



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ZARAGOZA.

“MANUAL PARA EL ESTUDIANTE DE FLUJO DE FLUIDOS”

T R A B A J O D E T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO
DE LICENCIATURA EN

INGENIERÍA QUÍMICA

PRESENTA

ROCÍO MARLENE MAGAÑA TORRES

DIRECTOR DE TESIS:

I. Q. MIGUEL ÁNGEL VARELA CEDILLO

30 DE SEPTIEMBRE 2005



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



**FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES ZARAGOZA**

**JEFATURA DE LA CARRERA
DE INGENIERIA QUIMICA**

OFICIO: FESZ/JCIQ/027/05

ASUNTO: Asignación de Jurado

ALUMNO: MAGAÑA TORRES ROCÍO MARLENE

P r e s e n t e.

En respuesta a su solicitud de asignación de jurado, la jefatura a mi cargo, ha propuesto a los siguientes sinodales:

PRESIDENTE	M. en C. Andrés Aquino Canchola
VOCAL	I.Q. Miguel Ángel Varela Cedillo
SECRETARIO	I.Q. Dominga Ortiz Bautista
SUPLENTE	I.Q. Julio Félix Martínez Reyes
SUPLENTE	I.Q. Everardo Antonio Feria Hernández

Sin más por el momento, reciba un cordial saludo.

A t e n t a m e n t e

“POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU”

México, D.F., 03 de Junio del 2005.

EL JEFE DE LA CARRERA

M. EN C. ANDRES AQUINO CANCHOLA

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
INGENIERIA QUIMICA
SECRETARIA TECNICA

Agradecimientos.

Gracias a

Mi madre: Laura Torres Guerrero.

Mi padre: Bernardo Porfirio Magaña Téllez. (†)

Bobosam, Anilú, Mongo, güero, Barby, Tavo, Febo, Pichi, Chema, Mostro, Korea, Chemita La Abuelita, Manola y Todos Los Demás.

Al Dr. Arturo Urrutia, cirujano traumatólogo, que siempre se preocupó y me apoyó en mi educación, del quien siempre recibí su apoyo como médico y como ser humano.

Mis amigos: Manuel Enrique Juárez Gallardo, Ana Lilia Espinosa Monsalvo, Jesús Jiménez Galindo, Rafael González Reynoso y Alejandro Vázquez Ávila.

Biol. Roberto King. Los ingenieros: Dominga Ortiz, Guillermo Gaspar, Genaro Altamirano, Teresa Guerra, Julio Martínez, Alejandro Rubio, José Bermúdez, Andrés Aquino, Bernardo Carreón y al director de este trabajo Miguel Ángel Varela Cedillo.

Compañeros extraordinarios: Alejandra Carmona Villavicencio, Roberto E. Sánchez Martínez, Waldo Ríos Barrios, Norma Ñol Ortiz, Armando Cortés Espejel, Iván Irán Rodríguez Moreno, Jaime Islas Trinidad, Naschielli Ayala, Cornelio Blanco Ibarra, Manuel Rosales, Silvia Velásquez, Juan Zamudio, Rafael Ruiz,

	Agradecimientos	I
	Introducción	II
	Resumen	III
	Índice	IV
1	Propiedades de los fluidos. Definiciones.	1
1.1	Fluido.	1
1.2	Líquidos.	1
1.3	Gases.	1
1.4	Sólidos.	1
1.5	Concentración.	1
1.6	Densidad y Volumen Especifico.	1
1.7	Densidad Relativa.	2
1.8	Peso específico.	2
1.9	Viscosidad.	3
1.10	Temperatura.	3
1.11	Tensión superficial.	5
1.12	Presión crítica. (Gases)	5
1.13	Ejercicios.	5
2	Hidrostática.	8
2.1	Estática.	8
2.2	Variación de la presión	9
2.3	Hidrostática.	9
2.4	Presión.	11
2.5	Relación entre presión y elevación.	12
2.6	Medición de la presión	13
2.7	Fluidos manométricos.	14
2.8	Numero de Reynolds.	15
2.9	Ejercicios	16
3	Ecuación de Bernoulli.	22
3.1	Ecuación de Bernoulli para fluidos líquidos.	22
3.2	Ecuación de Bernoulli para fluidos compresibles. Gases.	23
3.3	Energía potencial.	25
3.4	Energía cinética.	25
3.5	Energía de flujo.	25
3.6	Energía de fricción.	25
3.7	Interpretación De La Ecuación De Bernoulli.	26
3.8	Procedimiento para la aplicación de la Ecuación de Bernoulli.	27
3.9	Ecuación de continuidad.	27
3.10	Ejercicios.	28

	Capítulo 2.	32
4	Líquidos	32
4.1	Método de las longitudes equivalentes.	32
4.2	Método de las resistencias.	35
4.3	Direcciones, constricciones y expansiones.	37
4.4	Medidores de flujo.	38
4.5	Selección y dimensionamiento de válvulas.	42
4.6	Métodos iterativos.	45
4.6.1	Sistemas de redes.	46
4.7	Fluidos incompresibles en conductos no circulares.	49
4.8	Flujo alrededor de objetos sumergidos.	50
4.9	Flujo en canales abiertos.	53
4.10	Flujo Líquido a través de lechos porosos.	56
4.11	Nomogramas para determinar la caída de presión y la velocidad.	58
4.12	Ejercicios.	62
5	Gases.	73
5.1	Conceptos básicos de fluidos compresibles.	73
5.2	Cono de Mach y velocidad Mónica.	74
5.3	Flujo isentrópico.	76
5.4	Ecuaciones para calcular flujos gaseosos.	83
5.5	Ecuaciones para el Cálculo de caídas de presión.	84
5.6	Vapor	87
5.7	Nomogramas para determinar la caída de presión y la velocidad.	88
5.8	Ejercicios	90
6	Flujo Líquido vapor.	97
6.1	Introducción al flujo Líquido vapor.	97
6.2	Términos Usados en FLV.	99
6.3	Los Regímenes de Flujo.	99
6.4	Correlaciones Líquido - Vapor en Tuberías Horizontales.	108
6.5	Correlaciones Líquido – Vapor en Tuberías Verticales.	110
6.6	Correlaciones Generales de Flujo a Dos Fases Líquido – Vapor	111
6.7	Recomendaciones para el uso de las correlaciones.	118
6.8	Ejercicios.	119
	Capítulo 3.	123
7	Bombas.	123
7.1	Bombas centrífugas. Clasificación.	123
7.2	Bombas de desplazamiento positivo. Clasificación.	124
7.3	Leyes de afinidad.	125
7.4	Net Positive Suction Head (NPSH).	126
7.5	Capitación y rendimiento de la bomba.	127
7.6	Análisis de los componentes de un sistema de bombas.	130

7.7	Bombas de desplazamiento positivo.	133
7.8	Bombas de servicio para pastas aguadas.	135
7.9	Trabajo de flecha.	137
7.10	Arreglo de bombas.	138
7.11	Selección de una bomba.	139
7.12	Curvas de bombas.	140
7.13	Ejercicios.	144
8	Compresores.	153
8.1	Clasificación de compresores.	153
8.2	Ventajas y desventajas de compresores.	153
8.3	Metodología para calcular compresores de desplazamiento positivo.	154
8.4	Calculo de compresores con el diagrama Presión – Entalpía.	156
8.5	Calculo para compresores de desplazamiento positivo (mezclas gaseosas)	158
8.6	Calculo de compresores centrífugos.	160
8.7	Calculo para compresores centrífugos que manejan mezclas gaseosas.	162
8.8	Curvas de compresores.	163
8.9	Ejercicios.	164
	Capítulo 4.	168
9	Tuberías.	168
9.1	Sistemas de Tuberías. Definición.	168
9.2	Factores para seleccionar una tubería.	170
9.3	Código ASME – ANSI.	174
9.4	Pruebas hidrostáticas y neumáticas.	183
10	Selección del tamaño optimo de Tuberías.	186
10.1	Modelo Matemático Básico Para Costos de Tuberías	186
10.2	Aplicaciones para el Diámetro comercial.	189
10.3	Ajustes para la Selección del Diámetro económico. Formulas y nomogramas.	193
10.4	Diámetro económico.	201
10.5	Ejercicios Diámetro óptimo.	204
	Conclusiones.	207
A	Apéndices.	A-1
B	Formulario.	A-5
C	Propiedades del agua.	A-6
D	Propiedades de líquidos diversos.	A-6
E	Propiedades del aire.	A-7
F	Propiedades físicas de gases.	A-7
G	Constante de los gases. Exponente adiabático. Cociente de presión Líquido.	A-8
H	Valores de la constante de los gases.	A-8
I	Diámetros y áreas para Tuberías.	A-8
J	Factores de conversión	A-12

K	Parámetros para flujo isentrópico unidimensional para gases perfectos.	A-15
---	--	------

INTRODUCCIÓN.

El presente trabajo (sin precedentes en el contenido total en la facultad) se ha diseñado como un manual, basándose en la carta descriptiva, donde se enlistan los puntos necesarios para el entendimiento de la materia de Flujo de Fluidos, enfocado a los fluidos newtonianos, que se imparte en el quinto semestre de la carrera de Ingeniería Química, en la Facultad de Estudios Superiores Zaragoza.

Dichos conocimientos son indispensables para el Ingeniero Químico, tanto en su vida profesional, como para materias posteriores de los siguientes semestres, tales como: Ingeniería de Servicios, Transferencia de Calor, etc.

El manual para el estudiante de flujo de fluidos, cuenta con un lenguaje sencillo y práctico para el fácil entendimiento del consultante. Diseñado para explicar detalladamente los problemas y actividades que deben realizar, para la comprensión total del manual. El problemario cuenta con ejercicios habituales que se presentan en la literatura y en el andar cotidiano del Ingeniero Químico.

El formulario que se anexa, contiene las fórmulas más comunes y utilizadas durante el curso. La facilidad de tenerlas a mano es para que la cotidianeidad del uso ayude a comprenderlas y tenerlas en mente, perdiendo el menor tiempo al resolver exámenes, ya que al utilizarlas en el ejercicio diario, pueden tenerlas presentes además, para materias posteriores.

Está diseñado para explicar detalladamente los problemas y actividades que deben realizar, para la comprensión total del manual.

Se anexa una serie de problemas para cada tema y consta de su respectiva serie de ejercicios resueltos, las tablas de los problemas, se dividen en general en 8 pasos, donde, con cronómetro, se toma el tiempo (minutos, segundos, milésimas de segundo), en que se realizó cada uno de los ejercicios. La finalidad de esto es que el consultante tome como parámetro, el tiempo en el que se realizó cada uno en este manual, para cuantificar su rendimiento.

RESUMEN.

El presente manual, surge de la necesidad del alumno que cursa la materia de flujo de fluidos, para tener en un solo compilado respuestas comprensibles a aquellas incógnitas que se presentan a lo largo del curso. De esta insuficiencia, emerge el objetivo general de la tesis:

“Realizar un manual de fácil comprensión, de acuerdo a la carta descriptiva de la materia de flujo de fluidos del 5° semestre, para apoyo de los cursantes de la carrera de flujo de fluidos, enfocado a los fluidos newtonianos”.
Este manual, material único, sirve para encontrar a aquellos datos inevitables, para llevar al cabo de la materia de flujo de fluidos newtonianos.

Se muestran tres capítulos a fin de abarcar el curso. El capítulo 4 y último, representa un “plus” para el consultante, ya que se exponen los diferentes tipos de materiales de tuberías y la obtención del cálculo del diámetro óptimo, de acuerdo a las propiedades del fluido.

Con esto se cumplen los primeros objetivos particulares:

“Realizar una compilación de tres capítulos donde se planteen los temas básicos del curso”.

“Crear un último capítulo donde se analicen los materiales de tuberías y su cálculo óptimo”.

Al ser un curso novedoso en su totalidad, surgen tres más objetivos particulares:

“Plantear problemas de los temas vistos en el curso, donde se puedan apreciar diferentes clases de problemas de fluidos newtonianos y alternativas para su solución”.

“Formar un formulario básico para cada unidad, que facilite la ubicación y el rápido aprendizaje de las fórmulas comúnmente utilizadas”.

“Organizar apéndices con los datos necesarios para el manejo del curso”

Ya que la materia y en general la carrera está en transición, del sistema inglés al internacional se manejan de forma simultánea, ambos métodos de conversión de unidades. Lo que conlleva a estar a la vanguardia y entender lo acostumbrado.

Capítulo I.

En este capítulo se introducirá al lector al campo de la materia flujo de fluidos, dividido en tres temas tales como las propiedades de los fluidos, la hidrostática y el nacimiento de la ecuación de Bernoulli. Se verá la aplicación de cada tema.

1.- PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS.

Las propiedades son fundamentales en el manejo de los fluidos, ya que resulta sumamente necesaria su comprensión y manejo, este argumento tratará de dejar en claro este tema.

1.1. - Fluido: es aquella sustancia que carece de forma propia y toma la forma del recipiente que lo contiene. Un fluido puede ser un gas, un líquido ó un sólido.

1.2. -Líquidos: a presión y temperatura dadas ocupan un volumen determinado introduciendo el líquido en un recipiente adopta la forma del mismo, pero solo llenando el volumen que le pertenece.. Los líquidos mantienen la densidad constante a través de un sistema, por lo tanto son conocidos también como fluido incompresible.

1.3-Gases: a una presión y temperatura determinada tienen también un volumen expreso, pero en libertad, tienen a expandirse. Este fluido, al no mantener su densidad constante, se le reconoce como fluido compresible.

1.4-Sólidos: ofrecen gran resistencia al cambio de forma y volumen, pero fluye también aun que no con la misma facilidad que un líquido ó un gas. Esta propiedad se estudia en la reología.

1.5-Concentración (ω): Esta propiedad es un valor para las mezclas por ejemplo el agua de limón en té helado. En mezclas, la masa, por especie individual por unidad de volumen, en la concentración de masa, puede ser significativa, un ejemplo muy claro se tiene en el café con azúcar.

1.6-Densidad y Volumen Específico (ρ), (V_{esp}): La densidad de una sustancia es la cantidad de masa por la unidad de volumen. Esta propiedad en los líquidos no depende tanto de la temperatura como si ocurre con los gases. El volumen específico es el inverso de la densidad y por lo cual, tiene las mismas dimensiones de la densidad, pero a la inversa. La densidad de los vapores y los gases varía grandemente con la presión. Para los gases perfectos, la densidad y el volumen específico pueden calcularse a partir de la fórmula del gas ideal, como se ve en las ecuaciones siguientes:

$$\rho = \frac{PM * P}{R * T} \quad (1)$$

$$V_{esp} = \frac{T * R}{P} \quad (2)$$

Para el análisis dimensional, sus unidades son:

$$\rho = \frac{m}{L^3} \quad (2.1)$$

Representa a la masa entre el área de desplazamiento.

1.6.1.- Densidad de mezcla de líquidos "ideales". La densidad de una mezcla de líquidos ideales (aquellos que al mezclarse no reducen su volumen) puede calcularse a partir de:

$$\frac{1}{\rho_{mezcla}} = \frac{X_1}{\rho_1} + \frac{X_2}{\rho_2} + \frac{X_n}{\rho_n} \quad (2.2)$$

X = fracción masa del líquido.

ρ = Densidad del líquido puro.

$$\rho = \frac{\overline{PM} * P}{Z * R * T} \quad (2.3)$$

\overline{PM} = Peso molecular promedio de la mezcla.

P = Presión.

Z = Factor de compresibilidad.

R = Constante de los gases.

T = Temperatura.

1.7. Densidad Relativa (ρ_r): La densidad relativa es adimensional. La densidad relativa de un líquido es la relación de su densidad a cierta temperatura con respecto al agua a una temperatura estandarizada. Como la presión tiene un efecto insignificante sobre la densidad de los líquidos, la temperatura es la única variable que debe ser tomada en cuenta al sentar las bases sobre el peso específico. Para un gas se define como la relación del peso molecular del gas, entre el peso molecular del aire.

$$\rho_r = \frac{\rho_{fluido}}{\rho_{agua}} \quad (3)$$

$$\rho_r = \frac{R'}{R_{gas}} = \frac{53.3}{R_{gas}} \quad (3.1)$$

$$R' = \frac{R}{PM_{gas}} \quad (3.2)$$

$$\rho_r = \frac{PM_{gas}}{PM_{aire}} = \frac{PM_{gas}}{29} \quad (3.3)$$

ρ_r = Densidad relativa del gas.

R' = Constante de los gases para el aire.

R_{gas} = Constante de los gases para el gas.

PM_{gas} = Peso molecular del gas.

1.8. Peso específico (γ): Es el peso, por la unidad de volumen. El peso es la fuerza que ejerce la gravedad sobre el fluido.

$$\gamma = \frac{w}{v} \quad (4)$$

El peso específico es diferente de la presión, ya que ésta se define como:

$$P = \frac{F}{A} \quad (4.1)$$

(F) la fuerza ejercida sobre un (A) área determinada, como se explicará en el siguiente capítulo.

$$\gamma = \rho \frac{g}{gc} \quad (5)$$

1.9. Viscosidad: Esta propiedad es la facilidad que tienen los fluidos para fluir cuando se le aplica una fuerza externa. La viscosidad absoluta de un fluido es una medida de resistencia al deslizamiento o a sufrir deformaciones internas.

1.9.1. Viscosidad dinámica (μ): El Poise es la unidad correspondiente en el sistema de unidades cgs. y tiene dimensiones de DINA segundo por centímetro cuadrado, el sub. Múltiplo centipoise (cP), 10⁻² poises, es la unidad más utilizada para expresar la viscosidad dinámica. La unidad de la viscosidad dinámica en el sistema internacional es Pascal por segundo.

1.9.2.- Viscosidad de mezclas gaseosas. (μ' gas)

$$\frac{1}{\mu_{mezcla}} = \frac{X_1}{\mu_1} + \frac{X_2}{\mu_2} + \frac{X_n}{\mu_n} \quad (6)$$

X = fracción masa del líquido.
 μ = Densidad del líquido puro.

1.9.3.- Viscosidad cinemática (ν): Es el cociente entre la viscosidad dinámica y la densidad. La unidad correspondiente es el Stoke (St) con dimensiones de centímetro cuadrado por segundo. Su derivación más utilizada es el centistoke (cSt), 10⁻² Stokes En el sistema internacional (SI) la unidad de viscosidad cinemática es el metro cuadrado por segundo.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (7)$$

1.10.- Temperatura (T): Es una propiedad termodinámica, definida en la ley cero. Por lo regular se asocia con la actividad molecular del sistema ó indirectamente. Si dos cuerpos están en equilibrio térmico con un tercero, los cuerpos están en equilibrio térmico entre sí. Para cualquier sustancia pura es posible encontrar la relación donde el calor depende de la presión y el volumen. Para todos los sistemas que se encuentran en equilibrio térmico entre sí. En esta ley, se postula la existencia de la propiedad llamada temperatura, que tiene el mismo valor para todos los sistemas que se encuentran en equilibrio térmico, indica que el estado termodinámico de una sustancia pura queda determinado mediante dos propiedades intensivas independientes, dando origen a las ecuaciones de estado (intensivas y extensivas) Esta es una propiedad cuál se determina si dos cuerpos o dos elementos adyacentes están en equilibrio térmico. Es una medida de la energía cinética de translación media de las moléculas. Utilizamos los términos "caliente" y "frío" en referencia a las altas y bajas temperaturas. Aunque la temperatura es una característica familiar, es delicado especificar ya que la definición debe ser indirecta, con el concepto de la igualdad de la temperatura.

1.10.1.-Medición de la temperatura y escala térmica. La escala graduada estaba en el cuerpo "A" de las secciones precedentes adyacente a su columna líquida, podríamos observar una diferencia en la elevación de la columna fluido mientras que el nivel de temperatura cambia. Así, se inventó el termómetro que indica hasta ahora, solamente una diferencia en las temperaturas, hablando relativamente, " caliente" y "frío". Se logró hacer un termómetro de vidrio que contenía el fluido (mercurio) y se podía observar con el movimiento del mercurio que indicaba con una escala, la temperatura. Al ser necesaria una escala numérica se asumieron valores

reproducibles para la medición de la temperatura. Fahrenheit seleccionó la temperatura del cuerpo humano y le asignó el valor de 96 °F. Él asignó el valor de cero para mezclas que contienen agua, hielo y sal. En esta escala el agua se congela a un valor más cercano a 32. Así a estos valores asignados se le conocen como la escala Fahrenheit. Valores asignados al hielo y al vapor de 0 y 100, le logran Celsius (centígrados) Se está sugiriendo que en esta opción arbitraria de escalas, exista la posibilidad de extrapolación lineal, así como la interpolación, indicada en la figura 2. Se observa la raíz de subdivisión entre el punto de ebullición y el punto de congelamiento en las dos escalas, $180/100 = 9/5$, así puede establecerse fácilmente la relación entre la temperatura Fahrenheit y Celsius.

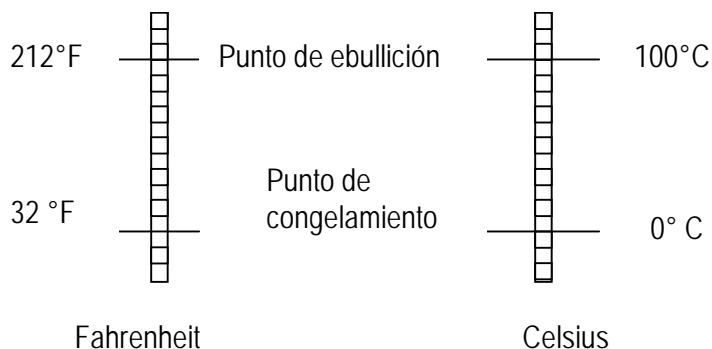
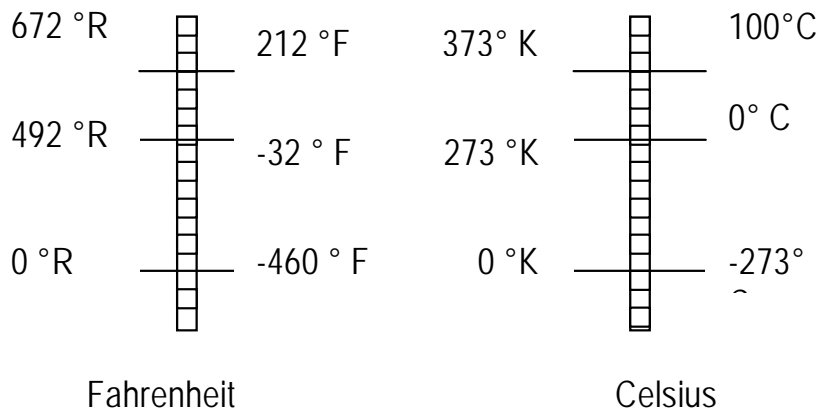


Fig. 1. termómetros comunes.

Fig. 2 Relación entre escalas de termómetros comunes.



$$TF = 9/5 TC + 32 \quad (8)$$

$$TC = 5/9 (TF - 32) \quad (9)$$

$$^{\circ}R = ^{\circ}F + 459.67 \quad (10)$$

$$^{\circ}K = ^{\circ}C + 273.15 \quad (11)$$

Es necesario utilizar la temperatura absoluta en todos los problemas termodinámicos, excepto en aquellos en que se acerque a sus temperaturas parciales. Extendiendo el termómetro de la figura 1, al cero absoluto, cuando la actividad de todas las moléculas cesa, conseguimos la escala absoluta en Rankine (R), cuando corresponde a Fahrenheit (F); y Kelvin (K), cuando es correspondiente de Celsius (C) La figura 2 muestra estas relaciones.

1.10.2. - Temperatura crítica para una mezcla. (T_{cm})

$$T_{cm} = \sum_{i=1}^n Y_i T_{ci} \quad (12)$$

T_{cm} = Temperatura crítica de mezcla.

Y_i = fracción másica del gas.

T_{ci} = Temperatura crítica de un solo gas.

1.11. - **Tensión superficial (σ):** La tensión superficial es una fuerza que, como su nombre lo indica, produce efectos de tensión en la superficie de los líquidos, allí donde el fluido entra en contacto con otro fluido no miscible. La tensión superficial explica los fenómenos del menisco y los fenómenos de elevación en los capilares. La tensión superficial se debe tomar muy en cuenta en el flujo a dos fases (líquido-gas)

1.12.- **Presión crítica. (gases)**

$$P_{cm} = \frac{\left[R * \left(\sum_{i=1}^n Y_i T_{ci} \right) \right]}{\sum_{i=1}^n Y_i V_{ci}} \quad (13)$$

P_{cm} = presión crítica de mezcla.

T_{ci} = temperatura crítica de un solo gas.

V_{ci} = volumen crítico de un solo gas.

Y_i = fracción másica de un solo gas.

Las ecuaciones donde se hace alusión a las ecuaciones de estado se deben tener en cuenta que el objetivo perseguido en la formulación de una ecuación de estado es la de su validez general, el compromiso entre su sencillez analítica y su universalidad resulta difícil de satisfacer. También se hace necesario buscar una solución de compromiso respecto a la precisión en las diferentes zonas (equilibrio de fases, zona de líquido, etc.) Además de ser consciente que la complejidad del comportamiento PVT de una sustancia pura sugiere la dificultad de su descripción mediante una ecuación, por tanto el valor es una aproximación.

1.13.- EJERCICIOS DE LAS PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS.

Ejercicio uno.	Tiempo (θ)
Un trailer transporta 15,000 litros de glicerina al 75% a 15 °C cuya densidad relativa es de 1.198. ¿Cuántas toneladas de glicerina son las que transporta?	0:14'15
2.- Ecuaciones.	
$\rho_r = \frac{\rho_{fluido}}{\rho_{agua}}$	3 0:18'53
$\rho = \frac{m}{L^3}$	2.1
3.- Selección del proceso.	0:26'47
1.- Despejar ρ del fluido de la ecuación 3. 2.- Calcular el volumen. 3.- De la ecuación 2.1 despejar la masa.	
4.- Datos.	0:37'32
$\rho_r = 1.198$ $V = 15,000 \text{ lt.}$ $\rho = 999.1 \text{ kg / m}^3$	
5.- Factor de conversión. Litros a metros.	0:58'47
$V = 15000 \text{ Lt} * \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ Lt}} = 15 \text{ m}^3$	

6.- Resolución del problema.	1:20'87
$\rho = 1,198 * 999,1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 1196,91218 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	
Cálculo del volumen.	1:44'84
$m = \rho * V = 1,196,91218 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 15\text{m}^3 = 17,953,6827\text{kg}$	
7.- Factor de conversión.	2:06'28
$m = \frac{17953,6827 \text{ kg}}{1000\text{kg}} * 1\text{Ton.} = 17,9536 \text{ Ton.}$	
8.- Resultado.	2:14'12
Transporta 17.9536 Ton.	

Ejercicio dos.	Tiempo (θ)
	0:16'10

Con una prensa hidráulica se desea elevar un automóvil que pesa 10, 000 kgf. Determinar la fuerza que se necesita aplicar en la sección uno, para que en la sección 2 se eleve el automóvil.

2.- Ecuaciones.		0:19'79
$P = F / A$	4.1	
3.- Selección del proceso.		0:34'79
Con la ecuación 4.1 igualar $(F_1 / A_1) = (F_2 / A_2)$ Con esto, despejar la fuerza uno (incógnita)		
4.- Datos.		0:54'10
$F_1 = 10000 \text{ kgf}$ $A_1 = 0,10 \text{ m}^2$ $A_2 = 10 \text{ m}^2$		
6.- Resolución del problema.		1:14'23
$F_1 = \frac{A_1}{A_2} * F_2 = \frac{0,1\text{m}^2}{10\text{m}^2} * 10,000\text{kg} = 100\text{kg}.$		
7.- Factor de conversión.		1:40'20
$F_1 = 100\text{kgf} * \frac{9,8066\text{N}}{1\text{kgf}} * \frac{1\text{kN}}{1000\text{N}} = 0,9806\text{kN}$		
8.- Resultado.		1:54'63
La fuerza necesaria para levantar el auto es de 0.9810 kN.		

Ejercicio tres.	Tiempo (θ)
1.- Un líquido que alimenta una torre de destilación, contiene la siguiente	0:12'69

composición de volumen: Calcular la densidad de mezcla a 47°C.			
Fluido.	%	Densidad relativa	
Aceite medio (A)	10.284 %	0.852	
Aceite pesado. (B)	12.254 %	0.906	
Gasolina (C)	50.236 %	0.68	
Agua de mar (D)	27.226 %	1.03	
2.- Ecuaciones.			0:22'00
$\frac{1}{\rho_{mezcla}} = \frac{X_1}{\rho_1} + \frac{X_2}{\rho_2} + \frac{X_3}{\rho_3} + \frac{X_4}{\rho_4}$		2.2	
3.- Selección del proceso.			0:35'40
El resultado se obtendrá con solo sustituir valores en la ecuación 2.2.			
4.- Datos.			1:20'02
Compuesto	Composición	Densidad relativa	
Aceite medio	10.284 %	0.852	
Aceite pesado.	12.254 %	0.906	
Gasolina	50.236%	0.68	
Agua de mar	27.226 %	1.03	
$\rho_{\text{agua}} = 766.126 \text{ Kg. / m}^3$ Del apéndice "E" se obtienen la densidad relativa de compuestos gaseosos.			
6.- Resolución del problema. Calcular la densidad absoluta.			2:40'02
$(A) = 0.852 * 766.126 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 652.7393 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ $(B) = 0.906 * 766.126 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 694.1101 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ $(C) = 0.68 * 766.126 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 520.9656 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ $(D) = 1.03 * 766.126 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 789.1097 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$			
6.1.- Sustituyendo en la ecuación 2.2			2:14'71
$\frac{1}{\rho_{mezcla}} = (652.7393 + 694.1101 + 520.9656 + 789.109) = 162.3518 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$			
8.- Resultado.			2:26'90
162.3518 kg/m ³ .			

Ejercicio cuatro.	Tiempo (θ)
Calcular el factor de conversión para transformar 100 kilo Watt (kW) a (HP)	0:08'15
4.- Factor de conversión.	0:43'15
$100 \text{ kW} * \frac{1 \text{ HP}}{0.745699 \text{ kW}} = 134.1023 \text{ HP}$	
8.- El resultado es de 101,390 CV	0:52'47

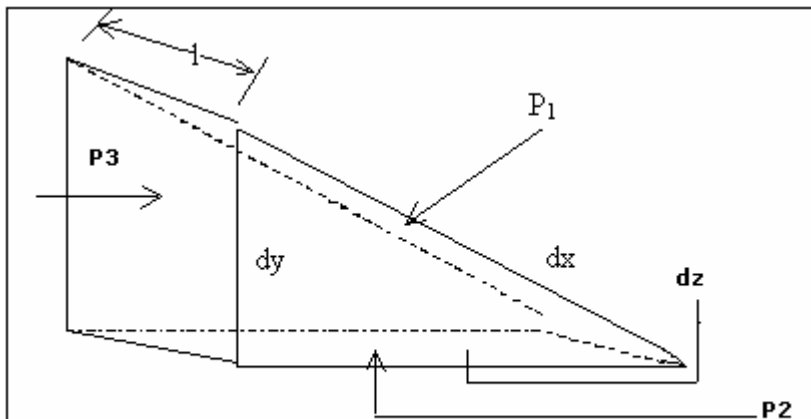
2. - HIDRÓSTÁTICA.

La hidrostática, es básica para entender la lectura de la presión, que va desde un manómetro, hasta un sistema complejo. Si la presión no es leída ó calculada correctamente, repercutirá en el resultado final.

2.1. - EQUILIBRIO ESTÁTICO.

La estática se refiere a un estudio de las condiciones en las que permanece en reposo una partícula ó un cuerpo. Si hay una partícula o un cuerpo en reposo bajo un conjunto dado de fuerzas, se dice que estas últimas se encuentran en equilibrio o que el cuerpo está en equilibrio estático. Un cuerpo o un fluido en equilibrio estático está libre en todas sus partes de fuerzas tangenciales o cortantes. Un ejemplo común es el de cierta cantidad de agua en reposo en un recipiente. Una capa de fluido no se desliza con relación a una capa adyacente y no hay distorsión de los elementos del fluido. (Hidrostática) La falta de esfuerzos cortantes significa que no es preciso tomar en consideración la fricción. Los efectos de ella se presentan sólo cuando hay un deslizamiento o un corto relativo, como sucede cuando un fluido se encuentra en movimiento. Lo importante de la Ley de Pascal, en la que la presión en un fluido estático, es la misma en todas las direcciones, puede demostrarse mediante el estudio de las fuerzas que actúan sobre cualquier elemento infinitesimal en la masa de un fluido. En la figura 3, la distancia entre las dos caras triangulares es la unidad y los lados d_x y d_y son infinitesimales. Todas las presiones P_1 , P_2 y P_3 , son normales a la cara sobre la que actúan. Si se supone que el volumen del prisma converge a cero, de tal modo que el brazo d_s se desplace siempre paralelo a sí mismo.

Figura 3 Equilibrio de un pequeño elemento de fluido.



En el límite, tanto el peso como la fuerza superficial se hacen cero; pero d_x , d_y es un infinitesimal de orden superior a d_x , d_y y d_z . Ya que las fuerzas se balancean en equilibrio, el tomar componentes verticales u horizontales de las fuerzas da:

$$P_2 d_x - P_1 ds \cos \theta = 0$$

$$P_3 d_y - P_1 ds \sin \theta = 0$$

$$\text{Puesto que } d_x = ds \cos \theta$$

$$\text{y } d_y = ds \sin \theta.$$

$$P_2 - P_1 = 0$$

$$P_3 - P_1 = 0$$

$$P_1 = P_2 = P_3$$

En otras palabras, la presión en un punto de un fluido estático es la misma en todas las direcciones. Este resultado es diferente del obtenido para un sólido esforzado en equilibrio estático; en dicho sólido, el esfuerzo sobre un plano depende de la orientación de este último. El análisis anterior se puede ampliar para demostrar que la presión en un punto, dentro de un fluido, es la misma para cualquier estado de movimiento, a condición de que no haya esfuerzo cortante.

2.2.- VARIACIÓN DE LA PRESIÓN.

Para determinar la variación de la presión, $p = f(x, y, z)$, si se considera el elemento de fluido de la figura 3. Las fuerzas que actúan en el elemento de fluido en tres direcciones mutuamente ortogonales: fluido es la tensión del fluido (presión) y la fuerza de gravedad. (Masa) (g)

Aplicando la primera ley de Newton, $\Sigma F = 0$, y seguimos las ecuaciones escalares:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x &= P_x (\Delta y \Delta z) - P_x + \Delta x (\Delta y \Delta z) = 0 \\ \Sigma F_y &= P_y (\Delta x \Delta z) - P_y + \Delta y (\Delta x \Delta z) - \rho g (\Delta x \Delta y \Delta z) = 0 \\ \Sigma F_z &= P_z (\Delta x \Delta y) - P_z + \Delta z (\Delta x \Delta y) = 0\end{aligned}$$

Dividiendo cada una de las ecuaciones entre $\Delta x \Delta y \Delta z$ y tomando como límite a $\Delta x \Delta y$ & Δz cuando tienden a cero, entonces tenemos:

$$\begin{aligned}\Sigma f_x &= \left(\frac{\partial P}{\partial x} \right) = 0 \\ \Sigma f_y &= \left(\frac{\partial P}{\partial y} \right) = -\rho g = 0 \\ \Sigma f_z &= \left(\frac{\partial P}{\partial z} \right) = 0\end{aligned}$$

donde f es la fuerza externa por unidad de volumen ó en su forma de vector:

$$\Sigma f = -\nabla P + \rho g = 0 \quad (14)$$

Si se observa que g puede tomarse en una dirección arbitraria (abscisas pueden ser orientadas diferencialmente) en cada caso pueden estar previstas mutuamente en tres componentes ortogonales g_x , g_y & g_z , con respecto a la distribución de la presión, se afecta por consiguiente:

$$-(\partial P / \partial x) + (\rho g_x) = 0 \quad (15)$$

Obviamente es necesario saber la naturaleza de g y ρ en el orden de integrar la ecuación, pero se verá en el tema de la hidrostática.

2.3.- HIDROSTÁTICA.

Para el caso de la dirección y , que g sea negativa $p \neq f(x, z)$ La ecuación 14 puede integrarse.

$$\frac{dP}{dy} = -\rho * g$$

Suponiendo que el fluido es incompresible, y que la densidad y la gravedad son constantes (ρ, g) = cte. Tenemos:

$$\int_{P_1}^{P_2} dP = -\rho * g \int_{y_1}^{y_2} dy$$

Completando el proceso de integración y aplicando los límites se tiene:

$$(P_2 - P_1) = -\rho * g * (h_2 - h_1) \quad (16.1)$$

$$(P_2 - P_1) = \rho * g * (h_1 - h_2) \quad (16.2)$$

Si $P_1 = 0$

$$P_2 = \rho * g * (h_2 - h_1) \quad (17)$$

Por conveniencia, definimos que:

$$\Delta P = P_2 - P_1 \quad (18)$$

La ecuación general de la Hidrostática queda:

$$\Delta P = \rho * g * h \quad (19)$$

(Para sistema absoluto.)

$$P = (\rho g / g_c) * h \quad (20)$$

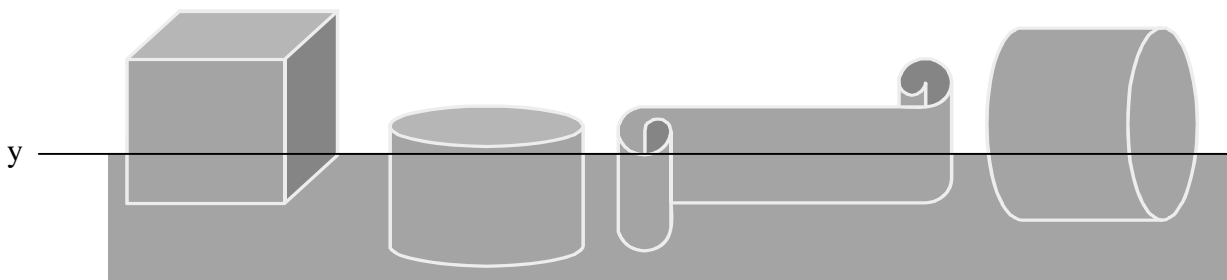
Como $\gamma = (\rho g / g_c)$ tenemos que:

$$P = \gamma * h \quad (21)$$

(Para sistema práctico de ingeniería.)

En la figura 4 se muestra a un contenedor con un fluido en envases con diferentes formas geométricas, que en el punto y, la presión es la misma. Esto se le conoce como la paradoja hidrostática. Esto alerta al estudiante a ver que este fenómeno puede aplicarse en cualquier circunstancia, no importa la forma geométrica del contenedor del fluido, ya que para el mismo fluido a la misma altura, la presión, siempre será la misma.

Fig. 4. Paradoja hidrostática.



2.4. - **PRESIÓN.(P)**: La presión es simplemente, la fuerza que es ejercida sobre un cuerpo, por unidad de área.

2.4.1.- **Presión Atmosférica Normalizada**: Es la presión medida al nivel del mar y que en el campo gravitatorio estándar y a 0°C equivale a 760 mm Hg.

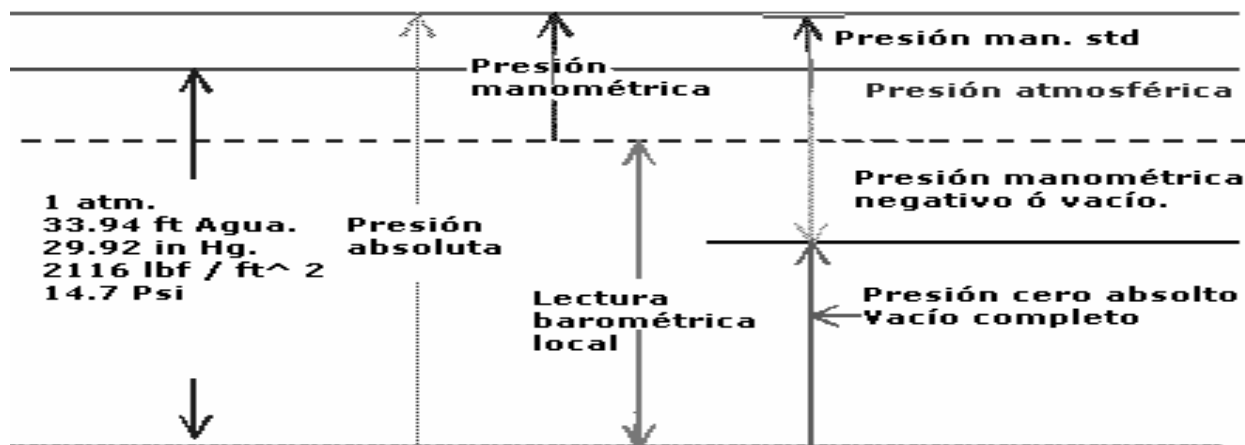
2.4.2. - **Presión Atmosférica Local ó Presión Barométrica**: Es la presión de la atmósfera que nos rodea (medio ambiente) y que va cambiando día a día. Para la Ciudad de México, los experimentos realizados, reportan que su valor promedio es de 586 mm. Hg.

2.4.3.-**Presión absoluta (Pabs)**: Es la presión total verdadera que se ejerce sobre una superficie y que es medida con respecto al vacío total ó cero absoluto de la presión. Se puede calcular con las ecuaciones siguientes:

$$P_{abs} = P_{atm} + P_{man} \quad (22)$$

$$P_{abs} = P_{atm} - P_{vacío} \quad (23)$$

Fig. 5 Relación entre las presiones. "Fundamentos de termodinámica" Gordon J Van Wylen.



2.4.4.-**Presión Manométrica (Pman)**: Es la presión medida con respecto a la presión atmosférica local. Se consideran 2 tipos de presiones manométricas, una se acostumbra a llamarla Presión manométrica ó presión manométrica positiva: se caracteriza por superar a la presión manométrica (local) ya que ésta última se le asigna el valor numérico de cero manométrico.

2.4.5.- **Presión vacuométrica**, presión de vacío ó presión manométrica negativa (**Pvacío**), su característica es que se trata de una presión menor que la atmosférica local, dado que a ésta, se le asigna un valor numérico de cero. Despejando las ecuaciones 22 y 23, se pueden obtener la presión manométrica y la presión de vacío.

2.4.6. - **Presión de impacto**: Es la presión que se produce al chocar un fluido que tiene una cierta velocidad lineal en contra de una superficie. En el sistema Internacional, podemos encontrar su fórmula, de la siguiente manera:

:

$$P_t = 13.8 * (0.145 * P + 0.056 * U^2 * \rho) \quad (24)$$

P_t = Presión de impacto (kPa)

P = Presión del sistema (kPa)
 U = Velocidad de flujo (m/seg.)
 ρ = Densidad del fluido. (Kg / dm³)

2.4.7. - Presión Estática: Es la presión ejercida sobre una columna de líquido cuando este último se encuentra en equilibrio estático, es decir, cuando las fuerzas que actúan sobre el sistema, son iguales a cero.

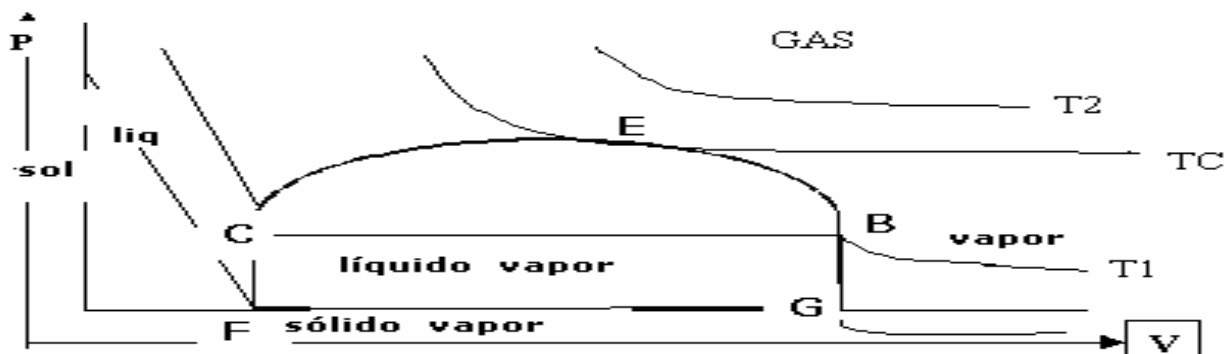
2.4.8. - Presión de vapor: La presión del líquido y la del vapor, es igual. La fase líquida y gaseosa coexisten en estado de equilibrio. En el siguiente diagrama, la presión de vapor se da en la curva que se forma en con las letras FCEBG, se puede calcular con la ecuación 25.

T_C que es la temperatura crítica del gas, en el punto E está caracterizado por el hecho de que el gas pasa súbitamente a su estado líquido cuando su presión y temperatura, son las del punto crítico.

$$P_v = A - \frac{B}{C + T} \quad (25)$$

Para la ecuación 25, las constantes A, B y C, se enumeran sus valores para diversos fluidos en el apéndice "F" a la presión de vapor.

Fig. 6. Diagrama líquido - vapor. "Introducción a la termodinámica clásica" Leopoldo García colín Scherer.



2.5. - RELACIÓN ENTRE PRESIÓN Y ELEVACIÓN.

Definiremos la elevación como la distancia vertical a partir de algún nivel de referencia hasta el punto de interés y se le llama Z. Al cambio en la elevación entre dos puntos se le denomina h. La elevación se mide siempre con signo positivo en dirección hacia arriba. En otras palabras un punto más alto tiene una mayor elevación que un punto más bajo. El nivel de referencia puede tomarse en cualquier punto, como se muestra en la ilustración 7. En la parte (a) de la figura, el fondo del tanque es tomado como referencia, mientras que la parte (b) la posición del recipiente es el nivel de referencia. En mecánica de fluidos, se recomienda seleccionar el punto de interés más bajo de un problema como el nivel de referencia, con la finalidad de eliminar el uso de valores negativos de Z.

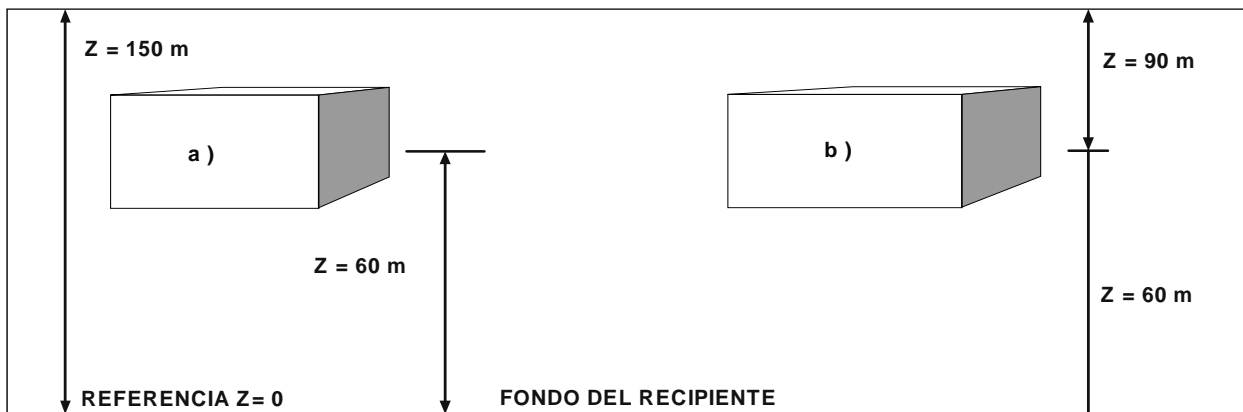
El cambio de presión en un líquido homogéneo en reposo debido al cambio en elevación se puede calcular a partir de la ecuación que se desarrollará a continuación. El saber reconocer la diferencia entre las diferentes formas de medir la presión, es la clave para la resolución adecuada de este tipo de problemas.

Con las siguientes consideraciones se busca que queden más claros los conceptos:

1. Un vacío perfecto es la presión más baja posible.

2. Una presión manométrica que esté por encima de la presión atmosférica es positiva.
3. Una presión manométrica que esté por debajo de la atmosférica es negativa, que se le conoce como vacío.
4. La presión manométrica se representa, en el sistema internacional (S. I.) Pa (man.).
5. La presión absoluta se indicará en el sistema internacional (S. I.) Unidades de Pa (abs.)
6. La magnitud real de la presión atmosférica varía con el lugar y con las condiciones climatológicas. La presión atmosférica en la Ciudad de México es en promedio de 585 mm Hg.
7. El intervalo de variación normal de la presión atmosférica cerca de la superficie terrestre es de aproximadamente 95 kPa (abs) a 105 kPa (abs) A nivel del mar, la presión atmosférica que tomaremos de referencia es de 101 kPa (abs)

Figura 7. Nivel de referencia.



2.6.- MEDICIÓN DE PRESIÓN.

Procedimiento para escribir la ecuación de un manómetro.

1. Empezar desde un punto conveniente, normalmente donde la presión sea conocida y escribirla en forma de símbolo (PA se refiere a la presión en el punto A)
2. Utilizando $\Delta P = \rho * h$, escribir para los cambios de presión que se presentan desde el punto de inicio hasta el punto en el cual la presión se va a medir, teniendo cuidado de incluir el signo algebraico correcto para cada término.
3. Igualar la expresión del paso 2 con la presión en el punto deseado.
4. Sustituya los valores conocidos y resuelva para la presión deseada.

Una manera muy conveniente para la medición de presión, es determinando el desplazamiento de la columna que tiene un fluido (ó fluidos)

Ejemplo:

Considerando a la figura 8, la presión en los meniscos en B, es igual a la presión en el tanque, la presión resultante para el peso de la columna del fluido h_1

Como el menisco B y el punto C están a la misma altura y tiene en común el mismo líquido, entonces la presión es idéntica. La presión que actúa sobre el punto D, es la presión atmosférica y puede ser determinada con un barómetro. Con estas razones y la ecuación de la hidrostática la presión en un punto en el manómetro puede escribirse así:

$$P_B = P_A + \gamma_A * h_A = P_C$$

$$P_B = P_{atm} + \gamma_B * h_B \quad 26.1$$

$$P_A = P_{atm} + \gamma_B * h_B - \gamma_A * h_A \quad 26.2$$

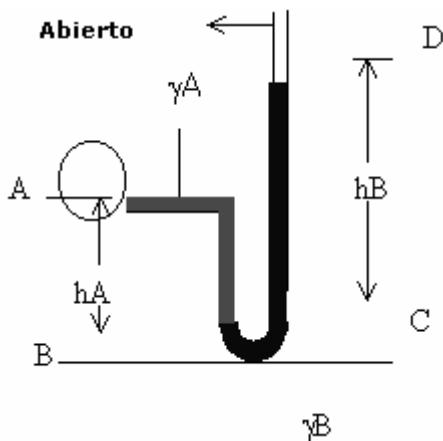


Fig. 8 Manómetro en U.

Este procedimiento no es particular y único para escribir las ecuaciones al resolver los problemas para manómetros. Es normalmente conveniente comenzar marcando meniscos y sumar presiones, realizando una única ecuación multiplicando la h respectiva e igualando a cero. Cuando el fluido sube de nivel se coloca el signo negativo a h , cuando el fluido baja de nivel se coloca el signo positivo.

$$-P_A - h_A * \gamma_A + h_B * \gamma_B + P_{atm} = 0 \quad (27.1)$$

$$-P_A + P_B + P_{atm} - h_A * \gamma_A = 0 \quad (27.2)$$

Así se despeja la incógnita y se evita confusión en manejar varias ecuaciones, simplificando solo a una.

$$P_A = P_{atm} + P_B - h_A * \gamma_A \quad (28)$$

Hay que recordar que:

1. La presión aumenta a medida que uno baja a lo largo de una columna de líquido.
2. La presión es la misma en cualquiera de los puntos si están en el mismo nivel y que formen parte de un mismo tramo de líquido.
3. La presión es diferente entre dos puntos que se encuentran en el mismo nivel si se trata de diferentes líquidos. Entonces, la presión, sólo varía con la altura.

2.7. - FLUIDOS MANOMÉTRICOS.

Las características que deben tener estos fluidos manométricos son:

- a) La densidad de estos debe ser más grande que el líquido de proceso.
- b) Debe ser inmisible con el líquido de proceso.
- c) Que presente el fenómeno de capilaridad.
- d) Alta viscosidad.
- e) Presión de vapor alta.

Los fluidos manométricos típicos, son agua, mercurio y aceites ligeros de colores. Para medir largas columnas de presión, se utiliza mercurio como fluido manométrico. El agua se usa para medir presión en gases.

Fluido manométrico.	ρr	Fluido manométrico.	ρr
Agua.	1 @ 20 °C	Parafina.	0.81
Alcohol.	20 @ 20 °C	Tetrabromo etano.	3.43 @ 0 °C
Bromuro de etileno.	2.18 @ 0 °C	Tetracloruro de carbono.	1.6 @ 20 °C
Bromoformo.	3 @ 20 °C	Tolueno.	0.87
Bromuro de etilo.	1.43 @ 0 °C	Mercurio.	13.6

Tabla 1. Líquidos manométricos más utilizados.

2.8- NÚMERO DE REYNOLDS.

Cuando se analiza un fluido en una corriente de flujo, es importante ser capaz de determinar su carácter. Osborne Reynolds observó este fenómeno cuando inyectó tinta y este pasaba por un tanque, siendo el flujo constante, hasta que el chorro es uniforme y estable, ya que parece fluir en forma de láminas, se le denomina flujo laminar. Reynolds observó que si aumenta la velocidad del flujo, se alcanzará un punto en el que este ya no es uniforme ni regular. La tinta se ve que se mueve de una manera caótica y es el flujo turbulento. El flujo laminar se puede observar en conductos circulares, en tubos de vidrio ó en canales abiertos. En un canal abierto, al flujo laminar se le llama flujo tranquilo. En contraste con este, el flujo turbulento parece caótico y no uniforme. Una corriente de tinta que fuera introducida en el flujo turbulento, inmediatamente se dispersaría en la salida principal del sistema como se muestra en la figura 9.

ECUACIONES GENERALES PARA EL CÁLCULO DEL NÚMERO DE REYNOLDS. FLUIDOS NEWTONIANOS.			
$\frac{U \left(\frac{L}{\theta} \right) * D(L^3) * \rho \left(\frac{M}{L^3} \right)}{\mu \left(\frac{M}{L * \theta} \right)}$	29.1	$\frac{G \left(\frac{M}{L^2 * \theta} \right) * D(L)}{\mu \left(\frac{M}{L * \theta} \right)}$	29.2
		$\frac{U \left(\frac{L}{\theta} \right) * D(L)}{\nu \left(\frac{\theta}{L^2} \right)}$	29.3
ECUACIONES EXCLUSIVAS PARA LÍQUIDOS.			
$NRe = \frac{3157 * Q(gpm)}{\mu(cP) * D(in)}$	29.4	$NRe = \frac{35.5 * Q \left(\frac{m^3}{hr} \right) * \rho_r}{\mu \left(\frac{kg}{m * seg} \right) * D(cm)}$	29.5
ECUACIONES EXCLUSIVAS PARA GASES.			
$NRe = \frac{20 * Q(mpcd) * \rho_r}{\mu(cP) * D(in)}$	29.6	$NRe = \frac{45.5 * Q(mmcd) * \rho_r}{\mu \left(\frac{kg}{m * seg} \right) * D(cm.)}$	29.7
ECUACIÓN NO MODIFICADA DE FANNING.			
$NRe = \frac{35.5 * W \left(\frac{m^3}{hr} \right)}{D(cm.) * \mu \left(\frac{kg}{m * seg} \right)}$	29.8		

Tabla 2. Rangos de flujo para determinar el número de Reynolds.

Si el	Entonces
$NRe < 2000$	El flujo es laminar.
$2000 < NRe < 4000$	Es flujo en transición.
$NRe > 4000$	El flujo es turbulento.

Osborne Reynolds demostró que si se conoce la magnitud de un número adimensional, conocido ahora como el Número de Reynolds, se puede determinar que tipo de flujo es el que circula a través de un sistema determinado. El número de Reynolds es el cociente de la fuerza de inercia sobre un elemento de fluido entre la fuerza viscosa. La mayoría de los autores, hacen la división entre el flujo laminar y el flujo turbulento de acuerdo al Número de Reynolds.

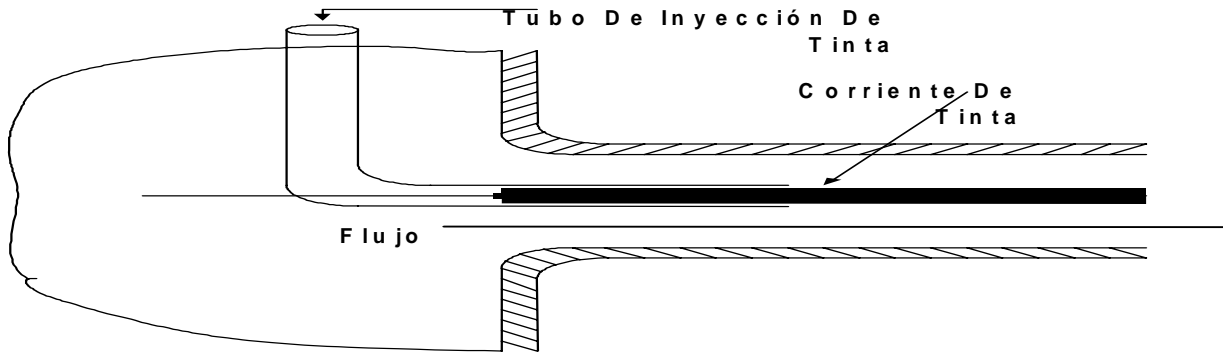
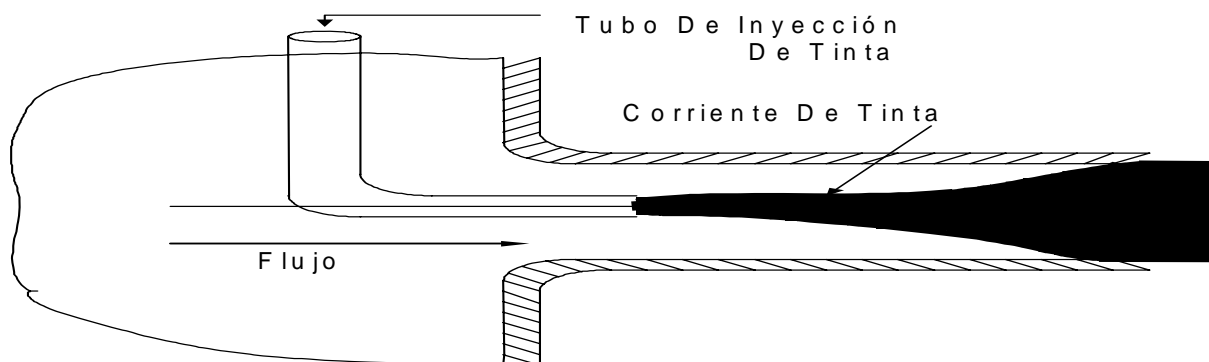


Fig. 9 Experimento de Reynolds. Flujo laminar.

Fig. 10. Experimento de Reynolds. Flujo turbulento.



2.9.- EJERCICIOS HIDROSTÁTICA.

Ejercicio uno.	Tiempo (θ)
1.- Un informe de predicción del tiempo reporta a la presión barométrica de 800 mm Hg. Calcular la presión atmosférica y reportarla en kPa.	0:08'62
2.- Planteamiento del problema.	0:45'58
Presión = $\gamma \cdot h$	21
3.- Elección del método de solución.	1:02'14
a) Poner los datos en unidades consistentes. b) Resolver la ecuación 21.	
4.- Datos.	2:38'92
Presión barométrica = 800 mm Hg. Peso específico del mercurio = $\gamma = 13600 \text{ kgf/ m}^3$	
5.- Factores de conversión.	
$h = 800 \text{ mm} \cdot \frac{1 \text{ m}}{1,000 \text{ mm}} = 0.8 \text{ m}$	3:34'04

6.- Resolviendo con la ecuación de la hidrostática	4:58'14
$P_{atm} = 13,600 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^3} * 0.8\text{m} = 10,880 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2}$	
7.- Factor de conversión.	6:17'87
$P_{aire} = 10880 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2} * \frac{1\text{kPa}}{101.9 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2}} = 106.7713\text{kPa}$	
8.- Resultado.	6:25'14
El valor de la presión atmosférica es de 106.7713 kPa	

Ejercicio dos.	Tiempo (θ)
	0:17'37
El recipiente de la figura mostrada a continuación, contiene agua y aire. ¿Cuál es la presión de los puntos A, B, C y D? Reportar datos en Psi y en kPa.	
2.- La fórmula que puede ser útil para la resolución del problema, es la de la hidrostática.	
Presión = $\gamma * h$	21
3.- Método de resolución.	5:36'36
<p>1.- La altura se considera desde el nivel de referencia del punto A al punto E. Tomando al punto A = 0 y al punto E = 4. Ya que el nivel en el punto A, lo proporciona la presión en el punto E. La presión en el punto E es cero manométrico, por eso se omite escribir PE-PA. $P_A = \gamma_{H_2O} * h$</p> <p>2.- La presión en el punto B, es el resultado de la sustracción entre la PB y la PA, por que el nivel en el punto B, lo proporciona la presión en el punto A. Por tanto, la diferencia de alturas es $h_B = 0$ y $h_A = 5$. $P_B - P_A = \gamma_{H_2O} * (h_A + h_B)$ $P_B = \gamma_{H_2O} * (h_B - h_A) + P_A$</p> <p>3.- La explicación anterior, aplica para el planteamiento de la ecuación en el punto C, pero ahora el fluido que provoca esta diferencia de nivel no es el agua, sino el aire, por lo tanto la diferencia de alturas es $h_C = 0$ y $h_B = 2$ ft. $P_C - P_B = \gamma_{AIRE} * h$ $P_C = \gamma_{AIRE} * h + P_B$</p> <p>4.- La presión en el punto D, se ve también afectada por la misma explicación de los casos anteriores, siendo $h_C = 0$ y $h_D = -5$ ft. $P_D - P_C = \gamma_{H_2O} * -h$ $P_D = \gamma_{H_2O} * -h + P_C$</p>	

4.- Datos.	6:38'92
$\gamma_m = 62.4 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^3}$ $h_1 = 3 \text{ ft}$ $h_2 = 1 \text{ ft}$ $h_3 = 1 \text{ ft}$ $h_4 = 3 \text{ ft}$	
6.- Resolviendo con las ecuaciones de la hidrostática, planteadas en el paso 3	8:05'80
$PA = 62.4 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^3} * 4\text{ft} = 249.6 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2}$ $PB = \left(62.4 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^3} * (0 - 5)\text{ft} \right) + 249.6 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2} = -62.4 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2}$ $PC = \left(0.077 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^3} * 2\text{ft} \right) + \left(- 62.246 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2} \right) = -62.246 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2}$ $PD = \left(62.4 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^3} * (- 5\text{ft}) \right) + \left(- 62.246 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2} \right) = -374.246 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2}$	
7.- Factor de conversión.	9:17'87
$PA = 249.6 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2} * 0.0478 \frac{\text{kPa}}{\frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2}} = 11.9308 \text{ kPa}$ <p>.</p> $PB = -62.4 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2} * 0.0478 \frac{\text{kPa}}{\frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2}} = 2.9878 \text{ kPa} .$ $PC = -62.246 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2} * .0478 \frac{\text{kPa}}{\frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2}} = 2.9878 \text{ kPa} .$ $PD = -374.246 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2} * .0478 \frac{\text{kPa}}{\frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2}} = 17.9188 \text{ kPa}$	
8.- Resultado.	11:24'65
$PA = 11.9308 \text{ kPa}$ $PB = -2.9878 \text{ kPa}$ $PC = -2.9878 \text{ kPa}$ $PD = -17.9188 \text{ kPa}$	

Ejercicio tres.		Tiempo (θ)			
Un tanque que contiene agua, está conectado al arreglo manométrico que se muestra a continuación. Considerando que la presión atmosférica es de 14.7 lbf/in ² . Calcula la presión en el manómetro y la presión absoluta en el tanque.					
		1:34'09			
2.- Ecuaciones.		2:0967			
Presión = $\gamma * h$	21				
3.- Elección del método de solución.		2:55'14			
$P_1 = \gamma_1 * h_1$ (A) $P_2 = \gamma_2 * h_2$ (B) $P_3 = \gamma_3 * h_3$ (C) $P_4 = \gamma_4 * h_4$ (D) $P_5 = \gamma_5 * h_5$ (E) $h_5 * \gamma_5 - h_4 * \gamma_4 + h_3 * \gamma_3 - h_2 * \gamma_2 - h_1 * \gamma_1 - P_{man} = 0$ (F) $P_{abs} = P_{man} + P_{atm.}$ (G)					
4.- Datos del sistema y propiedades del fluido.		3:49'11			
Fluido	Altura	Peso específico lbf/ft ³	Fluido	Altura	Peso específico lbf/ft ³
1	18"	0.03611	4	27"	0.0722
2	18"	0.0288	5	22"	0.1444
3	53"	0.1263			
5.- Factores de conversión.		4:25'39			
Se puede transformar ya sea la altura de pies a pulgadas, ó al peso específico de lbf/ft ² a lbf/in ² . En este caso, se transformará la altura.					
Altura (in)	Factor de conversión	Altura (in)	Altura (in)	Factor de conversión	Altura (in)
18"	$18 \text{ in} * \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}}$	1.5 ft	27"	$27 \text{ in} * \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}}$	2.25 ft
53"	$53 \text{ in} * \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ ft}}$	4.4166 ft	22"	$22 \text{ in} * \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}}$	1.8333 ft
6.- Resolviendo las ecuaciones de la "A" a la "E"		4: 58'14			
$P_1 = \gamma_1 * h_1 = 0.03611 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^3} * 1.15 \text{ ft} = 0.0541 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2}$ $P_2 = \gamma_2 * h_2 = 0.0288 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^3} * 1.15 \text{ ft} = 0.0432 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2}$					

$P_3 = \gamma_3 * h_3 = 0.1263 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^3} * 4.416\text{ft} = 0.578541 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2}$	
$P_4 = \gamma_4 * h_4 = 0.0722 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^3} * 2.25\text{ft} = 0.16245 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2}$	
$P_5 = \gamma_5 * h_5 = 0.1444 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^3} * 1.8333\text{ft} = 0.2647 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2}$	
6.1 Para resolver la ecuación "F" Despejar la ecuación manométrica y sustituir valores:	5:14'17
$P_{man} = (-0.0541 - 0.0432 + 0.5578 - 0.1624 + 0.2647) \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2} = 0.5628 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2}$	
6.2 Para la presión del tanque (Ecuación "G"):	8:18'90
$P_{tanque} = \left(14.7 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} * \frac{144\text{in}^2}{1\text{ft}^2} = 2,166.8 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2} \right) + 0.5628 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2} = 2167.3628 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2}$	
8.- Resultado.	8:58'18
El valor de la presión manométrica es de 0.5628 lbf/ft ² La presión en el tanque es de 2167.3628 lbf/ft ²	

Ejercicio cuatro.	Tiempo (θ)
Por una tubería de 15 cm. De diámetro, fluye a una velocidad de 3.6 m/seg. Un líquido desconocido, que presenta las siguientes propiedades físicas: $\mu = 0.096 \text{ Kg} / \text{m} * \text{seg}$. Y una $\rho = 1258 \text{ Kg.} / \text{m}^3$. Calcular el régimen de flujo (laminar, turbulento ó en transición)	0:14'81
2.- Ecuaciones.	2:10'77
$NRe = \frac{U * \rho * D}{\mu}$	29.1
3.- Método de solución.	2:57'19
Resolver la ecuación del número de Reynolds.	
6.- Obteniendo el Número de Reynolds.	4:58'14
$NRe = \frac{0.15\text{m} * 3.6 \frac{\text{m}}{\text{seg}} * 1258 \frac{\text{kgm}}{\text{m}^3}}{0.96 \frac{\text{kgm}}{\text{m} * \text{seg}}} = 7076.25$	
8.- Resultado:	5:58'18
El valor del número de Reynolds es de 7076.25 La incógnita es determinar el régimen de flujo y conociendo que el número de Reynolds es menor de 2,100 se puede concluir que el fluido es lujo en transición.	
Ejercicio cinco.	Tiempo (θ)
	1:10'62
Determinar las diversas características del flujo de aire a 25 m / seg. que pasa a través de un automóvil estático; el automóvil tiene las siguientes características: 2.6 m de alto (h), 6 m. De largo (A) y 4 m. De ancho (L) Determinar las diversas características del flujo de glicerina a 20 mm / seg. Que pasa a través de un automóvil a escala estático; el automóvil tiene las siguientes características: 35 mm de alto, 110 m. De largo y 40 mm. De ancho. Deducir las semejanzas ó diferencias en el régimen de flujo, según el caso.	
2.- Planteamiento del problema.	1:45'58
$NRe = \frac{D * U * \rho}{\mu}$	29.1

$NRe = \frac{D * U}{\nu}$	29.3	
3.- Elección del método.		2:02'24
1.- Calcular el número de Reynolds, intercalando L, h y A. por D Tanto para el aire como para la glicerina.		
4.- Datos del sistema y propiedades del fluido.		3:58'99
Para el aire y el automóvil normal. A = 6 m. h = 2.6 m. L = 4 m. $U = 25 \frac{m}{seg}$ Del apéndice "D" $\nu = 1.51E - 5 \frac{m^2}{seg}$.	Para la glicerina y el automóvil a escala. A = 40 mm. h = 35 mm. L = 110 mm. $U = 20 \frac{mm}{seg}$ Del apéndice "C" $\rho = 1260 \frac{kg}{m^3}$ Del apéndice "K" $\mu = 0.96 Pa * seg$.	
5.- Factores de conversión.		6:58'14
$\mu = 0.96 Pa * seg. * \frac{10P}{(1Pa * seg.)} * \frac{0.001 \frac{Kgf}{m * seg}}{100P} * \left(\frac{1m}{1000mm} \right) = 9.6E - 8 \frac{kg}{mm * seg}$		
De aquí se obtiene la viscosidad cinemática de la glicerina. $\rho = 1250 \frac{kg}{m^3} * \left(\frac{1m}{1000mm} \right)^3 = 1.25E - 6 \frac{kg}{mm^3}$		
6.- Resolviendo con la ecuación del número de Reynolds.		
Para este caso, D será sustituido por A, h, y L.		10:58'14
Para el aire. ($1 * 10^7$) $NRe(A) = \frac{6m * 25 \frac{m}{seg.}}{1.46E - 5 \frac{m^2}{seg}} = 1.02$ $NRe(h) = \frac{2.6m * 25 \frac{m}{seg.}}{1.46E - 5 \frac{m}{seg^2}} = 0.44$ $NRe(L) = \frac{4m * 25 \frac{m}{seg.}}{1.46E - 5 \frac{m}{seg^2}} = 0.68$	Para la glicerina ($1 * 10^4$) $NRe(A) = \frac{40mm * 20 \frac{mm}{seg.} * 1.5E - 6 \frac{kg}{mm^3}}{9.6E - 8 \frac{kg}{mm * seg}} = 1.04$ $NRe(h) = \frac{35mm * 20 \frac{mm}{seg.} * 1.5E - 6 \frac{kg}{mm^3}}{9.6E - 8 \frac{kg}{mm * seg}} = 0.91$ $NRe(L) = \frac{110mm * 20 \frac{mm}{seg.} * 1.5E - 6 \frac{kg}{mm^3}}{9.6E - 8 \frac{kg}{mm * seg}} = 2.8$	
8.- Resultado.		16:25'14
Ya que las características del flujo que pasan por un objeto, dependen del número de Reynolds. Resulta evidente que los números de Reynolds para los dos flujos son muy diferentes, (sin importar cuál longitud característica se elija) con base en el análisis previo que atañe al flujo que pasa por una placa lisa o por un cilindro circular, la razón del por qué, el automóvil actúa más como una placa lisa que como un cilindro, depende de la aerodinámica con la que esté diseñado el objeto en reposo. (En este caso el automóvil)		

3.- TEOREMA DE BERNOULLI.

3.1.- Ecuación De Bernoulli Para Fluido Incompresibles a régimen permanente.

Muchos problemas para flujo uniforme y no uniforme, se pueden resolver si se considerara al movimiento instantáneo en una línea de corriente.

Dejando los dos ejes positivos, y que estén verticalmente hacia arriba, lo opuesto a la ecuación se convierte en la siguiente ecuación:

$$-\left(\frac{1}{\rho}\right) \nabla \cdot P - g \nabla \cdot Z = \left(\frac{DV}{Dt}\right) \quad (30)$$

Cuando la fuerza de gravedad se expresa como: $-\rho \nabla \cdot Z$. Entonces, la velocidad es función de la dirección y del tiempo de la línea de corriente. Tal que $V = V(s, t)$:

$$\left(\frac{DV}{Dt}\right) = V \cdot \left(\frac{\partial V}{\partial S}\right) + \left(\frac{\partial V}{\partial t}\right) \quad (31)$$

Se puede usar la ecuación 31 modificando términos en las coordenadas de la línea de corriente:

$$\left(\frac{1}{\rho}\right) \nabla \cdot P + g \nabla \cdot Z + V \cdot \left(\frac{\partial V}{\partial S}\right) + \left(\frac{\partial V}{\partial t}\right) = 0 \quad (32)$$

Recordando que para el cálculo del vector, la proyección del gradiente en cualquier dirección, que es $\nabla \cdot \phi \cdot dS = d\phi$ (Ec. 32) Puede ser transformada en una ecuación aplicable a través de una línea de corriente. Tomando el producto punto para cada término con la separación vector dS . Acordando

$$\left(\frac{1}{\rho}\right) \nabla \cdot P \cdot dS + g \nabla \cdot dS + V \left(\frac{\partial V}{\partial S}\right) dS + \left(\frac{\partial V}{\partial t}\right) dS = 0 \quad (33)$$

$$\left(\frac{1}{\rho}\right) + g dZ + \frac{dV^2}{2} + \left(\frac{\partial V}{\partial S}\right) + \left(\frac{\partial V}{\partial t}\right) = 0 \quad (34)$$

$$\frac{dP}{\rho} + g \cdot dZ + \frac{dV^2}{2} + \frac{\partial V}{\partial t} dS = 0 \quad (35)$$

El término anterior se convierte un producto escalar, entonces V y dS son lineales. Como g es constante podemos integrar entre el punto de referencia ó uno y otro a través de la tubería conseguimos:

$$\int_0^P \frac{dP}{\rho} + gZ + \frac{V^2}{2} + \int_0^S \frac{\partial V}{\partial t} dS = B(t) \quad (36)$$

A lo que Bt, se le conoce como la ecuación de Bernoulli. Es una función arbitraria del tiempo. En un instante la ecuación de Bernoulli, es igual a todos los puntos en algún lugar de línea de corriente, aunque, variará de según la corriente de línea. Realizando la integración para cualquiera de los dos puntos a lo largo de la línea de corriente, tenemos:

$$\int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{\rho} + g(Z_2 - Z_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + \int_{S_1}^{S_2} \frac{\partial V}{\partial t} dS = 0 \quad (37)$$

Siendo ésta la ecuación de Bernoulli para flujo uniforme y no uniforme de un líquido compresible sin fricción a lo largo de la línea de corriente. Cuando las relaciones entre la presión y la densidad, y la velocidad entre el tiempo es conocida, la integración puede realizarse.

Para el caso común de flujo incompresible uniforme, la ecuación 38 se reduce a:

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2 * g} = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2 * g} = \text{CTTE} \quad (38)$$

Esta constante es comúnmente conocida como la cabeza total:

$$H = \frac{P}{\gamma} + Z + \frac{V^2}{2 * g} \quad (39)$$

Teniendo longitudes de dimensión (pies de fluido, metros de fluido) los términos individuales P/γ Z y $V^2 / 2g$, son respectivamente llamados cabeza de presión, cabeza de elevación y cabeza de velocidad La cabeza es con más precisión, cabeza de energía por unidad de masa (lb./ft * lbm, kgf/ m * kgm) si se usa la constante gravitacional g_c , se debe de cambiar γ por ρ

3.2. - BERNOULLI PARA FLUIDOS COMPRESIBLES (GASES) A RÉGIMEN PERMANENTE.

Tenemos que al no poder integrar $\int_0^P \frac{dP}{\rho}$ ya que no se conoce la expresión de la densidad, la relación entre la presión y la densidad, dependen de la termodinámica del sistema, por esto se hacen ciertas consideraciones.

3.2.1. Para temperatura constante.

Con la ley general de los gases:

$$\left(\frac{P_1}{\rho_1} = \text{ctte} \right) = \left(\rho = \left(\frac{W_1}{P_1} \right)_{\rho} \right) \quad (40)$$

Sustituyendo en la ecuación 36, tenemos que:

$$\int \frac{dP}{\left(\frac{W_1}{P_1} \right)_P} + \int_{V_1}^{V_2} \frac{VdV}{g} + \int_{Z_2}^{Z_1} dZ + \int_1^2 HFS = 0 \quad (41)$$

Integrando:

$$\left[\frac{P_1}{\rho_1} \ln \frac{P_1}{P_2} + \left(\frac{V_2^2}{2 \cdot g} - \frac{V_1^2}{2 \cdot g} \right) + (Z_2 - Z_1) + HFS = 0 \right] = \frac{P_1}{\rho_1} \ln P_1 + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} + Z_1 - HFS = \frac{P_1}{\gamma} \ln P_2 + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + Z_2 \quad (42)$$

Combinando esta ecuación con la de continuidad y la ley de los gases perfectos a temperatura constante, sólo es desconocida una velocidad.

$$A_1 V_1 \rho_1 = A_2 V_2 \rho_2 \quad (43)$$

$$\left(\frac{P_1}{\rho_1} \right) = \left(\frac{P_2}{\rho_2} \right) = RT \quad (44)$$

Entonces:

$$V_1 = V_2 \cdot \frac{A_2}{A_1} \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} \quad (45)$$

Sustituyendo en la ecuación 42:

$$\left[\frac{P_1}{\rho_1} \ln P_1 + \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \cdot \left(\frac{P_2}{\rho_1} \right)^2 \cdot \left(\frac{V_2^2}{2 \cdot g} \right) + (Z_1) \right] - HFS = \frac{P_1}{\gamma} \ln P_2 + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + Z_2 \quad (46)$$

3.2.2. Para condiciones adiabáticas, (sin ganancia ni pérdida de calor):

La ley de los gases perfectos se reduce a:

$$\left(\frac{W}{W_1} \right)^k = \frac{P}{P_1} \quad (47)$$

Entonces:

$$\frac{(P_1)^{\frac{1}{k}}}{W_1} = \frac{P^{\frac{1}{k}}}{W} = \text{ctte} \quad (48)$$

k = exponente adiabático.

$$W = W_1 \left(\frac{P}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (49)$$

Hallando el valor de (dP/w) e integrando:

$$\int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{W_1} \left(\frac{P}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} = \frac{P_1^{1/k}}{W_1} \int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{P^{1/k}} = \left(\frac{k}{k-1} \right) * \frac{P_1}{W_1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (50)$$

La ecuación de Bernoulli, toma la forma:

$$\left[\left(\frac{k}{k-1} \right) \frac{P_1}{\rho_1} + \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \frac{V_1^2}{2gc} + Z_1 \right] - \text{HFS} = \left[\left(\frac{k}{k-1} \right) \left(\frac{P_1}{W_1} \right) \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \frac{V_2^2}{2gc} + Z_2 \right] \quad (51)$$

3.3.- ENERGÍA POTENCIAL (PE): Debido a su elevación, la energía potencial del elemento con respecto de algún nivel de referencia es:

$$PE = Z \frac{g}{gc} \quad (52)$$

Z = Altura.

$$g = \text{constante gravitacional } 9.81 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2} = 32.2 \frac{\text{ft}}{\text{seg}^2}$$

$$gc = \text{constante de ingeniería } 9.81 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{seg}^2 * \text{kg}_m} = 32.2 \frac{\text{lb}_f * \text{ft}}{\text{seg}^2 * \text{lb}_m}$$

3.4.- ENERGÍA CINÉTICA (CE): Debido a la velocidad del fluido, la energía cinética se define:

$$C.E. = \frac{U^2}{2 * gc} \quad (53)$$

$$U = \text{Velocidad del fluido } \frac{\text{m}}{\text{seg}} = \frac{\text{ft}}{\text{seg}}$$

$$gc = \text{constante de ingeniería. } 9.81 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{seg}^2 * \text{kg}_m} = 32.2 \frac{\text{lb}_f * \text{ft}}{\text{seg}^2 * \text{lb}_m}$$

3.5.- ENERGÍA DE FLUJO (FE): En ciertos casos, es conocida como la energía de presión ó trabajo de flujo, ésta representa la cantidad de trabajo necesario para mover el elemento de fluido a través de una sección en contra de la presión P. La energía de flujo se conoce como: FE (Flow energy) y se calcula a partir de la ecuación:

$$F.E. = \frac{P}{\rho} \quad (54)$$

$$P = \text{Presión del sistema } \frac{\text{kg}_f}{\text{m}^2} = \frac{\text{lb}_f}{\text{ft}^2}$$

$$\rho = \text{Densidad del fluido } \frac{\text{kg}_m}{\text{m}^3} = \frac{\text{lb}_m}{\text{ft}^3}$$

3.6.- ENERGÍA DE FRICCIÓN. (HL): Este es el último término de la ecuación de Bernoulli y es el referido a la fricción. La aplicación del análisis dimensional el estudio de ésta expresión, lo proporcionan 2 ecuaciones:

$$\text{HFS} = \left(f * \frac{LT}{D} * \frac{U^2}{2 * gc} \right) \quad (55)$$

f = factor ó coeficiente de fricción.

LT = la longitud total de la canalización,

D = diámetro interno de la tubería.

U = velocidad lineal media.

$$g_c = 9.81 \frac{\text{kg}_f \cdot \text{m}}{\text{seg}^2 \cdot \text{kg}_m} = 32.2 \frac{\text{lb}_f \cdot \text{ft}}{\text{seg}^2 \cdot \text{lb}_m}$$

$$\text{HFS} = \left(\frac{U^2}{2 \cdot g_c} \cdot \text{KT} \right) \quad (56)$$

U = velocidad lineal media.

KT = valor de resistencia y representa en un solo valor la relación de la longitud total de la tubería por el factor de fricción respecto al diámetro interno.

$$g_c = \text{constante de ingeniería. } 9.81 \frac{\text{kg}_f \cdot \text{m}}{\text{seg}^2 \cdot \text{kg}_m} = 32.2 \frac{\text{lb}_f \cdot \text{ft}}{\text{seg}^2 \cdot \text{lb}_m}$$

La cantidad total de energía de estas tres formas que posee el elemento de fluido será la suma, representada por E :

$$E = FE + PE + CE + HL \quad (57)$$

Sustituyendo los símbolos comunes, tenemos que:

$$\Delta Z \left(\frac{g}{g_c} \right) + \frac{\Delta P}{\rho} + \left(\frac{U_2^2 U_1^2}{2 \cdot g_c} \right) + \left(f \cdot \frac{LT}{D} \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g_c} \right) \quad (58)$$

$$\Delta Z \left(\frac{g}{g_c} \right) + \frac{\Delta P}{\rho} + \left(\frac{U_2^2 U_1^2}{2 \cdot g_c} \right) + \left(\frac{U^2}{2 \cdot g_c} \cdot \text{KT} \right) \quad (59)$$

3.7. - INTERPRETACIÓN DE LA ECUACIÓN DE BERNOULLI.

Cada término de la ecuación de Bernoulli, es el resultado de dividir una expresión de la energía entre el peso de un elemento del fluido. Es apropiado referirse a las fórmulas resultantes como "la energía poseída por el fluido por unidad de peso del fluido que fluye en el sistema". Los términos de la ecuación de Bernoulli se conocen a menudo como cabeza total. El término P / ρ se conoce como cabeza de presión, a Z se le llama cabeza de elevación, y al término $U_2 / 2 \cdot g_c$ se le conoce como cabeza de velocidad. La suma de las tres, se le conoce como cabeza total.



Fig. 11. Interpretación gráfica de la ecuación de Bernoulli.

En la figura siguiente, se nota que cada término representa una altura. Observa que, debido a la suposición de que no se pierde o se agrega energía, la cabeza total permanece a un nivel constante. Entonces la altura relativa de cada término de cabeza varía según lo establecido por la ecuación de Bernoulli.

$$Z_1 \left(\frac{g}{gc} \right) + \frac{P_1}{\rho} + \left(\frac{U_1^2}{2 * gc} \right) = Z_2 \left(\frac{g}{gc} \right) + \frac{P_2}{\rho} + \left(\frac{U_2^2}{2 * gc} \right) \quad (60)$$

3.8. - PROCEDIMIENTO PARA LA APLICACIÓN DE LA ECUACIÓN DE BERNOULLI.

- 1) Determinar cuales elementos son conocidos y cuál se va a calcular.
- 2) Decidir cuál de las dos secciones del sistema se utilizarán cuando se escriba la ecuación de Bernoulli. Se escoge una sección de la cual se conocen prácticamente todos los datos. La segunda es, por lo general, la sección en la cual se debe calcular alguna incógnita.
- 3) Escribir la ecuación de Bernoulli para las dos secciones elegidas en el sistema. Es importante que a ecuación se escriba en la dirección del flujo. Es decir, el flujo debe ir de la sección en la parte izquierda de la ecuación a la de la parte derecha.
- 4) Simplificar la ecuación, si es posible, mediante la cancelación de los términos cuyo valor es cero o de aquellos que son los mismos en ambos lados de la ecuación.
- 5) Resolver la ecuación algebraicamente para el término deseado.
- 6) Sustituir las cantidades conocidas y calcule el resultado, tome la precaución de asegurar el uso de unidades consistentes a lo largo del cálculo.

3.9.- ECUACIÓN DE CONTINUIDAD.

Se puede explicar por el siguiente razonamiento intuitivo. Considera un fluido que circula a través de un volumen fijo (contenido en un depósito) que tiene una entrada y una salida. Si el flujo es a régimen permanente, de modo que no hay acumulación adicional de fluido dentro del volumen, entonces la razón a la que el fluido circula hacia el interior del volumen debe ser igual a la razón con que fluye hacia afuera de él (en caso contrario, no se conservaría la masa)

$$W = Q * \rho \quad (61)$$

$$Q = U * A \quad (62)$$

$$G = U * \rho \quad (63)$$

G = flux másico. (m/L*θ)

Q = Caudal del fluido. (L³ / θ)

W = Masa velocidad. (m/θ)

U = velocidad de flujo. (L/θ)

ρ = Densidad del fluido (m /L³)

A = Área superficial de la tubería. (L²)

Si el área de la boca de salida es A y el fluido circula a través de ésta área a una velocidad media U, entonces el volumen del fluido que cruza esta área en un intervalo de tiempo, es igual al que hay en un volumen de longitud y área A de la sección transversal. Por tanto el flujo volumétrico es volumen por unidad de tiempo representado por la ecuación (43) Para conservar la masa, el flujo que entra debe ser igual al flujo que sale. Si la entrada se designa como x y la salida como y, se concluye que:


$$W_1 = W_2 \quad (64)$$

W = Masa velocidad. (m/θ)

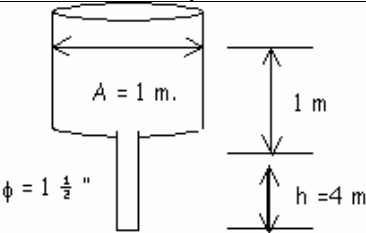
Cuando la densidad permanece constante: $\rho_1 = \rho_2$, entonces la expresión anterior se convierte en la ecuación de continuidad para flujo incompresible.

$$\rho_1 * A_1 * U_1 = \rho_1 * A_2 * U_2. \quad (65)$$

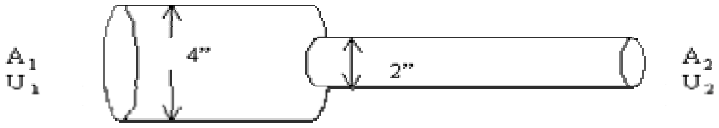

3.10. - EJERCICIOS BERNOULLI.

Ejercicio uno.		Tiempo (θ)
<p>Por un conducto como se muestra, se descarga un fluido incompresible de la que la densidad es de 1230 kg/m³. Donde el área uno es de 2 m². El área dos de 1 m² Considerar que el fluido se transporta en una tubería sin fricciones. Las propiedades del fluido tampoco se ven afectadas. Q = 75 m³/seg. Calcular la presión 1, sabiendo que la presión 2 es de 11.3 Psig man.</p>		1:23'40
		
2.- Planteamiento del problema.		2:25'58
PE = Z $\frac{g}{gc}$	52	
C.E. = $\frac{U^2}{2 * g}$	53	
F.E. = $\frac{P}{\rho}$	54	
HFS = $\left(f * \frac{LT}{D} * \frac{U^2}{2 * gc} \right)$	55	
HFS = $\left(\frac{U^2}{2 * gc} * KT \right)$	56	
Q = U * A	62	
3.- Elección de las variables.		3:31'25
1.- Calcular ambas velocidades.		
2.- Calcular la presión inicial.		
4.- Datos.		3:54'99
Q = 75 m ³ / seg.		
P ₂ = 11.3 Psig man.		
A ₁ = 2 m ²		
A ₂ = 1 m ²		
ρ = 1230 kg. /m ³		
5.- Factores de conversión.		4:30'36
$P_2 = 11.3 \frac{lb}{in^2} * \left(\frac{100in}{2.54m} \right)^2 * \frac{1kg}{2.2lb} = 7,961.38 \frac{kg}{m^2}$		
6.- Calculando las velocidades.		4:48'67

$U_1 = \frac{75 \frac{\text{m}^3}{\text{seg.}}}{2 \text{m}^2} = 37.5 \frac{\text{m}}{\text{seg.}}$ $U_2 = \frac{75 \frac{\text{m}^3}{\text{seg.}}}{1 \text{m}^2} = 75 \frac{\text{m}}{\text{seg.}}$	
6.1.- Calculando la presión inicial.	5:20'76
$P_1 = \left[\left(\frac{\left(75 \frac{\text{m}}{\text{seg.}} \right)^2 - \left(37.5 \frac{\text{m}}{\text{seg.}} \right)^2}{2 * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{seg.}^2}} + \frac{7944.8198 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2}}{1230 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \right) * 1230 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] = 272,423.03 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2}$	
7.- Factor de conversión.	5:57'09
$P_1 = 272,423.03 \frac{\text{kg}_f}{\text{m}^2} * \left(\frac{2.54 \text{m}}{100 \text{in}} \right)^2 * \frac{1 \text{lb}_f}{0.45 \text{kg}_f} = 390.5 \frac{\text{lb}_f}{\text{in}^2}$	
Resultado.	6:06'15
La presión inicial es de 386.6 Psi.	

Ejercicio dos.	Tiempo (θ)
Un dispositivo cilíndrico de 1 m. De diámetro con agua a 15° C. El fondo del depósito está conectado a un tubo de 1 1/2", a través de éste se vacía. Calcular el tiempo que tarda vaciarse el tanque. Le = 1.4 m. Reportar resultado en horas.	1:23'40
 <p>The diagram shows a cylindrical tank with a diameter labeled as $A = 1 \text{ m.}$ and a height labeled as 1 m. A vertical pipe is attached to the bottom of the tank, with a diameter labeled as $\phi = 1 \frac{1}{2} \text{ ''}$ and a length labeled as $h = 4 \text{ m.}$</p>	
2.- Planteamiento del problema.	2:25'58
$NRe = \frac{U * D}{\nu}$	29.1
$PE = Z \frac{g}{gc}$	52
$C.E. = \frac{U^2}{2 * g}$	53
$F.E. = \frac{P}{\rho}$	54
$HFS = \left(f * \frac{LT}{D} * \frac{U^2}{2 * gc} \right)$	55
$Q = U * A$	62
3.- Elección de las variables.	3:31'25
$-Z_1 \frac{g}{gc} + \frac{U_2^2}{2 * gc} = HFS = - \frac{f_b * U_2^2 * Le}{2 * gc * D}$	

Despejando la velocidad 2.	$U_2 = \sqrt{\frac{Z_1 * 2 * g}{\left(1 + \frac{f_b * Le}{D}\right)}} \quad (A^*)$																					
Conociendo que: $Q = U * A$	$Q = A_1 * \left(-\frac{dZ}{d\theta}\right)$																					
Dejando la ecuación términos del tiempo	$\theta = \frac{2A_1}{A_2} * \sqrt{\frac{1 + \frac{f_b * Le}{D}}{2 * g}} (\sqrt{Z_1} - \sqrt{Z_2}) \quad (A^{**})$																					
La ecuación de la velocidad 2, nos servirá para calcularla. Sustituyendo valores en la ecuación A*. El factor de fricción, no se puede calcular ya que la velocidad se desconoce, por lo tanto, se vuelve iterativo el ejercicio. Cuando la velocidad converge, se sustituyen los valores de convergencia en la ecuación A** y termina el ejercicio.																						
4.- Datos.		4:17'94																				
$v = 11.5 \text{ E} - 7 \text{ m}^2 / \text{seg.}$ $Le = 14 \text{ m.}$ $\epsilon/D = 0.0312$	$D_1 = 5 \text{ m}^2$ $D_2 = 1 \frac{1}{2}''$ $A_1 = (5 \text{ m})^2 * 0.7854 = 19.635 \text{ m}^2$ $A_2 = (1 \frac{1}{2} \text{ in})^2 * 0.7854 = 1.7674 \text{ in}$																					
5.- Factores de conversión.		5:04'19																				
$A_2 = 1.7674 \text{ in}^2 * \left(\frac{2.54 \text{ cm}}{1 \text{ in}}\right)^2 * \left(\frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}}\right)^2 = 0.0011 \text{ m}^2$ $D_1 = 1.5 \text{ in} * \frac{2.54 \text{ cm}}{1 \text{ in}} * \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} = 0.0381 \text{ m.}$																						
6.- Cálculo del número de Reynolds.		7:10'45																				
$NRe = U * \frac{D}{\nu} = U \left(\frac{\text{m}}{\text{seg}}\right) * \frac{0.0381 \text{ m}}{11.5 \text{ E} - 7 \frac{\text{seg}}{\text{m}^2}}$																						
6.1.- Calculando la iteración.	<table border="1"> <thead> <tr> <th>U^* (m / seg)</th> <th>NRe</th> <th>f_b</th> <th>U (m / seg)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>6</td> <td>198,782</td> <td>0.0275</td> <td>2.6584</td> </tr> <tr> <td>2.6584</td> <td>88,073</td> <td>0.0265</td> <td>1.7758</td> </tr> <tr> <td>1.7758</td> <td>58,835</td> <td>0.0285</td> <td>2.6155</td> </tr> <tr> <td>2.6155</td> <td>86,652</td> <td>0.028</td> <td>2.61</td> </tr> </tbody> </table>	U^* (m / seg)	NRe	f_b	U (m / seg)	6	198,782	0.0275	2.6584	2.6584	88,073	0.0265	1.7758	1.7758	58,835	0.0285	2.6155	2.6155	86,652	0.028	2.61	13:56'44
U^* (m / seg)	NRe	f_b	U (m / seg)																			
6	198,782	0.0275	2.6584																			
2.6584	88,073	0.0265	1.7758																			
1.7758	58,835	0.0285	2.6155																			
2.6155	86,652	0.028	2.61																			
6.1.- Calculando el tiempo.		17:20'59																				
$\theta = \left[\frac{2 * 19.635 \text{ m}^2}{0.0011 \text{ m}^2} * \sqrt{\frac{1 + \frac{0.028 * 14 \text{ m}}{0.0381 \text{ m}}}{2 * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2}}} * (\sqrt{4 \text{ m}}) \right] = 54,159.038 \text{ seg.}$																						
7.- Factor de conversión.		20:00'04																				
$\theta = 54,159.038 \text{ seg} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} * \frac{1 \text{ hr}}{60 \text{ min}} = 15.04 \text{ hr.}$																						
Resultado.		21:24'14																				
El tanque tarda 15 horas en vaciarse.																						

Ejercicio tres.		Tiempo (θ) 0:13'62
Una tubería de 2" de diámetro está unida a un tubo de 4". La velocidad en este tubo es de 10 ft / seg. ¿Cuál es la velocidad de descarga en la tubería de 2 pulgadas?		
		
2.- Planteamiento del problema. En este caso las ecuaciones referidas al caudal y a la ecuación de continuidad.		2.25'58
$\rho_1 * A_1 * U_1 = \rho_1 * A_1 * U_1$.		65
3.- Elección de las variables.		3:31'25
De la ecuación de continuidad despejar, la velocidad que es la incógnita.		
4.- Datos.		4:05'09
D1 = 4" D2 = 2" $U_{4"} = 10 \frac{ft}{seg.}$	$A_1 = 4in * 0.7854 = 12.5664in^2$ $A_2 = 2in * 0.7854 = 3.1416in^2$	
6.- Calculando la velocidad.		4:58'94
$U_2 = \frac{12.5664in^2}{3.1416in^2} * 10 \frac{ft}{seg.} = 40 \frac{ft}{seg.}$		
8.- Resultado.		5:11'28
La velocidad en la tubería de 2" es de 40 ft/seg.		
Ejercicio cuatro.		Tiempo (θ) 1:23'40
Un conducto de área cuadrada cuyos lados miden 4" descarga gasolina, en el interior del tubo cuyo diámetro es de 3". Considerar que ambos tubos están completamente llenos. Calcular la relación de velocidades en los tubos.		
		
2.- Planteamiento del problema.		2.25'58
$\rho_1 * A_1 * U_1 = \rho_1 * A_1 * U_1$.		65
3.- Elección de las variables.		3:31'25
1.- De la ecuación de continuidad despejar, la velocidad que es la incógnita.		
4.- Datos del sistema.		4:58'75
D2 = 3" $A_2 = (3in)^2 * 0.7854 = 7.0686in^2$	L1 = 4" $A_1 = L^2 (4 in)^2 = 16 in^2$	
6.- Calculando la velocidad.		5:12'47
$U = \frac{16in^2}{7.0680in^2} = 2.2637$		
8.- Resultado.		6:22'31
La relación de velocidad en los tubos es de 2.2637		

CAPÍTULO II

Este capítulo está narrado para la introducción del lector a tres tipos diferentes de fluidos como el flujo líquido, el flujo vapor y el flujo a dos fases líquido - vapor. Se detalla las diversas maneras de obtener cálculos en diferentes sistemas de transporte.

4.- LÍQUIDOS.

Si sobre un líquido reina una presión uniforme, el líquido adopta una superficie plana, lo que ocurre en el mar, lagos ó lagunas. Es el estado de la materia donde es más común encontrara el agua.

4.1.- MÉTODO DE LAS LONGITUDES EQUIVALENTES.

Se refiere a la pérdida por fricción para una tubería recta a lo largo de una longitud L, considerando que la tubería no tiene tipo alguno de accesorios, tales como llaves, codos, empalmes, etc. Las pérdidas por fricción para estos accesorios se pueden determinar por medio de la gráfica de Moody, que permite determinar la longitud de tubo recto a que equivale el accesorio que se considere. No hay más que sumarle a la longitud de tubería recta, la equivalente a los accesorios para calcular, las pérdidas por fricción aplicando la ecuación del HFS, sustituyendo la longitud de tubo recto por la longitud total resultante de inclusión de la longitud equivalente de los accesorios. Es primordial, determinar éste valor de longitud total, encontrando la relación de L/D de estos accesorios, para esto, es recomendable, si se cuenta (como es más probable) con numerosos accesorios.

Tipo de accesorio	# de accesorios	L/D	L/D * Di (Le)	Le * # de accesorio
A	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄
N	N ₁	N ₂	N ₃	N ₄
Longitud de la tubería	1	-----	-----	L ₄
LT				L ₄ + N ₄

Tabla 3. Cálculo de LT. (Método de las longitudes equivalentes).

4.1.1. - Ecuación de Darcy.

Un componente de la pérdida de energía se debe a la fricción en el fluido en movimiento. La fricción es proporcional a la cabeza de velocidad del flujo y al cociente de la longitud entre el diámetro de la corriente de flujo, para el caso de flujo en conductos y tubos. Lo anterior, expresa en la ecuación 55.

$$HFS = \left(f * \frac{LT}{D} * \frac{U^2}{2 * gc} \right) \quad (55)$$

HFS = Pérdidas por fricción.

f = Factor de fricción.

LT = Longitud total de la tubería.

D = Diámetro de la tubería.

U = Velocidad de flujo.

gc = Constante gravitacional.

La ecuación de Darcy, se puede utilizar para calcular la pérdida de energía en secciones largas y rectas de conductos redondos, tanto para flujo laminar como turbulento.

4.1.2. - Pérdidas de fricción en flujo laminar. Puesto que el flujo laminar es regular y ordenado, se deriva una relación entre la pérdida de energía y los parámetros cuantificables del sistema de flujo. A esta relación se le conoce como la ecuación de Hagen - Poiseuille.

"Ecuación, válida solo para flujos laminares"

$$HFS = \frac{32.2 * \mu * LT * U}{D^2 * \gamma} \quad (66)$$

HFS = Pérdidas por fricción.
 LT = Longitud total de la tubería.
 D = Diámetro de la tubería.
 U = Velocidad de flujo.
 γ = Peso específico del fluido.
 μ = Viscosidad del fluido.

Si se igualan las ecuaciones de Hagen Poiseuille, Darcy y el número de Reynolds (29.1), obtenemos otra, que nos ayuda a calcular el factor de fricción para flujo laminar.

$$f = \frac{64}{NRe} \quad (67)$$

f = Factor de fricción.
 N Re = Número de Reynolds.

La simplificación de Genereaux, se realiza a partir de la gráfica de Moody. Es la siguiente:

$$f = \frac{0.1}{NR^{0.16}} \quad (68)$$

f = Factor de fricción.
 N Re = Número de Reynolds.

Pérdida De Fricción En Flujo Turbulento.

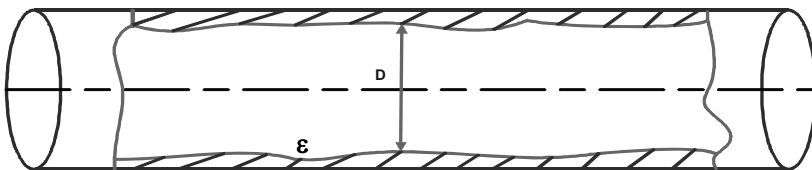


Fig. 12 Representación de la rugosidad exagerada que puede presentarse en una tubería.

Resulta más conveniente utilizar la ecuación de Darcy ya que el movimiento del flujo turbulento, no se comporta con movimientos sencillos y predecibles. Las pruebas han mostrado que el número adimensional f depende de otros dos números, también adimensionales, el número de Reynolds y la rugosidad relativa del conducto. Esta rugosidad relativa es el cociente del diámetro "D" del conducto entre la rugosidad promedio "ε" de la pared del tubo. En la siguiente figura se muestra de manera exagerada esta rugosidad.

EC. DE CHURCHIL. Para todo tipo de régimen de flujo.

$$f = \left(\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{1.5}} \right)^{\frac{1}{12}} \quad (69)$$

f = Factor de fricción.

N Re = Número de Reynolds.

$$A = \left(-2.457 * \ln \left(\frac{7}{Re} \right)^{0.9} + \left(\frac{0.27 * \epsilon}{D} \right) \right)^{16}$$

$$B = \left(\frac{37,530}{Re} \right)^{16}$$

ϵ = Rugosidad absoluta del material de tubería.

D = Diámetro de la tubería.

RUGOSIDADES ABSOLUTAS PARA TUBERÍAS.

Material	Rugosidad absoluta (ft.)	Rugosidad Absoluta (cm.)	Material	Rugosidad absoluta (ft.)	Rugosidad Absoluta (cm.)
Acero comercial	0.000 15	0.004 6	Acero corrugado.	0.003 – 0.03	0.09 – 0.9
Acero clavado.	0.003 – 0.03	0.09 – 0.9	Acero Remachado		0.91 - 9.1
Asfalto cubierto.	0.000 4	0.012	Cemento alineado.	0.000 008	0.000 25
Latón. Cobre. Vidrio. Plomo.	0.000 005	0.000 15	Concreto Asbestos. Cementos. Ladrillo de alcantarilla. Arcillas	0.001 – 0.01	0.03 – 0.3
Hierro Galvanizado	0.0002 – 0.0008	0.006 - 0.025	Hormigón		0.3
Hierro Fundido	0.000 85	0.025	PVC	Lisa.	Lisa.
Madera		0.18 - 0.91			

Tabla 4.

Para los materiales comunes, se tienen ya registrados los valores de la rugosidad, que se obtuvieron de pruebas experimentales. (Tabla 4) Estos son sólo valores promedio para conductos nuevos y limpios. Después de que un conducto ha estado en servicio durante algún tiempo, la rugosidad puede cambiar debido a la formación de depósitos sobre la pared, o por la corrosión. Para calcular la ecuación de Darcy, se requerirá de la ayuda de la gráfica de Moody, ó en su defecto de ecuaciones ó métodos numéricos para la convergencia y así encontrar el valor de f.

Uso del diagrama de Moody.

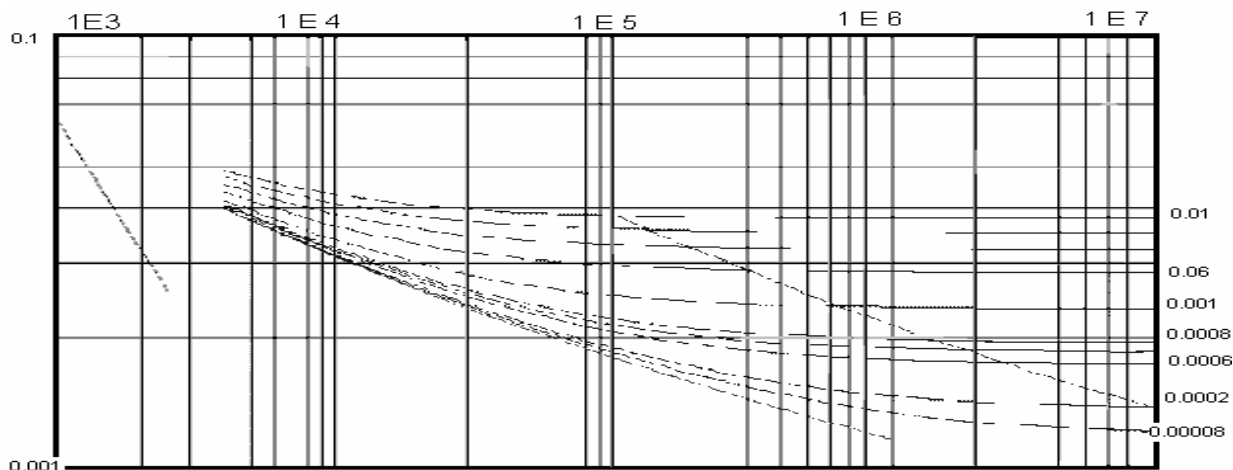


Fig. 13 Gráfica de Moody. Tomado de Crane. "Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías."

Este diagrama se utiliza como una ayuda para determinar el valor del factor de fricción f para flujo turbulento. Deben conocerse los valores del número de Reynolds y la rugosidad relativa. Por consiguiente, los datos básicos

requeridos son el diámetro interior del conducto, el material con el que el conducto está realizado, la velocidad de flujo, el tipo de fluido y su temperatura, con los cuales se puede encontrar la viscosidad.

1. Se calcula la rugosidad relativa, de acuerdo a la rugosidad absoluta correspondiente al material del que este construido la tubería, con el diámetro interno de la misma.
2. Localizar el número de Reynolds sobre la abscisa en la gráfica de Moody.
3. Proyectar verticalmente hasta que se alcance la curva correspondiente de ϵ/D , su valor se encuentra en la ordena del lado izquierdo.
4. Proyectar horizontalmente hacia la izquierda de la gráfica y lee el valor de f .

4.2.- MÉTODO DE LAS RESISTENCIAS. (K)

Este método sirve para calcular las pérdidas por fricción. K es el coeficiente de resistencia y es una unidad adimensional, representa una constante de proporción entre la pérdida de energía y la cabeza de velocidad, es una ecuación similar a la de Darcy, pero, es más tardado que si se realiza el cálculo del factor de fricción con Darcy. La ecuación para resolverla es la 56.

$$\left(\frac{U^2}{2 * gc} * KT \right) \quad (56)$$

HFS = Pérdidas por fricción.

D = Diámetro de la tubería.

U = Velocidad de flujo.

kt = Coeficiente de resistencia.

Para cada accesorio, se reporta la relación entre la longitud y el diámetro. Para hacerlo, lo primero que se necesita es hacer una tabla como la cinco.

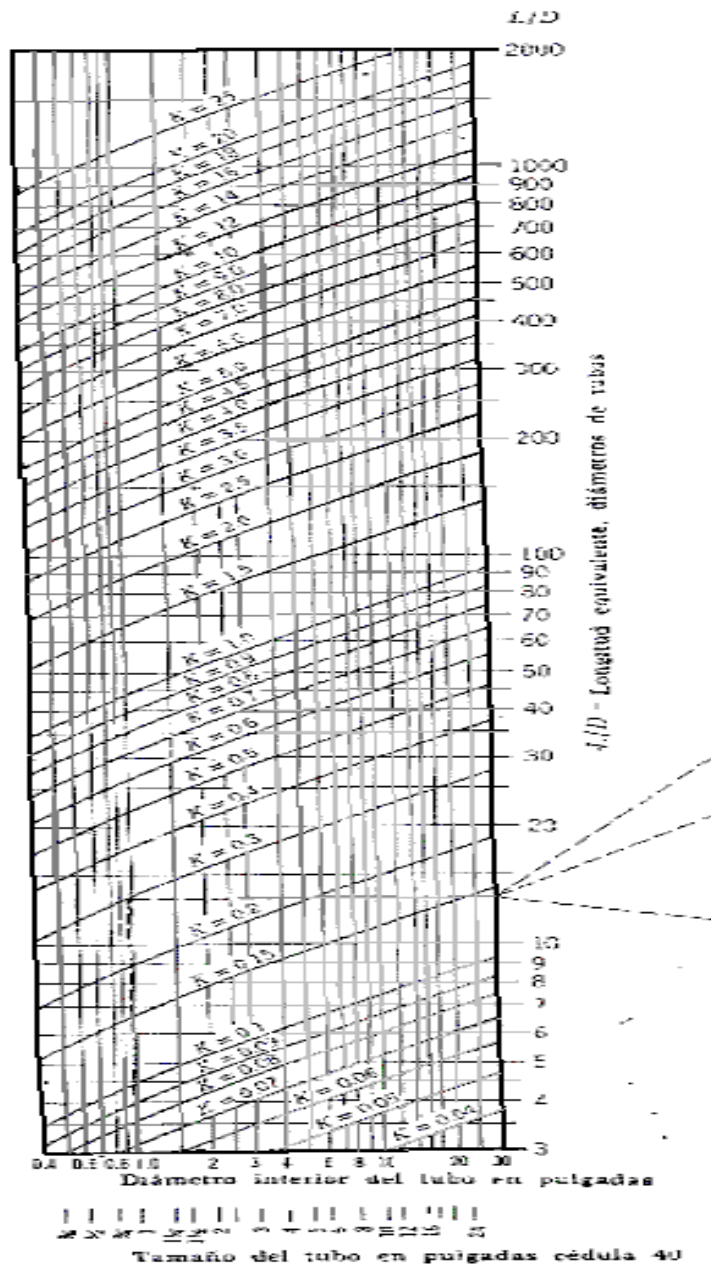
Donde en cada renglón se evalúa el tipo de accesorio, que contenga el sistema a resolver.

1. Se evalúa la cantidad de accesorios.
2. De tablas, encontrar la relación entre la longitud y el diámetro de cada accesorio, estos, ya están determinados de acuerdo a experimentos.
3. Para leer el valor de k_i , ayudarse de la figura 14.
4. El valor de k_i , es el obtenido para cada accesorio.
5. El valor de KT , se obtiene de multiplicar el unitario de k_i , por el número de accesorios en ese renglón.

Tipo de accesorio "A"	# de accesorio "B"	L/D "C"	K_i "D"	KT "E"
A ₁	B ₁	C ₁	Nomograma 18	"B * D" = E ₁
A ₂	B ₂	C ₂	Nomograma 18	"B * D" = E ₂
LT	1	$\frac{\text{Longitud total}}{\text{Diámetro}}$	D = E	$\Sigma = KT$

Tabla 5. Cálculo de KT (Método de las resistencias)

Fig. 14 Cálculo de L/D para accesorios. "Tomado de Crane. "Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías."



Lectura del nomograma.

El nomograma lo conforman tres partes; en la parte horizontal inferior, se encuentra una lista de diámetros, ya sea en pulgadas ó en milímetros, en la parte vertical derecha, se encuentran los valores de L/D. El tercer dato importante, es el valor de k, que se encuentra dentro de la gráfica.

1. Localizar el diámetro de la tubería del sistema, ya sea dato ó supuesto (método iterativo) En el eje de las abscisas.
2. Se localiza el valor reportado de L/D del accesorio (Eje de la ordenada), y se interpola con el valor del diámetro previamente localizado.
3. La manera de interpolarlo es muy sencilla: se trazan dos líneas que formen un ángulo de 90° en perpendicular y el punto donde ambas líneas coinciden, ese es el valor de k.

4. Para accesorios que no tienen valores reportados de L/D, y esta sea la incógnita (como en las entradas y salidas de los tanques, constricciones ó expansiones de tubería), se obtiene el valor de L/D de la siguiente manera:

6. - Localizar el diámetro de la tubería del sistema, yendo sobre la línea en vertical hasta localizar el valor de k dentro del nomograma.

7. - Ya localizado el valor de k, se traza una línea recta hacia la derecha hasta rozar el límite del nomograma y ahí lees el valor que le corresponde al accesorio de L/D.

El problema se viene cuando se lee en el nomograma, ya que se puede perder objetividad en los valores.

4.3.- DIRECCIONES, CONSTRICCIONES Y EXPANSIONES.

La mayoría de los sistemas de flujo de tubería involucran grandes pérdidas de energía de fricción y pérdidas menores. Si el sistema es arreglado de tal forma que el fluido viaje a través de una línea continua que no tenga ramificaciones, se le conoce con el nombre de sistema en serie. En una línea de tubería en serie la pérdida total de la energía es la suma de las pérdidas individuales grandes y pequeñas. En el diseño ó análisis de un sistema de flujo de tubería existen 6 parámetros básicos involucrados:

1. Las pérdidas de energía del sistema ó la adición de energía al sistema.
2. La velocidad de flujo de volumen del fluido ó la velocidad del fluido.
3. El tamaño de la tubería.
4. La longitud de la tubería.
5. La rugosidad de la pared de la tubería ϵ
6. Las propiedades del fluido como el peso específico (γ), densidad (ρ) y viscosidad (μ)

Para este tipo de casos, se plantean por lo regular dos tipos de incógnitas:

- a) Pérdidas ó adiciones de energía.
- b) Velocidad del flujo en el cambio de diámetro.

Para el primer caso, es común que la incógnita sea la cabeza de flecha en la ecuación de Bernoulli, la que al tener un cambio de diámetro en el sistema, a la ecuación, se le agrega el término que define a las pérdidas por fricción en el tubo de diámetro diferente.

$$\Delta Z \frac{g}{gc} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 * gc} + \frac{\Delta P}{\rho} + HFS_{1 \rightarrow R} + HFS_{E \rightarrow 2} \quad (70)$$

ΔZ = Altura del sistema.

U_1 = Velocidad inicial de flujo.

U_2 = Velocidad final de flujo.

ΔP = Diferencia de presión del sistema.

$HFS_{1 \rightarrow R}$ = Pérdidas por fricción del sistema inicial a la reducción.

$HFS_{E \rightarrow 2}$ = Pérdidas por fricción de la expansión al sistema final.

Según sea el caso que se presente, que exista una constricción ó una expansión. Para calcular ya sea el factor de fricción ó la k de la reducción ó expansión, se calcula con la ecuación siguiente:

$$K = \left[1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right]^2 \quad (71)$$

K_t = Coeficiente de resistencia.

D_1 = Diámetro menor de tubería del sistema.

D_2 = Diámetro mayor de tubería del sistema.

Para obtener su longitud equivalente, se tiene que seguir primero el paso anterior, con este valor de k , se lee en el nomograma de k el valor de L/D y se prosigue con el cálculo que se planteó en este tema. Cuando la incógnita sea la velocidad y no se cuente con un medidor de flujo que nos ayude a calcularla, necesitaremos de la iteración para encontrar este valor.

Fig. .15 Vista de las expansiones y reducciones.

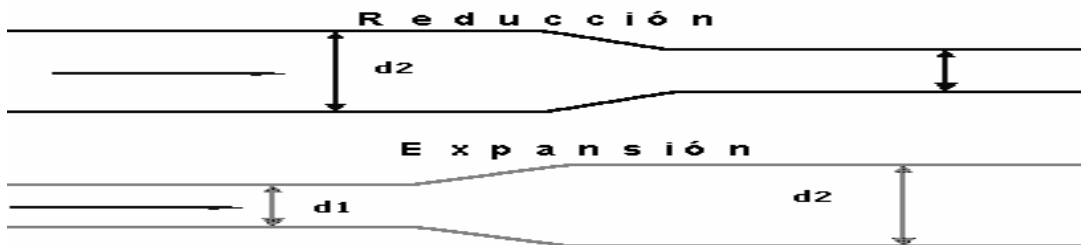
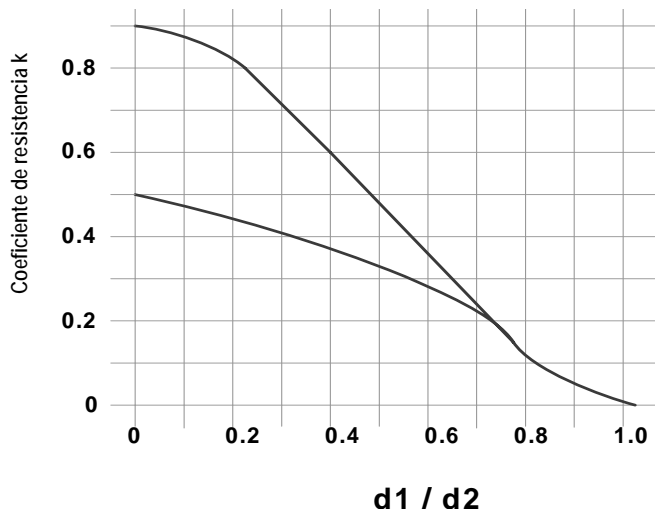


Fig. 16 Nomograma para el cálculo de las resistencias de reducciones y expansiones. Tomado de "Foust. Alan S, et al. *Principles of unit*



operations".

Esto se requiere debido a que hay muchas cantidades desconocidas para utilizar el procedimiento de solución directa descrito en el caso anterior. Si se desconoce el caudal, se desconoce por tanto la velocidad en el sistema, se desconoce el factor de fricción y las pérdidas por fricción. Otra manera de calcularla, es por la Figura 16. Para leer el nomograma (Fig. 16), se debe obtener primeramente la relación del d_1/d_2 ,

4.4. - MEDIDORES DE FLUJO.

Existen 4 razones para utilizar sistemas de medición de flujo: conteo, la evaluación del funcionamiento, la investigación y el control de procesos. Algunos miden la masa velocidad (W) en forma directa, mientras que otros miden la velocidad promedio del flujo (U)

Factores para la selección de fluxómetros ó medidores de flujo.

1. **Calibración.** Algunos fluxómetros requieren calibración y el fabricante te proporciona formas gráficas del flujo, contra la indicación de lectura. En el tipo más básico, se determinan formas geométricas y dimensiones estándar para las que se encuentran datos empíricos disponibles. Si requieres de calibración, puedes utilizar otro medidor de precisión, con el cual se puede compararla lectura del medidor a prueba. Puede llevarse también la calibración primaria ajustando el flujo a una velocidad constante a través del medidor y después reunir la salida durante un intervalo de tiempo.
2. **Exactitud requerida.** Cualquier dispositivo de medición de flujo instalado y operado adecuadamente puede proporcionar una exactitud del 5% de flujo real. La mayoría tienen una exactitud del 2% Obviamente, el costo va de la mano cuando se requiere gran exactitud.
3. **Pérdida de presión.** Debido a que los detalles de construcción de los distintos medidores son muy diferentes, estos, proporcionan diversas cantidades de pérdida de presión conforme el fluido corre a través de ellos Corroborar valores de caídas de presión, para estos sistemas con los fabricantes..
4. **Rango.** Los fluxómetros disponibles pueden medir flujos desde varios milímetros por segundo (ml. / seg.) para experimentos precisos, hasta de varios miles de metros cúbicos por segundo (m³ /seg.). Para una instalación de medición en particular, debe conocerse el orden de magnitud general de la velocidad, así como el rango de las variaciones esperadas.
5. **Tipo de fluido.** El funcionamiento óptimo del fluxómetro, depende de las propiedades físicas, químicas, corrosivas, claridad óptica, homogeneidad y propiedades ópticas del fluido que transportan, además de si el flujo es compresible ó incompresible. Los desechos y los fluidos multifásicos requieren de medidores especiales.

4.4.1.- Tipos de medidores.

4.4.1.1.-Placa de orificio. Es una placa plana con un orificio de orilla en ángulo fabricada en forma precisa. Cuando se coloca en forma concéntrica dentro de una tubería, provoca que el flujo se contraiga de repente, conforme se aproxima al orificio y después se expande de repente al diámetro total de la tubería. La corriente que fluye a través del orificio forma una vena contracta y la rápida velocidad del flujo resulta en una disminución de presión. Las ramificaciones de presión antes y después del orificio (manómetro), permiten la medición de la presión diferencial a través del medidor, la cual se relaciona con la velocidad de flujo de volumen. El coeficiente de descarga de la placa de orificio, su valor se puede leer en el nomograma 18, donde solo se interpola el valor previamente calculado del número de Reynolds y la curva trazada correspondiente en relación con D_o / D_T y se va en línea recta hacia la izquierda, leyendo el valor que corresponde a C_o .

$$U = C_o * \sqrt{\frac{2 * g_c * (P_1 - P_2)}{\rho \left[1 - \left(\frac{D_o}{D_T} \right)^2 \right]}} \quad (72)$$

U = Velocidad de flujo.

C_o = coeficiente de descarga de la placa de orificio.

g_c = constante de ingeniería.

P_1 = Presión inicial en el sistema.

P_2 = Presión final en el sistema.

ρ = Densidad del fluido transportado por la placa.

D_o = Diámetro interno de la placa de orificio.

D_T = Diámetro interno de la tubería.

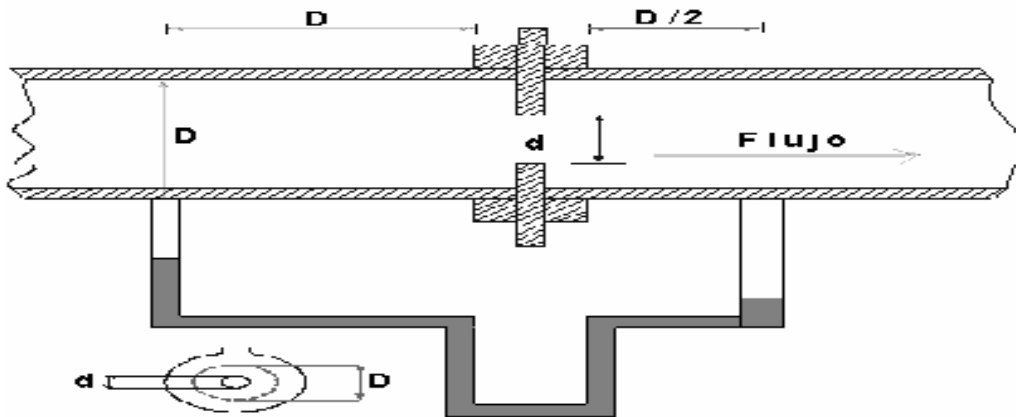
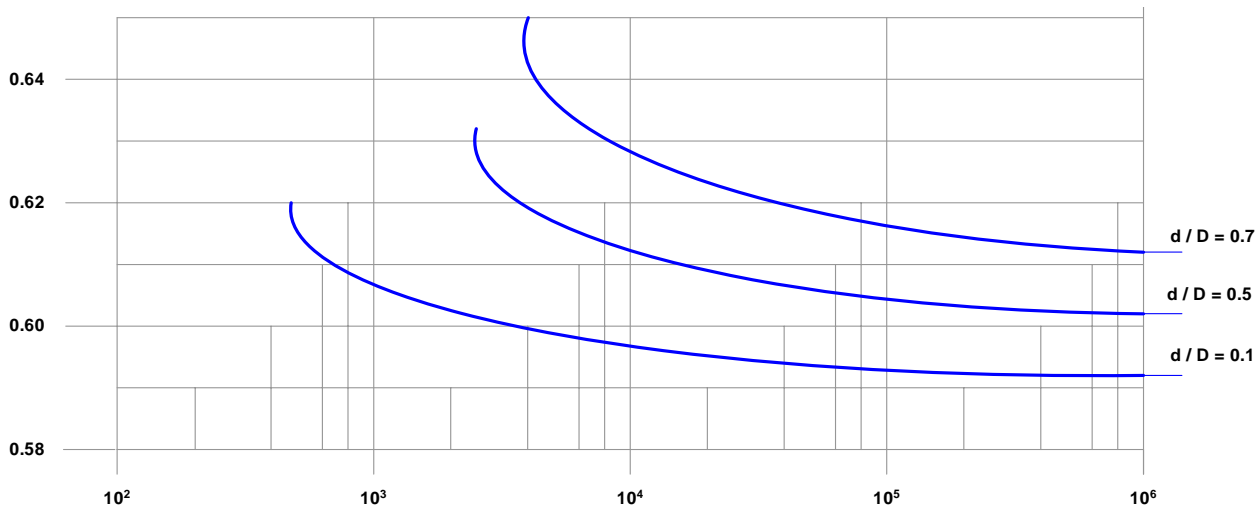


Fig. 17 Descripción de un medidor de placa de orificio.

Fig. 18 nomograma para conocer el coeficiente de descarga de la placa de orificio. Ref. Mott. Robert, *Mecánica de fluidos*

aplicada. México. Prentice Hall.

4.4.1.2. - Procedimiento de solución cuando el caudal es desconocido y se cuenta con una placa de orificio.

- 1) Escribir del balance de energía (ecuación de Bernoulli) la ecuación que represente el sistema.
- 2) Obtener los diámetros internos y de la placa de orificio y sus áreas.
3. Calcular la caída de presión en el manómetro.

$$\frac{\Delta P_m}{\rho_{fm}} = [h_{fm} * (\rho_{fm} - \rho_{ft})] \frac{g}{gc} \quad (73)$$

D_{Pm} = Caída de presión en el manómetro.

h_{fm} = altura diferencial en el manómetro.

ρ_{fm} = Densidad del fluido manométrico.

ρ_{ft} = Densidad del fluido transportado por la tubería.

4. Calcular con la ecuación 72 la velocidad en el manómetro.
5. Calcular el correspondiente número de Reynolds.

6. Calcular con la ecuación de continuidad la velocidad en las dos tuberías y en orificio de la placa.

Si solo se pide el caudal (Q), se aplica la ecuación 62 y queda resuelto el ejercicio, en la mayoría de los casos, la placa de orificio, precisamente se coloca para ayudar a encontrar esta variable, pero no es la única. De presentarse el caso de que se pidan más incógnitas de la ecuación de Bernoulli, entonces, se sigue el siguiente proceso:

1. Calcular el número de Reynolds para ambas tuberías.
2. Obtener el valor de LT para ambos diámetros de tuberías.
3. Con la rugosidad absoluta, obtener, la rugosidad relativa de cada tubería.
4. De la gráfica de Moody, obtener el factor de fricción. Para los diámetros de tubería diferentes.
5. Calcular el HFS de la placa de orificio.

$$H_{fs \text{ orificio}} = \frac{\Delta P}{\rho} * \left(1 - \frac{D_o^2}{D_T^2} \right) \quad (74)$$

$H_{fs \text{ orificio}}$ = Pérdidas por fricción de la placa de orificio.

ΔP = Caída de presión en la placa de orificio.

ρ = Densidad del fluido que se transporta por la placa de orificio.

D_o = Diámetro interno de la placa de orificio.

D_T = Diámetro interno de la tubería.

6. Calcular las variables de la ecuación de Bernoulli, para resolver la incógnita. Sumando a estas variables, el HFS de la placa de orificio.

7. Calcular el HFS para los dos diámetros.

8. Calcular la diferencia de presión.

9. Obtener la diferencia de velocidades.

10. Del sistema se obtiene la diferencia de alturas (ΔZ)

11. De cualquiera que sea la incógnita del sistema de la ecuación de Bernoulli, se puede despejar y así resolver el ejercicio.

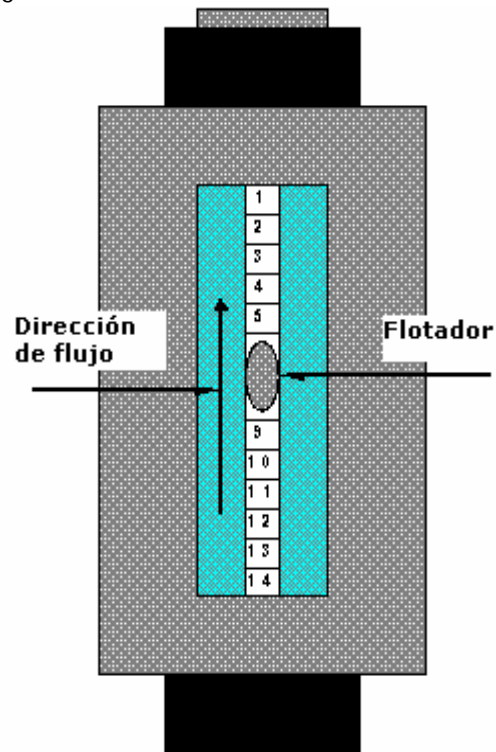
4.4.1.3. - Rotámetro.

De los medidores de flujo más populares en la industria. Da el mismo resultado para gases como para líquidos. Es un medidor de área variable, donde el fluido corre hacia arriba a través de un tubo libre que tiene una ramificación en el interior. Un flotador está suspendido en el fluido que corre en una posición proporcional a la velocidad de flujo. Una velocidad de flujo diferente provoca que el flotador se mueva hacia una nueva posición, cambiando el área libre entre el flotador y el tubo hasta que se recupera el tubo otra vez. La posición del flotador se mide con una escala calibrada, la cual está graduada en las unidades pertinentes de velocidad de flujo de volumen ó de velocidad de flujo de peso. En este tipo de sistemas, la presión es constante y depende de un área de flujo variable. Las fuerzas presentes son la fuerza de gravedad (F_g) actuando hacia abajo en el flotador, la fuerza de flotación (F_d) resultante de la fricción de forma y superficie para el flujo alrededor del flotador. En estado estable, se calcula con la ecuación siguiente:

$$W = C_R * A_2 * \sqrt{\frac{2 * g * U_f * (\rho_f - \rho) * \rho}{A_f}} \quad (75)$$

C_R = es el coeficiente del Rotámetro
 A_2 = área del Rotámetro.
 U_f = volumen del flotador
 ρ = densidad del fluido
 A_f = Área del flotador.
 ρ_f = densidad del flotador.

Fig. 19 Rotámetro convencional.



4.5.- SELECCIÓN DE VÁLVULAS.

Las válvulas, se definen, como el elemento de control en los sistemas de conducción de fluidos, así como para aislar equipos o tuberías para el mantenimiento, sin interrumpir otras unidades conectadas. Son los dispositivos reguladores básicos en un proceso de operación dirigiendo fluidos en una corriente. El diseño de la válvula, deberá evitar que los cambios de presión y temperatura y las deformaciones de las tuberías conectadas, distorsionen o establezcan una mala alineación en las superficies de sellado. Los cuerpos de las válvulas se manufacturan en hierro colado, forjado, maquinado a partir de barras sólidas ó fabricado a partir de placas soldadas.

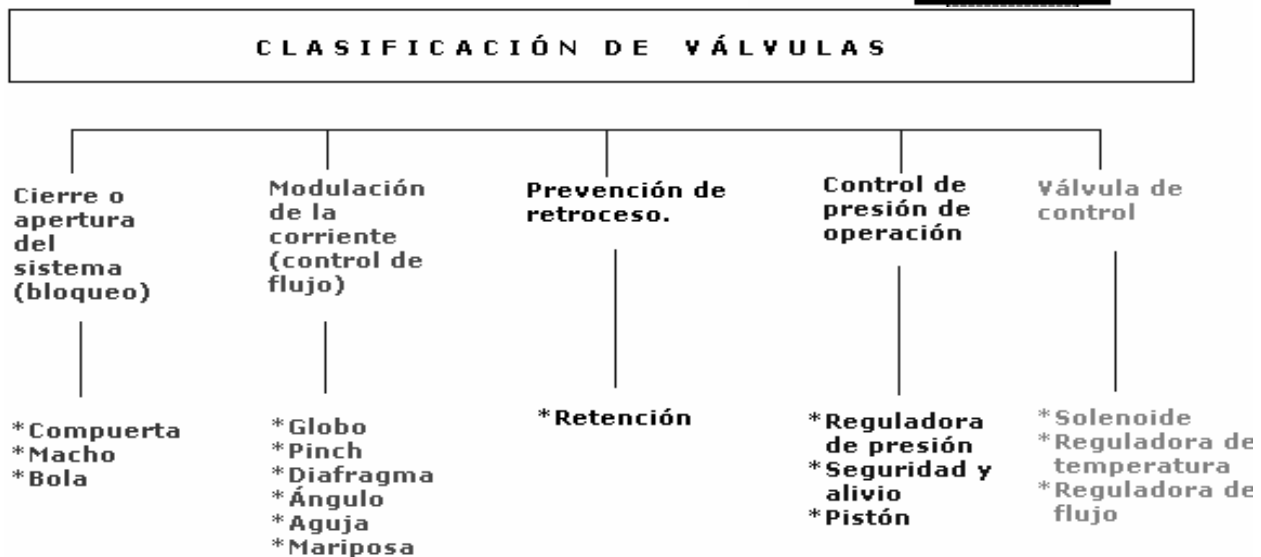


Fig. 20 clasificación de válvulas de acuerdo a su uso.

Sus funciones específicas se pueden agrupar en cinco categorías:

- Cierre ó apertura del sistema (bloqueo)
- Modulación de la corriente (control de flujo)
- Prevención de retrocesos.
- Control de presión de operación.
- Válvulas de control.

Válvulas más utilizadas en la industria.

Tipo de válvula	Descripción.	Aplicación	Desventajas
Válvula de compuerta	<ul style="list-style-type: none"> ❑ Compuerta de cuña. ❑ Es sólida. ❑ Tipo de asiento inclinado, montado entre los discos convierte la fuerza del vástago en fuerza axial. 	<ul style="list-style-type: none"> ❑ Suspende el flujo. ❑ Minimiza la caída de presión. ❑ Se utiliza para líquidos comunes. 	<ul style="list-style-type: none"> ❑ Propensa a la vibración. ❑ Suele atrofiarse el disco. ❑ Requiere de gran fuerza de impulsión para que cierre y no apta para el vapor. Insensible a la contaminación.
Válvula de globo	<ul style="list-style-type: none"> ❑ Las pequeñas son del de rosca interna. Las grandes son de rosca externa. Los discos tienen libertad de girar sobre los vástagos, evita las raspaduras entre el disco y el asiento. 	<p>Adecuada para el control de flujo. La pérdida de presión es mayor que en una válvula de compuerta.</p> <p>Para tubería de procesos y líquidos comunes.</p>	<ul style="list-style-type: none"> ❑ Gotea a alta presión ❑ Requiere de energía considerable para funcionar. ❑ Más pesadas a menudo que otras válvulas.
Válvula de retención.	<ul style="list-style-type: none"> ❑ Un amortiguador por encima del disco hace más lento el movimiento del disco y reduce el desgaste. 	<ul style="list-style-type: none"> ❑ Evita la inversión del flujo. <p>El diseño normal es para usarse sólo en línea horizontal.</p>	<ul style="list-style-type: none"> ❑ No para uso de fluidos con sólidos en suspensión. ❑ Solo permite flujo en una dirección.
Válvula mariposa	<ul style="list-style-type: none"> ❑ Los diafragmas son reforzados con tela ó caucho ó con resina de teflón. La forma simple del cuerpo hace que resulte económico recubrirlo. 	<ul style="list-style-type: none"> ❑ Para sistemas a baja presión. ❑ Pérdidas a la salida poco importantes. ❑ Para líneas con diámetro grande ❑ Aplica a líquidos comunes. 	<ul style="list-style-type: none"> ❑ Los sellos se dañan a menudo por la alta velocidad. ❑ Requiere de gran fuerza de impulsión para que cierre. ❑ Limitado a los sistemas de presión baja.
Válvula de tapón ó macho.	<ul style="list-style-type: none"> ❑ Las lubricadas utilizan tapones rectos ó cónicos. ❑ Con sello de palanca, se utilizan tapones cónicos que se elevan haciendo que giren. 	<ul style="list-style-type: none"> ❑ No debe haber reacción química entre el lubricante y el fluido. ❑ Limitada a temperatura debajo de 260° C. ❑ Líquidos comunes. <p>Se utilizan para interrumpir el servicio.</p>	<ul style="list-style-type: none"> ❑ Propenso a apretarse y a irritarse. ❑ No apta para vapores. ❑ Requiere de lubricación.
Válvula de ángulo	<ul style="list-style-type: none"> ❑ Configuración especial del cuerpo de globo. ❑ Conexiones de entrada y salida de ángulos rectos con el eje del vástago con un codo. 	<ul style="list-style-type: none"> ❑ Un ahorro importante de caída de presión 	<ul style="list-style-type: none"> ❑ Para configuraciones especiales de la tubería. ❑ Para permitir la salida de drenajes
Válvula de bola	<ul style="list-style-type: none"> ❑ El elemento sellador es una bola, pueden ser de orificio restringido ó completo, dichos orificios son siempre redondos y la caída de presión es baja. ❑ La parte móvil, es una esfera a través de la cual se perfora un agujero para que pase el flujo cuando está alineado con el tubo. 	<ul style="list-style-type: none"> ❑ Caída de presión para válvulas, control de flujo, control de presión, cierre total. ❑ Utilizado en altas presiones y temperatura ❑ Para líquidos: comunes, corrosivos, criogénicos, viscosos, y mezclas. 	<ul style="list-style-type: none"> ❑ Tiende al desgaste si se utiliza como válvula reguladora. ❑ La abertura rápida puede causar que el agua de un golpe de ariete. ❑ Se limitan a temperaturas que tienen pocos efectos sobre sus asientos de plástico.

Tabla 6. Ref, "Selección de válvulas" Chemical Engineering Magazine. 11-Oct-71

4.5.1. -Para el flujo laminar. $NRe < 2100$:

$$\Delta P = 2.28E - 5 * \left(\frac{LT}{D} \right) * \frac{\mu * Q}{D^3} \quad (76)$$

D = Diámetro interno de la tubería (in)

LT = Longitud de la tubería. (ft)

Q = Caudal del sistema (gpm.)

 ΔP = Caída de presión en la válvula (Psi) μ = Viscosidad del fluido (cP)Para flujo turbulento. $NRe > 2,100$

$$\Delta P = 2.28E - 5 * \left(\frac{L/D * NRe}{1000} \right) * \frac{\mu * Q}{D^3} \quad (77)$$

D = Diámetro interno de la tubería (in)

L = Longitud de la tubería. (ft)

Q = Caudal del sistema (gpm.)

 ΔP = Caída de presión en la válvula (Psi) μ = Viscosidad del fluido (cP)

Fig. 21 Símbolos de las válvulas más comunes.

Válvula	Símbolo
Compuerta	
Globo	
Pinch	
Mariposa	
Diafragma	
Bola	
Macho	
Ángulo	
Ángulo de relevo	
Mezclado	
Macho de tres vías	
Control de presión	
Accionadora	
Aguja	

4.5.2.- Guía para selección de válvulas.

Tipo	Variedad de tamaño (in)	Capacidad Presión (psi)	Capacidad temperatura (°F)	Servicio.
Globo.	½ a 30	Hasta 2500	Hasta 1,000	Estrangulación y cierre con líquidos limpios.
Ángulo.	1/8 a 10	Hasta 2500	Hasta 1,000	Estrangulación y cierre con líquidos limpios, material viscoso o pastas aguadas.
Compuerta	½ a 8	Hasta 2500	Hasta 1,800	Cierre, (estrangulación limitada) líquidos limpios y pastas aguadas.
Mariposa.	2 a 48	Hasta 2000	Hasta 2,000	Estrangulación líquidos limpios materiales viscosos y pastas aguadas.
Macho.	Hasta 30	Hasta 5000	Hasta 600	Cierre. (Estrangulación en algunos tipos)
Bola.	1/8 a 42	Hasta 10,000	Criogénica hasta 1,000	Estrangulación y cierre, líquidos limpios materiales viscosos y pastas aguadas.
Desahogo.	½ hasta 6	Hasta 10,000	Criogénica hasta 1,000	Limitación de presión.
Aguja.	1/8 a 1	Hasta 10,000	Criogénica hasta 500	Estrangulación suave y cierre con líquidos limpios.
Retención.	1/8 a 24	Hasta 10,000	Criogénica hasta 1,200	Evitar circulación inversa (los tipos especiales evitan exceso de circulación)

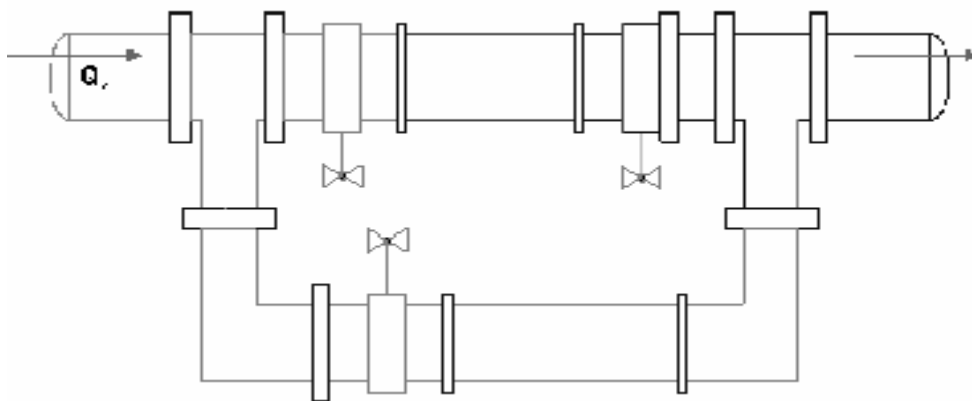
Tabla 7. Ref, "Selection of valves" Chemical Engineering Magazine. 11-Oct-71

4.6. - MÉTODOS ITERATIVOS.

Cuando se tiene que iterar, las incógnitas por lo general es el diámetro de la tubería del sistema, ó la velocidad circulante por el sistema. Para ambos casos existen procedimientos a seguir para el cálculo de estas.

Si se desconoce la velocidad del flujo volumétrico, se desconoce por tanto la velocidad en el sistema, se desconoce el factor de fricción y las pérdidas por fricción. La iteración es un sistema de prueba y error que nos ayuda a superar estas dificultades.

Fig. 22 Representación de un sistema en paralelo con 2 ramales.



Sistemas con dos ramas.

La figura 22 es un sistema típico de dos ramas en la industria. Las relaciones básicas que se aplican en estos sistemas son las siguientes:

$$Q_1 = Q_2 = Q_a + Q_b \quad (78)$$

$$HFS_{1 \rightarrow 2} = HFS_A + HFS_B \quad (79)$$

- El caudal de entrada es igual al de salida (cumpliendo con el balance de materia) y la suma de caudales en cada rama (a y b) es igual al de entrada y de salida.
- El factor de fricción es igual para cada ramal, como para la línea original.

4.6.1.2.- Método de solución para sistemas con dos ó más ramas la velocidad de flujo (conociendo las condiciones en el sistema).

1. De acuerdo al caudal conocido, suponga un caudal para la rama inicial que se le llamará Q^* (Caudal supuesto para la rama uno.)

$$HFS = \frac{\Delta P}{\gamma} \quad (80)$$

2.- Con Q^* calcula las pérdidas por fricción (HFS) con la ecuación:

$$HFS = \frac{Q^2 * KT}{2 * g_c * A_1} \quad (81)$$

3.- Sabiendo que las pérdidas por fricción deben ser iguales en cada rama de la tubería, sea cual sea su condición de estas, calcula el caudal siguiente Q_2 con la ecuación:

$$Q_2 = \sqrt{\left(\frac{2 * g_c * A_2^2}{KT_2} \right) * HFS} \quad (82)$$

Se pueden calcular tantos caudales, como ramas sean solicitadas.

4.- Con los caudales calculados anteriormente, al sumarlos, se obtiene el caudal total supuesto. Q_T^*

5.- Comparar este gasto total con Q (caudal) dado como dato, de no ser así es necesario aplicar las siguientes fórmulas para ayudarnos a ponderar:

$$Q_1 = \frac{Q_1^S}{Q_T^C} * Q_T \quad (83)$$

$$Q_2 = \frac{Q_2^S}{Q_T^C} * Q_T \quad (83.1)$$

6.- Verificar que los HFS sean iguales sustituyendo los gastos obtenidos en el paso anterior con las ecuaciones respectivas:

$$HFS_1 = \frac{KT_1 * Q_1^2}{2 * gc * A_1^2} \quad (83.2)$$

$$HFS_2 = \frac{KT_2 * Q_2^2}{2 * gc * A_2^2} \quad (83.3)$$

7. Para corroborar que el sistema está resuelto, los HFS calculados en el paso anterior deben ser iguales, en caso de que no lo sean se debe calcular un promedio de los HFS calculados previamente y realizar la iteración desde el paso tres.

4.6.1.1.- Método de Von Karman para sistemas de tuberías con dos ó más ramales.

Este método se utiliza cuando se desconoce en un sistema de tuberías en paralelo la presión.

- 1.- Realizar el balance de energía con la ecuación de Bernoulli.
Por lo regular, estos sistemas se elimina la altura, ya que son sistemas con tuberías horizontales, aun que no es una regla general.
- 2.- Calcular "f" del sistema de tuberías.
- 3.- suponer una Q* inicial.
- 4.- Obtener la velocidad.
- 5.- Calcular el número de Reynolds.
- 6.- Obtener HFS de la tubería analizada.
- 7.- Igualar el HFS para el número total de tuberías que se planteen en el sistema.
- 8.- Calcular el número de Reynolds en función del factor de fricción, se acuerdo a la siguiente expresión:

$$U = NRe \sqrt{f} = \frac{D * \rho}{\mu} * \sqrt{2 * gc * \frac{D}{Lt} * HFS} \quad (84)$$

Y calcular para cada una de las tuberías del sistema.

9. -El sistema converge cuando la suma de caudales de cada rama de la tubería, es igual al caudal inicial.
10. - Si la suma de caudales, no es la dada del sistema, entonces se itera desde el punto 8.
11. - Cuando se obtienen las velocidades que transporta cada tramo de tubería del sistema, de la ecuación obtenida del balance de energía (ecuación de Bernoulli), se calcula la caída de presión del sistema.

4.6.2.1.- Método de solución para sistemas con dos ramales cuando se conoce la caída de presión a lo largo del sistema y la incógnita es la velocidad en cada ramal.

1. Calcular la pérdida por fricción total a lo largo del sistema utilizando la caída de presión conocida ΔP en relación con la ecuación
2. Escribir las expresiones para la pérdida de cabeza en cada rama, en términos de la velocidad en dicha rama y el factor de fricción. Calcular la rugosidad relativa para cada rama, asumiendo un estimado razonable para el factor de fricción. Completando los cálculos para la pérdida de cabeza en términos de la velocidad en cada rama.
3. Dejando que la magnitud de la pérdida por fricción en cada rama sea igual a la pérdida por fricción total del paso 1. Despejar la velocidad en cada rama utilizando la expresión que se encontró en el paso 3
4. Si existe duda con la exactitud en el factor de fricción utilizado en el paso 3, calcular el número de Reynolds para cada rama y evalúa de nueva cuenta el factor de fricción del diagrama de Moody.

5. Si los valores del factor de fricción cambiaron significativamente (2 cifras) repetir los pasos 3 y 4, utilizando los nuevos valores para el factor de fricción.
6. Cuando se alcance una precisión satisfactoria, utilizar la velocidad de flujo de volumen (caudal) para esa rama. Después se debe calcular la velocidad de flujo de volumen, que debe ser igual al flujo total del sistema.

4.6.2.2.- Procedimiento de solución cuando la incógnita de un sistema sea la velocidad.

- 1) Escribir la ecuación de energía del sistema.
- 2) Evaluar las cantidades conocidas tales como las cabezas de presión y las caídas de elevación.
- 3) Expresar las pérdidas de energía en términos de la velocidad desconocida U y el factor de fricción f.
- 4) Despejar la velocidad en términos de f.
- 5) Expresar el número de Reynolds en términos de la velocidad.
- 6) Calcular la rugosidad relativa E/D.
- 7) Seleccionar un valor de prueba para f, basado en el valor conocido E/D y un número de Reynolds en el rango de turbulencia.
- 8) Calcular la velocidad, con la ecuación del paso 4.
- 9) Calcular el No. de Reynolds con la ecuación del paso 5.
- 10) Evaluar el factor de fricción f para el número de Reynolds del paso 9 y el valor conocido de la rugosidad relativa, utilizando ya sea el diagrama de Moody ó las ecuaciones antes mencionadas.
- 11) Si el nuevo valor de la f es diferente del valor utilizado en el paso 8, repita los pasos 8 a 11 utilizando el nuevo valor de f.
- 12) Si no se presenta ningún cambio significativo (4 cifras) en f del valor asumido, entonces la velocidad que se encontró en el paso 8, es la correcta.

4.6.2.3.- Procedimiento de solución si la incógnita del sistema es el diámetro.

1. Escribir la ecuación de la energía del sistema.
2. Despejar el HFS y evalúa las cabezas de presión y elevaciones conocidas.
3. Expresar la pérdida de energía en términos de la velocidad, utilizando la ecuación 62.
4. Expresar la velocidad en términos de Q y el diámetro de la tubería:

$$U = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\left(\frac{\pi}{4} * D^2\right)} \quad (85)$$

- 5.- Sustituir la expresión de U en la ecuación de Darcy.

$$HFS = \left[f * \frac{LT}{D} * \frac{16 * Q^2}{2 * gc * D^4 * \pi^2} \right] = \left[\frac{f * LT}{D} * \frac{8 * Q^2}{D^4 * gc * \pi^2} \right] \quad (85.1)$$

- 6.- Despejar el diámetro:

$$D = \left(\frac{8 * LT * Q^2 * f}{\pi^2 * gc * HFS} \right)^{\frac{1}{5}} \quad (85.2)$$

- 7.- Expresar el número de Reynolds en términos del diámetro:

$$NRe = \frac{Q}{D * \frac{\pi}{4} * v} \quad (85.3)$$

Asumir un valor de prueba inicial para f . Puesto que tanto el número de Reynolds y la rugosidad relativa son incógnitas, no existen procedimientos específicos para seleccionar el valor inicial. Al menos que existan las condiciones específicas o que la experiencia (reglas de dedo), dicte otra cosa asumir $f = 0.02$.

8. Calcular el diámetro con la ecuación 85.2.
9. Calcular el Número de Reynolds con la ecuación de 85.3.
10. Calcular la rugosidad relativa.
11. Determinar el nuevo valor para el factor de fricción f del diagrama de Moody ó con las ecuaciones.
11. Comparar el nuevo valor de f con el que se asumió en el paso 8 y repite los pasos 8 al 12 hasta que no se pueda detectar un cambio significativo en f , el diámetro calculado en el paso 9 es entonces correcto.

4.6.2.4- Procedimiento de solución si el caudal es desconocido y se cuenta en el sistema con reducciones ó expansiones.

- 1) Escribir la ecuación de energía del sistema.
- 2) Evaluar las cantidades conocidas tales como las cabezas de presión y las caídas de elevación.
- 3) Expresar las pérdidas de energía en términos de las dos velocidades desconocidas y los dos factores de fricción f .
- 4) Utilizando la ecuación de continuidad (65) sin el valor de la densidad, se puede expresar la velocidad en la tubería más pequeña en términos de los de la tubería más grande:

$$U_1 = \frac{A_2}{A_1} * U_2 \quad (86)$$

- 5) Sustituir la expresión del paso 4 en la ecuación de energía, por ende, eliminando una velocidad conocida.
- 6) Despejar la velocidad que queda en términos de los 2 factores de fricción.
- 7) Expresar el número de Reynolds de cada tubería, en términos de la velocidad de esa tubería.
- 8) Calcular la rugosidad relativa ϵ/D para cada tubería.
- 9) Seleccionar valores de prueba para f en cada tubería, utilizando los valores conocidos de ϵ/D como una guía, por lo general, los dos factores de fricción no serán iguales.
- 10) Calcular la velocidad en la tubería más grande, utilizando la ecuación 86.
- 11) Calcular la velocidad, de la tubería más pequeña, utilizando la ecuación del paso 86.
- 12) Calcule los números de Reynolds.
- 13) Determinar el nuevo valor de " f ", en cada tubería.
- 14) Comparar los nuevos valores de f con aquellos asumidos en el paso 9 y repetir los pasos del 9 al 14, hasta que no presente ningún cambio significativo (4 cifras) en f del valor asumido, entonces las velocidades que se encontraron en los pasos 10 y 11, entonces son correctas.

4.7.- FLUIDOS INCOMPRESIBLES EN CONDUCTOS NO CIRCULARES.

Las ecuaciones para el cálculo del número de Reynolds, se aplican al caso de un flujo que pasa a través de un conducto circular lleno. En tales casos, la dimensión característica de la trayectoria de flujo es el diámetro interior. Pero muchos problemas prácticos, implican el flujo en secciones transversales no circulares. Las secciones circulares no transversales pueden ser conductos cerrados completamente llenos o canales abiertos, una de

cuyas superficies está expuesta a la atmósfera del lugar. Las secciones mostradas representan (a) Un intercambiador de tubos y coraza, (b) y (c) conductos de distribución y (d) trayectoria de flujo dentro de una máquina. La dimensión característica de las secciones transversales no circulares, se le conoce como radio hidráulico "R", definido como el cociente del área neta de la sección transversal de una corriente de flujo entre el perímetro mojado, PM, de la sección.

$$R = \frac{A}{P_m} = \frac{\text{área}}{\text{perímetro mojado}} \quad (87)$$

En el cálculo del radio hidráulico, el área neta de la sección transversal deberá calcularse a partir de la geometría de la sección. El perímetro mojado se define como la suma de la longitud de los límites de la sección que realmente están en contacto con (es decir, mojados por) el fluido.

Este tema, es de vital importancia para poder comprender el flujo líquido en canales abiertos. Ya que la geometría es la que repercute en este tipo de sistemas, como se verá más adelante.

$$De = 4RH \quad (88)$$

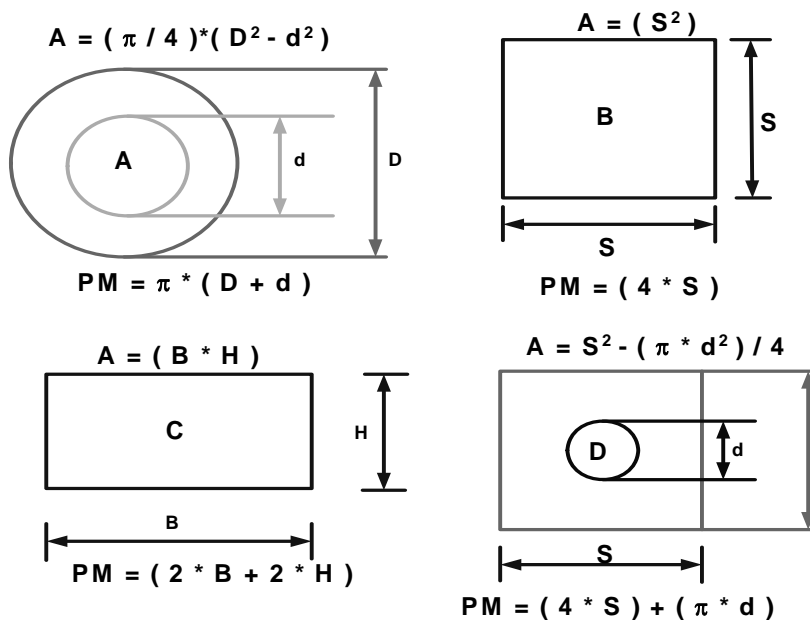


Fig. 23. Secciones transversales típicas no circulares cerradas.

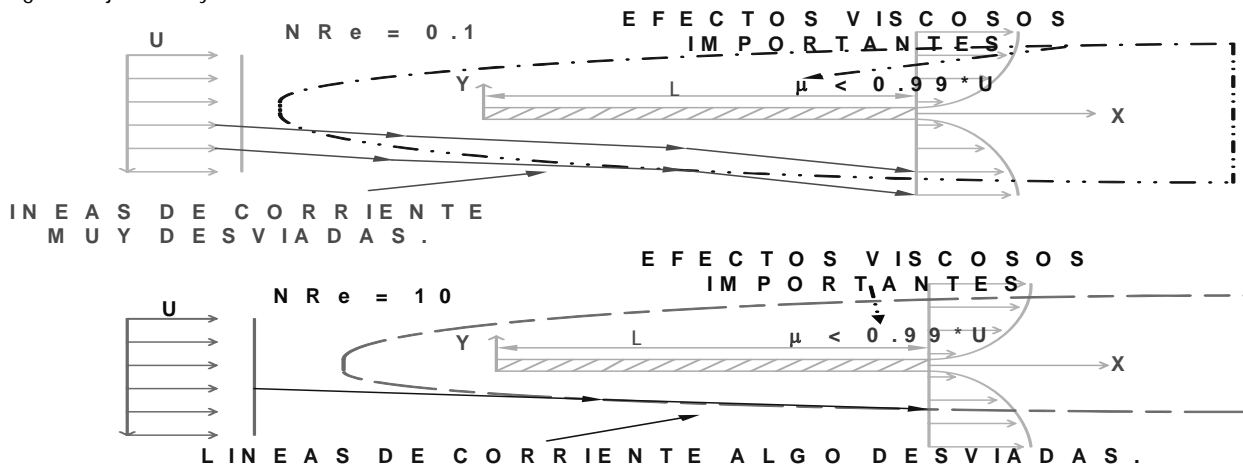
4.8. - FLUJO ALREDEDOR DE OBJETOS SUMERGIDOS.

Los flujos externos que pasan por los objetos, comprenden una muy amplia variedad de fenómenos de mecánica de fluidos. Claramente, el carácter del campo de flujo es función de la forma del objeto. Es de esperar que los flujos que pasan por formas geométricas relativamente sencillas (esfera o cilindro circular) posean campos de flujo menos complejos que los fluidos que pasan por formas geométricas tales, como un árbol ó un avión. Como regla práctica, los flujos con Número de Reynolds > 100 son dominados por la velocidad del flujo. Para los flujos con $Re < 1$ son dominados por la viscosidad. Así los flujos externos más conocidos están dominados por la velocidad. En las figuras 24, 25 y 26, se muestran flujos que pasan por tres placas lisas de longitud L con # de Reynolds = 0.1, 10 y 10^7 .

Tabla 8 Parámetros de velocidad y Número de Reynolds.

Tipo de Flujo	Parámetros	Rango de tamaño (m)	Rango de velocidad (m / seg.)
Para flujos externos	Número de Reynolds $10 < Re < 10^9$	$0.01 < L < 10$	$0.01 < U < 100$

Fig. 24 Flujo con Reynolds = 0.1.



Si el # de Reynolds es pequeño, los efectos viscosos son relativamente fuertes y la placa afecta al flujo uniforme a corriente arriba, corriente abajo y detrás de la placa. A medida que aumenta el # de Reynolds, la región en que los efectos viscosos son importantes se reduce en todas las direcciones excepto la tendencia abajo, como se muestra en la imagen 24. No es necesario desplazarse muy lejos enfrente, arriba o debajo de la placa para llegar a áreas donde no son detectados los efectos viscosos (viscosidad) de la placa. Las líneas de corriente están desplazadas de sus condiciones originales uniformes corriente arriba, pero el desplazamiento no es tan grande como para la situación $Re = 0.1$. Si el número de Reynolds es grande (pero no infinito), el flujo es dominado por efectos inerciales (velocidad) y los efectos viscosos, son relativamente delgadas detrás de la placa anterior. Como la viscosidad de fluido es diferente de cero ($Re < 8$) se concluye que el fluido se debe adherir a la superficie del sólido (la condición de la frontera sin deslizamiento) La fuerza externa de arrastre (δ^*) en una placa, es el fenómeno que se presenta al desplazamiento externo del fluido reducido en la presencia de la placa. Puede calcularse con la ecuación 89, que viene siendo el grosor del desplazamiento y puede calcularse así:

$$\delta^* = \frac{1.73 x}{\sqrt{Re}} \quad (89)$$

δ^* = fuerza de arrastre.

x = distancia adelante de la placa.

b es el anchura del plano de la placa.

ρ = densidad del fluido

U_{∞}^2 = Velocidad de la corriente libre.

La fuerza de arrastre ejercida en la placa en la dirección del flujo dado es:

$$Df = \frac{0.664 * b * \rho * U_{\infty}^2 * x}{\sqrt{Re_x}} \quad (90)$$

Df = Dirección de flujo.

b = anchura del plano de la placa.

U_{∞}^2 = Velocidad de la corriente libre.

x = distancia adelante de la placa.

ρ = densidad del fluido.

$$NRe_x = \frac{U_{\infty} * \rho * x}{\mu}$$

μ = Viscosidad del fluido.

Fig. 25 Flujo con # Reynolds = 10.

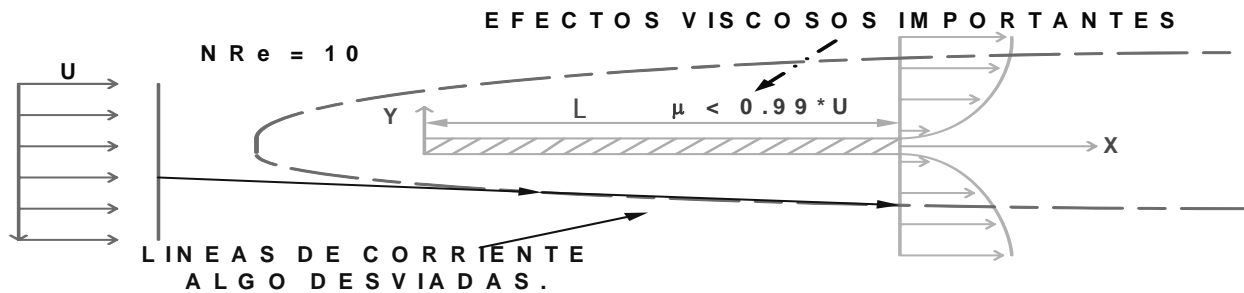
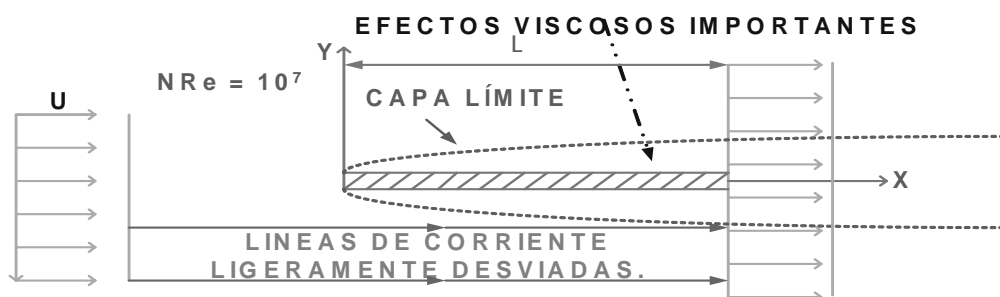


Fig. 26 Flujo con Reynolds = $10 E 7$



Para flujo turbulento el grosor del desplazamiento es:

$$\delta^* = \frac{0.046x}{(Re_x)^{1/5}} \quad (91)$$

δ^* = fuerza de arrastre.

x = distancia adelante de la placa.

$$NRe_x = \frac{U_{\infty} * \rho * x}{\mu}$$

ρ = densidad del fluido

U_{∞}^2 = Velocidad de la corriente libre.

μ = Viscosidad del fluido.

La fuerza de arrastre, se puede calcular:

$$D_f = \frac{0.036 * \rho * b * U_{\infty}^2 * x}{(Re_x)^{1/5}} \quad (92)$$

D_f = Dirección de flujo.

b = anchura del plano de la placa.

U_{∞}^2 = Velocidad de la corriente libre.

x = distancia adelante de la placa.

ρ = densidad del fluido.

$$NRe_x = \frac{U_{\infty} * \rho * x}{\mu}$$

μ = Viscosidad del fluido.

Estas ecuaciones son válidas si se asume que la turbulencia del límite de la capa comienza en el borde principal en la placa.

4.9.- FLUJO EN CANALES ABIERTOS.

El flujo líquido puede transportarse en una tubería ó en un canal abierto. La característica que distingue éstos 2 tipos es que el canal abierto, tiene una superficie libre conforme a presión atmosférica ó a una presión constante (río, presa, alcantarilla.) Las fuerzas importantes en flujo de canales abiertos, son las fuerzas inerciales y la fuerza de gravedad. Este tipo de flujo, también puede clasificarse como laminar, en transición y turbulento. Los experimentos muestran que el flujo es turbulento cuando el Número de Reynolds excede 1000*. *(Basado en un diámetro hidráulico de 1 a 4 según las características de la longitud.)*

La relación entre la inercia y la gravedad es el número de Froude:

$$NFr = \frac{U^2}{g * \rho} \quad (93)$$

NFr = Número de Froude.

U = Velocidad del fluido.

g = Constante gravitacional.

ρ = Densidad del fluido.

Este tipo de flujo, puede ser clasificado como crítico, subcrítico y supercrítico.

Si $N Fr = 1$ el flujo es crítico.

Si $N Fr < 1$ el flujo es subcrítico.

Si $N Fr > 1$ flujo súper crítico.

4.9.1. - Tipos De Flujo En Canales Abiertos.

Estos flujos, pueden ser clasificados en varias categorías de acuerdo a la profundidad y al cambio de flujo, con respecto al tiempo y a la posición

□ **Flujo estacionario:** existe si el volumen de la velocidad de flujo no cambia durante el intervalo de interés.

□ **Flujo inestable:** existe si el volumen de la velocidad de flujo cambia durante el tiempo. Inundaciones y oleadas.

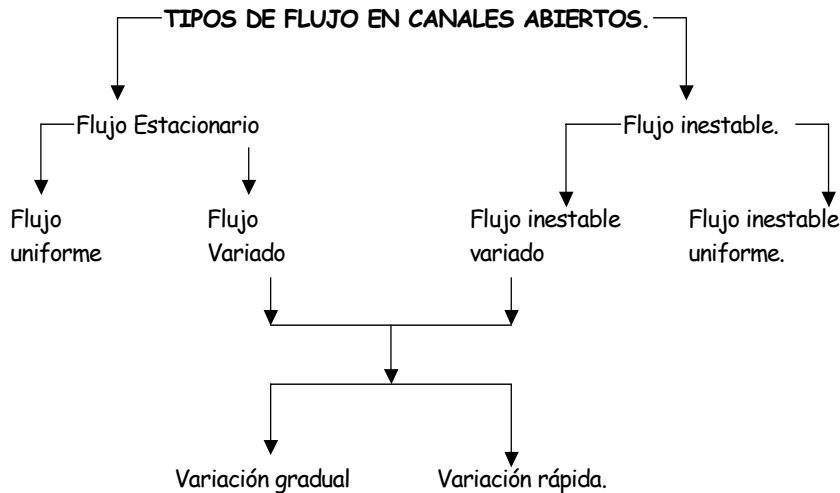
□ **Flujo no uniforme:** existe en canales si el líquido entra o se va a lo largo del curso del flujo.

□ **Flujo variado:** existe si la profundidad cambia cuando se incrementa la distancia a lo largo del canal.

□ **Flujo uniforme:** existe si la profundidad es uniforme (sin cambio) En cada sección en el canal. El flujo uniforme ocurre cuando el flujo está estable.

Flujo estacionario uniforme: existe si la profundidad del flujo no hay cambio durante un intervalo de tiempo previamente puesto bajo observación.

Fig. 27 Tipos de flujo en canales abiertos.



- **Flujo estacionario no uniforme:** existe si la superficie del agua fluctúa mientras que el restante es paralelo en el fondo del canal. (Condición prácticamente imposible.)
- **Flujo rápidamente variado:** existe si la profundidad del líquido cambia abruptamente sobre una longitud de canal relativamente corta. (Ejemplos son los saltos hidráulicos y la gota hidráulica)

4.9.2.- Factores geométricos de canales abiertos.

Los conductos abiertos de flujo para un líquido, pueden ser naturales ó artificiales. Los canales naturales incluyen arroyos y ríos. Los canales abiertos artificiales incluyen canales, alcantarillas y presas. El análisis de canales artificiales produce resultados que pueden ser aplicados a las condiciones naturales.

Se analizará la figura rectangular, trapezoidal, triangular y circular. Los factores geométricos para cada sección transversal, se definen a continuación:

- **Profundidad de flujo:** "z" es la distancia vertical para el fondo del canal de la superficie del líquido.
- **Anchura de la tapa:** "bt" es la altura de la sección del canal de la superficie libre.
- Área de flujo: "A" es el área de sección transversal de flujo perpendicular en la dirección de flujo.
- **Perímetro mojado:** "P" es la longitud de sección transversal de contacto entre el canal y el líquido.
- **Radio hidráulico:** "RH" Es la relación entre el área y el perímetro mojado. (Ecuación 85)
- **Profundidad significativa:** "Zm" es la relación entre el área del agua y la anchura de la superficie. Esta expresión puede utilizarse para modelar canales naturales, calculando la profundidad como si fuera la de un canal rectangular.

$$Z_m = \frac{A}{b} \quad (94)$$

Zm = Profundidad del canal.

A = Área de flujo.

b = altura de la sección del canal del fondo.

- **Sección Factor Z:** se utiliza en cálculos de flujo crítico, es el producto del área de agua y la raíz cuadrada de la profundidad hidráulica.

$$Z = A\sqrt{Z_m} = A\sqrt{\frac{A}{b}} \quad (95)$$

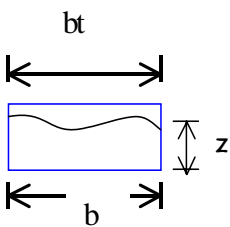
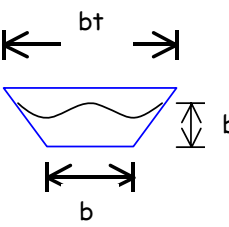
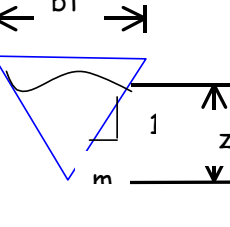
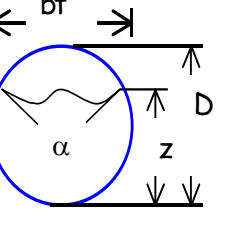
Z_m = Profundidad del canal.

A = Área de flujo.

b = es la altura de la sección del canal del fondo.

- **Profundidad del centroide.** " Z_c " es la distancia entre la superficie libre al centroide del área de flujo.

Tabla 9. Ecuaciones para diversos sistemas de canales abiertos.

Sección				
Área (A)	bz	$(b+mz)z$	mz^2	$(\alpha - \text{sen } \alpha) * D^2/8$
Perímetro mojado (P)	$b + 2z$	$B + 2z (1+m^2)^{1/2}$	$2z(1+m^2)^{1/2}$	$(\alpha * D) / 2$
Radio hidráulico (RH)	$bz / (b + 2z)$	$\frac{(b + mz)z}{b + 2z\sqrt{1 + m^2}}$	$\frac{mz}{2\sqrt{1 + m^2}}$	$\frac{D}{4} * \left(1 - \frac{\text{sen } \alpha}{\alpha}\right)$
anchura de la superficie bt	B	$B+2mz$	$2mz$	$\text{sen} \frac{1}{2} \alpha * D$
Profundidad hidráulica (Z_m)	Z	$\frac{(b + mz)z}{b + 2mz}$	$Z / 2$	$\frac{D}{8} \left(\frac{\alpha - \text{sen } \alpha}{\text{sen} \frac{1}{2} \alpha} \right)$
Sección Factor Z	$bz^{1.5}$	$\frac{[(b + mz)z]^{1.5}}{\sqrt{b + 2mz}}$	$\frac{\sqrt{2}}{2} mz^{2.5}$	$\frac{\sqrt{2} (\alpha - \text{sen } \alpha)^{0.5}}{32 \left(\text{sen} \frac{1}{2} \alpha \right)^{0.5}} D^{2.5}$
Profundidad del centroide. Z	$Z / 2$	$\frac{(3b + 2mz)z}{6(b + mz)}$	$Z / 3$	-----

Ref. Janna. William S, *Introduction Fluid Mechanics*. EEUU PWS Publishing

4.9.2.- Ecuaciones.

- Cálculo del flujo máximo, para flujos regidos por el número de Froude:

$$\frac{Q_{\max}^2}{b^2 * Z_2^3 * g} \quad (96)$$

Z = Distancia vertical para el fondo del canal de la superficie del líquido.

g = Fuerza de gravedad.

Q = Caudal máximo.

b = Altura de la sección del canal del fondo.

Material de la cama del canal.	Coeficiente "n"		Material de la cama del canal.	Coeficiente "n"	
	(m) ^{1/6}	(ft) ^{1/6}		(m) ^{1/6}	(ft) ^{1/6}
Metales			No metales.		
Latón	0.010	0.0067	Cemento	0.012	0.0081
Acero (tubería lisa pintada)	0.012	0.0081	Madera	0.012	0.0081
Hierro fundido (revestido)	0.014	0.0094	Tabique	0.014	0.0094
Metal corrugado	0.024	0.016	Asfalto	0.013	0.0087

Tabla 10 Material de la cama del canal. Ref. Janna. William S, *Introduction Fluid Mechanics*. EEUU PWS Publishing

□ Para flujo laminar en un conducto inclinado:

$$Q = \frac{\rho * g * h^3 * b}{3 * \mu} * \text{sen}\theta \quad (97)$$

h = distancia vertical para el fondo del canal de la superficie del líquido.

g = fuerza de gravedad.

Q = Caudal máximo.

b = es la altura de la sección del canal del fondo.

ρ = densidad del fluido

μ = Viscosidad del fluido.

□ Para flujo turbulento:

$$V = \frac{(RH)^{\frac{2}{3}} * S^{\frac{1}{2}}}{n} \quad (98)$$

V = Velocidad.

RH = Radio hidráulico.

S = Pendiente del canal abierto.

n = rugosidad en las paredes del canal.

4.10. - FLUJO LÍQUIDO A TRAVÉS DE LECHOS POROSOS.

En este estudio se limitará el contexto, a un punto de vista general, para el caso de un solo fluido circulante y en una sola fase. Como se vio en temas pasados (2.7) la ecuación 89, define el radio hidráulico para un conducto no circular. Para un lecho de relleno, el radio hidráulico es definido como:

$$RH = \frac{\text{Volumen hueco del lecho}}{\text{Área de superficie del relleno}} \quad (99)$$

Este radio hidráulico puede escribirse en función de la superficie específica del relleno S_0 o superficie por unidad de volumen de relleno:

$$S_{0\text{esf}} = \left(\frac{A}{V}\right)_{\text{esf}} * \frac{6}{D_{\text{esf}}} \quad (100)$$

Ya que las partículas constituyen el lecho no suelen ser esféricas, sin embargo, se puede emplear como magnitud característica de tales partículas el diámetro D de una esfera cuya relación $(A/V)_{\text{esf}}$ sea igual a la relación $(A/V)_{\text{partícula}}$.

Forma	Dimensiones (in)	Superficie específica (cm ⁻¹)	Superficie eficaz (cm ⁻¹)	Porosidad
Esfera	1/32	76		0.393
	1/16	37.59		0.405
	1/8	18.95		0.393
	1/4	9.48		0.405
	5/16	7.56		0.416
Cilindro	1/8 • 1/8	18.4	14,50 – 17.51	0.3287- 0.4290
	1/8 • 1/4	15.86		
	1/4 • 1/4	9.45		
Cubo	1/8 • 1/16	15.4	21.35 – 25.15	0.3416 – 0.4534
	1/8	18.6	10.40 – 15.05	0.1889 – 0.4252
	1/4	10.78		
Prisma	3/16 • 3/16	24.1	15.15 – 18.00	0.307 – 0.5177
Anillos Raschig	1/2	3.426		0.568
	3/4	2.67		0.742
	1	1.677		0.685
	1 1/2	1.278		0.711
Monturas	2	0.756		0.734
Berl.	3/4	2.231		0.71
	1	3.351		0.76
	1 1/2	1.138		0.764

Tabla 11. Dimensiones diversas de figuras porosas. Ref. Ocon Tojo

En consecuencia, la longitud característica D , denominada diámetro equivalente, queda definida por:

$$D = \frac{6}{S_0} \quad (101)$$

Porosidad: Una magnitud que ha de tenerse en cuenta en el estudio de tema, es la también llamada fracción hueca, ya que se comprende que cuanto mayores sean las oquedades entre las partículas del lecho, menor será la resistencia al flujo, y esta mayor holgura, ha de equivaler a una mayor porosidad relativa. La porosidad ha de determinarse en cada caso; ya que aun conocida la forma y tamaño de las partículas en el lecho, el valor de la porosidad depende de la distribución de las mismas. El método más sencillo para determinarlas es en la medida de la relación peso por volumen.

La densidad aparente se puede calcular así:

$$\rho_a = \frac{W_1}{W_2 - W_3} \quad (102)$$

$$\rho = \frac{W_1}{V_1}$$

Después de esto, la porosidad es:

$$\varepsilon = \left(1 - \frac{\rho_a}{\rho_s} = \frac{W_2 - W_1}{W_2 - W_3} \right) = \frac{W_2 - W_1}{V_l \rho} \quad (103)$$

W_1 = Peso del relleno ó del lecho seco.

W_2 = Peso del lecho mojado.

W_3 = el peso del lecho en el interior del líquido.

V_l = Volumen del lecho.

= Densidad del líquido.

= Densidad aparente del lecho.

= Densidad del material que constituye el lecho.

Por analogía con el flujo de fluidos en otros sistemas, Ergun encuentra que para flujo laminar es una constante:

$$HFS = \frac{150}{Re_p} \quad (104)$$

Se da el valor de 150, puesto que es el reportado experimentalmente de esta constante.

Para flujo turbulento (mayor a 10^4) f_p es constante y es igual a 1.75.

$$f_p = 1.75 = HFS \frac{\varepsilon^3 D g}{1 - \varepsilon L U_s^2} \quad (105)$$

Para la zona de transición entre 1 a 10^4 , se aplica:

$$f_p = \frac{150}{Re_p} + 1.75 \quad (106)$$

4.11. - NOMOGRAMAS PARA DETERMINAR LA ΔP Y LA VELOCIDAD.

Este tipo de tablas mejor conocidas como nomogramas, se exhortan para poder realizar cálculos mucho más rápido y evita el uso de cálculos. La figura 28, muestra el nomograma para la caída de presión para fluido líquido, en este en particular se puede conocer la caída de presión en 100 pies de tubería, si se conoce la viscosidad del fluido y el diámetro de tubería. Solo se colocan en línea recta estos dos valores y así obtener, la caída de presión apoyados de una regla ó escuadra.

La figura 29, será de gran utilidad cuando se desee o necesite cambiar el sistema de tuberías en general o un solo tramo en particular, con saber el diámetro de la tubería a reemplazar y la tubería nueva, se puede conocer con ayuda de una regla, el caudal a manejar para la tubería nueva. Es la manera más rápida de conocer el caudal, además de que es confiable.

En la figura 30, se observa que se puede utilizar para calcular la velocidad de fluidos líquidos, conociendo el caudal en galones por minuto y el diámetro en pulgadas, alineando ambos valores, la velocidad se conocerá de inmediato en pies por segundo. No importa cuál sea la variable, desconocida, ya que si en la figura 31 se sabe la velocidad y el caudal se obtiene el valor del diámetro de la tubería. Con esto se evita el cálculo de la ecuación 62. Como se percibe, el ayudarse de estas figuras, ahorrará tiempo valioso para resolver un ejercicio, donde el tiempo sea de primordial importancia, como un examen, ó un problema real.

Figura 28.

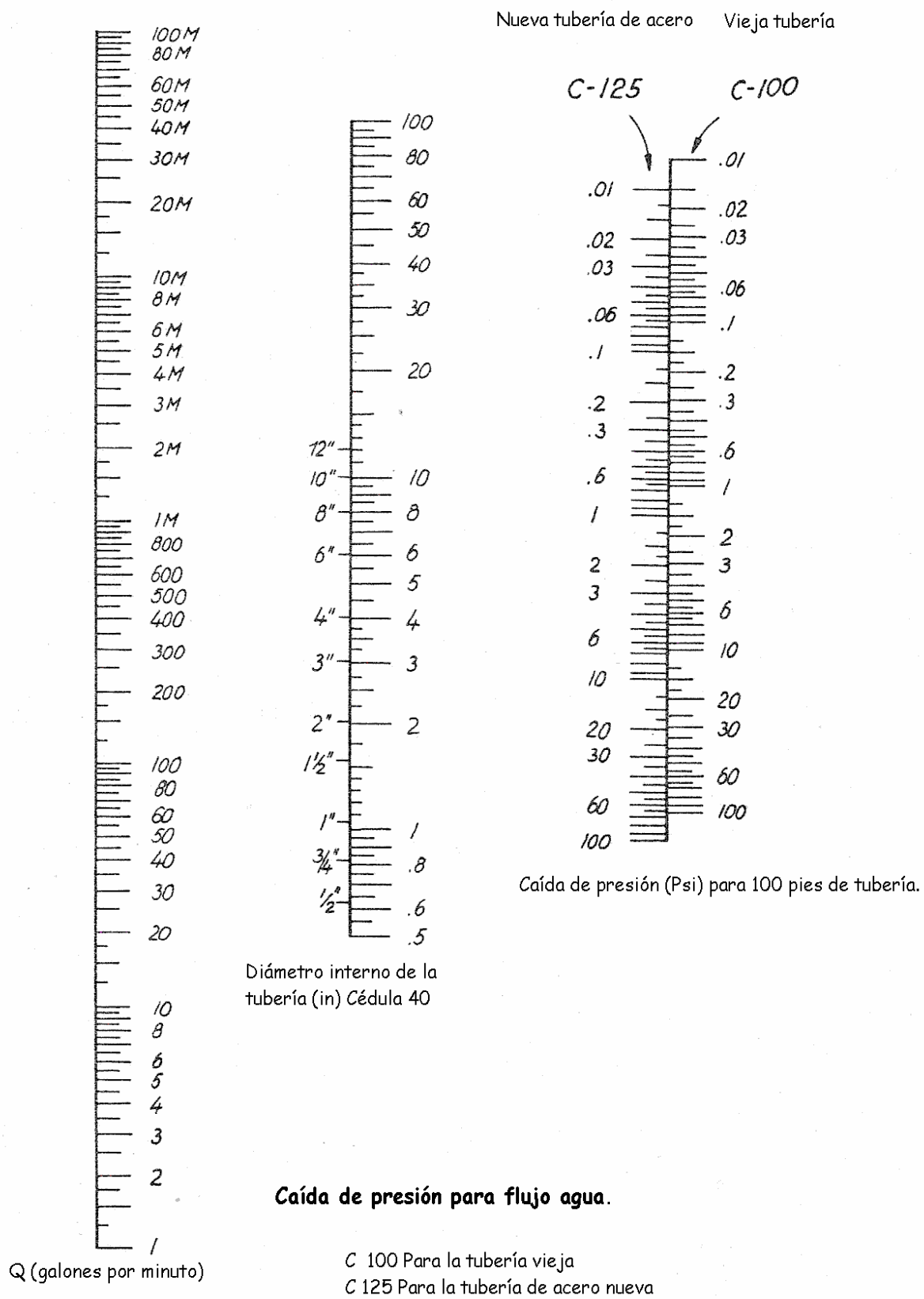


Figura 29.

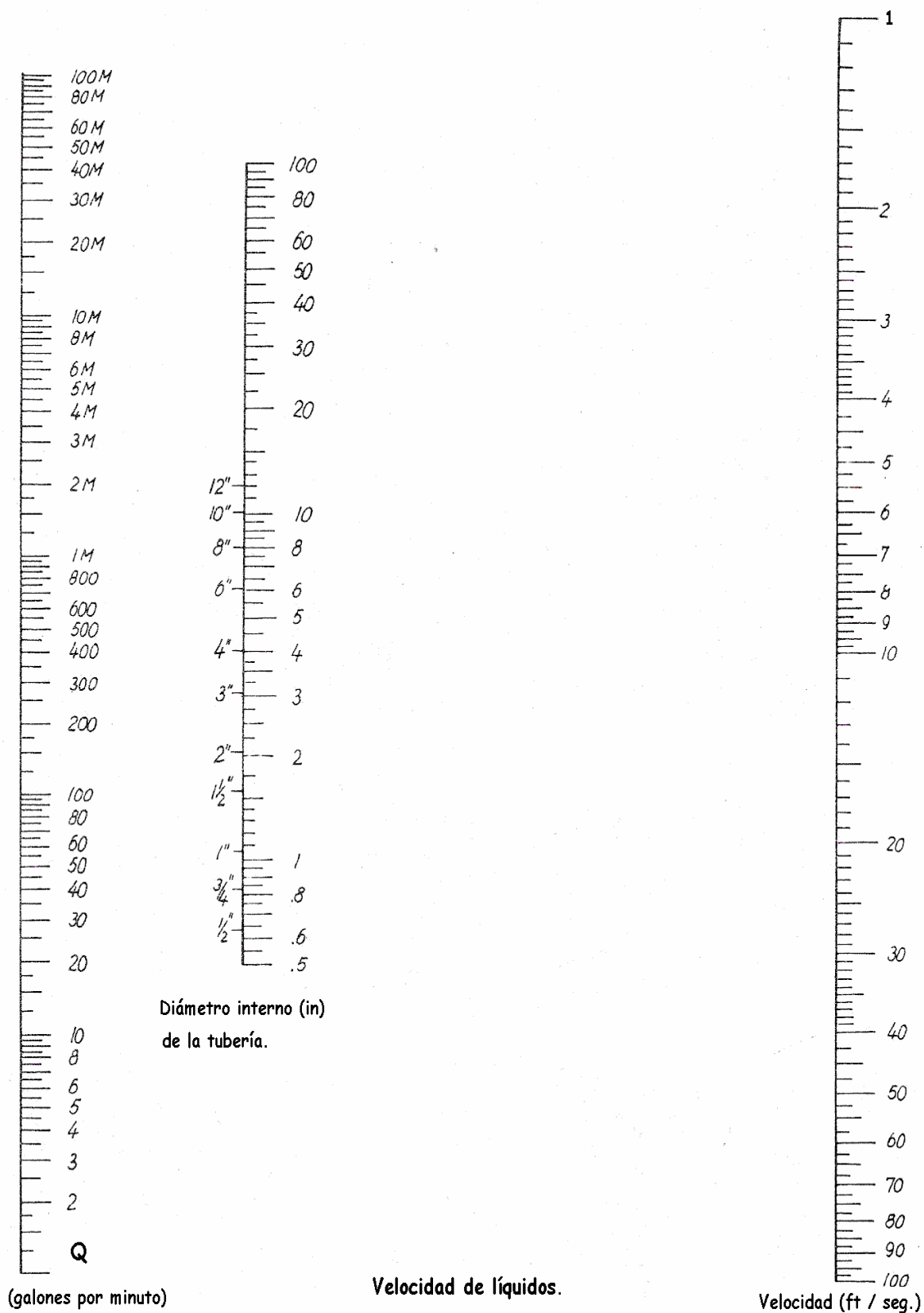
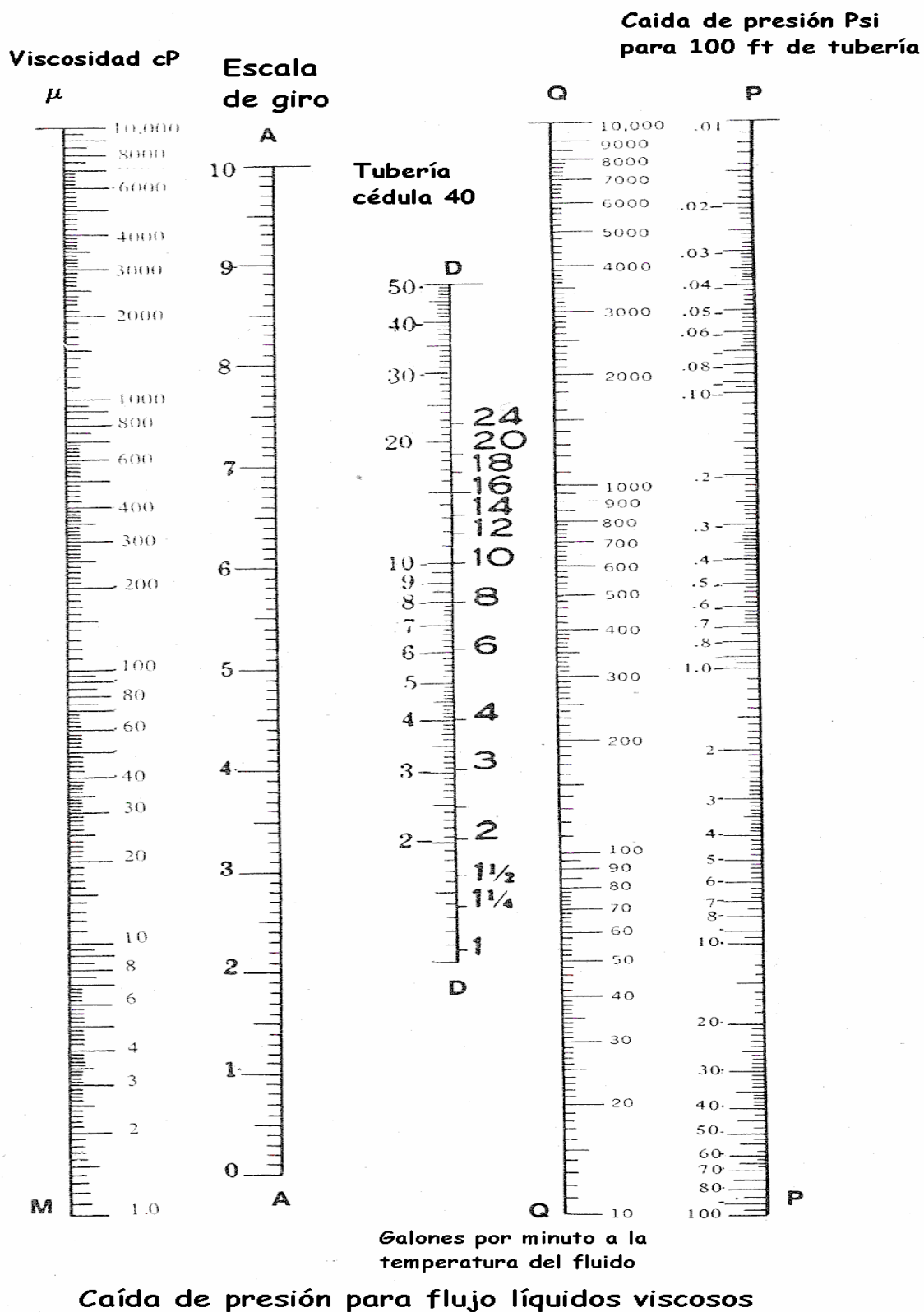
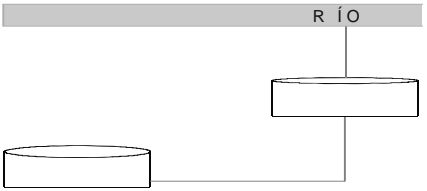


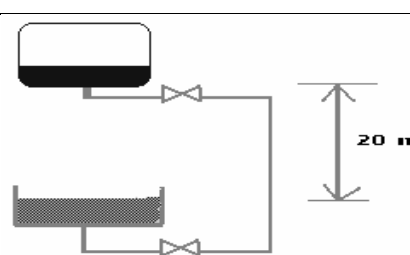
Figura 30.



4.12.- EJERCICIOS LÍQUIDOS.

Ejercicio uno.		Tiempo (θ) 1:00'24
1.- Se tiene petróleo crudo a 85 °F, con una velocidad de 2000 gpm. Que fluye a través de una válvula de compuerta totalmente abierta, de 5" de diámetro. Determinar la caída de presión en la válvula con una viscosidad de 2,500 cP y una densidad relativa de 0.95		
3.- Elección de las variables.		2:15'10
$NRe = U * D * \rho / \mu$	29.1	
$\Delta P = 2.28E - 5 * \left(\frac{LT}{D}\right)_v * \frac{Q * \mu}{D^3} = Psi$	77	
Para calcular la caída de presión, se tiene un método ya explicado, entonces, la ecuación de Bernoulli, no es necesaria analizarla. Lo que es necesario determinar, es si se requiere corregir L/D de la válvula.		
4.- Datos.		3:29'04
Q = 2,000 gpm $\rho_r = 0.95$ $\mu = 2500 \text{ cP}$.	D = 5". T = 85 ° F.	
5.- Factores de conversión.		6:11'15
$Q = 2,000 \text{ gpm} * \left(\frac{0.0022 \frac{\text{ft}^3}{\text{seg}}}{1 \text{ gpm}} \right) = 4.4 \frac{\text{ft}^3}{\text{seg}}$ <p>Di = 5.047 in.</p> $\mu = 2500 \text{ cP} * \frac{6.074E - 4 \frac{\text{lb}}{\text{seg} * \text{ft}}}{1 \text{ cP}} = 1.518 \frac{\text{lb}}{\text{seg} * \text{ft}}$ $A = 0.7854 * (5.047 \text{ in})^2 = 20.0058 \text{ in}^2$ $A = 20.0058 \text{ in}^2 * \left(\frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}} \right)^2 = 0.1389 \text{ ft}^2$		
6.- Calculando la velocidad.		6:41'23
$U = \frac{Q}{A} = \frac{4.4 \frac{\text{ft}^3}{\text{seg}}}{0.1389 \text{ ft}^2} = 31.6707 \frac{\text{ft}}{\text{seg}}$		
6.1.- Cálculo de la densidad absoluta.		7:09'12
$\rho = \rho_r * \rho_{H_2O} = 0.95 * 62.158 \frac{\text{lbm}}{\text{ft}^3} = 59.0501 \frac{\text{lbm}}{\text{ft}^3}$		
6.2.- Cálculo del número de Reynolds.		8:00'01
$NRe = \frac{0.4205 \text{ ft} * 59.0501 \frac{\text{lbm}}{\text{ft}^3} * 31.6708 \frac{\text{ft}}{\text{seg}}}{1.5180 \frac{\text{lbm}}{\text{ft} * \text{seg}}} = 518.051$ Al ser el fluido laminar, no se tiene que corregir L/D.		
6.3.- Cálculo de la caída de presión en la válvula.		8:45'78
$\Delta P = 2.28E - 5 * (13) * \frac{2000 \text{ gpm} * 2,500 \text{ cP}}{5.047 \text{ in}^3} = 11.5278 \text{ PSI}$		
8.-Resultado de la caída de presión:		8:59'00
$\Delta P = 11.5278 \text{ PSI}$		

Ejercicio dos.		Tiempo (θ) 0:09'26
<p>2.- El abastecimiento de agua en una fábrica con caudal de 160 m³ / día, se hace mediante una tubería</p>  <p>de 1" de diámetro y 2,350 m. De longitud, desde un manantial situado a 240 m. De altura. En las horas de máximo consumo la presión del agua desciende considerablemente y con ello el caudal de agua en algunas aplicaciones. Se trata de renovar la conducción, estableciendo al mismo tiempo un depósito general situado sobre la misma fábrica con la entrada a 48 m del suelo. Las tuberías son de hierro fundido asfaltado. Determinar el diámetro que ha de tener la conducción para lograr el caudal indicado sin necesidad de una bomba.</p>		
2.- Planteamiento del problema.		0:42'53
$\Delta Z \frac{g}{g_c}$	52	
$HFS = \frac{f * LT * U^2}{2 * g_c * D}$	55	
3.- Elección del método.		2:31'25
<p>a) $Hfs = \Delta Z \frac{g}{g_c} = \frac{f * LT * U^2}{2 * g_c * D} = (Z_1 - Z_2) * \frac{g}{g_c}$</p> <p>Sustituyendo :</p> <p>b) $\frac{f * LT * Q^2}{2 * g_c * D * \left(\frac{\pi * D^2}{4}\right)^2} = (Z_1 - Z_2) * \frac{g}{g_c}$</p> <p>c) $D = \left(\frac{f * LT * 8 * Q^2}{\Delta Z * g * \pi}\right)^{\frac{1}{5}}$</p> <p>2. - Suponer un diámetro de acuerdo al caudal que el sistema maneja. 3. Calcular ϵ/D y el número de Reynolds. 4. Con la gráfica de Moody, localizar f. 5. Con f conocido, se sustituye en la ecuación anterior. 6. El sistema converge hasta que el diámetro supuesto, es igual al diámetro calculado.</p>		
4.- Datos.		3:46'25
$Q = 0.0018 \text{ m}^3 / \text{seg}$ $\epsilon = 0.00012$ $\Delta Z = 288 \text{ m.}$	$\mu = 0.0012 \text{ kg / m} * \text{seg.}$ $\rho = 999 \text{ kg / m}^3$	
5.- Factores de conversión.		4:14'33
$Q = 160 \frac{\text{m}^3}{\text{día}} * 1.15 \text{E} - 5 \frac{\text{día}}{\text{seg}} = 0.0018 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$		
6.- Resolver el sistema. Sustituyendo valores.		5:21'36
$D = \left(\frac{f * 2,350 \text{ m} * 4 * \left(0.0018 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}\right)^2}{(288) \text{ m} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{seg}} * 3.1416^2} \right)^{\frac{1}{5}} = (f * 2.18 \text{E} - 6 \text{ m}^5)^{\frac{1}{5}}$		

6.1- Realizar el siguiente método de convergencia.								
D ^s (m)	ε/D	A (m ²) E - 3	U $\frac{m}{seg}$	NRe E 4	f	D (m) E - 2	θ	
0.0523	0.0023	2.1	0.0837	4.37	0.0285	3.6	2:01'70	
0.0360	0.0033	1.02	1.761	6.34	0.028	3.6	1:04'05	
7.- Factor de conversión.							10:42'45	
D = 0.036m * $\left(\frac{100in}{2.54m}\right) = 1.4173in$								
8.- Resultado.							11:23'02	
Ya que el diámetro de tubería sólo aumenta ½", es recomendable, que el sistema no utilice una bomba y se cambie la tubería de una pulgada por una tubería de 1 ½", ya que a la larga, el costo de la tubería se pagará por el costo de bombeo. Y se ahorrará el mantenimiento de la bomba y la energía requerida para su uso.								
Ejercicio tres.							Tiempo (θ) 0:28'97	
 <p>Se necesitan transportar 50 m³ * hr⁻¹ de etanol a 15°C, desde un depósito situado en la planta baja de una fábrica, hasta un reactor situado a 20m sobre el depósito. La conducción se ha de efectuar a través de una tubería de 4" y la instalación tiene una longitud de 40 m con 4 codos cerrados y 2 válvulas de asiento. Considerar que la diferencia de velocidades es de 1.5 y la diferencia presión es de 2 kg / m². Calcular: a) El Hfs del sistema. b) El factor de fricción.</p>								
2.- Ecuaciones.							1:52'92	
Q = U * A						62		
$\Delta Z \left(\frac{g}{gc}\right) + \frac{\Delta P}{\rho} + \left(\frac{U_2^2 U_1^2}{2 * gc}\right) + \left(f * \frac{LT}{D} * \frac{U^2}{2 * gc}\right)$						58		
3.- Elección del método.							3:35'50	
a) Despejar de la ecuación 62, la velocidad. b) Calcular el HFS, despejando de la ecuación 58. c) Despejar de la ecuación el HFS.								
4.- Datos.							5:38'87	
D = 4" Di = 4.026 in A = (4.026in) ² * 0.7854 = 12.7303 in ² Q = 50 $\frac{m^3}{hr}$ U ₂ ² - U ₁ ² = 1.5 $\frac{m^2}{seg^2}$				LT = 40 m. ρ = 785.83 $\frac{kg}{m^3}$ $\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{2 \frac{kgf}{m^2}}{785.83 \frac{kg}{m^3}} = 0.0025 \frac{kgf * m}{kg}$				
5.- Factores de conversión.							8:56'50	
Q = 50 $\frac{m^3}{hr}$ * $\frac{1hr}{3600seg.} = 0.0138 \frac{m^3}{seg}$ D = 4.06in * $\frac{2.54m}{100in} = 0.1022m.$								

$A = 12.7303 \text{ in}^2 * \left(\frac{1 \text{ m}}{100 \text{ in}} \right)^2 = 0.0082 \text{ m}^2$																																									
6.- Para calcular la velocidad se tiene:	10:38'77																																								
$U = \frac{Q}{A} = \frac{0.0138 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}}{0.0082 \text{ m}^2} = 1.6802 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$																																									
6.1.- El Hfs del sistema.	12:13'68																																								
$HFS = \left[\left(\frac{1.5}{2 * 9.81} \right) + (0.0025) + (20) \right] \frac{\text{kgf} * \text{m}}{\text{kg}} = 20.0079 \frac{\text{kgf} * \text{m}}{\text{kg}}$																																									
6.2.- Realizar la tabla de accesorios para la longitud total de la tubería.	14:57'83																																								
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Accesorio</th> <th>#</th> <th>L/D</th> <th>L/D * Di</th> <th>LEI</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Entrada</td> <td>1</td> <td>47</td> <td>4.8034</td> <td>4.8034</td> </tr> <tr> <td>Salida</td> <td>1</td> <td>60</td> <td>6.132</td> <td>6.132</td> </tr> <tr> <td>Codos cerrados.</td> <td>4</td> <td>30</td> <td>3.066</td> <td>12.264</td> </tr> <tr> <td>Válvula de globo con vástago 45 °</td> <td>2</td> <td>135</td> <td>13.797</td> <td>27.594</td> </tr> <tr> <td colspan="3"></td> <td>LET (m)</td> <td>50.7934</td> </tr> <tr> <td colspan="3"></td> <td>LTR (m)</td> <td>40</td> </tr> <tr> <td colspan="3"></td> <td>LT (m)</td> <td>90.7934</td> </tr> </tbody> </table>		Accesorio	#	L/D	L/D * Di	LEI	Entrada	1	47	4.8034	4.8034	Salida	1	60	6.132	6.132	Codos cerrados.	4	30	3.066	12.264	Válvula de globo con vástago 45 °	2	135	13.797	27.594				LET (m)	50.7934				LTR (m)	40				LT (m)	90.7934
Accesorio	#	L/D	L/D * Di	LEI																																					
Entrada	1	47	4.8034	4.8034																																					
Salida	1	60	6.132	6.132																																					
Codos cerrados.	4	30	3.066	12.264																																					
Válvula de globo con vástago 45 °	2	135	13.797	27.594																																					
			LET (m)	50.7934																																					
			LTR (m)	40																																					
			LT (m)	90.7934																																					
6.3.- El factor de fricción	16:04'36																																								
$f = \frac{20.0789 \frac{\text{kgf} * \text{m}}{\text{kg}} * 2 * 9.81 \frac{\text{kg} * \text{m}}{\text{kgf} * \text{seg}^2} * 0.1022 \text{ m}}{\left(1.6802 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \right)^2 * 90.7934 \text{ m}} = 0.1570$																																									
8.- Resultado. HFS = 20.0789 kgf * m / kg; f = 0.1570	17:17'24																																								
Ejercicio cuatro.	Tiempo (θ) 0:21'31																																								
<p>En el sistema mostrado, hay cambio de diámetro y La tubería primera (izquierda a derecha) de longitud igual a 12 m tiene un diámetro nominal de 4". El diámetro nominal de la tubería de 40 metros de longitud, es de 2". El fluido que se transporta es benceno a 25 ° C. Calcular: HFS Para la placa de orificio, Cálculo del Hfs para la tubería con el diámetro de 4", Cálculo del Hfs para la tubería con el diámetro de 2". la velocidad en la tubería de 2", la velocidad en la tubería de 4" la velocidad en el manómetro.</p>																																									

2.-Ecuaciones.		2:55'91
$NRe = \frac{D * \rho * U}{\mu}$	29.1	
$\frac{\Delta P}{\rho} \text{ manómetro} = \left(\frac{h * (\rho_{Hg} - \rho_{fluido})}{\rho_{fluido}} \right) * \frac{g}{gc}$	73	
$U = C_o * \sqrt{\frac{2 * gc * \Delta P}{\rho}} \sqrt{1 - \left(\frac{d_o}{D_T}\right)^4}$	72	
$U_o * D_o^2 = U_T * D_T^2$		
$Hfs_{\text{orificio}} = \frac{\Delta P}{\rho} * \left(1 - \frac{D_o^2}{D_T^2}\right)$	74	
$\Delta Z \left(\frac{g}{gc}\right) + \frac{\Delta P}{\rho} + \left(\frac{U_2^2 U_1^2}{2 * gc}\right) + \left(f * \frac{LT}{D} * \frac{U^2}{2 * gc}\right)$	58	
3.- Elección de las ecuaciones.		6:45'91
<p>Obtener las áreas de las 2 tuberías, así como el área del orificio de la placa. Calcular la caída de presión en el manómetro. Calcular con la ecuación de la placa de orificio la velocidad en el manómetro. Calcular el correspondiente número de Reynolds. Calcular la velocidad en las dos tuberías y en el orificio de la placa. Calcular el número de Reynolds para ambas tuberías. Obtener el valor de LT para ambos diámetros de tuberías. Con la rugosidad absoluta, obtener, la rugosidad relativa de cada tubería. Obtener el factor de fricción. Para los diámetros de tubería diferentes. Calcular el HFS de la placa de orificio. Calcular las variables de la ecuación de Bernoulli y resolver WF, sumando a estas variables, el HFS de la placa de orificio. Calcular el HFS para los dos diámetros. Calcular la diferencia de presión. Obtener la diferencia de velocidades.</p>		
4.- Datos.		9:32'04
$\mu = 6.9 \text{ E-4 kgm / m * seg.}$ $\rho @ 25^\circ \text{ C } C_6 H_6 = 879 \text{ kgm / m}^3$ $\rho @ 25^\circ \text{ C Hg.} = 13,600 \text{ kgm / m}^3$ Coeficiente del orificio (Co) = 0.61 $\Delta Z = 20 \text{ m.}$ $\Delta P = 120467 \text{ kgf / m}^2$ $\Delta Z \text{ (manómetro)} = 15 \text{ cm.}$	Tubería de ac. comercial cédula 40. $D_1 = 4'' \text{ Diámetro interno} = 4.026''$ $D_2 = 2'' \text{ Diámetro interno} = 2.067''$ $D_o = 1'' \text{ Diámetro interno} = 1.049''$ $\epsilon = 4.6 \text{ E} - 4 \text{ m.}$ $L_1 = 12 \text{ m.}$ $L_2 = 40 \text{ m.}$	
5.- Factores de conversión.		
$D_1 = 4.026in * \frac{2.54m}{100in} = 0.1022m.$ $D_2 = 2.067in * \frac{2.54m}{100in} = 0.0525m.$ $D_o = 1.049in * \frac{2.54m}{100in} = 0.0266m.$ $\Delta Z_{(\text{manómetro})} = 15cm * \frac{1m}{100cm} = 0.15m$		
6.- Obtener las áreas de las 2 tuberías, y de la placa de orificio.		12:44'70
$A_1 = 0.7854 * (0.1022 \text{ m})^2 = 0.0082 \text{ m}^2$		

$A_2 = 0.7854 * (0.0525 \text{ m})^2 = 0.0021 \text{ m}^2$ $A_1 = 0.7854 * (0.0266 \text{ m})^2 = 0.0005 \text{ m}^2$		
6.1.- Calcular la caída de presión en el manómetro:		15:01'78
$\frac{\Delta P}{\rho} = \left(\frac{0.15 \text{ m} * (13,600 - 879) \frac{\text{kg}_m}{\text{m}^3}}{879 \frac{\text{kg}_m}{\text{m}^3}} \right) * \frac{\frac{\text{m}}{\text{seg}^2}}{\frac{\text{kg} * \text{m}}{\text{kgf} * \text{seg}^2}} = 2.1708 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{kg}_m}$ $\Delta P = 2.1708 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{kg}} * 879 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 1908.1332 \frac{\text{kg}_f}{\text{m}^2}$		
6.2.- Calcular la velocidad en el manómetro con la ecuación de la placa de orificio.		16:37'40
$U = 0.61 * \sqrt{\frac{2 * 9.81 \frac{\text{kg} * \text{m}}{\text{kg}_f * \text{seg}^2} * (2.1708 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{kg}})}{1 - \left(\frac{0.0266 \text{ m}}{0.0525 \text{ m}}\right)^4}} = 0.61 * \sqrt{45.5959 \frac{\text{m}^2}{\text{seg}^2}} = 4.1192 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$		
6.3.- Calcular el correspondiente número de Reynolds:		20:07'76
$NRe = \frac{0.0266 \text{ m} * 879 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 4.1192 \frac{\text{m}}{\text{seg}}}{6.9 \text{E} - 4 \frac{\text{kg}}{\text{seg} * \text{m}}} = 139,583.57$		
6.4.- Calcular con la ecuación de continuidad la velocidad en las dos tuberías.		24:58'44
Por ecuación de continuidad:		
$\frac{U_o}{U_T} = \frac{D_T^2}{D_o^2}$		
Despejando la velocidad en la tubería de 4":		
$U_T = \frac{U_o * D_o^2}{D_T^2} = \frac{\left(4.1190 \frac{\text{m}}{\text{seg}}\right) * (0.0266 \text{ m})^2}{(0.1022 \text{ m})^2} = 0.2790 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$		
Despejando la velocidad en la tubería de 2":		
$U_T = \frac{U_o * D_o^2}{D_T^2} = \frac{\left(4.1190 \frac{\text{m}}{\text{seg}}\right) * (0.0266 \text{ m})^2}{(0.0525 \text{ m})^2} = 1.0574 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$		
6.5.- Determinando el número de Reynolds para los dos diámetros del sistema:		27:26'37
Para la tubería con diámetro de 2" $NRe = \frac{0.0525 \text{ m} * 879 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1.0574 \frac{\text{m}}{\text{seg}}}{6.9 \text{E} - 4 \frac{\text{kg}}{\text{seg} * \text{m}}} = 70,719.3717$	Para la tubería con diámetro de 4" $NRe = \frac{0.1022 \text{ m} * 879 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0.2790 \frac{\text{m}}{\text{seg}}}{6.9 \text{E} - 4 \frac{\text{kg}}{\text{seg} * \text{m}}} = 102,853.1913$	
6.6.- Cálculo de la rugosidad relativa.		29:36'28
Para la tubería de 2" Con $\frac{\epsilon}{D} = \frac{4.6 \text{E} - 5 \text{ m}}{0.0525 \text{ m}} = 8.7619 \text{E} - 4$	Para la tubería de 4" Con $\frac{\epsilon}{D} = \frac{4.6 \text{E} - 5 \text{ m}}{0.1022 \text{ m}} = 4.5009 \text{E} - 4$	

6.7.- Calculando LT. Para 2"					32:54'45
Accesorios	# Accesorios	L/D	L/D * DI (Lei)	Lei # Accesorios	
Codos 90°	3	30	1.575	4.7250	
V. G. T. A.	1	340	17.85	17.85	
V. CH	1	135	7.0875	7.0875	
Salida	1	53	2.7825	2.7825	
Reducción.	1	29	1.5225	1.5225	
Suma de la longitud equivalente				33.9675	
LT				40 m + 33.9675m = 73.9674 m	
6.8.- Con el diagrama de Moody, f: Para la tubería de 2": f = 0.0225					34:15'29
6.9.- Cálculo del Hfs para la tubería con el diámetro de 2".					34:59'56
$H_{fs} = \frac{0.0225 * 73.9674 \text{ m} * \left(1.0574 \frac{\text{m}}{\text{seg}}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{\text{kg}_m * \text{m}}{\text{kg}_f * \text{seg}^2} * 0.0525 \text{ m}} = 2.047 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{kg}_m}$					
6.10.- Calculando LT para 4"					38:35'92
Accesorios	# Accesorios	L/D	L/D * DI (Lei)	Lei # Accesorios	
V. G. T. A.	1	340	34.7483	34.7480	
V. CH	1	135	13.797	13.797	
Entrada	1	48	4.9056	4.9056	
Suma de la longitud equivalente				53.4506	
LT				12 m + 53.4506 m = 65.4506 m	
6.11.- Con el diagrama de Moody f: Para la tubería de 4": f = 0.0245.					39:28'27
6.12.- Cálculo del Hfs para la tubería con el diámetro de 4"					40:13'46
$H_{fs} = \frac{0.0218 * 65.4506 \text{ m} * \left(0.279 \frac{\text{m}}{\text{seg}}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{\text{kg}_m * \text{m}}{\text{kg}_f * \text{seg}^2} * 0.1022 \text{ m}} = 0.0609 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{kg}_m}$					
6.13.- Para la placa de orificio, el HFS es:					41:33'14
$H_{fs \text{ orificio}} = 2.1708 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{kg}_m} * \left(1 - \frac{(0.0266 \text{ m})^2}{(0.0525 \text{ m})^2}\right) = 1.6027 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{kg}_m}$					
8.- Resultado.					51:33'45
8.1.- HFS Para la placa de orificio = 1.6027 m.					
8.2.- Cálculo del Hfs. Tubería con el diámetro de 4" = 0.0698 m.					
8.3.- Cálculo del Hfs. Tubería con el diámetro de 2" = 2.0470 m.					
8.4.- La velocidad en la tubería de 2" = 1.0574 m / seg.					
8.5.- La velocidad en la tubería de 4" = 0.279 m / seg.					
8.6.- La velocidad en el manómetro 4.1192 m / seg.					
8.7.- La caída de presión en el manómetro = 1908.1332 kgf / m ²					

Ejercicio cinco.

Tiempo
(θ)
0:29'21

En un sistema de dos tuberías paralelas, entran por el punto A $28 \text{ lt} \cdot \text{seg}^{-1}$ a una presión de $7 \text{ kgf} \cdot \text{cm}^{-2}$ (manométrica). Calcular la presión 2 en el punto B, considerando el sistema y los datos siguientes.

$KT_1 = 42.56$	$D_1 = 0.4921$	$A = 0.1902 \text{ ft}^2$
$KT_2 = 29.127$	$D_2 = 0.6562$	$A = 0.3382 \text{ ft}^2$



2.- Se seguirá el método del caudal ponderado para resolver el sistema.

0:51'44

$$HFS = \frac{Q^2 \cdot KT}{2 \cdot gc \cdot A^2} \quad 82$$

$$Q_2 = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot gc \cdot A_1^2}{KT_2} \cdot HFS \right)} \quad 83$$

$$Q_1 = \frac{Q_T}{Q_T} \quad 83.1$$

$$HFS_1 = \frac{KT_1}{2 \cdot gc} \cdot \frac{Q_1^2}{A_1^2} \quad 83.3$$

3.- Metodología.

1:22'31

1.- De acuerdo al caudal conocido, suponer un caudal para la rama inicial que se le llamará Q^* (Caudal supuesto para la rama uno.) (Ecuación 81)

2.- Con Q^* calcular las pérdidas por fricción (HFS) ecuación 82.

3.- Sabiendo que las pérdidas por fricción deben ser iguales en cada rama de la tubería, sea cual sea la condición de estas, calcular el caudal siguiente Q_2 con la ecuación 83.

4.- Con los caudales calculados, al sumarlos, se obtiene el caudal total supuesto. Q_T^*

5.- Comparar este gasto total con Q (caudal) dado como dato, de no ser iguales aplicar las fórmulas 83.1 y 83.2. para ponderar.

6.- Verificar que los HFS sean iguales sustituyendo los gastos obtenidos en el paso anterior con las ecuaciones 83.3 y 83.4.

7.- Para corroborar que el sistema está resuelto, los HFS calculados deben ser iguales, si no calcular un promedio de los HFS calculados y seguir la iteración desde el paso tres.

4.- Datos del sistema:

2:33'44

$KT_1 = 42.56$	$D_1 = 0.4921 \text{ ft}$	$A = 0.1902 \text{ ft}^2$
$KT_2 = 29.127$	$D_2 = 0.6562 \text{ ft}$	$A = 0.3382 \text{ ft}^2$

$$Q = 28 \frac{\text{lt}}{\text{seg}}$$

$$P_1 = 7 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

5.- Factores de conversión.

4:58'99

$$Q = 28 \frac{\text{lt}}{\text{seg}} \cdot \frac{1 \text{ft}^3}{28.34 \text{lt}} = 0.988 \frac{\text{ft}^3}{\text{seg}}$$

$$P_1 = 7 \frac{\text{kg}_f}{\text{cm}^2} \cdot \left(\frac{2.54 \text{cm}}{1 \text{in}} \cdot \frac{12 \text{in}}{1 \text{ft}} \right)^2 \cdot \frac{2.2 \text{lbf}}{1 \text{kg}_f} = 14,307.0681 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2}$$

6.- Desarrollo del método.

12:25'89

Procedimiento	Iteración 1	Iteración 2	Iteración 3
$Q * \left(\frac{ft^3}{seg.} \right)$	0.35	0.3156	0.2417
$HFS = \frac{lb_f * ft}{lbm}$	2.2378	1.8190	1.0670
$Q_2 \frac{ft^3}{seg.}$	0.7520	0.6782	0.2698
$Q_T \frac{ft^3}{seg.}$	1.1020	1.2940	0.5115
$Q_1 \frac{ft^3}{seg.}$	0.3175	0.2410	0.4668
$Q_2 \frac{ft^3}{seg.}$	0.6740	0.5210	0.5211
$HFS_1 = \frac{lb_f * ft}{lbm}$	1.8420	1.0610	1.0740
$HFS_2 = \frac{lb_f * ft}{lbm}$	1.7960	1.0730	1.0740

6.1.- Cálculo de las velocidades con la ecuación de continuidad:

14:25'78

$$U_1 = 2.4540 \text{ ft} * \text{seg.}^{-1}$$

$$U_2 = 1.5410 \text{ ft} * \text{seg.}^{-1}$$

6.2.- Calculando la presión 2

16:10'48

$$P_2 = \left\{ \left[\frac{14,307.0681 \text{ lb}_f * \text{ft}}{62.4 \text{ lb}} - \left(\frac{(1.547^2 - 2.454^2)}{2 * 32.2} + 1.8016 \right) \frac{\text{lb}_f * \text{ft}}{\text{lb}} \right] * 62.4 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right\} = 14423.0158 \frac{\text{lb}_f}{\text{ft}^2}$$

7.- Factor de conversión.

17:24'56

$$P_2 = 14,423.0158 \frac{\text{lb}_f}{\text{ft}^2} * \frac{1 \text{ Psig}}{144 \frac{\text{lb}_f}{\text{ft}^2}} = 100.1598 \text{ Psig}$$

8.-Resultado:

17:55'98

El valor de la presión es: P2 = 98.5655 Psig.

Ejercicio seis.

0:12'97

Si se utiliza el nomograma 30, se podría tener la idea de ser una mejor opción, quizá de ser más rápida.

A continuación se tratará el problema anterior, se analizará el resultado y se comparará.

Resolución del problema.

1:03'20

1.- Transformar el caudal de litros por segundo a galones por minuto.

2.- Transformar ambos diámetros de tubería de pie a pulgadas.

3.- Trazar una línea recta, tomando como dos puntos el caudal inicial y el primer diámetro de tubería. Prolongar la línea recta hasta el valor de la caída de presión. Realizar lo mismo para el segundo diámetro de tubería.

4.- Restar la presión final, de la inicial.

5.- Calcular el HFS de cada ramal, leyendo en el nomograma 30, la velocidad de cada uno.

6.- Sustituir en la ecuación del balance general de energía:

$$\Delta P = HFS * \rho + \frac{\Delta U}{2}$$

7.- Comparar con el resultado anterior.

4.- Datos del sistema:

1:25'36

$$Q = 28 \frac{\text{lt}}{\text{seg}} \quad P_1 = 7 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$KT_1 = 42.56$	$D_1 = 0.4921 \text{ ft}$	$A = 0.1902 \text{ ft}^2$
$KT_2 = 29.127$	$D_2 = 0.6562 \text{ ft}$	$A = 0.3382 \text{ ft}^2$

5.- Factores de conversión.

2:05'08

$$Q = 28 \frac{\text{ft}}{\text{seg}} * \frac{1\text{gal}}{3.8\text{ft}} * \frac{60\text{seg}}{1\text{min}} = 442.1053\text{gpm}$$

$$P_1 = 7 \frac{\text{kg}_f}{\text{cm}^2} * \left(\frac{2.54\text{cm}}{\text{in}} * \frac{12\text{in}}{1\text{ft}} \right)^2 * \frac{2.2\text{lb}}{1\text{kg}_f} = 14307.0681 \frac{\text{lb}_f}{\text{ft}^2}$$

$$D_1 = 0.4921\text{ft} * \frac{12\text{in}}{1\text{ft}} = 5.89\text{in}$$

$$D_2 = 0.6562\text{ft} * \frac{12\text{in}}{1\text{ft}} = 7.87\text{in}$$

6.- Resolviendo:

3:22'41

6.1.- Calculando el HFS, para la tubería de 5.89 in.

$$\text{HFS}_1 = \frac{\left(5.5 \frac{\text{ft}}{\text{seg}} \right)^2 * 42.56}{2 * 32.2 \frac{\text{lb}_f * \text{ft}}{\text{lb} * \text{seg}^2}} = 20 \frac{\text{lb}_f * \text{ft}}{\text{lb}}$$

$$\text{HFS}_2 = \frac{\left(2.7 \frac{\text{ft}}{\text{seg}} \right)^2 * 27.127}{2 * 32.2 \frac{\text{lb}_f * \text{ft}}{\text{lb} * \text{seg}^2}} = 3.070 \frac{\text{lb}_f * \text{ft}}{\text{lbm}}$$

6.2.- Calculando la caída de presión.

4:15'12

$$P_2 = \left\{ \left[\frac{14,307.0681}{624} - \left(\frac{5.5^2 - 3.07^2}{2 * 32.2} + (20 + 3.070) \right) \frac{\text{lb}_f * \text{ft}}{\text{lb}} \right] * 624 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right\} = 15,7264577 \frac{\text{lb}_f}{\text{ft}^2}$$

7.- Factor de conversión.

5:03'45

$$P_2 = 12867.5 \frac{\text{lb}_f}{\text{ft}^2} * \frac{1\text{Psig}}{144 \frac{\text{lb}_f}{\text{ft}^2}} = 89.35\text{Psig}$$

8.- Resultado.

6:00'14

Estos nomogramas, están diseñados para sistemas donde el valor obtenido no sea sólo una aproximación, sino un valor real, donde el valor de la longitud de la tubería, sea de 100 ft.

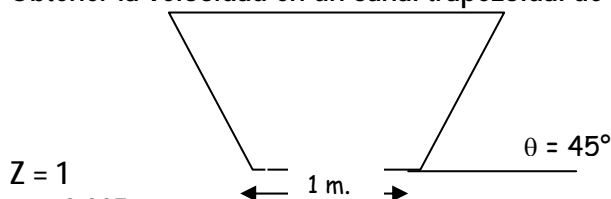
En este caso, quedó cercano el valor obtenido de nomogramas al del método, Este ejercicio, tendría mejor validez, si se aplicara a tuberías de 100 pies de largo.

Ejercicio siete.

Tiempo θ

Obtener la velocidad en un canal trapezoidal de cemento semejante al dibujado.

0:18'25



$$Z = 1$$

$$m = 0.005$$

2.- Ecuaciones.

0:30'44

$$V = \frac{(RH)^{\frac{2}{3}} * S^{\frac{1}{2}}}{n}$$

98

$$\frac{(b + mz)z}{b + 2z\sqrt{1 + m^2}}$$

Radio hidráulico (RH)
Tabla 9**3.- Planteamiento del método a resolver.**

0:54'69

Resolver el radio hidráulico

Buscar en la tabla 8, el valor de n.

Sustituir en la ecuación 98.

4.- Datos.

1:17'16

Ángulo = 45°

pendiente = 0.005

b = 1 m.

n = 0.012 (m)^(1/6)

Z = 1

6.- Resolución. Cálculo del radio hidráulico.

2:02'4

$$RH = \frac{(1m + 0.005 * 1) * 1}{1m + 2 * 1 * \sqrt{1 + 0.005^2}} = 0.3349m.$$

8

6.1.- Cálculo de la velocidad.

2:35'8

$$V = \frac{(0.3349)^{\frac{2}{3}} * 0.005^{\frac{1}{2}}}{0.012} = 2.8422$$

2

8.- Resultado.

2:48'1

La velocidad de flujo es de 2.8422

6

5- GASES.

El conocimiento del cálculo de los gases, es esencial para el ingeniero químico, ya que al entender su diversidad, se podrá comprender la manera de afrontar los problemas que se presentan.

5.1.- CONCEPTOS BÁSICOS PARA FLUJO GASEOSO.

El flujo compresible, se divide en tres clasificaciones:

- Flujos unidimensionales, bidimensionales y tridimensionales axil simétricos.
- Flujos permanente y no permanente.
- Flujos rotacionales e irrotacionales.

- **Flujo unidimensional.** Es aquel flujo que viaja en una sola dimensión. Se puede presentar en conductos, tuberías, o fuera, en la atmósfera. Un flujo unidimensional se define como un flujo apto para ser descrito en función de una coordenada espacial y del tiempo.
- **Flujo permanente.** Las propiedades y características del flujo, en cada punto del espacio, permanecen invariantes en el tiempo.
- **Flujo no permanente.** No viaja en una dirección ya que este tendrá las tres coordenadas espaciales.
- **Flujo irrotacional.** Se representa con un elemento de control, si el movimiento que sigue este elemento y todos los presentes, no sufren giros, el flujo es irrotacional. Si cualquiera de las partículas estudiadas ó el elemento gira, el flujo es rotacional.
- **Compresión:** Disminución del volumen de un gas.
- **Compresión isotérmica:** Compresión a temperatura constante. Se requiere menor potencia, por ello se diseñan máquinas con compresión isotérmica lo más bajo posible.
- **Compresión real:** para esta, se toma en cuenta la fricción del fluido y la fricción mecánica, la turbulencia, el estrangulamiento de las válvulas de entrada y de salida. Son causa de una irreversibilidad que incrementa los requerimientos de trabajo generando una temperatura de salida más alta.
- **Desviación del gas ideal: ("Z")** Se expresa a través de la presión reducida y temperatura reducida.
- **Eficiencia de compresión: ("η")** Determina el trabajo total que ha de comunicarse por volumen de masa de gas comprimido. Esta se reduce por la fricción mecánica, por el estrangulamiento de las válvulas, tanto de la succión como el de la descarga.
- **Entropía: ("S")** Energía no utilizada, ó que no sirve. (Desperdicio)
- **Expansión:** Aumento del volumen de un gas.
- **Flujo gaseoso a bajas velocidades** = Se presenta cuando el $N Ma < 0.7$.
- **Flujo hipersónico:** número de Mach > 5
- **Flujo sónico:** número de Mach = 1
- **Flujo sub sónico:** < 1
- **Flujo supersónico:** > 1
- **Flujo tran sónico:** número de Mach $\gg 1$
- **k: coeficiente poli trópico adimensional** y puede determinarse en forma experimental por cada tipo de máquina. De manera matemática k es la relación entre el C_p / C_v de un fluido.
- **Ondas o perturbaciones sónicas.** Movimiento de las partículas de un gas. Ya que en el flujo compresible, la distancia entre las moléculas es más grande que en un fluido.
- **Presión reducida:** Es la relación entre la presión del sistema y la presión crítica. $P_r = \frac{P}{P_c}$
- **Presión parcial:** Se define como la presión que ejerce un gas sobre las paredes de un recipiente como si este estuviera vacío.

- **Proceso isobárico:** Proceso que se realiza a presión constante.
- **Proceso isocórico:** se le llama al proceso que se desarrolla a volumen constante.
- **Proceso isentrópico:** Cuando la entropía es constante.
- **Proceso isotérmico:** que se desarrolla a temperatura constante.
- **Punto crítico:** estado límite de un fluido en el que la densidad del líquido saturado es igual a la densidad del vapor saturado, así mismo, el calor latente de vaporización es cero.
- **Temperatura reducida:** Relación entre la temperatura actual y la temperatura reducida. $T_r = \frac{T}{T_c}$
- **Velocidad sónica:** Es la velocidad a la cual se propaga a través de un medio inmóvil, una perturbación infinitesimal de presión. Esto se puede presentar en conductos, en donde se transporten gases a altas velocidades, en tuberías en sistemas desfogue que se usan para liberar presión en recipientes.

Los gases que fluyen experimentan cambios considerables de la densidad, como resultado de presiones externamente aplicadas. Aquí se considera la ecuación gas del ideal. La densidad depende directamente de la presión y es el inverso de la temperatura. Así ocurre el cambio de la densidad en un elemento del flujo. A tales flujos, se les conoce como compresibles. Los flujos compresibles son importantes debido a la amplia gama de los ejemplos que existen: gas natural instalado tubos de productor al consumidor, vuelo de alta velocidad a través del aire, el descargar de los depósitos de gasolina compresos, flujo del aire a través de un compresor, flujo del vapor a través de una turbina, eyector y otros. Los gases compresibles son susceptibles de variar su volumen con cambios de presión y temperatura. Por esta razón, la ecuación de Bernoulli, no puede aplicarse a los flujos compresibles como tal, ya que la densidad de entrada será diferente a la densidad de salida, así como la velocidad. La masa velocidad por unidad de área (G) si es constante, por lo que en la ecuación de Bernoulli estará en términos de G. Siempre suponiendo que la tubería de transporte es horizontal, que no se realiza trabajo y no se suministra calor

$$G = \sqrt{\frac{PM * (P_1^2 - P_2^2)}{2 * Z * T * R}} \quad (107)$$

$$\sqrt{\frac{1}{gc} * \ln\left(\frac{P_1^2}{P_2^2}\right) + \frac{f * LT}{2 * gc * D}}$$

G = Flux másico.
 PM = Peso molecular.
 P₁ = Presión inicial.
 P₂ = Presión final.
 Z = Factor de compresibilidad.
 T = Temperatura del fluido.
 R = Constante del gas ideal.
 f = Factor de fricción.
 LT = Tubería total de la tubería.
 gc = Constante de Ingeniería.
 D = Diámetro de la tubería.

5.2.- NÚMERO DE MACH Y CONO DE MACH.

Número de Mach (N Ma): se define como la relación de la velocidad de flujo del gas entre la velocidad del mismo bajo las condiciones de flujo. Nos definirá si la velocidad de flujo es sónica. Si se considera que en algún punto P de un fluido estacionario se produce una perturbación pequeña e instantánea, el frente se propagará esféricamente con la velocidad del sonido.

$$N \text{ Ma} = \frac{U}{C} = \frac{U}{\sqrt{\frac{\gamma * R * T * g_c}{\mu}}} \quad (108)$$

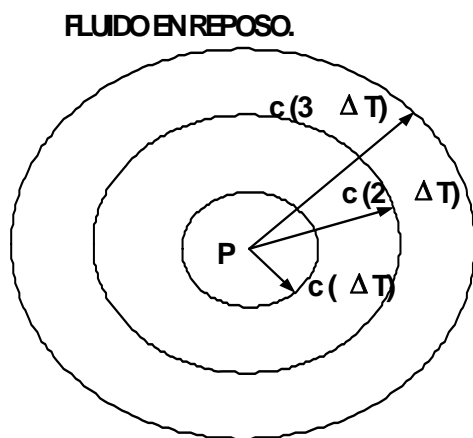
U = velocidad de flujo
 R = Constante del gas ideal.
 T = Temperatura del fluido.
 gc = Constante de ingeniería.
 γ = Peso específico del fluido.
 μ = Viscosidad del fluido.

En la figura 31 (a, b y c) se señala el frente de onda con sucesivos intervalos de tiempo que forman así un conjunto de círculos concéntricos. Si se considera que la perturbación se produce en un fluido que se mueve de izquierda a derecha a una velocidad uniforme U_0 que es menor que C. Si se observa el frente de onda desde una posición de reposo en sucesivos intervalos de tiempo, ya no tenemos en este caso más círculos concéntricos, ya que la propagación se desplaza esféricamente respecto al fluido y por consiguiente se mueve con velocidad U_0 . Esto significa que el centro para trazar los círculos se está moviendo con velocidad U_0 de izquierda a derecha. Esta claro que si $U_0 < C$, los círculos no pueden cortarse nunca.

Esto representa un comportamiento sencillo de un flujo subsónico. Finalmente, se considera el caso en el que el flujo se está moviendo con una velocidad U_0 , superior al valor de C. Este caso representará un comportamiento sencillo de un flujo supersónico. El frente de onda de una perturbación se observa de nuevo a intervalos sucesivos.

Fig. 31 Campo De Presión, Producido Por Movimientos Ondulados A Diferentes Velocidades.

Fig 31 (a)



El centro para trazar los círculos se mueve respecto a las agujas del reloj (si nos movemos con el fluido, veríamos círculos concéntricos de nuevo) más rápido que la velocidad, a la cual la propagación se difunde radialmente en relación con la corriente, y vemos que los círculos forman una superficie tangencial cónica que se conoce como número de Mach. El semi ángulo de este cono se llama ángulo de Mach se puede calcular por consideraciones trigonométricas, que se lee en la ecuación siguiente.

$$\text{sen } \alpha = \frac{c}{U} = \frac{1}{M} \quad (109)$$

Sen α = ángulo del cono.

U = Velocidad del fluido.
 $N Ma$ = Número de mach.

En flujo supersónico un observador colocado fuera del cono de Mach no debe oír sonidos (imaginando que produce alguno) por esto se le conoce a esta región como la zona del silencio. En el interior de este cono, se tendrá una evidencia notable de la perturbación y por ello se le conoce a esta región zona de acción. En el caso de flujo subsónico, la perturbación se propagará en todas las direcciones aun que de un modo no simétrico, de manera que no puede existir una zona de silencio. Esto es evidentemente una diferencia entre ambos tipos de flujos. En un fluido en reposo existe una distribución simétrica de ondas sónicas producidas por la continua perturbación.

Fig. 31 (b)

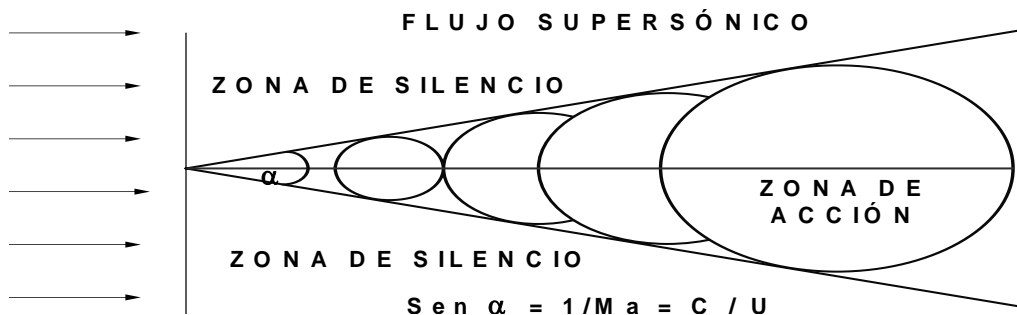
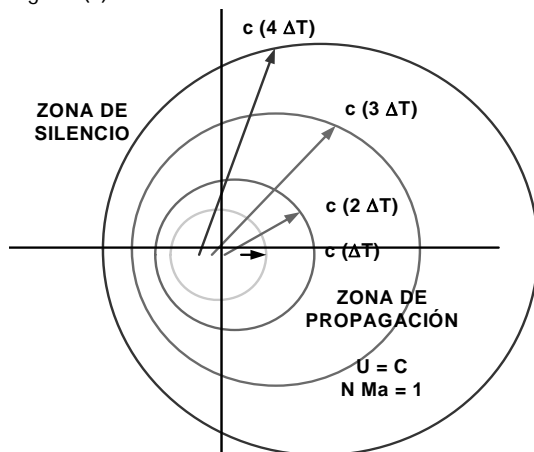


Fig. 31 (c)

5.3. - FLUJO ISETRÓPICO.

Métodos utilizados para calcular toberas.

Ecuaciones básicas.

a) Primer principio de la termodinámica.

$$h_0 = h_1 + \frac{U_1^2}{2 * gc} = h_2 + \frac{U_2^2}{2 * gc} \quad (110)$$

h = Entalpía.

U = Velocidad del fluido.
gc = Constante de ingeniería.

El fluido es frenado adiabáticamente se acerca a h_0

ESTANCAMIENTO.

b) Segundo principio de la termodinámica.

No hay rozamiento, no hay transferencia de calor. Existe la entropía "S" constante a lo largo de la dirección de flujo:

$$S_0 = S_1 = S_2. \quad (110.1)$$

a) Ecuación de continuidad.

El caudal debe ser iguala través de todas las secciones.

$$\rho_1 * A_1 * U_1 = \text{constante} = W \quad (110.2)$$

$$\rho_1 * U_1 = G = W/A \quad (110.3)$$

b) Ecuación de cantidad de movimiento.

$$\rho_1 * A_1 * U_1 = \rho_2 * A_2 * U_2 \quad (110.4)$$

c) Ecuación de estado.

$$h = h(S, P) \quad (110.5)$$

$$\rho = \rho(P, T) \quad (110.6)$$

$$\rho = \rho(S, P) \quad (110.7)$$

$$h = h(P, T) \quad (110.8)$$

La relación de P, T, A, U, ρ , en diferentes puntos del campo de flujo con su respectivo número de Mach, se da con las siguientes ecuaciones:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) * NMa_1^2}{1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) * NMa_2^2} \quad (111)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left[\frac{1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) * NMa_1^2}{1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) * NMa_2^2} \right] \quad (111.1)$$

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{NMa_1}{NMa_2} * \left(\frac{1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) * NMa_1^2}{1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) * NMa_2^2} \right)^{\left(\frac{k-1}{2*(k-1)}\right)} \quad (111.2)$$

$$\frac{U_2}{U_1} = \frac{NMa_1}{NMa_2} * \left(\frac{1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) * NMa_1^2}{1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) * NMa_2^2} \right)^{\left(\frac{1}{2}\right)} \quad (111.3)$$

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \left[\frac{1 + \left(\frac{k-1}{k}\right) * NMa_1^2}{1 + \left(\frac{k-1}{k}\right) * NMa_2^2} \right]^{\left(\frac{1}{k-1}\right)} \quad (111.4)$$

T = Temperatura del fluido.

P = Presión del fluido.

N Ma = Número de Mach.

U = Velocidad del fluido.

A = Área de la tobera.

μ = Viscosidad del fluido.

ρ = Densidad del fluido.

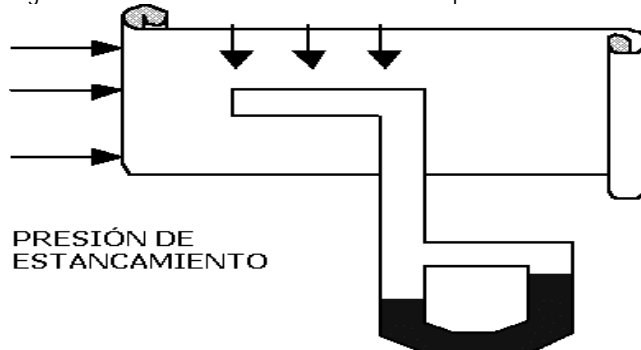
k = Relación de Cp / Cv del fluido.

5.3.1- Estado De Referencia.

□ Propiedades de estancamiento.

El estado de referencia que se seleccionará, será uno donde la velocidad local del fluido se aproxime a cero. $Ma = 0$. La condición para que la velocidad del fluido se aproxime y se iguale a cero, es el término llamado Estado de referencia, y las propiedades del fluido cuando la velocidad se aproxima a cero son las propiedades de estancamiento. Son las que se alcanzarían en cualquier campo de flujo si el fluido en ese punto se frenará desde las condiciones locales a la $U = 0$. Siguiendo un proceso isentrópico y se usa el subíndice cero para señalar estas condiciones.

Fig. 32 Condiciones de estancamiento isentrópicas.



En el tubo, debe acelerarse isentrópicamente hasta alcanzar las condiciones de estancamiento mientras que en el tanque se podrá permanecer en reposo el tiempo que se requiera. Todos los estados posibles para el proceso de caen sobre la línea S constante.

El estado de estancamiento alcanzado a partir de cualquier otro estado moviéndose por la línea de la entropía constante, hasta llegar a la entropía de estancamiento.

Fig. 33 Condiciones de estancamiento isentrópicas.

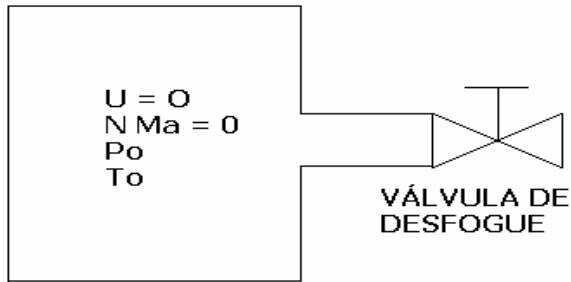


Fig. 34 Estado De Estancamiento. Fig. 34 (a)

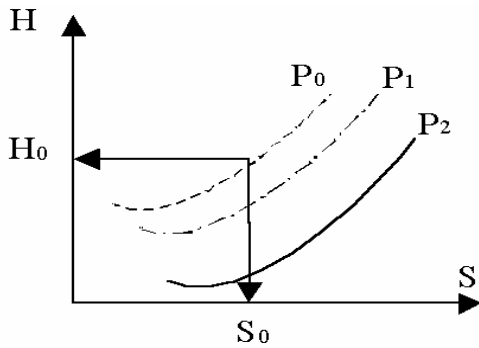
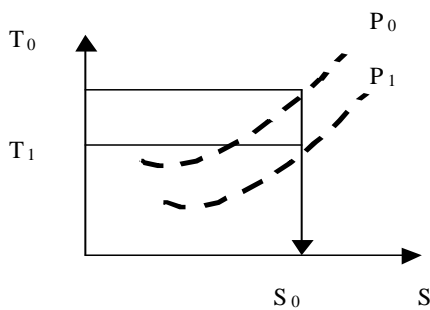


Fig. 34 (b)



Si el proceso es una expansión isentrópica irreversible por el segundo principio de la termodinámica indica que la entropía crece. Todos los estados posibles para el proceso de caen sobre la línea S constante. El estado de estancamiento alcanzado a partir de cualquier otro estado moviéndose por la línea de la entropía constante, hasta llegar a la entropía de estancamiento.

B' tiene una menor entropía y tiene una transformación cinética menor.

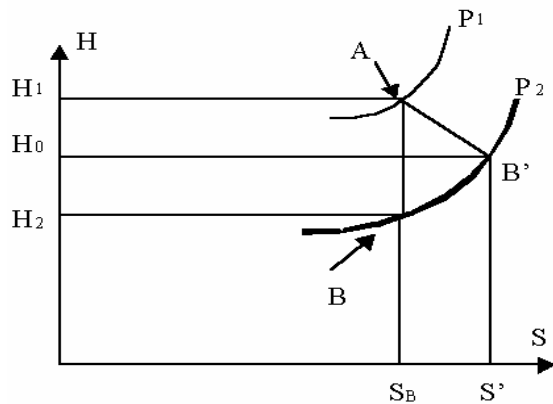
$$\frac{T_0}{T_1} = 1 + \frac{k-1}{2} * NMa_1^2 \quad (112)$$

$$\frac{T_0}{T_2} = 1 + \frac{k-1}{2} * NMa_2^2 \quad (112.1)$$

Nótese que para un gas ideal T_0 es la misma para ambas condiciones.

$$\frac{P_0}{P} = \left(1 + \frac{k-1}{2} * NMa^2 \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)} \quad (112.3)$$

Fig. 35 Referencia Del Estado De Estancamiento.



$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(1 + \frac{k-1}{2} * NMa^2\right)^{\left(\frac{1}{k-1}\right)} \quad (112.4)$$

$$\frac{T_0}{T} = \left(1 + \frac{k-1}{2} * NMa^2\right) \quad (112.5)$$

T = Temperatura del fluido.

P = Presión del fluido.

N Ma = Número de Mach.

ρ = Densidad del fluido.

k = Relación de Cp / Cv del fluido.

5.3.2.- Condiciones Críticas. (Ma = 1)

La literatura indica que para representar estas condiciones críticas, es un asterisco. (*) Este fenómeno se presenta en **toberas**. En la sección primaria, el $N Ma < 1$ donde el flujo es subsónico y a esta zona de la tobera, se le conoce como región convergente. En la zona de expansión, se le conoce como zona divergente y el $N Ma > 1$ Flujo supersónico. Para este capítulo, sólo nos interesa la zona central que es donde el número de Mach = 1 y el flujo es sónico.

$$Ma = 1; U = C \quad (113)$$

$$U^* = C^* = \sqrt{\frac{2 * k}{k+1} * RT^*} \quad (114)$$

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{k+1} \quad (115)$$

$$\frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\left(\frac{k}{k-1}\right)} \quad (116)$$

$$\frac{\rho^*}{\rho_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\left(\frac{k}{k-1}\right)} \quad (117)$$

T = Temperatura del fluido.

P = Presión del fluido.

N Ma = Número de Mach.

U = Velocidad del fluido.
 R = Constante del gas ideal.
 μ = Viscosidad del fluido.
 ρ = Densidad del fluido.
 k = Relación de Cp / Cv del fluido.

El flujo isentrópico a través de área variable, se pueden explicar de acuerdo a las siguientes ecuaciones:

$$\frac{dS}{S} = \frac{dU}{U} (Ma^2 - 1) \quad (118)$$

$$\frac{dS}{S} = \frac{1}{U^2 \rho} (1 - Ma) dP \quad (118.1)$$

Para $Ma < 1$ los dos lados de la primera ecuación, tiene signos opuestos ($Ma^2 - 1$) es negativo, por tanto, un aumento en la sección provoca un decremento de la velocidad. Para $Ma > 1$ en la segunda ecuación, $(1 - Ma)$ es positivo, lo cual indica que un aumento en la sección, implica un aumento en la presión debido principalmente a la densidad del fluido. Al presentarse el flujo sónico, este provoca que $dA = 0$. Con esto, se explica que el área mínima para que se presente esta situación, es en la garganta de la tobera.

El gasto másico par un gas ideal, se calcula así:

$$\frac{W}{A} = P_0 * Ma * \sqrt{\frac{CPC * gc}{R * T_0}} * \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\frac{1}{2}} * \left(\frac{P}{P_0}\right) \quad (119)$$

$$\frac{W}{A} = P_0 * NMa * \sqrt{\frac{CPC * gc}{R * T_0}} * \left[1 + \left(\frac{CPC - 1}{2}\right) * NMa^2\right]^{\frac{CPC + 1}{2 * (CPC - 1)}} \quad (120)$$

$$G_{\max} = \frac{W}{A} * P_0 * NMa * \sqrt{\frac{CPC * gc}{R * T_0}} * \left(\frac{2}{CPC + 1}\right)^{\frac{CPC + 1}{CPC - 1}} \quad (121)$$

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{NMa} * \left(\frac{2 * CPC}{CPC + 1}\right) * \left[1 + \left(\frac{CPC - 1}{2}\right) * NMa^2\right]^{\frac{CPC + 1}{2 * (CPC - 1)}} \quad (122)$$

T = Temperatura del fluido.
 P = Presión del fluido.
 N Ma = Número de Mach.
 W = Masa velocidad.
 R = Constante del gas ideal.
 A = área de la garganta.
 gc = Constante de ingeniería.
 CPC = Coeficiente de presión crítico.

Dado que el área transversal es mínima cuando el número de Mach es igual a 1, el flujo máximo es aquel que se presenta en la garganta.

A^* = área de la garganta.

$$\text{Para cualquier gas } R = \frac{1545 \left[\frac{\text{ft}^3 \left(\frac{\text{lb}_f}{\text{ft}^2} \right)}{\text{lb}} * \text{°R} \right]}{29 \frac{\text{lb}}{\text{lbmol}}} = 53.3 \frac{\text{lb}_f * \text{ft}^3}{\text{°R} \text{ lbmol}} \quad (123)$$

La relación de áreas es más grande que la unidad. Aquí siempre corresponden a 2 valores del número de Mach que son para flujo supersónico y flujo subsónico. Para un proceso adiabático, la ecuación que describe la relación entre la presión absoluta y el peso específico del gas es:

$$\frac{P}{CPC^k} = \frac{P_1}{CPC_1^2} = \frac{P_1}{CPC_2^2} \quad (124)$$

$$\frac{P}{CPC^k} = \text{ctte} \quad (125)$$

$$U_2 = \left\{ \frac{2 * g * \rho_1 * CPC}{CPC} * \frac{CPC}{CPC - 1} * \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (126)$$

U = Velocidad de flujo.

k = Relación del Cp / cv.

g = Constante de gravedad.

P = Presión.

CPC = Coeficiente de presión crítico.

La ecuación anterior puede utilizarse para calcular la condición de un gas en un punto de interés si la condición en algún otro punto se conoce y si ocurre un proceso adiabático entre los dos puntos, esto es la ecuación 126. Cuando la velocidad de flujo alcanza un máximo a un cociente de presión crítico, definido en la ecuación siguiente.

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right) = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\left(\frac{k}{k-1} \right)} \quad (127)$$

$$CPC_2 = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} * CPC_1 \quad (127.1)$$

$$W = U_2 * A_2 * \rho_2 \quad (128)$$

$$W = A_2 * \sqrt{\frac{2 * k * g}{k-1} (P_1 * CPC_1) * \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (129)$$

U = Velocidad de flujo.

k = Relación del Cp / cv.

g = Constante de gravedad.

P = Presión.

ρ = Densidad del gas.

CPC = Cociente de presión líquido.

Debido a que el valor del cociente de presión crítico es una función solamente del exponente adiabático, este es constante para cualquier gas en particular. Cuando se alcanza el cociente de presión crítico, la velocidad del flujo en la garganta de la boquilla es igual a la velocidad del sonido en el gas en las condiciones que prevalecen (EC. 128) Esta velocidad de flujo permanece constante no importando cuanto presión hacia abajo se reduzca. Flujo compresible a través de toberas. Para una expansión desde las condiciones de estancamiento con flujo subsónico en una sección transversal decreciente hasta que alcance el área mínima en cuyo momento el $N Ma = 1$. Esta sección de garganta ó sección sónica y las propiedades en este punto son las propiedades críticas. Después de la sección se hallan las condiciones del flujo supersónico. Esta zona se le conoce como región divergente, en contraste con la anterior que se le conoce como zona convergente.

5.4. - ECUACIONES PARA CALCULAR FLUJOS GASEOSOS.

□ Ecuación de Weymouth:

$$q'h = 28 * d^{2.667} * \sqrt{\left[\frac{(P_1)^2 - (P_2)^2}{\rho r * Lm} \right] \frac{520}{T}} \quad (130)$$

$q'h$ = Gasto volumétrico (ft³/hr) std

P_1 y P_2 = Presiones en diferentes puntos de la tubería (PSIA)

T = Temperatura del gas °R

Lm = Longitud del tubo en millas.

ρr = Densidad relativa del gas PM gas / PM aire

D = Diámetro de la tubería (in)

El Factor de fricción se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$f = \frac{0.032}{d^{\frac{1}{3}}} \quad (131)$$

Aplicaciones:

- Gases a alta presión.
- Largos tramos de tubería (gasoductos).
- Recomendable para rangos de diámetros desde 4" a 24".
- Rango de presiones: 44.7 a 614.7 psia.
- Rango de velocidad: 15 a 30 ft / seg.

□ Ecuación de Panhandle:

$$q'P = 3.68 * E * d^{2.6282} * \left[\frac{(P_1)^2 - (P_2)^2}{Lm} \right]^{0.5394} \quad (132)$$

E (eficiencia de flujo) = 1 Flujo real de la tubería / Flujo si la tubería fuese nueva.

$q'h$ = Gasto volumétrico (ft³/hr) std

P_1 y P_2 = Presiones en diferentes puntos de la tubería (PSIA)

T = Temperatura del gas °R

Lm = Longitud del tubo en millas.

ρr = Densidad relativa del gas PM gas / PM aire

D = Diámetro de la tubería (in)

El Factor de fricción se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$f = 0.1225 * \left(\frac{d}{q'P * \rho r} \right)^{0.1461} \quad (133)$$

Aplicaciones:

- Para gas natural en tuberías desde 6" hasta 24" de diámetro.
- Con Número de Reynolds de 5×10^6 hasta 1.4×10^7
- Fluidos con densidad relativa de 0.6

□ Para flujo de vapor de agua:

$$w = \sqrt{\frac{\Delta P}{0.47 * \left(\frac{d + 3.6}{d^6} \right) * L_v}} \quad (134)$$

W = Gasto másico (lb/seg.).
 P = Caída de presión (Psi).
 d = Diámetro interno (in).
 L = Longitud de la tubería (ft).
 V = Volumen específico. (ft³ / lb)

Para flujo de gases a bajas presiones.

□ Ecuación de Spiteglass.

$$q'S = 3553 * \sqrt{\frac{\Delta h_v * d^5}{\rho r * L * \left(1 + \frac{3.6}{d} + 0.03 * d \right)}} \quad (135)$$

Dhv = Diferencia de presión (in H₂O).
 d = diámetro interno (in).
 L = Longitud de tubería (ft).

5.5. - ECUACIONES PARA EL CÁLCULO DE CAÍDAS DE PRESIÓN.

Para representar la cabeza (HFS), en el flujo gas, se acostumbra hacer la analogía, con la caída de presión, ecuación 136. Para una tubería de 100 pies, la caída de presión, se puede calcular a partir de la ecuación 137:

En unidades del Sistema Internacional.

$$\Delta P = \frac{3.06E7 * Q^2 * f * Z * T * \rho r}{P * D^5} \quad (136)$$

$$\Delta P_{100} = \frac{2.72E5 * Q^{1.84} * \mu^{0.16} * \rho r^{0.84} * Z * T}{P * D^{4.84}} \quad (137)$$

ΔP = Caída de presión (Kg. / cm²)
 f = factor de fricción.
 T = Temperatura del gas (Kelvin.)
 P = Presión (kPa)
 ΔP_{1000} = caída de presión en 100 pies de tubería (Kg./cm²)
 μ = Viscosidad del gas (kg. / m * seg.)

Q = Caudal del gas (m³ / hr)
 Z = Factor de desviación del gas.
 ρ_r = Densidad relativa del gas.
 D = Diámetro interno (cm.)

En unidades del Sistema Inglés.

$$\text{PSI}/100 = \frac{1.26E-3 * f * \rho_r * Q^2 * T * Z}{P * D^5} \quad (138)$$

f = Factor de fricción.
 Q = Caudal del flujo (gpm US)
 Z = Factor de desviación del gas.
 D = Diámetro (in)

ρ_r = Densidad relativa del fluido.
 T = Temperatura (°R)
 P = Presión (PSIA)

PARA FLUJO TURBULENTO.

$$\text{PSI}/100 = \frac{2.72E5 * Q^{1.84} * \mu^{0.16} * \rho_r^{0.84} * Z * T}{P * D^{4.84}} \quad (139)$$

Ecuaciones con el factor de corrección de viscosidades:

$$\text{PSI}/100 = \frac{1.68E-6 * Q^{1.84} * PM^{0.784} * T^{1.15} * \Psi}{P * D^{4.84}} \quad (140)$$

PSI = Caída de presión en 100 pies de tuberías. (Psi)
 P = Presión (PSIA)
 Q = Caudal (Miles de pies cúbicos por día estándar.)
 T = Temperatura (°R)
 PM = Peso molecular del gas.
 D = Diámetro (in).
 Ψ = factor de corrección de viscosidades.

Esta ecuación es comúnmente utilizada en hidrocarburos gaseosos de parafinas para flujo turbulento.

Para el sistema internacional:

$$dP = \frac{1909 * Q^{1.84} * PM^{0.788} * T^{1.34} * \Psi}{P * D^{4.84}} \quad (141)$$

dP = Caída de presión para 100 metros de tubería. (Kg. / cm²)
 P = Presión (kPa)
 Q = Caudal del gas (m³ / hr).
 T = Temperatura del gas (Kelvin.)
 Ψ = factor de corrección de viscosidades.
 D = Diámetro interno (cm.)

5.6.1. - Ecuaciones para vapor modificadas de la ecuación de Fanning.

Para vapor saturado la presión puede usarse la presión para ser expresada, el rango de presión es de 685 in Hg a 1,017.687 in Hg. Cuando lo más cerca posible está la aproximación de la caída de presión, es necesaria la ecuación de Fanning que incluye el factor de fricción que proviene del número de Reynolds.

Para vapor saturado en este rango de presión:

$$\text{PSI}/100 = \frac{2198 * W^{1.84}}{D^{4.84} * P^{0.935}} \quad (142)$$

Psi/100 = Caída de presión en 100 pies de tubería (Psi)

D = Diámetro interno (in)

W = Flujo del vapor (Miles de libras por hora)

P = Presión del vapor (PSIA)

En sistema internacional, la ecuación modificada será:

$$dP = \frac{1.20E7 * W^{1.84}}{P^{0.935} * D^{4.84}} \quad (143)$$

dP = Caída de presión para 100 metros de tubería. (Kg. / cm²)

P = Presión (kPa)

W = Gasto másico del gas (kg / hr)

D = Diámetro interno (cm.)

Las ecuaciones no modificadas de Fanning son:

$$dP = \frac{337.6 * W^2 * f}{\rho * D^5} \quad (144)$$

Psi/100 = Caída de presión en 100 pies de tubería (Psi).

W = Flujo del vapor (Miles de libras por hora).

f = factor de fricción.

D = Diámetro interno (in).

= Densidad del vapor (lb/ft³)

En sistema internacional, la ecuación no modificada es:

$$dP = \frac{5.53E6 * W^2 * f}{\rho * D^5} \quad (145)$$

dP = Caída de presión para 100 metros de tubería. (Kg. / cm²)

W = Gasto másico del gas (kg / hr).

ρ = Densidad del vapor (Kg /m³)

D = Diámetro interno (cm.)

5.6. - VAPOR.

Para este caso en particular, únicamente enlistaremos los fundamentos que le competen a la materia de flujo de fluidos. No se entrará en el cálculo de algún generador de vapor, ya que este caso en particular, es tema de materias posteriores.

Criterios de diseño en un sistema de vapor.

1. Capacidad ($\text{lb}_f / \text{in}^2$ vapor)
2. Tipo de caldera ó generador de vapor.
3. Nivel de presión.
4. Servicios a los que hay que alimentar.

Las caídas de presión recomendadas para tuberías que manejan vapor de agua, en 100 pies de tubería, se enlistan a continuación.

Tabla 12. Caída de presión recomendable para vapor.

Unidades	Cabezales principales				Tramos cortos.			
	Vapor de alta presión.		Vapor de baja presión.		Vapor de alta presión.		Vapor de baja presión.	
	Mínima	Máxima	Mínima	Máxima	Mínima	Máxima	Mínima	Máxima
$\frac{\text{lb}_f}{\text{in}^2}$	0.5	0.25	0.25	0.5	1.5	3.5	0.5	1.5
$\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$	0.035	0.035	0.1055	0.176	0.035	0.1055	0.035	0.1055

Ref. I. M. P.

Tabla 13. Criterios de velocidad máxima y mínima para tuberías que conducen vapor de agua.

Condiciones del vapor	Velocidad mínima.			
	α		β	
Constantes.	FPS	MKS	FPS	MKS
UNIDADES.				
Saturado baja presión.	40	12.2	0.2	0.24
Sobre calentado. (Presión media.)	32	9.756	4.0	0.48
Sobre calentado (alta presión.)	23	7.012	3.5	0.42
Saturado baja presión.	96	29.27	2	0.24
Sobre calentado. (Presión media.)	67	20.42	6.5	0.78
Sobre calentado (alta presión.)	4.0	12.2	5.5	0.66

Ref. I. M. P.

Como se sabe, de acuerdo a la experiencia, la velocidad máxima ó mínima recomendable (m/ seg. Ft/seg.) es una función del diámetro, aproximadamente lineal y que obedece a la expresión:

$$V = \alpha + \beta * D \quad (146)$$

V = Velocidad máxima ó mínima recomendada.

D = Diámetro nominal (cm. ó in.)

α y β = constantes.

3.7. - NOMOGRAMAS PARA CALCULAR LA VELOCIDAD Y CAÍDA DE PRESIÓN DE GASES.

Fig. 36.

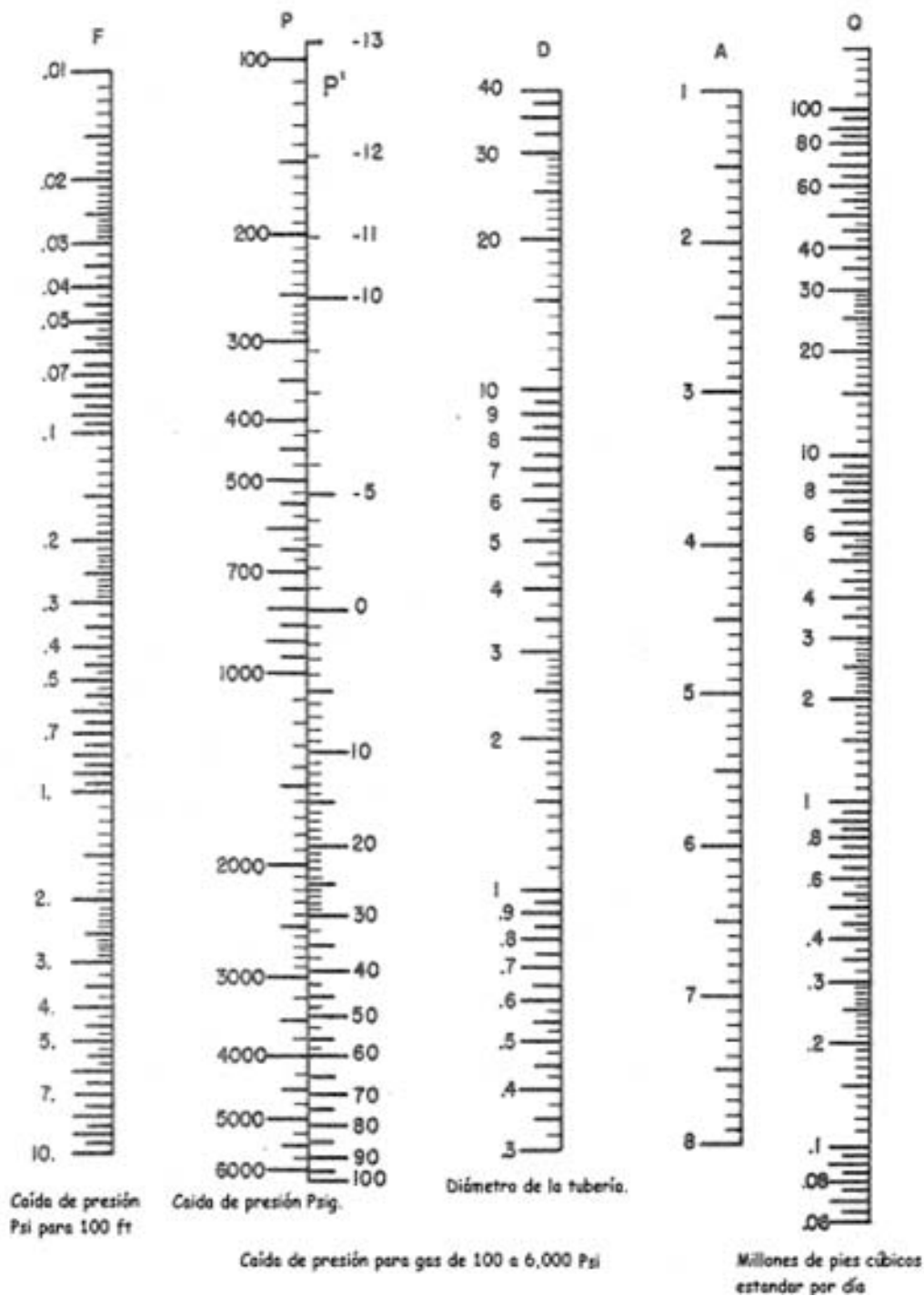
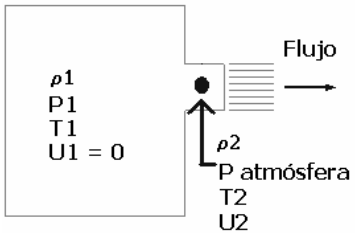


Fig. 37

5.8. - EJERCICIOS PARA GASES.

Ejercicio uno.		Tiempo (θ)
 <p>1.- Para un tanque con boquilla a un lado, calcula la velocidad de flujo de peso del aire que está saliendo del tanque bajo las siguientes condiciones: $P_1 = 10$ psig (Presión del tanque) $T_1 = 80^\circ\text{F}$ $A_2 = \frac{\pi}{4} * D_2^2 = 0.7854 * 0.1 \text{ in}^2 = 0.0078 \text{ in}^2$ $D_2 = 0.1''$ $K = 1.4$ $P \text{ atmósfera} = 14.2 \text{ Psia.}$</p>		0:21'22
2.-Ecuaciones:		1:02'54
$W = A_2 * \sqrt{\frac{2 * k * g}{k - 1} (P_1 * C_{P C_1}) * \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$	129	
$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)_c = \left(\frac{2}{k + 1} \right)^{\left(\frac{k}{k+1} \right)}$	127	
3.- Procedimiento de solución.		1:58'23
<p>1. - Transformar de unidad manométrica a absoluta a la presión inicial, para todos los problemas de flujo gas, las presiones que se manejen sean todas absolutas. 2.- Calcular la relación entre el cociente de presión. 3. - Revisar el apéndice de gases para determinar el cociente de presión crítica para el aire 4- Calcular el área de la garganta de la boquilla (A_2)</p>		
4.- Datos.		2:34'56
$P_1 = 10$ psig (Presión del tanque). $T_1 = 80^\circ\text{F}$ $A_2 = \frac{\pi}{4} * D_2^2 = 0.7854 * 0.1 \text{ in}^2 = 0.0078 \text{ in}^2$	$D_2 = 0.1''$ $K = 1.4$ $P \text{ atmósfera} = 14.2 \text{ Psia.}$	
5. - Factores de conversión.		3:04'22
$P_1 = (10 + 14.2) \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} = \left(24.2 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \right) * \left(\frac{144 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}}{1 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}} \right) = 3,484.8 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}$ $A_2 = 0.0078 \text{ in}^2 * \frac{1 \text{ ft}^2}{144 \text{ in}^2} = 5.45 \text{ E} - 5 \text{ ft}^2$		
6. - Calcular la relación entre el cociente de presión:		3:44'58
$\frac{P_{\text{atm}}}{P_1} = \frac{14.2}{24.2} = 0.5867$		

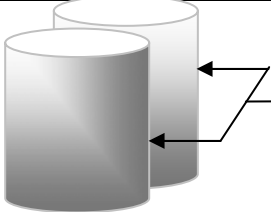
6.1.- Aplicando la ecuación 137	4:57'45
$W = 5.45E - 5 * \sqrt{\frac{2 * 1.4 * 32.2}{1.4 - 1}} (3484.8 * 1.4) * \left[(0.5867)^{\frac{2}{1.4}} - (0.5867)^{\frac{2.4}{1.4}} \right]$ $W = 5.45E - 5 \text{ft}^2 * 269.3451 \frac{\text{lb}}{\text{seg} * \text{ft}^2} = 0.01468 \frac{\text{lb}}{\text{seg}}$	
8.- Resultado. W = 0.0146 lb / seg.	5:10'23

Ejercicio dos.	Tiempo (θ)
Para el ejercicio anterior, calcular la velocidad de flujo en la garganta de la boquilla, el número de Mach y el tipo de flujo. CPC = 0.121	0:07'73
2.-Ecuaciones.	0:54'86
$U_2 = \left\{ \left(\frac{2 * g * P_1}{CPC_1} \right) * \left(\frac{CPC}{CPC - 1} \right) * \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)} \right] \right\}^{\frac{1}{2}}$	126
$N Ma = \frac{U}{C} = \frac{U}{\sqrt{\frac{\gamma * R * T * g_c}{\mu}}}$	108
$\gamma_2 = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} * \gamma_1$	127.1

3. - Resolución del problema.	1:45'16
1. - Calcular la velocidad del sonido en el aire en las condiciones existentes en la garganta. 2.- Calcular el peso específico dos utilizando las ecuaciones 127.1 y 108.	
4.-Datos.	2:35'45
$P_1 = 10 \text{ psig}$ (Presión del tanque) $A_2 = \frac{\pi}{4} * D_2^2 = 0.7854 * 0.1 \text{in}^2 = 0.0078 \text{in}^2$ $D_2 = 0.1''$ $CPC = 0.121$	$P \text{ atmósfera} = 14.2 \text{ Psia.}$ $W = 0.0518 \text{ lb / seg.}$ $T_1 = 80^\circ \text{F}$ $K = 1.4$
6.-Cálculo de la velocidad.	3:45'23

$U_2 = \left\{ \left(\frac{2 * 32.2 \frac{\text{ft}}{\text{seg}} * 3484.8 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}}{0.121 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}} \right) * \left(\frac{1.4}{1.4 - 1} \right) * \left[1 - (0.5867)^{\left(\frac{1.4-1}{1.4} \right)} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} = 957.7882 \frac{\text{ft}}{\text{seg}}$	
6.1.- Cálculo de gamma 2:	4:10'12
$CPC_2 = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} * CPC_1 = (0.5867)^{\frac{1}{1.4}} * 0.121 \frac{\text{lb}_f}{\text{ft}^3} = 0.0827 \frac{\text{lb}_f}{\text{ft}^3}$	
6.2.- Cálculo de la velocidad del mismo bajo las condiciones del flujo.	5:23'14
$C = \sqrt{\frac{k * g * P_2}{\gamma_2}} = \sqrt{\frac{1.4 * 32.2 \frac{\text{ft}}{\text{seg}^2} * (14.2 * 144) \frac{\text{lb}_f}{\text{ft}^2}}{0.0827 \frac{\text{lb}_f}{\text{ft}^3}}} = 1,055.7585 \frac{\text{ft}}{\text{seg}}$	

$NMa = \frac{v}{C} = \frac{957.7882 \frac{ft}{seg}}{1055.7585 \frac{ft}{seg}} = 0.9072$	6:12'44
8. - Resultado.	6:44'28
La velocidad de flujo en la garganta de la boquilla es de 1055.7585 ft / seg. El número de Mach es menor a 1, 0.9072 Flujo sub. sónico: < 1	

Ejercicio tres.	Tiempo θ
El hidrógeno empleado en una planta de amoniaco ha de entrar en los convertidores a 90 atm. Si en el gasómetro disponemos de hidrógeno a 75 atm. La línea de conducción (Acero Remachado) tiene una longitud de 220 m. Determinar el diámetro de tubería a emplear si el flujo de masa es de 60 Kg. /min. En condiciones isotérmicas a 27 ° C.	
	0:27'12
2.- Ecuaciones.	0:38'45
$G = U \cdot \rho = \frac{W}{A}$	63
$NRe = \frac{35.5 \cdot W}{D \cdot \mu}$	29.8
$G = \sqrt{\frac{\frac{PM \cdot (P_1^2 - P_2^2)}{2 \cdot Z \cdot T \cdot R}}{\frac{1}{gc} \cdot \ln\left(\frac{P_1^2}{P_2^2}\right) + \frac{f \cdot LT}{2 \cdot gc \cdot D}}}$	107
3.- Procedimiento.	2:51:89
<ol style="list-style-type: none"> 1.- Definir las unidades correspondientes en las cuales se trabajará el ejercicio. 2.- Determinar el peso molecular del elemento transportado. 3.- Localizar R. 4.- Ubicar a G en términos del gasto másico y el área. 5.- Al desconocer el diámetro, se desconoce también el factor de fricción, por ende se resuelve iterando <ol style="list-style-type: none"> 5.1.- Suponer un diámetro. 5.2.- Calcular el área respectiva. 5.3.- Se calcula ε / D. 5.4.- Calcular el número de Reynolds, con la ecuación 29.8. 5.5.- Determinar el factor de fricción supuesto con la gráfica de Moody. 5.6.- Se calcula la ecuación 107 con el diámetro supuesto y f calculado. 5.7.- Converge el ejercicio, cuando G calculada es igual a W/A 	
4.- Datos.	6:25'45
$W = 60 \frac{kg}{min}$ $P_1 = 90 \text{ atm}$ $P_2 = 75 \text{ atm.}$	$PM = 2.0158 \frac{kg}{kgmol}$ $\varepsilon = 1 \text{ mm}$ $LT = (\text{cobre}) 220 \text{ m}$

$\mu = 0.009 \text{ cP}$	$T = 273.15$				
5.- Factores de conversión.		9:27'14			
$\varepsilon = 1\text{mm} * \frac{1\text{m}}{1000\text{mm}} = 0.001\text{m}.$ $\mu = 0.009\text{cP} * \frac{0.01\text{P}}{1\text{cP}} * \frac{1}{10\text{P}} * \frac{\text{kg.}}{\text{m} * \text{seg.}} = 9\text{E} - 6 \frac{\text{kg.}}{\text{m} * \text{seg.}}$ $W = 60 \frac{\text{kg}}{\text{min}} * \frac{1\text{min}}{60\text{seg.}} = 1 \frac{\text{kg}}{\text{seg.}}$ $T = (273.15 + 27) ^\circ\text{K} = 300.15 ^\circ$					
6.- Resolución del problema.		11:14'45			
$\frac{W}{\left(\frac{\pi}{4} * D^2\right)} = \sqrt{\frac{2.0158 \frac{\text{kgm}}{\text{kgmol}} * (90^2 - 75^2) \text{atm}}{2 * 1 * 300.15\text{K} * 0.082 \frac{\text{m}^3 * \text{atm}}{\text{kgmol} * \text{K}}}}$ $\frac{1 \frac{\text{kg}}{\text{seg.}}}{\left(\frac{\pi}{4} * D^2(\text{m})\right)} = \sqrt{\frac{101.3539 \frac{\text{kgm}}{\text{m}^3}}{\left(0.0371 + 11.213 * \frac{f}{D(\text{m})}\right) \frac{\text{kgm} * \text{m}^2}{\text{kgf} * \text{seg}^2}}}$ $N\text{Re} = \frac{W}{\mu * D} = \frac{1 \frac{\text{kg.}}{\text{seg.}}}{9\text{E} - 6 \frac{\text{Kg}}{\text{m} * \text{seg.}} * D(\text{m.})}$					
6.1.- Iteración.		21:54'45			
$D^*(\text{m.})$	$N\text{Re}$	ε/D	f	$W / \frac{\pi}{4} * D^2$	$G \text{ calculada}$ $\frac{\text{kg}}{\text{m} * \text{seg.}}$
1	1.11 E 5	0.001	0.0193	1.2732	19.9813
0.2524	4.40 E 5	0.004	0.016	20.1135	11.6155
0.3310	3.35 E 5	0.003	0.0156	11.6212	13.3779
0.3085	3.6 E 5	0.0032	0.0155	13.3782	12.9832
0.3131	3.5 E 5	0.031	0.0159	12.98	12.98
8.- Resultado.		22:0545			
El diámetro de la tubería es de 3.313 cm.					

Ejercicio cuatro.	Tiempo (θ) 0:20'45
¿Cuál será el caudal del gas ($\mu = 1.27 \text{ E} - 5 \text{ lb} / \text{ft} * \text{seg.}$ Y $\text{PM} = 29 \text{ lb} / \text{lb mol.}$) que puede transportar una tubería horizontal? La tubería tiene un diámetro cédula 40 de 1/2" y 300 pies de largo, así como $\varepsilon/D = 0.003$. Si el aire fluye isotérmicamente a 100°F a través del tubo. La presión disminuye desde 50 hasta 5 psig a través de la tubería.	

2.- Ecuaciones.		1:46'07
$G = \sqrt{\frac{PM * (P_1^2 - P_2^2)}{2 * Z * T * R}} \sqrt{\frac{1}{gc} * \ln\left(\frac{P_1^2}{P_2^2}\right) + \frac{f * LT}{2 * gc * D}}$	113	
$N Re = \frac{G * D}{\mu}$	29.1	
$G = U * \rho$	63	
3.- Procedimiento.		5:52'30
<p>1.- Suponer G inicial. 2.- Con la ecuación 40 se calcula el número de Reynolds, 3.- Con el diámetro conocido se calcula E/D. 4.- Se lee en el nomograma el valor de f y enseguida se calcula con la ecuación G. Converge cuando ambos G son iguales. Después, se despeja de la ecuación 81 la velocidad, se calcula el área de la tubería, y así obtener el caudal. $U = G / \rho$</p>		
4.- Datos.		7:00'86
<p>$P_1 = 50$ psig. $P_2 = 5$ psig. $\mu = 2.22 E - 5$ Pa * seg. $T = 100$ °F $LT = 300$ pies de largo. tubería de acero. $\epsilon = 0.0034$ ft. Diámetro cédula 40 de $\frac{1}{2}$" $D_i = 15.8$ mm.</p>		
5.- Factores de conversión.		9:54'88
<p>$T = (100 \text{ °F} + 460) = 560 \text{ °R}$ $\mu = \frac{2.22 E - 5 \text{ Pa} * \text{seg}}{1 \text{ Pa} * \text{seg.}} * 1.488 \frac{\text{lb}}{\text{seg} * \text{ft}} = 3.3 E - 5 \frac{\text{lb}}{\text{seg} * \text{ft}}$ $P_1 = \left(50 \text{ Psig} + 14.7 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \right) * 144 \frac{\frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}}{\frac{\text{lb}}{\text{in}^2}} = 9316.8 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}$ $P_2 = \left(5 \text{ Psig} + 14.7 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \right) * 144 \frac{\frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}}{\frac{\text{lb}}{\text{in}^2}} = 2836.8 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}$ $D_i = 15.8 \text{ mm.} * \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} * \frac{1 \text{ ft}}{0.3048 \text{ m}} = 0.0518 \text{ ft}$</p>		
6.- Resolviendo el valor de la densidad.		12:39'44
$\rho = \frac{29 \frac{\text{lb}}{\text{lbmol}} * 9316.8 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}}{1545 \frac{\text{ft}^3 * \left(\frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \right)}{\text{lbmol} * \text{R}} * 560} = 0.3122 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$		

6.1.- Sustituyendo valores en la ecuación 113.																									
$G = \sqrt{\frac{29 \frac{\text{lb}}{\text{lbmol}} * (54.7^2 - 19.7^2) \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}}{2 * 1 * 560^\circ \text{R} * \left[\frac{1}{32.2 \frac{\text{lb} * \text{ft}}{\text{lbf} * \text{seg}^2}} * \ln\left(\frac{54.7^2}{19.7^2}\right) + \frac{f * 300\text{ft}}{2 * 32.2 \frac{\text{lb} * \text{ft}}{\text{lbf} * \text{seg}^2} * 0.0518\text{ft}} \right]}}$ $G = \sqrt{\frac{67.425}{0.0634 + 89.9302 * f}}$																									
6.1.- Para calcular el número de Reynolds.	14:00'49																								
$NRe = \frac{G * D}{\mu} = \frac{0.0518}{1.27E-5} = 4078.7401 * G$																									
6.2.- Realizando la iteración.																									
16:10'65																									
<table border="1"> <thead> <tr> <th>G (lb/ ft*seg²)</th> <th>NRe</th> <th>f</th> <th>G (lb/ ft*seg²)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>100</td> <td>407874</td> <td>0.025</td> <td>54.9194</td> </tr> <tr> <td>54.91</td> <td>224002</td> <td>0.027</td> <td>57.04</td> </tr> <tr> <td>54.04</td> <td>232650</td> <td>0.028</td> <td>58.071</td> </tr> <tr> <td>58.071</td> <td>236856.4</td> <td>0.026</td> <td>55.99</td> </tr> <tr> <td>55.99</td> <td>236856.4</td> <td>0.026</td> <td>55.99</td> </tr> </tbody> </table>		G (lb/ ft*seg ²)	NRe	f	G (lb/ ft*seg ²)	100	407874	0.025	54.9194	54.91	224002	0.027	57.04	54.04	232650	0.028	58.071	58.071	236856.4	0.026	55.99	55.99	236856.4	0.026	55.99
G (lb/ ft*seg ²)	NRe	f	G (lb/ ft*seg ²)																						
100	407874	0.025	54.9194																						
54.91	224002	0.027	57.04																						
54.04	232650	0.028	58.071																						
58.071	236856.4	0.026	55.99																						
55.99	236856.4	0.026	55.99																						
6.3.- Cálculo de la velocidad:																									
18:55'78																									
$U = \frac{G}{\rho} = \frac{55.99 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2 * \text{seg}}}{0.3122 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}} = 179.3401 \frac{\text{ft}}{\text{seg}}$ $Q = U * A = 179.3401 \frac{\text{ft}}{\text{seg}} * \left[(0.0518\text{ft})^2 * \frac{\pi}{4} \right] = 0.38 \frac{\text{ft}^3}{\text{seg}}$																									
8.- Resultado.																									
El caudal de gas es 0.38 ft ³ / seg.																									
19:14'45																									

Ejercicio cinco.		Tiempo (θ)
		1:23'24
1.- El cociente del área de salida de la garganta de una tobera de garganta divergente convergente es de 1.63. En la cámara de combustión, donde se genera el gas de escape, Las condiciones de estancamiento son P ₀ = 400 Psia & T ₀ = 3000°R. si se asume que los productos de la combustión se comportan como gases perfectos, con k = γ = 1.4 & PM = 20, ¿cuál es la velocidad en la garganta (a) para el flujo isentrópico & (b) para condiciones de choque?		
2.- Ecuaciones.		1:43'84
$NMa = \frac{U}{\sqrt{k * R * T * gc}}$		114
Para cualquier gas R' = 1545 / PM $\frac{\text{lb}}{\text{lbmol}}$		3.2
3.- Procedimiento de solución.		4:45'78
1. - Leer en el apéndice correspondiente, el valor para el número de Mach a las condiciones de estancamiento manejadas en el sistema.		
2.- Calcular la temperatura de estancamiento.		
3.- Calcular R' corregido.		
4.- Calcular la velocidad de estancamiento.		

5.- Para las condiciones de choque, calcular la relación de T y T ₀ .	
6.- Se calcula la temperatura de choque.	
7.- Se calcula la velocidad de choque.	
4.- Datos.	7:48'77
$k = 1.4$ $PM = 20$ $\frac{A}{A^*} = 1.63 \quad \frac{T}{T_0} = 0.566$ El número de Mach para la salida $Ma = 1.96$ $P_0 = 400 \text{ Psia}$ $T_0 = 3000 \text{ }^\circ\text{R}$	
6.- Resolviendo la temperatura.	8:09'00
$T = 0.566 * (3000\text{R}) = 1698^\circ\text{R}$	
6.1- Cálculo R'.	8:34'44
$R' = \frac{R}{PM} = \frac{1545 \frac{\text{ft}^3 * \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2}}{\text{lb}} * R}{20 \frac{\text{lb}}{\text{lbmol}}} = 77.25 \frac{\text{ft}^3 * \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2}}{R}$	
6.2.-El número de Mach en la salida, se obtiene:	9:56'77
$U = 1.96 * \sqrt{1.4 * 77.3 \frac{\text{lbf} * \text{ft}}{\text{lbm} * \text{R}} * 32.2 \frac{\text{lb} * \text{ft}}{\text{lbf} * \text{seg}^2} * 1698^\circ\text{R}} = 4767.6747 \frac{\text{ft}}{\text{seg}}$	
6.3.- Para el choque.	11:55'45
$Max = 1.96 \quad May = 0.584$ Puesto que no hay pérdida en temperatura del estancamiento a través del choque: $T_{0x} = T_{0y} = 3000^\circ\text{R}$ De la tabla de flujo isentrópico. $\left(\frac{T}{T_0}\right)_{May=0.584} = 0.935$	
6.4.- Temperatura	12:14'44
$T = 0.935 * 3000 \text{ }^\circ\text{R} = 2805 \text{ }^\circ\text{R}$.	
6.5.- Velocidad.	14:45'45
$U = 0.584 * \sqrt{1.4 * 77.3 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2} * \text{ft}^3 * 32.2 \frac{\text{lb} * \text{ft}}{\text{lbf} * \text{seg}^2} * 2805^\circ\text{R}} = 1825.83 \frac{\text{ft}}{\text{seg}}$	
8.- Resultados.	15:16'44
La velocidad en la garganta: (a) Para el flujo isentrópico: 4767.6767 ft / seg. (b) para condiciones de choque: 1825.83 ft / seg.	

6. - FLUJO LÍQUIDO - GAS.

6.1. - INTRODUCCIÓN AL FLUJO A DOS FASES LÍQUIDO – VAPOR.

En la práctica de ingeniería se encuentran varios tipos de flujo, destacando los siguientes:

Monofásico	Monocomponente
Monofásico	Multicomponente
Multifásico	Monocomponente
Multifásico	Multicomponente

En el flujo multifásico, el número más común de fases es dos. A dos fases se presentan varios tipos de flujos bifásicos, a saber:

Sólido	Líquido
Sólido	Vapor
Líquido	Líquido
Líquido	Vapor

En distintas industrias se presentan estos tipos de flujo. Por ejemplo, el flujo sólido – vapor es típico del transporte neumático y de la fluidización. En la industria petroquímica y de refinación, incluyendo la extracción de productos petrolíferos, el flujo líquido – vapor es muy común. El FLV (flujo líquido - vapor) se encuentra en diversos equipos y operaciones industriales, por ejemplo: torres de destilación, reactores químicos, intercambiadores de calor, equipos de refrigeración, condensadores parciales, etc. Par estas y otras operaciones interesa, en principio la caída de presión. De la misma manera, es importante la transferencia de calor y/o masa en el FLV. Las primeras investigaciones sobre FLV se remontan a las décadas del los años 40's y 50's del siglo XIX. Los estudios en este período se encaminaron a pequeñas gamas de tipos de FLV. Para 1963, Gouse reunió más de 5,000 referencias sobre el tema. Scott presentó un artículo que cubre los aspectos generales del FLV. Govier revisa el desarrollo para el entender el FLV vertical, cubriendo los temas de regímenes de flujo, holdup, correlaciones para el gradiente de presión y otros trabajos acerca del FLV. El FLV siguió siendo analizado durante la década de los 60's del siglo XX, buscando métodos de diseño más precisos, estableciendo las relaciones para la transferencia de momentum, debido a la interacción entre las dos fases presentes, que aumenta la complejidad del análisis del FLV, comparada con la del flujo a una fase. Este hecho dirige el trabajo en esta área hacia la selección de regiones experimentales que pueden estudiarse con precisión. Estas regiones se llaman comúnmente regímenes de flujo y algunas veces éstos han permitido la generación de modelos funcionales y la solución a problemas particulares. La existencia de una interfase líquida - vapor asociada al flujo simultáneo de ambas requiere para su formación energía, así como para su desarrollo y su movimiento. Las determinaciones hechas durante el estudio de la interfase han generado la determinación de los regímenes de flujo. Así, el comportamiento de la interfase es la base de los problemas relacionados con el FLV. El desarrollo de un modelo matemático general que permita hacer predicciones del comportamiento de la interfase bajo cualquier condición (considerando la transferencia de momentum, calor y masa) no ha sido tan rápida como se quisiera y es todavía un trabajo por realizarse.

Tipos de Equipo que manejan FLV:

- a. **Tuberías:** Con el incremento de las operaciones de extracción de petróleo, tanto costa dentro como costa fuera (Onshore y offshore, respectivamente), existe un gran interés en el transporte de mezclas líquido – vapor. En los casos de las instalaciones costa afuera, el diseño de la línea es vital.
- b. **Generadores de Vapor:** La creación de vapor es importante en la generación de electricidad, en la generación de vapor para potencia y para uso en proceso.

c. **Condensadores de Vapor:** La condensación es importante en la generación de electricidad y el procesamiento de hidrocarburos. Los condensadores incluyen diseños de tubos y coraza con condensación en el lado de los tubos o en el lado de la coraza. Frecuentemente, en la industria de proceso, los vapores consisten en una mezcla de componentes, algunos de los cuáles son incondensables, lo que genera una condensación parcial.

d. **Equipo de transferencia de masa:** El contacto líquido – vapor en los diversos tipos de torre (empacada, de platos perforados) es regido por el tamaño de la región de contacto, lo que genera un régimen especial de FLV.

Concepto de Similitud. Existe una gran variedad de correlaciones publicadas para calcular la caída de presión en tuberías de FLV. Con algunas excepciones, todas carecen de una característica importante: la generalidad. Cada correlación reproduce muy bien los datos usados para desarrollarla, pero generalmente producen “basura de lujo” cuando se utilizan fuera de los rangos. La incapacidad para la extrapolación resulta un factor de falla en el diseño.

Para extender la aplicación de una correlación diámetros mayores o menores y longitudes diferentes, no es solamente un problema de escalamiento. Hay que partir de una similitud. El teorema de la similitud dinámica puede establecerse como sigue: Dos sistemas de flujo similares geoméricamente, que tienen las mismas ecuaciones diferenciales adimensionales con las mismas condiciones a la frontera., Tienen la misma solución adimensional. El análisis de las ecuaciones diferenciales adimensionales generan los números de Reynolds y de Euler en el flujo monofásico. La similitud al FLV ha sido aplicada por Dukler.

Enfoques Principales para el Análisis:

Básicamente, existen dos enfoques principales para calcular los parámetros envueltos en los sistemas que manejan FLV:

a. **Enfoque empírico:** se han hecho intentos para lograr relaciones de interpolación, y con mucha dificultad, algunas extrapolaciones, que puedan predecir el comportamiento a partir de datos experimentales. El primer paso en este enfoque es coleccionar, y si es necesario obtener los datos. Generalmente, los datos usados en derivar la correlación par condicionen de régimen permanente. Para calcular el comportamiento de un sistema FLV, es muy común dividir el sistema en incrementos finitos de longitud. En este tipo de enfoque, obtener una buena correlación depende de varios factores:

- ❑ Prevenir los errores en los datos experimentales.
- ❑ Realizar adecuadamente el proceso de optimización de la correlación.
- ❑ Tener cuidado en considerar los efectos de error por geometría.
- ❑ Tener capacidad de detectar efectos que aparentemente son despreciables.
- ❑ Considerar los efectos del desequilibrio hidrodinámico(Efectos terminales)

b. **Enfoque fenomenológico:** con este enfoque, a partir de correlaciones semi-empíricas, que se diseñan para predecir el comportamiento de ciertos fenómenos y junto con la evaluación del régimen de flujo, se combinan para obtener una predicción global de los parámetros. El enfoque fenomenológico se prefiere sobre el enfoque empírico. Sin embargo, como los modelos fenomenológicos dependen de un desarrollo semi-empírico, su rango de aplicación se ve limitado por esta última característica. Es obvio, que si se utiliza un enfoque 100% fenomenológico, su aplicación al FLV se hará en los casos más sencillos. Las computadoras en este enfoque son muy útiles, sin embargo la adecuada programación de la matemática necesaria lleva a un costo excesivo.

6.2. - TÉRMINOS USADOS EN FLV.

- **Deslizamiento (Slip):** En el recorrido del sistema FLV, una de las fases se transporta más rápido que la otra, por lo que se dice que se desliza sobre ella. La velocidad de deslizamiento es la diferencia entre las velocidades de las fases.
- **Factor de Fricción para Dos Fases:** generalmente se define como un medio del número de Euler para dos fases. Es necesario para calcular la caída de presión.
- **Flujo Crítico:** cuando se alcanza un punto en el sistema donde el incremento del volumen por un pequeño decremento de la presión, es tan grande que la presión y la entalpía no pueden crecer al mismo tiempo en una sección transversal de tubería. Es análogo al flujo sónico en flujo vaporoso.
- **Flujo Homogéneo:** es un modelo matemático que el sistema del FLV es un fluido simple homogéneo, cuyas propiedades están afectadas por el promedio volumétrico de las dos fases. Este modelo es teórico y nunca se presenta en la realidad.
- **Flujo Niebla (Mist):** Cuando el sistema FLV presenta una gran velocidad, la mayoría de la fase líquida tiende a distribuirse en forma de gotas en la fase vapor, entrando a lo que se conoce como flujo niebla (mist).
- **Flujo "Slug":** es un régimen de flujo caracterizado porque alternativamente cada una de las fases ocupan totalmente el área transversal del conducto en longitudes grandes en la dirección del flujo, por lo que se dice que hay un "slug" (buche) de la fase correspondiente.
- **Flujo Tapón (Plug):** en este régimen, la mayoría, pero no toda, la fase líquida ocupa la mayor parte del área transversal del conducto, durante una cierta longitud en la dirección de flujo, seguido por un "tapón" de fase vapor. Este régimen se repite a lo largo de la tubería.
- **"Holdup":** este término se aplica a la razón de la velocidad superficial de la fase líquida, dividida entre la suma de las velocidades de las fases líquida y vapor. Se parte de la suposición que es un flujo homogéneo y que no hay deslizamiento (slip) entre las fases.
- **Regímenes de Flujo:** un fluido que presenten dos fases y esté fluyendo por un conducto presenta varios "regímenes de flujo", ya sea que la fase líquida fluya en el fondo del tubo con la fase vapor fluyendo arriba, o bien, una fase líquida con burbujas de vapor a lo largo de la dirección de flujo, etc. En esencia, los regímenes de flujo son la representación geométrica del FLV en el conducto, y están afectados por la geometría de éste y las propiedades de la mezcla.
- **Velocidad Superficial de la Fase Vapor:** es la velocidad que alcanzaría la fase vapor si no existiera la fase líquida. Se calcula dividiendo el flujo volumétrico de la fase vapor entre el área transversal del conducto.
- **Velocidad Superficial de la Fase Líquida:** es la velocidad que alcanzaría la fase líquida si no existiera la fase vapor. Se calcula dividiendo el flujo volumétrico de la fase líquida entre el área transversal del conducto.

6.3. - REGÍMENES DE FLUJO.

MAPA DE BAKER.

Con el fin de ahorrar horas hombre de ingeniería, se realizaron –tiempos previos a la época computarizada– diversas suposiciones y generalizaciones para simplificar el cómputo cuando se realizaban diseños con FLV. Hoy, es posible hacer cálculos en tiempos razonablemente cortos. Sólo que al utilizar los modelos existentes, hay tener cuidado con dos suposiciones que generan una gran incertidumbre en los resultados. Equilibrio de Fases y Factor de Efectividad.

Equilibrio de Fases:

Se parte del supuesto que los volúmenes de vapor y líquidos permanezcan constantes. Es preferible considerar una razón másica entre las fases, para considerar los cambios de presión y temperatura aplicando una ecuación

de estado. Para los alcances de este curso, se parte del supuesto que las tuberías analizadas sean isotérmicas, por lo que la variable que puede modificar la composición es la caída de presión. La suposición del equilibrio aplica en tramos cortos de tubería.

Factor de Efectividad.

Este factor se calcula para la longitud total de los sistemas analizados, por lo que su generalización para otros intervalos, hace que la precisión del cálculo se pierda. Ya que en la práctica, el equilibrio termodinámico es pocas veces alcanzado, por lo que las ecuaciones desarrolladas a partir del supuesto del equilibrio de fases, con el fin de ajustar los resultados, se incluyen este factor de ajuste. Sin embargo, la aplicación de las correlaciones generales es adecuada, siguiendo los criterios que se comentarán más adelante. El parámetro más importante para caracterizar los regímenes de flujo en sistemas de FLV es la razón que existe entre el “vapor” de la fase vapor y el “vapor” de la fase líquida. Esta razón determina el tipo de régimen, que afecta fuertemente la determinación de la caída de presión.

Baker fue el primero en trabajar este tema, dedicándose solo a tuberías horizontales. Los distintos regímenes en el flujo horizontal determinados por Baker, son los siguientes:

a. Regímenes de Flujo Segregado:

- Estratificado (stratified): ambas fases viajan separadamente, con velocidades prácticamente iguales.
- Con Olas (Wavy): la fase vapor empieza a acelerarse, lo que provoca la formación de olas.
- Anular (Annular): La velocidad del vapor es tal, que “perfora” la fase líquida.

b. **Régimen Niebla (Fog o mist):** pequeñas gotas de líquido conviven con la fase vapor.

c. **Tapón (Plug):** se distribuyen tapones de vapor a lo largo de la fase líquida, ocupando una gran parte del área transversal de la tubería.

Burbuja (Bubble): burbujas de vapor conviven con la fase líquida.

Niebla (Fog o mist): pequeñas gotas de líquido conviven con la fase vapor.

Si bien, no se consideran líneas con transferencia de calor, un buen ejemplo para entender como se lograría una transición de los diferentes regímenes, partiendo de una fase líquida hasta llegar a una fase vapor, es conveniente “ver” el interior de un tubo de una caldera de tubos de agua

Slug: ahora los tapones de cada fase van alternándose y cada uno de ellos ocupa la totalidad del área transversal de la tubería, con una longitud apreciable.

Metodología de Baker para determinar el régimen de flujo en el que se encuentra el sistema que se vaya a analizar:

Seguimiento para el cálculo.	Donde:
$Bx = \frac{W_l * \beta - \Psi}{W_g}$	Calcular la abscisa del mapa de Baker. “Abscisa de Baker.” W_l = Flujo másico de líquido (lb/hr) W_g = Flujo másico de vapor (lb/hr)
$\beta = \left(\left(\frac{\rho_g}{0.075} \right) * \left(\frac{\rho_l}{623} \right) \right)$	Parámetro de densidad de Baker. ρ_l = Densidad de la fase líquida (lb/ft ³) ρ_g = Densidad de la fase vapor (lb/ft ³)
$By = \frac{W_g}{\beta}$	Calcular la ordenada del mapa de Baker. “Ordenada de Baker.” W_g = Flujo másico de vapor (lb/hr)

$\Psi = \left(\frac{73}{\sigma} * \left(\mu_1 * \left(\frac{62.3}{\rho_1} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)$	<p>Ψ = Parámetro de viscosidad de Baker ρ_1 = Densidad de la fase líquida (lb/ft³) σ = tensión superficial, dinas/cm² μ_1 = Viscosidad de la fase líquida, cP.</p>
---	--

Tabla 14.

Regímenes de Flujo Distributivo:

Fig . 38 Regímenes de flujo.

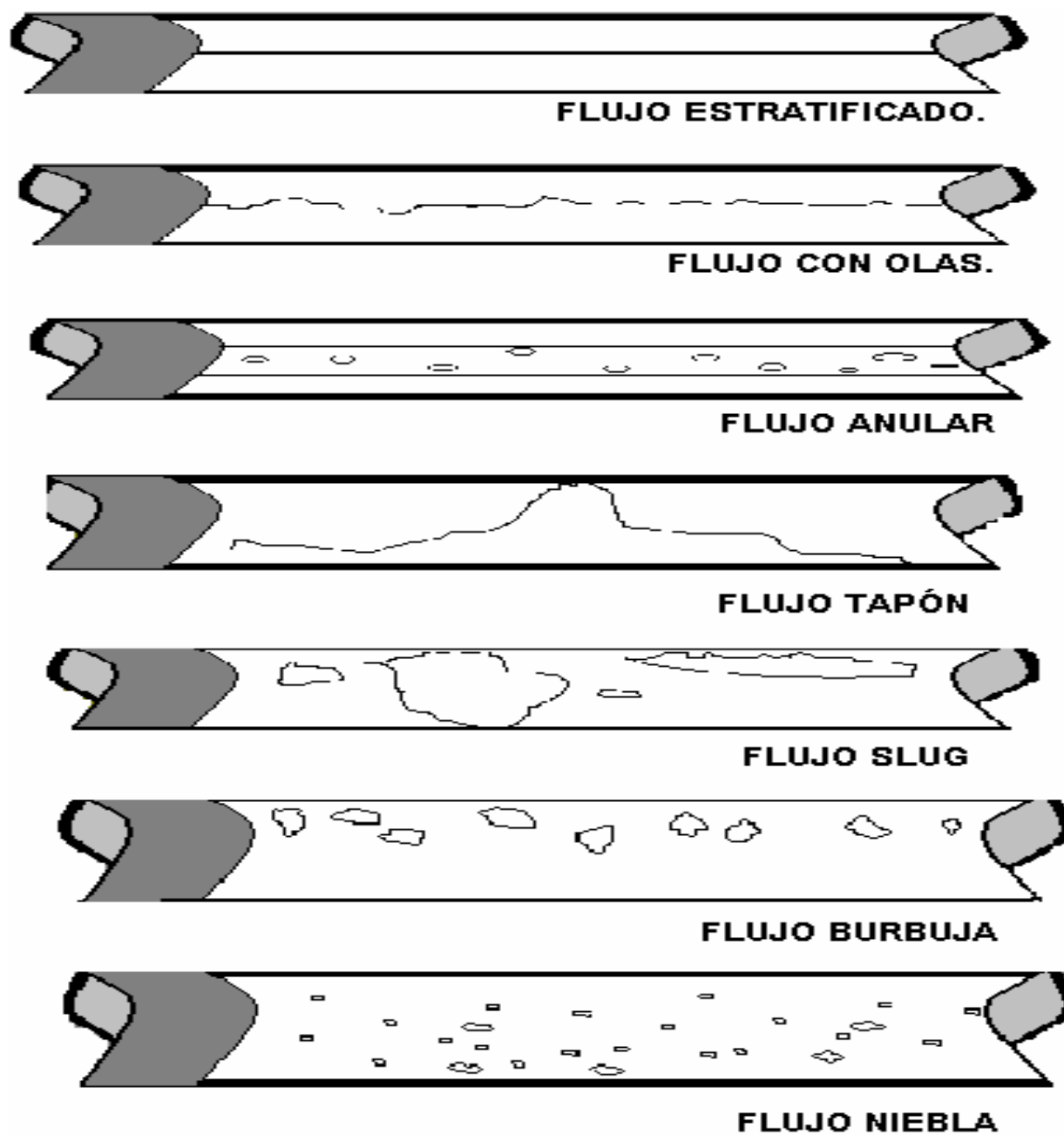
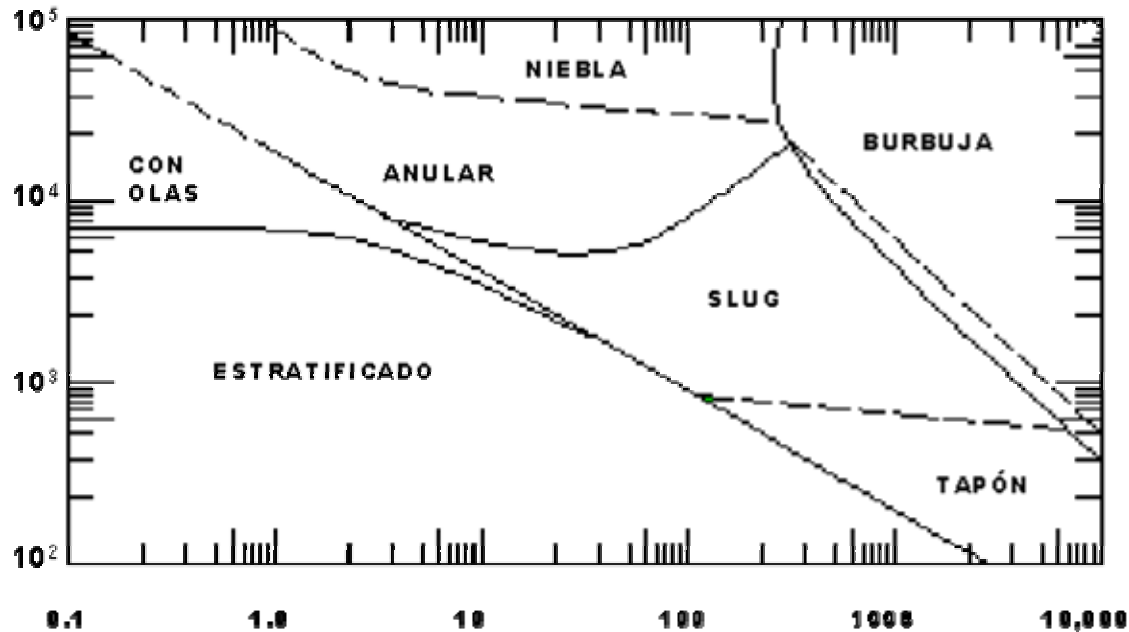


Fig. 39 Mapa de Baker.



La representación gráfica de la relación entre B_x y B_y , se le conoce como mapa de Baker, es utilizada ampliamente para determinar el régimen de flujo que en el que se encuentra la tubería que maneja FLV, bajo ciertas condiciones.

Cuando el dato sea el flux másico y no la masa velocidad.

Seguimiento para el cálculo.	Donde:
$B_x = \beta * \Psi$	Calcular la abscisa del mapa de Baker. "Abscisa de Baker." W_l = Flujo másico de líquido (lb/hr) W_g = Flujo másico de vapor (lb/hr)
$\beta = \left(\left(\frac{\rho_g}{0.075} \right) * \left(\frac{\rho_l}{62.3} \right) \right)$	Parámetro de densidad de Baker. ρ_l = Densidad de la fase líquida (lb/ft ³) ρ_g = Densidad de la fase vapor (lb/ft ³)
$B_y = \frac{G_v}{\beta}$	Calcular la ordenada del mapa de Baker.
$\Psi = \left(\frac{73}{\sigma} * \left(\mu_l * \left(\frac{62.3}{\rho_l} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)$	Ψ = Parámetro de viscosidad de Baker ρ_l = Densidad de la fase líquida (lb/ft ³) σ = tensión superficial, dinas/cm ² μ_l = Viscosidad de la fase líquida, cP.

Tabla 15 Ref. Sissom. Leighton E, *Elements of transport phenomena*. Mc Graw Hill Book Co

6.3.1. - REGÍMENES DE FLUJO VERTICALES.

En estos regímenes de flujo la influencia de la gravedad es muy importante, lo que ha hecho que una predicción teórica exacta de ellos es muy difícil. Los estudios que han sido realizados muestran que existe una fuerte relación entre el régimen de flujo y las inflexiones de las curvas de caída de presión y de holdup, lo que ha llevado a considerar los mínimos en las caídas de presión para predecir cuatro regiones diferentes, apoyadas en una determinación visual, pero esta situación cambia al modificar la dirección del flujo dentro del tubo. Por ello es necesario que se hable si el FLV es ascendente o descendente.

6.3.1.1. - REGÍMENES DE FLUJO EN FLV ASCENDENTE:

Aquí se muestra la clasificación de Nicklin – Davidson - Kosterin. La descripción siguiente de los regímenes se muestran en el orden en la que se esperaría que se desarrollen.

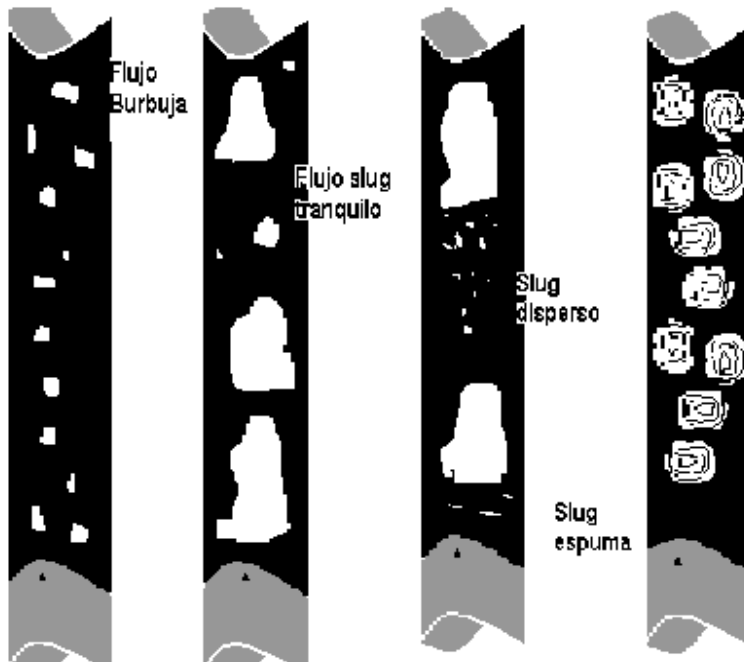


Fig. 40 regímenes de flujo en flv ascendente.

a. **Burbuja (Bubble)**: El líquido que fluye hacia arriba forma una fase continua, en la cual el vapor está Niebla en forma de burbujas independientes, que aumentan en tamaño, número y velocidad al aumentar el flujo de vapor. La velocidad de una burbuja puede diferir mucho de la fase líquida.

b. **Slug tranquilo (Easy slug)**: este régimen se obtiene cuando el vapor fluye como una burbuja en forma de bala, con una superficie envolvente distinta y sin formación de espuma o burbujas en el slug líquido.

c. **Slug Niebla (Dispersed slug)**: se obtiene a flujos muy elevados de vapor, y es muy similar al slug tranquilo, con la diferencia que se forma espuma en la parte inferior de la burbuja.

d. **Slug espumoso (Frothy slug)**: es la transición al flujo espumoso. Se forma espuma sobre toda la superficie de la burbuja de vapor, cuyo tamaño es mucho mayor que en otros regímenes slug, cada burbuja, que se mueve muy rápidamente, está rodeada por espuma y una interfase líquida, que se pierde en el seno del slug líquido. Empieza a notarse una continuidad entre los diferentes slugs.

e. **Espuma (Froth)**: las burbujas y slugs degeneran en un flujo altamente turbulento, confundiéndose unas con otros.

Anular (Annular): La velocidad de del vapor es mucho mayor que la del líquido, por lo que éste forma una película adherida a la pared interna del tubo, mientras la fase vapor arrastra gotas de líquido.

g **Niebla (Mist)**: Cuando la velocidad del vapor es tal, que rompe la película de líquido y éste es arrastrado en el seno del vapor en forma de pequeñas gotas.

6.3.1.2. - REGÍMENES DE FLUJO EN FLV DESCENDENTE:

Siguiendo el mismo criterio, se mencionan los regímenes. Sin embargo, aquí no puede asegurarse que en todos los casos se desarrollen en ese orden pues dependen de la cantidad de líquido.

a. **Núcleo burbujado (Nucleus Bubble):** la fase vapor forma burbujas en el seno de líquido. Sin embargo, por la diferencia de densidad, las burbujas buscan agruparse en el eje de la tubería. Ambas fases fluyen hacia abajo, pero las burbujas se retrasan respecto al líquido.

Fig. 41 regímenes de flujo en flv descendente.

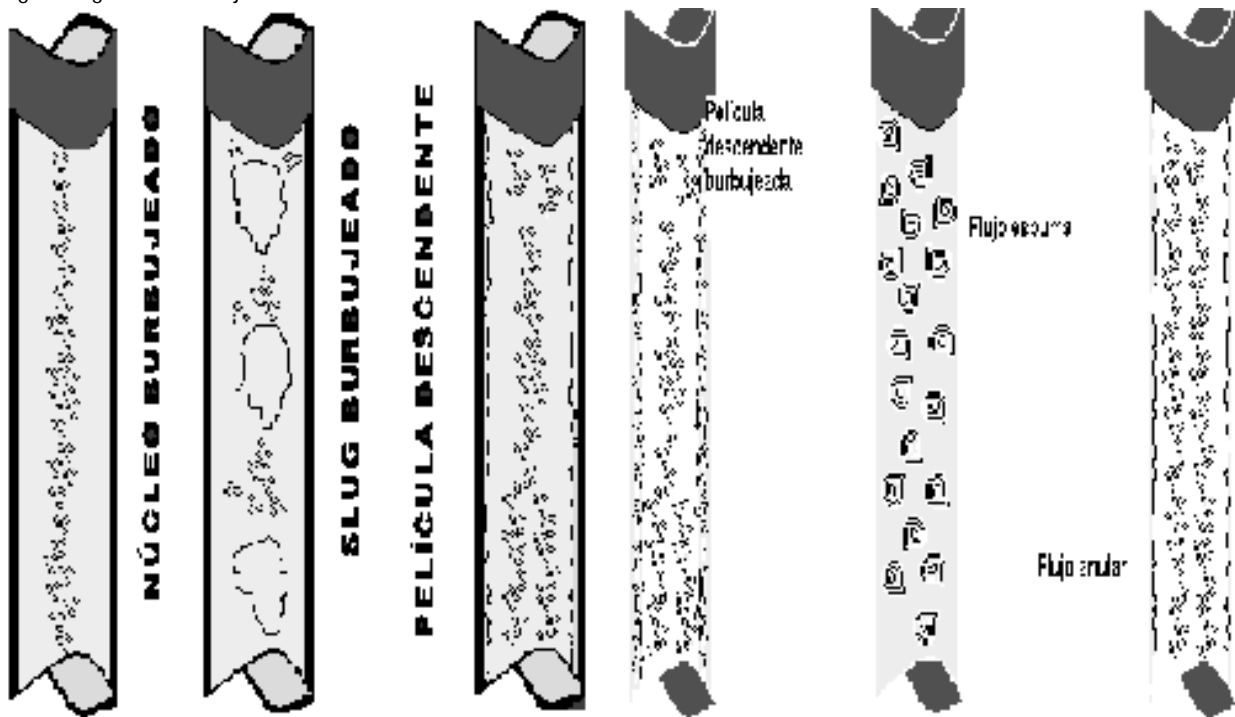
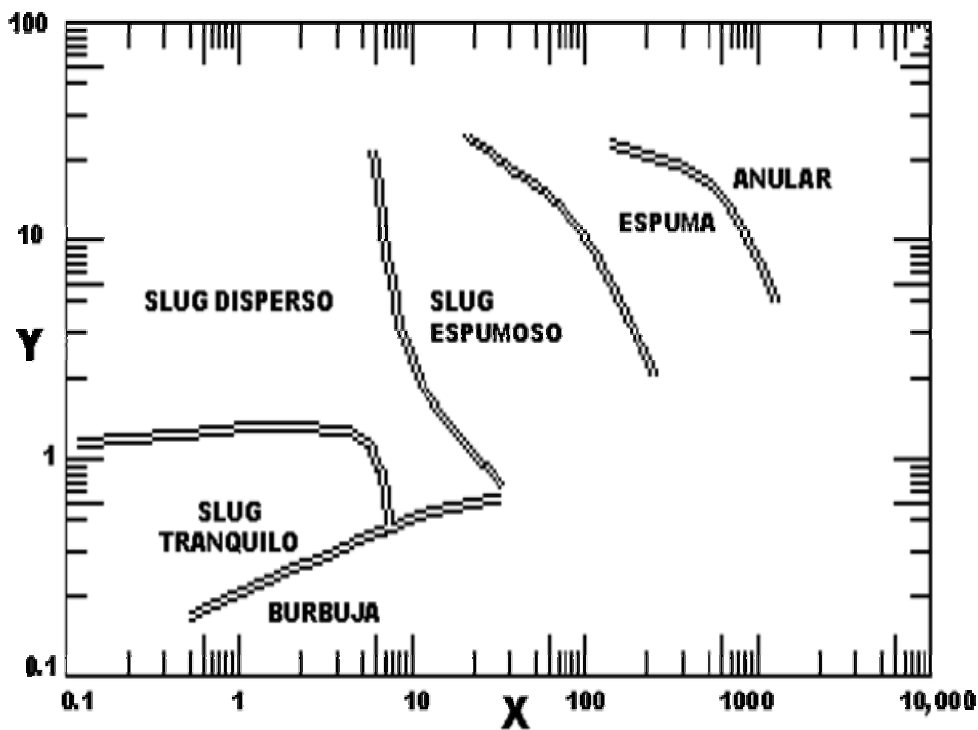
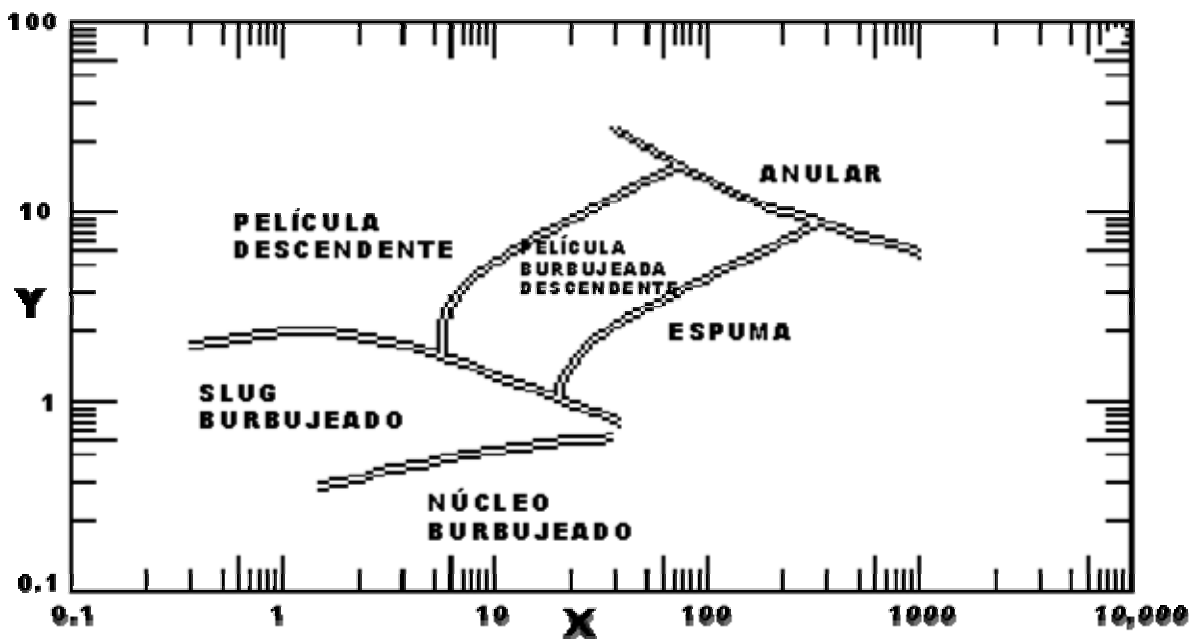


Fig. 42 Mapa de Oshinowo – Charles para flujo descendente.



- b. **Slug burbujeado (Bubbly slug):** se forman slugs de vapor, cuyo extremo superior se ve redondo, debido a la fuerza boyante. Detrás de este slug, se forma una estela de burbujas. Por esta razón los slugs de líquido, al encontrarse entre dos slugs de vapor, presenta burbujas en su seno.
- c. **Película descendente (Flow down layer):** el líquido fluye formando una película delgada adherida a la pared interna del tubo. Dicha película no contiene burbujas. La fase vapor fluye arrastrando unas cuantas gotas de líquido. Existe una tendencia de formar puntos secos en la pared del tubo. La fase líquida arrastra a la fase vapor.
- d. **Película burbujeada descendente (Bubbly Flow down layer):** la diferencia con el anterior, es que la película descendente es más gruesa, lo que permite que contenga burbujas de vapor, que tienden a formar un intercambio, saliendo unas de la película, mientras otras entran. Pueden formarse tapones de líquido en forma ocasional, debido a la gravedad, aunque la tendencia de formar puntos secos es menor.
- e. **Espuma (Froth):** los slugs de vapor se rompen y forman una espuma con la fase líquida.
- f., **Anular (Annular):** Por la alta velocidad de la fase vapor, el líquido forma una película adherida a la pared del tubo, y es arrastrada por la fase vapor, que en cuyo seno se encuentran gotas de líquido.

Fig. 43 Mapa de Oshinowo – Charles para flujo líquido vapor ascendente.



Como se observa en la representación gráfica de las coordenadas de Oshinowo-Charles, la definición de las fronteras para la transición entre los regímenes, se establecen como una zona de incertidumbre y, adicionalmente, las regiones no están perfectamente marcadas en todo el rango de las gráficas. Esto se debe a la dificultad de predicción en los sistemas FLV verticales.

Regímenes, Oshinowo y Charles:

Seguimiento para el cálculo.	
$X = 1432 * \left[\frac{(W_g + W_l)^2}{D^3} \right] * \left[\frac{(\rho_l^{0.5} * \sigma^{1.5})}{\mu_l^2} \right]^{0.25}$	<p>X = Abcisa de Oshinowo-Charles. W_l = Flujo másico de líquido (lb/hr) W_g = Flujo másico de vapor (lb/hr) D = diámetro de la tubería (ft) ρ_l = Densidad de la fase líquida (lb/ft³) μ_l = Viscosidad de la fase líquida (cP) σ = tensión superficial (dinas/cm²)</p>

$Y = \left[\frac{W_g}{W_l} \right]^{0.5}$	Y = Ordenada de Oshinowo-Charles. W _l = Flujo másico de líquido (lb/hr) W _g = Flujo másico de vapor (lb/hr).
--	--

Tabla 16 Oshinowo y Charles

6.3.2.- Flujo a Dos Fases Líquido – Vapor en Tuberías Horizontales.

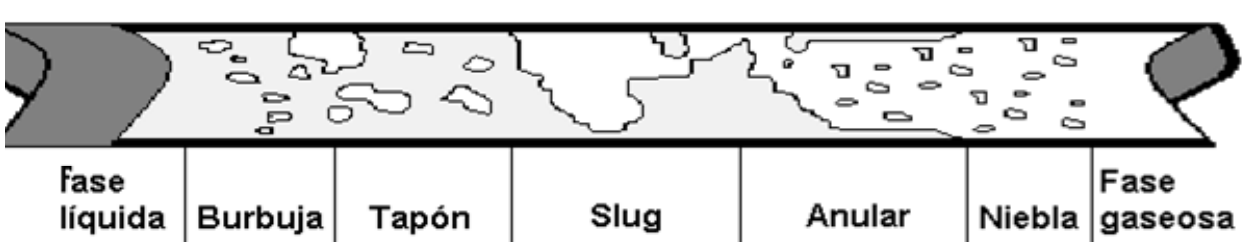


Fig. 44 Ejemplo de la transición de regímenes.

En el flujo líquido - vapor todas las propiedades de transporte (transferencias de masa y calor, velocidad, etc.), son aceleradas y resultan mayores que las que se presentarían en una tubería equivalente con flujo monofásico. Una de las teorías que intentan explicar las altas velocidades encontradas en este tipo de flujo es la llamada "Teoría de los Volúmenes Competitivos", la cual compara la velocidad que tendría solo una fase que ocupara el área flujo con la que se tiene en el flujo líquido - vapor. Se supone que las fases "compiten" por el área disponible. Esta teoría explica, el aumento de la velocidad, pero no el aumento de la caída de presión, pues hay fenómenos adicionales que intervienen en la formación de la interfase, que requiere de energía, tanto para su crecimiento y su movimiento. La interfase debe considerarse para lograr una buena correlación de caída de presión en FLV.

Suposiciones ideales que se hacen en las correlaciones:

1. Se supone que la interfase es lisa. Ya que la interfase está cubierta por un patrón complejo de micro olas, las cuales actúan como una "rugosidad", que también contribuye a la caída de presión.
2. En sistemas horizontales, se supone que la posición de la interfase siempre es horizontal, partiendo de la observación que el líquido se arrastra sobre las paredes de la tubería.

Operación en régimen transiente:

El FLV inherentemente se presenta en un régimen transiente. Una línea larga, con pocas variaciones en su alimentación y condiciones de operación, puede requerir de algunas semanas para alcanzar el régimen permanente. Se ha establecido que el régimen Slug predomina en tuberías largas. Si bien una fase sigue a la otra, no es posible decir que ese patrón sea un régimen permanente. El régimen de flujo en cualquier punto no solo es función de las condiciones físicas en ese punto, sino también de las características físicas de la tubería, incluyendo los accesorios, válvulas o variaciones en el diámetro.

Los patrones Niebla y Slug, deben evitarse:

Al presentarse un patrón de flujo niebla al alimentar una torre de destilación (especialmente, las de vacío), la separación de fases no es posible o se realiza con eficiencia excesivamente bajas. Adicionalmente, cuando se alcanza el flujo niebla, es irreversible, por lo que estas condiciones deben ser evitadas con un buen diseño. La tendencia de los patrones de flujo a cambiar de uno a otro es influenciada por su "historia". Si la tubería cambia de dirección o de elevación, el patrón de flujo cambia, haciendo que el patrón alcanzado sea estable en longitudes equivalentes de 200 a 300 diámetros. El patrón Slug también afecta las operaciones de las torres, pues al ir enviando, alternadamente, cantidades de líquido y gas, lo que baja tremendamente la eficiencia de separación, al no poder establecer un régimen permanente en el equipo. Otros equipos que son afectados en su

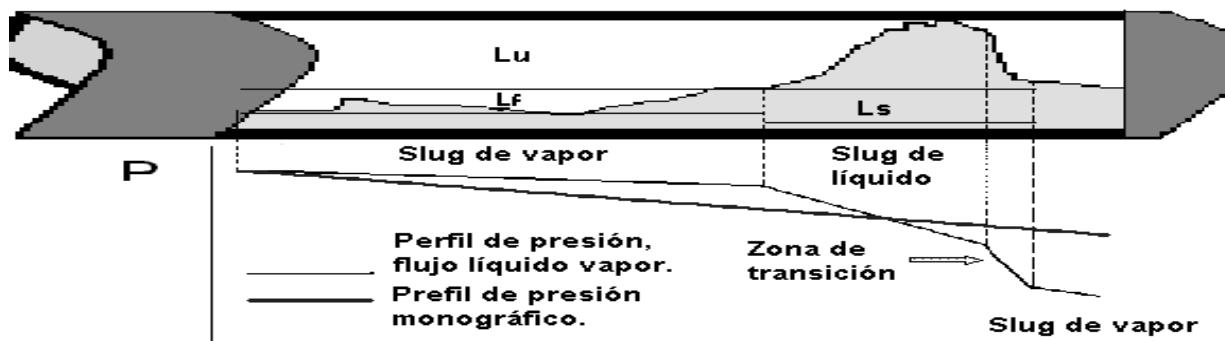
funcionamiento por la presencia del patrón Slug, son los separadores Líquido - Vapor. Cuando la tubería que alimenta al separador es muy larga, como sucede en los separadores instalados en plataformas marinas que reciben la mezcla de plataformas periféricas, la presencia del patrón Slug es muy común y, algunas veces, el tamaño de los slugs sobre pasa el volumen del separador.

Descripción General del flujo Slug: La figura siguiente muestra la "unidad Slug promedio" en un patrón de flujo Slug totalmente desarrollado. La unidad consiste en una "región Slug" de longitud L_s y una "región de película" de longitud L_f . Entonces la longitud total (L_u) del Slug es:

$$L_u = L_f + L_s \quad (147)$$

La región del Slug se propaga por el tubo a una velocidad que es generalmente mayor que la velocidad del líquido en la región de película (Región del slug de vapor), lo que hace que una pequeña cantidad de líquido sea "expulsada" del slug, promoviendo a la formación de una nueva película (Zona de transición). A esta misma zona de transición, una pequeña cantidad de vapor del slug de vapor, se introduce en la fase líquida, lo que provoca turbulencias microscópicas en la zona de transición, obteniendo una caída de presión muy marcada en esta zona. Generalmente, se supone que la película de líquido está libre de fase vapor. La influencia del vapor puede considerarse poco significativa, o bien aparecerá dentro de un factor de ajuste en algunas correlaciones.

Fig. 45 Perfil de Presión Típico en Patrón Slug y Longitud de "Unidad Slug."



La velocidad de propagación de la "Unidad Slug" se puede calcular como:

$$U_s = U_l + U_v \quad (148)$$

U_s = Velocidad de propagación del Slug.

U_l = Velocidad superficial de la fase líquida.

U_v = Velocidad Superficial de la fase vapor.

Dukler da una ecuación alternativa para el cálculo de la velocidad de propagación del Slug:

$$U_s = U_l + U_v + \frac{W}{\rho_l * A * H_l} \quad (149)$$

W = Masa de líquido por unidad de tiempo en la película

A = Área transversal de la tubería

ρ_l = Densidad del líquido

H_l = Holdup de líquido en el slug.

Se supone que en los slugs se alternan en forma homogénea, manteniendo el holdup constante.

6.3.3. - Flujo a Dos Fases Líquido – Vapor en Tuberías Verticales e Inclinadas.

El flujo líquido - vapor vertical es altamente complejo y requiere de un enfoque fenomenológico difícil de establecer, por lo que la perspectiva empírica ha sido preferida para estudiar este tipo de flujo líquido - vapor, definiendo cuatro casos diferentes. Descritos en la tabla 17.

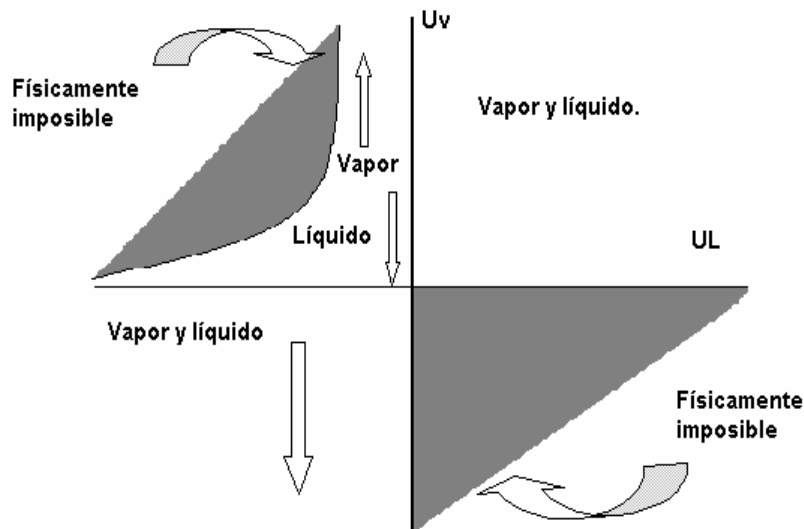


Tabla 17. Casos físicamente posibles e imposibles.

Para los casos del flujo concurrente, el holdup de líquido puede variar entre cero y uno. Para el descendente a contracorriente, el holdup de líquido puede ser cero, pero siempre se mantiene por debajo de uno. Flujo vertical concurrente ascendente	Casos físicamente posibles
Flujo vertical concurrente descendente	
Flujo vertical ascendente a contracorriente (flujo de vapor ascendente y flujo de líquido descendente)	Caso físicamente imposible
Flujo vertical ascendente a contracorriente (flujo de vapor descendente y flujo de líquido ascendente)	

Fig. 46 Casos físicamente posibles e imposibles.

La formación de "rugosidades" en la interfase en el flujo líquido - vapor vertical está más marcado que en el horizontal, tal como puede suponerse al observar las características de los patrones de flujo anular y de película burbujeada descendente.

En resumen, salvo las características mencionadas en los párrafos de arriba que diferencian al flujo líquido vapor vertical del horizontal. Los temas comentados en la sección correspondiente a flujo líquido vapor horizontal son aplicables al vertical.

6.4. - CORRELACIONES DE FLUJO A DOS FASES LÍQUIDO – VAPOR EN TUBERÍAS HORIZONTALES.

Método de Eaton, Knowles y Brown. Correlación obtenida sobre las condiciones de flujo en líneas de 2 a 4" de diámetro, con 1700 pies de longitud. Los fluidos de prueba fueron agua, aceite y condensado como fase líquida y gas natural en la fase gaseosa.

1.- Cálculo del hold up.

$$X = \frac{N_{LV}^{0.575}}{N_{qv} * N_{pd}^{0.0277}} * \left(\frac{P}{14.7} \right)^{0.05} * \left(\frac{N_{L\mu}}{0.00226} \right)^{0.1}$$

$$N_{LV} = 1.938 * V_{sl} * \left(\frac{\rho_L}{\sigma} \right)^{0.25}$$

$$N_{qv} = 1.938 * V_{sg} * \left(\frac{\rho_L}{\sigma} \right)^{0.25}$$

$$N_{pd} = 120.872 * d * \left(\frac{\rho_L}{\sigma} \right)^{0.5}$$

$$N_{L\mu} = 234.018 * \mu_L * \left(\frac{\rho_L}{\rho_L * \sigma} \right)^{0.25}$$

$$x = \frac{\log X - 0.1063}{0.1}$$

$$X = \frac{22737 * (w_g * w_m)^{0.5}}{\mu_g * d^{2.25}}$$

Si $X < 60,000$

$$C = 819194 - 399981.7 * d + 2,838.8 * d^2 - 73.26 * d^3$$

$$y = 0.01 * C$$

Si $C \geq X$

$$y = (21.525 - 1.55934 * d + 0.02278 * d^2 + 0.00131 * d^3) * X^{-0.49}$$

2.- Cálculo del factor de fricción:

$$f_{tp} = y * \left(\frac{w_L}{w_m} \right)^{0.01}$$

3. Propiedades de la mezcla:

$$w_m = w_L + w_g$$

$$\rho_m = \rho_L * \lambda + \rho_g * (1 - \lambda)$$

$$V_g = V_{sg} * (1 - HL)^{-1}$$

$$V_L = V_{sL} * (HL)^{-1}$$

$$\lambda = \frac{Q_L}{Q_L + Q_g}$$

4. - Cálculo de la caída de presión.

$$\frac{\Delta P}{\Delta L} = \frac{43.539 * f_{tp} * w_m^2}{\rho_m * d^5 * (1 - Ek)}$$

$$Ek = \frac{w_L * \Delta_{vL}^2 + w_g * \Delta_{vg}^2}{9266.1 * \left(\frac{w_L}{\rho_L} + \frac{w_g}{\rho_g} \right) * \Delta P}$$

	$\Delta v_L^2 = v_{L2}^2 - v_{L1}^2$	
	$\Delta v_g^2 = v_{g2}^2 - v_{g1}^2$	
d: Diámetro (in)		N_{gv} : Número de la velocidad del gas
HL: Holdup con deslizamiento		ρ_L : Densidad de la fase líquida, lb/ft ³
N_{Lv} : Número de la velocidad del líquido		W_L : Gasto másico del líquido, lb/s
N_{pd} : Número del diámetro		σ : Tensión superficial, dinas/cm*s
V_m : Velocidad de la mezcla, ft/s		ρ_g : Densidad de la fase vapor, lb/ft ³
V_L : Velocidad del líquido en el FLV, ft/s		$\Delta P/\Delta L$: Gradiente de presión, psia/ft
V_{sl} : Velocidad superficial fase líquida, ft/s		f_{fp} : Factor de fricción de dos fases
ρ_m : Densidad de la mezcla, lb/ft ³		QL: Flujo volumétrico del líquido, ft ³ /s
λ : Holdup sin deslizamiento		Qg: Flujo volumétrico del vapor, ft ³ /s
1,2: Subíndices que denotan entrada y salida respectivamente		$N_{L\mu}$: Número de la viscosidad del líquido
w_m : Gasto másico de la mezcla, lb/s		v_g : Velocidad del vapor en el FLV, ft/s
W_g : Gasto másico del vapor, lb/s		v_{sg} : Velocidad superficial fase vapor, ft/s

Tabla 18 Método de Baker-Jardine.

6.5.- CORRELACIONES DE FLUJO A DOS FASES LÍQUIDO – VAPOR EN TUBERÍAS VERTICALES.

Las correlaciones de flujo líquido vapor en tuberías verticales dependen fuertemente del patrón de flujo en el que se encuentre el sistema, por lo que la mayoría son específicas. En estos apuntes, se menciona solo una de ellas. La bibliografía incluye las referencias en las que el lector interesado puede documentarse sobre el tema.

Método de Beggs y Brill.

Desarrollaron su correlación a partir de pruebas de laboratorio, de acuerdo con la siguiente metodología:

$$V_{tp} = V_{sg} + V_{sl}$$

$$\lambda = \frac{v_{sg}}{v_{tp}}$$

$$\rho_{tp} = \rho_L \lambda + \rho_g (1 - \lambda)$$

$$\rho_{tp} = \rho_L HL + \rho_g (1 - HL)$$

$$\frac{\Delta P}{\Delta L} = \frac{1}{144} \left[\frac{\rho_m g \sin \theta + \frac{f_{tp} \rho_m V_m^2}{5.362 * d}}{1 - \frac{V_m * V_{sg} * \rho_m}{144 * gc * P}} \right]$$

En este método, el cálculo del Holdup de líquido con y sin deslizamiento es igual que en el método de Eaton (flujo horizontal), pues si $\theta = 0$, el modelo aplica para horizontal. El cálculo del flujo horizontal e inclinado, el holdup con deslizamiento no requiere corrección. Si el flujo es vertical, la corrección se hace como sigue:

$$HL = HT X'$$

$$H_T = \frac{a \lambda^b}{N F r^c}$$

$$NFr = 77349 \frac{Wm^2}{\rho_{tp}^2 * d^5}$$

$$X' = 1 + 0.3 C$$

$$C = (1 - \lambda) \ln (d \lambda e N L v f N F r g)$$

Régimen de flujo	a	b	c	d	e	f	g
Segregado	0.9800	0.4846	0.0868	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
Intermitente	0.8450	0.5351	0.0173	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
Distribuido	1.0650	0.5824	0.0609	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
Segregado Ascendente	1.0000	1.0000	1.0000	0.0110	-3.7680	3.5390	-1.6140
Intermitente Ascendente	1.0000	1.0000	1.0000	2.9600	0.3050	-0.4473	0.0978
Distribuido Ascendente	1.0000	1.0000	1.0000	C = 0			
Todos Descendentes	1.0000	1.0000	1.0000	4.7000	-0.3692	0.1244	-0.5056

d = Diámetro (in)

HL = Holdup con deslizamiento.

Q_g = Flujo volumétrico del vapor (ft³/s)

v_{sg} = Velocidad superficial fase vapor (ft/s)

N_{LV} = Número de la velocidad del líquido

v_g = Velocidad del vapor flujo L - V (ft/s)

w_L = Gasto másico del líquido (lb/s)

Densidad de la mezcla (lb/ft³)

ρ_g = Densidad de la fase vapor (lb/ft³)

σ = Tensión superficial (dinas/cm * s)

v_L = Velocidad del líquido F L - V (ft/s)

v_{SL} = Velocidad superficial fase líquida (ft/s)

f_{tp} = Factor de fricción de dos fases

Q_L = Flujo volumétrico del líquido (ft³/s)

v_L = Velocidad del líquido F L - V (ft/s)

v_{SL} = Velocidad superficial fase líquida (ft/s)

v_m = Velocidad de la mezcla (ft/s)

w_m = Gasto másico de la mezcla, (lb/s)

w_g = Gasto másico del vapor (lb/s)

ρ_L = Densidad de la fase líquida (lb/ft³)

λ = Holdup sin deslizamiento

$\Delta P/\Delta L$ = Gradiente de presión (psia/ft)

v_{sg} = Velocidad superficial fase vapor (ft/s)

$\rho_{tp} =$

Tabla 19. Método de Beggs y Brill.

6.6.- CORRELACIONES GENERALES DE FLUJO A DOS FASES LÍQUIDO – VAPOR.

Como ya se vio, las correlaciones para el cálculo de la caída de presión se han desarrollado para casos específicos, dependiendo del régimen de flujo y de la posición de la tubería. Si bien se comentaron correlaciones que incluyen el ángulo de inclinación de la tubería, no pueden considerarse generales, debido a que su origen es un rango de datos muy limitado.

Las correlaciones generales deben tener las siguientes características:

- 1.- Ser aplicable a un amplio rango de longitudes de tubería.
- 2.- Ser aplicable a un rango amplio de diámetros.
- 3.- Ser aplicable a FLV horizontal, vertical e inclinado.
- 4.- Ser aplicable a todos los regímenes de flujo.
- 5.- Tener un rango de incertidumbre aceptable.

Como puede deducirse fácilmente, cumplir con las cinco características es muy complicado, sobre todo en la última. Si se requiere reducir la incertidumbre, es conveniente utilizar una correlación específica.

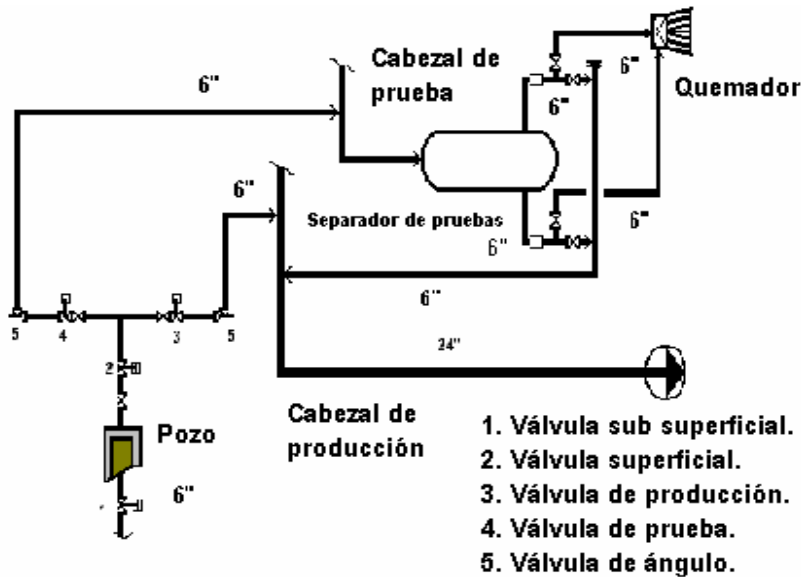


Figura 47 Esquema de Pozos y Cabezales de Prueba y Producción.

Muchos ingenieros de diseño han preferido sacrificar la minimización de incertidumbre por facilidad de operación de los modelos. La falta de certidumbre se ha sustituido por la *experiencia*, etc., con el fin de determinar el diámetro adecuado en la tubería a diseñar. Otra tendencia es aquella en considerar un *standard*, y proponer para todos los casos un diámetro fijo. El ejemplo más claro es el "árbol de navidad" en un pozo petrolero, donde las líneas que salen de él son siempre del mismo diámetro y lo mismo sucede con los cabezales de producción y prueba. Como se observa en la figura, las líneas de producción y de prueba que salen de cada línea tienen un diámetro de 6" nominal. El cabezal de prueba tiene un valor en el diámetro también de 6" nominal, debido a que solo se prueba un pozo a la vez. Las líneas que salen del separador de prueba son de 6", pues se considera que si solo hay aceite o solo hay gas y este flujo monofásico pasa por 6", no requiere de calcularse un diámetro para cada fase. Este tipo de diseño no considera el cálculo de líneas, pues las caídas de presión no son importantes, pues un pozo nuevo genera presiones del orden de 10,000 a 12,000 Psig y en la declinación del pozo se obtienen presiones de 500 a 750 Psig. Se han establecido varias estrategias para atacar la caída de presión del pozo, que incluyen:

- ❑ Bombeo Neumático.
- ❑ Inyección de agua.
- ❑ Instalar equipo de producción en la cercanía del pozo.

Las estrategias se consideran adecuadas, pues la energía del pozo resulta muy barata y cuando se requiere aplicar energía, el costo de su generación resulta económicamente viable, debido al costo del crudo que se recupera.

Hasta aquí, parece que encontrar correlaciones generales es poco menos que imposible. Sin embargo, la práctica de la ingeniería ha preferido dos, que corresponden a distintos enfoques:

- 1.- Correlación de Lockhart-Martinelli:
- 2.- Correlación de Dukler II.

6.6.1. - Correlación de Lockhard – Martinelli:

La de Lockhard – Martinelli es la correlación general de FLV más antigua y por muchos años fue la favorita para realizar cálculos, debido a su facilidad matemática. Es una correlación cuyos resultados tienen una incertidumbre muy alta, pero tiene la virtud de racionalizar y generalizar el fenómeno de FLV, utilizando una relación entre las caídas de presión que generarían las fases si se encontraran solas en el conducto.

La ecuación de Lockhart – Martinelli es:	
$\Delta P_{1002f} = \Delta P_{100vapor} \Phi^2$	
$\Phi = a X^b$	
$\Delta P_{1002f} =$	Caída de presión de las dos fases (PSI)
$\Delta P_{100vapor} =$	Caída de presión considerando solo la fase vapor (PSI)
$\Phi =$	Módulo de flujo a dos fases.
$a =$	Constante dependiente del flujo a dos fases y el área transversal del tubo.
$b =$	Constante que depende del régimen de flujo.
$X =$	Módulo de Lockhart – Martinelli.
El Módulo de Lockhart – Martinelli se define como sigue:	
$X =$	$\frac{\Delta P_{100liquido}}{\Delta P_{100vapor}}$
$\Delta P_{100liquido}:$	Caída de presión considerando solo la fase líquida, (PSI)

Tabla 20. Método de Lockhart Martinelli.

Como se observa, el procedimiento para usar la correlación de Lockhart – Martinelli es bastante sencillo. La dificultad mayor estriba en calcular las caídas de presión cuando se consideran las fases solas. El flujo de gases en tuberías está representado por la ecuación de Bernoulli, en su forma de incrementos diferenciales. Debido a la dificultad de resolver la integral que incluye la funcionalidad de la densidad con la presión, se han establecido formas más rápidas de cálculo, como por ejemplo la ecuación análoga a la de Darcy, para calcular la caída de presión.

$$\Delta P(\text{Psi}) = \frac{0.000,336 * f * \left(W \left(\frac{\text{lb}}{\text{hr}} \right) \right)^2}{(d(\text{in})^5) * \rho \left(\frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right)} \quad (150)$$

ΔP = Caída de presión en 100 pies de tubería (Psi)

f = Factor de fricción.

W = Flujo másico.

d = Diámetro interno.

ρ = Densidad del fluido.

Para flujo turbulento el factor de fricción Blazius, determinó la siguiente ecuación:

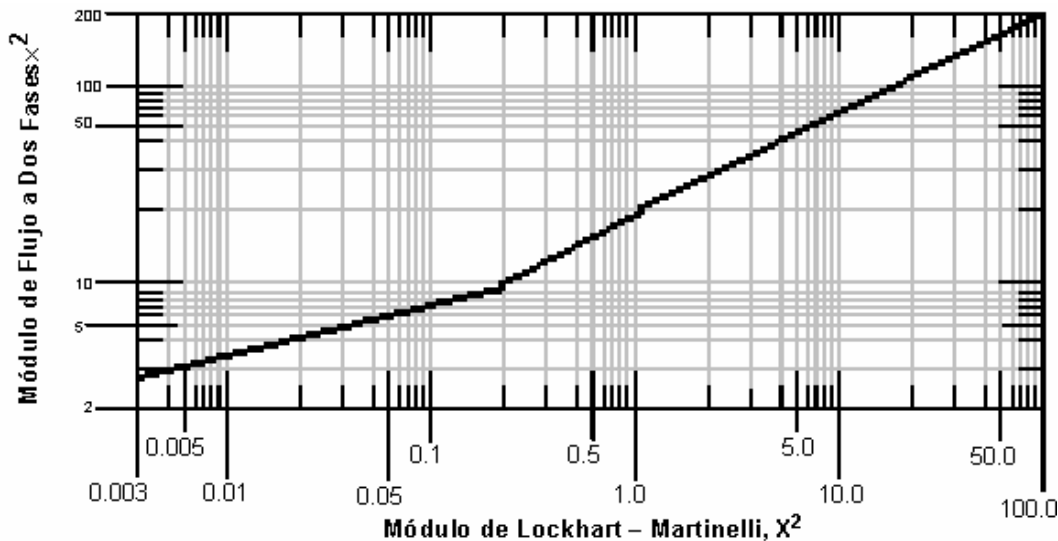
$$f_i = \frac{0.046}{(\text{NRe})_i^{0.2}} \quad (151)$$

$$f_v = \frac{0.046}{(\text{NRe})_v^{0.2}}$$

f = Factor de fricción.

NRe = Número de Reynolds.

Fig. 48 Módulo de Lockhart – Martinelli. Kern Robert. *Practical piping design*. Chemical Engineering. June 23 1975.



Se siguen los siguientes pasos para realizar el cálculo de cada régimen de flujo:

FLUJO DISPERSO, FLUJO BURBUJA Y FLUJO SLUG.

Se presenta cuando casi todo el líquido se "sprea" y es arrastrado por el gas

$$Bx = 531 * \frac{W_l}{W_v} * \left(\frac{\sqrt{\rho_l * \rho_v}}{\rho_l^{\frac{2}{3}}} \right) * \left(\frac{\mu_l^{\frac{1}{3}}}{\sigma_l} \right)$$

$$X_2 = \left(\frac{W_l}{W_g} \right)^2 * \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right) * \left(\frac{f_l}{f_v} \right)$$

$$NRe = \frac{W \left(\frac{lb}{hr} \right) * 6.31}{d(in) * \mu(cP)}$$

$$\Delta P(Psi) = \frac{0.000,336 * f * \left(W \left(\frac{lb}{hr} \right) \right)^2}{(d(in)^5) * \rho \left(\frac{lb}{ft^3} \right)}$$

W = Masa velocidad (lb / hr.)
 f = Factor de fricción.
 d = Diámetro de tubería (in)
 μ = Viscosidad (cP)
 ρ = Densidad (lb / ft³)
 σ = Tensión superficial (dina/cm)
 l = Referente a la fase líquida.
 v = referente a la fase vapor.
 NRe = Número de Reynolds
 Bx = Abscisa de Baker.
 X = Módulo de Lockhart Martinelli.
 ΔP = Caída de presión

FLUJO ESTRATIFICADO.

En las líneas horizontales, el líquido fluye en la parte baja de la tubería, mientras que se forma una ligera interfase en la parte superior de fluido. La correlación para resolver este tipo de fluidos, es el mapa de Baker. Figura 39

FLUJO CON OLAS.

Este fluido es similar al estratificado, excepto en la interfase donde las olas se mueven en la misma dirección que el fluido líquido. Se utiliza el método de Scheneider – White – Huntington para calcular las pérdidas por cada unidad. La correlación: H_x

$$H_x = \frac{W_l}{W_v} * \frac{\mu_l}{\mu_g}$$

W = Masa velocidad (lb / hr.)
 μ = Viscosidad (cP)
 H_x = Correlación de Huntington.

Con este valor, se lee en la figura 49, el factor de fricción, para sustituirlo en la ecuación siguiente y encontrar así el número de Reynolds.

$\Delta P(\text{Psi}) = \frac{0.000,336 * f_H * \left(W_{VAPOR} \left(\frac{\text{lb}}{\text{hr}} \right) \right)^2}{(d(\text{in}))^5 * \rho_{VAPOR} \left(\frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right)}$	
FLUJO TAPÓN.	
Se desarrolla cuando la interfase es alto en la sección transversal de tubería. Las olas se congregan en la parte alta y tocan la pared más alta de la sección transversal de tubería. Aquí, los tapones se alternan con los tapones de gas y el líquido los encierra cerca del movimiento superior de la pared a lo largo de la línea horizontal.	
$\Delta P_{100}(\text{Psi}) = \frac{1.346 * f * \rho_r * Q^2(\text{gpm})}{(d(\text{in}))^5}$	
FLUJO ANULAR.	
Este flujo se desarrolla cuando el líquido forma una película ó un anillo alrededor de la pared de la tubería, el gas fluye a altas velocidades por el área central de la línea de corriente.	
$B_x = 531 * \frac{W_l}{W_v} * \left(\frac{\sqrt{\rho_l * \rho_v}}{\rho_l^{\frac{2}{3}}} \right) * \left(\frac{\mu_l^{\frac{1}{3}}}{\sigma_l} \right)$ $B_y = \frac{2.16 * W_v}{A * \sqrt{\rho_l * \rho_v}}$ $X^2 = \frac{\Delta P_{100 \text{ LÍQUIDO}}}{\Delta P_{100 \text{ VAPOR}}}$	<p>W = Masa velocidad (lb / hr.) μ = Viscosidad (cP) ρ = Densidad (lb / ft³) σ = Tensión superficial (DINA / cm) l = Referente a la fase líquida. v = referente a la fase vapor. Bx = Abscisa de Baker. By = Ordenada de Baker. X = Módulo de Lockhart Martinelli. ΔP = Caída de presión. A = Área de la tubería (ft²)</p>
TABLA 21	

Para utilizar la correlación de Lockhart - Martinelli se usa el diagrama del mismo nombre.

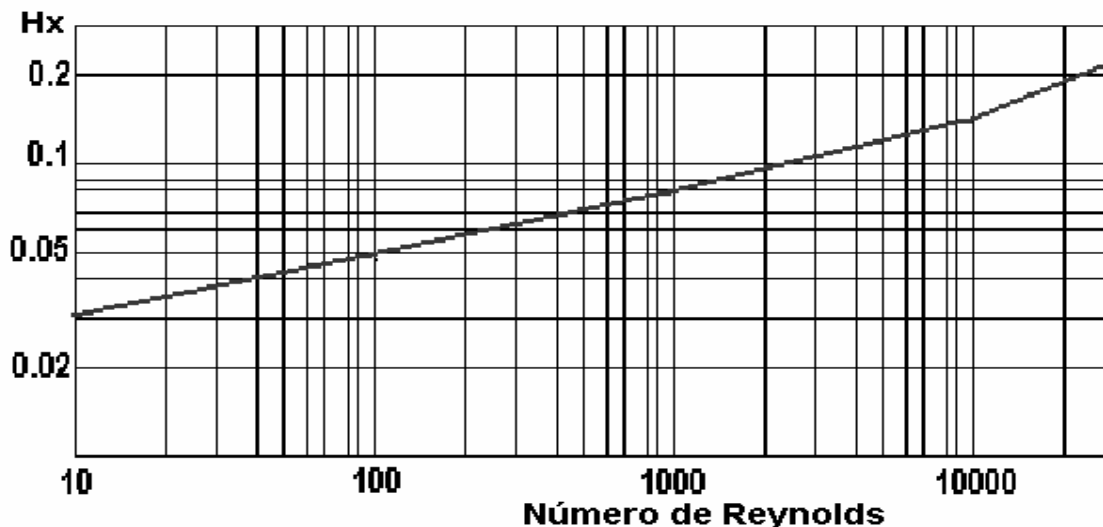


Fig. 49. Nomograma de Huntington Hx Ref. Kern Robert. *Practical piping design*. Chemical Engineering. June 23 1975.

Correlaciones para flujo a dos fases. Tabla 22	
Niebla.	Usar la correlación de Lockhart Martinelli. (Fig. 53) Y la ecuación. $\Delta P_{1002f} = \Delta P_{100vapor} \Phi^2$
Burbuja.	$\phi = 14.2 X^{0.75}$
Slug.	$\phi = 1190 X^{0.815}$
Estratificado.	$\phi = 15400 X$
Tapón.	$\phi = 27.315 X^{0.865}$
Anular.	$\phi = aX^b$ $a = 4.8 - 0.3125 D$ $b = 0.343 - 0.021 D$ D_i (in) Para $D_i > 12$ in. Ó mayores, usar $D = 10$

6.6.2.- CORRELACIÓN DE DUKLER.

La metodología está basada en el método denominado Dukler II y es aplicable a tuberías verticales, horizontales e inclinadas, sin importar la región de Baker donde se encuentre el flujo. Este método se recomienda como el mejor método general. Todo el método hace la suposición que no existe el deslizamiento (slip) entre fases.

Para realizar el cálculo con esta correlación, es necesario contar con los siguientes datos:

- ❑ Flujo másico de la fase líquida (W_L), en lb/s.
- ❑ Flujo másico de la fase gaseosa (W_G), en lb/s.
- ❑ Presión de entrada (P_1), en Psia.
- ❑ Temperatura de operación (T), en Ranking.
- ❑ Densidad de la fase líquida (ρ_L), en lb/ft³, evaluada a P y T de operación.
- ❑ Densidad de la fase gaseosa (ρ_G), en lb/ft³, evaluada a P y T de operación.
- ❑ Viscosidad de la fase líquida (μ_L) en cP, evaluada a P y T de operación.
- ❑ Viscosidad de la fase gaseosa (μ_G) en cP, evaluada a P y T de operación.
- ❑ Angulo de inclinación de la tubería (θ), en grados.

Se siguen los siguientes pasos para realizar el cálculo:

1. - Se supone un diámetro (D) (ft) por el que fluirán las dos fases.
2. - De tablas, o por cálculo geométrico, se determina el área de flujo A_p (ft²)
3. - Se calculan las velocidades independientes de las dos fases:

$$V_{SL} = \frac{W_L}{\rho_L * A_p} \quad V_{SG} = \frac{W_G}{\rho_G * A_p}$$

4. - Se calcula el *Holdup* de la fase líquida:

$$\lambda = \frac{V_{SL}}{V_{SL} + V_{SG}}$$

- 5.- Se calculan las propiedades de la mezcla de dos fases (Considerando que no existe deslizamiento):

$$\rho_{2f} = \lambda \rho_L + (1 - \lambda) \rho_G$$

$$\mu_{2f} = \lambda \mu_L + (1 - \lambda) \mu_G$$

6. - Se calcula el flux másico:

$$GT = \frac{WT}{A_p}$$

- 7.- Se calcula el número de Reynolds (Considerando que no hay deslizamiento).

$$NRe_{2f} = \frac{GT * D}{\mu_{2F}}$$

8. - Se calcula el factor de fricción con la ecuación de Colebrook.

$$\frac{1}{f^{0.5}} = -2 * \log \left(\frac{2.51}{NRe * f^{0.5}} + \frac{\left(\frac{\epsilon}{D}\right)}{3.7} \right)$$

9.- Se calcula la caída de presión para dos fases:

$$\Delta P_{2F} = f_{2f} * GT^2 * (2 * gc * \rho_{2f} * D)^{-1} * \left(\frac{1}{144}\right)$$

10.- Se calcula el factor A_c :

$$A_c = \frac{GT * V_{2f}}{gc * P}$$

11.- Se calcula la variación de presión con respecto a la longitud:

$$\frac{\partial P}{\partial Z} = \frac{\left[(\Delta P_{2f}) + \alpha * \left(\rho_{2f} * \frac{g}{gc} \right) * \left(\frac{1}{144} \right) \right]}{(1 - A_c)}$$

A_P = Área de flujo (ft²)

V_{SG} = Velocidad de la fase gaseosa (ft/s)

μ_{2f} = Viscosidad de la mezcla de fases, (cP)

W_T = Flujo másico total ($W_G + W_L$, lb/hr)

N_{Re2f} = Número de Reynolds de las dos fases

gc : Constante de ingeniería, 32.2 [lbm ft/ (lbf s²)]

V_{2f} = Velocidad para las dos fases (ft/s)

P/z : Variación de presión respecto a la longitud. (Psi/ft)

g : Aceleración de la gravedad (32.2 ft/s²)

Tabla 23 Correlación De Dukler.

V_{SL} = Velocidad de la fase líquida (ft/s)

λ = Holdup de la fase líquida.

ρ_{2f} = Densidad de la mezcla de dos fases. (lb/ft³)

G_T = Flux másico (lb/hr ft²)

ΔP_{2f} : Caída de presión para las dos fases (Psi).

A_c = Factor de cálculo

P = Presión de operación (Psia)

α : Seno del ángulo de inclinación de la tubería.

Para calcular la caída de presión, existe otra correlación, que también es de Baker. (Aunque es más utilizada hoy en día, es la anterior.) Esta correlación, nos da una aproximación muy rápida.

Tabla 24. Cuando el dato sea el flux másico y no la masa velocidad.

Seguimiento para el cálculo.	
$Bx = \beta * \Psi$	Calcular la abscisa del mapa de Baker. "Abscisa de Baker." W_l = Flujo másico de líquido (lb/hr) W_g = Flujo másico de vapor (lb/hr)
$\beta = \left(\left(\frac{\rho_g}{0.075} \right) * \left(\frac{\rho_l}{62.3} \right) \right)$ $By = \frac{Gv}{\beta}$	Parámetro de densidad de Baker. ρ_l = Densidad de la fase líquida (lb/ft ³) ρ_g = Densidad de la fase vapor (lb/ft ³)
$\Psi = \left(\frac{73}{\sigma} * \left(\mu_l * \left(\frac{62.3}{\rho_l} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)$	Ψ = Parámetro de viscosidad de Baker ρ_l = Densidad de la fase líquida (lb/ft ³) σ = tensión superficial, dinas/cm ² μ_l = Viscosidad de la fase líquida, cP.
Para el cálculo del cociente del slip	y la fracción de vacío,
$S_{slip} \equiv \frac{\text{velocidad del vapor}}{\text{velocidad del líquido}}$	$\epsilon \equiv \frac{\text{volumen vapor}}{\text{volumen total}}$

<p>La equivalencia de flujo X:</p> $X \equiv \frac{\text{velocidad de flujo másico vapor}}{\text{velocidad de flujo másico total}}$	<p>La relación entre las densidades.</p> $\rho_T = X * \rho_v + (1 - X)\rho_L$ <p>Con todas estas definiciones, tenemos que podemos definir al slip como:</p> $S \equiv \frac{V_v}{V_L} \equiv \frac{X}{1 - X} * \frac{1 - \epsilon}{\epsilon} * \frac{\rho_L}{\rho_v}$
---	---

Tabla 25 Relaciones para determinar el flujo slip.

PARA CALCULAR LA CAÍDA DE PRESIÓN EN FLUJO A DOS FASES LÍQUIDO VAPOR, ISOTÉRMICO.

Tabla 26

<p>Cálculo del volumen específico.</p> $v = v_L \left(1 + \frac{X}{v_L} * (v_v - v_L) \right)$ $\left(\frac{\Delta P}{\Delta L} \right)_{\text{total}} = \frac{\frac{f * G_{vL}^2}{2 * gc * D} * \left[1 + x \left(\frac{V_v}{V_L} - 1 \right) \right] + \frac{G_{vL}^2}{gc} \left(\frac{V_v}{V_L} - 1 \right) \frac{\Delta x}{\Delta L} + \frac{g}{gc v_L \left(1 + x \left[\frac{V_v}{V_L} - 1 \right] \right)}}{1 + x \frac{G^2}{gc} \left(\frac{\Delta V_v}{\Delta P} \right)}$ <p>G = flux másico. $\frac{\text{lbm}}{\text{ft}^2 * \text{seg.}}$ v = Volumen específico $\frac{\text{ft}^3}{\text{lb}_m}$ D = Diámetro (ft)</p>
<p>Cambio de presión superficial del vapor.</p> $\left(\frac{\Delta P}{\Delta L} \right)_{vs} = \left(\frac{-\rho_v * V_{vs}^2 * f_{vs}}{2 * gc * D} \right) \quad \left(\frac{\Delta P}{\Delta L} \right)_{Ls} = \left(\frac{-\rho_L * V_{Ls}^2 * f_{Ls}}{2 * gc * D} \right)$

6.7. - RECOMENDACIONES PARA EL USO DE LAS CORRELACIONES.

a. **Método de Dukler II.** Esta correlación, se inicia con un análisis de similaridad, a desarrollarse en tres diferentes formas:

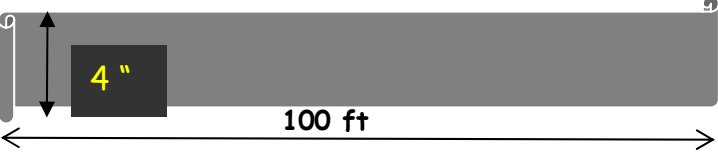
- 1.- Análisis dimensional, donde se realizan experimentos y se obtienen grupos adimensionales.
- 2.- Similitud en cuanto a ecuaciones básicas, éste método usa las ecuaciones básicas de flujo, transformándolas a formas adimensionales, se identifican grupos adimensionales y sus relaciones funcionales, la correlación de Dukler, es un ejemplo de este tipo de análisis.
- 3.- Análisis de similaridad, donde se reducen el número de grupos adimensionales por medio de un análisis geométrico, cinemática y dinámico.

b. **Método de Beggs y Brill.** Este es un desarrollo académico estrictamente, con diámetros de 1 y 1.5", el flujo de gas fue variado, desde cero, hasta 300 mscfd, para la fase líquida desde 0 a 30 gpm. Y presiones promedio desde 35 a 95 Psia. Su uso se recomienda para diámetros no mayores a 6" y los fluidos a utilizar, consideran una desviación de comportamiento de fluidos derivados del petróleo.


c. **Método de Eaton, Knowles & Brown.** Trabajo realizado sobre una línea de 2" y 4" de diámetro, y de 1700 ft de longitud. Limitada al uso en aceites ligeros y con sistemas de diámetro no mayor a 4". No se recomienda a sistemas que se alejen de estas condiciones, ya que puede trabajar de forma inadecuada, en el caso de la caída de presión.

d. **Método de Baker.** Correlación obtenida en conductos que operan en el mar del norte, donde existen hidrocarburos ligeros, estos sistemas tienen proporciones de flujo líquido – gas alrededor del 10%. Esta correlación se recomienda para sistemas de aceite ligero, sistemas de gas y condensados. No es válido el limitar esta correlación a este tipo de casos, pero el extrapolarlo a zonas donde no se ha probado, como pueden ser sistemas de aceites pesados, provocaría tener una gran incertidumbre, ya que al aumentar el valor de este parámetro se puede dar otro tipo de patrón de flujo, lo que llevaría a tener errores en el cálculo de HL y arrastrar errores.

6.8. - EJERCICIOS FLUJO A DOS FASES LÍQUIDO – VAPOR.

Ejercicio uno.		Tiempo (θ) 0:44'35
1.- Calcular las pérdidas por fricción en una tubería de 4" cédula 40 (acero comercial), por la que pasan 30,000 kg. / hr. De un líquido que pasa con una densidad de 500 kg. / m ³ , una viscosidad de 0.11 cP. Y la $\sigma = 5.07$ dinas / cm ² Por la misma línea viajan vapores a 5000 kg / hr con una densidad de 27 kg / m ³ y una viscosidad de 0.0105 cP.		
		
2.- Ecuaciones.		0:47'89
Ecuaciones de la tabla 13.		
$NRe = \frac{W * 35.5}{D * \mu}$	29.8	
3.- Procedimiento de cálculo.		1:58'14
1.- Seguir el procedimiento de Baker. 2.- Se calcula el número de Reynolds. 3.- De la gráfica de Moody, se obtiene f. 4.- Se calcula la caída de presión.		
4.- Datos.		3:16'21
$\phi = 4$ " cédula 40 $D_i = 4.026$ in $E / D = 0.00045$ $WL = 30,000$ kg. / hr. $WV = 5000$ kg / hr.	$\sigma_L = 5.07$ dinas / cm ² $\rho_G = 27$ kg / m ³ $\mu_G = 0.0105$ cP. $\rho_L = 500$ kg. / m ³ , $\mu_L = 0.11$ cP.	
5.- Factores de conversión.		3:58'57
$\rho_L = 500 \frac{\text{kg}_m}{\text{m}^3} * \left(\frac{0.3048 \text{ m}}{1 \text{ ft}} \right)^3 * \frac{2.2 \text{ lb}}{1 \text{ kg}} = 31.1485 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$ $\rho_V = 27 \frac{\text{kg}_m}{\text{m}^3} * \left(\frac{0.3048 \text{ m}}{1 \text{ ft}} \right)^3 * \frac{2.2 \text{ lb}}{1 \text{ kg}} = 1.6820 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$ $D = 4.026 \text{ in} * \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}} = 0.3355 \text{ ft}$ $\mu_g = 0.0105 \text{ cP} * \frac{6.072 \text{ E} - 4 \frac{\text{lbm}}{\text{ft} * \text{seg.}}}{1 \text{ cP}} = 6.3 \text{ E} - 6$		

$A = 12.7303 \text{ in}^2 * \left(\frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}} \right)^2 = 0.0884 \text{ ft}^2$ $WL = 30000 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} * \frac{2.2 \text{ lb}}{1 \text{ kg}} = 66,000 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$	
6.- Resolución.	
$\Psi = \left(\frac{73}{5.07} * \left(0.11 * \left(\frac{62.3}{31.1485} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right) = 9.5513$	0:25'31
$\beta = \left(\left(\frac{1.6820 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{0.075} \right) * \left(\frac{31.1485 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{62.3} \right) \right) = 11.2118$	0:33'12
$B_x = \frac{66000 * 11.2118 - 9.5513}{5000} = 148$	0:38'31
$B_y = \frac{5000}{11.2118} = 446$	0:21'32
$GT = (66,000 + 5000) \frac{\text{lb}}{\text{hr}} = 71000 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$	0:36'59
$NRe(\text{gas}) = \frac{5,000 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} * \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ seg}} * 35.5}{0.3355 \text{ ft} * 6.3 \text{ E} - 6 \frac{\text{lb}_m}{\text{ft} * \text{seg}}} = 2.3 \text{ E}7$	0:47'73
$F = 0.017$	0:38'89
Calculando la velocidad.	3:22'90
$G_{\text{gas}} = \frac{W_{\text{gas}}}{A} = \frac{5000 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}}{1.0608 \text{ ft}^2} = 4713.1646 \frac{\text{lb}_m}{\text{ft}^2 * \text{hr}}$ $U_{\text{gas}} = \frac{G_{\text{gas}}}{\rho_{\text{gas}}} = \frac{4713.1646 \frac{\text{lb}_m}{\text{ft}^2 * \text{hr}} * \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ seg.}}}{1.682 \frac{\text{lb}_m}{\text{ft}^3}} = 0.7783 \frac{\text{ft}}{\text{seg.}}$ $\Delta P_{100 \text{ m}} = HFS * \rho = 1.4527 \frac{\text{lb}_f * \text{ft}}{\text{lb}_m} * 1.682 \frac{\text{lb}_m}{\text{ft}^3} = 2.4434 \frac{\text{lb}_f}{\text{ft}^2}$ $\frac{\Delta P_{100 \text{ m}}}{\rho} = HFS = \frac{100 \text{ m} * \left(\frac{30.48 \text{ ft}}{1 \text{ m.}} \right) * 0.017 * \left(0.7783 \frac{\text{ft}}{\text{seg.}} \right)^2}{0.3355 \text{ ft} * 2 * 32.2 \frac{\text{lb}_m * \text{ft}}{\text{lb}_f * \text{seg}^2}} = 1.4527 \frac{\text{lb}_f * \text{ft}}{\text{lb}_m}$	
7.- Factor de conversión	1:14'28
$\Delta P_{100 \text{ m}} = 2.4434 \frac{\text{lb}_f}{\text{ft}^2} * \frac{1 \frac{\text{lb}_f}{\text{in}^2}}{144 \frac{\text{lb}_f}{\text{ft}^2}} = 0.017 \text{ Psia}$	
8.- Resultado.	13:04'11
El flujo es estratificado. Y la caída de presión en 100 m. Es de 0.017 Psia.	

Ejercicio dos.						Tiempo (θ)
Una mezcla de vapor saturado y líquido al 10 % volumen, presenta una presión de 1000 Psia, tiene un flux másico de 10,000 lbm / ft ² * hr. Determinar el tipo de flujo. El fluido, tiene las siguientes propiedades.						0.:23'45
$\rho_L = 0.0216 \frac{\text{lb}_m}{\text{ft}^3}$		$\mu = 0.018 \text{cP}$				
$\rho_G = 0.446 \frac{\text{lb}_m}{\text{ft}^3}$		$\sigma = 16.3 \frac{\text{dinas}}{\text{cm}}$				
2.- Ecuaciones.						1:06'26
Ecuaciones de la tabla 13.						
3.- Procedimiento.						1:22'60
1.- Calcular β. 2.- Calcular Ψ. 3.- Calcular la abscisa Bx. 4.- Calcular la ordenada By 5.- Determinar de acuerdo al mapa de Baker, el régimen de flujo.						
4.- Datos.						2:47'04
$\rho_L = 0.0216 \frac{\text{lb}_m}{\text{ft}^3}$		$\rho_V = 0.446 \frac{\text{lb}_m}{\text{ft}^3}$		$\mu = 0.018 \text{cP}$		
		$\sigma = 16.3 \frac{\text{dinas}}{\text{cm}}$		$G_T = 10,000 \frac{\text{lb}_m}{\text{ft}^2 * \text{hr}}$		
6.- Solución.						5:25'82
$\beta = \left(\left(\frac{0.44596}{0.075} \right) * \left(\frac{0.02159}{62.3} \right)^{\frac{1}{2}} \right) = 0.1107 \quad \Psi = \left(\frac{73}{16.3} * \left(0.011 * \left(\frac{62.3}{0.02159} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right) = 1355.3985$						
6.3.- Cálculo de la abscisa de Baker.						
Bx = 0.1107 * 1355.3985 = 1.5.						
6.4.-Cálculo del flux másico del vapor.						
$G_V = 0.1 * 10,000 \frac{\text{lb}_m}{\text{ft}^2 * \text{hr}} = 1,000 \frac{\text{lb}_m}{\text{ft}^2 * \text{hr}}$						
6.5.- Calculando la ordenada de Baker:						
$B_y = \frac{1,000}{0.1107} = 9,033.423$						
8.- Resultado.						6:26'29
Leyendo en el mapa de Baker con las coordenadas X = 1.5 VS. Y = 9033.423. El flujo es anular.						
Ejercicio tres.						Tiempo (θ)
Calcular las pérdidas por presión de una tubería de 12" cédula 40. para un sistema líquido - vapor con las siguientes propiedades.						0:42'51
	Flujo másico W (lb / hr)	Peso molecular. (lb/lb mol.)	Densidad (ρ) lb / ft ³	Viscosidad (μ) cP	Tensión superficial (σ) dinas / cm.	
Líquido	321,510	79	34	0.12	-----	
Vapor	342,500	76	2	0.015	5.5	
2.- Ecuaciones.						1:57'14
Ecuaciones de la tabla 13 y 19.						
3.- Procedimiento.						2:28'56
Método de Baker. Método de Lockhart Martinelli.						

4.- Datos.						4:15'45
	Flujo másico W (lb / hr)	Peso molecular. (lb/lb mol.)	Densidad (ρ) lb / ft ³	Viscosidad (μ) cP	Tensión superficial (σ) dinas / cm.	
Líquido	321,510	79	34	0.12	-----	
Vapor	342,500	76	2	0.015	5.5	
A = 0.7773 ft. Di = 11.938 in.						
6.- Solución.						15:12'45
6.1.- Cálculo de Bx.						
$B_x = 531 * \left(\frac{321510}{342500} \right) * \left(\frac{\sqrt{34 * 2}}{34^{0.67}} \right) * \left(\frac{0.12^{0.33}}{5.5} \right) = 34.9596$						
6.2.- Cálculo de By.						
$B_y = \frac{2.16 * 342500}{0.7773 * \sqrt{34 * 2}} = 1,154,619.4$						
6.3.- Cálculo del módulo de Lockhart Martinelli.						
$X^2 = \left(\frac{321510}{342500} \right)^{1.8} * \left(\frac{2}{34} \right) * \left(\frac{0.12}{0.015} \right)^{0.2} = 0.0795$						
De acuerdo a la gráfica de Lockhart Martinelli, $\phi = 8$						
6.4.- Cálculo del número de Reynolds fase vapor.						
$NRe_v = \frac{6.31 * (321510)}{11.938 * (0.015)} = 11,329,246.1$						
6.5.- El factor de fricción, de acuerdo a la gráfica de Moody es $f = 0.0138$						
6.6.- Caída de presión de la fase vapor.						
$\Delta P_{100 \text{ vapor}} = \frac{0.000336 * 0.0138 * (321510)^2}{342,500 * 2} * 0.07 \frac{\text{Psi}}{100 \text{ft}}$						
6.7.- Caída de presión en flujo Anular.						
$\Delta P_{100(\text{flujo disperso})} = 0.7 \frac{\text{Psi}}{\text{ft}} * 8 = 5.6 \frac{\text{Psi}}{\text{ft}}$						
8.- Resultado.						25:14'45
$\Delta P = 5.6 \text{ Psi}$ para cada e de tubería						

CAPÍTULO III.

El uso de máquinas para desplazar fluidos, implica un conocimiento de éstos, extra al capítulo anterior. Este capítulo servirá para terminar el ciclo de los fluidos y su transportación.

7. - BOMBAS.

La bomba es un equipo mecánico de proceso, que se utiliza en la industria para transportar líquidos, líquidos con sólidos en suspensión, pastas, lodos. Es un transformador de energía, ya que la recibe procedente de un motor eléctrico, térmico, etc. y la convierte en energía que un fluido, adquiere en forma de presión ó de velocidad.

El principio de operación, está basado en la transformación de energía cinética a energía de presión. La acción centrífuga de un impulsor introduce alta velocidad al fluido manejado, adquiriendo un incremento de energía cinética. Los accionadores más frecuentes son los motores eléctricos, turbinas de vapor y máquinas de gas. No requiere de alternadores de cambio de velocidad para modificar el gasto de bombeo.

7.1. – Bombas centrífugas. Clasificación.

Tipo de bomba	Funcionamiento. Tabla 27. Tipos de bombas.
Voluta	El líquido succionado es forzado por los impulsores de forma radial hacia la periferia y descargada en una carcaza de forma espiral que favorece la transformación de la energía.
Difusora	El líquido que sale de los impulsores pasa a través de un anillo de aspas fijas que difunden el líquido controlando el flujo y permitiendo una mayor eficiencia en la transformación de velocidad en presión lo que genera altas cabezas.
Turbina	Tienen succión interior y flecha vertical, a la que van unidos uno ó varios impulsores que pueden ser de flujo radial o mixto. Son lubricadas con agua o aceite. En las lubricadas con agua, la flecha se mueve en el mismo seno del líquido manejado. Para las lubricadas con aceite, la flecha se mueve en el interior de un cilindro lleno de aceite.

Posición de la carcaza	Utilidad
Horizontal	Ventajosas para el manejo de líquidos corrosivos y abrasivos. Tienen un menor costo de mantenimiento
Vertical	Ventajosas por espacio ocupado, NPSH requerido, y gran flexibilidad para cambios de capacidad
Inclinado	Se seleccionan para servicios muy especiales

Posición de la succión	Utilidad. Tabla 28. Posición de la carcaza.
Superior	Se usa cuando la bomba se coloca en una posición inmediata inferior a la fuente de suministro
Inferior	Principalmente en las bombas verticales y en las de succión húmeda; así como en las bombas colocadas en una posición inmediata superior a la fuente de suministro.

Ref. Mc Naughton. Kenneth, *Selección, uso y mantenimiento de Bombas*. Mc Graw Hill

Tipo de impulsor. Forma.	Funcionamiento.
Cerrados	En la cabeza se genera entre dos paredes del impulsor rotante y tiene ventajas como poco mantenimiento y eficiencias originales mantenidas prácticamente durante toda la vida de la bomba
Semiabiertos	En la cabeza se genera entre una de las paredes rotantes del impulsor y una de las paredes

	estacionarias de la carcaza, requiriendo pequeños claros entre las aspas flotantes y las paredes fijas correspondientes de la carcaza.
Abiertos	En la cabeza se genera entre dos paredes fijas de la carcaza. Utilizando este tipo de impulsor principalmente para el manejo de líquidos con sólidos en suspensión.

Tabla 29 Tipo de impulsor. Ref. Mc Naughton. Kenneth, *Selección, uso y mantenimiento de Bombas*. Mc Graw Hill

7.2. -BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO. Clasificación.

7.2.1. - Bombas rotatorias. Su principal aplicación es manejar líquidos a altas presiones y temperaturas; genera altas cabezas con líquidos con alto contenido de sólidos en suspensión y maneja líquidos conteniendo vapores ó gases.

Clasificación	Descripción.
De engrane externo	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Flujo máximo de 250 gpm. <input type="checkbox"/> Presión de descarga hasta 300 psig. <input type="checkbox"/> Pueden conectarse a líneas de 3/8" a 17". <input type="checkbox"/> Para gastos constantes a diferentes presiones de descarga <input type="checkbox"/> Maneja mínimos flujos a altas presiones.
De engrane interno	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> El gasto máximo es de 1,100 gpm. <input type="checkbox"/> La presión de descarga limitada a 100 psig. <input type="checkbox"/> Se puede conectar a líneas de 1/4" a 16"
De lóbulo	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Maneja flujos de hasta 600 gpm <input type="checkbox"/> Presión de descarga hasta 400psig. <input type="checkbox"/> Pueden conectarse a líneas de 3/4" a 6".
De aspas.	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Requieren poco espacio de instalación y son ligeras de peso. <input type="checkbox"/> Maneja líquidos con vapores y gases <input type="checkbox"/> Capacidades hasta de 20,000 gpm <input type="checkbox"/> Presiones de descarga hasta de 1,150 psig. <input type="checkbox"/> Pueden conectarse a líneas de 1 a 10".
De tornillo	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Muy afectadas en la capacidad por cambio de viscosidad del fluido manejado. <input type="checkbox"/> Manejan gastos de hasta 3,000 gpm. <input type="checkbox"/> Presión de descarga hasta 1,000 psig. <input type="checkbox"/> Manejan líquidos muy viscosos con altos contenidos de sólidos en suspensión. <input type="checkbox"/> Pueden conectarse a líneas desde 3/4 a 12".
De impulsor flexible	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Auto cebantes y Ligeras de peso. <input type="checkbox"/> Requieren poco espacio para su instalación. <input type="checkbox"/> Maneja líquidos, vapores, gases, líquidos con sólidos suspensión. <input type="checkbox"/> Puede operar a descarga cerrada durante cortos periodos. <input type="checkbox"/> No pueden bombear a altas presiones ni manejar líquidos abrasivos. <input type="checkbox"/> Maneja gastos hasta 100 gpm y presiones de descarga de 30 psig. <input type="checkbox"/> Se pueden conectar líneas de 1/4 a 3".

Tabla 30. Clasificación de bombas rotatorias. Ref. Mc Naughton. Kenneth, *Selección, uso y mantenimiento de Bombas*. Mc Graw Hill.

7.2.2.- Bombas reciprocantes. La transferencia de líquido de la succión a la descarga, se hace por modificación del volumen interno del cuerpo de bombeo. Requieren de válvulas de flujo unidireccional en la descarga y en la succión.

CLASIFICACIÓN	DESCRIPCIÓN.
Bombas de pistón.	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Las bombas son autocebantes. <input type="checkbox"/> Puede manejar vapores y gases. <input type="checkbox"/> Tienen una vida excepcionalmente larga.
Bombas de émbolo.	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Son de acción simple, autocebantes. <input type="checkbox"/> Pueden manejar líquidos conteniendo gases y vapores. <input type="checkbox"/> La descarga es intermitente. a presiones de 50,00 psig. <input type="checkbox"/> Pueden manejar gastos tan pequeños hasta de 0.15 gpm
Bombas de diafragma.	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Manejan líquidos conteniendo vapores y gases, líquidos con sólidos en suspensión. <input type="checkbox"/> La bomba puede manejarse seca durante largos periodos. <input type="checkbox"/> Manejan de 4 a 100 gpm. <input type="checkbox"/> Presiones de descarga hasta de 3,500 psig.

Tabla 31. Clasificación de bombas recíprocantes. Ref. Mc Naughton. Kenneth, *Selección, uso y mantenimiento de Bombas*. Mc Graw Hill

7.3 .- LEYES DE AFINIDAD.

El rendimiento hidráulico de una bomba centrífuga incluye tres factores básicos:

- La capacidad expresada en unidad de volumen por unidad de tiempo (gpm).
- La carga total (expresada en pies del líquido que se bombea.)
- La velocidad a la cual funciona la bomba (rpm)
- El rendimiento ó "comportamiento" de la bomba se presenta en forma de curvas. En que la curva de carga contra capacidad se traza a una velocidad fija.
- La curva también indica el caballaje al freno requerido con diversos flujos y la eficiencia correspondiente de la bomba.
- La capacidad a la cual la bomba trabaja con más eficiencia se llama punto de máxima eficiencia.
- El trabajo útil que hace la bomba es el peso del líquido bombeando en un periodo, multiplicado por la carga producida por la bomba y se expresa en términos de caballaje, llamados caballos de poder, horse power (siglas en inglés WHP) Representada en la ecuación siguiente:

$$WHP = \frac{Q * H}{3,960} \quad (152)$$

Q = Galones por minuto. (gpm)

H = Carga total en pies. (ft)

WHP = Caballos de agua. (HP)

- La potencia requerida para la propulsión de la bomba son los caballos de agua divididos entre la eficiencia η de la bomba, por tanto al dividir la ecuación anterior entre esta eficiencia η se tiene la ecuación siguiente.

$$BHP = \frac{Q * H}{3960 * \eta} \quad (153)$$

Ref. I. M. P.

Q = Galones por minuto. (gpm)

H = Carga total en pies. (ft)

BHP = Potencia al freno. (HP)

- Las relaciones que permiten predecir el rendimiento de una bomba a una velocidad que no sea la de característica conocida de la bomba, se llaman leyes de afinidad.

Cuando se cambia la velocidad:

- La capacidad Q en cualquier punto dado en la característica de la bomba varía directamente con la velocidad.
- La carga H varía en razón directa al cuadrado de la velocidad.
- El caballaje al freno P varía en razón directa al cubo de la velocidad.

Asignando el subíndice 1 a las condiciones en las cuales se conocen las características y el subíndice 2 denota las condiciones a alguna otra velocidad, entonces, se obtienen las ecuaciones siguientes:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (154)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 \quad (155)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 \quad (156)$$

Q₁ = Caudal inicial.

N₁ = Velocidad de rotación inicial

H₁ = Cabeza de la bomba inicial.

P₁ = Presión inicial.

D₁ = Diámetro inicial.

Q₂ = Caudal final. (gpm)

N₂ = Velocidad de rotación final (rpm)

H₂ = Cabeza de la bomba final. (ft)

P₂ = Presión final. Psi.

D₂ = Diámetro final. (in)

- Estas relaciones se pueden utilizar para cambios moderados en la velocidad. La ecuación anterior no es muy exacta para grandes cambios en la velocidad. Hay leyes de afinidad similares para los cambios en el diámetro del impulsor, dentro de límites razonables de reducción del impulsor. En otras palabras: Ocurren ciertas desviaciones de estas leyes incluso con reducciones más ó menos pequeñas.

7.4.- CABEZA POSITIVA NETA DE SUCCIÓN (NPSH). NET POSITIVE SUCTION HEAD. (NPSH)

El NPSH requerido de la bomba es función del diseño del impulsor y representa la caída de presión expresada en pies de carga de líquido experimentada en el recorrido del líquido desde la succión de la bomba a las aspas del impulsor. Cuando el NPSH requerido excede a la disponible, ocurre una vaporización parcial del líquido en el interior de la bomba con la consecuente Cavitación que trae como consecuencias vibraciones, pérdidas de cabeza y erosión severa del impulsor y superficie de la carcasa. El NPSH requerido es función del diseño de la bomba, representa el margen mínimo requerido entre la carga de succión y la presión de vapor. El NPSH disponible es la suma de cabezas estáticas y de velocidad, menos la presión de vapor del líquido bombeado expresado en pies. La diferencia entre una y otra es que el NPSH disponible es una característica del sistema en que se emplea la bomba centrífuga, representa la diferencia entre la carga absoluta y de succión existente y la presión de vapor a la temperatura prevaleciente.

La forma en que se debe calcular la cabeza positiva neta de succión disponible a una capacidad dada para:

- Una instalación típica con altura de aspiración.
- Una bomba que tiene la succión en un tanque.

Cálculo del NPSH.

Con el supuesto de que el líquido estará a su presión de vapor o cerca de ella y almacenado en una esfera o tambor en vez de un tanque atmosférico, se describirá la selección de la bomba con base en el NPSH. Este método muy conservador producirá un cálculo sin peligro. La fórmula para el NPSH disponible $(NPSH)_d$ de la bomba está representada en la ecuación siguiente:

Con el supuesto de que el líquido estará a su presión de vapor o cerca de ella y almacenado en una esfera o tambor en vez de un tanque atmosférico, se describirá la selección de la bomba con base en el NPSH. Este método muy conservador producirá un cálculo sin peligro. La fórmula para el NPSH disponible $(NPSH)_d$ de la bomba está representada en la ecuación siguiente:

$$NPSH_d = \frac{(P_s - P_v) * 2.31}{\rho r} + H_s - H_{fs} \quad (157)$$

P_s = Presión de succión (Psi)

P_v = Presión de vapor (Psi)

H_s = carga estática (ft)

H_{fs} = pérdida por fricción en la tubería de succión (ft).

ρr = Densidad relativa: la del líquido a la temperatura de la bomba

La ecuación siguiente, es la más utilizada para calcular el NPSH:

$$NPSH = \frac{P^o - P}{\rho * 144} \quad (158)$$

P_s = Presión de succión (Psi).

P_v = Presión de vapor (Psi).

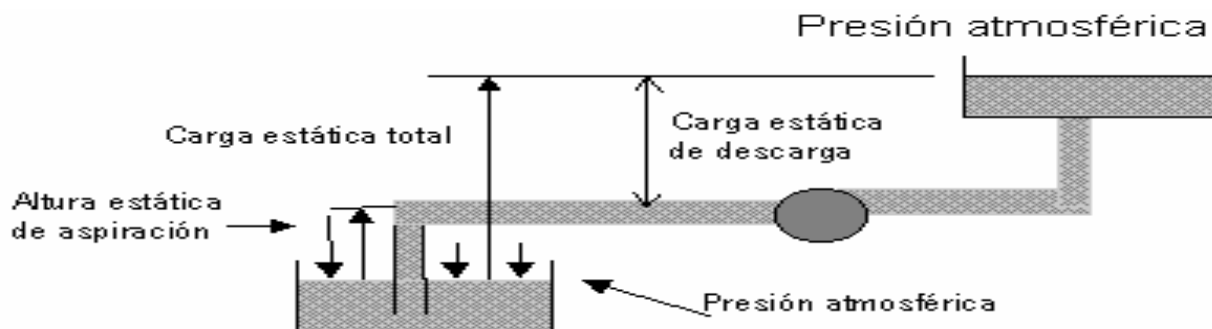
ρ = Densidad del líquido. (lb / ft³)

NPSH = (ft)

7.5.- CAVITACIÓN Y RENDIMIENTO DE LA BOMBA.

La Cavitación ocurre cuando la presión absoluta dentro del impulsor, cae por debajo de la presión de vapor del líquido y forman burbujas de vapor. Estas se contraen más adelante en los alabes del impulsor cuando llega a una región de presión más alta. La Cavitación de la bomba se nota cuando hay una ó más de las siguientes señales: vibración, ruido, caída en las curvas de capacidad de carga y eficiencia, y con el paso del tiempo, por los daños en el impulsor por picadura y erosión.

Para aumentar el NPSH se puede emplear.



a) nivel de succión debajo de la línea de centros de bomba.

1. **Subir el nivel del líquido.** A primera vista parece ser la solución más sencilla, salvo que no resulte práctica por que:

- El nivel del líquido sea fijo, como en un río, un estanque ó un lago.
- La cantidad a la que hay que subir el nivel sea totalmente impráctica.
- El costo de subir un tanque ó una torre de fraccionamiento sea excesiva.

2.- **Bajar la bomba.** Igual que en el caso de subir el nivel del líquido, el costo de poner la bomba más abajo no sería prohibitivo como se puede creer, por que permitiría seleccionar una bomba de velocidad más alta, menos costosa y más eficiente

3. **Reducir las pérdidas por fricción en los tubos de succión.** Esto se recomienda en todos los casos, su costo se recuperará por las condiciones mejoradas en la succión y los ahorros de energía.

4. **Utilizar una bomba reforzada.** Esta solución es muy eficaz para las bombas en servicio de alta presión, en donde las velocidades permisibles más altas producirán ahorros en el costo inicial de la bomba principal, así como mayor eficiencia y a menudo mayor número etapas, que dan mayor confiabilidad.

5. **sub. enfriar el líquido.** Este método incrementa el NPSH por que reduce la presión de vapor del líquido que se bombea. Se logra con facilidad con la inyección del líquido tomado en algún punto en la corriente en que esté a temperatura más baja.

Para reducir el NPSH se puede emplear.

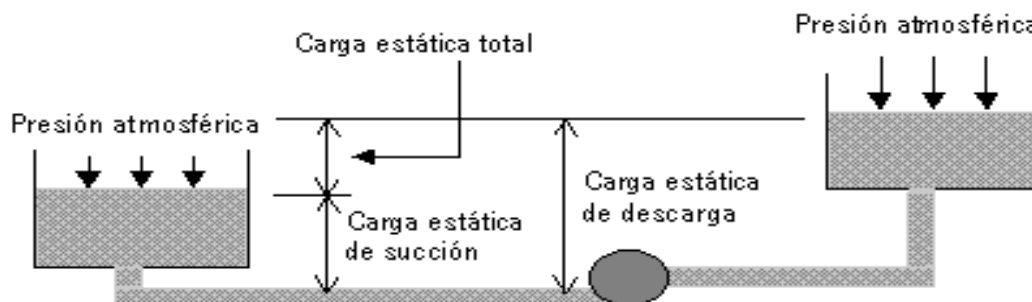
6. **Emplear velocidades más bajas.** Una vez seleccionado el valor razonable de velocidad específica de succión está claro que cuanto más baja sea la velocidad de la bomba, será menor el NPSH requerido.

7. **Emplear un impulsor de doble succión.** Esta es la más deseable, en particular para grandes capacidades, si está disponible un impulsor de doble succión para las condiciones deseadas de servicio. Se calcula de la siguiente manera:

$$\left(\frac{N_1 * (Q_1)^{\frac{1}{2}}}{(H_1)^{\frac{3}{4}}} \right) = \left(\frac{N_2 * (Q_2)^{\frac{1}{2}}}{(H_2)^{\frac{3}{4}}} \right) \quad (159)$$

Dado que $Q_2 = Q_1 / 2$

En donde el subíndice 1 es para impulsor de succión sencilla y el subíndice 2 para el impulsor de doble succión.



b) Nivel de succión encima de la línea de centros de bomba.

Fig. 50 Carga estática total en un sistema con bomba centrífuga. Condiciones de succión y descarga

Se puede suponer que $N_2 = N_1$, reduciendo el NPSH requerido un 27%, si se utiliza aun impulsor de doble succión. En el caso de que se mantengan iguales la altura 1 y 2 ($H_1 = H_2$) pueden hacer funcionar una bomba de doble succión a una velocidad de 41.4% más alta.

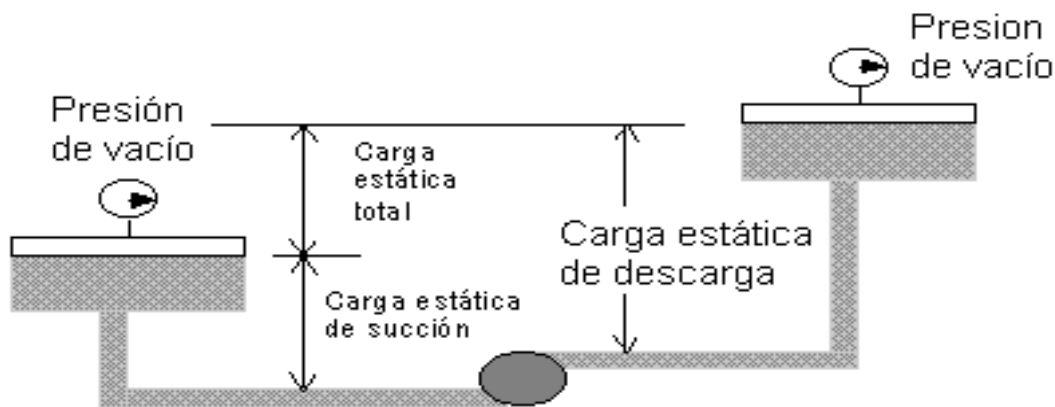
8. **Emplear un ojo de impulsor más grande.** Esta solución reduce el NPSH requerido por que disminuye las velocidades de entrada al impulsor. Estas velocidades bajas pueden tener muy poco efecto en el rendimiento de la bomba en su punto de máxima eficiencia ó cerca del mismo.

9. **Emplear una bomba de tamaño más grande.** Debido a que el NPSH requerido por la bomba se reduce conforme disminuye la capacidad, a veces se selecciona una bomba más grande de lo necesario para ese servicio; este método tiene sus riesgos y puede ocasionar resultados indeseables.

10. **Emplear un inductor.** Un inductor es un impulsor axial, de baja carga, con pocos alabes que se coloca delante del impulsor convencional. Por su diseño, requiere mucha menos NPSH que un impulsor convencional y se puede emplear para disminuir el NPSH requerido.

11. **Emplear varias bombas más pequeñas en paralelo.** Por supuesto, las bombas pequeñas requieren valores más bajos de NPSH. Aun que parezca ser una solución costosa, no necesariamente es así. En muchos casos tres bombas mitad de la capacidad, con una para reserva, no suelen costar más que una bomba para toda la capacidad más la de reserva. Se pueden instalar dos bombas de la mitad de capacidad sin una de reserva, por que todavía se puede manejar la carga parcial si una bomba está temporalmente fuera de servicio.

GOLPE DE ARIETE. Es una fuerza vibradora generada en una conducción cuando un fluido no compresible es



c) Nivel de succión y descarga bajo presión.

parado abruptamente. Cuando se tiene una desaceleración brusca en un fluido no compresible, debido a un cierre rápido la energía cinética que traía el fluido choca contra una barrera que puede ser una válvula de compuerta y se convierte en energía elástica que viaja en la dirección contraria al flujo hasta que encuentre otra barrera. Pero ahí no para, sino que se devuelve en menor cantidad hasta que luego de unos ciclos se disipa. En un sistema de tuberías, para disipar rápidamente la cantidad de movimiento, es necesario colocar conductos que aguanten muy altas presiones. Las Consecuencias Del Golpe De Ariete pueden ser: Falla de turbinas y válvulas ruptura de tubería, bolsas de aire que producen Cavitación.

Cavitación en las Bombas:

Un factor importante para el funcionamiento satisfactorio de una bomba es evitar la cavitación, tanto para obtener un buen rendimiento como para evitar daños en el impulsor. Cuando un líquido pasa por el impulsor de una bomba, se produce un cambio de presión. Si la presión absoluta de un líquido cae por debajo de su presión de vapor, se producirá cavitación. Las zonas de vaporización obstruyen el flujo limitando la capacidad de la bomba. Cuando el fluido avanza a una zona de mayor presión, las burbujas colapsan y su implosión puede producir un picado del impulsor. La cavitación suele producirse con mas frecuencia cerca de la salida (periferia) de los impulsores de flujo radial y mixto, donde se alcanzan las velocidades mayores. También puede aparecer en la

aspiración del impulsor, donde las presiones son menores. En el caso de las bombas de flujo axial, la parte más vulnerable a la cavitación es el extremo de los álabes.

Con la ecuación 158 se indica que NPSH tenderá a ser pequeño por lo que existirá la posibilidad de cavitación en las siguientes situaciones: a) grandes alturas de bombeo; b) presión atmosférica; c) cuando la bomba se encuentra a una elevación relativamente grande comparada con la elevación de la superficie del agua del depósito; e) altas temperaturas y/o bombeo de líquidos muy volátiles como gasolina. La cavitación ocurre cuando la presión absoluta dentro de un impulsor cae por debajo de la presión del vapor del líquido y se forman burbujas de vapor. Estos se contraen mas adelante en los álabes del impulsor cuando llegan a una región de dispersión más alta. La cavitación de la bomba se nota cuando hay uno o mas de las siguientes señales: ruido, vibración, caída en la curva de capacidad de carga y eficiencia, con el paso del tiempo, por los daños en el impulsor por picaduras y erosión. Como todas estas señales son inexactas, se hizo necesario aplicar ciertas reglas básicas para establecer cierta uniformidad en la detección de la cavitación.

7.6.- ANÁLISIS DE LOS COMPONENTES DE UN SISTEMA DE BOMBAS.

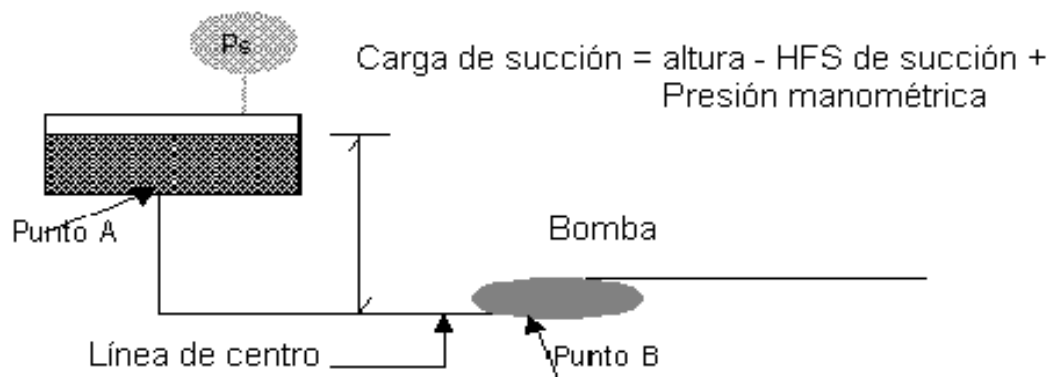
7.6.1.- Carga estática.

La carga estática significa una diferencia en elevación. Por tanto la carga estática total de un sistema es la diferencia en elevación entre los niveles del líquido en los puntos de descarga y de succión de la bomba. La carga estática de succión tiene valor negativo por que el nivel del líquido para succión está debajo de la línea de centros de la bomba, se suele llamar altura estática de aspiración.

7.6.2. - Carga de fricción.

Expresada en pies ó metros del líquido que se bombea, es la necesaria para contrarrestar las pérdidas por fricción ocasionadas por el flujo del líquido en la tubería, válvulas, accesorios y otros componentes como pueden ser los intercambiadores de calor. Estas pérdidas varían en proporcionalmente con el cuadrado del sistema. También varían con el cuadrado de acuerdo con el tamaño, tipo y condiciones de las superficies de tubos y accesorios y las características del líquido bombeado.

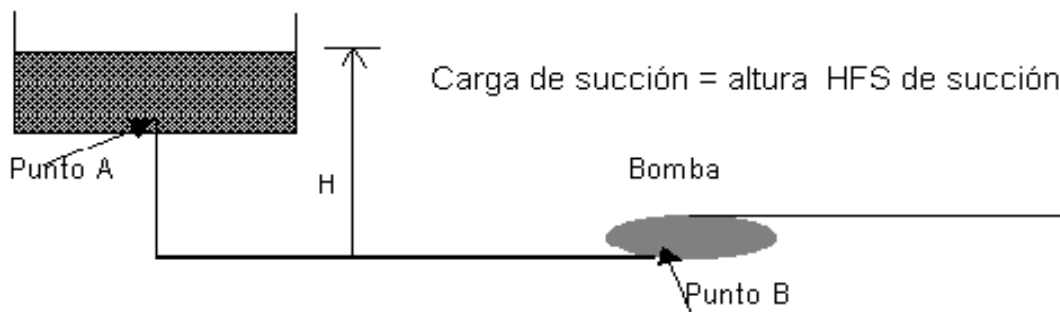
7.6.3. - Carga de succión y altura de aspiración.



a) succión en una fuente que está a una presión que no sea la atmosférica y ubicada encima de la línea del centro de la bomba.

La carga de succión CS se le llama a la carga estática en el tubo de succión de la bomba por encima de la línea de la misma, menos todas las pérdidas por carga de fricción para la capacidad que se estudia (incluso pérdidas en la entrada en el tubo de succión), más cualquier presión (un vacío es una presión negativa) que haya en el suministro de succión. En vez de expresar la carga de succión como valor negativo, se suele utilizar el término "altura de aspiración". Cuando la bomba tienen la succión en un tanque abierto a la presión atmosférica. Ya que la altura de aspiración es la suma de la altura estática de aspiración medida hasta la línea del centro de la bomba y las pérdidas por carga de fricción antes definidas. En la figura se muestran las tres condiciones más comunes

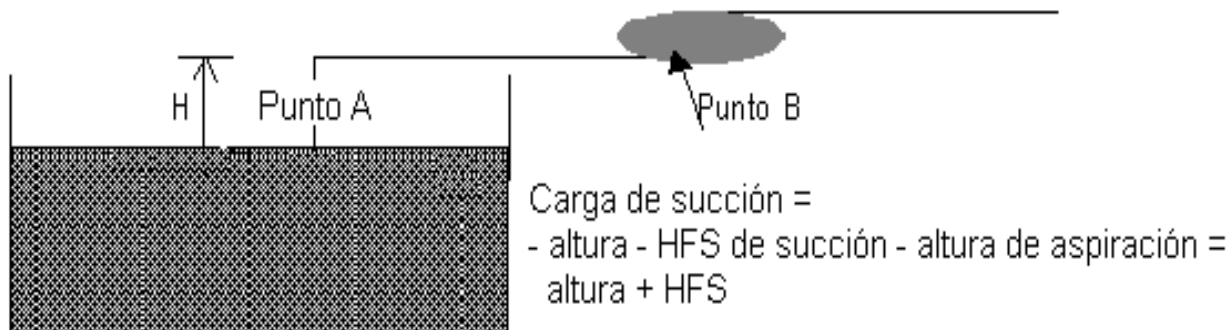
de suministro para succión. En el caso a) incluye un suministro de succión a una presión que no es la atmosférica y que está más arriba de la línea del centro de la bomba.



b) Succión en una fuente que está a presión atmosférica y ubicada encima de la línea del centro de la bomba.

Incluye todos los componentes de la carga de succión CS y si ésta se puede expresar como lectura del manómetro y P_v es un vacío parcial, el vacío expresado en pies ó metros de líquido sería una carga de presión negativa y llevaría el signo negativo. Si la expresión P_v , se expresa en valores de presión absoluta, dando por obvio que la carga de succión CS esté en las mismas unidades.

El caso b) incluye un suministro de succión a presión atmosférica y colocado hacia arriba de la línea de centro de la bomba. Dado que la carga de succión (expresada como valor manométrico) tienen un valor de P_m de cero, entonces el valor de P_m se puede eliminar de la fórmula (1.)



c) Succión en una fuente que está a presión atmosférica y ubicada debajo de la línea de la bomba

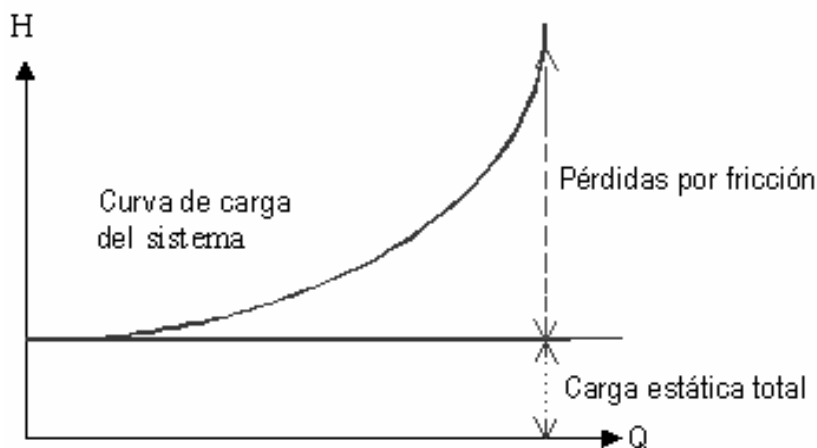
El caso c) incluye un suministro de succión a presión atmosférica colocado más debajo de la línea del centro de la bomba. Es opcional que la carga de succión se exprese como altura de aspiración. Debido a que la fuente de suministro está más debajo de la línea del centro de la bomba (que es la línea de referencia), S es un valor negativo. La fórmula para la altura de aspiración es la misma que para la carga de succión excepto que ambos lados se han multiplicado por menos 1 (-1)

Un vacuómetro conectado en la brida de succión de la bomba y corregido para la línea del centro de la bomba registrará vacío parcial o sea presión negativa. Para determinar la carga de succión, es necesario sumar la carga de velocidad a esta presión negativa en forma algebraica o, si se desea trabajar en términos de un vacío, la carga de velocidad se debe restar del vacío para obtener la altura de aspiración.

7.6.4. - Pérdidas en la entrada y en la salida.

Fig. 52 fricción del sistema. Mc Naughton. Kenneth, *Selección, uso y mantenimiento de Bombas*. Mc Graw Hill

Si la toma de la bomba está en un depósito, tanque ó cámara de entrada, las pérdidas ocurren en el punto de conexión de la tubería de succión con el suministro. La magnitud de las pérdidas depende del diseño de la entrada al tubo. En el lado de la descarga del sistema cuando el tubo de descarga termina en algún cuerpo del líquido se pierde por completo la carga de velocidad el líquido y se debe considerar como parte de las pérdidas totales por fricción en el sistema. Para resolver sistemas de bombeo es conveniente indicar la relación en forma gráfica, entre la capacidad y las pérdidas de carga de fricción. Estas pérdidas se calculan con un flujo predeterminado, sea el esperado ó el del diseño y luego se calcula para todos los demás flujos con el empleo del cuadrado de la relación de flujo. La curva resultante se llama curva de fricción del sistema. (1) Cuando se combinan las cargas estáticas, la diferencia en presión y las pérdidas de carga de fricción de cualquier sistema y se trazan contra la capacidad, la curva resultante (2) se llama curva de carga del sistema. Al superponer una curva de capacidad contra carga de la bomba a velocidad constante sobre esta curva de carga del sistema (2) se podrá determinar la capacidad en el punto en que se cruzan las dos curvas. Esta es la capacidad que entregará al sistema esa bomba a esa velocidad en particular.

Fig. 53 Carga del sistema. Ref. Mc Naughton. Kenneth, *Selección, uso y mantenimiento de Bombas*. Mc Graw Hill.

En sistemas que tienen cargas estáticas, es posible trazar curvas que correspondan a las condiciones mínima y máximas. (3) Después, las intersecciones con la curva de carga – capacidad la bomba determinarán los flujos mínimo y máximo que entregará la bomba en el sistema.

Unidades métricas	Unidades inglesas
1 atmósfera = 1.023 bar	1 atmósfera = 14.7 psi
1 atmósfera = 1013 mbar	1 atmósfera = columna de 34 pies de agua fría.
1 atmósfera = columna 10.33 m de agua fría	34 ft / 14.7 = 2.31 ft 7 psi
10.33 m / 1.013 bar = 10.2 m / bar	Psi = (carga en ft / 2.31) * densidad relativa
Presión en bar = (carga en m / 10.2) * densidad relativa	Carga en ft = psi * 2.31 / densidad
Carga en metros = (bar * 10.2) / densidad	

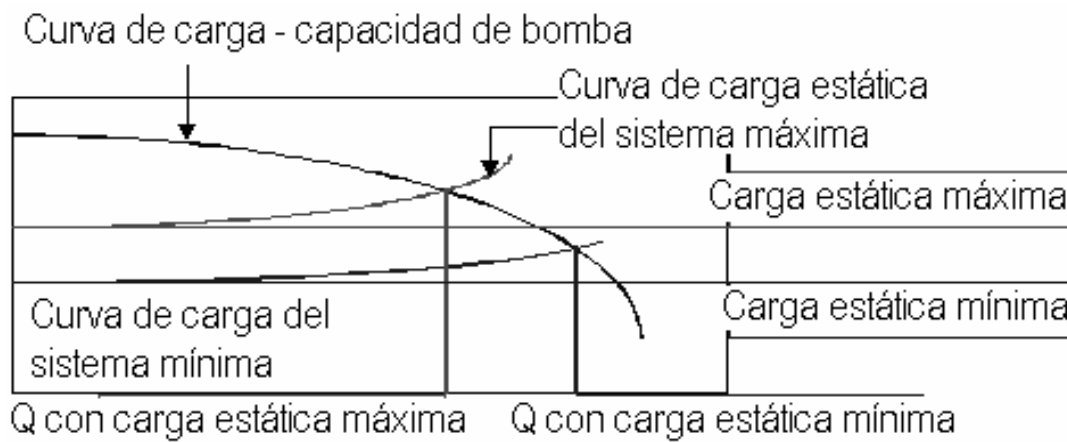
Tabla 32 Equivalencias entre presión y carga. Ref. Mc Naughton. Kenneth, *Selección, uso y mantenimiento de Bombas*. Mc Graw Hill.

7.7. - BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO.

Fabricadas para manejar caudales de hasta 2500 gpm. Se emplean para líquidos viscosos, con lo cual las bombas centrífugas no son muy eficaces. La eficiencia volumétrica no se debe confundir con la eficiencia de bombeo, pues una bomba con baja eficiencia volumétrica para tener alta eficiencia mecánica, lo cual da por resultado un consumo muy bajo de potencia de acuerdo con la relación:

$$\text{BHP} = \frac{Q(\text{gpm}) * \Delta P(\text{psi})}{1714 * \eta} = \text{HP} \quad (160)$$

Esta ecuación es la más práctica para poder resolver problemas de potencia y también aplica a las bombas centrífugas. Este tipo de bomba producirá la misma presión en cualquier líquido que pueda entrar a la cámara de la bomba. Las bombas reciprocantes. Requieren de NPSH, pero si este disponible fuera insuficiente, las bombas centrífugas. En lugar de ella, la cámara del cilindro no se llenará y el líquido se vaporizará cuando pasa por las válvulas de entrada. Esto ocasiona un reducción en el volumen de salida, una probable carrera más corta en las bombas de acción directa o vibración y ruido en las propulsadas por cigüeñal. El NPSH requerido por una bomba de cierto tamaño es también función de la velocidad.

Fig. 54 Curva característico de bombas. Mc Naughton. Kenneth, *Selección, uso y mantenimiento de Bombas*. Mc Graw Hill.

7.7.1. -Bombas reciprocantes.

Es de desplazamiento positivo, recibe un volumen fijo de líquido en condiciones casi de succión lo que comprime a la presión de descarga y lo expulsa por la boquilla de descarga. Esta bomba no es cinética como la centrífuga,

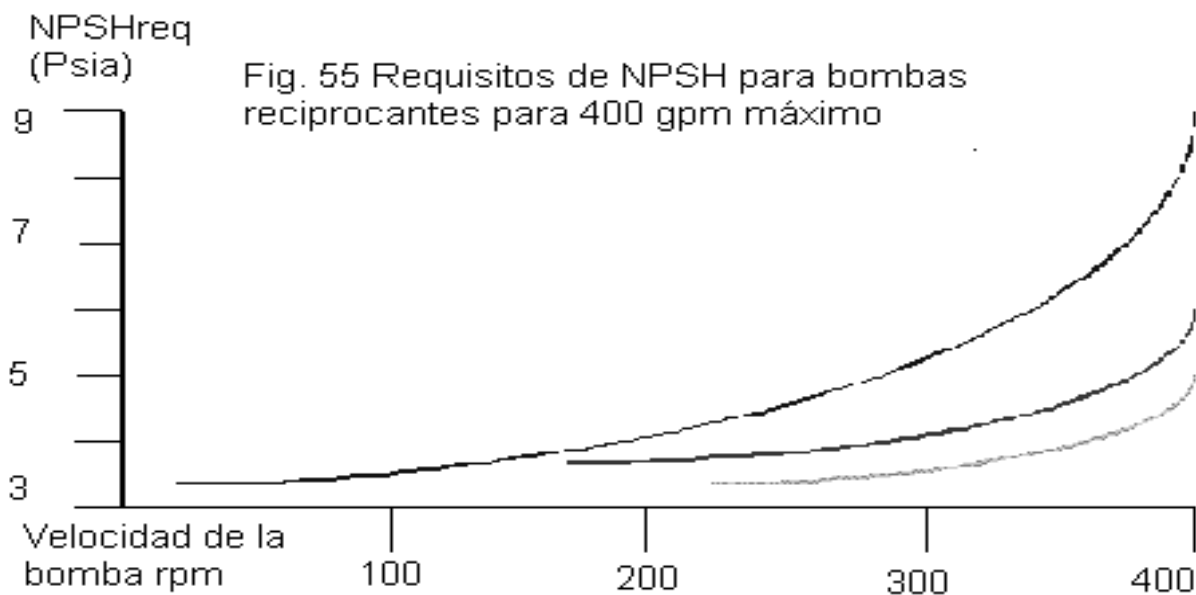
no requiere de velocidad para producir presión, pues se pueden obtener presiones altas a bajas velocidades, resultando en ventaja, puesto que manejan pastas aguadas abrasivas y líquidos muy viscosos.

Razones de uso de las bombas reciprocantes.

- El costo total, incluyendo costos de energía y mantenimiento. Los servicios típicos incluyen limpieza con agua a presión (10,000 psig) y 20 gpm. Inyección de glicoles (5 gpm a 1,000 psig)
- Pastas aguadas abrasivas o materiales muy viscosos a más de 500 psig.
- Su alta eficiencia, ya que el intervalo es de 85 a 94%.

Aplicaciones.

- Carga de glicoles.
- Carga de aminas.
- Petróleo pobre.
- Inyección de agua salada.
- Eliminación de agua salada.
- Sistemas de oleoductos y gasoductos.
- Producción de fertilizante.
- Tambores deshidratadores.
- Pruebas hidrostáticas.
- Pastas aguadas.
- Dosificación de líquidos.
- Homogeneización.



Desventajas.

- La más común es el flujo a pulsaciones.
- Los empaques requieren cambios cada tres meses.
- La energía térmica del fluido transporta se pierde con facilidad por la fricción.

7.8. - BOMBAS PARA SERVICIO CON PASTAS AGUADAS.

Las bombas de desplazamiento positivo ó centrífugas pueden manejar una mezcla de sólidos y líquidos en lo que se llama flujo en dos fases ó bombeo de pasta aguada. Las bombas centrífugas que son las más comunes cuando se requiere una baja carga, sólo pueden estar disponibles en el tipo de una etapa.

Si se ponen dos ó más en serie, se puede tener una mayor carga de bombeo. Las bombas para productos químicos hechas con los materiales adecuados, se suelen utilizar para pastas aguadas cristalinas ligeras y no abrasivas. La bomba de trabajo pesado para pasta aguada disponible con eje horizontal y vertical será la adecuada para aplicaciones más difíciles, como son en minería y metalúrgicas. Las bombas verticales para pasta aguada funcionan sumergidas en un sumidero, tanque, celda de flotación. Las bombas rotorias de tornillo sencillo ó tornillo doble, se utilizan para pastas poco abrasivas, especialmente con materiales tixotrópicos, pastas ó resinas.

Para las bombas centrífugas en servicio se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- Determinar la densidad relativa de la mezcla de sólidos y líquidos y también la concentración por volumen (cv) ó la concentración por peso (cw) de los sólidos la densidad del sólido y del líquido. Lugo se emplean estas relaciones básicas ó nomogramas para encontrar la densidad relativa de la mezcla.
- Considerar la naturaleza de los sólidos (afilados ó redondos, duros ó blandos, cristalinos) para seleccionar los materiales correctos a fin de resistir la abrasión y el desgaste. Ya que las partículas afiladas desgarran el revestimiento de caucho. Con la selección de la velocidad correcta, se puede evitar ó reducir la fractura de cristales.
- Reducir la capacidad de la bomba cuando trabaja con agua limpia para compensarla densidad relativa, concentración de sólidos y la viscosidad de la mezcla.
- En este tipo de bombas, también se aplican las leyes de afinidad.
- Si se sabe cuales son los sólidos y el portador, se facilita determinar si la pasta aguada se sedimenta o no.

Factor de
reducción

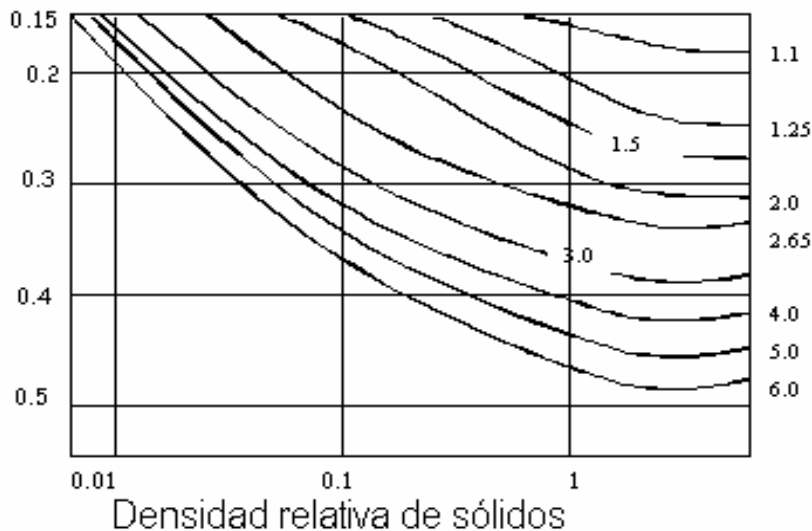


Fig. 56 Tamaño promedio de la partícula. (D_{50}) mm. Ref. Mc Naughton. Kenneth, *Selección, uso y mantenimiento de Bombas*. Mc Graw Hill

En este tipo de bombas, también se aplican las leyes de afinidad sin que importen los cambios en la capacidad, carga y potencia con los cambios en la velocidad.

$$(rpm_1 = rpm_2); \quad (161)$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} \quad (162)$$

$$\left(\frac{H_1}{H_2}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (163)$$

$$\left(\frac{HP_1}{HP_2}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (164)$$

rpm = velocidad.

Q = flujo.

H = la carga.

HP = La potencia.

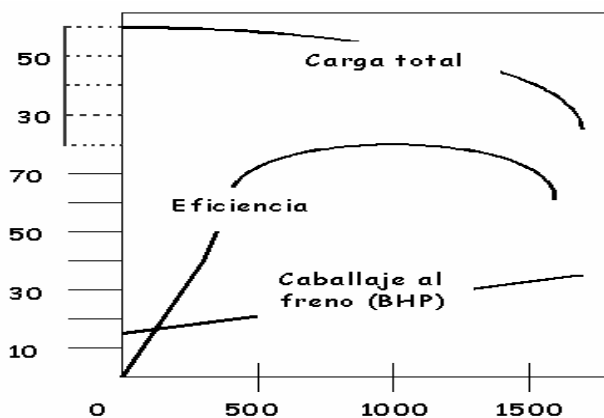
En las bombas para pastas aguadas puede ser muy importante la velocidad variable y un mecanismo para seleccionar cualquier velocidad exacta. Si se sabe cuales son los sólidos y se conoce el líquido portador, se facilita determinar si la pasta aguada se sedimenta o no. Las pastas aguadas del tipo que se sedimenta necesitan una corrección arbitraria por que no hay todavía un método de aceptación universal. La reducción en el rendimiento de la bomba debida a la presencia de sólidos se produce no sólo por la viscosidad de la mezcla, sino en forma principal, por las pérdidas por deslizamiento entre el líquido y los sólidos cuando se acelera la mezcla en el impulsor. Por supuesto, este deslizamiento y la pérdida de rendimiento son mucho mayores en cuanto más altas sean las velocidades de sedimentación.

Las ecuaciones básicas para mezclas de agua y sólidos son:

$$Hr = Er = 1 - \left(\frac{K * Cv}{20}\right) \quad (165)$$

$$Gm = Ss \left(\frac{Cv}{Cw}\right) \quad (166)$$

Fig. 57 Bombas para pasta aguada 6 x 8. 880 rpm, impulsor de 14 3/4." Ref. Mc Naughton. *Selección, uso y mantenimiento de Bombas.*



Mc Graw Hill.

$$Sm = 1 + \left(\frac{Cv}{100} * Ss - 1\right) \quad (167)$$

$$C_w = \frac{(100 * S_s)}{\left(\frac{100}{C_v} + S_s - 1\right)} \quad (168)$$

$$H_r = \frac{\text{Carga mezcla}}{\text{Carga agua}} \quad (169)$$

$$E_r = \frac{\text{Eficiencia mezcla}}{\text{Eficiencia agua}} \quad (170)$$

S_s = Densidad relativa de los sólidos.

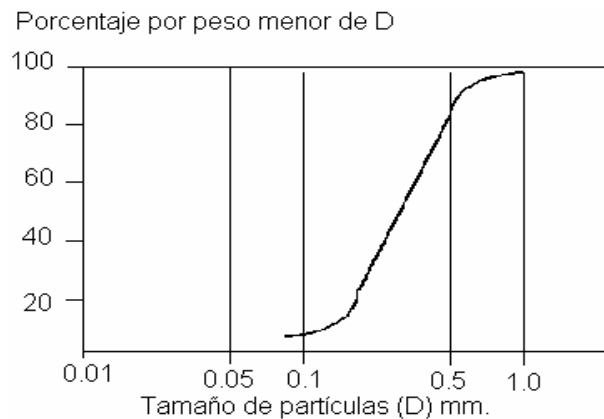
K se calcula de la figura 56.

S_m = Densidad relativa de la mezcla.

C_w = % peso de sólidos en la mezcla.

C_v = % volumen de sólidos en la mezcla.

Fig. 58 Curva de tamaño de partículas. Ref- Mc Naughton. Kenneth, *Selección, uso y mantenimiento de Bombas*. Mc Graw Hill



7.9. - TRABAJO DE FLECHA (DE LA BOMBA)

Se le conoce también, como trabajo de flecha ($-w_f$), y representa el trabajo realizado por la bomba, cabeza total (head total H) Esta energía es el trabajo que requiere un fluido para moverlo de un punto a otro, donde el signo negativo de w_f , denota el trabajo que se hace sobre el fluido por la bomba. (En una turbina es positivo)

7.9.1.- Potencia de la bomba.

La potencia se define como la rapidez con que se realiza un trabajo. En mecánica de fluidos, se puede modificar esta aseveración y considerar que la potencia es la rapidez con la que la energía, está siendo transferida. Su unidad es Watt ó HP.

Potencia suministrada a motores de fluido.

La energía transmitida a un dispositivo mecánico, como a un motor de fluido, está representada en la ecuación general de la energía por el término potencia hidráulica (PH), que es la medida de la energía transmitida por cada unidad de peso de fluido al tiempo que pasa por el dispositivo. Encontramos la potencia transmitida multiplicando w_f , por la rapidez de flujo W .

$$PH = w_f * W = w_f * Q * \rho \quad (171)$$

La potencia real, es la división de la potencia hidráulica y la eficiencia.

$$\Delta Z * \frac{g}{gc} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 * gc} + \frac{\Delta P}{\rho} + H_{fs} + w_f \quad (172)$$

$$PR = \frac{PH}{\eta} \quad (173)$$

Con el término de w_f , la ecuación de Bernoulli, para flujo compresible, la tenemos completa.

7.9.2.- Eficiencia de la bomba.

El término eficiencia, se utiliza para denotar el cociente de la potencia transmitida por la bomba al fluido, entre la potencia suministrada a la bomba. Debido a las pérdidas de energía ocasionadas por la fricción mecánica entre los componentes de la bomba, la fricción del fluido en la misma y la excesiva turbulencia del fluido que se forma en ella, no toda la potencia suministrada a la bomba es transmitida al fluido. Entonces la eficiencia mecánica, se puede representar así:

$$\eta = \frac{\text{Potencia transmitida al fluido}}{\text{Potencia puesta en la bomba}} \quad (174)$$

η siempre será menor a uno.

7.10. - ARREGLO DE BOMBAS.

Algunas instalaciones utilizan más de una bomba, donde son necesarias para obtener la operación deseada en los esquemas. Suponga por ejemplo que varias bombas de la misma capacidad están en la mano y dos de estas bombas en el mismo sistema podrían lograr lo que podría una bomba grande. Las dos bombas se podrían conectar en una serie o en una configuración paralelo y así ahorrar espacio, costos y mantenimiento. Cuando conectamos bombas en serie, la salida de la primera bomba directamente en la entrada de la segunda. La cabeza total de la instalación de ambas bombas es la suma de las cabezas desarrolladas para cada bomba en el punto de operación. Ambas bombas deben clasificarse para funcionar satisfactoriamente en el caudal de diseño.

7.10.1. - Bombas en serie. Las bombas en serie tienen la utilidad de aumentar la cabeza del sistema y así obtener alturas de succión mucho más amplias. La figura siguiente muestra la relación entre un sistema con 2 bombas. El NPSH requerido es función del diseño de la bomba, representa el margen mínimo requerido entre la carga de succión y la presión de vapor. En el eje horizontal de las abscisas se grafica el caudal (Q) La cabeza, se grafica en el eje de la ordenada. Al desarrollar el cálculo de WF del sistema y graficarlo con respecto al eje de las Y contra el caudal, tenemos entonces una gráfica donde nos encontramos con varias curvas.

- La curva A significa el funcionamiento de una sola bomba únicamente.
- La curva B significa el funcionamiento de la otra bomba únicamente.
- La curva C, representa la suma de las cabezas de las curvas anteriores.
- El punto D, es donde el sistema alcanza su mayor rendimiento y se le llama punto óptimo. Es aquí donde el Caudal y WF, son los adecuados para su funcionamiento y para calcular la potencia teórica de este tipo de sistemas.
- La curva E, es la que se obtiene al resolver el problema y graficar WF vs. Caudal. (Caudal en el eje de X y Y con la misma escala de valores de H)

7.10.2.- Bombas en paralelo.

Cuando dos bombas trabajan en paralelo, el flujo, es para aumentar el caudal del sistema, (aumenta la gráfica en el eje de las x a la derecha) Esto no lo logra una sola bomba sin implicar mayor costo en el tamaño, espacio y

mantenimiento, pero en un sistema donde hay 2 ó más es más común, es más redituable, y aun que el sistema tendría dos bombas pequeñas, disminuyendo el espacio de operación, si una bomba se avería, el sistema del proceso no se detiene mientras se repara a la bomba descompuesta, disminuyendo pérdidas por detener el sistema. En la gráfica siguiente tenemos las siguientes curvas.

- A) La curva A significa el funcionamiento de una sola bomba únicamente.
- B) La curva B significa el funcionamiento de la otra bomba únicamente.
- C) La curva C, representa la suma de los caudales de las curvas anteriores.
- D) El punto D, es donde el sistema alcanza su mayor rendimiento y se le llama punto óptimo. Es aquí donde el Caudal y WF, son los adecuados para su funcionamiento y para calcular la potencia teórica de este tipo de sistemas.
- E) La curva E, es la que se obtiene al resolver el problema y graficar WF vs. Caudal. (Caudal en el eje de X y Y con la misma escala de valores de H)

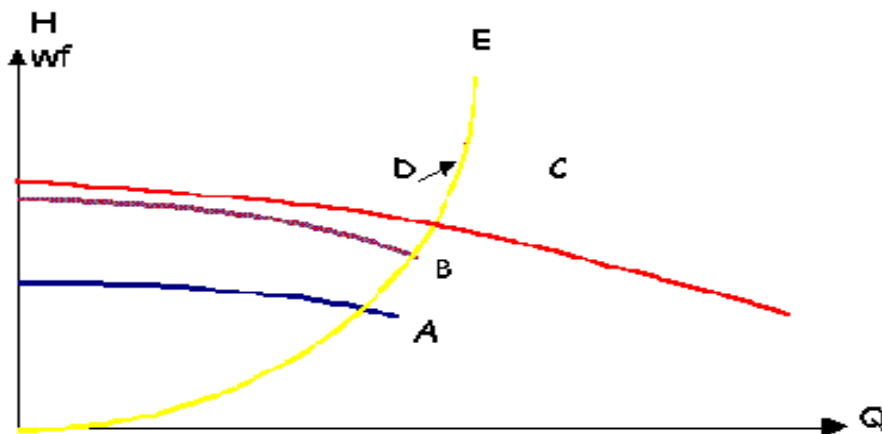


Fig. 60 Curva de una instalación de dos bombas en paralelo

7.11. - SELECCIÓN DE UNA BOMBA.

Para seleccionar una bomba, considerar los siguientes factores:

1. La naturaleza del líquido que se va a bombear.
 - Propiedades físicas de la sustancia
 - Si es solución ó mezcla. Se debe tener el porcentaje en peso de las diferentes sustancias.
 - Si son sólidos en suspensión se debe tomar en cuenta el diámetro de partícula.
 - Considerar las propiedades de abrasión.
 - Presión de vapor a la temperatura de bombeo.
2. La capacidad requerida (caudal)
3. Las condiciones en el lado de la succión (entrada de la bomba)
4. Las condiciones en el lado de la descarga (salida de la bomba)
5. La cabeza total de la bomba (wf en la fórmula del Bernoulli).
6. El tipo de fuente de alimentación (motor eléctrico, motor de diesel)
7. Características del motor (Tipo, operación)
8. Limitaciones de espacio, peso y posición.
9. Condiciones ambientales.
10. Costo de la bomba y de su instalación.

11. Costo de operación de la bomba.
12. Códigos y estándares que rigen a las bombas.
13. Materiales de construcción.

□ **Propiedades Del Líquido Transportado.** Ya que el líquido manejado por una bomba afecta a la columna y capacidad a las cuales puede operar la unidad, así como a la potencia demandada por la bomba y a los materiales de construcción que deben usarse para asegurar una vida satisfactoria de la bomba.

Ya que en los problemas de bombeo se encuentran cuatro clases de líquidos, además del agua: viscosos, volátiles, químicos, líquidos con sólidos en suspensión. Cada uno de ellos requiere un estudio cuidadoso debido a que su manejo puede presentar dificultades en cuanto a la selección de bombas, construcción y uso. La naturaleza del fluido está caracterizada por su temperatura en las condiciones de bombeo, densidad relativa, viscosidad, tendencia a la corrosión ó erosión en las diferentes partes de la bomba y presión de vapor a la temperatura de bombeo.

□ **Capacidad.** Se debe prever cuál es la capacidad requerida así como la cantidad máxima y mínima de líquido que habrá de desarrollar la bomba.

□ **Condiciones de succión.** En la colocación de una bomba se debe considerar si existe una elevación de succión o una columna de succión y cuál es la longitud y el diámetro del tubo de succión. En este punto es de vital importancia para la bomba la presión de vapor, ya que se utiliza para definir la presión en la superficie libre de un fluido debido a la formación de un vapor. Por esto es esencial que la presión de vapor a la entrada de la bomba permanezca arriba de la presión de vapor del fluido.

□ **Condiciones de descarga.** Se debe tener en cuenta cuál es la columna estática, si ésta es constante ó variable, Cuál es la columna de fricción Cuál es la presión de descarga máxima contra la que habrá de trabajar la bomba.

□ **Columna total.** Las variaciones en la capacidad y succión, causan variaciones en la columna total, por lo tanto se debe considerar si es el servicio continuo o intermitente, la colocación en la instalación si será en posición horizontal o vertical. En este último caso si es en pozo húmedo ó en pozo seco.

□ **Otros:** Se debe prever el tipo de potencia que se tiene disponible para mover la bomba y cuáles son las características de ésta, qué limitaciones de espacio, peso o transporte habrán de encontrarse además de la localización de instalación, la localización geográfica, la elevación sobre el nivel del mar, si la instalación interior o a la intemperie. Así como la variación de las temperaturas ambientales.

Después de la selección de las bombas se deben especificar los siguientes puntos:

1. Tipo de bomba (desplazamiento positivo, centrífuga, etc.)
2. Tamaño de la bomba.
3. Tamaño de la conexión de la succión y tipo (borde, roscada, etc.)
4. Tamaño y tipo de la conexión de la descarga.
5. Velocidad de operación.
6. Especificaciones de la alimentación (por ejemplo para un motor eléctrico, potencia requerida, velocidad, voltaje, fase, etc.)
7. Tipo de acoplamiento, fabricante, número del modelo.
8. Características del montaje.
9. Materiales y accesorios especiales que se requieran si los hay.
10. Diseño del sellado de la flecha y materiales de sellado.

El cliente suministra detalles completos a uno o más fabricantes, de las condiciones de bombeo y pide una recomendación y oferta las unidades que parezcan más apropiadas para la aplicación. El comprador efectúa un

cálculo completo del sistema de bombeo procediendo luego a elegir la unidad más adecuada de catálogos y gráficas de característica.

7.12. - CURVAS DE BOMBAS.

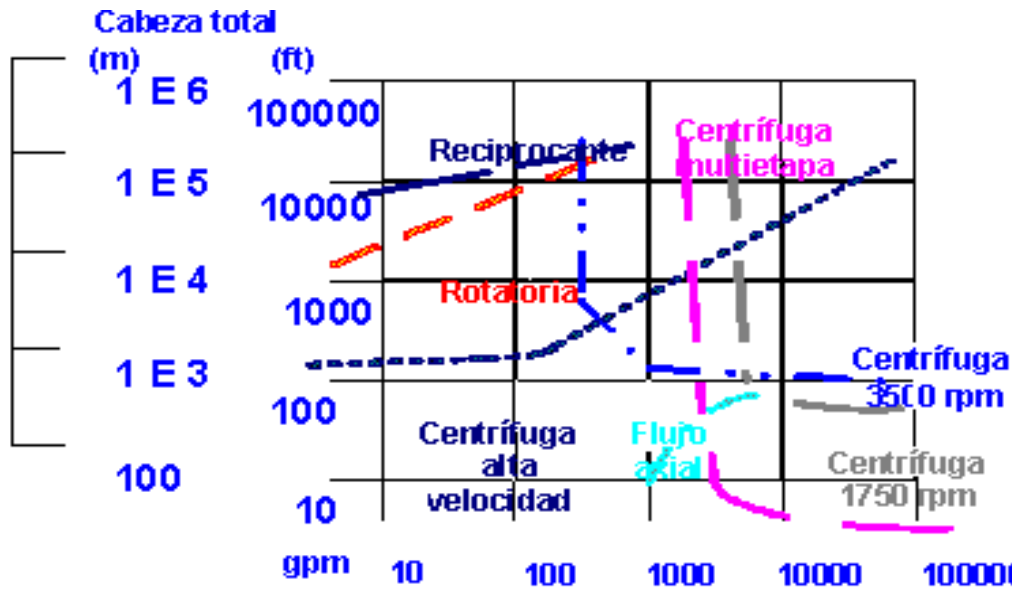
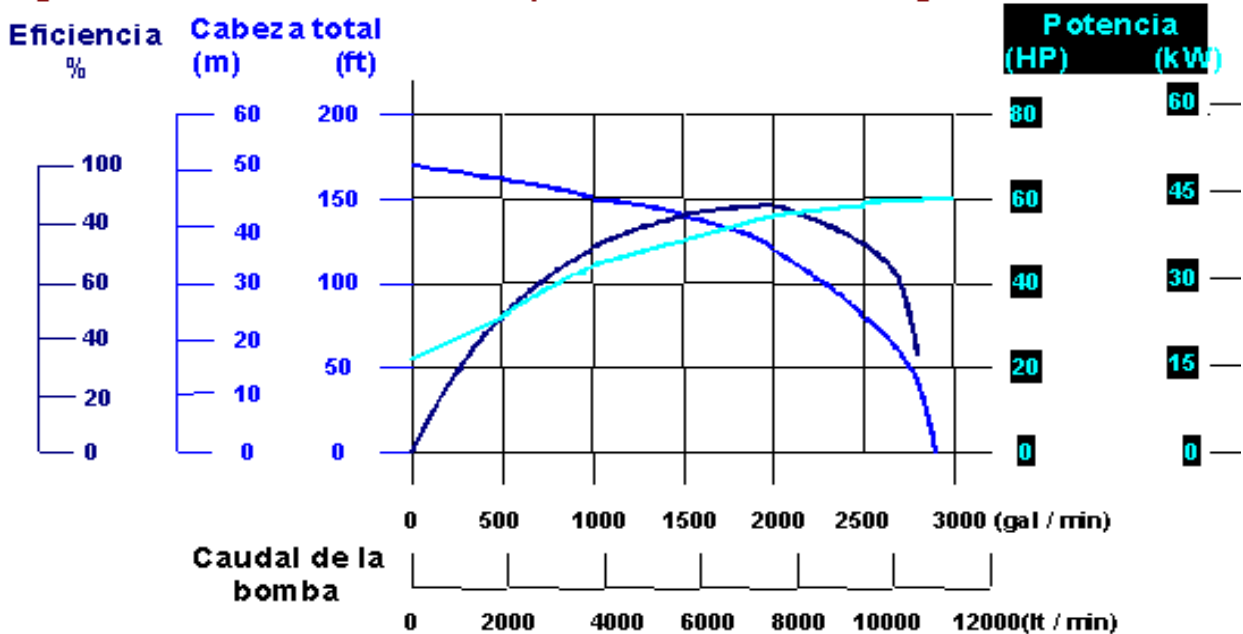
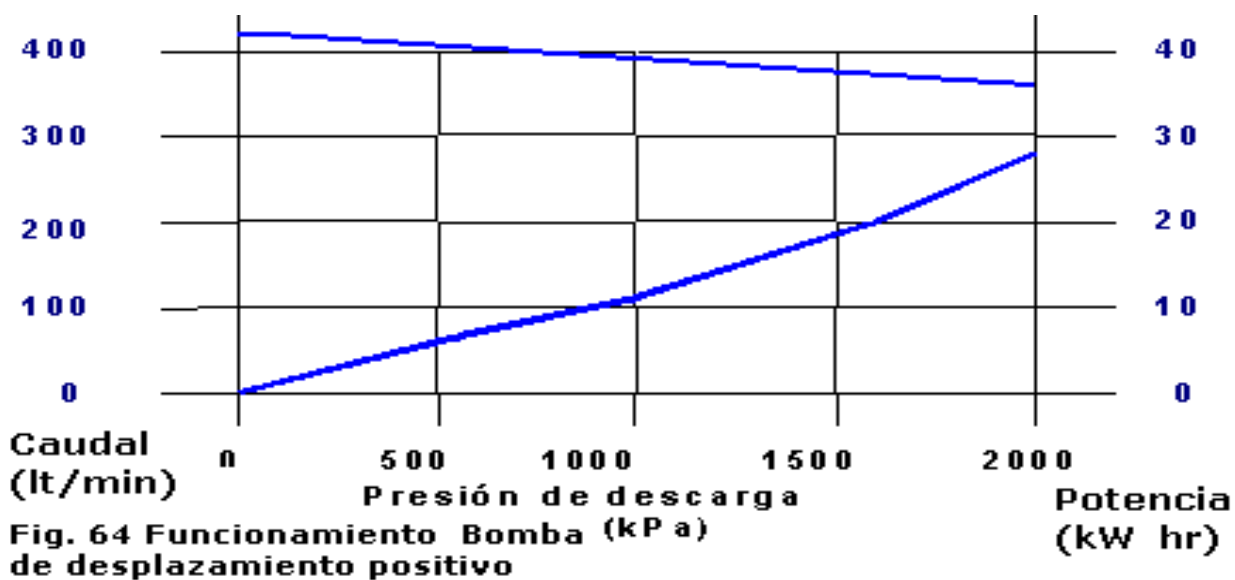
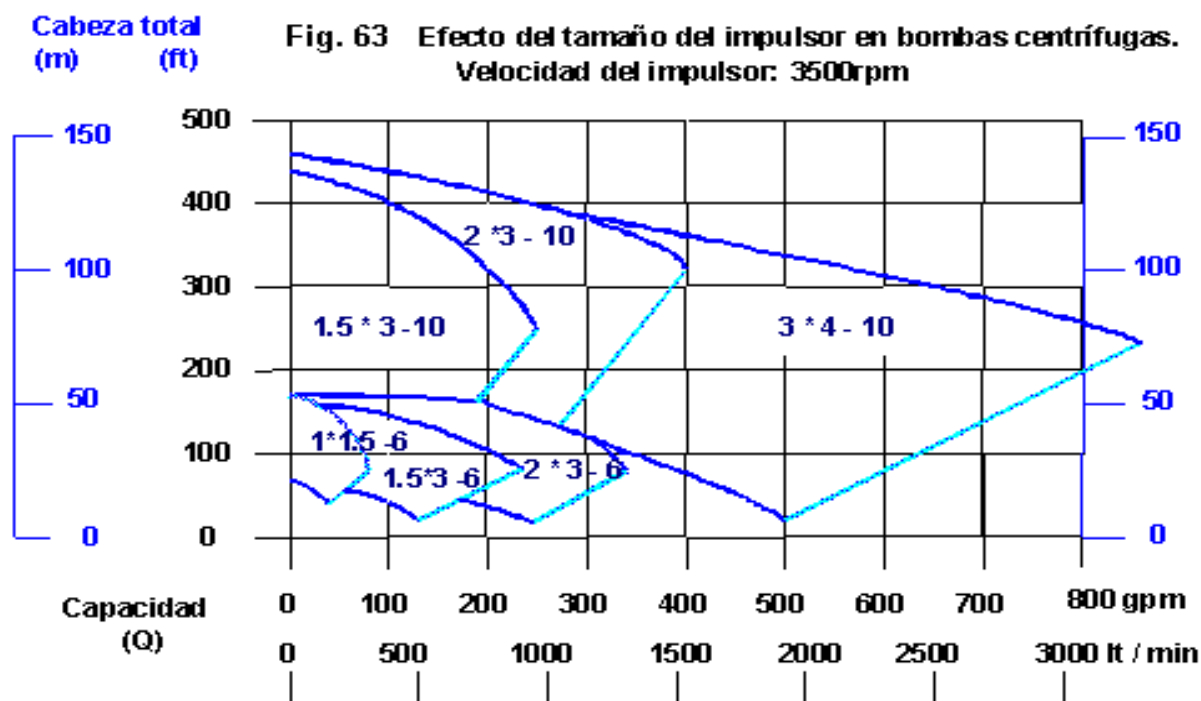


Fig. 61 Gráfica para la selección de una bomba centrífuga.

Fig. 62 Curva de funcionamiento para una bomba centrífuga.





Funcionamiento de una bomba centrífuga de 2 * 3 -10 de 1750 rpm Fig. 65

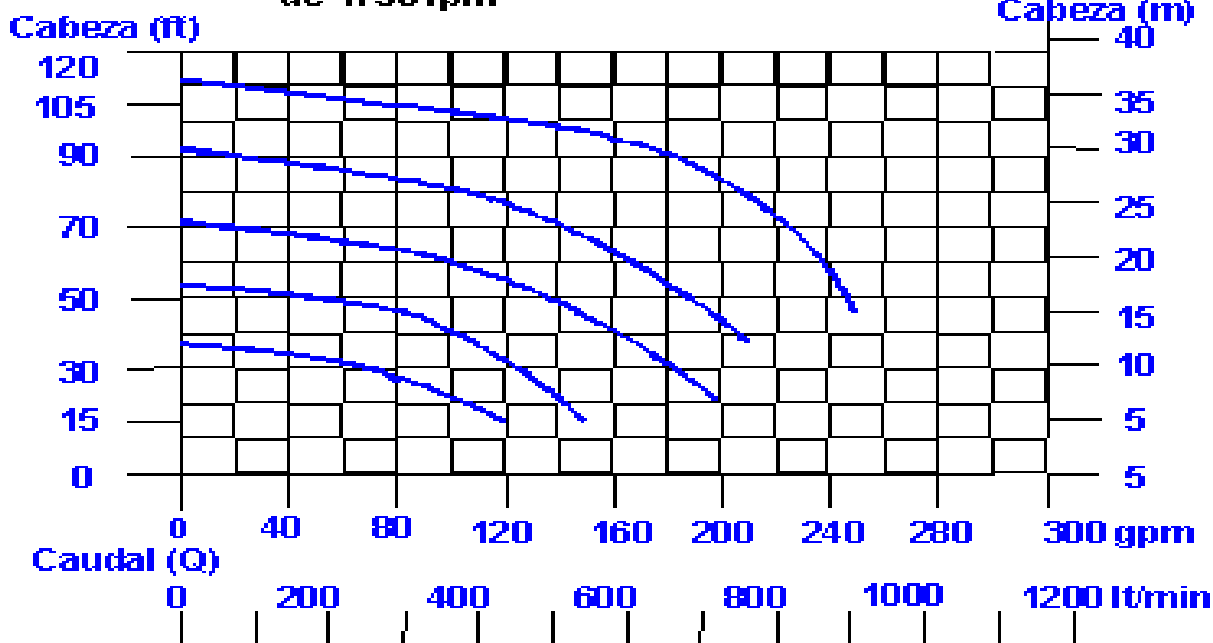
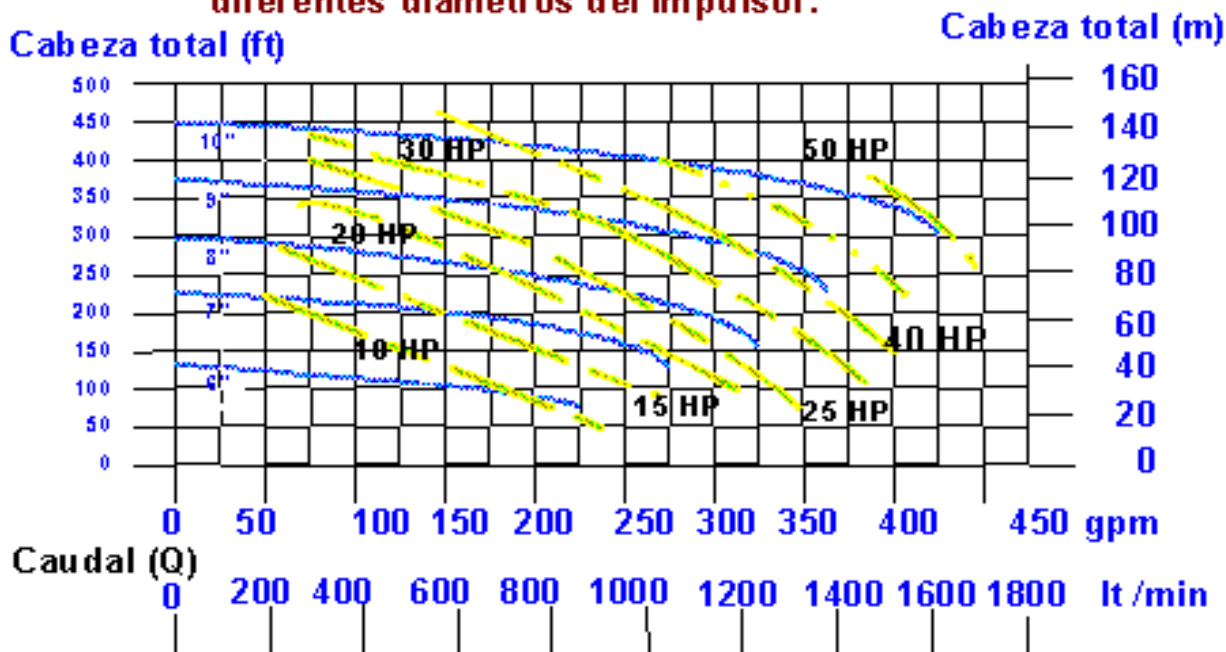
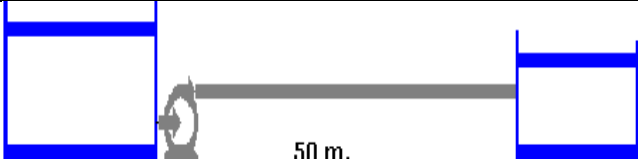


Fig. 66 Funcionamiento de una bomba centrífuga para diferentes diámetros del impulsor.

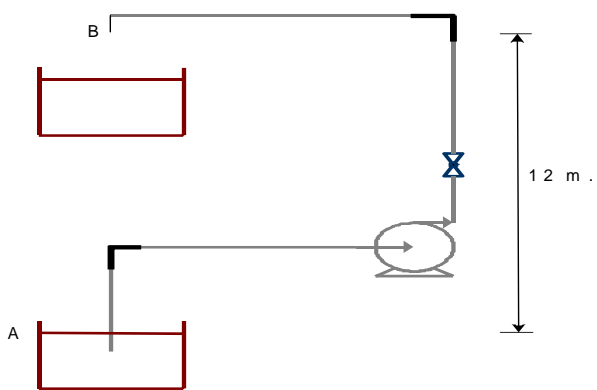


Ref. Mott. Robert, *Mecánica de fluidos aplicada*.

7.13. - EJERCICIOS BOMBAS.

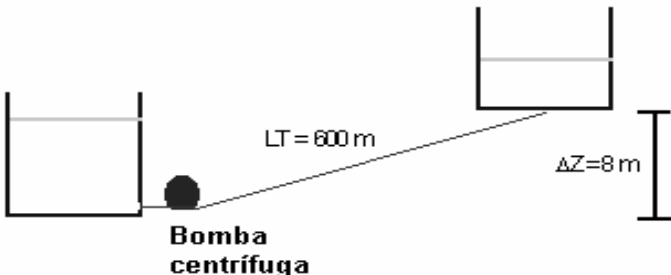
Ejercicio uno.		Tiempo (θ)
Para concentrar una disolución de NaCl, se bombea desde un depósito hasta un evaporador, a través de una tubería de 3 cm. de diámetro. A razón de $150 \text{ m}^3 \cdot \text{día}^{-1}$. A la temperatura de bombeo, la mezcla tiene $\rho = 1,150 \text{ kgm} \cdot \text{m}^{-3}$ y $\mu = 2.3 \text{ cP}$. La tubería es de cobre y tiene una $\epsilon = 0.0003 \text{ m}$. Calcular: La pérdida de presión por fricción si no tuviera bomba. La potencia necesaria para vencer la presión.		
		1:23'40
2. - Planteamiento del problema.		2:25'58
$HFS = \left(\frac{U^2}{2 \cdot gc} \cdot KT \right)$	56	
$PH = wf \cdot W = wf \cdot Q \cdot \rho$	171	
$NRE = D \cdot U \cdot \rho / \mu$	29.1	
$\Delta Z \cdot \frac{g}{gc} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 \cdot gc} + \frac{\Delta P}{\rho} + HFS + Wf = 0$	172	
3.- Elección de las variables.		3:31'25
a) Cálculo de la velocidad. b) Cálculo del Número de Reynolds. c) De la gráfica de Moody y obtener el valor de f. d) Cálculo del HFS. e) Cálculo de la caída de presión. f) Cálculo de la masa velocidad (W) g) Cálculo de la potencia hidráulica.		
4.- Datos.		4:59'27
$Q = 150 \text{ m}^3 / \text{día}$ $\rho = 1,150 \text{ kgm} \cdot \text{m}^{-3}$ $\mu = 2.3 \text{ cP}$	$Di = 3 \text{ cm}$ $A = (3 \text{ cm.})^2 \cdot (0.7854) = 7.0686 \text{ cm}^2$ $\epsilon / D = 0.001$ $LT = 50 \text{ m}$	
5.- Factores de conversión.		6:14'33
$\mu = 2.3 \text{ cP} \cdot \left(\frac{0.001 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{seg}}}{1 \text{ cP}} \right) = 0.0023 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{seg}}$ $Di = 3 \text{ cm} \cdot \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} = 0.03 \text{ m}$ $Q = \left(150 \frac{\text{m}^3}{\text{día}} \cdot 1.15 \text{ E} - 5 \frac{\text{día}}{\text{seg.}} \right) = 0.0017 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$ $A = 7.0686 \text{ cm}^2 \cdot \left(\frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \right)^2 = 0.000706 \text{ m}^2$		
6.- Calculando la velocidad.		8:33'75
$U = \frac{Q}{A} = \frac{0.0017 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}}{0.000706 \text{ m}^2} = 2.4079 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$		

6.1.- Calculando el Número de Reynolds.	9:10:02
$NRe = \frac{0.03m * 2.4079 \frac{m}{seg} * 1,150 \frac{kg}{m^3}}{0.0023 \frac{kg}{m * seg}} = 3.6E4$	
6.2- De la gráfica de Moody. El valor de f: 0.026	9:40'16
6.3.- Calculando el HFS:	10:20'55
$HFS = \frac{\left(2.4079 \frac{m}{seg}\right)^2 * 50m * 0.026}{2 * 9.81 \frac{kg * m}{kg_f * seg^2} * 0.03m} = 12.8056 \frac{kg_f * m}{kg}$	
6.4.- Calculando la caída de presión.	10:51'89
$\Delta P = 12.8056 \frac{kg_f * m}{kg} * 1,150 \frac{kg}{m^3} = 14,726.442 \frac{kg_f}{m^2}$	
6.5-Para b) primero calcular la masa velocidad (W)	11:25'69
$W = 0.0017 \frac{m^3}{seg} * 1,150 \frac{kg}{m^3} = 1,955 \frac{kg}{seg}.$	
6.6.- WF es igual al HFS:	12:02'56
WF = 12.8056 kgf * m / kg.	
6.7.-La potencia hidráulica es:	12:29'23
$PH = WF * W = 12.8056 \frac{kg_f * m}{kg} * 1.955 \frac{kg}{seg} = 25.035 \frac{kg_f * m}{seg}$	
7.- Factor de conversión.	12:59'89
$PH = 25.035 \frac{kg_f * m}{seg} * \frac{1CV}{75 \frac{kg_f * m}{seg}} = 0.3338CV$	
8.-Resultados:	13:21'25
$\Delta P = 14,837.7939 \frac{kg}{m^2}$ PH = 0.3338 CV	

Ejercicio dos.	Tiempo θ
	0:20'34

En la instalación que se muestra en el esquema, calcular:					
a) la potencia que ha de tener la bomba, si funciona a una eficiencia de 0.75 y ha de surtir un caudal de 20 lt. / Seg. Siendo el líquido que transporta gasolina de $\gamma = 0.65$. Se da por hecho, que el valor de KT equivale a 10.18. Este ejercicio, tiene la finalidad de demostrar que con ciertos datos necesarios, los ejercicios de tuberías se pueden resolver con los dos métodos. (Método de las longitudes equivalentes y por el método de las resistencias)					
Numerar los datos que son necesarios conocer para ve el ejercicio por ambos métodos.					
2.- Planteamiento del problema.				1:52'92	
$U = Q / A$			62		
$HFS = \left(f * \frac{LT}{D} * \frac{U^2}{2 * gc} \right)$			55		
$HFS = \left(\frac{U^2}{2 * gc} * KT \right)$			56		
$W = Q * \rho$			61		
$PH = wf * W = wf * Q * \rho$			171		
$\Delta Z * \frac{g}{gc} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 * gc} + \frac{\Delta P}{\rho} + HFS + Wf = 0$			172		
$PR = PH / \eta$			173		
3.- Elección de las ecuaciones.				3:25'50	
a) Calcular el HFS por los dos métodos. b) Calcular de la velocidad. c) Calcular del número de Reynolds. d) Calcular de la relación ϵ / D . e) Localizar el valor de f: f) Comparar ambos métodos del HFS. g) Calcular la potencia hidráulica = Potencia total. h) Calcular la potencia real.					
4.- Datos.				9:34'11	
$Q = 20 \text{ lt. / seg.}$ $\eta = 0.75$ $\rho = 650 \text{ (kgm/m}^3\text{)}$ $\mu = 0.75 \text{ cP}$		$\epsilon = 0.00004 \text{ m}$ $D = 10 \text{ cm.}$ $A = (10 \text{ cm})^2 * 0.7854 = 78.54 \text{ cm}^2$ $LT = 50 \text{ m.}$			
5.- Factores de conversión.				10:26'50	
$Q = 20 \frac{\text{lt}}{\text{seg}} * \frac{1\text{m}^3}{1000\text{lt}} = 0.02 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$ $\mu = 0.75\text{cP} * \frac{0.001 \frac{\text{kg}}{\text{m} * \text{seg}}}{1\text{cP}} = 7.5\text{E} - 4 \frac{\text{kg}}{\text{m} * \text{seg}}$ $A = 78.54\text{cm}^2 * \left(\frac{1\text{m}}{100\text{cm}} \right)^2 = 0.0078\text{m}^2$					
6.- Para calcular el HFS, se hará por los dos métodos, así que se harán dos tablas para contabilizar KT y LT.					
Accesorio	#	L/D	Ki	KT	(2:55'88)
Codos	2	30	0.5	1	
VCTA	1	13	0.2	0.2	
Entrada	1	-	0.5	0.5	
LTR	1	50/0.1	8.5	8.5	
Total				10.2	

Accesorio	#	L/D	L/D*#*Di	Le	(2:59'13)
Codos	2	30	30 * 0.1*2	6	
VCTA	1	13	13 * 0.1*1	1.3	
Entrada	1	45	45 * 0.1	4.5	
Le				11.8	
LTR	1	50		50	
LT				61.8	
6.1.- Cálculo de la velocidad.					13:25'63
$U = \frac{Q}{A} = \frac{0.02 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}}{0.0078 \text{m}^2} = 2.5477 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$					
6.2.- Cálculo del número de Reynolds.					15:00'98
$NRe = \frac{\rho * D * U}{\mu} = \frac{650 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0.1\text{m} * 2.5477 \frac{\text{m}}{\text{seg}}}{7.6\text{E}-4 \frac{\text{kg}}{\text{seg} * \text{m}}} = 2.2\text{E}5$					
6.3.- Cálculo de la relación ϵ / D					15:55'54
$\frac{\epsilon}{D} = \frac{0.00004\text{m}}{0.1\text{m}} = 0.0004$					
6.4.- Con la gráfica de Moody, localizar el valor de f: 0.018					16:23'73
6.5.- Comparando ambos métodos:					18:29'31
Re cordando que $KT = (f * LT * D) = \left(0.018 * \frac{61.8\text{m}}{0.1\text{m}}\right) = 11.124$					
6.6.- Sustituyendo los valores obtenidos en el balance de energía, se tiene:					20:01'89
$WF = \left(12 + \frac{2.5464^2}{9.81 * 2} + \frac{2.5464^2 * 10.2}{9.81 * 2}\right) \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{kgm}} = 15.7014 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{kgm}}$					
$WF = \left(12 + \frac{2.5464^2}{9.81 * 2} + \frac{2.5464^2 * 61.8 * 0.018}{9.81 * 2 * 0.1}\right) \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{kgm}} = 16 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{kgm}}$					
6.7.- Calculando la masa velocidad.					21:17'24
$W = 0.02 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} * 650 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 13 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}$					
6.8.- Calculando la potencia hidráulica = Potencia total:					22:32'15
$PT = wf * W = 15.7014 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{kg}} * 13 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} = 204.1182 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{seg}}$					
$PT = wf * W = 16 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{kg}} * 13 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} = 208 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{seg}}$					
6.9.- La potencia real es:					23:00'15
$PR = \frac{204.1182 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{seg}}}{0.75} = 272.1576 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{seg}} \quad PR = \frac{200 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{seg}}}{0.75} = 277.3334 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{seg}}$					
7.- Factor de conversión.					23:33'00
$PR = 272.1576 \frac{\text{kg}_f}{\text{m} * \text{seg}} * \frac{1\text{CV}}{75 \frac{\text{kg}_f}{\text{m} * \text{seg}}} = 3.6\text{CV}$					

$PR = 272.1576 \frac{\text{kg}_f}{\text{m} \cdot \text{seg}} * \frac{1\text{CV}}{75 \frac{\text{kg}_f}{\text{m} \cdot \text{seg}}} = 3.6977\text{CV}$										
8.- Resultado.		25:15'23								
<p>La potencia real es de 3.56 CV. Los datos que se necesitan para poder resolver un sistema de tuberías por ambos métodos son:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. - El fluido transportado 2. - La temperatura del fluido. Ya que así se pueden conocer las propiedades físicas básicas (densidad y viscosidad) 3. - Se debe conocer el material de tubería ó en su defecto la rugosidad absoluta de la tubería para así poder calcular el factor de fricción. 										
Ejercicio tres.		Tiempo (θ)								
 <p>Determinése la descarga del sistema con las características de la bomba dadas. Considera que el único accesorio es el tubo inclinado.</p>		0:10'47								
2.- Ecuaciones.		1:52'92								
$PH = wf * W = wf * Q * \rho$		171								
$\Delta Z * \frac{g}{gc} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 * gc} + \frac{\Delta P}{\rho} + HFS + Wf = 0$		172								
$PR = \frac{PH}{\eta}$		173								
$HFS = \left(\frac{U^2}{2 * gc} * KT \right)$		56								
3. - Procedimiento		3:25'50								
<ol style="list-style-type: none"> a) Calcular la velocidad. b) Calcular HFS. c) Calcular el WF. d) Graficar en la abscisa el caudal. e) Graficar en la ordenada (mano izquierda): la cabeza y WF calculada. f) Graficar en la ordenada (mano derecha): la eficiencia. g) Donde se une la línea graficada de Q con WF, se obtienen los valores óptimos. 										
4.- Datos.		2:33'44								
$L_T = 600 \text{ m};$ $D_i = 500 \text{ mm} = 0.5 \text{ m};$ $A = 0.19625 \text{ m}^2$	$\rho = 998.2;$ $\mu = 0.9 \text{ cP}$ $\epsilon = 0.5 \text{ mm};$ $\Delta Z = 8 \text{ m}.$									
Datos de operación de las bombas centrífugas.										
Bomba H (m)	21.3	18.3	16.8	15.2	13.7	12.2	10.7	9.1	7.6	6.1
Q (lt/seg)	0	56.6	72.5	85.8	97.7	108	116	127	130	134
η (%)	0	59	70	76	78	76.3	72	65	56.5	42

6. - Cálculo de K_T										4:08'80	
$\frac{L}{D} = \frac{600 \text{ m}}{0.5 \text{ m}} = 1,200$											
Del nomograma $K_T = 14$											
6.1- Resolviendo el sistema.										19:15'58	
H (m)	21.3	18.3	16.8	15.2	13.7	12.2	10.7	9.1	7.6	6.1	
Q m ³ /seg	0	0.0566	0.0725	0.0858	0.0977	0.108	0.116	0.127	0.130	0.134	
η %	0	0.0725	70	76	78	76.3	72	65	56.5	42	
$U_2^2 / 2 * g c$	0	0.0042	0.0069	0.0097	0.0126	0.0154	0.0178	0.0213	0.0223	0.0237	
ΔZ	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	
Hfs	0	0.059	0.097	0.136	0.176	0.215	0.249	0.298	0.312	0.331	
Wf	8	8.0633	8.1039	8.1459	8.189	8.231	8.2670	8.3199	8.3349	8.3655	
6.2.- Gráfica del sistema.										26:14'78	
<p>La gráfica muestra cuatro series de datos:</p> <ul style="list-style-type: none"> Caudal vs Cabeza: Representado por una línea con diamantes, muestra una curva decreciente. Caudal vs wf: Representado por una línea con cuadrados, muestra un aumento lineal. Caudal vs eficiencia: Representado por una línea con triángulos, muestra una curva que alcanza un máximo. Caudal: Representado por una línea con cruces, muestra los valores de caudal en el eje X. 											
6.3.- De la gráfica obtenemos los datos óptimos de la bomba.										29:14'45	
Q óptima = 0.128 m ³ / seg.											
WF = 8.32 kgf * m / m.											
$\eta = 62\%$											
6.4.- Cálculo de la potencia hidráulica.										31:45'78	
$PH = 8.32 \frac{\text{kg}_f \cdot \text{m}}{\text{kg}} * 0.128 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} * 998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 1062.83 \frac{\text{kg}_f \cdot \text{m}}{\text{seg}}$											
6.5.- Potencia real.										33:00'45	
$PR = \frac{1062.83 \frac{\text{kg}_f \cdot \text{m}}{\text{seg}}}{0.62} = 1714.242 \frac{\text{kg}_f \cdot \text{m}}{\text{seg}}$											
7.- Factor de conversión.										35:01'41	
$PR = 1714.242 \frac{\text{kg}_f \cdot \text{m}}{\text{seg}} * \frac{1 \text{ kW}}{101.8 \frac{\text{kg}_f \cdot \text{m}}{\text{seg}}} = 16.82 \text{ kW}$											
8.-Resultado:										35:35'45	
El valor de la potencia real es 16.82 kW.											

Ejercicio cuatro.				Tiempo (θ)	
				0:14'44	
1.- Encontrar la descarga en el sistema para las bombas A y B en serie, con 1,600 m. De tubería de hierro forjado nuevo.					
2.- Ecuaciones.				1:29'73	
U = Q / A			62		
W = Q * ρ			61		
PH = wf * W = wf * Q * ρ			171		
$\Delta Z \left(\frac{g}{gc} \right) + \frac{\Delta P}{\rho} + \left(\frac{U_2^2 U_1^2}{2 * gc} \right) + \left(\frac{U^2}{2 * gc} * KT \right)$			59		
PR = PT / η			173		
3.- Elección de las ecuaciones.				3:25'50	
1.- Calcular Kt. 2.- Graficar los datos de las bombas. Q vs. H. 3.- Fijar valores Q* y obtener interpolando de la gráfica, cada valor de H según las líneas graficadas de Q vs. H. 4.- Sumar cada H obtenida. 5.- Resolver la velocidad para cada dato. 6.- Calcular HFS. 7.- Obtener el WF de acuerdo al balance de energía 8.- Graficar Wf calculado vs. Q* 9.- Obtener el valor óptimo de Q y Wf. 10.- Calcular la potencia hidráulica.					
4.- Datos.				5:01'45	
BOMBA "A"			BOMBA "B"		
H (m)	Q m ³ /seg	η %	H (m)	Q m ³ /seg	η %
21.3	0	0	24.4	0	0
18.3	0.0566	59	21.3	0.074	54
16.8	0.0725	70	18.3	0.112	70
15.2	0.0858	76	15.2	0.140	80
13.7	0.0977	78	12.2	0.161	73
12.2	0.108	76.3	9.1	0.174	60
10.7	0.116	72			
9.1	0.127	65			
7.6	0.130	56.5			
D = 300 mm. = 0.3 m.			ρ = 999 kgm * m ⁻³		
A = 0.07065 m ²			ΔZ = 30 m.		
6.- Resolviendo Calculando Kt.				7:15'14	
Accesorios	Entrada	Salida	L. T. R.		
# Accesorios	1	1	1		
L/D	-----	-----	1600/0.3 = 73.6		
Ki	0.5	1	69.3334		
K _T	0.5	1	69.3334		

Como el valor de la L/D es mucho mayor al que se puede calcular en el nomograma, se debe realizar una extrapolación: si para L/D igual a 1000, K es igual a 13, cuanto será para 5,333.3334.

$$K_i = \frac{5333.3334 \frac{L}{D}}{1000 \frac{L}{D}} * 13K_i = 69.3334 K_i$$

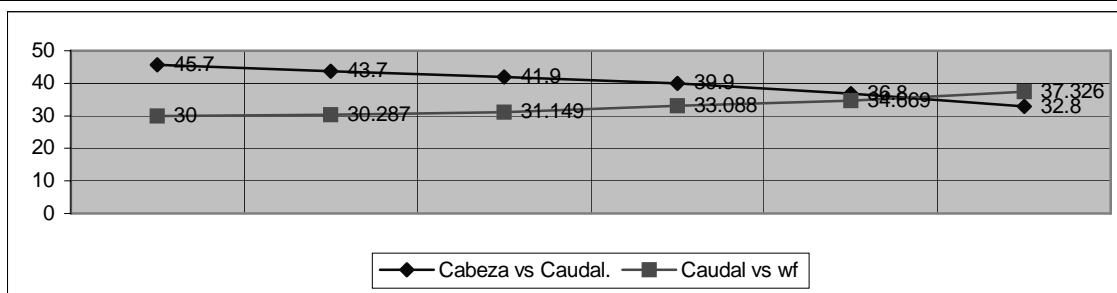
6.1.- Desarrollo del ejercicio.

15:45'45

Arreglo En Serie (Se suman las cabezas)						
Q _T m ³ /seg	H _A + H _B = H _T	ΔZ (m)	m/seg (U)	U ₂ ² / 2 * gc	H _{fs}	W _f
0.02	21.3 + 24.4 = 45.7	10	0	0	0	30
0.04	20.1 + 23.6 = 43.7	10	0.283	0.004	0.283	30.287
0.06	19.1 + 22.8 = 41.9	10	0.566	0.016	1.133	31.149
0.08	17.9 + 22 = 39.9	10	0.849	0.043	3.045	33.088
0.10	15.9 + 20.9 = 36.8	10	1.132	0.065	4.604	34.669
0.12	13.4 + 19.4 = 32.8	10	1.415	0.102	7.224	37.326

6.2. - Gráfica del sistema.

22:12'45



6.3.- De acuerdo con la gráfica se tienen los siguientes datos óptimos:

23:59'89

$$- w_f = 38 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{seg}} \quad Q_{op} = 0.0865 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} = 86.5 \text{ lt/seg}$$

6.4.- Cálculo de la potencia hidráulica.

25:14'45

$$PH = 0.0865 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} * 35.6 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{kg}} * 999 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 3,283.713 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{seg}}$$

6.5.- Cálculo de la potencia real.

26:12'44

$$PR = \frac{3,283.713 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{seg}}}{0.715} = 4,592.6056 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{seg}}$$

7.- Factores de conversión.

27:49'56

$$PR = 4,592.6056 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{seg}} * \frac{1 \text{HP}}{76.108 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{seg}}} = 60.3432 \text{HP}$$

8.- Resultado.

27:59'89

La potencia real es de 60.35 HP

Ejercicio cinco.

Tiempo (θ)

0.22:12



Para el sistema mostrado a continuación, calcular la cabeza neta positiva de succión, y asegurarse de si es la indicada para el sistema.	
2.- Ecuaciones.	1:45'78
$\text{NPSH} = \frac{P^\circ - P}{\rho}$	158
$\Delta Z \left(\frac{g}{gc} \right) + \frac{\Delta P}{\rho} + \left(\frac{U_2^2 - U_1^2}{2 * gc} \right) + \left(\frac{U^2}{2 * gc} * KT \right)$	59
3.- Selección del método.	2:59'78
1.- Calcular la presión de vapor. 2.- Calcular ambas velocidades. 3.- Calcular el HFS para los dos diámetros. 4.- Sumar las ecuaciones 59 y 166. La ecuación 166, es inmediata para el sistema Inglés, se suprime el valor de 144, para que pueda ser utilizada en cualquier sistema de unidades.	
4.- Datos:	5:18'45
Propiedades del fluido: Benceno a 66°C $\rho_r = 0.899$; $\rho = 0.899 * 979.94 \text{ kgm} * \text{m}^{-3}$ $P \text{ vapor } (P^\circ) = 83.92 \text{ kgf} * \text{m}^{-2}$ $\text{Presión en el tanque uno} = 4931.82 \text{ kgf} * \text{m}^{-2}$	$\Delta Z = 5.2 \text{ m.}$ $KT_1 = 4.18$ $KT_2 = 11.6$ $U_1 = 1.31 \text{ m} * \text{seg.}^{-1}$ $U_2 = 2.88 \text{ m} * \text{seg.}^{-1}$
6.- Cálculo del HFS. Uno y dos	7:48'78
$\text{HFS}_1 = 4.18 * \frac{\left(\frac{1.31 \text{ m}}{\text{seg}} \right)^2}{2 * 9.81 \frac{\text{kg} * \text{m}}{\text{kg}_f * \text{seg}^2}} = 0.3656 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{kg}}$ $\text{HFS}_2 = 11.6 * \frac{\left(\frac{2.88 \text{ m}}{\text{seg}} \right)^2}{2 * 9.81 \frac{\text{kg} * \text{m}}{\text{kg}_f * \text{seg}^2}} = 4.904 \frac{\text{kg}_f * \text{m}}{\text{kg}}$	
6.2.- Calculando la NPSH.	9:15'58
$\text{NPSH} = \left(5.2 + \left(\frac{2.88^2 - 1.33^2}{2 * 9.81} \right) + 0.3656 + 4.904 + \frac{83.92 - 4931.82}{880.966} \right) \text{m} = 5.48 \text{ m}$	
8.- Resultado.	10:00'54
El NPSH de la bomba es de 5.48 m.	

8.- COMPRESORES.

Un compresor es una unidad de trabajo que sirve para dar velocidad o presión a gases o mezcla de estos, se utiliza principalmente como medio de transporte para llevar el fluido a proceso, almacenaje o servicio. Se entiende por compresión al proceso mediante el cual se eleva la presión de un fluido gaseoso por una disminución de su volumen específico. Un compresor es una máquina que eleva la presión de un fluido gaseoso, aspiran el aire ambiente (a presión atmosférica) y lo comprimen hasta lograr una presión superior.

8.1.- CLASIFICACIÓN DE COMPRESORES.

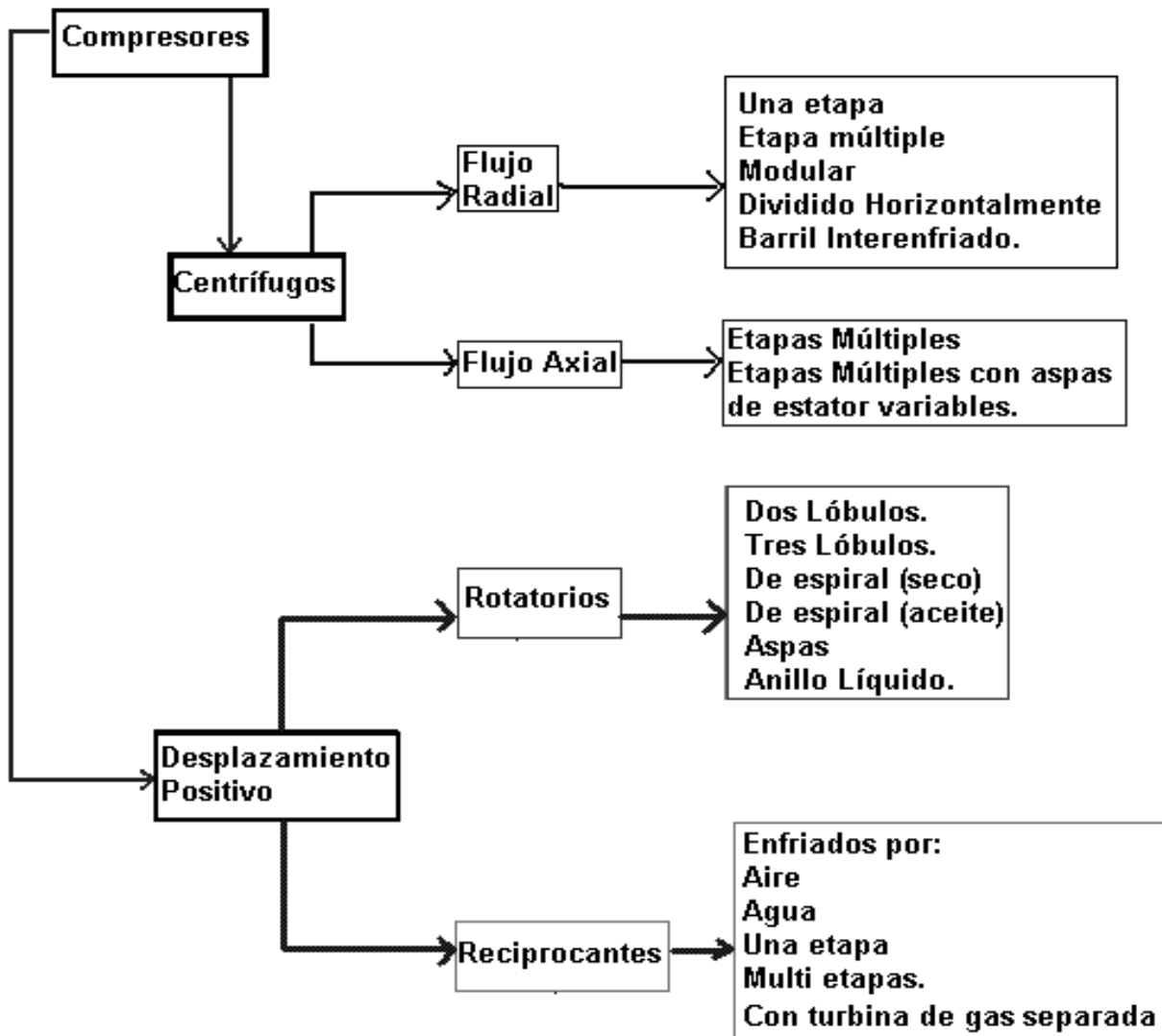


Fig. 67 Clasificación de compresores.

8.2. - VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE COMPRESORES.

Desplazamiento positivo.

- Tiene válvulas de succión y de descarga (válvulas de estrangulamiento)
- Ocasiona pérdidas por fricción.
- Ocupan mucho espacio.

- d) Requieren mantenimiento frecuente. Llegan a causar deformaciones en las partes móviles.
- e) Existe desgaste por fricción entre las partes móviles: Los anillos de los pistones con las paredes del cilindro, resorte y placas, discos de válvulas que se acoplan con sus asientos y entre el empaque y la biela.
- f) Tienen flujo pulsante.
- f) Maneja altas presiones y volúmenes de valor muy bajo y hasta moderado.

Compresores reciprocantes:

- a) Abarcan capacidades hasta de 3,000 pies cúbicos por minuto estándar.
- b) Se utilizan para flujos a muy alta presión.

Compresores centrífugos. Ventajas.

- a) En el intervalo de 2000 a 200,000 ft³ / min. Y según sea la relación de presión, este compresor es económico por que se puede instalar en una sola unidad.
- b) Ofrece una variación bastante amplia en el flujo con un cambio pequeño en la carga.
- c) La ausencia de piezas que rocen la corriente de compresión permite trabajar un largo tiempo entre intervalos de mantenimiento, siempre y cuando los sistemas auxiliares de aceite lubricante y aceite de sellos esté correcto.
- d) Se pueden obtener grandes volúmenes en un lugar de tamaño pequeño. Esto es una ventaja para los terrenos costosos.
- e) Cuando se genera suficiente vapor en el proceso, un compresor centrífugo será adecuado para moverlo con una turbina de vapor de conexión directa.
- f) Su característica es un flujo suave y libre de pulsaciones.

Compresores centrífugos. Desventajas:

- a) Son sensibles al peso molecular del gas que se comprime. Los cambios imprevistos en el peso molecular pueden hacer que las presiones de descarga sean muy altas o muy bajas.
- b) Se necesitan velocidades muy altas en las puntas para producir la presión. Con la tendencia a reducir el tamaño y aumentar el flujo.
- c) Un aumento pequeño en la caída de presión en el sistema de proceso puede ocasionar reducciones muy grandes en el volumen del compresor.

8.3. - TÉCNICA PARA CALCULAR COMPRESORES DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO (UN GAS)

Siendo n el número de etapas y el valor de la raíz Rc. La compresión óptima generalmente es de 2.7 a 4. Valor que se debe manejar para determinar cuántas etapas se dan en la compresión.

Procedimiento.
1.- Cálculo de la razón de compresión.
Rc= Presión de descarga / Presión de succión.
1.1.- Si Rc > límite recomendado ∴ Rc _{calc} comenzando con n = 2, 3... hasta Rc = parámetros recomendados. [Rc] ^{1/n}
Diferenciar entre el caso ideal sin enfriamiento y el caso con enfriamiento.
a) Ideal, sin enfriamiento: Es conveniente considerar Rc igual para cada etapa: Rc ₁ = Rc ₂ = Rc ₃ ...
b) Con enfriamiento:
$Rc_{1,real} = \frac{PD_1 + \frac{\Delta P}{2}}{PS_1} \quad Rc_{2,real} = \frac{PD_2 + \frac{\Delta P}{2}}{PS_2 - \frac{\Delta P}{2}} \quad Rc_{3,real} = \frac{PD_3 + \frac{\Delta P}{2}}{PS_3 - \frac{\Delta P}{2}}$

Considerar la diferencia de presión y temperatura entre etapas. Ya que:

$P_{\text{succión}_1} \neq P_{\text{descarga}_1}$

$PS_1 \text{ real} = PS_1$

$$PD_{1,\text{real}} = PS_{1,\text{real}} * rc + \left(\frac{\Delta P}{2}\right) \quad PS_{2,\text{real}} = PD_1 * rc - \left(\frac{\Delta P}{2}\right)$$

Obtención de las temperaturas Inter. Etapas.

$$TD_{1,\text{real}} = TS_1 * \left(\frac{PD_1}{PS_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$TS_{2,\text{real}} = TD_{1,\text{real}} - \Delta T$$

$$TD_{2,\text{real}} = TS_{2,\text{real}} * (Rc_2 \text{ real})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$TS_{3,\text{real}} = TD_{2,\text{real}} - \Delta T$$

Obtención de las presiones Inter etapas.

$$PD_{2,\text{real}} = PD_{1,\text{real}} * Rc + \frac{\Delta P}{2}$$

$$PS_{3,\text{real}} = PS_{1,\text{real}} * Rc - \frac{\Delta P}{2}$$

$$PD_{3,\text{real}} = PS_{2,\text{real}} + Rc + \frac{\Delta P}{2}$$

Cálculo del trabajo de compresión:

a) Para una etapa:

$$wf = \frac{Ps * \gamma}{(\gamma - 1) * \rho s} \left[\left(\frac{Pd}{Ps}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \left[\frac{\text{lbf} * \text{ft}}{\text{lbm}} \right]$$

b) Para dos ó más etapas:

$$wf = \frac{Ps * \gamma}{(\gamma - 1) * \rho s} * \left[\left(Rc_1 \text{ real}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + Rc_2 \text{ real}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + Rc_3 \text{ real}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) - n \right]$$

Cálculo de la potencia teórica: $PT = wf * W$

Cálculo de la potencia teórica en HP (horse power)

a) Para compresores de una etapa:

$$PT = \frac{144}{33000} * \left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right) * P1 * Q1 * Z * \left[\left(\frac{Pd}{Ps}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

b) Para "n" etapas:

$$PT = \frac{144}{33000} * \left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right) * P1 * Q1 * Z * \left[\left(Rc_1 R^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + Rc_2 R^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + Rc_3 R^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) - n \right]$$

Cálculo de la potencia real:

$$PR = \frac{PT}{\eta} * Lo$$

Lo: es el factor de pérdidas por fricción que depende de Rc, debido a la fricción del pistón con los empaques, anillos, válvulas, etc.

Tabla 33.

A continuación se tienen valores para la razón de compresión de Lo:

Rc	Lo	Rc	Lo	Rc	Lo	Rc	Lo
1.1	2.39	1.7	1.44	3.0	1.24	5.0	1.205
1.2	1.91	2.0	1.34	3.5	1.22	6.0	1.20
1.4	1.616	2.5	1.26	4.0	1.21		

Tabla 34. Ref. Ludwig

8.4. - CÁLCULO DE COMPRESORES CON DIAGRAMA PRESIÓN VS. ENTALPÍA.

Este tipo de diagramas, conocidos como Molliere, sólo existen para gases y líquidos comunes, no así, para mezclas de gases. Para resolver un compresor con la ayuda del diagrama de Molliere, necesitamos identificar primero, las propiedades más importantes bajo las condiciones que están dadas en el esquema, como son: presión, temperatura, entalpía, entropía, volumen específico. Este diagrama nos servirá para encontrar la entalpía en cada etapa del compresor.

Existen 2 formas de resolver un compresor con este diagrama:

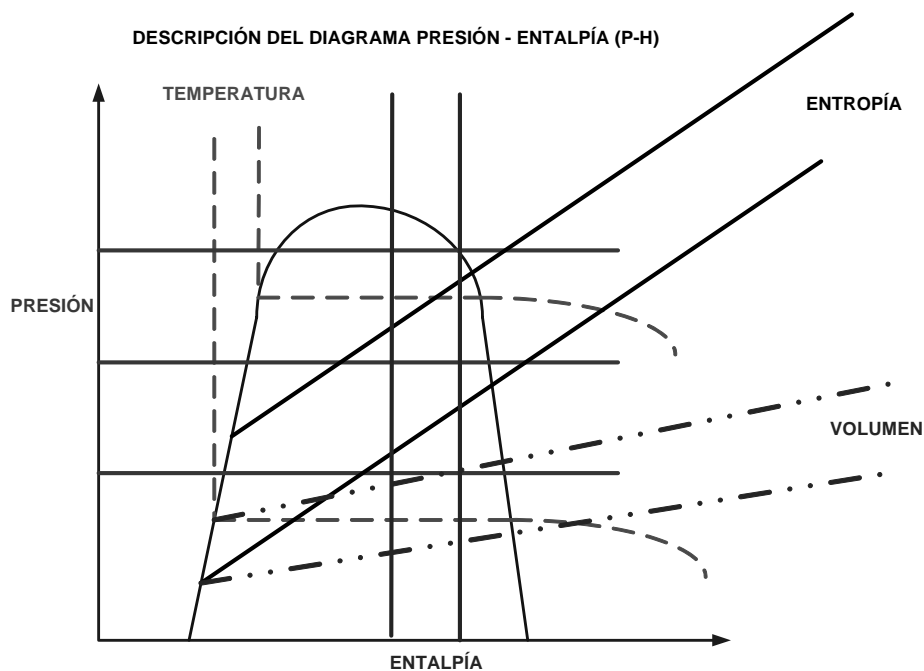


Fig. 68.

a) Caso ideal, sin enfriamiento:

En este paso, se considera que la temperatura del sistema es constante que y no hay cambio de temperatura en el sistema (aun que no sea cierto), la finalidad es que sea una manera rápida de determinar la descarga del sistema y la potencia del compresor. Es sólo un cálculo aproximado. Por esta razón, tenemos que sólo calcularemos la variable de la presión y no considerar a las isotermas del sistema.

Método de resolución:
Calcular la razón de compresión $Rc = \frac{Pd}{Ps}$
Se calculan las n presiones de descarga (de acuerdo a las fórmulas a continuación) $PD_1 = Rc * P_1$ $PD_2 = Rc * PD_1$ $PD_{n-1} = Rc * PD_2$ $PD_n = Rc * PD_{n-1}$
Se traza una línea de recta en el diagrama desde la presión de descarga inicial hasta la final y en cada intersección, se lee en el eje de las "X" la entalpía. Como se lee de acuerdo a la figura 69.
<p style="text-align: center;">CASO IDEAL</p> <p style="text-align: right;">Fig. 69</p>
La potencia real del sistema de compresión se obtiene de acuerdo a las siguientes fórmulas. $wf_1 = H_2 - H_1$ $wf_2 = H_3 - H_2$ $wfn = H_n - H_{n-1}$ $PT = wf * W$ $PR = \frac{PT}{\eta} * Lo$

Tabla 35

b) Con cambio de temperatura.

Procedimiento
1.- Cálculo de la razón de compresión. $Rc = \text{Presión de descarga} / \text{Presión de succión}$
1.1. Calcular el Rc real total y el número de etapas. Si $Rc > \text{límite recomendado}$ $\therefore Rc_{\text{Calc.}}$ Comenzando con $n = 2$,
3... hasta $Rc = \text{parámetros recomendados} [Rc]^{1/n}$
$Rc_1 = Rc_2 = Rc_3 = Rc * \sqrt[n]{Rc_j}$

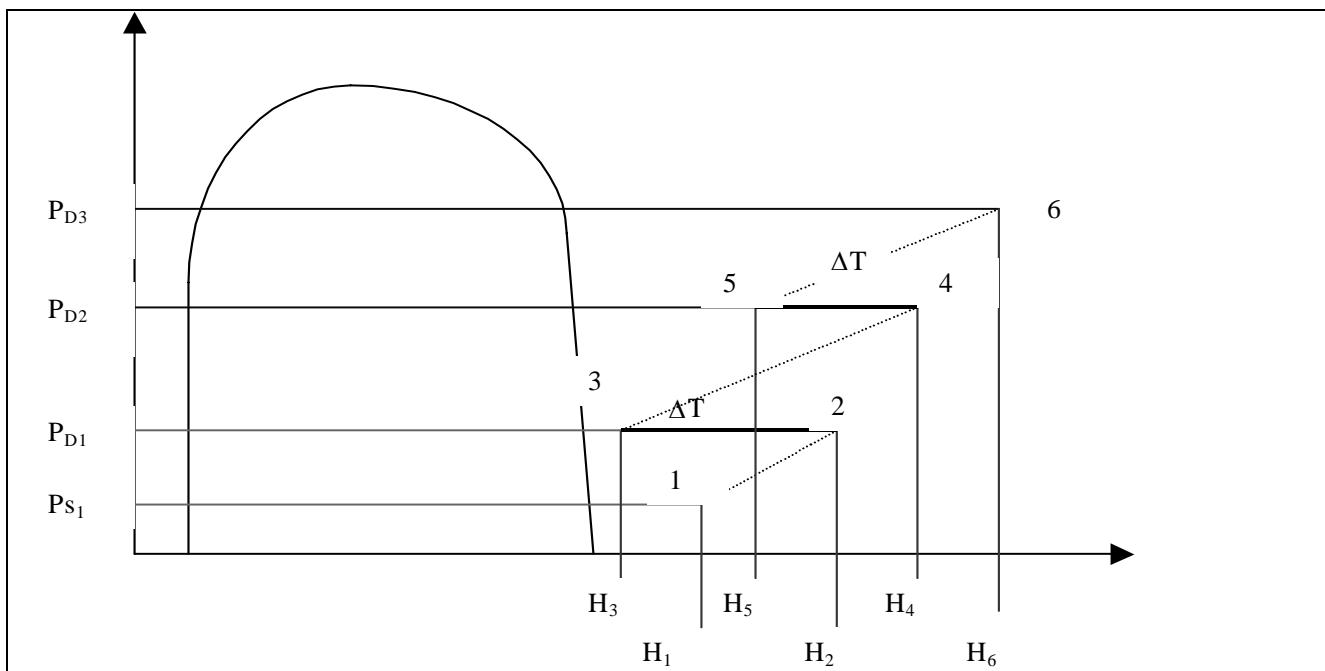


Fig. 70

Ejemplo de lectura del diagrama Molliere para tres etapas.

- a. Punto de inicio. Leer la presión inicial, temperatura 1 y entalpía 1. Presión de descarga 1, temperatura de descarga 1 subiendo desde el punto 1 al punto 2 isentrópica mente hasta leer H2. Presión de descarga 1, se regresa sobre el diagrama isobárica mente restándole a la temperatura de descarga 1, la diferencia de temperatura y se lee H3.
- b. Presión de descarga 2. temperatura de descarga 2, subiendo desde el punto 3 isobárica mente hasta la presión de descarga 2 Entalpía 4.
- c. Presión de descarga 2, se regresa isobárica mente sobre el diagrama restando la diferencia de temperatura (ΔT) obteniendo H5.
- d. Subiendo isentrópica mente del punto 5 hasta encontrar la presión de descarga 3, obteniendo la temperatura de descarga 3. (H6)
- e. La potencia real del sistema de compresión se obtiene de acuerdo a las siguientes fórmulas.

$$wf_1 = H_2 - H_1$$

$$wf_2 = H_3 - H_2$$

$$wfn = H_n - H_{n-1}$$

$$PT = wf * W$$

$$PR = \frac{PT}{\eta} * L_o$$

Tabla 36.

8.5. - CÁLCULO PARA COMPRESORES DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO QUE OPERAN MEZCLAS GASEOSAS.

- 8.5.1.- Propiedades físicas. Encontrar de tablas, el peso molecular y las propiedades críticas de cada uno de los gases que sean parte de la mezcla a tratar.
- 8.5.2.- Calcular las propiedades de mezcla. Se debe de realizar una tabla para que nos ayude a calcular el peso molecular y las propiedades críticas de mezcla. Como se indica a continuación.

(1)	Gas.	1.-	2.-	3.-	-----
(2)	Porcentaje molar.	1.-	2.-	3.-	$\Sigma = 1$
(3)	Peso molecular.	1.-	2.-	3.-	-----

(4)	Temperatura crítica.	1.-	2.-	3.-	-----
(5)	Presión crítica.	1.-	2.-	3.-	-----
(6)	Cp.	1.-	2.-	3.-	-----
(7)	Peso molecular de mezcla.	(2*3)	(2*3)	(2*3)	$\Sigma = \text{lb} / \text{lb mol.} \quad \Sigma = \text{kg} / \text{kg mol.}$
(8)	Temperatura crítica de mezcla.	(2*4)	(2*4)	(2*4)	$\Sigma = ^\circ\text{R} \quad \Sigma = ^\circ\text{K}$
(9)	Presión crítica de mezcla.	(2*5)	(2*5)	(2*5)	$\Sigma = \text{Psia} \quad \Sigma = \text{Pa}$
(10)	Cp de mezcla	(2*6)	(2*6)	(2*6)	$\Sigma = \text{BTU} / \text{lb } ^\circ\text{R} \quad \Sigma = \text{cal} / \text{kg } ^\circ\text{K}$

Tabla 37.

*Al multiplicar la composición de cada componente en la mezcla por la propiedad de ese componente, se obtiene la aportación de esa propiedad correspondiente a la cantidad de ese componente en la mezcla.

Procedimiento

Donde Rc, entra en el rango recomendado para cada tipo de compresor:

Tipo pistón, centrífugos, rotatorios, axial: 4

Tipo recíprocante: 14

Siendo n desde 1, 2, 3 y así sucesivamente hasta encontrar un Rc adecuado al tipo de compresor. n es el número de etapas del compresor.

Cálculo del coeficiente poli trópico para la mezcla (n)

$$\gamma = \frac{C_{pmezcla}}{C_{pmezcla} - 1.99}$$

Cálculo de las presiones Inter Etapa. Caso ideal:

$$PD_1 = Rc * P_1$$

$$PD_2 = Rc * PD_1$$

$$PD_3 = Rc * PD_2$$

Cálculo de las presiones Inter. Etapa. Caso real con enfriamiento.

$$PD_{1real} = PD_1 + \frac{\Delta P}{2}$$

$$PS_{2real} = PD_1 - \frac{\Delta P}{2}$$

$$PS_{3real} = PD_2 - \frac{\Delta P}{2}$$

$$PD_{3real} = PD_3 + \frac{\Delta P}{2}$$

Cálculo de la razón de compresión Rc (para cada etapa)

$$Rc' = \frac{Pd}{Ps} = \frac{P_2}{P_1} \quad \sqrt[n]{Rc'} = Rc$$

Cálculo de las temperaturas inter etapas.

$$TD_{1real} = (T_1 * Rc_{1real})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad TD_{2real} = (T_1 * Rc_{2real})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad TD_{3real} = (T_2 * Rc_{3real})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Compresibilidad en la succión. (Zs):

$$\frac{P_{succión}}{P_{crítica}} \text{ VS. } \frac{T_{succión}}{T_{crítica}}$$

Compresibilidad en la descarga. (Z_d): $\frac{P_{descarga}}{P_{crítica}} \text{ VS. } \frac{T_{descarga}}{T_{crítica}}$

Compresibilidad promedio. (Z_p) $Z_p = \frac{Z_s + Z_d}{2}$

Cálculo de wf. Con la ecuación de Ludwig.

$$WF = \frac{P_1(P_{sia}/144) * \gamma}{(\gamma - 1) * \rho_s} * \left[\left(R_{c1} \text{real}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + R_{c2} \text{real}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + R_{c3} \text{real}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) - n \right]$$

n = número de etapas del compresor.

$$\rho_s = \frac{P \left(\frac{\text{lb}_f}{\text{ft}^2} \right) * PM \left(\frac{\text{lb}}{\text{lbmol}} \right)}{T(^{\circ}\text{R}) * R(1545) * Z}$$

Cálculo de la potencia teórica ó potencia hidráulica del compresor.

$$PT = wf * W$$

Cálculo de la potencia real.

$$PR = \frac{PT}{\eta} * L_o$$

Tabla 38.

8.6.- CÁLCULO DE COMPRESORES CENTRÍFUGOS.

Procedimiento.

Identificación de todos los datos.

Caudal inicial "Qi"

PCME: pies cúbico estándar por minuto.

PCM: pies cúbicos por minuto.

PCD: Pies cúbicos por día.

PCHE: Pies cúbicos estándar por hora

MMPCED: millones de pies cúbicos estándar por día.

MMPCEH: millones de pies cúbicos estándar por hora.

NOTA: E puede reemplazarse por S (por su significado en inglés.)

$$Q_{1_{pcem}} = \frac{\text{mmpced} * 10E6}{1440} * \frac{14.7}{P_s} * \frac{T_s}{520} * \frac{Z_s}{1}$$

a) Capacidad "W" (lb / hr.)

Capacidad "W" en peso (lb / min.)

b) Presión de succión "Ps" (Psia).

c) Temperatura de succión (°F y °R).

Presión de descarga "Pd" (Psia).

d) Peso molecular "PM" (lb mol).

e) Constante de los gases "Rg".

f) Razón de calor específico. "K".

Eficiencia poli trópica.

La masa velocidad (W), es un valor, que debe de dar el ejercicio.

Presión y temperatura de succión también debe ser dato.

Presión de descarga, en este caso es dato también.

El peso molécula, se puede obtener de la tabla periódica.

g) La eficiencia poli trópica es dato.

Relación de compresión. "RC"

$$Rc = Pd / Ps$$

Factor de compresibilidad en la entrada y en la salida.

Compresibilidad en la succión. (Zs):

$$\frac{Pr \text{ succión}}{P \text{ crítica}} \text{ VS. } \frac{Tr \text{ succión}}{T \text{ crítica}}$$

Compresibilidad en la descarga. (Zd):

$$\frac{Pr \text{ descarga}}{P \text{ crítica}} \text{ VS. } \frac{Tr \text{ descarga}}{T \text{ crítica}}$$

Figura (70)

Compresibilidad promedio. Zp

$$Zp = \frac{Zs + Zd}{2}$$

Flujo en peso "W" (lb / min)

$$W = W \frac{\text{lb}}{\text{hr}} * \frac{PM}{60}$$

Relación de "K"

$$\gamma = \frac{k - 1}{k}$$

Temperatura adiabática (°R)

$$TD_{ad} = Ts * Rc^\gamma$$

Cálculo de las relaciones de γ . (n y N)

$$N = \frac{n - 1}{n} \quad n = \frac{\gamma}{\frac{\log\left(\frac{Ts}{Td}\right)}{\log\left(\frac{Ps}{Pd}\right)}}$$

Trabajo adiabático (H ad.)

$$Had = \left(\frac{Zs + Zd}{2} \right) * \left(\frac{1545}{PM \left(\frac{\text{lb}}{\text{lbmol}} \right)} \right) * Ts * \left(\frac{Rc^\gamma - 1}{\gamma} \right)$$

Eficiencia adiabática.

$$\eta_{ad} = \left(\frac{Rc^\gamma - 1}{Rc^N - 1} \right)$$

Potencia adiabática. (HP ad)

$$HP_{ad} = \frac{W * H_{ad}}{33000 * \eta_{ad}}$$

Temperatura de descarga politrópica.

$$Td_{pol} = Ts * Rc^N$$

Tabla 39.

8.7.- CÁLCULO PARA COMPRESORES CENTRÍFUGOS QUE OPERAN MEZCLAS GASEOSAS.

8.7.1.- **Propiedades físicas.** Encontrar de tablas, el peso molecular y las propiedades críticas de cada uno de los gases que sean parte de la mezcla a tratar.

8.7.2.- **Calcular propiedades de mezcla.** Realizar una tabla como la 37.

Procedimiento	
Cálculo de la razón de compresión (Rc) Donde Rc, entra en el rango recomendado para cada tipo de compresor:	
Compresibilidad en la succión. (Zs):	$\frac{P_{\text{succión}}}{P_{\text{crítica}}} \text{ vs. } \frac{T_{\text{succión}}}{T_{\text{crítica}}}$
Compresibilidad en la descarga. (Zd):	$\frac{P_{\text{descarga}}}{P_{\text{crítica}}} \text{ vs. } \frac{T_{\text{descarga}}}{T_{\text{crítica}}}$
Compresibilidad promedio. (Zp)	$Z_p = \frac{Z_s + Z_d}{2}$
Volumen específico (ft ³ / lb). "∇"	$\bar{v} = Z_i * R_g * \frac{T_s}{144} * P_s$
Flujo en peso "W" (lb / min)	$W = W \frac{\text{lb}}{\text{hr}} * \frac{PM}{60}$
Relación del cp / cv. "γ"	$\gamma = \frac{k-1}{k}$
Cálculo de las relaciones de γ. (n y N)	$N = \frac{n-1}{n} = \left(\gamma \frac{1}{\eta_{\text{pol}}} \right) \quad n = \frac{\gamma}{\frac{\log\left(\frac{T_s}{T_d}\right)}{\log\left(\frac{P_s}{P_d}\right)}}$
Elegir el modelo del compresor. Se elige de acuerdo al caudal de inicio manejado. Tabla 41.	
Carga poli trópica.	$H_{\text{pol}} = Z_p * R_g * T_s * \left(\frac{R_c^N - 1}{N} \right)$
Número de etapas.	$\text{No etapas} = H_{\text{pol}} * \frac{R_c^N - 1}{10^3}$
Velocidad requerida.	$N_r = U_{\text{pol}} * \sqrt{\frac{H_{\text{pol}}}{12^3 * \text{No etapas}}} \quad U_{\text{pol}} = \text{tabla 41}$
Trabajo poli trópico.	$H_{\text{ad}} = \left(\frac{Z_s + Z_d}{2} \right) * \left(\frac{1545}{PM \left(\frac{\text{lb}}{\text{lbmol}} \right)} \right) * T_s * \left(\frac{R_c^N - 1}{N} \right)$
Potencia poli trópica.	$HP_{\text{ad}} = \frac{W * H_{\text{pol}}}{33000 * \eta_{\text{pol}}}$
Temperatura de descarga.	$T_d = \frac{H_{\text{pol}}}{Z_p * R_g * N}$
Cálculo del caudal de salida.	$Q_s = Q_i * \frac{P_s}{P_d} * \frac{T_d}{T_s} * \frac{Z_2}{Z_1}$

Tabla 40.

Modelo	Rango nominal de flujo.	Eficiencia nominal poli trópica.	Eficiencia poli trópica	Número de etapas.	Velocidad nominal poli trópica.
29 M	500 – 8,000	10,000	0.76	10	11,500
38 M	6,000 – 23,000	10,000 / 12,000	0.77	9	8,100
45 M	20,000 – 35,000	10,000 / 12,000	0.77	9	6,400
60 M	30,000 – 58,000	10,000 / 12,000	0.77	8	5,000
70 M	50,000 – 85,000	10,000 / 12,000	0.78	8	4,100
88 M	75,000 – 180,000	10,000 / 12,000	0.78	8	3,300
103 M	110,000 – 160,000	10,000	0.78	7	2,800
110 M	140,000 – 190,000	10,000	0.78	7	2,600
25 MB	500 – 6,000	12,000	0.76	12	11,500
32 MB	5,000 – 10,000	12,000	0.78	10	10,200
38 MB	8,000 – 23,000	10,000 / 12,000	0.78	9	8,100
46 MB	20,000 – 35,000	10,000 / 12,000	0.78	9	6,400
60 MB	30,000 – 58,000	10,000 / 12,000	0.78	8	5,000
70 MB	50,000 – 85,000	10,000 / 12,000	0.78	8	4,100
82 MB	75,000 – 130,000	10,000 / 12,000	0.78	8	3,500

Tabla 41. Especificaciones para compresores centrífugos modelo Elliott. Ref. I. M. P.

8.8.- CURVAS DE COMPRESORES.

Fig. 70. Factor de compresibilidad. Ref. Nolte. Claude B, *Optimum pipe selection*. Gulf Publishing Company.

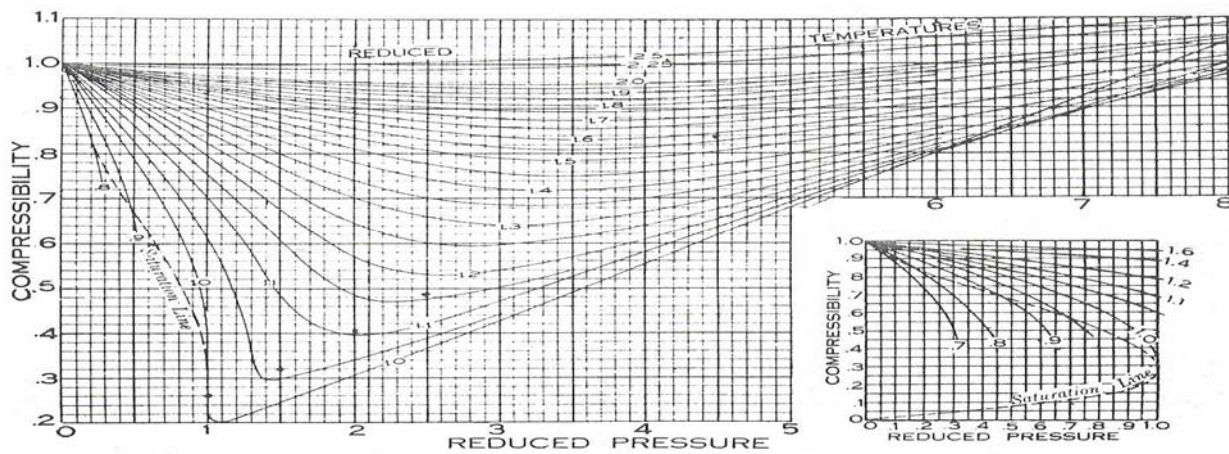
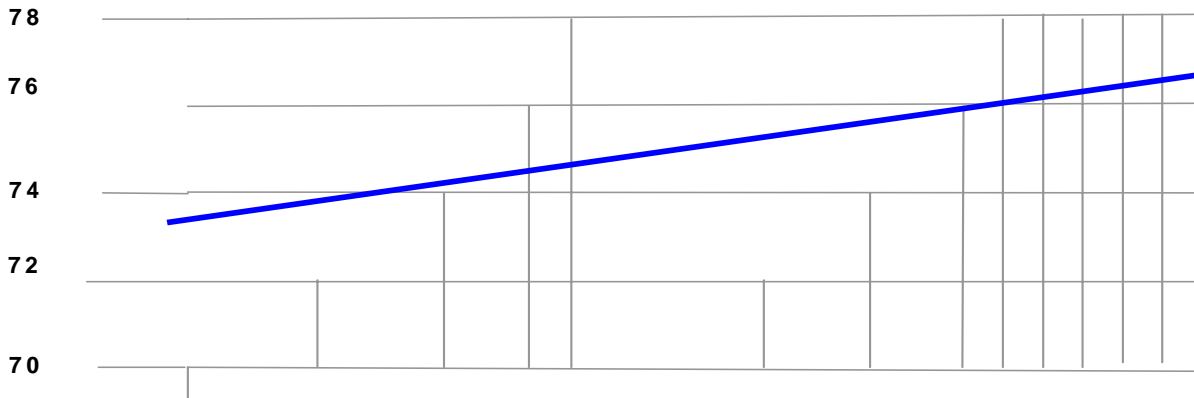


Fig. 71. Eficiencia de compresores centrífugos de etapas múltiples. Ref. Greene. Richard W, *Compressor's. Selección, uso y*



mantenimiento. Mc Graw - Hill

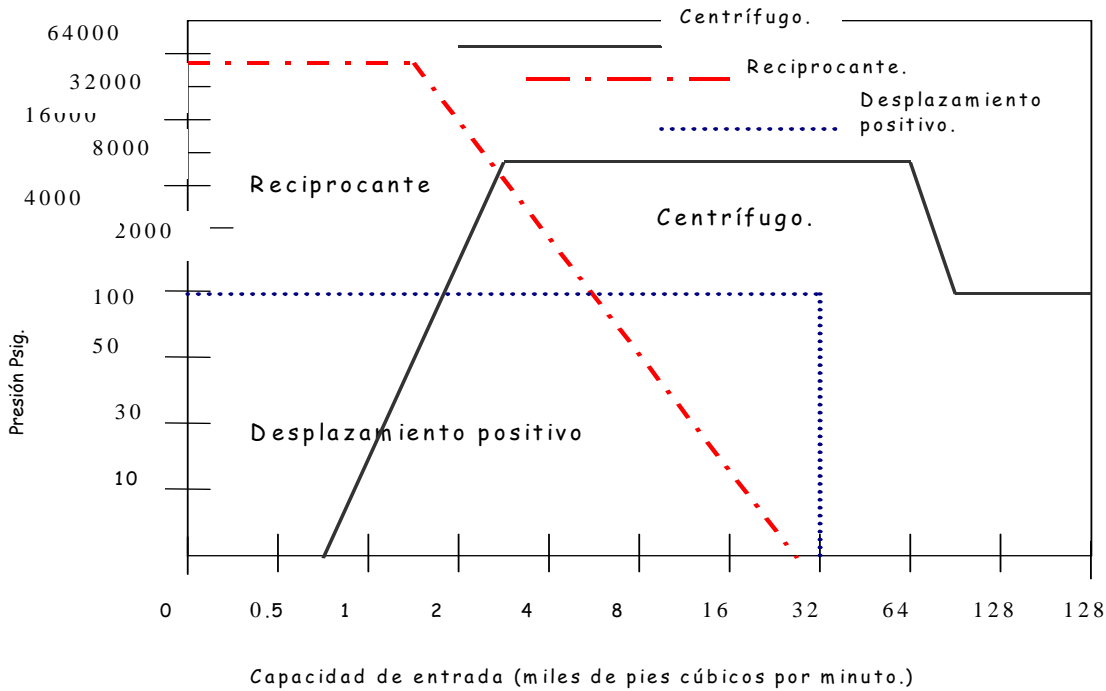
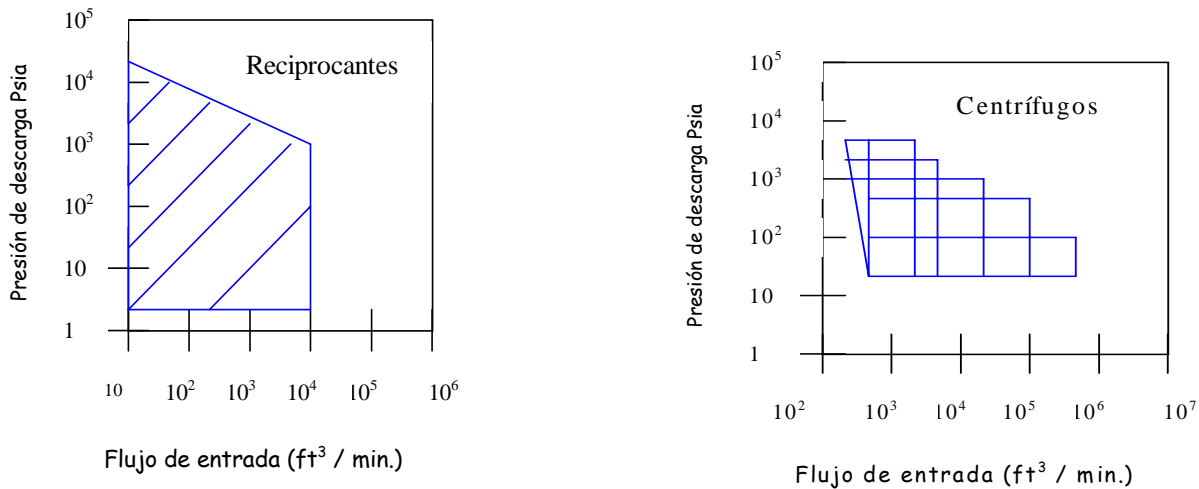


Fig. 72. Ref. Greene. Richard W, Compressor's. Selección, uso y mantenimiento. Mc Graw - Hill Los compresores cubren cubren límites amplios para uso en proceso. Esta gráfica, es la forma más rápida en la selección de un compresor

Fig. 73. Límites de presión y volumen de funcionamiento (presión vs. Volumen de alimentación) de diversos compresores. Ref. Greene. Richard W, Compressor's. Selección, uso y mantenimiento. Mc



8.9.- EJERCICIOS COMPRESORES.

Ejercicio uno.	Tiempo (θ)
Se desea seleccionar un compresor centrífugo que maneje 80 MMPCD del aire de PM = 29 lb / lbmol, con una presión de succión de 300 psig. Y 100 °F, hasta una presión de descarga de 450 psia. La eficiencia poli trópica es de 75%. Determinar la cabeza adiabática y poli trópica, la temperatura de descarga adiabática, la potencia adiabática y la potencia poli trópica del	0:51'38

compresor.		
2.- Ecuaciones.		3:34'13
Las ecuaciones de la tabla 39.		
3.- Método de resolución.		5:24'37
1.- Calcular la temperatura de descarga adiabática. 2.- Calcular γ . 3.- N, n , y la eficiencia adiabática. 3.- Buscar valores de la presión reducida y temperatura reducida del gas. 4.- Calcular la temperatura y presión crítica. 5.- Calcular la carga adiabática y poli trópica. 6.- Calcular la densidad y por consiguiente el flujo másico 7.- Calcular la potencia a diabática y poli trópica.		
4.- Datos.		6:44'69
$Q = 80 \text{ MMPCD}$ $PM = 29 \text{ lb / lbmol,}$ $Ps = 300 \text{ psig.}$ $T_1 = 100 \text{ }^\circ\text{F}$	$Pd = 450 \text{ psia.}$ $\eta_{pol} = 75\%.$ $Pc = 547 \text{ Psia.}$ $Tc = 237 \text{ }^\circ\text{R.}$	
5.- Factores de conversión.		7:18'81
$Ps = 300 \text{ psig.} + 14.7 = 314.7 \text{ Psia.}$ $T1 = 100 \text{ }^\circ\text{F} + 460 \text{ }^\circ\text{R} = 560 \text{ }^\circ\text{R.}$		
6.- Resolución.		
Calcular la temperatura de descarga adiabática.		1:04'86
$T_{d_{ad}} = 560^\circ\text{R} * 1.43^{0.2857} = 620.2542^\circ\text{R}$		
Calcular γ & Rc:.		0:33'36
$\gamma = \frac{1.4 - 1}{1.4} = 0.2857 \quad Rc = \frac{450}{314.7} = 1.4299$		
Calcular N y la eficiencia adiabática.		1:32'67
$N = \gamma * \left(\frac{1}{\eta_{pol}} \right) = 0.2857 * \left(\frac{1}{0.75} \right) = 0.3809$ $\eta_{ad} = \frac{1.4299^{0.2857} - 1}{1.4299^{0.3809} - 1} = 0.7371$		
3.- Calcular la temperatura y presión crítica.		0:38'74
$Prs = \frac{314.7}{547} = 0.5753$ $Prd = \frac{450}{547} = 0.8226$ $Trs = \frac{560}{239} = 2.3431$ $Trd = \frac{620.2542}{239} = 2.5952$		
4.- Calcular la carga adiabática y poli trópica.		1:38'09
$H_{ad} = \frac{0.96 + 0.98}{2} * \frac{1545}{29} * 560 * \frac{1.4299^{0.2857} - 1}{0.2857} = 10,896.01\text{ft}$ $H_{pol} = \frac{0.96 + 0.996}{2} * \frac{1545}{29} * 560 * \frac{1.4299^{0.3809} - 1}{0.3809} = 11178.25\text{ft}$		
5.- Calcular la densidad y el flujo másico.		1:38'09
$\rho = \frac{314.7 * 29}{1545 * 560} = 0.0105 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$		

$W = Q * \rho = \frac{80E6 \frac{ft^3}{día}}{8,640 \frac{min}{día}} * 0.0105 \frac{lb}{ft^3} = 97.223 \frac{lb}{min}$	
6.- Calcular la potencia adiabática y poli trópica.	0:56'72
$HP_{ad} = \frac{97.223 \frac{lb}{min} * 10896.01ft}{33000 * 0.7371} = 43.55HP$ $HP_{pol} = \frac{97.223 \frac{lb}{min} * 11178.25ft}{33000 * 0.75} = 43.91HP$	
8.- Resultados.	10:10'10
La cabeza adiabática = 10896.01 ft Cabeza poli trópica = 11,178.25 ft Temperatura de descarga adiabática = 620 °R La potencia adiabática = 43.55 HP La potencia poli trópica = 43.91 HP	

Ejercicio dos.					Tiempo (θ)
Se desea calcular la potencia teórica, la potencia real el número de pasos y el caudal de salida que maneja un compresor de desplazamiento positivo para la siguiente mezcla de gases.					0:37'67
Compuesto	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	
%	50	23	20	7	
Con las siguientes características. $Q_1 = 850 \text{ ft}^3 * \text{min}^{-1}$ $P_1 = 40 \text{ psig} + 14.7 = 54.7 \text{ Psia.}$ $P_2 = 1000 \text{ psig} + 14.7 = 1,014.7 \text{ Psia.}$ $\eta = 80 \%$ ΔP (Inter etapas) = 8 ΔT (Inter etapas) = 120					
2.- Ecuaciones. Tabla 37 y 38.					4:14'74
3.- Procedimiento de solución.					4:20'94
a) Obtener las presiones de operación en condiciones absolutas. b) Realizar la tabla 37. c) Seguir el procedimiento descrito en la tabla 38.					
4.- Datos.					7:53'56
$P_1 = 40 \text{ psig} + 14.7 = 54.7 \text{ Psia.}$ $P_2 = 1000 \text{ psig} + 14.7 = 1,014.7 \text{ Psia.}$ $\eta = 80 \%$ $Q_1 = 850 \text{ ft}^3 * \text{min}^{-1}$ ΔP (Inter etapas) = 8 ΔT (Inter etapas) = 120					
Compuesto	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	
%	50	23	20	7	
PM	16.04	30.07	44.09	56.11	
Tc	343.2	549.5	665.3	765.3	
Pc	673.1	717.2	617.4	530.7	
Cp mol	8.6699	13.0185	16.5465	18.9935	

6.- Resolviendo										20:53'56
Compuesto	2	3	4	5	6	3 * 4	3 * 5	3 * 6	3 * 2	
	Peso molecular	% mol	T crítica (R)	P crítica	Cp molar	T crítica mezcla	P crítica mezcla	Cp mezcla	Peso molecular de mezcla	
CH ₄	16.04	0.5	343.2	673.1	8.6699	171.6	336.55	4.335	8.02	
C ₂ H ₆	30.07	0.23	549.5	717.2	13.0185	126.385	161.956	2.994	6.9161	
C ₃ H ₈	44.09	0.2	665.3	617.4	16.5465	133.06	123.48	3.31	8.818	
C ₄ H ₁₀	56.11	0.07	765.3	530.7	18.9935	53.571	37.149	1.33	3.9277	
		1				484.6	662.1	11.96	27.68	
6.1.- Cálculo de gamma.										21:18'78
$\gamma = \frac{C_p}{C_v} = \frac{C_p \text{ mezcla}}{C_p \text{ mezcla} - 1.99} = \frac{11.968}{11.968 - 1.99} = 1.1994$										
6.2.- Calculando la razón de compresión.										22:43'06
PD / PS = 1014.7 / 54.7 = 18.5503 Como la razón es mayor a los parámetros de los compresores comunes, se obtiene la raíz cuadrada del resultado anterior. $\sqrt{18.5503} = 4.030$ La razón de compresión (rc) = 4.307 el número de etapas (n) = 2.										
6.3.- Calculando las presiones Inter. etapa.										24:05'09
$PD_1 \text{ real} = rc * PS + \frac{\Delta P}{2} = 54.7 * 4.307 + \frac{8}{2} = 239.5931$ $PS_2 \text{ real} = rc * PS - \frac{\Delta P}{2} = 54.7 * 4.307 - \frac{8}{2} = 231.5931$ $PD_2 \text{ real} = rc * PD_1 + \frac{\Delta P}{2} = 239.5931 * 4.307 + \frac{8}{2} = 1035.9284$										
6.4.- Cálculo de rc Inter. Etapa:										24:53'68
$rc_1 \text{ real} = \frac{239.5931}{54.7} = 4.3801 \quad rc_2 \text{ real} = \frac{1,035.9284}{231.5931} = 4.47305$										
6.5.- Cálculo de las temperaturas Inter etapas:										26:29'05
$TD_1 \text{ real} = TS_1 * rc_1^{\frac{k-1}{k}} = 560^\circ R * 4.3801^{0.1663} = 715.93^\circ R$ $TS_2 \text{ real} = TD_1 \text{ real} - \Delta T = 715.93 - 120 = 595.93^\circ R$ $TD_2 \text{ real} = 595.93 * 4.47305^{0.1663} = 764.5231^\circ R$										
6.6.- Cálculo del factor de compresibilidad (succión y descarga) "z"										29:01'61
$Pr_1 = \frac{PS_1}{Pc} = \frac{54.7}{662.13} = 0.0826 \quad Pr_2 = \frac{PD_2}{Pc} = \frac{1,035.9284}{662.13} = 1.5645$ $Tr_1 = \frac{TS_1}{Tc} = \frac{560}{484.61} = 1.1556 \quad Tr_2 = \frac{TD_2}{Tc} = \frac{764.5231}{484.61} = 1.5776$ De la figura 69 $z_1 = 0.98$ y $z_2 = 0.88$										
6.7.- Cálculo de la potencia.										31:09'95
$PH = \frac{144}{33,000} \left(\frac{1.1994}{1.1994 - 1} \right) * 54.7 * 850 * \left[(4.3801^{0.1663} + 4.47305^{0.1663}) - 2 \right] * \left(\frac{0.9 + 0.88}{2} \right) = 609.7HP$										
6.8.- Resolviendo la potencia real.										32:18'72
$PR = \frac{PH}{\eta} * Lo = \frac{609.6942}{0.8} = 762.117 * 1.208 = 920.6382HP$										
8.- Resultado.										33:08'45
La potencia real del compresor es de 920 HP										

CAPÍTULO IV

El ingeniero químico además de conocer los textos de los temas tratados con anterioridad, necesita comprender el caso particular de las tuberías; este capítulo, servirá para que el lector, tenga conocimiento acerca de los materiales de tuberías y de cómo obtener el diámetro óptimo a partir de las propiedades del fluido.

9.- TUBERÍAS.

9.1- TUBOS Y TUBERÍAS.

Los fluidos se transportan generalmente por el interior de tubos ó tuberías de sección circular, que existen en una amplia variedad de tamaños, espesor de pared y materiales de construcción.

Las tuberías circulares, llevan por lo general el nombre del fluido que transportan: Agua – Acueducto. Gas – Gasoducto. Líquido crudo, gas natural. Petróleo crudo – Oleoducto.

Fig. 73 Clasificación de tuberías.

Tubos.	Tuberías.
Son de pared delgada.	Tienen pared gruesa.
Se venden generalmente en forma de rollos de varios metros de longitud.	Se construyen en longitudes comprendidas entre 6 y 12 metros.
Se pueden roscar los tubos metálicos.	Las tuberías no se pueden roscar.
Tienen paredes muy lisas.	Las paredes tienen rugosidades
Las piezas de tubos se unen generalmente por medio de accesorios	Sus tramos se pueden unir por bridas o mediante accesorios soldados

Las tuberías, presentan condiciones tales como:

- Tamaño nominal, (diámetro nominal)
- Diámetro exterior,
- Diámetro interior (diámetro interno)
- Número de cédula.
- El tamaño nominal, representa el diámetro comercial que se requiere.
- El diámetro exterior, es el diámetro real de las tuberías y es mayor al nominal por el hecho de que representa el diámetro que contempla el espesor.
- El diámetro interno, es el diámetro de tamaño real por donde es conducido el fluido, es menor que el nominal, y es el que se utiliza para realizar los cálculos.

□ El número de cédula representa el espesor de pared y se especifica por el número con el que se expresa su calibre. El número de cédula, se calcula en forma aproximada a partir de las siguientes expresiones.

$$\text{No. cédula} = \left(\frac{P}{S} \right) * 1000 \quad (175)$$

$$t = \frac{PD}{2S} + C \quad (176)$$

P = presión manométrica interna $\frac{\text{lb}_f}{\text{in}^2}$

S = E * C E * T S (Esfuerzo admisible en trabajo) $\frac{\text{lb}_f}{\text{in}^2}$

t = espesor del tubo (in).

D = Diámetro exterior del tubo (in).

C = Tolerancia por corrosión. (in).

E = Módulo de elasticidad. (Tabla 55)

CE = Coeficiente de expansión.

T = Cambio de temperatura en °F

Queda expresado, que el número de cédula que resulta aproximadamente proporcional a la relación entre la presión de trabajo y esfuerzo admisible, así como también a la relación entre el espesor corroído y el diámetro. Fundamentalmente, el análisis de esfuerzos que se hace en todos los sistemas de tuberías es originado por los cambios de temperatura, los esfuerzos causados por la presión que actúa en la pared del tubo y los esfuerzos remanentes de la tubería después de su fabricación.

9.1.1- Sistemas de tuberías.

En una planta de proceso las tuberías son parte primordial, aquellas que se agrupan en mayor número forman los sistemas y arreglos principales. Las tuberías son las vías que conectan los equipos instalados en las plantas de proceso como: bombas, compresores, recipientes, intercambiadores de calor, reactores, calentadores de fuego directo, entre otros equipos. También incluye suspensiones y soportes, además de otras unidades necesarias para evitar sobreesfuerzos de las partes sujetas a presión.

9.1.2. - Clasificación de los sistemas de tuberías en plantas de proceso:

a) Tuberías de proceso.

- Tuberías de interconexión de equipo de proceso dentro de plantas.
- Tuberías de carga a planta, son de llegada al límite de batería y usualmente se conectan a equipos como: intercambiadores de calor y bombas.
- Tuberías de Productos con recorrido desde recipientes, intercambiadores de calor, o desde bombas a algún otro equipo mecánico, hasta los límites de batería, ya sea para su conducción a las zonas de almacenamiento o su conexión a cabezales fuera de dichos límites.

b) Tuberías de desfogue.

- Tuberías Individuales de alivio, cabezales de conexión de tuberías de alivio, tuberías de purga y colectoras de drenaje automático, tuberías con descarga a recipientes separadores, a quemadores de chimenea o algún punto en los límites de la planta.

c) Las Tuberías de Servicios Auxiliares:

□ Tuberías de vapor condensado, agua de enfriamiento, aire de planta y de instrumentos que funcionan como cabezales de distribución de servicios a equipos de toda la planta.

9.2. - FACTORES PARA SELECCIONAR UNA TUBERÍA.

- Tipo de fluido: propiedades físicas, químicas y tóxicas.
- Tipos de accesorio que necesite utilizarse.
- Presión y temperatura del fluido.

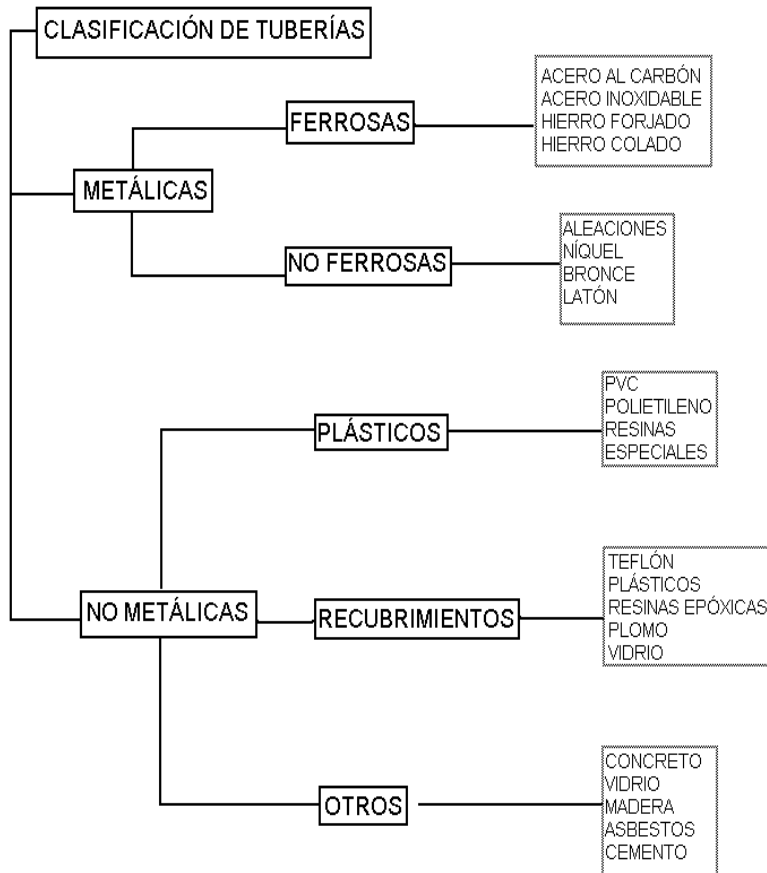


Fig. 74. Clasificación de acuerdo a los diferentes tipos de materiales.

Las fuerzas de presión excesiva a ser considerada incluyen los efectos de influencias ambientales y variaciones de presión, operaciones inadecuadas y fallas de dispositivos de control. La capacidad de relevo requerida de cualquier dispositivo relevador deberá incluir la consideración de todos los sistemas que éste protege. Si un sistema de tuberías puede ser bloqueado ó aislado de un dispositivo de relevo de presión, este debe ser diseñado para no menos que la presión máxima que puede ser desarrollada bajo estas condiciones. La temperatura de diseño es aquella que posee el material, la cual representa la más severa condición de presión y temperatura coincidentes.

Es muy importante en el diseño de una planta, confirmar que las tuberías sean construidas con los materiales y espesores recomendados por códigos y normas que rigen el diseño de la planta. En la figura 74 se muestra la clasificación de tubería, sin embargo los materiales de las tuberías y equipos más utilizados en la industria son los Hierros colados y los aceros al carbón, dichos materiales son más baratos y los que más ampliamente se recomiendan para medios tales como: la atmósfera y el agua.

9.2.1. - Descripción de los materiales de construcción de tuberías.

Fig. 75. Descripción de los materiales de construcción de tuberías.

Material	Uso
Acero	Sistemas hidráulicos Condensadores Intercambiador de calor Sistemas de combustibles de motores Sistemas de procesamiento de fluidos
Cobre	Plomería doméstica Refrigeración Aire comprimido
Hierro dúctil	Conducción de gas, agua, drenaje
Hierro colado	Construcción de cuerpos de equipos (Bombas, compresores)
Aceros al carbón y con aleación	Para fluidos con temperaturas menores de 615 K
Plásticos	Agua sanitaria e hidráulica

Esta es una cualidad para poder determinar de manera rápida y práctica un material de tubería de acuerdo a su uso.

9.2.2. - Aceros.

Los aceros se clasifican por el contenido de carbono que contienen, siendo estos aceros de bajo, mediano y alto carbono. Los términos que separan a estos tipos de acero no están claramente definidos, aun que se entiende que los aceros de bajo carbono tienen menos del 0.25% de carburos en su aleación estos aceros son fáciles de trabajar.

Los aceros de bajo carbono tienen entre 0.25 y 0.6 de carbono con estos aceros se fabrica maquinaria. Los aceros de alto carbono contienen entre 0.6 y 1.2% de carbono son de muy alta resistencia con estos aceros se fabrican principalmente herramientas.

□ **Acero al carbón:** El acero al carbono es una aleación base hierro que contiene, en líneas generales, un porcentaje en carbono inferior al 2% décimas de silicio y de manganeso y centésimas de fósforo y de azufre. El acero aleado contiene, además, determinados porcentajes de los elementos de aleación.

□ **Acero ferrítico:** Son aceros con bajo contenido de carbón, alrededor de 0.1% o menos. Estos aceros son ricos en elementos alfégenos, pueden presentar perlita carburos pero la fase dominante es la ferrita, no teniendo un punto de transformación, no son templados.

□ **Acero austenítico:** Contiene una combinación de elementos especiales y de carbón. Son aceros enfriados lentamente al aire para poder obtener la austenita.

- Los aceros austeníticos estables, que poseen un contenido suficiente de Ni y Mn, permanecen austeníticos a todas las temperaturas y por consiguiente son inestables a todos los tratamientos térmicos.
- Los aceros austeníticos inestables, por razones de economía, contienen porcentajes más pequeños de elementos gamágenos (Acero 18% Cr, y 10% Ni) y no están en el estado austenítico más que gracias a un enfriamiento rápido.

Grado	Resistencia Kg/mm ²	Designación comercial
A33	33 a 40	Extra suave
A37	37 a 44	Suave
A42	42 a 56	Suave
A48	48 a 56	Semi suave
A56	56 a 65	Semi duro
A65	65 a 75	Duro
A75	75 a 86	Extra duro

Fig. 76. Valor mínimo de carga de rotura expresado. El grado se indica por la letra A seguida por Kg/mm²

- **Acero martensítico:** Haciéndose el temple de estos aceros al aire el peligro de formación de grietas es muy bajo porque las diferencias de temperaturas son bajas y en consecuencia la transformación martensítica se desarrolla casi uniformemente en toda la masa. Estos aceros a veces se emplean en estado templado, pero lo más frecuente es hacerles sufrir un revenido a baja temperatura.
- **Aceros de maquinado fácil:** Entre los aceros al carbono existen dos tipos de aceros de maquinado llamados "aceros de corte libre o de corte rápido". En estos tipos de aceros juegan un papel muy importante el contenido de fósforo y azufre. El azufre da presencia a la formación de sulfuro de manganeso. El otro acero se le conoce con el nombre de Leadlloy, y contiene entre 0.15 a 0.25% de plomo. El plomo es insoluble en el acero y por lo tanto forma glóbulos aislados que tienen un efecto lubricante.
- **Aceros de empleo corriente:** Estos aceros no se les exige ninguna garantía de composición química (solo en el contenido de fósforo y azufre)
- **Acero dulce- o acero ordinario:** al que no se le exige ninguna característica mecánica, la carga de rotura varía de 33 a 50 Kg/mm².
- **Acero de características mecánicas:** Estos aceros son designados por la indicación de su grado y calidad.
- **Aceros de aleación baja:** Son aceros en los cuales ningún contenido de elemento aleado alcanza el 5%
- **Aceros de aleación Níquel:** Son los aceros que además de los cinco elementos de aleación Carbono, Silicio, Manganeso, Fósforo y Azufre, contienen cantidades relativamente importantes de otros elementos como son: Cromo, Níquel, Molibdeno, Titanio, Vanadio, Niobio, Cobalto, Zirconio, Selenio, Aluminio, Cobre, Boro, etc.
- **Acero inoxidable:** Composición de los aceros inoxidables además del cromo, elemento base de los aceros inoxidables y refractarios, intervienen otros elementos químicos según sea el tipo de acero que se vaya a emplear, estos elementos son los siguientes Níquel, Molibdeno, Wolframio, Manganeso, Aluminio, Titanio, Cobre, Vanadio, Cobalto, Nitrógeno y otros más. Una forma se puede considerar que al descender la temperatura de cero grados la temperatura de los aceros inoxidables hay una variación de sus propiedades físicas, acusándose fundamentalmente en la pérdida de ductilidad y tenacidad.

Propiedades de los aceros inoxidable a bajas temperaturas.

A continuación (tabla 42) se exponen las distintas características a temperaturas bajo cero.

Propiedades que aumentan de valor	Propiedades que disminuyen de valor
Límite elástico	Calor específico
Módulo de elasticidad	Emisividad
Resistencia a la compresión	Resistividad eléctrica
Límite de fatiga	Conductividad térmica
Difusividad térmica	Dilatación térmica

Tabla 42

Clasificación de las distintas familias de los aceros inoxidable. Elementos de aleación de los aceros.

Tabla 43.

Elementos de aleación que suelen tener los aceros	Tendencia a disolverse en forma de ferrita	Tendencia a disolverse en forma de carburos	Posible solubilidad de los diferentes elementos en la fase. Grad máx de sol. Fase α
Níquel	Se disuelve	Muy pequeños	10-25% independiente del C
Cromo	Se disuelve	Forma carburos	Limitado
Molibdeno	Se disuelve	Forma carburos grandes	30.5%
Wolframio	Se disuelve	Muy grande	30 a 50%
Vanadio	Se disuelve	Muy grandes	Limitado
Manganeso	Se disuelve	Forma de carburos	15%
Silicio	Se disuelve	Muy pequeños	18.5%
Fósforo	Se disuelve	No forma carburos	2.8%
Cobalto	Se disuelve	Similar al Fe	75%
Silicio	Se disuelve	Muy pequeños	18.5%
Fósforo	Se disuelve	No forma carburos	2.8%
Cobalto	Se disuelve	Similar al Fe	75%
Aluminio	Se disuelve	No forma	36%

9.2.3. - Características de materiales para sistemas de tuberías.

Material	Característica
Aluminio	Empleado en pequeñas cantidades, actúa como un desoxidante para el acero fundido y produce un acero de Grano Fino.
Azufre	Normalmente es una impureza y se mantiene a un bajo nivel. Sin embargo, algunas veces se agrega intencionalmente en grandes cantidades (0,06 a 0,30%) para aumentar la maquinabilidad (habilidad para ser trabajado mediante cortes) de los aceros de aleación y al carbono.
Boro	Aumenta el grado al cual un acero puede ser endurecido.
Cobre	Mejora significativamente la resistencia a la corrosión atmosférica
Cromo	Aumenta el grado de endurecimiento, mejora la resistencia al desgaste y a la corrosión.
Manganeso	Elemento básico en todos los aceros comerciales. Actúa como un desoxidante y también neutraliza los efectos nocivos del azufre, facilitando la laminación, moldeo y otras operaciones de trabajo a temperatura elevada. Aumenta también el grado de resistencia y dureza.
Molibdeno	Mejora las propiedades del tratamiento térmico. Aumenta el grado de dureza y proporciona resistencia al material expuesto a altas temperaturas.
Níquel	Mejora las propiedades del tratamiento térmico reduciendo la temperatura de endurecimiento y distorsión al ser templado. Al emplearse conjuntamente con el Cromo, aumenta la dureza y la resistencia al desgaste.
Silicio	Se emplea como desoxidante y actúa como endurecedor en el acero de aleación.
Titanio	Se emplea como un desoxidante y para inhibir el crecimiento granular. Aumenta también la resistencia a altas temperaturas.
Tungsteno	Se emplea en muchos aceros de aleación para herramientas, impartiendoles una gran resistencia al desgaste y dureza a altas temperaturas

Vanadio	Imparte dureza y ayuda en la formación de granos de tamaño fino. Aumenta la resistencia a los impactos (resistencia a las fracturas por impacto) y también la resistencia a la fatiga
----------------	---

Tabla 44.

Características principales que proporcionan algunos elementos.

Metales	Características
Hierro colado, maleable y al alto silicio (14.5%).	*Baja ductibilidad. *Sensibilidad a choques térmico y mecánico.
Acero al carbón y de baja e intermedias aleaciones.	*Resquebrajamiento con fluidos alcalinos ó cáusticos.
Cobre y aleaciones.	La posibilidad de deformación cuando se exponen al acetileno.
Acero al carbón, acero níquel, acero manganeso – vanadio acero al carbón – silicio.	*Degradación de carburos a grafito con prolongada exposición a temperaturas superiores de 427° C.
Acero al carbón – molibdeno, acero al manganeso – molibdeno – vanadio acero al cromo – vanadio	*Conversión de carburos en grafito si se prolonga la exposición a temperatura superior a 468° C
Acero al silicio– carbono (0.1% de silicio mínimo)	*Deterioro por exposición al sulfuro de hidrógeno, hidrógeno, soluciones acuosas ácidas.
Acero de altas aleaciones (inoxidables)	Corrosión por exponerla a cloruros y haluros, externa ó internamente por selección no adecuada del aislamiento térmico, *Exposición a temperaturas entre 427 y 871° C. Fragilidad del acero inoxidable ferrítico a temperatura ambiente.
Aluminio y aleaciones de aluminio	*Posible corrosión a causa de concreto, mortero, cal, yeso y otros materiales alcalinos empleados en la construcción. *Posible exfoliación. *Temperatura superior que sea de 65 °C a fin de evitar deterioro.
Aleaciones níquel – cobre (70 Ni – 30 Cu).	*Ataque de corrosión en forma de grietas, en vapores de ácido fluorhídrico.
Titanio y aleaciones de titanio.	*Posible deterioro por temperaturas mayores a 315 ° C.
Níquel y aleaciones basado en níquel.	*Sensibilidad por exposición a cantidades mínimas de azufre a temperaturas superiores a 315°C. *Sensibilidad al ataque superficial a temperaturas mayores a 595°C en condiciones reductoras y por encima de 760° C en condiciones oxidantes.
Zirconio y aleaciones de zirconio	*Posible deterioro cuando la temperatura supere los 315° C.
Tantalo.	*A temperatura superior de 300° C, posibilidad de que el metal reaccione con un gas, excepto inertes. *Por debajo de esta temperatura, la tubería puede ser quebradiza a consecuencia del hidrógeno naciente (monoatómico). Este hidrógeno surge a consecuencia de la corrosión originada por algunos componentes químicos.

Tabla 45

9.3. - CÓDIGO ASME/ANSI.

El propósito de este código es establecer los requisitos de ingeniería considerados necesarios para la construcción y diseño de seguros del sistema de tuberías. Un requisito para el diseño seguro es la construcción de la protección. El propietario de un sistema de tuberías, debe tener sobre todo la responsabilidad de conformidad con este código para establecer los requerimientos de diseño, construcción, examinación, inspección y ensayo que gobierna el manejo total del fluido o sistema de proceso del cual la tubería forma parte. El

procedimiento y más bien el propietario es responsable de identificar las limitaciones teniendo como guía los apéndices del código. El diseñador se responsabiliza, ante el propietario de asegurar que el diseño de ingeniería en la tubería cumpla los requerimientos adicionales establecidos por el propietario. El diseño de ingeniería se especificará para cualquier requerimiento inusual para un servicio en particular. Donde los requerimientos de servicios necesitan medirse mas allá de lo mínimo que especifica el código, tales mediciones serán especificadas por el diseñador. Los riesgos de la inestabilidad de fluidos contenidos o de su reactividad con los materiales de que esta compuesta la tubería o de otros materiales tales como estuches, empaques, lubricantes y contaminantes no son definidos o especificados en este código. El diseñador tomará sus precauciones al considerar la tolerancia que deberán presentar los efectos causados por temperatura y presión en la reacción, así como las propiedades de cualquier reacción o productos en descomposición.

9.3.1- Código ASME/ANSI B31.3 para tubos diseñados por criterios de presión para plantas químicas y refinerías de petróleo.

Este código de tuberías para plantas químicas y refinerías de petróleo es una sección del Código de la Sociedad Norteamericana de ingenieros mecánicos, ANSI/ASME B31.3 para tuberías diseñadas bajo razonamientos de presión.

9.3.1.1.- Alcances.

Este código presenta los requerimientos mínimos para los materiales, diseño, fabricación, ensamble, instalación, examinación, inspección y pruebas para sistemas de tuberías sujetas a presión o vacío.

Se aplica a sistemas de tuberías para cualquier fluido, inclusive sólidos fluidizados y para todo tipo de servicios tales como: química sin refinar, intermedia y terminada, aceites y otros productos del petróleo, gas, vapor, aire, agua y refrigerantes, excepto cuando la tubería de refrigeración este recubierta o que los sistemas de tuberías diseñados para presiones internas calibrados por arriba de cero pero menores de 15 psi (103 KPa), suministrados al fluido manipulado que no sea inflamable, toxico y que no dañe al humano.

También excluye calentadores y tubería externa para calentadores; tubos principales etc. Los cuales encierran el calor interno; tanques de presión, intercambiadores de calor, bombas, compresores y la manipulación de otro equipo o fluido de proceso incluyendo tubería externa, cañerías, alcantarillado y sistemas de protección contra incendios.

9.3.1.2. - Limitaciones.

En algunos casos el código establece límites en el empleo de ciertos elementos de tubería debido a la prohibición de su uso en la alimentación designada, por limitaciones de presión y temperatura o por requerir de la utilización o aplicación de protección. Las limitaciones en el servicio de un sistema de tuberías son determinadas por los elementos de dicho sistema.

9.3.1.3. - Condiciones Y Criterios De Diseño.

□ Presión de diseño.

La presión de diseño de un sistema de tuberías no debe ser menor que la presión a las más severas condiciones de presión coincidente interna y externa y temperatura (mínima o máxima) estudiadas durante el servicio. La más severa condición es aquella que proporcione el mayor espesor del componente considerado y la más alta capacidad nominal del componente.

Si un sistema de tuberías puede ser bloqueado o aislado de un dispositivo de relevo de presión este debe ser diseñado para no menos que la presión máxima que puede ser desarrollada bajo estas condiciones.

□ **Temperatura de diseño (Tuberías metálicas).**

La temperatura de diseño es la temperatura del material que representa la más severa condición de presión y temperatura coincidentes. La temperatura de diseño debe ser determinada de acuerdo a las siguientes especificaciones:

a) Tubería no aislada. Para temperaturas de fluido menor a 100 °F (38 °C) y superiores a menos de una temperatura promedio de la pared menor sea determinada por pruebas o cálculos de transferencia de calor, la temperatura del material para componentes no aislados debe ser menor a los siguientes valores:

*Válvulas, tuberías, bordes traslapados, accesorios teniendo espesores de pared comparables al de la tubería: 95% de la temperatura del fluido.

*Bridas (excepto juntas traslapadas) incluyendo aquellas válvulas y accesorios: 90% de la temperatura del fluido.

*Bridas con juntas traslapadas: 85% de la temperatura del fluido.

*Pernos: 80% de la temperatura del fluido.

b) Tuberías aislantes exteriormente. La temperatura del fluido debe ser usada a menos que cálculos, pruebas previas o experimentos de servicios basados en mediciones que soportan el uso de otras temperaturas. Donde la tubería este calentada por enchaquetamiento o líneas de calentamiento debe ser considerada en el establecimiento de la temperatura de diseño.

c) Tuberías aisladas internamente. La temperatura de diseño del material deberá ser basada en cálculos de transferencia de calor o pruebas.

□ **Efectos ambientales.**

a) Enfriamiento. Efecto de la presión. El enfriamiento de un gas o vapor en un sistema de tuberías puede reducir la presión, lo suficiente para crear un vacío interno. En tal caso debe ser capaz de resistir la presión externa a la menor temperatura, o debe haber presiones para romper el vacío.

b) Efectos de expansión de fluido. Los sistemas de tuberías deben ser diseñados, arreglados o separados y soportados para que, resistan las fuerzas debidas al abatimiento o descarga de fluidos.

c) Congelación atmosférica. Donde la temperatura de diseño de un sistema de tuberías este por debajo de 32 °F (0°C), la posibilidad de la condensación atmosférica y la formación de hielo deben ser consideradas y deben hacerse las previsiones en el diseño para evitar el mal funcionamiento resultante. Esto aplica a superficies de partes en movimiento de válvulas de corte, válvulas de control, dispositivos de relevo de presión incluyendo tuberías de descarga y otros componentes.

□ **Efectos dinámicos.**

a) Impacto. Las fuerzas de impacto causadas por condiciones externas o internas (incluyendo cambios en la velocidad del fluido, shocks hidráulicos, Slugging de liquido o sólidos y flasheo) deben ser tomados en cuenta en el diseño de sistemas de tuberías.

b) Viento El efecto de las cargas de viento debe ser tomada en cuenta en el diseño de un sistema de tuberías expuesto.

c) Vibración. Los sistemas de tuberías deben ser diseñados, arreglados y soportados de tal forma que eliminen los efectos de vibración dañinos y excesivos los cuales pueden ser de fuentes como impactos, pulsaciones de presión, resonancia en compresores y cargas de viento.

d) Reacciones de descarga. Los sistemas deben ser diseñados, arreglados o soportados tal que resistan las fuerzas de reacción debidas al abatimiento o descarga del fluido.

□ **Efectos de peso.**

Los siguientes efectos de peso, combinadas con cargas y fuerzas de otras causas, deben ser tomados en cuenta en el diseño de sistemas de tuberías.

- a) **Cargas vivas.** Estas cargas incluyen el peso del medio transportado o el medio usado para la prueba. La nieve y cargas de hielo, debidas tanto al medio, deben ser consideradas como las condiciones de operación.
- b) **Cargas muertas.** Estas cargas consisten en el peso de componentes de tubería, aislamiento y otras cargas permanentes superpuestas soportadas por la tubería.

□ **Expansión térmica y efectos de contracción.**

Los siguientes efectos térmicos combinados en cargas y fuerzas de otras causas deben ser tomadas en cuenta en el diseño de sistemas de tuberías.

- a) **Cargas térmicas debidas a restricciones.** Consisten de impulsos y momentos que se presentan cuando la expansión térmica libre y las contracciones de sistemas de tuberías son prevenidas por restricciones o anclas.
- b) **Cargas debidas a gradientes de temperatura.** Se generan de esfuerzos en las paredes de las tuberías, resultan de grandes y rápidos cambios de temperatura como resultado de un alto flux de calor.
- c) **Cargas debidas a diferencias en características de expansión.** Estas resultan de diferencias en la expansión térmica donde se cambian materiales con diferentes coeficientes de expansión térmica: como en las tuberías metálicas, líneas encaquetadas o líneas metálicas - no metálicas.
- d) **Efecto de soporte, anclas y movimientos terminales.** El efecto de movimiento de soportes de tubería, anclas y equipo conectado, deben ser tomados en cuenta en el diseño de sistemas de tuberías. Estos movimientos pueden resultar de la flexibilidad y/o expansión térmica de equipo, soportes o anclas y de asentamiento, movimientos de marea u oscilaciones del viento.

□ **Efectos de los ciclos.**

La fatiga de los metales causada por los ciclos de presión, temperatura y ciclos de carga se debe considerar en el diseño de tuberías.

□ **Efectos por condensación del aire.**

En operaciones a temperaturas inferiores a 312 °F (-191 °C) se condensa el oxígeno del medio ambiente. Esto se debe considerar en la selección de materiales aislantes y en la adecuación de la protección.

Ecuaciones para el cálculo del espesor de pared de acuerdo al ANSI B31.3

$$t_m = T + c \quad (177)$$

$$T = \frac{P * D}{2(SE + P * Y)} \quad (178)$$

t_m = espesor requerido (pulgadas)

T = Espesor calculado por presión de diseño. (pulgadas)

Lo que se debe de cumplir es: $T < D/6$

9.3.2. - Código ANSI B31.4. para sistemas de tuberías de transporte de petróleo líquido.

ALCANCE.

Esta norma prescribe los requerimientos mínimos para el diseño, los materiales, la construcción, el armado, la inspección y las pruebas de tuberías para el transporte de productos líquidos, derivados del petróleo, tales como petróleo crudo condensado, gasolina natural, líquidos de gas natural, gas licuado y productos líquidos del petróleo entre las instalaciones de los productores, las baterías, las plantas procesadoras de gas natural, refinerías, estaciones, terminales y demás puntos de entrega y recepción.

Con este código podemos obtener:

- ❑ Refuerzos requeridos para conexiones (ramales) a líneas principales.
- ❑ Los espesores de pared requeridos (Línea y Ramal)
- ❑ Área Requerida de refuerzo.
- ❑ Área Disponible de Refuerzo.
- ❑ Área Seccional de las soldaduras disponibles para el refuerzo y selección del material adicionado como refuerzo
- ❑ Área Disponible Total
- ❑ Dimensiones del Refuerzo Adicional (De ser necesario)
- ❑ Tamaño del filete de Soldaduras (Externo y filete del refuerzo-si es necesario)

Adicionalmente, tiene la posibilidad de:

1. Revisar conexiones de ramales existentes para diferentes condiciones
2. Examinar diseños de refuerzos de ramales, modificando cualquiera de los siguientes parámetros:

- ❑ Presión de Diseño (interna)
- ❑ Temperatura de Diseño.
- ❑ Espesores (Línea Principal y Ramal)
- ❑ Diámetros (Línea Principal y Ramal)
- ❑ Especificación del material: Línea Principal y Ramal.
- ❑ Material del Refuerzo Adicional.
- ❑ Tolerancia a la Corrosión (Línea Principal y Ramal)
- ❑ De acuerdo con el Código ASME/ANSI B31.4 en el rango de temperaturas: -20°F a 250°F.

Ecuación para el cálculo del espesor de pared de acuerdo al ANSI B31.4

$$t = \frac{P_i * D}{2 * S * F * E} \quad (179)$$

t = Espesor calculado.

P_i = Presión manométrica de diseño interna. PSIG

D = Diámetro nominal exterior del tubo. (in)

$$t_n = t + A \quad (180)$$

$$t = \frac{P * D}{2 * S * F * E * TT} \quad (181)$$

t_n = Espesor nominal de pared (pulg.)

t = Espesor de pared

TT = Factor de reducción de temperatura

D = Diámetro nominal exterior del tubo (pulg.)

9.3.3.- Código ANSI B31.8. para un sistema de distribución y transmisión de gases.

9.3.3.1.- Alcance y Aplicación.

Este código cubre los aspectos de diseño, fabricación, instalación, inspección, prueba y seguridad de operación y mantenimiento de sistemas de distribución y transporte de gas, incluyendo gasoductos, estaciones compresoras de gas, estaciones reguladoras y de medición, cañerías maestras y líneas de servicio hasta la entrada donde se encuentra el ensamble con el medidor del cliente. También cubren las condiciones del uso de los elementos de

los sistemas de tuberías mencionados anteriormente, incluyendo, pero no limitado a tubos, válvulas, accesorios, pernos, empaquetaduras, recipientes, reguladores de presión, y válvulas de escape.

El Código no aplica a:

- Diseño de fabricación de recipientes a presión cubiertos por el código de recipientes a presión y calentadores del código ASME.
- Tuberías de metal con temperaturas superiores a los 450 ° F o menores de -20 ° F.
- Tuberías mas allá de la zona de ensamblamiento del medidor del cliente.
- Tuberías dentro de refinerías de aceites o plantas de extracción de gasolinas naturales, tuberías de plantas de tratamiento de gas, tubería principal de los vapores en la deshidratación de gases y todas las demás plantas de procesamiento instaladas como parte de un sistema de transporte de gas, plantas industriales o minas.
- Tuberías de salida para operar en presiones atmosféricas subsecuentes por pérdidas de gases de cualquier clase.
- Origen de ensamble y una trampa o separador, o tubería con paredes cubiertas por aceite o gas.
- El diseño o fabricación de equipo, aparatos o instrumentos del propietario.
- El diseño de intercambiadores de calor.
- Sistema de tuberías que transportan petróleo líquido. Los requerimientos de este Código son adecuados para la seguridad bajo condiciones generalmente encontradas en la industria del gas. Los requerimientos para todas las condiciones no usuales no pueden ser proporcionados específicamente por que no hay muchos detalles prescritos de ingeniería y construcción.

Ecuación para el cálculo del espesor de pared de acuerdo al ANSI B31.8

$$t = \frac{P * D}{2(S * F * E * T)} \quad (182)$$

t = Espesor calculado por presión de diseño.

P = Presión manométrica de diseño interna (PSIG)

D = Diámetro exterior del tubo (PULG)

F = Factor de seguridad de diseño

S = Resistencia a la cedencia mínima especificada (pulg.)

E = Factor de junta longitudinal

T = Espesor calculado por presión de diseño. (pulgadas)

Lo que se debe de cumplir es: $T < D/6$.

Ecuaciones para el cálculo del espesor de pared.

Código	ANSI B 31.3 (1976)	ANSI B 31.4 (1979)	ANSI 31.8 (1976)
Cálculo del espesor de la pared.	$t = \frac{P * D}{2(SE + P * Y)}$	$t = \frac{P * D}{2 * S * F * E * T T}$	$t = \frac{P * D}{2(S * F * E * T)}$
# Ecuación	178	181	182
Resistencia. "S"	Esfuerzo básico permisible para materiales PSI	Resistencia a la cedencia mínima especificada. PSI	Resistencia a la cedencia mínima especificada. PSI
Descripción del tubo. (in)	Diámetro exterior de tubo.	Diámetro nominal exterior de tubo	Diámetro nominal exterior de tubo
Presión. Descripción. (PSIG)	Presión manométrica de diseño interno.	Presión manométrica de diseño interna	Presión manométrica de diseño interna

Nomenclatura	Comentario.
ANSI B 31.4 t = espesor de la pared calculado (pulg.) espesor nominal de pared (pulg.) E = factor de junta longitudinal (Tabla 53) A = suma de tolerancia, corrosión, roscado, ranurado	El mínimo espesor de pared para tubo de acero (tabla 54)
ANSI B 31.8 t = espesor de la pared calculado (pulg.) E = factor de junta longitudinal (Tabla 53) T = factor de reducción de temperatura (tabla 50)	El mínimo espesor de pared tabla 54.
ANSI B 31.3 Tm = espesor requerido de pared (in) T = espesor calculado por presión de diseño (in) C = suma de tolerancia corrosión, roscado, etc. (in) SE = esfuerzo permisible por el factor de junta (PSI) E = factor de junta longitudinal (Tabla 53) Y = coeficiente para materiales (tabla 51)	Es necesario que: $tca (1 - 1t / 100 > 1m$ En caso contrario se utilizará el espesor inmediato superior a tcs tcs = espesor comercial seleccionado (pulg.) tf = tolerancia de fabricación (Tabla 49)

Tabla 46 Comparación de códigos ANSI.

FACTOR DE DISEÑO (f) DE ACUERDO A LA FABRICACION. TABLA 47.

0.72	a) En derechos de vía privada en ubicaciones clase I b) Invasiones paralelas en caminos privados de localización clase I. c) Cruces sin revestimiento de caminos de propiedad privada en ubicaciones clase I. d) Cruces en revestimiento de caminos públicos no mejorados, caminos de superficie dura, carreteras o calles publicas y vías de ferrocarril en ubicaciones clase I.
0.60	a) En derechos de vía privada en localización clase 2 b) Invasiones paralelas en caminos de propiedad privada en localización clase 2. Caminos públicos no mejorados en localización clase 2. c) Caminos de superficie, carreteras o calles públicas y rieles de ferrocarril en localización clase 1 y 2. d) Cruces sin revestimiento de caminos de propiedad privada en localización clase 1y 2, caminos públicos no mejorados en ubicación de clase 2, caminos de superficie dura, carreteras o calles públicas y vías de ferrocarril en localización de clase 2. e) En puentes en localización clase 1y 2. f) Tubería prefabricada.
0.50	a) En derechos de vía privada en localización de clase 3. b) Invasiones paralelas en caminos de propiedad privada en localización clase 2. Caminos públicos no mejorados en localizaciones clase. c) Caminos en superficie dura, carreteras o calles públicas y vías de ferrocarril en localización clase 3. d) Cruces sin revestimiento de caminos de propiedad privada en localización de clase 3. Caminos públicos no mejorados en localización de clase 3, caminos de superficie dura, carreteras o calles públicas y vías de ferrocarril en localización clase 2 y 3. e) Tubería en estaciones de compresión.
0.40	En todo lugar con localización de clase 4.

FACTOR DE DISEÑO (f) DE ACUERDO A LA FABRICACION. (Tabla 48)

Ubicación	Clase 1		Clase 2	Clase 3	Clase 4
	Div. 1	Div. 2			
Líneas de tuberías principales y de servicios	0.80	0.72	0.60	0.50	0.40
Cruces en caminos, vías de ferrocarril sin revestimiento					
A. Derechos de vía privados	0.80	0.72	0.50	0.60	0.40
B. Caminos públicos no mejorados	0.60	0.60	0.60	0.50	0.40
C. Caminos de superficie dura, carreteras o calles públicas	0.60	0.60	0.50	0.50	0.40
Cruces en caminos, vías de ferrocarril con revestimiento					
A. Derechos de vía privados	0.80	0.72	0.60	0.50	0.40
B. Caminos públicos no mejorados	0.72	0.72	0.60	0.50	0.40
C. Caminos de superficie dura, carreteras o calles públicas	0.72	0.72	0.60	0.50	0.40

Invasiones paralelas en líneas de tuberías principales, caminos y vías de ferrocarril					
A. Derechos de vía privados	0.80	0.72	0.60	0.50	0.40
B. Caminos públicos no mejorados	0.80	0.72	0.60	0.50	0.40
C. Caminos de superficie dura, carreteras o calles públicas	0.80	0.60	0.60	0.50	0.40
Ensamblados prefabricados	0.60	0.60	0.60	0.50	0.40
Tuberías en puentes	0.60	0.60	0.60	0.50	0.40
Tuberías de estaciones de compresión	0.50	0.50	0.50	0.50	0.40
Concentración de gente en ubicaciones clase 1 y 2	0.50	0.50	0.50	0.50	0.40

TABLA 49. TOLERANCIA DE FABRICACION.

Especificación	Tf (%)	Observación
ASTM A 53	12 ½	
ASTM A 106	12 ½	
ASTM A 333	12 ½	
ASTM A 120	12 ½	
ASTM A 134		
ASTM A 135	12 ½	
ASTM A 312	12 ½	
API 5LB	12 ½	C/COSTg' C/ COST θ y menores
API 5LB	10	C/COST 20" θ y mayores
API 5LX	12 ½	S/COST. C/COST 10 "θ y menores
API 5LX	10	S/COST 20" θ y mayores
API 5LX	8	C/COST 20" θ y mayores
API 5LS	12 ½	18 "θ y menores
API5LS	10	20" θ y mayores grado A
API5LS	8	20" θ y mayores grado X

NOTAS:

- Para tubo donde $t > D/E$ o $P/SE > 385$ se requieren consideraciones especiales tomando en cuenta factores de diseño y del material tales como teoría de fallas, fatiga y esfuerzos térmicos.
- Localización de clases Localización de clase 1: desiertos, montañas, acueductos, tierras de cultivo y combinación siempre y cuando:
 - El índice de densidad de 10 millas para cualquier sección de la línea será de 12 o menor.
 - El índice de densidad una milla será 2 o menor.
 - Localización de clase 2: incluye áreas con gran desarrollo intermedio entre localización de clase 1 y 3. Áreas fronterizas, pueblos, áreas agrícolas e industriales en donde el índice de densidad de una milla excede de 20 y el de 10 millas excede de 12.
 - Localización de clase 3: Áreas para fines comerciales o residenciales donde el momento de construir la tubería, se encuentre construido el 10 % o más de los lotes que dan a la calle o al derecho de vía.
 - Áreas ocupadas por edificios comerciales y residenciales con altura común de tres pisos y menores.
 - Localización de clase 4: incluye áreas donde prevalecen edificios de cuatro pisos o más por encima del piso incluyendo el piso del suelo y donde puede haber numerosos servicios públicos subterráneos.

TABLA 50. FACTORES DE RENDIMIENTO DE TEMPERATURA.

Temperatura.	T
250°F menor	1.000
300 °F	0.967
350°F	0.933
400°F	0.900
450°F	0.867

Tabla 51. Valores Para el coeficiente "Y"

Materiales	900 °F y menores	950°F	1000°F	1050°F	1100°F	1150°F y mayores
Aceros ferríticos	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7
Aceros arseníticos	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7
Metales dúctiles	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
Hierro colado	0.4	---	---	---	---	---

9.3.4. - Recomendaciones para flujo líquido - vapor ANSI B31.8

El American National Standardization Institute (ANSI) es una de las organizaciones que regulan los diseños relacionados con tuberías. Sus normas regulan todos los aspectos relacionados con las tuberías (Bridas, tubos, tornillos, etc.) Se establecen tres normas por el ANSI para tuberías que transportan fluidos:

- ANSI B31.3: toda la tubería dentro de límites de batería.
- ANSI B31.4: tubería que transporta hidrocarburos líquidos.
- ANSI B31.8: tubería que transporta hidrocarburos gaseosos.

No existe una norma específica que cubra el flujo a dos fases. El ANSI B31.3, cubre todo tipo de líneas, pero para el transporte hay que llegar a una convención. Se acostumbra, y se ha convertido en la práctica común de ingeniería, amparar el transporte de flujo a dos fases con el ANSI B31.8, esto se debe a que el ANSI B31.8 es la norma más estricta de las tres, aspecto muy lógico ya que se está manejando gas. La importancia de las normas mencionadas, es que con ellas se puede calcular el espesor de la tubería de transporte. Se muestran las principales tablas para el cálculo de los espesores.

ANSI B31.3:	ANSI B31.4:	ANSI B31.8:
$t = \frac{P * D}{2 * (SE + PY)}$	$t = \frac{P * D}{2 * S} + C$	$t = \frac{P * D}{2 * S * F * E * T}$
(178)	(183)	(182)
P: Presión de diseño de la tubería, Psig D: Diámetro exterior de la tubería, Pulgadas S: Resistencia mínima a cedencia, Psi (Tabla 53) F: Factor de diseño por la ubicación de la tubería (Tabla 48)		SE: Esfuerzo Permisible por el factor de junta, Psi (Tabla 53) E: Factor de junta longitudinal (Tabla 53) Y: Coeficiente (Tabla 51) T: Factor de reducción por temperatura (Tabla 50) C: Tolerancia a la corrosión, pulgadas.

Tabla 52. Comparativos de código ANSI, para flujo líquido – vapor.

Tabla 53. VALORES DE "S" FACTORES DE JUNTA LONGITUDINAL.					
MATERIAL	ASME B31.3		ASME B31.4	ASME B31.8	
	E	SE (Psi) -20 A 300° F	S (Psi) (b)	E	S (Psi)
ASTM A53 Gr. A (S)	1	16,000	21,600	1	30,000
ASTM A53 Gr. B (S)	1	20,000	25,200	1	35,000
ASTM A53 Gr. B (ERW)	0.85	17,000	25,200	1	35,000
ASTM A106 Gr. A (S)	1	16,000	21,600	1	30,000
ASM A106 Gr. B (S)	1	20,000			
ASTM A134 Gr. B (EFW)	0.80	(a)	25,200		
ASTM A135 Gr. B (ERW)	0.85	17,000	17,300	1	35,000
ASTM A139 Gr. B (EFW)	0.80	16,000	25,200	0.80	(a)
ASTM A312 Gr. 304 (S)	1	20,000	20,150	1	35,000
ASTM A312 Gr. 304I (S)	1	16,700	16,700	0.80	35,000
ASTM A312 Gr. 316 (S)	1	20,000			
ASTM A312 Gr. 316L (S)					
API 5L Gr. X65 (ERW)			46,800	1	65,000
API 5L Gr. X70 (ERW)			50,400	1	70,000
ASTM A333 Gr. 6 (S)	1	20,000	25,200	1	35,000

API 5L Gr. B (S)	1	20,000		1	35,000
API 5L Gr. B (ERW)	0.85	17,000	25,200		
API 5L GR. X42 (ERW)	0.85	17,850	30,250	1	42,000
API 5L Gr. X46 (ERW)	0.85	18,700	33,100	1	46,000
API 5L Gr. X52 (ERW)	0.85	18,700	37,450	1	52,000
API 5L Gr. X56 (ERW)	0.85	20,145	40,300	1	56,000
API 5L Gr. X60 (ERW)	0.85	21,250	43,200	1	60,000

- a) El grado de esta especificación depende del tipo de material de la placa seleccionada
b) Para el código ANSI B31.4, el valor del esfuerzo permisible incluye el factor de junta longitudinal y el factor de diseño.

Tabla 54 Espesor mínimo de pared de tubo de acero (in),

Diámetro nominal, pulgadas	ANSI B31.8		Diámetro nominal, pulgadas	ANSI B31.8
	Extremos planos (1)	Roscada, todas las clases		Extremos Planos (1)
½	0.046	0.109	18	0.188
¾	0.048	0.113	20	0.188
1	0.053	0.113	24	0.188
1 ½	0.065	0.145	26	0.219
2	0.075	0.154	28	0.25
3	0.083	0.203	30	0.25
4	0.083	0.216	32	0.25
6	0.083	0.237	34	0.25
8	0.083	0.280	36	0.25
10	0.083	0.322	38	0.312
12	0.125	0.365	40	0.312
14	0.156	-----	42	0.344
16	0.172	-----		

El espesor mínimo nominal para tubo de acero con extremos planos en diámetros menores de 2" y menos de 100 psi. El espesor no debe ser menor a 0.035 en cualquier localización.

9.4.- PRUEBAS HIDROSTÁTICAS Y NEUMÁTICAS.

Pruebas hidrostáticas de redes de tuberías

Todas las redes de circulación de fluidos portadores deben ser probadas hidrostáticamente, a fin de asegurar su estanqueidad, antes de quedar ocultas por obras de albañilería, material de relleno o por el material aislante.

Independientemente de las pruebas parciales a que hayan sido sometidas las partes de la instalación a lo largo del montaje, debe efectuarse una prueba final de estanqueidad de todos los equipos y conducciones a una presión en frío equivalente a vez y media la de trabajo, con un mínimo de 6 bar. Las pruebas requieren, inevitablemente, el taponamiento de los extremos de la red, antes de que estén instaladas las unidades terminales. Los elementos de taponamiento deben instalarse en el curso del montaje, de tal manera que sirvan, al mismo tiempo, para evitar la entrada en la red de materiales extraños. Posteriormente se realizarán pruebas de circulación de agua, poniendo las bombas en marcha, comprobando la limpieza de los filtros y midiendo presiones y, finalmente, se realizará la comprobación de la estanqueidad del circuito con el fluido a la temperatura de régimen.

NORMAS Y CODIGOS.

1. La presión para sistemas de tubería estará de acuerdo a los requerimientos especificados en la última revisión del código para Tubería a presión ANSI B. 31.3.
2. Como un suplemento a estos códigos y especificaciones la prueba e inspección estarán de acuerdo a los requerimientos locales y como se especifica aquí a continuación.

EXTENSIÓN DE LA PRUEBA.

- No requieren pruebas de presión las líneas de descarga a la atmósfera tales como drenes de líneas y desfogue de válvulas de seguridad.
- Los equipos o dispositivos tales como bombas, turbinas, compresoras válvulas de seguridad, discos de ruptura, juntas de expansión, etc., no deberán someterse a la presión de prueba del sistema de tubería.
- La prueba hidrostática se realiza con agua cruda o filtrada y clorada según la disponibilidad y aprobación.
- La temperatura del medio no deberá ser mayor de 38°C (100°F) ni menor de 16°C (60°F) la presión de prueba deberá aplicarse hasta que el medio de prueba y el equipo estén a la misma temperatura.

REGISTRO DE PRUEBAS.

Deberá hacerse un registro para cada sistema de tubería durante la prueba. Los datos incluidos serán los siguientes:

1. Datos de la prueba (presión temperatura, diámetro de tubería, etc.)
2. Identificación de la tubería que se prueba numero de especificación de la línea, diámetro, material, etc.)
3. Fluido de prueba;
4. Presión registrada de la prueba;
5. Firmas de todos los inspectores que tengan autoridad en la jurisdicción.

PRUEBAS DE SISTEMA DE TUBERÍA DE ACERO.

1. Determinación de la prueba;
2. La presión de prueba de cada línea se determinara a partir del rango;
3. Mostrado en la especificación del material de tubería;

La aplicación al sistema de tuberías no deberá ser mayor que la presión de prueba calculada o predeterminada, con el fin de evitar posibles daños a las anclas y soportes.

9.4.1. - PRUEBA HIDROSTÁTICA.

Este método de prueba se aplica para determinar si las instalaciones o los componentes utilizados en las estaciones de servicio para gas natural, que no estén sujetas a condiciones criogénicas, resisten sin fugas el esfuerzo homogéneo producido por un líquido a presión, tanto en las conexiones como en el material empleado en la fabricación de dichos componentes.

Para realizar la prueba debe contarse con lo siguiente:

- a) Bomba hidráulica con capacidad para alcanzar la presión de prueba y el líquido suficiente para llenar el sistema o elemento a probar.
- b) Manómetros con capacidad de 130% de la presión de prueba.
- c) Registrador de presión con gráfica (manógrafo).
- d) Válvulas con capacidad para operar a la presión de prueba,
- e) Tubería y mangueras adecuadas para conectar el sistema.

Para efectuar la prueba debe realizarse lo siguiente:

- a) Instalar la bomba hidráulica con tubería, mangueras, válvulas, manómetro y manógrafo para que el líquido de prueba fluya a través del sistema o componente;
- b) Llenar completamente el sistema o elemento a probar con el líquido, eliminando el aire contenido dentro de dicho sistema;
- c) Elevar gradualmente la presión de prueba hasta alcanzar, aproximadamente, el 50% de dicha presión;
- d) Incrementar la presión a intervalos de 0.1 veces cada 10 minutos hasta que ésta alcance 1.5 veces la presión de operación. A continuación, se aísla el sistema manteniéndose la presión de prueba durante 24 horas continuas. Debe llevarse un registro gráfico de la variación de la presión durante este periodo;

e) Verificar que no existan fugas mediante inspección visual. La gráfica del manómetro no debe indicar pérdida de presión, es decir, la gráfica debe consistir en un círculo que cierre exactamente en el punto inicial de la misma. En caso de presentarse alguna fuga, ésta debe corregirse y probarse nuevamente el sistema con el procedimiento señalado, y

f) La Unidad de Verificación debe testificar la prueba e informar el resultado de la misma a la autoridad competente.

Nota: Durante las pruebas hidrostáticas deben retirarse los discos de ruptura, válvulas de alivio o instrumentos que se puedan dañar.

Debe efectuarse una prueba de hermeticidad a las instalaciones cada cinco años. El resultado de la prueba de hermeticidad debe reportarse a la autoridad competente.

9.4.2. - PRUEBA NEUMÁTICA.

Deben realizarse pruebas neumáticas con el objeto de verificar la hermeticidad de los equipos de una estación de servicio que opere bajo condiciones criogénicas; no deben realizarse pruebas hidrostáticas.

Para efectuar la prueba debe contarse con lo siguiente:

- a) Compresor neumático o cilindros con gas inerte con capacidad de operación a la presión de prueba;
- b) Manómetros con capacidad de 120% de la presión de alivio de las válvulas de seguridad del sistema;
- c) Registrador de presión con gráfica (manómetro)
- d) Válvulas con capacidad para operar a la presión de prueba, y
- e) Tuberías y mangueras adecuadas para conectar el sistema.

Para efectuar la prueba debe realizarse lo siguiente:

- a) Instalar el compresor o cilindros de gas inerte, con tubería, mangueras, válvulas, manómetros y manómetro e inyectar el aire o gas inerte a través del sistema o componente.
- b) Presurizar el sistema hasta 2645 kPa;
- c) Aislar el sistema y mantener la presión de prueba durante 24 horas continuas; debe llevarse un registro gráfico de la variación de la presión durante este periodo;
- d) Aplicar el medio de detección de fugas (solución jabonosa libre de amoníaco o un instrumento detector de fugas);
- e) Verificar que no existan fugas mediante inspección visual. La gráfica del manómetro no debe indicar pérdida de presión, es decir, la gráfica debe consistir en un círculo que cierre exactamente en el punto inicial de la misma. En caso de presentarse alguna fuga, ésta debe corregirse y seguir procedimiento.

Nota: Durante las pruebas, retirar discos de ruptura, válvulas o instrumentos que se puedan dañar.

10. - COSTO MÍNIMO DE TUBERÍAS.

Un modo racional para seleccionar el tamaño de tubería, requiere de sí es capaz de dosificar la variedad de las condiciones encontradas en las instalaciones de una planta moderna de proceso. Bajo ciertas condiciones la caída de presión es una de las variables a controlar. Así como la velocidad, máxima ó mínima. En muchos casos el factor que decide es el menor costo anual, donde se incluye el costo de las tuberías, más los costos para conducir el líquido a través de ellas. El tamaño correcto debe ser tal que la relación total entre los costos de operación a la inversión sea la más favorable. Cuando un líquido fluye bajo la influencia de la fuerza de gravedad ó cuando la presión de un líquido ó un gas esta siendo reducida, el costo de operación se convierte esencialmente cero. -solo sigue existiendo el costo del mantenimiento porque no se requiere ninguna entrada de la energía. El costo anual total para seleccionar una tubería económica, de una capacidad dada y del número de cédula, asumiendo la velocidad de flujo, en cada caso, ser los mismos porcentajes del máximo económico. Para establecer el costo anual, primero, necesitamos no examinar por entero la tubería, algo que se debe considerar es la amortización costo capital para un pie de tubería. En una planta, el costo del tamaño anual, esta en función de la velocidad de flujo, densidad de flujo, del material de la tubería y de la presión. Además de otras variables menos seguros.

10.1. - MODELO MATEMÁTICO BÁSICO PARA COSTO MÍNIMO DE TUBERÍAS.

Un modelo matemático para la selección de la tubería más económica, la cuál es independiente del tamaño de la tubería, ofrece la mayoría de la simplicidad en uso. Esta aproximación elimina la necesidad de ajustar los factores que se utilizan en el tamaño de la tubería. "Genereaux" demostró que para sistemas de tuberías metálicas el costo de las tuberías, válvulas, guarniciones, es proporcional a la energía necesaria para mover el fluido de 1.5 con respecto al diámetro de tubería.¹

El costo para un pie de tubería de un material dado, puede conocerse de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$C_p = 0.353 \times D^{1.5} \quad (184)$$

C_p = costo del diámetro de tubería (Dólar por pie)

X = Costo de una tubería de 2 pulgadas de diámetro (Dólar por pie)

El costo de amortización del capital de instalación para un pie de tubería, puede expresarse de la siguiente manera:

$$C_p = 0.353 * (a + b) * (F + 1) * X * D^{1.5} \quad (185)$$

D = Diámetro interno de la tubería (pulgadas).

X = Costo para un pie de tubería dando cédula y materiales. (Dólar por pie).

F = Factor que expresa el valor de válvulas, guarniciones, soportes. Es un múltiplo relativo al costo de la tubería solamente. Si el costo para guarniciones y soportes será de 6.75% el costo de la tubería, entonces F será de 6.75.

a = Tarifa de amortización recíproca anual, fraccional.

b = Mantenimiento, fraccional.

El cambio en los costos de la amortización del capital para un pie de tubería, se muestra en la siguiente figura.

(77)

¹ *el exponente (n) 1.5 aplica para tuberías hechas de material metálico. No aplica para tuberías plásticas.

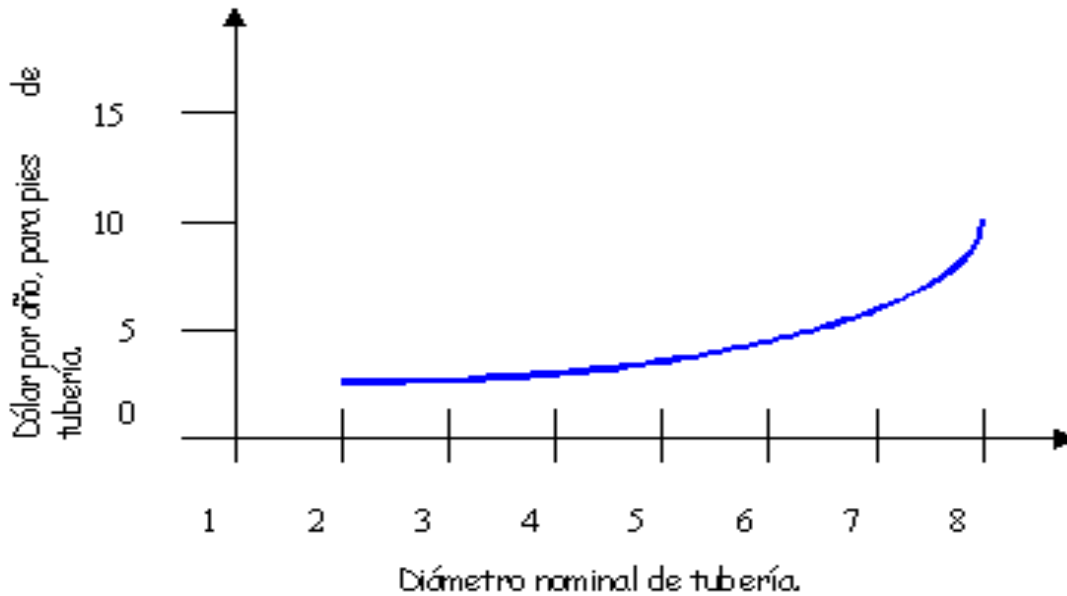


Fig. 77 Costos de capital de amortización para un pie de tubería. Ref. Nolte. Claude B, *Optimum pipe selection*. EEUU. Gulf Publishing Co.

El segundo factor en el costo anual total para la instalación de tuberías, es el elemento incidental del costo de la máquina que mueve el líquido. Este no se refiere al costo por incrementar la presión del gas ó líquido para satisfacer el requerimiento del proceso no se refiere a la cabeza estática, o a la columna del líquido y no incluye la aceleración de la columna de fluido. Esto aplica únicamente a las pérdidas por fricción encontradas en el transporte del fluido a través de la tubería. Para esta aproximación, los costos referidos para el movimiento de fluidos, pueden considerarse como el producto del volumen de flujo y las pérdidas de presión por fricción. El consumo por hora de energía, puede expresarse como:

$$1000 \left(\frac{W}{\rho} \right) * (144 \Delta P_1) \quad (186)$$

(Fuerza: pies por libras.)

Convirtiendo a unidades más convenientes, se tiene:

$$\frac{1000 * w * (144 \Delta P_1)}{2,654,200 * E_p} \quad (187)$$

En dólares por año, esto puede convertirse en:

$$C_t = \frac{0.0542 * W * \Delta P_1 * Y * K}{E_p} \quad (188)$$

W = Gasto másico (miles de libras por hora.)

ΔP_1 = Caída de presión (libras por pulgada cuadrada por pie de tubería.)

Y = Horas de operación por año.

K = Costo de energía eléctrica en (USD/ kW- hr.)

E = Eficiencia de la bomba conductora, (fraccional.)

ρ = Densidad del fluido (libras por pie cúbico.)

Realizando el modelo matemático el tamaño de la tubería puede expresarse en términos de la velocidad de flujo y del μ y de las características del flujo.

Esta expresión matemática, requiere de la caída de presión, en libras fuerza por pulgadas cuadrada por cada pie de tubería en términos de del número de variables más pequeñas, como en la siguiente ecuación:

$$\Delta P_1 = \frac{0.1325 * W^{1.84} * \mu^{0.16}}{\rho * D^{4.84}} \quad (189)$$

W = Velocidad de flujo del material, (miles de libras por hora)

ΔP_1 = caída de presión, (libras fuerza por pulgadas cuadrada por cada pie de tubería)

μ = Viscosidad a la velocidad del fluido (cP.)

ρ = Densidad del fluido (libras por pie cúbico.)

D = Diámetro interno de la tubería (pulgadas.)

Sustituyendo la ecuación anterior en la ecuación (190), tenemos la siguiente expresión:

$$C_t = \frac{2.84E6 * W^{2.84} * \mu^{0.16} * Y * K}{D^{4.84} * \rho^2 * E} \quad (190)$$

W = Velocidad de flujo, (miles de libras por hora)

μ = Viscosidad a la velocidad del fluido (cP.)

Y = Horas de operación por año.

K = Costo de energía eléctrica en (\$/ kW- hr.)

E = Eficiencia de la bomba conductora, (fraccional.)

D = Diámetro interno de la tubería (pulgadas.)

ρ = Densidad del fluido (libras por pie cúbico.)

De acuerdo a la siguiente gráfica, la variación en el costo anual de operación para un pie de tubería del sistema, podremos tener varios diámetros.

El costo anual total para un pie de tubería es la suma de las ecuaciones (185 y 190)

$$C_t = 0.353 * (a + b) * (F + 1) * X * D^{1.5} + \frac{2.84E6 * W^{2.84} * \mu^{0.16} * Y * K}{D^{4.84} * \rho^2 * E} \quad (191)$$

El siguiente es un camino simple para la obtención del diámetro óptimo con un solo cálculo. Ya que una ecuación, nos define el menor costo de tubería que puede obtenerse diferenciando la ecuación (191) e igualando el resultado a cero, se tiene:

$$D^{4.84+1.5} = \frac{0.0348 * W^{2.84} * \mu^{0.16} * Y * K}{0.53 * (a + b) * (F + 1) * X * E * \rho^2} \quad (192)$$

Reduciendo la ecuación meramente al diámetro:

$$D = \frac{W^{0.448} * \mu^{0.025}}{\rho^{0.316}} * \left(\frac{0.0657 * Y * K}{(a + b) * (F + 1) * X * E} \right)^{0.158} \quad (193)$$

D = Diámetro interno económico (pulgadas)

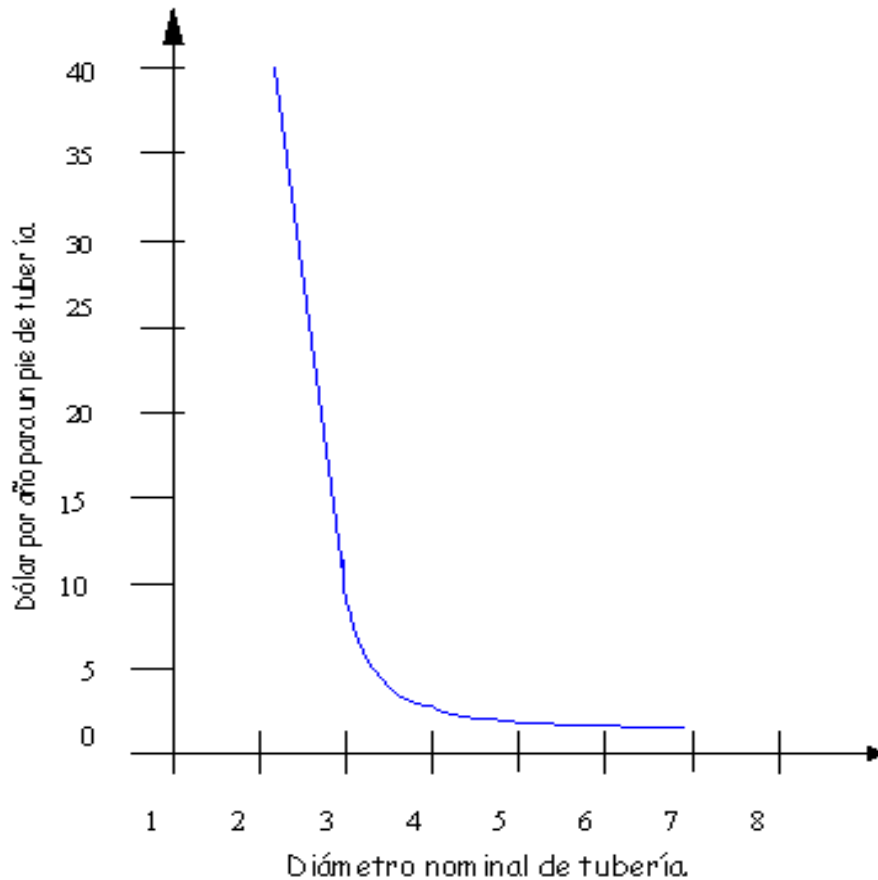
W = Velocidad de flujo del material, (miles de libras por hora)

μ = Viscosidad a la velocidad del fluido (cP.)

Y = Horas de operación por año.

K = Costo de energía eléctrica en (USD/ kW- hr.)
 E = Eficiencia de la bomba conductora, (fraccional.)
 ρ = Densidad del fluido (libras por pie cúbico.)

Fig. 78 Ref. Nolte. Claude B, *Optimum pipe selection*. EEUU. Gulf Publishing Co. Costo anual de operación para un pie de tubería.



a = Tarifa de amortización recíproca en años. (Fraccional.)
 b = Mantenimiento (fraccional)
 X = Costos para un pie de tubería de 2" cédula 40, acero al carbón USD/pie
 F = Factor de costas para válvulas y guarniciones, comparada con el costo de tubería descubierta.

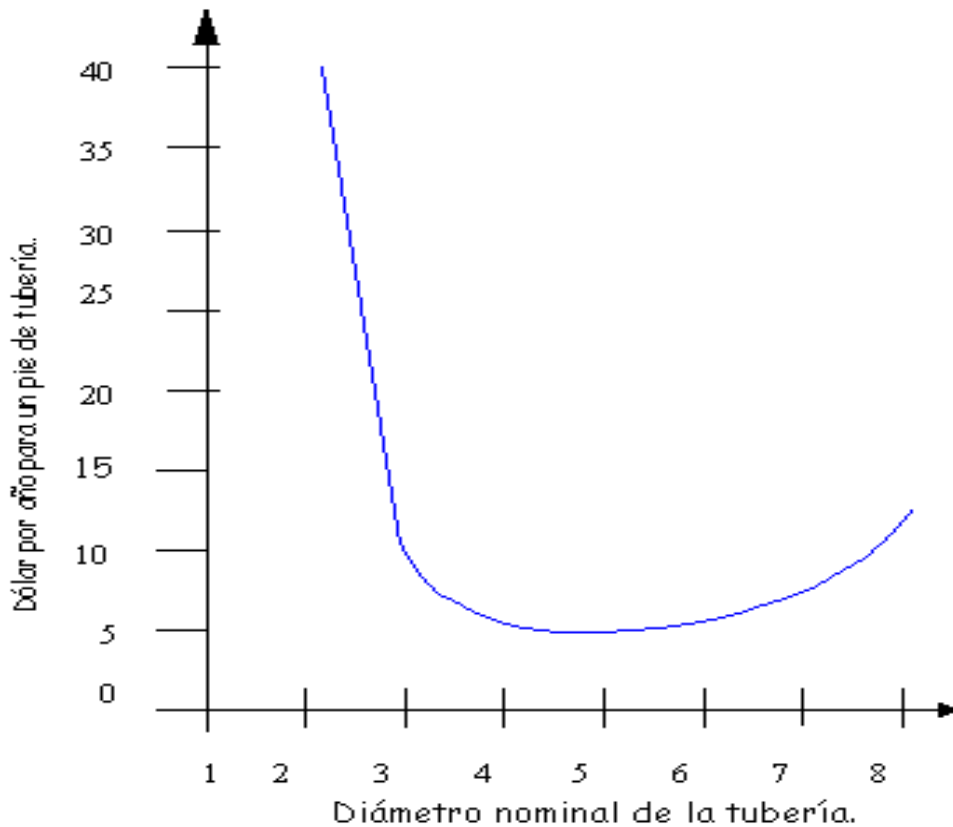
Los parámetros están dentro del límite de los que tienden a permanecer como constantes, dentro de la planta. La medida a utilizar para los parámetros que cambian es de 0.158.

10.2. - APLICACIONES PARA EL DIÁMETRO COMERCIAL.

La ecuación 193 arroja un tamaño exacto de la tubería, en pulgadas y decimales, cuál sería la selección óptima para las condiciones señaladas por las condiciones de flujo. Si el tamaño óptimo es mentiroso un poco sobre un tamaño comercial, se puede presumir que la aproximación correcta puede ser emplee el siguiente tamaño de tubería. Todo esto, incrementa la amortización de costos de las tuberías. Incrementando el costo de operación. Para limitar el incremento en la velocidad de flujo, el diámetro óptimo es calculado con la ecuación 193, para un diámetro comercial, el costo total puede ser menor que él yendo al tamaño más grande siguiente. La tabla 55, muestran los cambios de costos en la velocidad de flujo, si se aumenta dos tamaños, el diámetro Para el agua.

Pasando los 440 gpm, los costos para ambos diámetros, se igualan. Para flujo de 440 gpm, el más adecuado es el diámetro de 6". Para flujos menores, el diámetro de 4" pulgadas es el óptimo.

Fig. 79 Costo anual total para un pie de tubería. Ref. Nolte. Claude B, *Optimum pipe selection*. EEUU. Gulf Publishing



Co.

Dólar por año para 4". Tabla 55				Dólar por año para 6".		
gpm	C _T	C _P	C _F	C _T	C _P	C _F
250	4.6	3.8	0.8	7.20	7.09	0.11
330	5.49	3.8	1.69	7.32	7.09	0.23
380	6.34	3.8	2.54	7.44	7.09	0.35
405	6.84	3.8	3.05	7.51	7.09	0.42
430	7.43	3.8	3.63	7.59	7.09	0.5
440*	7.61	3.8	3.81	7.61	7.09	0.52
445	7.74	3.8	3.94	7.63	7.09	0.54
450	7.93	3.8	4.13	7.66	7.09	0.57

El porcentaje en el aumento de la velocidad de flujo depende de la separación de los diámetros comerciales de las tuberías. Para diámetros de 2 vs. 3 pulgadas, la relación es de 1.68. Para 3 vs. 4 pulgadas, la relación es de 1.44. Para 8 vs. 10 pulgadas, la relación es de 1.35. Como la diferencia en diámetro a partir de un tamaño al siguiente estrecho, el cociente de la extensión llega a ser más pequeño. La cantidad del flujo más allá de ese cálculo por la ecuación 193, puede expresarse el menor costo anual, por la ecuación siguiente:

$$W_{\max} = W_1 * \left(\frac{D_L}{D_S} \right)^{1.33} \quad (194)$$

D_L = Diámetro interno económico (pulgadas)

W_{max} = Velocidad máxima de flujo permisible)

W_1 = Flujo económico calculado en la selección comercial más pequeña más cercana de la tubería

D_S = Diámetro un diámetro comercial más pequeño del diámetro indicado.

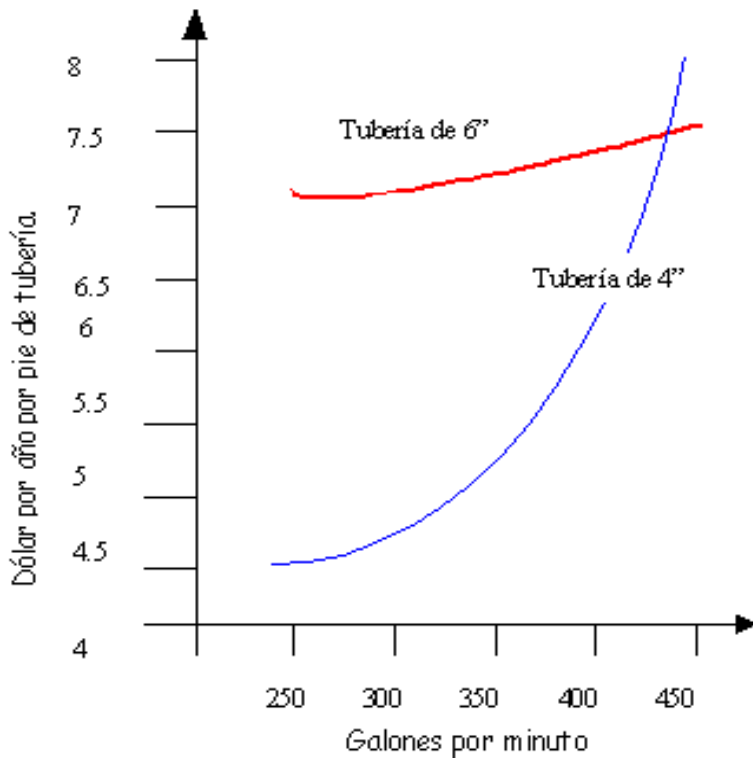


Fig. 80. Costo anual total para un pie de tubería.

Valores de (D_L / D_S) Tabla 56.					
Tamaño	Factor	Tamaño	Factor	Tamaño	Factor
0.5	1.45	3	1.44	14	1.19
0.75	1.38	4	1.71	16	1.17
1.00	1.77	6	1.44	18	1.16
1.5	1.39	8	1.35	20	1.28
2	1.27	10	1.26	24	1.39
2.5	1.33	12	1.13	30	1.28

Existen varios nomogramas para determinar el diámetro óptimo, un ajuste se ha hecho para reflejar otra manera de tener en cuenta la extensión entre el tamaño de las tuberías comerciales. El punto de cambio para un diámetro de tubería al diámetro siguiente se puede representar por la ecuación siguiente (195). Análoga a la tabla 55.

$$D_c = D_L^{0.6} * D_S^{0.4} \quad (195)$$

D_c = Representa el apropiado diámetro interno entre 2 tamaño adyacente de tuberías comerciales

D_L = Diámetro interno económico (pulgadas)

D_S = Diámetro un diámetro comercial más pequeño del diámetro indicado.

Si el tamaño calculado es menor que el diámetro interno comercial necesario entonces D_c , es el diámetro indicado, si el tamaño calculado es mayor que D_c , el siguiente diámetro es el adecuado.

10.2.1.- Ajuste Típico Para Una Tubería Lineal.

Si seguimos a una tubería típica de un tamaño dado tendrá una longitud equivalente (el cuál debe considerarse en determinar la fricción del flujo) de 93 pies de tubería. Lo que nos dice que la ecuación 196, nos da una respuesta factual y requiere adicionar un elemento que sea función del tamaño de la tubería.

$$CLJ = L + Le \quad (196)$$

C = constante que depende del tamaño de la tubería.

L = Longitud actual de la tubería (pies)

Le = Longitud equivalente para guarniciones

J = Exponente dependiente del tamaño de la tubería.

Size	C	J
2	1.94	0.91
3	2.45	0.88
4	3.06	0.85
6	6.81	0.74
8	10.76	0.68

Incorporando la ecuación 193 en la ecuación 197, se produce la ecuación que fundamenta el modelo para la selección del diámetro económico.

PARA LÍQUIDOS:

$$D = \frac{W^{0.479} * \mu^{0.027}}{\rho^{0.337}} * \left(\frac{0.0657 * Y * K}{(a + b) * (F + 1) * E * X} \right)^{0.169} \quad (197)$$

D = diámetro interno económico de la tubería. (pulgadas).

W = Velocidad de flujo (miles de libras por hora).

μ = viscosidad del fluido transportado (cP).

ρ = Densidad del fluido a la temperatura de transporte (libras por pie cúbico)

Y = horas de operación por año.

K = Costo de energía \$ / kW - hr.

a = Rango de amortización recíproco a los años (fraccional).

b = Mantenimiento(fraccional).

X = Costos para un pie de tubería de 2" cédula 40, acero al carbón (USD / pie)

F = Factor de costas para válvulas y guarniciones, comparada con el costo de tubería descubierta.

E = Eficiencia de la bomba ó compresor conductor, (fraccional)

Para compresores centrífugos ó reciprocantes, derivan la ecuación de selección del diámetro óptimo a partir de la ecuación fundamental 207.

$$D = \frac{W^{0.479} * \mu^{0.027}}{\rho^{0.337}} * \left(\frac{0.000553 * Y * K_f}{(a + b) * (F + 1) * E * E_g * X} \right)^{0.169} \quad (198)$$

D = diámetro interno económico de la tubería. (pulgadas)

W = Velocidad de flujo (miles de libras por hora)

μ = viscosidad del fluido transportado (cP)

ρ = Densidad del fluido a la temperatura de transporte (libras por pie cúbico)

Y = horas de operación por año.

K = Costo anual del gas.

a = Rango de amortización recíproco a los años (fraccional).

b = Mantenimiento (fraccional)

X = Costos para un pie de tubería de 2" cédula 40, acero al carbón (\$ 1.32 / pie)

F = Factor de costas para válvulas y guarniciones, comparada con el costo de tubería descubierta.

E = Eficiencia del compresor, (fraccional)

Eg = Eficiencia motor (fraccional)

Usando los siguientes valores de los parámetros.

Y = 7880 horas de operación por año.

K = 0.70

a = 0.143 para 7 años.

b = 0.01.

X = 1.32

F = 6.75.

E = 0.90.

Eg = 0.366.

Retomando la ecuación 193, en la que el valor de "n" es de 1.5 y que sólo aplica a ciertos tipos de materiales, (para los no contemplados y tener certeza para saber en cual si aplica), es necesario ajustar el exponente para dichos materiales.

Exponente de 1.4 a 1.6. Materiales en los que aplica dicho valor. Tabla 58		
Acero al carbón.	Aleación 20	Línea de vidrio - acero.
304 S.S.	Línea de caucho - acero.	Vidrio
316 S.S.	Zirconio de 1 a 3 pulgadas.	Línea de acero - polipropileno
Níquel	Titanio de 1 a 3 pulgadas.	Inconel
Monel	Línea de acero - P. E. F. - Teflón.	Aluminio
	Línea de acero - T. F. E.	

Los materiales de la tabla 58, el exponente "n" adquirirá valores de 0.6 a 0.8.

Tabla 59. Exponente para los que "n" vale 0.6 a 0.8.	
Hasteloy B	Línea de acero - zirconio.
Fibra de vidrio, plástico reforzado.	Línea de acero - tantalio
Línea de acero - titanio.	

10.3.- AJUSTES PARA LA SELECCIÓN DEL DIÁMETRO ECONÓMICO. FÓRMULAS Y NOMOGRAMAS.

Para aquellos elementos que sufren cambios con el paso del tiempo y que son variables indispensables de las ecuaciones 197 y 198, que servirán para desarrollar las ecuaciones de cálculo para líquidos y gases.

HORAS DE OPERACIÓN.

Ya que se considera el valor de Y en este manual es de 7880, pero no siempre es el valor real, lo que se debe de realizar es obtener el valor de la ecuación 199, y multiplicarlo por la ecuación del gas ó líquido. Existe también la tabla 98, con valores reportados.

$$Fd = 0.428 * Y_w^{0.169} \quad (199)$$

Fd = Factor de corrección para sistemas de tuberías.

Yw = Horas de uso del sistema de tuberías en semanas.

Cuando se usa el nomograma (Fig. 81, 82, 83 y 84) velocidad de flujo se puede ajustar con la ecuación 200 y La tabla 98.

$$Fr = 0.17 * Y_w^{0.353} \quad (200)$$

Fr = Factor de corrección para velocidad de flujo.
Yw = Horas de uso del sistema de tuberías en semanas.

COSTO DE ENERGÍA.

El Valor Considerado En El Modelo Matemático Par La Energía Eléctrica, Es De 0.0218 USD / kW- hr. Para 1,000,000 de gas es de 0.7 USD / BTU. Cuando el valor sea diferente, multiplicar Fd obtenido de la tabla 99 ó de la ecuación 201. Cuando se usa el nomograma (Fig. 81, 82, 83 y 84) la velocidad de flujo se puede ajustar con la ecuación 202 y La tabla 66.

$$Fd = 1.909 * K_e^{0.169} \quad (201)$$

Fd = Factor de corrección para sistemas de tuberías.
Ke = costos de la energía eléctrica USD / kW- hr.

Cuando se usan nomograma las figuras 81, 82, 83 y 84, la velocidad de flujo, ajustar con la ecuación 202 y La tabla 66.

$$Fr = 3.86 * K_e^{0.353} \quad (202)$$

Fr = Factor de corrección para velocidad de flujo.
Yw = Horas de uso del sistema de tuberías en semanas.

Para el flujo gas, las ecuaciones para Fd y Fr son las siguientes:

$$Fd = 1.062 * K_g^{0.169} \quad (203)$$

Fd = Factor de corrección para sistemas de tuberías.
Kg = costos de la energía del gas 1 E 6 USD / BTU.

$$Fr = 1.134 * K_g^{0.353} \quad (204)$$

Fr = Factor de corrección para velocidad de flujo.
Kg = costos de la energía del gas 1 E 6 USD / BTU.
Para el flujo gas, la tabla 100.

COSTOS DE AMORTIZACIÓN.

Representa los años en los que se planea, se recuperará la inversión total. El valor utilizado en este modelo es de 7 años, cuando sea diferente, entonces, se usará la tabla 101 y la ecuación 205.

$$Fd = \frac{0.728}{(a + 0.01)^{0.169}} \quad (205)$$

Fd = Factor de corrección para sistemas de tuberías.

a = rango de amortización (años).

Cuando se usa el nomograma (Fig. 81, 82, 83 y 84) la velocidad de flujo se puede ajustar con la ecuación 206 y La tabla 67.

$$Fr = \frac{0.515}{(a + 0.01)^{0.353}} \quad (206)$$

Fr = Factor de corrección para velocidad de flujo.

a = rango de amortización (años).

COSTOS DE TUBERÍAS.

Cuando el costo actual de la tubería sea diferente en un 30%, más ó menos de 1.32 USD, se utiliza entonces la tabla 68. Esta sirve también cuando el material sea diferente al acero al carbón.

Multiplicar el valor obtenido de la fórmula del diámetro óptimo, por Fd.		Valores de Fr para diferentes horas de operación.	
Y (semana)	Fd	Y (semana)	Fr
10	0.63	10	0.38
20	0.71	20	0.49
40	0.8	40	0.63
60	0.86	60	0.72
75	0.89	75	0.78
100	0.93	100	0.86
120	0.96	120	0.92

Esta sirve también cuando el material sea diferente al acero al carbón.

Multiplicar el valor obtenido de la fórmula del diámetro óptimo, por Fd.		Valores de Fr para diferentes costos de energía eléctrica.	
Ke USD / Kw- hr	Fd	Ke USD / Kw- hr	Fr
0.007	0.83	0.007	0.67
0.01	0.88	0.01	0.76
0.015	0.94	0.015	0.88
0.0218	1.0	0.0218	1.00
0.025	1.025	0.025	1.05
0.03	1.057	0.03	1.12
0.035	1.08	0.035	1.18
0.040	1.11	0.040	1.24
0.05	1.13	0.05	1.28
0.06	1.16	0.06	1.34

Tabla 67. Valores de Fd par sistemas de tuberías donde Kg \neq 0.7 USD / BTU.			
Multiplicar el valor obtenido de la fórmula del diámetro óptimo, por Fd.		Valores de Fr para diferentes costos de energía del gas.	
Kg USD / BTU.	Fd	Kg USD / BTU.	Fr
0.7	1	0.7	1
1	1.06	1	1.13
1.5	1.14	1.5	1.31
2	1.19	2	1.45
2.5	1.24	2.5	1.57
3	1.48	3	2.09
4	1.73	4	3.00
5	2.09	5	4.32
6	2.53	6	6.21
7	3.06	7	8.93
8	3.70	8	12.8
9	4.48	9	18.46
10	5.42	10	26.5

Tabla 68. Valores de Fd par sistemas de tuberías donde a \neq 7 años.			
Multiplicar el valor obtenido de la fórmula del diámetro óptimo, por Fd.		Valores de Fr para sistemas de tuberías donde a \neq 7 años.	
a (años).	Fd	a (años).	Fr
2	0.82	2	0.65
3	0.87	3	0.75
5	0.95	5	0.89
7	1	7	1
10	1.05	10	1.12
15	1.12	15	1.28
20	1.17	20	1.39
25	1.21	25	1.48

Tabla 69. Valores de Fd par sistemas de tuberías donde X \neq 1.32 USD.			
Multiplicar el valor obtenido de la fórmula del diámetro óptimo, por Fd.		Valores de Fr para sistemas de tuberías donde X \neq 1.32 USD.	
Costo de tubería de 2" USD.	Fd	Costo de tubería de 2" USD.	Fr
0.5	1.18	0.5	1.41
0.65	1.12	0.65	1.28
1	1.05	1	1.2
1.32	1	1.32	1
1.75	0.95	1.75	0.91
2.5	0.89	2.5	0.79
3.5	0.85	3.5	0.71
5	0.8	5	0.63
6	0.75	6	0.52
7	0.73	7	0.46

MATERIAL DIFERENTE AL ACERO COMERCIAL CÉDULA 40.

La tabla 69 sirve también cuando el material sea diferente al acero al carbón. Las ecuaciones 207 y 208 ayudarán a calcular el factor Fd y Fr.

Fig. 81 para tubería cédula 40. Líquidos.

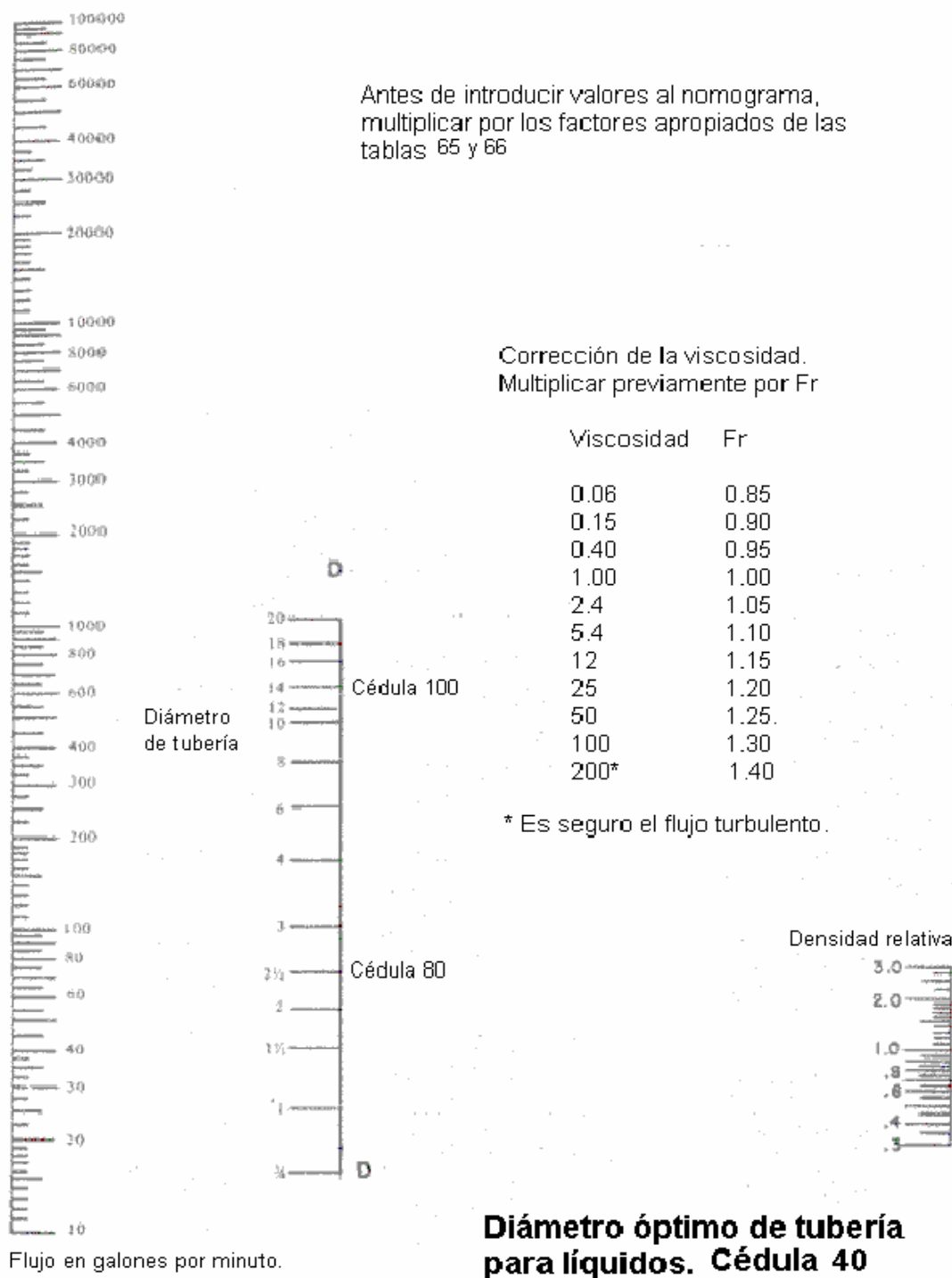


Fig. 82 para tubería cédula 80 y 100. Líquidos.

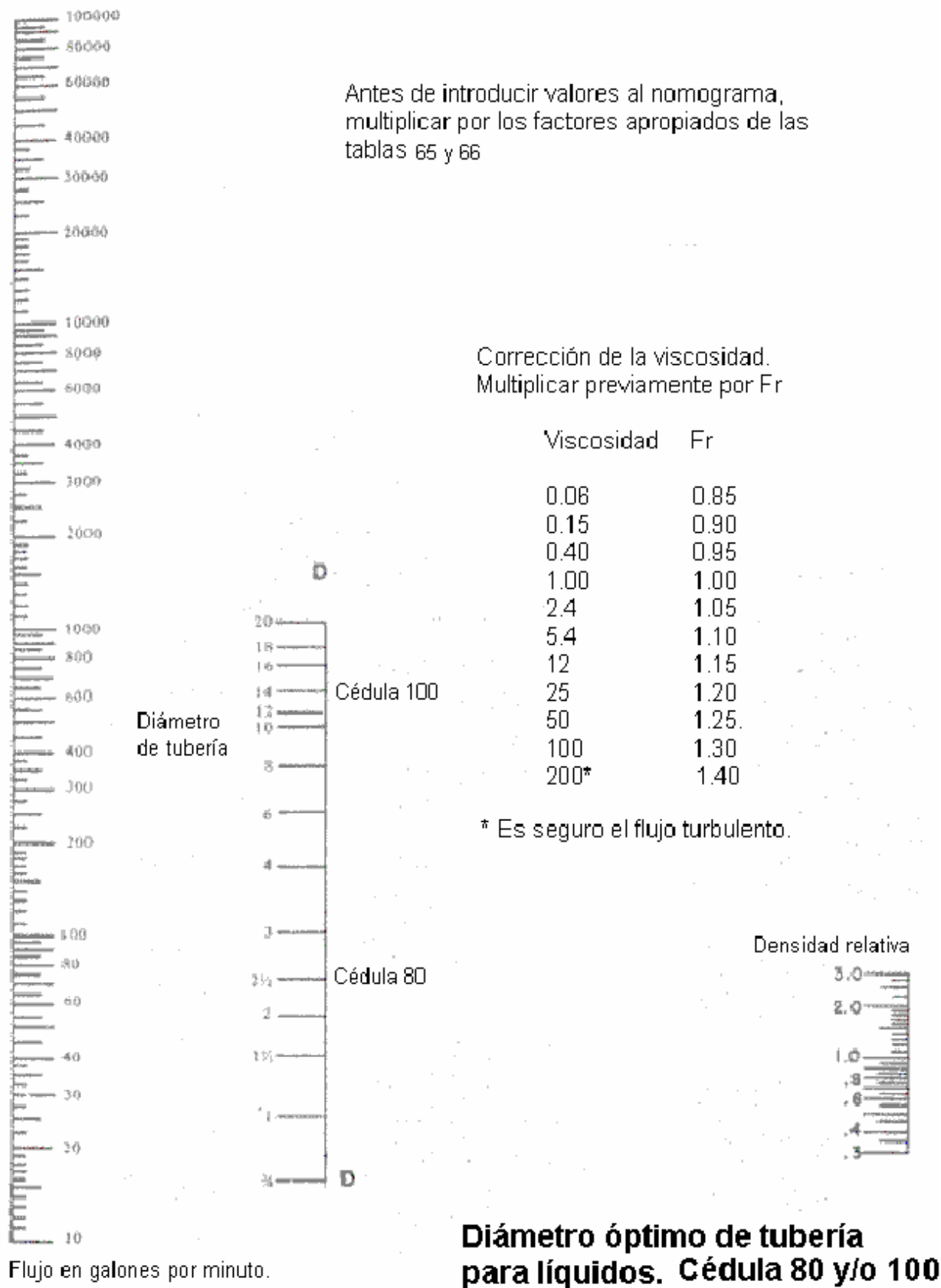
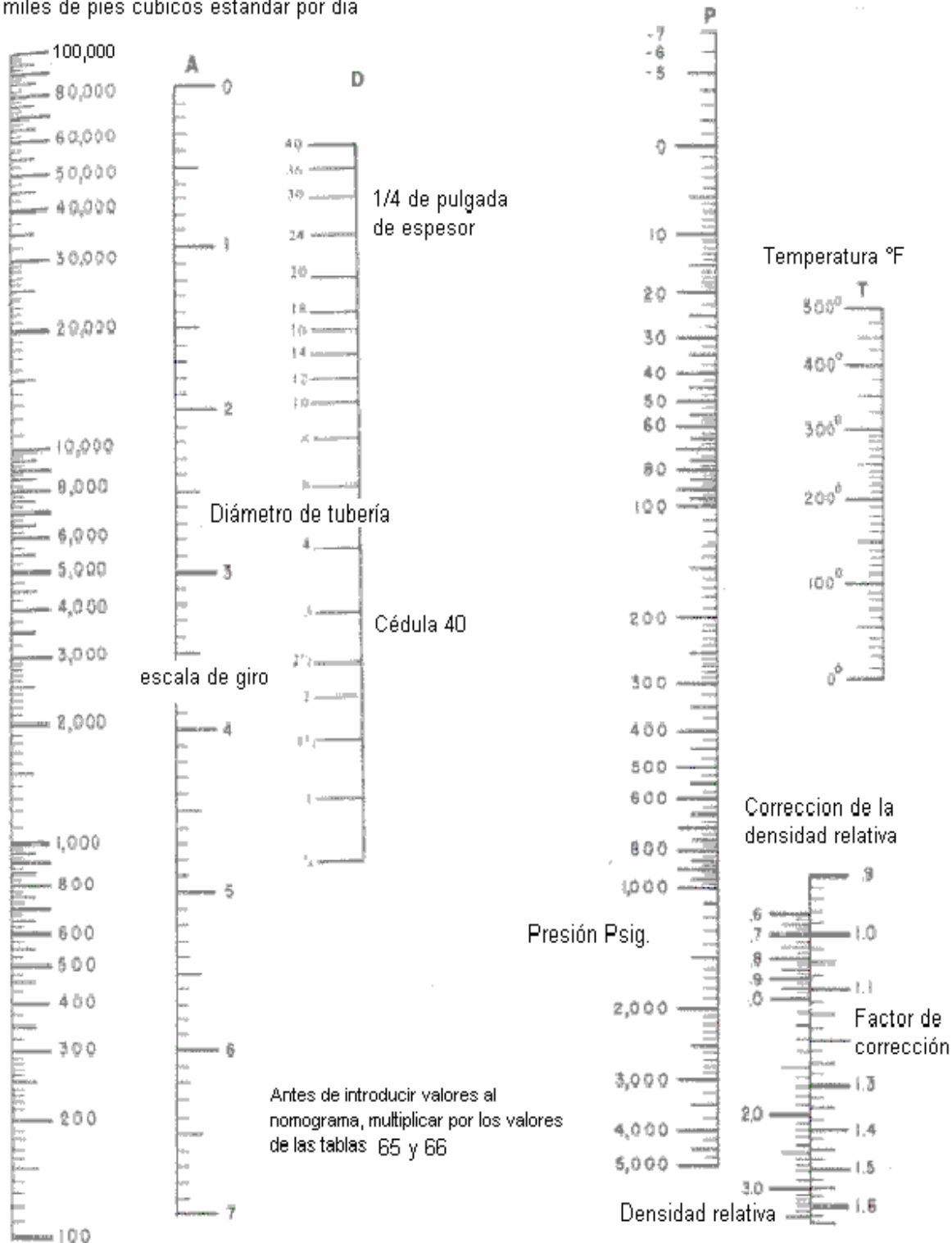


Fig. 83 para tubería cédula 40 Gases.

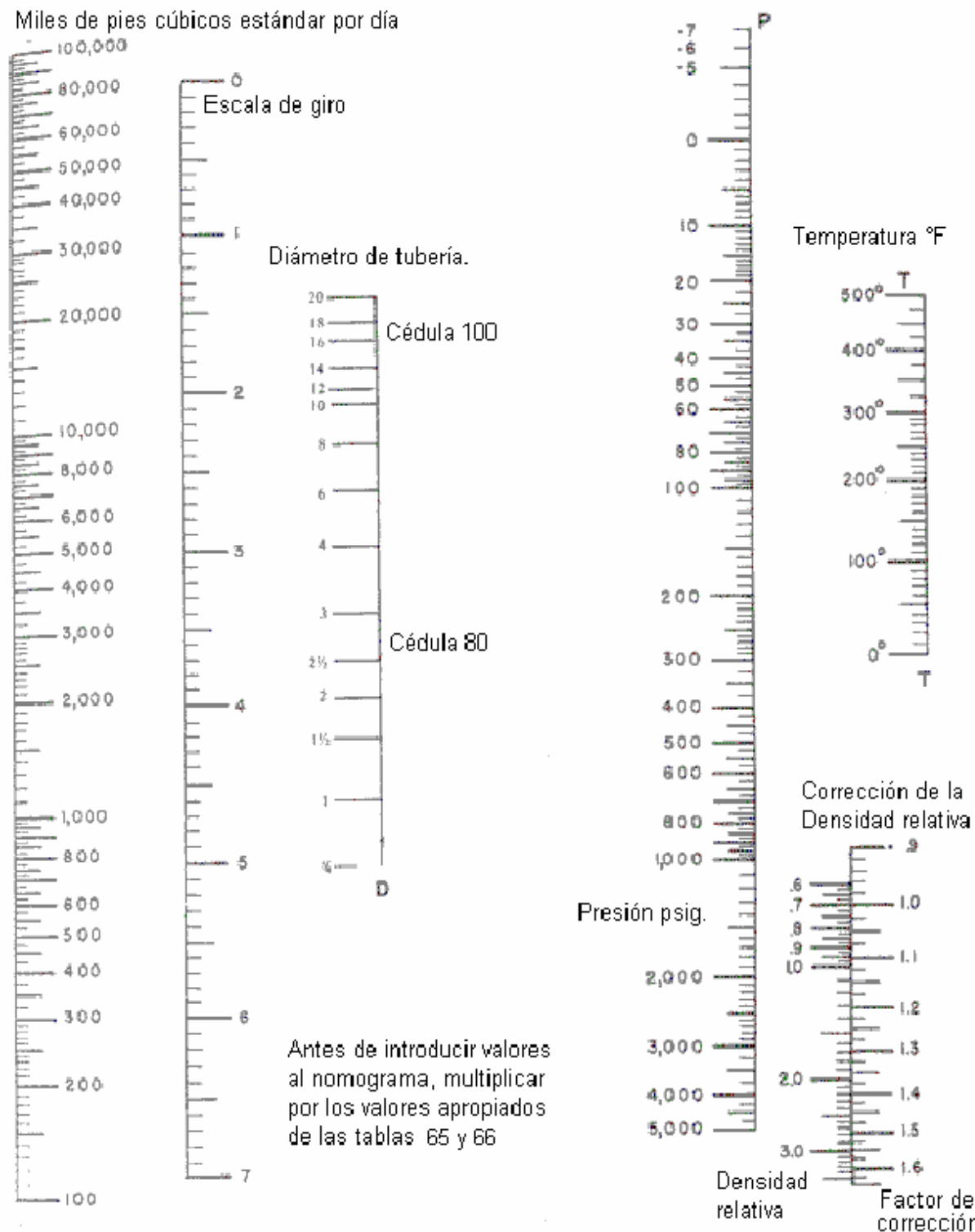
miles de pies cúbicos estándar por día



Diámetro óptimo de tubería cédula 40 para gases

Nomograma basado en un gas de densidad relativa = 0.7, Para otros valores, multiplicar la velocidad de flujo por el factor apropiado, tomado de esta figura.

Fig. 84 Diámetro óptimo de tubería cédula 80 y 100 para Gases.



Diámetro óptimo de tubería para cédula 80 a 100

Nomograma basado en un gas con densidad relativa = 0.7. Para otros valores, multiplicar la velocidad de flujo por el factor de corrección apropiado.

$$F_d = \frac{1.53}{\left(\frac{cXe + dLr}{E}\right)^{0.169}} \quad (207)$$

F_d = Factor de corrección para sistemas de tuberías.

L_r = costo de jornada laboral, en dólares por hora. (incluyendo costos directos e indirectos.)

X = Costo en dólares de un pie de tubería de 2 pulgadas cédula 40.

E = Eficiencia del compresor ó bomba.

c = tabla 69, relación típica del costo total de material de tubería del sistema.

d = Tabla 69, relación típica de las horas de trabajo para erigir un pie de tubería de 2" de diámetro.

e = Factor de la tabla 69, relación típica del costo actual de tubería de acuerdo al material utilizado con respecto al costo actual del acero al carbón.

Para las figuras 81 y 82 Multiplicar a la velocidad de flujo obtenido, previamente corregido, si es necesario, por el factor ó factores encontrados previamente en el nomograma.

Tabla 70. Valores de ajuste para sistemas de tuberías donde $X \neq 1.32$ USD.			
Material de tubería	F_d	F_r	c
Acero al carbón cédula 40	1	1	1.86
Acero Inoxidable Cédula 40 304	0.86	0.72	2.94
Acero Inoxidable Cédula 40 316	0.83	0.68	2.71
Níquel Cédula 40	0.77	0.57	2.91
Níquel Cédula 5	0.82	0.66	4.24
Aleación 20 Cédula 40	0.79	0.62	2.18
Aleación Cédula 5.	0.86	0.73	2.81
Monel Cédula 40	0.79	0.61	2.87
Aluminio cédula 40.	0.93	0.87	2.67
Vidrio	0.89	0.78	1.77
Fibra de vidrio reforzada con plástico. cédula 40.	0.98	0.99	2.13
Línea de acero – caucho. cédula 40.	0.86	0.74	1.41
*Línea acero – titanio. cédula 40.	0.76	0.55	2.13
*Línea acero – zirconio. cédula 40.	0.47	0.53	1.97
*Línea acero – tantalio. cédula 40.	0.64	0.4	1.34

Tabla 71. Bombas centrífugas.			
Tipo de conductor.	Motor eléctrico.	Combustión interna.	Turbina de vapor.
F_r	1.00	1.25	1.25

Para Compresores de vapor.		
Tipo	Dúplex	Simples.
F_r	1.09	1.18

10.4.- DIÁMETRO ECONÓMICO.

El modelo matemático para líquidos que son bombeados en una planta de proceso, la fuente de poder de la energía eléctrica, se asume que es como electricidad comercial en la tarifa industrial media. Con esto, tenemos el punto de partida para calcular diámetros, que es la ecuación 197.

10.4.1.- PARA LÍQUIDOS.

La ecuación 201, puesta en términos de flujo turbulento:

$$D = 0.276 * Q^{0.479} * \rho r^{0.142} * \mu^{0.027} \quad (208)$$

D= diámetro interno económico (pulgadas)

Q = Velocidad de flujo (g. p. m.)

ρr = Densidad relativa a la temperatura de bombeo.

μ = Viscosidad a la temperatura de fluido. (cP)

10.4.2.- PARA GASES:

Tenemos que la ecuación para obtener el diámetro económico de tuberías que manejan gases:

$$D = 0.0628 * Q^{0.479} * \rho r^{0.142} * \mu^{0.027} \left(\frac{T * Z}{P} \right)^{0.337} \quad (209)$$

D = diámetro interno económico de la tubería. (pulgadas).

Q = miles de pies cúbicos por día a 60 °F & 14.7 Psia.

ρr = Densidad relativa del gas a 14.7 Psia y 60° F (15°C)

μ = viscosidad del fluido transportado (cP).

T = Temperatura del gas (°R).

Z = Factor de compresibilidad de los gases perfectos.

P = Presión (lb. / in²) absolutas.

10.4.3.- ECUACIONES PARA LA CONDICIÓN DISPONIBLE DE LA CAÍDA DE PRESIÓN PARA UNA LÍNEA TÍPICA.

Para todos los fluidos incorporando la ecuación modificada de Fanning.

$$D = \frac{3.6 * Q^{0.536} * \mu^{0.047} * \rho r^{0.25}}{\Delta P_T^{0.292}} \quad (210)$$

Q = caudal de flujo (m³ / hr).

Para gases incorporando la ecuación modificada de Fanning.

$$D = 21.7 * Q^{0.536} * \mu^{0.047} * \rho r^{0.25} * \left(\frac{Z * T}{\Delta P_T * P} \right) \quad (211)$$

Q = Velocidad del gas (miles de metros cúbicos estándar por día)

ρr = Densidad relativa del fluido.

T = °K

Z = Factor de compresibilidad de la ecuación de los gases perfectos.

Para vapor incorporando la ecuación modificada de Fanning.

$$D = \frac{65.3 * W^{0.536}}{\Delta P_T^{0.292} * P^{0.273}} \quad (212)$$

D = Diámetro de la tubería (centímetros)

W = Gasto másico (miles kg. / hr.)

ρr = Densidad relativa del fluido.

P = Presión del gas (kilo Pascal).

ΔP_T = Caída de presión a lo largo de toda la tubería (kilo pascal)

Para todos los fluidos incorporando la ecuación modificada de Fanning.

$$D = \frac{1.274 * W^{0.536} * \mu^{0.047}}{\Delta P_T^{0.29} * \rho^{0.29}} \quad (213)$$

Para líquidos incorporando la ecuación modificada de Fanning.

$$D = \frac{0.236 * Q^{0.536} * \mu^{0.047} * \rho r^{0.25}}{\Delta P_T^{0.29}} \quad (214)$$

Q = Velocidad de flujo (gpm)

Para gases incorporando la ecuación modificada de Fanning.

$$D = 0.0441 * Q^{0.536} * \mu^{0.047} * \rho r^{0.25} * \left(\frac{Z * T}{\Delta P_T * P} \right) \quad (215)$$

Q = Velocidad del gas (miles pies cúbicos estándar por día a 60 ° F y 14.7 Psia)

ρr = Densidad relativa del fluido.

T = °R

Z = Factor de compresibilidad de la ecuación de los gases perfectos.

Para vapor incorporando la ecuación modificada de Fanning.

$$D = \frac{5.65 * W^{0.536}}{\Delta P_T^{0.292} * P^{0.273}} \quad (216)$$

D = Diámetro de la tubería (pulgadas)

P = Presión del gas (lbf / in² absoluta)

ρ = Densidad a la temperatura del fluido. (lbm / ft³)

W = Gasto másico (miles lb / hr.)

ΔP_T = Caída de presión a lo largo de la tubería (libras / pulgada cuadrada.)

ρr = Densidad relativa del fluido.

10.5- EJERCICIOS DIÁMETRO ÓPTIMO.

<p>Ejercicio uno.</p> <p>1.- Agua embotellada para beber, se bombea a través de un tanque hacia su embotellado. La máquina puede llenar y coronar a 10 ° C, 400 botellas de un litro en un minuto. Distribuidas en cuatro bandas transportadoras. Determinar el diámetro óptimo para su instalación. Utilizar los siguientes parámetros.</p> <p>X = 0.65. E = 75%</p> <p>K = 0.0556 USD / kW-hr.</p> <p>304 Acero inoxidable cédula 40.</p> <p>Lr = 100,00 USD</p>	<p>Tiempo (θ)</p> <p>0:36'03</p>
<p>2.- Ecuaciones.</p>	<p>1:38'96</p>
$\rho_r = \frac{\rho_{\text{fluido}}}{\rho_{\text{agua}}}$	<p>3</p>
$D = 0.276 * Q^{0.479} * \rho_r^{0.142} * \mu^{0.027}$	<p>208</p>
$F_d = 1.909 * K_e^{0.169}$	<p>201</p>
$F_d = \frac{1.53}{\left(\frac{cXe + dLr}{E}\right)^{0.169}}$	<p>207</p>
<p>3.- Método de resolución.</p>	<p>2:37'88</p>
<p>1.- Calcular las ecuaciones 3, 201, 207, 208.</p> <p>2.- Multiplicar el resultado de las ecuaciones 201, 207, 208 por Fd de X.</p>	
<p>4.- Datos.</p>	<p>3:29'50</p>
<p>Q = 400 lt / min. (4 bandas)</p> <p>μ = 1.3cP</p> <p>ρ = 62.410 lb / ft³</p> <p>X = 0.65.</p> <p>K = 0.0556 USD / kW-hr</p> <p>E = 75%</p> <p>Lr = 100,000 USD</p> <p>Para X = 0.65 Fd = 1.28</p>	
<p>5.- Factores de conversión.</p>	<p>4:15'90</p>
$Q = \left(400 \frac{\text{lt}}{\text{min}} * 4\right) * \frac{1\text{gal}}{3.8\text{lt}} = 421.0526 \text{ gpm.}$ $\rho_r = \frac{62.41 \frac{\text{lbm}}{\text{ft}^3}}{62.40 \frac{\text{lbm}}{\text{ft}^3}} = 1.0001$	
<p>6.- Solución</p>	<p>6:59'04</p>
<p>Cálculo del diámetro: D = 0.276 * 421.0526^{0.479} * 1.001^{0.142} * 1.3^{0.027} = 5.024 in.</p>	
<p>Cálculo de Fd para acero inoxidable 304:</p> $F_d = \frac{1.53}{\left(\frac{1.86 * 0.65 * 4.43 + 0.6 * 100,000}{0.75}\right)^{0.169}} = 0.227$	

Cálculo de Fd para Ke: $Fd = 1.909 * 0.0566_e^{0.169} = 1.1714$	
Cálculo del diámetro real: $D = 5.0246in * 0.227 * 1.1714 * 1.28 = 1.7857in$	
8.- Resultado.	7:32'41
El diámetro óptimo del sistema es de 1.785 pulgadas de diámetro interno.	

Ejercicio dos.	Tiempo (θ)
1.- Acetona líquida es bombeado a través de un tanque hacia su embotellado. La máquina puede llenar y coronar 30 botellas de un litro en un minuto distribuidas en dos bandas. Determinar el diámetro óptimo para su instalación. Utilizar los siguientes parámetros: X = 0.65. K = 0.0556 USD / kW-hr Y = 120 hr. / Semana. Acero al carbón cédula 40.	0:40'46
2.- Ecuaciones.	1:38'96
$D = 0.267 * Q^{0.479} * \rho r^{0.142} * \mu^{0.027}$	208
$Fd = 0.428 * Y_w^{0.169}$	199
$Fd = 1.909 * K_e^{0.169}$	201
3.- Método de resolución.	2:37'88
1.- Calcular las ecuaciones 199, 201 y 208. 2.- Multiplicar el resultado de las ecuaciones 199, 201, 208 por Fd.	
4.- Datos.	3:29'50
Q = 30 lt / min. (2 bandas) $\mu = 3.16 E - 4 Pa * seg.$ $\rho r = 0.787$ X = 0.65. K = 0.0556 USD / kW-hr Y = 120 hr. / semana. Para X = 0.65 Fd = 1.28	
5.- Factores de conversión.	4:40'90
$Q = \left(30 \frac{lt}{min} * 2\right) * \frac{1gal}{3.8lt} = 15.7894gpm.$ $\mu = 3.14E - 4Pa * seg * \frac{1cP}{10E - 3Pa * seg} = 0.0031$	
6.- Solución	6:58'04
Cálculo del diámetro: $D = 0.276 * 15.7894^{0.479} * 0.787^{0.142} * 0.0031^{0.027} = 0.8559in$	
Cálculo de Fd para Y: $Fd = 0.428 * 120_w^{0.169} = 0.9612$	
Cálculo de Fd para Ke: $Fd = 1.909 * 0.0566_e^{0.169} = 1.1714$	
Cálculo del diámetro real: $D = 0.8559in * 0.9612 * 1.1714 * 1.28 = 1.2335in$	
8.- Resultado.	7:32'41
El diámetro óptimo del sistema es de 1.23 pulgadas de diámetro interno.	

Ejercicio tres.	Tiempo (θ)
1.- Una tubería de vidrio será instalada para transportar el gas que sale de una torre de destilación que se transportará hacia una caldera. El fluido es agua a 100° C. Determinar el diámetro óptimo para la instalación. El caudal de salida de la torre de destilación, es de 100 litros / minuto. Utilizar los siguientes parámetros. X = 1. E = 85% K = 0.06 USD / kW-hr. Tubería de vidrio. Lr = 100,00 USD	0:36'03
2.- Ecuaciones.	1:38'96
$\rho_r = \frac{\rho_{\text{fluido}}}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}}$	3
$Fd = \frac{1.53}{\left(\frac{cXe + dLr}{E}\right)^{0.169}}$	207
$D = 0.267 * Q^{0.479} * \rho_r^{0.142} * \mu^{0.027}$	208
$Fd = 1.062 * K_g^{0.169}$	203
3.- Método de resolución.	2:37'88
1.- Calcular la ecuación 3 2.- Calcular la ecuación 203 y 208. 3.- Multiplicar el resultado de la ecuaciones 203, 208 y Fd de X.	
4.- Datos.	3:29'50
$\mu = 0.282 \text{ cP}$ $\rho = 59.812 \text{ lb / ft}^3$ $K = 0.06 \text{ USD / kW-hr}$ $E = 95\%$	X = 1. Q = 100 lt / min. Lr = 500,000 USD Para X = 0.1 Fd = 1.05
5.- Factores de conversión.	4:15'90
$Q = \left(100 \frac{\text{lt}}{\text{min}}\right) * \frac{1 \text{ gal}}{3.8 \text{ lt}} = 26.3158 \text{ gpm.}$ $\rho_r = \frac{59.812 \frac{\text{lbm}}{\text{ft}^3}}{62.40 \frac{\text{lbm}}{\text{ft}^3}} = 0.9685$	
6.- Solución Cálculo del diámetro:	6:59'04
$D = 0.276 * 26.3158^{0.479} * 0.9685^{0.142} * 0.282^{0.027} = 1.2716 \text{ in}$	
Cálculo de Fd para vidrio: $Fd = \frac{1.53}{\left(\frac{1.77 * 1 * 4.5 + 0.459 * 500,000}{0.95}\right)^{0.169}} = 0.1883$	
Cálculo de Fd para Kg: $Fd = 1.062 * 0.6_g^{0.169} = 0.9741$	
Cálculo del diámetro real: $D = 1.2716 \text{ in} * 0.1883 * 1.05 * 0.9741 = 0.2449 \text{ in}$	
8.- Resultado.	7:32'41
El diámetro óptimo del sistema es de 0.2449 pulgadas de diámetro interno.	

CONCLUSIONES.

Se concluye que el objetivo general se cumple debido a que se incluyen los temas generales que se ven en el curso, con la inclusión de un capítulo extra para el conocimiento y entendimiento de las tuberías, las propiedades de los materiales y el cálculo del diámetro óptimo de acuerdo a las propiedades del fluido.

Los objetivos particulares, se cumplen ya que:

- Todos los capítulos tienen ejercicios necesarios para su análisis y solución.

- El formulario básico, no sólo para la presente materia, sino para la carrera de ingeniería química. La generación de apéndices indispensables para quien cursa; este objetivo, no generó mayor requerimiento y se cumple cabalmente.

Apéndice "A". Formulario.

Ecuación	Nombre.
$\rho_r = \frac{\rho \text{ fluido}}{\rho \text{ agua}}$	Densidad relativa
Pabs = Patm + Pman Pabs = Patm - Pvacío	Presión absoluta
$P^\circ = A - \frac{B}{C + T}$	Antoine
$P = \gamma * h$	Presión
$N Re = \frac{U * D * \rho}{\mu} = \frac{G * D}{\mu} = \frac{U * D}{\nu}$	Número de Reynolds
$W = Q * \rho$	Flujo másico
$Q = U * A.$	Flujo volumétrico
$G = U * \rho$	Flux másico
$\rho_1 * A_1 * U_1 = \rho_2 * A_2 * U_2$	Ecuación de continuidad
$HFS = k * \left(\frac{U^2}{2 * gc} \right)$	Pérdidas por fricción
$HFS = f * \frac{L}{D} * \frac{U^2}{2 * gc}$	Ecuación de Darcy
$f = \frac{64}{N_R}$	Factor de fricción (flujo laminar)
$f = \left(\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{1.5}} \right)^{\frac{1}{12}}$	CHURCHIL
$A = \left(-2.457 * \ln \left(\frac{7}{Re} \right)^{0.9} + \left(\frac{0.27 * \epsilon}{D} \right) \right)^{16}$ $B = \left(\frac{37,530}{Re} \right)^{16}$	
Para todo tipo de régimen.	
$PH = wf * W$	Potencia hidráulica

$$\eta = \frac{PH}{PR}$$

Eficiencia de la bomba

$$PR = \frac{PH}{\eta}$$

Potencia real

$$\Delta Z * \frac{g}{gc} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 * gc} + \frac{\Delta P}{\rho} + Hfs + wf = 0$$

Ecuación de Bernoulli

$$k = \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)^2$$

EC. para calcular k en expansiones y constricciones.

d₁ = diámetro de menor tamaño.d₂ = diámetro de mayor tamaño.

$$U = C * \sqrt{\frac{2 * gc * (P_1 - P_2)}{\rho}} \sqrt{1 - \left(\frac{D_o}{D_T}\right)^2}$$

Placa de orificio

C = coeficiente de descarga (placa de orificio)

P_s, es la presión de estancamiento.P₁ es la presión estática en la corriente del fluido principalD₁ = Diámetro de la tubería.D₂ = Diámetro del orificio de la placa.

ρ = densidad del fluido.

Tobera ó Boquilla.

$$Q = C * A_2 * \sqrt{\frac{2 * gc * (P_1 - P_2)}{\rho}} \sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}$$

C es el coeficiente de descarga de la tobera.

A₁ = Área de la tubería.A₂ = Área del orificio del medidor.P₁ = Presión de entrada.P₂ = Presión de salida.

ρ = densidad del fluido.

gc = constate.

$$(CPNS)_d = \frac{(P_s - P_v) * 2.31}{\rho r} + H_s - Hfs$$

P_s = Presión de succión (Psi)P_v = Presión de vapor (Psi)

Hs= carga estática (ft)

Hfs= pérdida por fricción en la tubería de succión(ft)

ρ_r = Densidad relativa: la del líquido a la temperatura de la bomba.

$$\text{sen } \alpha = \frac{C}{U} = \frac{1}{\text{Ma}}$$

Cono de Mach

$$G = \sqrt{\frac{\text{PM} * (\text{P}_1^2 - \text{P}_2^2)}{2 * Z * R * T} + \frac{1}{\text{gc}} * \ln\left(\frac{\text{P}_1}{\text{P}_2}\right) + \frac{f * \text{LT}}{2 * \text{gc} * D}}$$

Flujo compresible

$$\text{Ma} = \frac{U}{\sqrt{\frac{R * T * \text{gc} * \gamma}{\mu}}}$$

Número de Mach

Metodología de Baker para determinar el régimen de flujo (Tubería horizontal).

Seguimiento para el cálculo.

$$\text{Bx} = \frac{W_1 * \beta - \Psi}{W_g}$$

$$\beta = \left(\left(\frac{\rho_g}{0.075} \right) * \left(\frac{\rho_l}{62.3} \right) \right)$$

$$\text{By} = \frac{W_g}{\beta}$$

$$\Psi = \left(\frac{73}{\sigma} * \left(\mu_1 * \left(\frac{62.3}{\rho_l} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)$$

Donde:

Calcular la abscisa del mapa de Baker. "Abscisa de Baker."

W_1 = Flujo másico de líquido (lb/hr)

W_g = Flujo másico de vapor (lb/hr)

Parámetro de densidad de Baker.

ρ_l = Densidad de la fase líquida (lb/ft³)

ρ_g = Densidad de la fase vapor (lb/ft³)

Calcular la ordenada del mapa de Baker.

"Ordenada de Baker."

W_g = Flujo másico de vapor (lb/hr)

Ψ = Parámetro de viscosidad de Baker

ρ_l = Densidad de la fase líquida (lb/ft³)

σ = tensión superficial, dinas/cm²

μ_1 = Viscosidad de la fase líquida, cP.

Metodología de Oshinowo y Charles para conocer el régimen donde se encuentre el sistema, (tubería vertical.)

Seguimiento para el cálculo.

$$X = 1432 * \left[\frac{(W_g + W_l)^2}{D^3} \right] * \left[\frac{(\rho_l^{0.5} * \sigma^{1.5})}{\mu_l^2} \right]^{0.25}$$

X = Abscisa de Oshinowo-Charles.

W_l = Flujo másico de líquido (lb/hr)

W_g = Flujo másico de vapor (lb/hr)

D = diámetro de la tubería (ft)

ρ_l = Densidad de la fase líquida (lb/ft³)

μ_l = Viscosidad de la fase líquida (cP)

σ = tensión superficial (dinas/cm²)

Y = Ordenada de Oshinowo-Charles.

W_l = Flujo másico de líquido (lb/hr)

W_g = Flujo másico de vapor (lb/hr)

$$Y = \left[\frac{W_g}{W_l} \right]^{0.5}$$

Correlación de Lockhard – Martinelli.

La ecuación de Lockhart – Martinelli es:

$$\Delta P_{1002f} = \Delta P_{100vapor} \Phi^2$$

$$\Phi = a X^b$$

ΔP_{1002f} = Caída de presión de las dos fases (PSI)

$\Delta P_{100vapor}$ = Caída de presión considerando solo la fase vapor (PSI)

Φ = Módulo de flujo a dos fases.

a = Constante que depende del flujo a dos fases y el área transversal del tubo.

b = Constante que depende del régimen de flujo.

X = Módulo de Lockhart – Martinelli.

El Módulo de Lockhart – Martinelli se define como sigue:

$$X = \Delta P_{100líquido} / \Delta P_{100vapor}$$

$\Delta P_{100líquido}$: Caída de presión considerando solo la fase líquida, (PSI)

Metodología para un compresor de desplazamiento positivo.

R_c = Presión de descarga / Presión de succión.

$[R_c]^{1/n}$

$$R_{c,real} = \frac{P_{D_1} + \frac{\Delta P}{2}}{P_{S_1}} \quad P_{D_1,real} = P_{S_1,real} * r_c + \left(\frac{\Delta P}{2} \right)$$

$$T_{D_1,real} = T_{S_1} * \left(\frac{P_{D_1}}{P_{S_1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$wf = \frac{P_s * \gamma}{(\gamma - 1) * \rho_s} \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad [=] \frac{\text{lbf} * \text{ft}}{\text{lbm}}$$

$$wf = \frac{P_s * \gamma}{(\gamma - 1) * \rho_s} * \left[\left(R_{c_1,real}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + R_{c_2,real}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + R_{c_3,real}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) - n \right]$$

Para compresores de una etapa:

$$P_T = \frac{144}{33000} * \left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right) * P_1 * Q_1 * Z * \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

Para "n" etapas:

$$P_T = \frac{144}{33000} * \left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right) * P_1 * Q_1 * Z * \left[\left(R_{c_1}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + R_{c_2}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + R_{c_3}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) - n \right]$$

$$P_R = \frac{P_T}{\eta} * L_o$$

Cálculo de la potencia real

Para calcular el diámetro óptimo de tubería.

$$D = 0.276 * Q^{0.479} * \rho r^{0.142} * \mu^{0.027} \quad (\text{líquidos})$$

D= diámetro interno económico (pulgadas)

Q = Velocidad de flujo (g. p. m.)

ρr = Densidad relativa a la temperatura de bombeo.

μ = Viscosidad a la temperatura de fluido. (cP)

$$D = 0.0628 * Q^{0.479} * \rho r^{0.142} * \mu^{0.027} \left(\frac{T * Z}{P} \right)^{0.337} \quad (\text{gases})$$

D = diámetro interno económico de la tubería. (pulgadas).

Q = miles de pies cúbicos por día a 60 °F & 14.7 Psia.

ρr = Densidad relativa del gas a 14.7 Psia y 60° F (15°C)

μ = viscosidad del fluido transportado (cP)

T = Temperatura del gas (°R)

Z = Factor de compresibilidad de los gases perfectos.

P = Presión (lb. / in²) absolutas.

Apéndice "B" Propiedades del agua. S. I. (101 kPa (abs))

Temperatura		Peso específico		Densidad	
°C	°F	KN/m ³	Lbf / ft ³	Kg/m ³	lb/ft ³
T	T	γ	γ	ρ	ρ
0	32	9.81	774.016	998.8	62.414
5	41	9.81	774.016	999.9	62.426
10	50	9.81	774.016	999.7	62.410
15	59	9.81	774.016	999	62.371
20	68	9.79	772.44	998.2	62.421
25	77	9.78	771.649	997	62.27
30	86	9.77	770.86	995.6	62.12
35	95	9.75	769.282	994	61.969
40	104	9.73	767.704	992.2	61.817
45	113	9.71	766.126	990.2	61.668
50	122	9.69	764.548	988	61.517
55	131	9.67	762.97	985.7	61.367
60	140	9.65	761.392	983.2	61.216
65	149	9.62	759.025	980.5	61.065
70	158	9.59	756.658	977.7	60.915
80	176	9.53	751.924	971.8	6.613
90	194	9.47	747.19	965.3	60.312
100	212	9.4	741.667	958.3	59.812

Apéndice "C" Propiedades de líquidos diversos.

Líquidos comunes	Densidad relativa	Peso específico	Densidad	Viscosidad dinámica
	A dimensional	KN/m ³	Kg/m ³	Pa * seg.
	ρ_r	γ	ρ	μ
Aceite de petróleo medio	0.852	8.36	852	2.99 E -3
Aceite de petróleo pesado.	0.906	8.89	906	1.09 E -1
Acetona	0.787	7.72	787	3.16 E -4
Agua de mar	1.03	10.1	1,030	1.03 E -3
Alcohol etílico	0.787	7.72	787	1 E -3
Alcohol metílico	0.789	7.74	789	5.6 E -4
Alcohol propílico	0.802	7.87	802	1.92 E -3
Amoniaco	0.826	8.1	826	-----
Benceno	0.876	8.59	876	6.03 E -4
Tetracloruro de carbono	1.59	15.6	1,590	9.1 E -4
Etilenglicol	1.1	10.79	1,100	1.62 E -2
Gasolina	0.68	6.67	680	2.87 E -4
Glicerina	1.258	12.34	1,258	9.6 E -1
Mercurio	13.54	132.8	13,540	1.53 E -3
Propano	0.495	4.86	495	1.1 E -4
Queroseno	0.823	8.07	823	1.64 E -3
Trementina	0.87	8.53	870	1.37 E -3

Apéndice "D" Propiedades del aire.

Temperatura	Peso específico	Densidad	Viscosidad dinámica E - 5	Viscosidad cinemática E - 5
°C	KN/m ³	Kg/m ³	Pa * seg	m ² / seg
T	γ	ρ	μ	ν
-40	14.85	1.514	1.51	99.8
-30	12.24	1.452	1.56	1.08
-20	13.67	1.394	1.62	1.16
-10	12.67	1.341	1.67	1.24
0	12.23	1.292	1.72	1.33
10	11.81	1.247	1.77	1.42
20	11.42	1.204	1.81	1.51
30	11.05	1.164	1.86	1.6
40	10.71	1.127	1.91	1.69
50	10.39	1.092	1.95	1.7
60	10.09	1.06	1.99	1.89
70	9.802	1.029	2.04	1.99
80	9.532	0.9995	2.09	2.09
90	9.277	0.972	2.13	2.19
100	9.034	0.9459	2.17	2.30
110	8.805	0.9213	2.22	2.40
120	8.78	0.8978	2.26	2.51

Nota: A condiciones estándar y nivel del mar. T °C 15

Apéndice "E" Propiedades físicas de gases.

Gases comunes	Densidad relativa A dimensional	K = Cp / Cv KN/m ³	Densidad Kg/m ³
Aire	1.00	1.40	1.2045
Amoniaco	0.596	1.32	0.7179
Acetileno	0.907	1.30	1.0925
n- butano	2.067	1.11	2.067
Bióxido de carbono	1.529	1.30	1.8417
Monóxido de carbono.	0.967	1.40	1.1648
Cloro	2.486	1.33	2.9944
Etileno	0.975	1.22	1.1744
Helio	0.1381	1.66	0.1663
Ácido clorhídrico	1.268	1.41	1.5273
Hidrógeno	0.0695	1.41	0.0837
Sulfuro de Hidrógeno	1.19	1.30	1.4334
Metano	0.554	1.32	0.6673
Gas natural	0.667	1.27	0.8034
Nitrógeno.	0.967	1.41	1.1648
Oxígeno	1.105	1.40	1.3310
Propano	1.562	1.15	1.8814
Dióxido de azufre	2.264	1.26	2.7270

Apéndice "F" Propiedades críticas de gases.

Nombre	ANT	ANT	ANT	Temperatura			Presión crítica Pc Atm.
	A	B	C (-)	Fusión TF °K	Ebullición Tb °K	Crítica Tc °K	
	Presión de vapor mm Hg						
	Temperatura en Kelvin.						
Ácido clorhídrico	16.504	1714.2	14.45	159	188.1	324.6	64
Agua	18.303	3816.4	46.19	273	373.2	647.3	217.6
Nitrógeno	14.954	588.72	6.6	63	77.4	126.2	33.5
Oxígeno	15.407	734.55	6.45	54	90.2	154.6	49.8
Tetracloruro de carbono	15.874	2808.2	45.99	250	349.7	556.4	45
Monóxido de Carbono	14.368	530.22	13.15	68	81.7	132.9	34.5
Bióxido de carbono	22.59	3103.4	0.16	217	194.7	304.2	72.8
Metano	15.224	597.84	7.16	91	111.7	190.6	45.4
Metanol	18.587	3626.5	34.29	176	337.8	512.6	79.9
Etanol	18.912	3803.9	41.68	159	351.5	516.2	63
Acetona	16.651	2940.4	35.93	178	329.4	508.1	46.4
Glicerol	17.239	4487.	140.2	291	563	726	66
Benceno	15.901	2788.5	52.36	279	353.3	562.1	48.3
Tolueno	16.013	3096.5	53.67	178	383.8	591.7	40.6

APÉNDICE "G" CONSTANTE DE LOS GASES. COCIENTE DE PRESIÓN LÍQUIDO.

Gas	K = cp / cv	Coefficiente de presión crítico.	Gas	K = cp / cv	Coefficiente de presión crítico.
Aire	1.4	0.528	Nitrógeno	1.41	0.527
Amoniaco	1.32	0.542	Oxígeno	1.4	0.528
Bióxido de carbono	1.3	0.546	Propano	1.15	0.579
Gas natural	1.27	0.551	Refrigerante 12	1.13	0.578

APÉNDICE "H" VALORES DE LA CONSTANTE DE LOS GASES.

1.9875	$\frac{\text{Cal}}{\text{gmol}^\circ\text{K}}$	0.082	$\frac{\text{m}^3 \cdot \text{atm}}{\text{kgmol} \cdot ^\circ\text{K}}$	0.0834	$\frac{\text{Bar} \cdot \text{lt}}{\text{gmol} \cdot ^\circ\text{K}}$
0.7302	$\frac{\text{ft}^3 \cdot \text{atm}}{\text{lbmol}^\circ\text{R}}$	21.85	$\frac{\text{ft}^3 \cdot \text{inHg}}{\text{lbmol} \cdot ^\circ\text{R}}$	82.057	$\frac{\text{cm}^3 \text{atm}}{\text{mol}^\circ\text{K}}$
8.3144	$\frac{\text{Joules(abs)}}{\text{gmol}^\circ\text{K}}$	62.361	$\frac{\text{lt} \cdot \text{mmHg}}{\text{gmol} \cdot ^\circ\text{K}}$	0.082	$\frac{\text{lt} \cdot \text{atm}}{\text{mol} \cdot ^\circ\text{K}}$
555	$\frac{\text{ft}^3 \cdot \text{mmHg}}{\text{lbmol} \cdot ^\circ\text{R}}$	0.0847	$\frac{\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^2}\right) \cdot \text{Lt}}{\text{gmol} \cdot ^\circ\text{K}}$	0.0847	$\frac{\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^2}\right) \cdot \text{Lt}}{\text{gmol} \cdot ^\circ\text{K}}$
1.9872	$\frac{\text{BTU}}{\text{lbmol} \cdot ^\circ\text{R}}$	1545	$\frac{\text{ft}^3 \cdot \left(\frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}\right)}{\text{lbmol} \cdot ^\circ\text{R}}$	18510	$\frac{\left(\frac{\text{lb}}{\text{in}^2}\right) \cdot \text{in}^3}{\text{lbmol} \cdot ^\circ\text{R}}$
998.9	$\frac{\text{mmHg} \cdot \text{ft}^3}{\text{lbmol} \cdot ^\circ\text{R}}$	0.0847	$\frac{\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^2}\right) \cdot \text{Lt}}{\text{gmol} \cdot ^\circ\text{K}}$	62.361	$\frac{\text{mmHg} \cdot \text{Lt}}{\text{gmol} \cdot ^\circ\text{K}}$
10.73	$\frac{\text{ft}^3 \cdot \left(\frac{\text{lb}}{\text{in}^2}\right)}{\text{lbmol} \cdot ^\circ\text{R}}$	8.48 E 5	$\frac{\text{kg} \cdot \text{cm}^3}{\text{m}^2 \cdot \text{lbmol} \cdot ^\circ\text{K}}$	7.8 E 4	$\frac{\text{HP} - \text{hr}}{\text{lbmol}^\circ\text{R}}$
847.3	$\frac{\text{m}^3 \cdot \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^2}\right)}{\text{kgmol} \cdot ^\circ\text{K}}$	5.81 E 4	$\frac{(\text{kW} - \text{hr})}{\text{lbmol} \cdot ^\circ\text{R}}$	8.313	$\frac{\text{Joules}}{\text{gmol} \cdot ^\circ\text{K}}$

APÉNDICE "I" DIÁMETROS Y ÁREAS PARA TUBERÍAS.

Tuberías de cobre.

Tamaño nominal		Diámetro Exterior		Diámetro interior.		Área de flujo	
(Pulg.)	(Pulg)	(mm)	(Pulg)	(Pies)	(mm)	(pie ²)	(m ²)
1/8	0.25	6.35	0.18	0.015	4.572	1.767 E -4	1.642 E - 5
¼	0.375	9.53	0.277	0.0231	7.036	4.185 E - 4	3.888 E - 5
3/8	0.5	12.7	0.402	0.0335	10.21	8.814 E - 4	8.189 E - 5
½	0.625	15.88	0.527	0.0439	13.39	1.515 E - 3	1.407 E - 4
5/8	0.75	19.05	0.652	0.0543	16.56	2.319 E - 3	2.154 E - 4
¾	0.875	22.23	0.745	0.0621	18.92	3.027 E - 3	2.812 E - 4
1	1.125	28.58	0.995	0.0829	25.27	5.4 E - 3	5.017 E - 4
1 ¼	1.375	34.93	1.245	0.1037	31.62	8.454 E - 3	7.854 E - 4

Tamaño nominal		Diámetro Exterior		Diámetro interior.		Área de flujo	
(Pulg.)	(Pulg)	(mm)	(Pulg)	(Pies)	(mm)	(pie ²)	(m ²)
1 ½	1.625	41.28	1.481	0.1234	37.62	0.01196	1.111 E – 3
2	2.125	53.98	1.959	0.1632	49.76	0.02093	1.945 E – 3
2 ½	2.625	66.68	2.435	0.2029	61.85	0.03234	3.004 E – 3
3	3.125	79.38	2.907	0.2423	73.84	0.04609	4.282 E – 3
3 ½	3.625	92.08	3.385	0.2821	85.98	0.06249	5.806 E – 3
4	4.125	104.8	3.857	0.3214	97.97	0.08114	7.538 E – 3
5	5.125	130.2	4.805	0.4004	122	0.1259	0.0117
6	6.125	155.6	5.741	0.4784	145.8	0.1798	0.0167
8	8.125	206.4	7.583	0.6319	192.6	0.3136	0.02914
10	10.125	257.2	9.449	0.7874	240	0.487	0.04524
12	12.125	308	11.32	0.9429	287.4	0.6983	0.06487

TUBERÍAS DE ACERO INOXIDABLE. BASADO EN ANSI B-36, 19-1965. CÉDULA 40.

Medida nominal de la tubería (in)	Diámetro exterior (mm)	Diámetro interior (mm)	Área (m)
½	21.3	18	2.54 E – 4
¾	26.7	23.4	4.30 E – 4
1	33.4	30.1	7.11 E – 4
1¼	42.2	38.9	1.18 E – 3
1½	48.3	45	1.59 E – 3
2	60.3	57	2.55 E – 3
2½	73	68.8	3.71 E – 3
3	88.9	84.7	5.63 E – 3
3½	101.6	97.4	7.45 E – 3
4	114.3	110.1	9.52 E – 3
5	141.3	135.8	0.0144
6	168.3	162.8	0.0208
8	219.1	213.6	0.0358
10	273	266.2	0.0556
12	323.9	316	0.0784

Tuberías comerciales de acero. ANSI B – 36 10 1970

Medida nominal de la tubería (in)	Diámetro Exterior (mm)	Diámetro interno (mm)	Área (m)	
Cédula 10	14	355.6	342.9	0.0923
	16	406.4	393.7	0.121
	18	457.2	444.5	0.0155
	20	508	495.3	0.0192
	24	609.6	596.9	0.0279
	30	762	746.2	0.0437
Cédula 20	8	219.1	206.4	0.0334
	10	273	260.3	0.0532
	12	323.9	311.2	0.0760
	14	355.6	339.8	0.0906
	16	406.4	390.6	0.1198

Medida nominal de la tubería (in)	Diámetro Exterior (mm)	Diámetro interno (mm)	Área (m)		
Cédula 20	18	457.2	441.4	0.1530	
	20	508	489	0.1878	
	24	609.6	590.6	0.2739	
	30	762	736.6	0.4261	
Cédula 30	8	219.1	205	0.0330	
	10	273	257.4	0.052	
	12	323.9	307.1	0.0740	
	14	355.6	336.6	0.0889	
	16	406.4	387.4	0.1178	
	18	457.2	434.9	0.1485	
	20	508	482.6	0.1829	
	24	609.6	581.1	0.2652	
	30	762	730.2	0.4187	
	Cédula 40	1/8	10.3	6.8	3.63 E - 5
¼		13.7	9.2	6.64 E - 5	
3/8		17.1	12.5	1.22 E - 4	
½		21.3	15.8	1.96 E - 4	
¾		26.7	21	3.46 E - 4	
1		33.4	26.6	5.55 E - 4	
1¼		42.2	35.1	9.67 E - 4	
1½		48.3	40.9	1.31 E - 3	
2		60.3	52.5	2.16 E - 3	
2 ½		73	62.7	3.08 E - 3	
Cédula 40	3	88.9	77.9	4.76 E - 3	
	3½	101.6	90.1	6.37 E - 3	
	4	114.3	102.3	8.21 E - 3	
	5	141.3	128.2	0.0129	
	6	168.3	154.1	0.0186	
	8	219.1	202.7	0.032	
	10	273	254.5	0.0508	
	12	323.9	303.3	0.0722	
	14	355.6	333.3	0.0872	
	16	406.4	381	0.114	
	18	457.2	428.7	0.1443	
	20	508	477.8	0.1793	
	24	609.6	574.6	0.2593	
	Cédula 60	8	219.1	198.5	0.0309
10		273	247.6	0.0481	
12		323.9	295.4	0.0685	
14		355.6	325.4	0.0831	
16		406.4	373.1	0.1093	
18		457.2	419.1	0.1379	
20		508	466.8	0.1711	
24		609.6	560.4	0.2466	
Cédula 80		1/8	10.3	5.5	2.37 E - 5
		¼	13.7	7.7	4.65 E - 5
	3/8	17.1	10.7	8.99 E - 5	

Medida nominal de la tubería (in)	Diámetro Exterior (mm)	Diámetro interno (mm)	Área (m)	
	21.3	13.8	1.49 E - 4	
	26.7	18.9	2.8 E - 4	
	33.4	24.3	4.63 E - 4	
	42.2	32.5	8.29 E - 4	
	48.3	38.1	1.14 E - 3	
	60.3	49.2	1.9 E - 3	
	73	59	2.73 E - 3	
	88.9	73.7	4.26 E - 3	
	101.6	85.4	5.72 E - 3	
Cédula 80	114.3	97.2	7.42 E 3	
	141.3	122.3	0.0117	
	168.3	146.4	0.0168	
	219.1	193.7	0.0294	
	273	242.8	0.0463	
	323.9	289	0.0655	
	355.6	317.5	0.0791	
	406.4	363.5	0.1037	
	457.2	409.6	0.1317	
	508	455.6	0.1630	
	609.6	547.7	0.2356	
	Cédula 100	219.1	188.9	0.0280
		273	236.5	0.0439
		323.9	281	0.0620
355.6		308	0.0745	
406.4		354	0.0984	
457.2		398.5	0.1247	
508		442.9	0.1540	
609.6		531.8	0.2221	
Cédula 120	114.3	92	6.64 E - 3	
	141.3	115.9	0.0105	
	168.3	139.8	0.0153	
	219.1	182.6	0.0261	
	273	230.1	0.0415	
	323.9	273.4	0.0587	
	355.6	300	0.0706	
	406.4	344.5	0.0932	
	457.2	387.4	0.1178	
	508	431.8	0.1464	
	609.6	517.6	0.2104	
	Cédula 140	219.1	177.9	0.0248
		273	222.2	0.0387
		323.9	266.7	0.0558
355.6		292.1	0.0670	
406.4		333.4	0.0873	
457.2		377.8	0.1121	
508		419.1	0.1379	
609.6		504.8	0.2001	

Medida nominal de la tubería (in)	Diámetro Exterior (mm)	Diámetro interno (mm)	Área (m)
3/4	21.3	11.7	1.07 E - 4
1	26.7	15.6	1.91 E - 4
1 1/4	33.4	20.7	3.36 E - 4
1 1/2	42.2	29.5	6.83 E - 4
2	48.3	34	9.07 E - 4
2 1/2	60.3	42.8	1.43 E - 3
3	73	54	2.29 E - 3
3 1/2	88.9	66.6	3.48 E - 3
Cédula 160	4	114.3	5.98 E - 3
Cédula 160	5	141.3	9.41 E - 3
	6	168.3	0.0136
	8	219.1	0.0235
	10	273	0.0365
	12	323.9	0.0519
	14	355.6	0.0634
	16	406.4	0.0831
	18	457.2	0.1056
	20	508	0.1307

APÉNDICE "J". FACTORES DE CONVERSIÓN.

Multiplicar	por	Para obtener.
	1.0332	Atmósferas métricas.
	1,033.26	Centímetros de agua.
	76	Centímetros de mercurio.
	1.01325 E 6	Dinas / centímetro cuadrado.
	1,033.23	Gramos / centímetro cuadrado.
	1.03323	Kg. / centímetro cuadrado.
	10,333	Kilogramo / metro cuadrado.
	101.325	Kilo newton / metro cuadrado.
	101.325	Kilo pascal.
	2116.3	Libras / pie cuadrado.
Atmósferas	14.7	Libras / pulgada cuadrada.
	10.3326	Metros de agua.
	760	Milímetros de mercurio.
	1.01325 E 5	Newton / metro cuadrado.
	101,325	Pascal.
	33.8995	Pies de agua.
	29.9213	Pulgadas de mercurio.
	1.05811	Ton. cortas / pie cuadrado.
	0.007348	Ton. cortas /pulgada cuadrado.
	760	Torr.
	0.999689	Calorías gramo
B. T. U.	251.99576	Kilo calorías.
	251.634	Centímetros cúbicos atmósferas.

Multiplicar	por	Para obtener.
	0.251996	Gramos centímetro.
	10405.6	Ergs
	1.05435 E 10	Gramos - centímetro
	1.07514 E 7	Caballo de poder – hora.
	0.000392	Joules.
B. T. U.	1054.35	Kilogramo metro.
	107.514	Kilo Watt horas.
	2.928 E – 4	Litros atmósfera.
	10.4053	Pies – libras
	777.649	Pulgada – libra.
	9340	Watt horas.
	0.292875	B. T. U. / minuto
	0.01667	B. T. U. / segundo
	2.778 E – 4	Calorías – gramo /segundo.
	0.07	Kilo calorías / hora
B. T. U. / hora.	0.251996	Caballos métricos.
	0.000,392,752	Kilo joules / hora.
	1.055	Kilo watt.
	0.000,292,87	Pies – libra / segundo.
	0.216,013,6	Watt.
	0.292,875	Kilómetros.
	10 E – 5	Milímetros
	10	Millas
Centímetros	6.213 E - 6	Pies
	0.0328	Pulgadas.
	0.3937	Yardas.
	0.0109	Áreas.
	10 E – 6	Decímetros cuadrados.
Centímetros Cuadrados	0.01	Metros cuadrados.
	0.0001	Milímetros cuadrados.
	100	Pies cuadrados
Centímetros Cuadrados	0.001076	Pulgadas cuadradas.
	0.155	Galones líquidos
	0.000,264,172	Galones áridos.
	0.000, 227, 020	Litros
	0.000, 999, 97	Metros cúbicos
Centímetros cúbicos.	10 E – 6	Milímetros cúbicos
	1,000	Pies cúbicos.
	3.531 E – 5	Pulgadas cúbicas
	0.061,023	Galones por minuto
Centímetros cúbicos/segundos.	0.000,264,172	Galones por segundo.
	0.0021188	Kilogramos / Metro - Segundo
	0.001	Kilogramos / Metro – Hora
	3.6	Libras / Pie – Hora
Centipoises	2.419	Libras / Pulgada - Segundo
	5.6 E – 5	Libras / Pie - segundo
	0.000,671,968	

Multiplicar	por	Para obtener.
Centipoises	10 E – 3	Pascal - segundo
	0.001	Poises
Centi stokes.	0.000,001	Metros Cuadrado / Segundo
	0.01	Stokes
	9.869 E – 7	Atmósferas
	7.5 E -5	Centímetro de mercurio.
Dinas / Centímetro Cuadrado	0.001,019	Gramos centímetro cuadrado.
	0.010197	Kilogramos metro Cuadrado
	1.45 E – 5	Libras / pulgada cuadrada.
	0.1	Pascal
	3,785.4118	Centímetros cúbicos.
	4.0	Cuartos de galón
Galones Líquidos (US)	3.78	Litros
	0.003785	Metros cúbicos.
	0.13368	Pies cúbicos.
	60	Galones US / hora
Galones Por Minuto	0.01667	Galones US / segundo
	0.06308	Litros / segundo
	980.662	Dinas
	0.001	Kilogramos
	0.0022	Libras
Gramos	0.009,8	Newton
	10 E – 6	Toneladas métricas.
	0.000,967	Atmósferas
	0.073,555	Centímetro de mercurio.
Gramos / centímetro cuadrado	980.665	Dinas / centímetros cuadrado.
	10	Kilogramos / metro cuadrado.
	0.014,223	Libras / pulgada cuadrada
	2.0482	Libras / pie cuadrado.
	1.0	Gramos / mililitro
	1.0	Kilogramos / litro.
Gramos / centímetro cúbico	1,000	Kilogramo / metro cúbico.
	62.4279	Libras / pie cúbico.
	0.036127	Libras / pulgada cúbica.
	2.471	Acres.
	100	Áreas.
Hectáreas	10 E 8	Centímetro cuadrado.
	10,000	Metros cuadrados.
	107,639.1	Pies cuadrados.
	42.4356	B. T. U. / minuto
	6.4161 E 5	Calorías gramo / hora
	745.7	Joules / segundo
Caballos de poder (HP)	0.745699	Kilowatt.
	1.98 E 6	Pies libras / hora.
	550	Pies libras / segundo.
	745.7	Watt.
	42.4356	B. T. U. / minuto

Multiplicar	por	Para obtener.
	0.000948	B. T. U.
Joules	0.239,006	Calorías gramo.
	10,197.16	Gramos – centímetros.
	3.725 E - 7	Caballo de vapor – hora.
	1,000	Gramos.
kilogramos	2.2046	Libras.
	9.806	Newton.
	0.0685	Slugs.
	980,665	Dinas.
Kilogramos fuerza	1,000	Gramos fuerza
	2.204	Libras fuerza
	9.8066	Newton.
	0.00234	Calorías – kilogramo.
Kilogramo / metro	3.653 E – 6	Caballos de poder – hora
	9.806	Joules.
	2.724	Kilowatt – hora.
	9.768 E – 5	Atmósferas.
	98.066	Dinas / centímetro cuadrado.
Kilogramo / metro cuadrado	0.1	Gramos / centímetro cuadrado.
	0.2048	Libras / pie cuadrado.
	0.001422	Libras / pulgada cuadrada.
	0.002895	Pulgadas de mercurio.
	0.001	Gramos / centímetro cúbico.
Kilogramos / metro cúbico.	1,000	Gramos / metro cúbico.
	0.062,427	Libras / pie cúbico.
	100,000	Centímetros
	1,000	Metros.
Kilómetros.	0.621	Millas.
	39,370	Pulgadas.
	1,093.613	Yardas.

Apéndice "K". Parámetros para flujo isentrópico unidimensional para gases perfectos. $K = 1.4$.

Ma	A/A*	P/P ₀	ρ / ρ_0	T / T ₀	(A/A*) (P/P ₀)	Ma	A/A*	P/P ₀	ρ / ρ_0	T / T ₀	(A/A*) (P/P ₀)
0.00	----	1.000	1.000	1.000		0.24	2.50	0.961	0.972	0.989	2.40
0.01	57.87	0.999	0.999	0.999	57.87	0.26	2.32	0.954	0.967	0.987	2.21
0.02	28.87	0.999	0.999	0.999	28.93	0.28	2.17	0.947	0.962	0.985	2.05
0.04	14.48	0.999	0.999	0.999	14.46	0.30	2.04	0.939	0.959	0.982	1.91
0.06	9.67	0.997	0.998	0.999	9.64	0.32	1.92	0.932	0.951	0.98	1.79
0.08	7.26	0.996	0.997	0.999	7.23	0.34	1.82	0.923	0.944	0.977	1.68
0.10	5.82	0.993	0.995	0.998	5.78	0.36	1.74	0.914	0.938	0.975	1.59
0.12	4.86	0.99	0.993	0.997	4.82	0.38	1.66	0.905	0.931	0.972	1.5
0.14	4.18	0.986	0.99	0.996	4.13	0.40	1.59	0.896	0.924	0.969	1.42
0.16	3.67	0.982	0.987	0.995	3.61	0.42	1.53	0.886	0.917	0.966	1.35
0.18	3.28	0.978	0.984	0.994	3.2	0.44	1.47	0.876	0.909	0.963	1.29
0.20	2.96	0.973	0.98	0.992	2.88	0.46	1.42	0.865	0.902	0.959	1.23
0.22	2.71	0.967	0.976	0.990	2.62	0.48	1.38	0.854	0.893	0.956	1.18

Ma	A/A*	P/P ₀	ρ / ρ_0	T / T ₀	(A/A*) (P/P ₀)	Ma	A/A*	P/P ₀	ρ / ρ_0	T / T ₀	(A/A*) (P/P ₀)
0.50	1.34	0.843	0.885	0.952	1.13	1.48	1.16	0.28	0.403	0.695	0.326
0.52	1.30	0.832	0.877	0.949	1.08	1.50	1.18	0.272	0.395	0.69	0.32
0.54	1.27	0.820	0.868	0.945	1.04	1.52	1.19	0.265	0.387	0.684	0.315
0.56	1.24	0.808	0.859	0.941	1.00	1.54	1.20	0.257	0.379	0.678	0.309
0.58	1.21	0.796	0.85	0.937	0.966	1.56	1.22	0.25	0.371	0.672	0.304
0.60	1.19	0.784	0.84	0.933	0.932	1.58	1.23	0.242	0.366	0.667	0.299
0.62	1.17	0.772	0.931	0.929	0.899	1.60	1.25	0.235	0.356	0.661	0.294
0.64	1.16	0.759	0.821	0.924	0.869	1.62	1.27	0.228	0.348	0.656	0.289
0.66	1.13	0.747	0.812	0.92	0.841	1.64	1.28	0.222	0.341	0.65	0.285
0.68	1.12	0.734	0.802	0.915	0.814	1.66	1.3	0.215	0.334	0.645	0.28
0.70	1.09	0.721	0.792	0.911	0.789	1.68	1.32	0.209	0.327	0.639	0.275
0.72	1.08	0.708	0.781	0.906	0.765	1.70	1.34	0.203	0.32	0.634	0.271
0.74	1.07	0.695	0.771	0.901	0.742	1.72	1.36	0.197	0.313	0.628	0.267
0.76	1.06	0.682	0.761	0.896	0.721	1.74	1.38	0.191	0.305	0.623	0.262
0.78	1.05	0.669	0.75	0.891	0.701	1.76	1.40	0.185	0.3	0.617	0.258
0.80	1.04	0.656	0.74	0.886	0.645	1.78	1.42	0.179	0.293	0.612	0.254
0.82	1.03	0.643	0.729	0.881	0.663	1.80	0.44	0.174	0.287	0.607	0.25
0.84	1.02	0.63	0.719	0.876	0.645	1.82	0.46	0.169	0.281	0.602	0.247
0.86	1.02	0.617	0.708	0.871	0.928	1.84	0.48	0.164	0.275	0.596	0.243
0.88	1.01	0.604	0.698	0.865	0.612	1.86	1.51	0.159	0.269	0.591	0.239
0.90	1.01	0.591	0.687	0.86	0.596	1.88	1.53	0.154	0.263	0.586	0.236
0.92	1.01	0.578	0.676	0.855	0.582	1.90	1.56	0.149	0.257	0.581	0.232
0.94	1.0	0.566	0.666	0.85	0.568	1.92	1.58	0.145	0.251	0.576	0.229
0.96	1.0	0.553	0.655	0.844	0.554	1.94	1.61	0.14	0.246	0.571	0.225
0.98	1.0	0.541	0.645	0.839	0.541	1.96	1.63	0.136	0.24	0.566	0.222
1.00	1.0	0.528	0.632	0.833	0.528	1.98	1.66	0.132	0.235	0.561	0.219
1.02	1.0	0.516	0.623	0.828	0.516	2.00	1.69	0.128	0.23	0.556	0.216
1.04	1.0	0.504	0.613	0.822	0.505	2.02	1.72	0.124	0.225	0.551	0.213
1.06	1.0	0.492	0.602	0.817	0.493	2.04	1.75	0.12	0.22	0.546	0.21
1.08	1.01	0.48	0.592	0.81	0.483	2.06	1.78	0.116	0.215	0.541	0.207
1.10	1.01	0.468	0.582	0.805	0.472	2.08	1.81	0.113	0.21	0.536	0.204
1.12	1.01	0.457	0.571	0.799	0.462	2.10	1.84	0.109	0.206	0.531	0.201
1.14	1.02	0.445	0.561	0.794	0.452	2.12	1.87	0.106	0.201	0.526	0.198
1.16	1.02	0.434	0.551	0.788	0.443	2.14	1.9	0.103	0.197	0.522	0.195
1.18	1.02	0.423	0.541	0.782	0.434	2.16	1.94	0.1	0.192	0.517	0.193
1.20	1.03	0.412	0.531	0.776	0.425	2.18	1.97	0.097	0.188	0.513	0.190
1.22	1.04	0.402	0.521	0.771	0.416	2.20	2.01	0.094	0.184	0.508	0.188
1.24	1.04	0.391	0.512	0.765	0.408	2.22	2.04	0.091	0.18	0.504	0.185
1.26	1.05	0.381	0.502	0.759	0.4	2.24	2.08	0.088	0.176	0.499	0.183
1.28	1.06	0.371	0.492	0.753	0.392	2.26	2.12	0.085	0.172	0.495	0.18
1.30	1.07	0.361	0.483	0.747	0.385	2.28	2.15	0.083	0.168	0.49	0.178
1.32	1.08	0.351	0.474	0.742	0.378	2.30	2.19	0.08	0.165	0.486	0.175
1.34	1.08	0.342	0.464	0.736	0.37	2.32	2.23	0.078	0.161	0.482	0.173
1.36	1.09	0.332	0.455	0.73	0.64	2.34	2.27	0.075	0.157	0.477	0.171
1.38	1.1	0.323	0.446	0.724	0.357	2.36	2.32	0.073	0.154	0.473	0.169
1.40	1.11	0.314	0.437	0.718	0.35	2.38	2.36	0.071	0.15	0.469	0.166
1.42	1.13	0.305	0.429	0.713	0.344	2.40	2.4	0.068	0.147	0.465	0.164
1.44	1.14	0.297	0.42	0.707	0.338	2.42	2.45	0.066	0.144	0.461	0.162
1.46	1.15	0.289	0.412	0.701	0.332	2.44	2.49	0.064	0.141	0.456	0.16

Ma	A/A*	P/P ₀	ρ / ρ_0	T / T ₀	(A/A*) (P/P ₀)	Ma	A/A*	P/P ₀	ρ / ρ_0	T / T ₀	(A/A*) (P/P ₀)
2.46	2.54	0.062	0.138	0.452	0.158	2.74	3.31	0.04	0.101	0.4	0.134
2.48	2.59	0.06	0.135	0.448	0.156	2.76	3.37	0.039	0.099	0.396	0.132
2.50	2.64	0.059	0.132	0.444	0.154	2.78	3.43	0.038	0.097	0.393	0.13
2.52	2.69	0.057	0.129	0.441	0.152	2.80	3.5	0.037	0.095	0.389	0.129
2.54	2.74	0.055	0.126	0.437	0.151	2.82	3.57	0.036	0.093	0.386	0.128
2.56	2.79	0.053	0.123	0.433	0.149	2.84	3.64	0.035	0.091	0.383	0.126
2.58	2.84	0.052	0.121	0.429	0.147	2.86	3.71	0.034	0.089	0.379	0.125
2.60	2.90	0.05	0.118	0.425	0.145	2.88	3.78	0.033	0.087	0.376	0.123
2.62	2.95	0.049	0.115	0.421	0.143	2.90	3.85	0.032	0.085	0.373	0.122
2.64	3.01	0.047	0.113	0.418	0.142	2.92	3.92	0.031	0.083	0.37	0.12
2.66	3.06	0.046	0.11	0.414	0.14	2.94	4.00	0.030	0.081	0.366	0.119
2.68	3.12	0.044	0.108	0.41	0.138	2.96	4.08	0.029	0.08	0.363	0.118
2.70	3.18	0.043	0.106	0.407	0.137	2.98	4.15	0.028	0.078	0.36	0.117
2.72	3.24	0.042	0.103	0.403	0.135	3.00	4.23	0.027	0.076	0.357	0.115

BIBLIOGRAFÍA.

- 1.- Mott. Robert, *Mecánica de fluidos aplicada*. Méx. Prentice Hall. 1996 Cuarta edición. 580 pp.
- 2.- Janna. William S, *Introduction Fluid Mechanics*. EEUU PWS Publishing Company, (a division of International Thomson Publishing Inc.) 1993 Tercer edición. 786 pp.
- 3.- Sissom. Leighton E, *Elements of transport phenomena*. EEUU Mc Graw Hill Book Co. 1972. 813 pp.
- 4.- Manrique. José A, *Termodinámica*. Ed. Harla. 2 ed. México 1995. 507 pp.
- 5.- Van Wylen. Gordon, *Fundamentos de termodinámica*. Noriega editores. México. 734 pp.
6. - www.inspeccion.com.mx
7. Codes and standards. <http://WWW:codes/standards.html>
8. American National Standards Institute. <http://WWW.ansi.com>.
- 9.- Nolte. Claude B, *Optimum pipe selection*. EEUU. Gulf Publishing Co. 1978 Primera edición. 162 pp.
- 10.- Manrique. José A, *Termodinámica*. Ed. Harla. 2 ed. México 1995. 507 pp.
- 11.- Bonder. Raymond C, *Mecánica de fluidos*. Ed. Trillas. 1ra reimpresión México. 1991. 494 pp.
12. Thomas W. Franckland. *Manual de tubería comercial*.
13. Perry J. H. McGraw Hill. *Manual del ingeniero químico*.
14. Rase, H. F. Barrow M. H. *Ingeniería de proyectos para plantas de proceso*. Co. Editorial Mexicana S.A. Méx. 1981
15. - NORMA Oficial Mexicana NOM-005-SECRE-1997, Gas natural licuado-estaciones de servicio.
16. Ludwig, Ernest E, *Applied process designs for chemical and petrochemical plants*. Vol. I . Gulf Publishing Company, Houston, Texas, USA.
- 17.- Crane. *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. Mc Graw Hill. 1999. México.
- 18.- Foust. Alan S, et al. *Principles of unit operations*. EEUU Compañía editorial continental. S.A. de C.V. 1990 Second impression. 768
- 19.- Simple method determines flow regime for friction factor calculations. *Hydrocarbon processing*. Gulyani. B. B. December 1997
- 20.- Crane. *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. Mc Graw Hill. 1999. México.
- 21.- Kern Robert. *Practical piping design Chemical Engineering*. December 23 1974. Part. I.

- 22.- Kern Robert. Practical piping design Chemical Engineering. January 6 1975. Part. II.
- 23.- Kern Robert. Practical piping design Chemical Engineering. February 23 1975. Part. III.
- 24.- Kern Robert. Practical piping design Chemical Engineering. April 14 1975. Part. V.
- 25.- Figueroa Abarca., Flujo bifásico de hidrocarburos (gas líquido) a través de...Tesis I. Q. 1998 U. N. A. M. F. E. S. Zaragoza.
26. - Kern Robert. *Practical piping design* Chemical Engineering. January 6 1975. Part. II.
27. - De Gance. Anthony, *Horizontal Flow Correlations*. Chemical Engineering. July 13, 1970.
28. - De Gance. Anthony, *Vertical & inclined Flow Correlations*. Chemical Engineering. October 5, 1970.
- 29.- Kern Robert. *Practical piping design*. Chemical Engineering. June 23 1975. Part. VIII.
- 30.- Janna. William S, *Design of fluid thermal systems*. EEUU PWS Publishing Company, (division of International Thomson Publishing Inc.) 1993 413 pp.
- 31.- Ocon García. Joaquín, Et al *Problemas de Ingeniería Química. Tomo I*. España. Aguilar. S. A. 1978 4 reimpresión. 410 pp.
- 32.- Greene. Richard W, Compressor's. Selección, uso y mantenimiento. Mc Graw - Hill México. 1990. 292 pp.
- 33.- De Gance. Anthony, *Pressure drop Sample Calculations*. Chemical engineering. November 2, 1970.
- 34.- Kern Robert. *Practical piping design*. Chemical Engineering. April 28 1975. Part. VI.
- 35.- Weir. J. T. Chemical engineering November 25 1975
- 36.- Ing. Alejandro Anaya. *Selección de bombas para proceso*. Revista del IMIQ. Nov-Dic. 1969
- 37.- Mc Naughton. Kenneth, *Selección, uso y mantenimiento de Bombas*. Mc Graw Hill. México 1989. pp 373.