



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN

**“MANUAL DE MECANICA DE FLUIDOS
APLICADA A LOS ALIMENTOS”**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERA EN ALIMENTOS

P R E S E N T A N :
PINEDA MARQUEZ LINA
ROMERO ARREOLA VERONICA

ASESOR: I.A. FRANCISCO JAVIER LOPEZ MARTINEZ

CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEX.

2003 *H*

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



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.



ESTADOS UNIDOS MEXICANOS

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS



DR. JUAN ANTONIO MONTARAZ CRESPO
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLAN
PRESENTE

ATN: Q. Ma. del Carmen García Mijares
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la FES Cuautitlán

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS:

"Manual de Mecánica de Fluidos Aplicada a los Alimentos"

que presenta la pasante: Lina Pineda Márquez
con número de cuenta: 9656589-6 para obtener el título de:
Ingeniera en Alimentos

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

ATENTAMENTE
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuautitlán Izcalli, Méx. a 6 de Octubre de 2003

- PRESIDENTE Dr. Alberto Lecante Coronel
VOCAL Dra. Laura Patricia Martínez Padilla
SECRETARIO I.A. Francisco J. López Martínez
PRIMER SUPLENTE I.Q. Gilberto Atilano Amaya Ventura
SEGUNDO SUPLENTE I.A. María Guadalupe Sosa Herrera

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE MÉXICO

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES CUAUTITLAN



Departamento de
Exámenes Profesionales

DR. JUAN ANTONIO MONTARAZ CRESPO
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLAN
P R E S E N T E

ATN: Q. Ma. del Carmen García Mijares
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la FES Cuautitlán

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS:

"Manual de Mecánica de Fluidos Aplicada a los Alimentos"

que presenta la pasante: Verónica Romero Arceola
con número de cuenta: 9650997-5 para obtener el título de :
Ingeniera en Alimentos

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

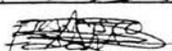
ATENTAMENTE

"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuautitlán Izcalli, Méx. a 6 de Octubre de 2003

PRESIDENTE Dr. Alberto Tecante Coronel 

VOCAL Dra. Laura Patricia Martínez Padilla 

SECRETARIO I.A. Francisco J. López Martínez 

PRIMER SUPLENTE I.Q. Gilberto Atilano Amaya Ventura 

SEGUNDO SUPLENTE I.A. María Guadalupe Sosa Herrera 

AGRADECIMIENTOS
LINA PINEDA MÁRQUEZ

A mis Padres (Aurelia y Roque):

Por darme la oportunidad de vivir, por darme una familia maravillosa y por guiarme en el camino del bien.

Hubo una sola persona que creyó en mí cuando nadie creía, ella, a su manera, me ayudó a ser en verdad responsable, madura y adulta, gracias a ella siempre culminé con éxito todo lo que me propuse y sin darse cuenta, fue siempre mi ejemplo de tenacidad y valor.

GRACIAS MAMÁ.

Tomada de tu mano inicié mi aprendizaje en la vida. Ahora casi todo lo que soy te lo debo a ti. Gracias por haber sido siempre mi más sincero y respetable amigo, por enseñarme el valor de la unidad y la humildad y a ser mejor cada día y en cada obra.

GRACIAS PAPÁ.

Los esfuerzos y sacrificios que juntos pasamos durante mi carrera profesional, fueron librados gracias al amor que los caracteriza y resumiendo en dos palabras:

LO LOGRAMOS.

A mis hermanas (Elisa, Magnolia, Gemma):

Por soportar presiones de mi parte a lo largo de mi carrera, por donar un poco de su tiempo y dedicación, así como por compartir conmigo las alegrías y las tristezas, enfrentando siempre juntas los obstáculos de nuestras vidas. GRACIAS.

A mi esposo:

Genaro, siempre has sido la persona más especial de mi vida, con quien he compartido grandes y pequeños instantes, junto a ti he iniciado el proyecto más importante de nuestra existencia, y junto a ti escalo un peldaño más de mi camino. Gracias mi amor por apoyarme siempre y por enseñarme lo que es el amor.

TE AMO.

A mis hijos (David y Daniel):

Gracias mis pequeños por ser la motivación más grande de mi vida, por brindarme parte de su tranquilidad y su tiempo para dedicarlo a mi superación y desarrollo.

Gracias por cambiarme la existencia y hacerme comprender lo que en verdad vale en esta vida.

A mis profesores:

Porque nos enseñan muchas cosas de la vida, proporcionándonos herramientas para poder defendernos profesionalmente.

Mi más profundo agradecimiento a la Dra. Laura Patricia Martínez Padilla y a la M. en C. María Guadalupe Sosa sus consejos fueron siempre pertinentes, y su revisión cuidadosa del manuscrito en el fondo y en la forma le dieron a este manual un rigor y una apertura ideológica que no tendría sin su apoyo. MUCHAS GRACIAS.

A mi compañera de Tesis:

Gracias Vero por compartir conmigo estos años de vida dándome aliento y ejemplo de continuar hacia delante enseñándome el valor de la amistad.

Gracias Doña Tere por ser como mi segunda Madre, por sus consejos y experiencias.

GRACIAS.

AGRADECIMIENTOS
Verónica Romero Arreola

A mí mami le agradezco todo el amor y apoyo incondicional que me has brindado, ya que me has ayudado a lograr todas mis metas.

A mí esposo Tavo gracias por ser mi apoyo en todo momento, por tu amor, paciencia y consejos.

A mi familia: Jesús, Carmen y Miguel por su ayuda incondicional, por creer en mí y por su cariño.

A Lupita Sosa por todo el tiempo que dedicaste, por tu amistad, y orientación en la realización de este trabajo

A la Dra. Laura Patricia por que sin su apoyo y orientación no se hubiera podido culminar este trabajo, mil gracias por todo

A Paco por tu amistad y todas tus enseñanzas.

A Lina por tu amistad y sobre todo por los gratos momentos que pasamos juntas

INDICE

Indice general	2
Indice de cuadros	7
Indice de figuras	9
Resumen	14
Introducción	15
Objetivos	17
Objetivo general	
Objetivos particulares	
Nomenclatura	18
Capítulo I SISTEMA DE UNIDADES Y ANALISIS DIMENSIONAL	
a) Magnitudes de las cantidades físicas	23
b) Tipos de ecuaciones	23
1.- Ecuaciones de cantidades	
2.- Ecuaciones ajustadas	
3.- Ecuaciones de unidades: conversiones	
c) La metrología internacional	25
1.- Unidades básicas	
2.- Unidades suplementarias	
3.- Unidades derivadas	
4.- Unidades auxiliares	
5.- Múltiplos, submúltiplos y prefijos	
d) Sistema Inglés de unidades	31
e) Análisis dimensional	32
> Método de Rayleigh	
> Método π de Buckingham	
> Método de análisis dimensional de las ecuaciones de variación	
f) Ejemplos resueltos	43

Capítulo II REOLOGIA

1. Clasificación física de los materiales	54
• Sólidos	
• Líquidos	
• Gases	
2. Reología	55
3. Fluido	59
4. Métodos de estimación del comportamiento mecánico de los alimentos	60
♦ Sensorial	
♦ Físico	
5. Clasificación de los diferentes modelos que describen los diferentes comportamientos reológicos de los fluidos, ecuaciones y gráficas	61
6. Definición de los diferentes modelos que describen los comportamientos reológicos de los fluidos	64
A) Newtonianos (independiente del tiempo)	
B) No newtonianos:	
1.- Dependientes del tiempo	
a) Fluidos con comportamiento tixotrópico.	
b) Fluidos con comportamiento antitixotrópico (reopéctico).	
2.- Fluidos con comportamiento independiente del tiempo:	
a) Fluidos con comportamiento de la ley de la potencia (espesante a la cizalla y fluidificante a la cizalla)	
b) Fluidos con comportamiento de acuerdo al modelo plástico de Bingham.	
c) Fluidos con comportamiento de acuerdo al modelo Herschel-Bulkley.	
7. Esfuerzo de corte inicial o fuerza de cedencia	77
8. Viscosidad aparente para fluidos independientes del tiempo	81
9. Instrumentos reológicos	82
1. Viscosímetros de tubo	83
Fuentes de error en viscosímetros de tubo	85

2. Viscosímetros de esfera descendente.	90
3. Viscosímetros rotacionales	91
Fuentes de error en viscosímetros rotacionales	99
10 Ejemplos resueltos	104

Capítulo III REGIMENES DE FLUJO

1. Regímenes de flujo	117
2. Número de Reynolds	121

Capítulo IV CAIDAS DE PRESION DEBIDAS A LA FRICCION

1. Factor de Fricción	125
➤ Radio hidráulico	
2. Accesorios en el sistema	134
* Criterios de selección de válvulas	
➤ Válvula de compuerta	
➤ Válvula de globo	
➤ Válvula de mariposa	
➤ Válvula macho	
➤ Válvula de bola	
➤ Válvula de aguja	
➤ Válvula de retención (check)	
3. Coeficiente de resistencia K_F .	141
4. Relación Le/D	146
5. Ejemplos resueltos	147

Capítulo V BALANCE DE ENERGIA MECANICA

1. Tipos de diagrama de flujo	156
➤ Diagrama de flujo del proceso	
➤ Diagrama de flujo de tuberías e instrumentación	
2. Balance general de energía	159
➤ Definición de los diferentes tipos de energía	

3. Balance general de energía mecánica	172
--	-----

Capítulo VI BOMBAS

1. Parámetros implicados en la selección de una bomba	173
2. Tipos y clasificación de bombas	176
3. Descripción de los diferentes tipos de bombas	178
♦ Bombas de desplazamiento positivo	178
♦ Bombas rotatorias	
a) De engranes	
b) De paletas	
c) De tornillo	
d) De pistón y leva	
e) De cavidad progresiva	
♦ Bombas reciprocantes	182
a) De pistón	
b) De émbolo	
c) De diafragma	
d) De diafragma con funcionamiento neumático	
♦ Bombas cinéticas	185
a) De flujo radial	
b) De flujo axial	
c) De flujo mixto	
d) De inmersión o sumergibles	
♦ Bombas de propulsión	188
4. Ejemplo. Selección de equipo de bombeo	198

Capítulo VII CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DEL DIÁMETRO DE TUBERÍA Y CRITERIOS DE ESCALAMIENTO O SIMILITUD

1. Criterios de dimensionamiento	213
♦ Diámetro económico.	
♦ Velocidad recomendada.	

♦ **Caída de presión permisible.**

2. Criterios de escalamiento o similitud	226
1. Mecánico	
a) Estática.	
b) Cinemática.	
c) Dinámico.	
2. Geométrico.	
3. Térmico.	
4. Bioquímico.	
3. Ejemplo. Selección de diámetro de tubería	235
Conclusiones	240
Bibliografía	241
Anexo 1	248
Anexo 2	267
Anexo 3	272
Anexo 4	344
Anexo 5	347
Anexo 6	349

INDICE DE CUADROS

CUADRO 1.	Unidades básicas _____	26
CUADRO 2.	Unidades suplementarias _____	26
CUADRO 3	Unidades derivadas _____	27
CUADRO 4	Prefijos _____	30
CUADRO 5	Sistema internacional de unidades _____	31
CUADRO 6	Variables que participan con sus respectivas unidades (Método de Rayleigh) _____	35
CUADRO 7	Variables que participan con sus respectivas unidades (Método de Buckingham) _____	38
CUADRO 8	Números adimensionales _____	42
CUADRO 9	Variables que participan con sus respectivas unidades (Ejercicio 1) _____	47
CUADRO 10	Variables que participan con sus respectivas unidades (Ejercicio 2) _____	51
CUADRO 11	Clasificación de los diferentes modelos que describen el comportamiento reológico de los fluidos _____	63
CUADRO 12	Métodos de determinación del esfuerzo de cedencia σ_0 _____	80
CUADRO 13	Diferentes regímenes de flujo tomando como referencia varios autores _____	123
CUADRO 14	Ecuaciones para cálculo de factor de fricción y número de Reynolds en régimen laminar y turbulento para diferentes modelos que describen comportamientos de flujo. _____	131
CUADRO 15	Ecuaciones para calcular el K_f para modelos que describen un comportamiento reofluídificante en régimen laminar con diferentes accesorios. _____	145
CUADRO 16	Factores de corrección de la energía cinética para flujo laminar en ductos _____	165
CUADRO 17	Clasificación de bombas _____	177

CUADRO 18	Características, ventajas y desventajas de los diferentes tipos de bombas comerciales _____	<u>189</u>
CUADRO 19	Dimensiones métricas para tuberías de acero inoxidable _____	<u>215</u>
CUADRO 20	Costos de tubería (1980). La tubería ANSI correspondientes a las categorías 20, 30, 40, 80 y 120 de las tuberías de acero comercial _____	<u>216</u>
CUADRO 21	Velocidades recomendadas para el flujo de agua en tuberías _____	<u>223</u>
CUADRO 22	Velocidades recomendadas para el flujo de vapor de agua en tuberías _____	<u>224</u>
CUADRO 23	Características de los diferentes tipos de escalamiento _____	<u>234</u>
CUADRO 24	Conversión de unidades de longitud. _____	<u>Anexo 2</u>
CUADRO 25	Conversión de unidades de área. _____	<u>Anexo 2</u>
CUADRO 26	Conversión de unidades de volumen. _____	<u>Anexo 2</u>
CUADRO 27	Conversión de unidades de capacidad. _____	<u>Anexo 2</u>
CUADRO 28	Conversión de unidades de velocidad. _____	<u>Anexo 2</u>
CUADRO 29	Conversión de unidades de masa _____	<u>Anexo 2</u>
CUADRO 30	Conversión de unidades de caudal en unidades de masa. _____	<u>Anexo 2</u>
CUADRO 31	Conversión de unidades de caudal volumétrico. _____	<u>Anexo 2</u>
CUADRO 32	Conversión de unidades de fuerza. _____	<u>Anexo 2</u>
CUADRO 33	Conversión de unidades de potencia. _____	<u>Anexo 2</u>
CUADRO 34	Conversión de unidades de presión y altura del líquido _____	<u>Anexo 2</u>
CUADRO 35	Conversión de unidades de energía, trabajo y calor. _____	<u>Anexo 2</u>
CUADRO 36	Coefficientes de resistencia K_F para fluidos newtonianos en flujo turbulento a través de accesorios _____	<u>Anexo 4</u>
CUADRO 37	Modelos de bombas de bombas sanitarias Waukesha _____	<u>Anexo 6</u>

INDICE DE FIGURAS

FIGURA 1.	Relación factor de fricción de Fanning F en función del número de Reynolds Re para un fluido que se comporta como un modelo de Bingham_____	65
FIGURA 2	a) Esfuerzo aplicado a un material en dirección x dando como resultado un movimiento en x σ_{xx} "esfuerzo normal" b) Esfuerzo aplicado a un material en dirección y , dando como resultado un movimiento en x σ_{xy} "esfuerzo tangenciales o tensor de esfuerzo _____	65
FIGURA 3	Matriz del tensor que indica los posibles movimientos del esfuerzo y la dirección del movimiento_____	66
FIGURA 4	Relación del esfuerzo de corte σ en función con la velocidad de corte $\dot{\gamma}$ para modelos que describen un comportamiento newtoniano _____	67
FIGURA 5.	Relación de la viscosidad η en función con la velocidad de corte $\dot{\gamma}$ para modelos que describen un comportamiento newtoniano_____	67
FIGURA 6.	Relación de esfuerzo cortante en función de la velocidad de corte para modelos que describen un comportamiento a) newtoniano y b) no newtoniano_____	69
FIGURA 7	Representación gráfica para fluidos con comportamiento tixotrópico_____	72
FIGURA 8	Gráfica de flujo para modelos que describen un comportamiento antitixotrópicos (reopéticos)_____	73
FIGURA 9	Gráfica de del esfuerzo de corte σ en función de la velocidad de corte $\dot{\gamma}$ para modelos que describen un comportamiento a) fluidificante a la cizalla y b) espesante a la cizalla_____	74

FIGURA 10	Gráfica de flujo para modelos que describen un comportamiento fluidificante a la cizalla_____	75
FIGURA 11	Gráfica de flujo para modelos que describen un comportamiento espesante a la cizalla_____	76
FIGURA 12	Esfuerzo de cedencia σ_0 estático y dinámico_____	80
FIGURA 13	Gráfica de viscosidad aparente para modelos que describen un comportamiento Bingham, fluidificantes a la cizalla, espesante a la cizalla y Herschel-Bulkley_____	81
FIGURA 14	Viscosímetro de tubo_____	83
FIGURA 15	Caída de presión ΔP en función de L/D a varios valores de velocidad de corte (Bagley, 1957)_____	87
FIGURA 16	Viscosímetro de Ostwald_____	89
FIGURA 17	Viscosímetro de caída de bola o esfera descendente_____	91
FIGURA 18	Viscosímetros con geometría de cilindros concéntricos a) Rheomat b) Haake VT550_____	94
FIGURA 19	Viscosímetros con geometría de Cono y Placa. Haake _____	96
FIGURA 20	Viscosímetros de eje simple. Brookfield_____	98
FIGURA 21	Sensores de cilindros concéntricos a) Sensor Mooney-Coutte, b) DIN 54453, c) DIN 53019_____	100
FIGURA 22	Vórtices de Taylor con geometría de cilindros concéntricos a) fluidos newtonianos b) fluido no newtoniano_____	101
FIGURA 23	Flujo secundario en la geometría cono y placa_____	103
FIGURA 24	Flujo laminar en un ducto circular_____	117
FIGURA 25	Variación de la velocidad desde la pared hasta el centro de un fluido que fluye para un ducto cilíndrico de radio r _____	118
FIGURA 26	La velocidad en función del tiempo en un flujo laminar (izq) flujo inestable (der.) flujo estable_____	118
FIGURA 27	La velocidad en función del tiempo en un flujo turbulento (izq) flujo inestable (der.) flujo estable_____	119
FIGURA 28	Cambio de flujo laminar a turbulento debido al aumento de la velocidad_____	120

FIGURA 29	Tipos de flujo	<u>120</u>
FIGURA 30	Gráfica que representa la relación entre el factor de fricción F y el número de Re para modelos que describen un comportamiento newtoniano usando la ecuación de von Karman para el cálculo del factor de fricción y suponiendo valores arbitrarios de número de Reynolds mayores a <u>3000</u>	<u>133</u>
FIGURA 31	Relación entre el factor de fricción y el número de Reynolds para fluidos de la potencia usando la ecuación de Dodge and Metzner para el cálculo del factor de fricción y suponiendo valores arbitrarios de número de Reynolds mayores a 3000, para este caso los valores de rugosidad no se toman en cuenta debido a que el fluido se encuentra en régimen laminar	<u>134</u>
FIGURA 32	Tipos de válvulas de compuerta.	<u>136</u>
FIGURA 33	Tipos de válvulas de globo.	<u>137</u>
FIGURA 34	Tipos de válvulas de mariposa.	<u>138</u>
FIGURA 35	Válvula macho.	<u>139</u>
FIGURA 36	Válvula de bola	<u>140</u>
FIGURA 37	Tipos de válvulas de aguja	<u>141</u>
FIGURA 38	Gráfica de coeficiente de resistencia (K_F) en función al número de Reynolds (Re) para diferentes accesorios	<u>145</u>
FIGURA 39	Coefficientes de resistencia (K_F) experimental y reportados para válvula de mariposa en función del número de Reynolds generalizado	<u>147</u>
FIGURA 40	Diagrama de flujo con simbología, nomenclatura y cuadro de balances	<u>158</u>
FIGURA 41	Diagrama de instrumentación	<u>159</u>
FIGURA 42	Sistema de flujo en un proceso	<u>161</u>
FIGURA 43	Perfil de velocidades en un fluido con comportamiento newtoniano que circula en régimen laminar y turbulento	<u>164</u>

FIGURA 44	a) Perfiles de flujo para un fluido que sigue un comportamiento newtoniano (curva continua) fluido con comportamiento fluidificante a la cizalla (curva discontinua) b) perfiles de flujo para un fluido que requiere un esfuerzo umbral_____	164
FIGURA 45	Factor de corrección de la energía cinética en función del número de Reynolds para fluidos que siguen un comportamiento newtoniano_____	166
FIGURA 46	Bombas rotatorias_____	178
FIGURA 47	a) Bomba de engranes. b) Bomba de engranes internos_____	179
FIGURA 48	Bomba de paleta_____	180
FIGURA 49	a) Dos rotores b) tres rotores_____	180
FIGURA 50	Bomba de tornillo_____	181
FIGURA 51	Bomba de pistones múltiples_____	181
FIGURA 52	Bombas reciprocantes de pistón_____	183
FIGURA 53	Bombas de diafragma_____	185
FIGURA 54	Bombas centrífugas_____	186
FIGURA 55	Bomba sumergible_____	187
FIGURA 56	Tipos de bombas cinéticas_____	188
FIGURA 57	Diagrama de flujo_____	198
FIGURA 58	Costos de equipos de bombeo (1980)_____	215
FIGURA 59	Determinación del diámetro económico_____	221
FIGURA 60	Curvas de caída de presión en función de la velocidad. (a) densidad, viscosidad y longitud fija; (b) densidad, viscosidad y diámetro fijo _____	227
FIGURA 61	Caída de presión adimensional (coeficiente de resistencia) en función del número de Reynolds_____	228
FIGURA 62	Manómetro_____	ANEXO 1
FIGURA 63	Manómetro de tubo en U abierto_____	ANEXO 1
FIGURA 64	Medidor de presión de tubo Bourdon_____	ANEXO 1
FIGURA 65	Medidor venturi_____	ANEXO 1
FIGURA 66	Tubo pitot_____	ANEXO 1

FIGURA 63	Transductor de presión._____	ANEXO 1
FIGURA 64	Rotámetro._____	ANEXO 1
FIGURA 65	Gráfica de selección de capacidad, VHP, WHP y NPSH para el modelo 060 para bomba marca Waukesha._____	ANEXO 6

RESUMEN

El presente trabajo fue realizado en el laboratorio de propiedades reológicas y funcionales en alimentos (L.A.P.R.Y.F.A.L); en el que se llevan a cabo actividades como: caracterizaciones reológicas, determinación de propiedades térmicas y fisicoquímicas de alimentos, así como elaboración de programas de simulación de operaciones unitarias propias de la industria de alimentos.

El objetivo de este trabajo es elaborar un manual de mecánica de fluidos aplicada a los alimentos, que sirva como material de apoyo para varias asignaturas.

El material escrito contiene los elementos de análisis de unidades y conversiones, reología, instrumentos de medición para determinar el comportamiento reológico de los fluidos, mecánica de fluidos, balance de energía, selección de equipos de transporte, Instrumentación. De esta manera, el estudiante o profesor podrá ahorrar tiempo al hacer la búsqueda de material multidisciplinario referente a mecánica de fluidos.

Para el desarrollo de este trabajo fue necesario tener conocimientos teóricos y prácticos de cálculo diferencial e integral, física, transferencia de cantidad de movimiento, transferencia de masa y transferencia de calor. Este manual tiene la ventaja de presentar la información en un lenguaje sencillo y dinámico que facilita la comprensión de su contenido. Está dirigido principalmente a estudiantes de la carrera de Ingeniería de alimentos, pero puede ser útil para estudiantes de carreras afines.

INTRODUCCION

Hace cien años el agua era el único fluido importante que se transportaba por tuberías. Sin embargo, hoy, los fluidos alimenticios son transportados en tuberías durante su producción, proceso, transporte o utilización. Los dispositivos hidráulicos y neumáticos se usan bastante para los controles de los modernos procesos alimenticios, la variedad de las aplicaciones de la hidráulica y de la mecánica de fluidos es tan grande que todo ingeniero ha sentido la necesidad de familiarizarse por lo menos con las leyes elementales del flujo de fluidos. Es por ello que el presente trabajo contiene un tratamiento claro y sencillo de los fundamentos de la mecánica de fluidos, dividiéndose en cinco partes:

Parte 1 - Sistemas de unidades.

En esta parte se ofrece un panorama general de los conceptos básicos del sistema internacional de unidades y análisis dimensional, además de presentar una serie de ejercicios resueltos.

Parte 2 - Reología.

Contiene un planteamiento sobre los diferentes modelos que describen el comportamiento reológico de los fluidos, su clasificación e instrumentos de medición, además está conformada por un conjunto de ejercicios resueltos al final del capítulo II, para una mejor comprensión de los conceptos adquiridos.

Parte 3 - Mecánica de fluidos.

En esta parte se presentan las ecuaciones que describen el transporte de fluidos en un sistema de tuberías en tramo recto y con accesorios, así como las leyes de conservación de la energía, los cuales se desarrollan en los capítulos: III regímenes de flujo, IV caídas de presión debidas a la fricción y V balances de energía mecánica. Además de contar con ejercicios resueltos al final de cada capítulo.

Parte 4 - Bombas e Instrumentación.

Comprende la clasificación y descripción de los diversos tipos de bombas para el transporte de fluidos que se describe en el capítulo: V. bombas.

Parte 5 - Selección de diámetro de tubería y criterios de escalamiento

Se presentan los diferentes criterios utilizados para la selección de diámetro de tubería y criterios de escalamiento. Descritos en el capítulo VI, al igual que en las demás partes también se tienen ejercicios resueltos al final del mismo.

El presente trabajo se realizó con la finalidad de que los estudiantes de la carrera de Ingeniería en alimentos puedan contar con una herramienta de apoyo para complementar los temas impartidos en las asignaturas de flujo de fluidos y laboratorio experimental multidisciplinario II. Este trabajo se escribió en un lenguaje sencillo y dinámico para introducir a los lectores a la mecánica de fluidos en la Industria de alimentos. Con este trabajo se busca motivar a los estudiantes hacia el estudio de la mecánica de fluidos y de sus diversas aplicaciones en la industria de alimentos.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL.

Elaborar un manual de mecánica de fluidos dirigido a los estudiantes de la carrera de ingeniería en alimentos a través del análisis de información sobre sistemas de unidades, elementos generales de mecánica de fluidos, reología, instrumentos de medición del comportamiento reológico de los fluidos, balances de energía, medidores de presión y de flujo, selección del diámetro de tubería y criterios de escalamiento para que el alumno pueda utilizar esta información en clase y participen en ellas en forma autodidáctica, además de que sean capaces de identificar los diferentes aspectos que se involucran en la selección de un equipo de bombeo.

OBJETIVO PARTICULAR 1

Recopilar, seleccionar y analizar información bibliográfica y hemerográfica, que permita estructurar el presente trabajo.

OBJETIVO PARTICULAR 2

Desarrollar ejemplos de aplicación para cada uno de los temas desarrollados.

NOMENCLATURA

A = área (m)

A^* = constante cuyo valor es diferente para cada accesorio.

a y p = parámetros que dependen del espesor de la tubería.

a^{**} = costos anuales expresados como una fracción del equipo instalado.

b = costos fijos anuales de mantenimiento expresados como fracción del costo del equipo instalado.

C_p = calor específico (kcal/kg °C)

c = relación existente entre el esfuerzo de fluencia y el esfuerzo de corte en la pared de la tubería (σ / σ) (adimensional)

c = coeficiente de descarga

C = costo de energía única.

°C = grado centígrado

CCP = costo de capital de tubería.

CCPS = costo de capital de estación de bombeo

D = diámetro de tubería (m)

D_F = diámetro del flotador (m)

D_{ec} = diámetro económico

DFP = diagrama de flujo de proceso

DTI = diagrama de tuberías e instrumentación

ΔE = energía total por unidad de masa del fluido. (N m/kg)

E = eficiencia del motor y la bomba expresada como fracción.

E_a = energía de activación de flujo (kcal/mol)

EC = costo de energía requerida por la bomba.

E_c = energía cinética (N m/kg)

E_i = energía interna (N m/kg)

f = fuerza (N)

F_p = fuerzas de presión

F_i = fuerzas inerciales

F_v = fuerzas viscosas

F_g = fuerzas de gravedad

F_D = fuerzas de arrastre

F_r = relación del costo total de accesorios y relación al costo total de tuberías.

g = aceleración de la gravedad = $9.81 \text{ (m/s}^2\text{)}$

g_c = constante de conversión de unidades¹ (kg m/N s^2)

h = altura (m)

h_f = pérdidas de energía por fricción (N m/kg)

K = índice de consistencia (Pa s^n)

K_c = índice de consistencia de Casson

K = grado Kelvin

k = parámetro de flujo

L = longitud de tubería (m)

L_{tubo} = longitud del tubo entre los puntos A y B (m)

L_e = longitud equivalente (m)

L_{max} = longitud máxima (m)

m = masa (kg)

M = torque (N m)

n = índice de comportamiento al flujo (adimensional)

$NPSH_{\text{disponible}}$ = cabezal de presión de succión para bombas centrífugas (Pa)

$NIPA$ = cabezal de presión de succión para bombas de desplazamiento
positivo (Pa)

ΔP = caída de presión (Pa)

$\Delta P_{\text{permisible}}$ = caída de presión permisible (Pa)

P = presión (Pa)

P_A = presión en el punto A (Pa)

P_B = presión en el punto B (Pa)

$P_{\text{atmosférica}}$ = presión atmosférica (Pa)

$P_{absoluta}$ = presión absoluta (Pa)
 $P_{manometrica}$ = presión manométrica (Pa)
 $P_{hidrostatica}$ = presión hidrostática (Pa)
 $P_{estatica}$ = presión estática (Pa)
 $P_{sistema}$ = presión del sistema (Pa)
 $P_{cilindro}$ = perímetro del cilindro.(m)
 P_{vapor} = presión de vapor (Pa)
 PM = perímetro mojado (m)
 Q_{abs} = calor (kcal/h)
 Q = flujo volumétrico (m^3/s)
 r = radio (m)
 r_{cono} = radio del cono
 R = constante de los gases ideales
 (R) = radio hidráulico (m)
 $^{\circ}R$ = grado Rankin
 T = temperatura
 TC = costo total
 U = energía interna (N m/kg)
 v = velocidad del fluido (m/s)
 v_0 = velocidad en el centro del tubo (m/s)
 V = volumen (m^3)
 v_e = volumen específico
 V_m = velocidad promedio (m/s)
 V_{max} = velocidad máxima en le centro del tubo
 W = torque (RPM)
 W_f = trabajo de flecha (N m)
 W_s = trabajo de entrada y salida del fluido (N m)
 w_s = peso específico de la esfera.

w_g = peso específico de los gases.

w_m = peso específico del mercurio.

w_{fs} = peso específico del fluido.

W_f = trabajo de flecha (N m/kg)

W = trabajo (N m/kg)

X = costo de compra de la tubería por pie de longitud cuando $12 D=1$ in.

Y = vida económica de la tubería.

Z = altura relativa (m)

Z_c = corrección de Bagley

Letras griegas

α = corrección de la energía cinética (adimensional)

Ω = velocidad angular (s^{-1})

Δ = diferencia

ε = rugosidad de las paredes de tubería (m)

$\dot{\gamma}$ = velocidad de corte (s^{-1})

γ = deformación

ϕ = factor de corrección para el modelo que describe el comportamiento al flujo para Herschel-Bulkley (adimensional)

β = factor de corrección para el modelo que describe el comportamiento al flujo para plástico de Bingham (adimensional)

η = viscosidad (Pa s)

η_{ap} = viscosidad aparente (Pa s)

η_p = viscosidad plástica (Pa s)

η_c = eficiencia de la bomba.

ν = viscosidad cinemática

ρ = densidad (kg/m^3)

σ = esfuerzo de corte (Pa)

σ_0 = esfuerzo de corte inicial (Pa)

σ_p = esfuerzo de corte en la pared (Pa)

σ_{St} = tensión superficial

θ = tiempo (s)

ψ = primer coeficiente de esfuerzo (Pa s²)

Números adimensionales

Bm = número de Bingham (adimensional) $\frac{\sigma_0 D}{v \eta_p}$

Eu = número de Euler (adimensional) $\frac{P}{\rho v^2}$

F = factor de fricción de Fanning (adimensional) $\frac{\Delta P D}{2L \rho v^2}$

F = factor de fricción de Darcy (adimensional) $\frac{2 \Delta P D}{L \rho v^2}$

Fr = número de Froude (adimensional) $\frac{v^2}{Lg}$

He = número de Hedstrom (adimensional) $\frac{D^2 \sigma_p \rho}{(\eta \phi_p)^2}$

K_F = coeficiente de resistencia de accesorios (adimensional)

Re = número de Reynolds (adimensional) $\frac{Dv\rho}{\eta}$

Re_{gen} = número de Reynolds generalizado para fluidos no newtonianos (adimensional)

Re_B = número de Reynolds para el modelo de Bingham (adimensional) $\frac{Dv\rho}{\eta_p}$

We = número de Weber (adimensional) $\frac{Lv^2 \rho}{\sigma g s}$

W = número de Weissenberg (adimensional) $\frac{\phi \Omega}{\eta}$

CAPITULO I

SISTEMA DE UNIDADES Y ANALISIS DIMENSIONAL

Con el fin de entender la importancia de la utilización de un sistema de unidades en cualquier reporte técnico, es necesario conocer las unidades básicas, así como las que se derivan de éstas.

Por ello en este capítulo se pretende que los alumnos:

1. Identifiquen las unidades fundamentales en el Sistema Internacional e Inglés.
2. Realicen conversiones de unidades.
3. Realicen el análisis dimensional para cualquier fenómeno físico.

a) Magnitud de las cantidades físicas

La magnitud de una cantidad física es el producto de su valor numérico y la unidad física seleccionada. Por lo tanto, el valor numérico es el cociente de la magnitud y la unidad (Gieck, 1993). Entonces, por definición,

$$\text{Magnitud} = \text{valor numérico} \times \text{unidad}$$

Si se selecciona una unidad n veces mayor, el valor numérico se reduce en la fracción $1/n$; recíprocamente, si se adopta una unidad $1/n$ veces menor, el valor numérico es n veces mayor. El producto de valor numérico y unidad es constante, y la magnitud dada de una cantidad física es invariable en el cambio de unidad (Gieck, 1993). Por ejemplo:

$$L = 15 \text{ m} = 15 \times 10^{-3} \text{ km} = 15 \times 10^3 \text{ mm}$$

b) Tipos de ecuaciones.

1. Ecuaciones de cantidades. Estas son las fórmulas normales en las que los símbolos corresponden a cantidades físicas. Permiten evaluar una cantidad sustituyendo las restantes por su magnitud (valor numérico por unidad). Al

efectuar el cálculo se obtiene la magnitud de la cantidad por determinar. Por

ejemplo, si en la fórmula $t = \frac{2s}{v}$, se sabe que $s = 80 \text{ m}$ y $v = 8 \text{ m/s}$,

resulta entonces (Gieck., 1993):

$$t = \frac{2s}{v} = \frac{(2)(80 \text{ m})}{8 \text{ m/s}} = \frac{160 \text{ s}}{8} = 20 \text{ s}$$

2. Ecuaciones de cantidades ajustadas. En estas ecuaciones cada símbolo de cantidad aparece dividido entre su correspondiente unidad (Gieck., 1993). Por ejemplo,

$$F_m = 40 \left(\frac{B}{T} \right)^2 \left(\frac{A}{\text{cm}^2} \right) \text{N} = 40 \left(\frac{0.9 \text{ T}}{\text{T}} \right)^2 \left(\frac{5 \text{ cm}^2}{\text{cm}^2} \right) \text{N} = 162 \text{ N}$$

3. Ecuaciones de unidades. Conversión. Estas ecuaciones presentan la relación de equivalencia entre unidades (Gieck., 1993). Por ejemplo,

$$1 \text{ m} = 100 \text{ cm} \qquad 1 \text{ N} = 1 \text{ kg m/s}^2$$

Para efectuar la conversión de unidades, la equivalencia se expresa como un factor de valor numérico igual a la unidad. Así, de las ecuaciones anteriores,

$$1 = \frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}} = \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \qquad 1 = \frac{1 \text{ kg m}}{1 \text{ N s}^2} = \frac{1 \text{ N s}^2}{1 \text{ kg m}}$$

Lo anterior permite obtener una magnitud en la unidad deseada, a partir de una ecuación de cantidades físicas. Por ejemplo,

$$f = ma$$

Si

$$m = 30 \text{ kg}$$

$$a = 4 \text{ cm/s}^2$$

y se quiere obtener f en Newton

$$f = (30 \text{ kg})(4 \text{ cm/s}^2) = 30 \text{ kg} \left(\frac{1 \text{ N s}^2}{1 \text{ kg m}} \right) \times 4 \frac{\text{cm}}{\text{s}^2} \left(\frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \right) = 1.2 \text{ N}$$

c) La metrología internacional

En el tiempo de la Revolución Francesa, el sistema de pesos y medidas usado en el mundo era incoherente y confuso, por lo que integrantes del comercio internacional, científicos y eruditos de esta era intercambiaron información y desarrollaron un razonable sistema de pesos y medidas llamado sistema métrico, el cual fue adoptado por la mayoría de los países en el mundo. En 1960, la Conferencia General de Pesos y Medidas revisó y simplificó el viejo sistema métrico y lo llamó Sistema Internacional de Unidades ("Système International d'Unités"), comúnmente abreviado **SI**. La última revisión fue en la conferencia internacional en 1971. En la actualidad las normas las establece y actualiza la Oficina Internacional de Pesos y Medidas (Bureau International des Poids et Mesures (BIPM)), con sede en Sèvres, Francia (Granet, 1988).

Actualmente en México se recomienda el uso de el sistema Internacional de Unidades, por lo cual la secretaria de economía estableció la norma NOM-008-SCFI-2002, Sistema General de Unidades de Medida (ver Anexo 3)

Para los ingenieros existe una gran confusión entre las unidades de peso y masa. En la literatura abundan unidades como libra fuerza, libra masa, kilogramo fuerza, kilogramo masa, pero es importante mencionar que en el SI la unidad base para la masa (no peso o fuerza) es el kilogramo, y ésta es usada para indicar la cantidad de materia en un cuerpo, la cual nunca varía y es independiente de la fuerza de gravedad (Granet, 1988).

Este sistema incluye cuatro clases de unidades (Gieck, 1993):

1. Unidades fundamentales o básicas.
2. Unidades suplementarias o complementarias.
3. Unidades derivadas.
4. Unidades auxiliares

1. Unidades básicas

El SI, tiene siete unidades básicas que corresponden a las cantidades físicas fundamentales del sistema, y son como sigue:

Cantidad fundamental	Nombre de la unidad	Símbolo de la unidad
Longitud (L)	metro	m
Masa (m)	kilogramo	kg
Tiempo (t)	segundo	s
Temperatura termodinámica	Kelvin	K
Corriente eléctrica (i)	ampere	A
Intensidad luminosa (I)	candela	cd
Cantidad de sustancia (n)	mol	mol

Cuadro 1. Unidades básicas (Gieck, 1993, Barry, 1995).

El símbolo de cada unidad está estandarizado y es el mismo en todos los países.

Hay muchas reglas que se deben tomar en cuenta (Granet, 1988):

- La unidad de longitud es el metro y el kilogramo es la unidad de masa. La unidad de fuerza es el Newton, una unidad derivada.
- Los símbolos no deben escribirse en forma plural.
- Después de un símbolo no poner punto.

2. Unidades suplementarias

Cantidad Suplementaria	Nombre de la unidad	Símbolo de la unidad
Angulo plano	radián	rad
Angulo sólido	steradián	sr

Cuadro 2. Unidades suplementarias (Gieck, 1993).

3. Unidades derivadas

Estas unidades se obtienen de la combinación algebraica de las unidades básicas y de las suplementarias

Cantidad Derivada	Nombre de la unidad	Símbolo	Equivalencias
Frecuencia	Hertz	Hz	ciclo/s
Fuerza	Newton	N	kg m/s^2
Presión y tensión mecánica	Pascal	Pa	$\text{N/m}^2 = \text{kg/m s}^2$
Trabajo, energía, cantidad de calor	Joule	J	$\text{N m} = \text{kg/s}^2$
Potencia	watt	W	J/s
Cantidad de electricidad	Coulomb	C	A s
Capacidad eléctrica, potencial eléctrico, tensión, diferencia de potencial, fuerza electromotriz	volt	V	W/A
Capacidad eléctrica	farad	F	A s/v
Resistencia eléctrica	ohm	Ω	V/A
Conductancia eléctrica	siemens	S	Ω^{-1}
Flujo de inducción magnética, flujo magnético	weber	Wb	V s
Densidad de flujo magnético, inducción magnética	tesla	T	Wb/m^2
Inductancia	henry	H	V s/A
Flujo luminoso	lumen	lm	cd sr
Iluminación	lux	lx	lm/m^2

Cuadro 3. Unidades derivadas (Gieck, 1993, Barry, 1995).

Las reglas para estas unidades son las siguientes (Granet, 1988, Barry, 1995).

- Las unidades que se deriven de nombres propios deben escribirse con mayúscula la primera letra y la segunda con minúscula.
- Los nombres de las unidades no deben escribirse con mayúscula excepto que sea el inicio de una oración.
- Los símbolos siempre deben escribirse en singular.
- Después de un símbolo no debe ser seguido por un punto, a menos que esté al final de una oración.
- Después de un valor numérico se debe dejar un espacio y después poner el símbolo, por ejemplo 1.88 mm
- El punto sólo se debe de usar como punto decimal.
- Los valores numéricos con cuatro cifras o más deben separarse a cada lado de la marca decimal (punto) en grupos de tres, mediante un espacio pequeño, o puede ser omitido este espacio, ejemplo:

61 354 000, 0.982 030 o bien 61354000 0.982030

Las comas no son usadas para separar dígitos en grupos de tres.

- En el caso de valores numéricos menores que la unidad se usa siempre el cero antes de la marca decimal. Ejemplo,

0.152, 0.000 130

- El producto entre dos unidades debe de ser indicado entre los nombres de las unidades o los símbolos de ellas, debido a que sin el espacio se puede prestar a confusión. por ejemplo,

Newton metro, o bien N m

m s⁻¹, pero no ms⁻¹ debido a que puede ser el símbolo de milisegundo.

- El símbolo que se usa para indicar el cociente entre unidades derivadas o compuestas, es (/). Para mayor claridad pueden utilizarse exponentes negativos y no se debe usar más de una raya diagonal en la expresión.

Ejemplo,

m kg / (s³ A), pero no m kg /(s³/A)

O bien,

m s⁻¹, J kg⁻¹ K⁻¹,

4. Unidades auxiliares

Se admite definitivamente el empleo, junto con las unidades del SI, de las siguientes unidades (Granet, 1988):

Tiempo:	minuto	(min)
	hora	(h)
	día	(d)

Ángulo plano:

	grado	(°)
	minuto	(')
	segundo	('')

De este modo, la tonelada (t), es igual a 10^3 kg, y el litro (L), es equivalente a 10^{-3} m³.

Las escalas de temperatura más usadas son tres: Kelvin (K), la cual pertenece al sistema internacional (escala termodinámica), Celsius (°C) llamado anteriormente 'centígrado', y Fahrenheit (°F) (escalas absolutas). El punto en ambas escalas de temperatura representa el punto de fusión y ebullición del agua pura a una atmósfera. La escala Celsius va desde 0 °C (punto de congelación del agua) hasta 100 °C (punto de ebullición del agua) (Granet, 1988, Theunis, 2002).

La relación con la escala Kelvin es:

$$T(\text{en Kelvin}) = T(\text{en } ^\circ\text{C}) + 273.15$$

También se admite la unidad de presión bar (b), igual a 10^5 N/m², se tiene que:

$$\begin{aligned} 1 \text{ b} &= 10^5 \text{ Pa} &&= 100 \text{ kPa} \\ 1 \text{ mb} &= 100 \text{ Pa} &&= 10^5 \text{ mPa} \end{aligned}$$

5. Múltiplos y submúltiplos: prefijos

Para ampliar o reducir el tamaño de una unidad SI se utilizan los múltiplos y submúltiplos de la misma, que se obtienen aplicando como factores, potencias del número 10. Para los múltiplos se tiene una sucesión que aumenta en 10^3 cada vez, y para los submúltiplos la reducción progresiva es en 10^{-3} . A fin de indicar lo

anterior se utilizan prefijos que se aplican al nombre de la unidad SI. Tales prefijos son:

Nombre	Símbolo	Valor multiplicativo
Múltiplos		
Yotta	Y	10^{24}
Zetta	Z	10^{21}
Exa	E	10^{18}
Peta	P	10^{15}
Tera	T	10^{12}
Giga	G	10^9
Mega	M	10^6
Kilo	k	10^3
Hecto	h	10^2
Deka	da	10^1
Submúltiplos		
Deci	d	10^{-1}
Centi	c	10^{-2}
Mili	m	10^{-3}
Micro	μ	10^{-6}
Nano	n	10^{-9}
Pico	p	10^{-12}
Femto	f	10^{-15}
Atto	a	10^{-18}
Zepto	z	10^{-21}
Yocto	y	10^{-24}

Cuadro 4. Prefijos (Gieck, 1993, Barry, 1995).

En el caso del kilogramo, sus múltiplos y submúltiplos se forman tomando como base la unidad auxiliar gramo (g), igual a 10^{-3} kg por ejemplo, miligramo (mg) ($= 10^{-3}$ g = 10^{-6} kg), microgramo (μ g) ($= 10^{-6}$ g = 10^{-9} kg), etc.

> Los prefijos se colocan junto a las unidades (Granet, 1988) Ejemplo,

MN (megaNewton)

kJ (kiloJoule)

d) Sistema inglés de unidades

Cantidad Fundamental	Nombre	Símbolo
Longitud	Pies	ft
Tiempo	Segundos	s
Fuerza	Libras	lb
Masa	slug	slug (lb s ² /ft)

Cuadro 5. Sistema Inglés de Unidades (Granet, 1988).

La dificultad del uso del sistema inglés es que las unidades de masa y fuerza son definidas de forma independiente, esto se le atribuye a las dos leyes de Newton: La primera "La ley de la Gravedad" y la segunda "La ley del Movimiento", las cuales involucran la fuerza y la masa.

$$f = ma \quad (1.1)$$

Para algunos profesionales el análisis de sistemas de flujo de fluidos, han empleado la unidad de lb_m como la unidad de masa en lugar del slug

$$m = \frac{f}{a} = \frac{\text{lb}}{\text{ft/s}^2} = \frac{\text{lb s}^2}{\text{ft}} = \text{slug}$$

Para el caso de las lb_r:

$$f = ma = (\text{lb}_m) \left(\frac{\text{ft}}{\text{s}^2} \right) = \frac{\text{lb}_m \text{ ft}}{\text{s}^2}$$

Como se observa en la ecuación anterior las unidades obtenidas no corresponden a las unidades de lb_r, por lo que es necesario usar la constante de conversión conocida como g_c para poder tener las unidades de fuerza correspondientes (Mott, 1996). Donde:

$$g_c = \frac{32.2 \text{ lb}_m}{(1\text{lb}_f) \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}} = \frac{32.2 \text{ lb}_m \text{ ft/s}^2}{\text{lb}_f}$$

Entonces para poder convertir de lb_m a lb_f se utiliza una modificación de la ley de Newton, donde $a = g_c$.

Supongamos que para este caso la masa corresponde a 1 lb_m y el valor de g_c es el valor estándar descrito anteriormente. Por lo tanto:

$$f = m \left(\frac{g}{g_c} \right) = (1\text{lb}_m) \left(\frac{32.2 \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}}{32.2 \frac{\text{lb}_m \text{ft/s}^2}{\text{lb}_f}} \right) = 1 \text{lb}_f$$

e) Análisis dimensional

El análisis dimensional es sencillamente una técnica matemática. Sin embargo, no es necesario ser matemático para poder usar dicho análisis. El conocimiento de su utilización le permite al ingeniero ahorrar una cantidad considerable de tiempo en la planeación de experimentos y la correlación de resultados de un experimento o la utilización de correlaciones empíricas preparadas para otros experimentos (Perry y col, 1997).

Para poder aplicar el análisis dimensional a una situación de ingeniería sólo se tienen que conocer las variables involucradas, junto con sus dimensiones. Sólo se necesita utilizar junto con el álgebra fundamental para ahorrar tiempo, dificultades y gastos en las investigaciones experimentales (Perry y col, 1997).

En algunos casos cuando no hay trabajos experimentales, se puede indicar, mediante el análisis dimensional, si se incluye verdaderamente una variable dudosa en algún problema dado.

En todos los casos el análisis dimensional reduce el número de variables experimentales agrupándolas en números adimensionales, logrando con ello uniformidad de escala y con frecuencia, señalará el mejor enfoque experimental para el problema. No obstante, no proporciona información cuantitativa y es preciso realizar experimentos para este fin (Perry y col, 1997).

Entre las aplicaciones se incluyen:

- Desarrollo de ecuaciones y comprobación cualitativa de ellas.
- Reducción del número de experimentos requeridos en una prueba experimental.
- Establecimiento de los principios para el diseño de modelos y el escalamiento de los resultados a diferentes prototipos (ver capítulo VII).

Uno de los problemas en el que se aplica el análisis dimensional es aquel que se refiere a la caída de presión que acompaña al flujo de un fluido por una tubería. En este problema, supóngase que se toman en consideración siete variables: caída de presión, velocidad del fluido, densidad del fluido, viscosidad del fluido, longitud de tubería, diámetro y aspereza de las paredes de la tubería. La aplicación del análisis dimensional a este problema reduce el número de cantidades que se deben de correlacionar de siete variables a cuatro grupos adimensionales de variables y la consideración de la mecánica de fluidos reduce todavía más el número a tres grupos adimensionales (Perry y col, 1997).

Es importante mencionar que no hay ningún criterio para identificar las variables principales de un fenómeno en específico, por lo tanto, si se tiene un problema y se desea conocer cuales son las variables que más influyen en un proceso, se debe hacer una lista de todas las variables involucradas y sólo mediante la experimentación se puede concluir cuales de éstas afectan significativamente al sistema.

Existen tres métodos para poder obtener número adimensionales en un fenómeno en específico y son:

- Método de Rayleigh
- Método π de Buckingham
- Método de análisis dimensional de las ecuaciones de variación

➤ El Método de Rayleigh

Este método (según Perry y col, 1997) se basa en la premisa de que si participan "n" cantidades $Q_1, Q_2, Q_3, \dots, Q_n$ en un fenómeno físico dado su dependencia mutua, para los fines del análisis dimensional, se puede expresar como un producto de las potencias del siguiente tipo:

$$Q_1 = K Q_2^{a_2} Q_3^{a_3} \dots Q_n^{a_n}$$

En donde "K" es una constante adimensional.

En esta ecuación se puede considerar que Q_1 es la cantidad de mayor interés; aunque esa interpretación no es esencial en absoluto para el método. Las Q 's incluirán a todas las variables del fenómeno en estudio, además de todas las constantes exigidas por el sistema adimensional. La exigencia de la homogeneidad del sistema establece ciertas condiciones sobre los valores de $n-1$. Si las "n" variables y las constantes tienen "r" dimensiones primarias, existirá un "r" de condiciones que deberán satisfacer los exponentes constantes de la ecuación anterior.

Es importante mencionar que algunas de las "r" condiciones pueden ser idénticas, lo que reduce el número de condiciones menor que "r". En consecuencia, de las $n-1$ constantes, un mínimo de $n-1-r$ no está restringido por el requisito de homogeneidad dimensional. El resultado final del análisis dimensional por el método de Rayleigh es una disposición de las "n" cantidades en una forma tal que un producto o grupo adimensional que contiene Q_1 se iguala al producto mínimo de $n-1-r$, todos ellos elevados a la potencia representada por uno de los $n-1-r$ exponentes no restringidos. En consecuencia se obtiene como resultado una disposición de las n cantidades en un mínimo de $n-1-r+1=n-r$.

Para fines didácticos se desarrollaran dos métodos (Rayleigh y π de Buckingham) para un mismo fenómeno físico. En el método de Rayleigh se incluirán unidades en todas las variables posibles, por lo que se tendrá un total de siete variables.

Cuando circula un fluido por una tubería de longitud ΔL , con un diámetro interno D , se produce una disminución de la presión $-\Delta P$ a causa de la fricción. Las variables que se cree que participan y sus dimensiones son:

Variable	Símbolo	Unidad básica	Unidad Fundamental
Caída de presión	$-\Delta P$	$\frac{\text{kg}}{\text{m s}^2}$	$\frac{\text{M}}{\text{L } \theta^2}$
Diámetro interno de la tubería	D	m	L
Longitud de la tubería	L	m	L
Aspereza o rugosidad de la tubería	ϵ	m	L
Velocidad lineal del fluido	v	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	$\frac{\text{L}}{\theta}$
Densidad del fluido	ρ	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\frac{\text{M}}{\text{L}^3}$
Viscosidad del fluido	η	$\frac{\text{kg}}{\text{m s}}$	$\frac{\text{M}}{\text{L } \theta}$

Cuadro 6. Variables que participan cuando un fluido circula por una tubería con sus respectivas unidades (Método de Rayleigh)

Como se observa las dimensiones de estas cantidades son combinables dimensionalmente. Por consiguiente, puesto que hay siete cantidades y tres dimensiones primarias, se puede esperar un mínimo de tres ($n-r-1=3$) exponentes no restringidos y un mínimo de cuatro ($n-r = 4$) grupos no dimensionales.

La ecuación básica que relaciona las variables es:

$$-\Delta P = KD^a(L)^b \epsilon^c v^d \rho^e \eta^h$$

La ecuación dimensional corresponde:

$$\frac{M}{L\theta^2} = (L)^a (L)^b (L)^c \left(\frac{L}{\theta}\right)^d \left(\frac{M}{L^3}\right)^e \left(\frac{M}{L\theta}\right)^h$$

$$\Sigma M = 1 = e + h$$

$$\Sigma L = -1 = a + b + c + d - 3e - h$$

$$\Sigma \theta = -2 = -d - h$$

Debido a que ninguna de estas tres ecuaciones es idéntica, ni se puede obtener una mediante una ecuación lineal de las otras dos. Los valores de tres de las constantes se pueden determinar en función de las dos restantes. Si se hace que b, c y h representen esas tres constantes no restringidas, por lo tanto las soluciones para las ecuaciones serán:

$$a = -b - c - h$$

$$d = 2 - h$$

$$e = 1 - h$$

Al sustituir los resultados en la ecuación principal se obtiene:

$$-\Delta P = KD^{-b-c-h} (L)^b \varepsilon^c v^{2-h} \rho^{1-h} \eta^h$$

o bien

$$\frac{(-\Delta p)}{\rho v^2} = K \left(\frac{L}{D}\right)^b \left(\frac{Dv\rho}{\eta}\right)^{-h} \left(\frac{\varepsilon}{D}\right)^c$$

Las siete variables se correlacionan a continuación en forma de tres grupos adimensionales. A partir de consideraciones teóricas, se puede demostrar que la caída de presión $-\Delta P$ es directamente proporcional a la longitud de la tubería L en consecuencia, el exponente b deberá tener un valor de una unidad. El grupo adimensional $\frac{(\Delta P)}{\rho v^2}$ se denomina el número de Euler, E_u . El grupo adimensional

$\frac{Dv\rho}{\eta}$ recibe el nombre de número de Reynolds, Re . Esos dos números tienen

aplicaciones generales en el flujo de fluidos. El grupo adimensional $\frac{\varepsilon}{D}$ se denomina factor de rugosidad de la tubería.

En este ejemplo se escogieron a propósito como exponentes no restringidos b, c y h para obtener resultados en la forma ordinaria. Se hubieran podido seleccionar en la misma forma otros exponentes con la excepción evidente de j, que debe tener el valor de -1 para este ejemplo. Si se hubieran seleccionado a, b y d como exponentes no restringidos hubiera dado como resultado los siguientes grupos adimensionales:

$$\frac{(\Delta P)\varepsilon^2\rho}{\eta^2}, \frac{\varepsilon}{D}, \frac{L}{D}, \frac{\varepsilon v\rho}{\eta}$$

➤ **Método π de Buckingham**

Este procedimiento (según Geankoplis, 1996), se inicia con la lista de variables importantes del problema físico que se estudia, después se determina el número de parámetros adimensionales que puede resultar de la combinación de variables, aplicando el teorema π de Buckingham.

El teorema de Buckingham enuncia que las relaciones fundamentales entre "q" cantidades o variables cuyas unidades pueden expresarse en términos de "u" que pueden escribirse como (q-u) que son llamados grupos adimensionales independientes, a los que se puede llamar pi (π).

Para ilustrar este método se desarrollará el ejemplo anterior introduciendo unidades en el sistema internacional, incluyendo todas las variables posibles, por lo que se tendrá un total de seis variables.

Cuando un fluido incompresible fluye en el interior de un ducto circular de diámetro interno, D , las variables que son importantes para estudiar el movimiento de un fluido en él son:

La caída de presión, $-\Delta P$, la velocidad del fluido, v , el diámetro de tubería, D , la longitud de tubería, L , la viscosidad del fluido, η , y la densidad del fluido, ρ . En este caso la rugosidad de la tubería, ε , no se tomará en cuenta debido a que se supone que el fluido está en régimen laminar (ver Capítulo III).

El número de variables es: $q = 6$, las variables o unidades fundamentales $u = 3$ y son:

Variable	Símbolo	Unidad básica	Unidad Fundamental
Caída de presión	$-\Delta P$	$\frac{\text{kg}}{\text{m s}^2}$	$\frac{\text{M}}{\text{L } \theta^2}$
Diámetro interno de la tubería	D	m	L
Longitud de la tubería	L	m	L
Velocidad lineal del fluido	v	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	$\frac{\text{L}}{\theta}$
Densidad del fluido	ρ	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\frac{\text{M}}{\text{L}^3}$
Viscosidad del fluido	η	$\frac{\text{kg}}{\text{m s}}$	$\frac{\text{M}}{\text{L } \theta}$

Cuadro 7. Variables que participan cuando un fluido circula por una tubería, con sus respectivas unidades (método π de Buckingham)

El número de grupos adimensionales ó $\pi = q - u$ sustituyendo $\pi = 6 - 3 = 3$

Por lo tanto $\pi = f(\pi_2, \pi_3)$

A continuación se selecciona un núcleo de variables que aparezcan en todos los grupos y que contengan entre ellos todas las dimensiones fundamentales. Al seleccionar este núcleo, por lo general, se excluye la variable cuyo efecto se desea aislar; por ejemplo la $-\Delta P$, esto nos deja como variables a la v, D, ρ, η , con las cuales se obtienen tres grupos adimensionales.

Para que sean adimensionales, las variables deben de elevarse a cierta potencia o exponentes a, b, etc.

$$\pi_1 = D^a v^b \rho^c \Delta P^1$$

$$\pi = D^d v^e \rho^f L^1$$

$$\pi_3 = D^g v^h \rho^i \eta^1$$

Primero se considera el grupo:

$$\pi_1 = D^a v^b \rho^c \Delta P^1$$

Se sustituye en la ecuación las unidades fundamentales (dimensiones) de cada variable:

$$M^0 L^0 \theta^0 = L^a \left(\frac{L}{\theta}\right)^b \left(\frac{M}{L^3}\right)^c \frac{M}{L \theta^2}$$

A continuación se igualan los exponentes de L en ambos lados de la ecuación, después de θ y finalmente M

$$L \quad 0 = a + b - 3c - 1$$

$$\theta \quad 0 = b - 2$$

$$M \quad 0 = c + 1$$

Despejando se obtiene que:

$$b = -2$$

$$c = -1$$

Sustituyendo los resultados anteriores en la ecuación para L se obtiene:

$$a = 3(-1) - (-2) + 1$$

$$a = -3 + 2 + 1$$

$$a = 0$$

Ahora se sustituyen los valores en la ecuación del primer grupo o sea

$$\pi_1 = D^a v^b \rho^c \Delta P^1$$

$$\pi_1 = D^0 v^{-2} \rho^{-1} \Delta P^1$$

Y se obtiene: $\pi_1 = \frac{\Delta P}{v^2 \rho}$ que corresponde al número de Euler (Eu)

Para π_1 π_2 se sigue el mismo procedimiento y se obtienen dos números adimensionales:

$$\pi_2 = \frac{L}{D} \quad \text{que corresponde a la longitud equivalente } (Le)$$

$$\pi_3 = \frac{Dv\rho}{\eta} \quad \text{y el número de Reynolds } (Re)$$

Finalmente se sustituye π_1 , π_2 , π_3 . y se obtiene:

$$\frac{\Delta P}{v^2 \rho} = f\left(\frac{L}{D}, \frac{v \rho D}{\eta}\right).$$

Este tipo de análisis es muy valioso para establecer correlaciones empíricas de datos.

➤ Método de Análisis dimensional de las ecuaciones de variación

Según Geankoplis, (1996) en algunas ocasiones cuando se trata de integrar toda una ecuación diferencial que describe una situación de flujo y no en función de una sola variable resulta imposible integrarla. Sin embargo, es posible valerse de la ecuación para determinar que números adimensionales pueden manejarse para correlacionar los datos experimentales de la situación física considerada.

Uno de los ejemplos importantes de este tipo de casos implica el uso de la ecuación de Navier- Stokes, En principio se toma la ecuación siguiente para el componente x de la ecuación de Navier- Stokes en estado estable.

$$v_x \frac{dv_x}{dx} + v_y \frac{dv_x}{dy} + v_z \frac{dv_x}{dz} = g_x - \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dx} + \frac{\eta}{\rho} \left(\frac{d^2 v_x}{dx^2} + \frac{d^2 v_x}{dy^2} + \frac{d^2 v_x}{dz^2} \right)$$

Todos los términos de esta ecuación tiene como unidades fundamentales longitud/ tiempo², ($\frac{L}{\theta^2}$).

Cada uno de los términos de la ecuación tiene un significado físico.

Primero usamos una sola velocidad característica v , y una sola longitud característica L para todos los términos. De esta manera la expresión de cada término de la ecuación es ésta; el lado izquierdo puede expresarse como $\frac{v^2}{L}$ y el lado derecho como g , $\frac{P}{\rho L}$ y $\frac{\eta v}{L^2 \rho}$, respectivamente. Puede escribirse entonces:

$$\left[\frac{v^2}{L} \right] = [g] - \left[\frac{P}{\rho L} \right] + \left[\frac{\eta v}{\rho L^2} \right]$$

El lado izquierdo de la ecuación representa la fuerza de la inercia y los términos del lado derecho representan respectivamente la fuerza de gravedad, la

fuerza de presión y la fuerza viscosa. Al dividir cada término de la ecuación entre la fuerza inercial (v^2/L), y obteniendo el recíproco de cada uno de los términos de las ecuaciones, se llega a los siguientes grupos adimensionales:

$$\left[\frac{v^2/L}{g} \right] = \frac{\text{Fuerza de inercia}}{\text{Fuerza de gravedad}} = \frac{v^2}{gL} = Fr \quad \text{Número de Froude}$$

$$\left[\frac{p/\rho L}{v^2/L} \right] = \frac{\text{Fuerza de presión}}{\text{Fuerza de inercia}} = \frac{p}{\rho v^2} = Eu \quad \text{Número de Euler}$$

$$\left[\frac{v^2/L}{\eta v/\rho L^2} \right] = \frac{\text{Fuerza de inercia}}{\text{Fuerza viscosa}} = \frac{Lv\rho}{\eta} = Re \quad \text{Número de Reynolds}$$

Es importante tener una similitud dinámica para poder obtener datos experimentales con un modelo pequeño y aplicarlo a un prototipo de escala mayor. Puesto que los prototipos a escala industrial son costosos, se ha hecho costumbre estudiarlos con modelos pequeños. Este es un método muy común en el diseño de equipo químico de proceso y en el diseño de barcos y aviones en donde se emplea la similitud geométrica que asegura la equivalencia de las condiciones de frontera adimensionales entre el modelo y el prototipo.

En el Cuadro 5 se muestra algunos números adimensionales que se emplean en el flujo de fluidos, si se quiere mayor información sobre otros números adimensionales ver el capítulo III, el Cuadro 8.

Grupo adimensional	Nombre	Abreviación	Relación de Mecanismos
$\frac{Dv\rho}{\eta}$	Número de Reynolds para fluidos newtonianos	Re	$\frac{\text{fuerza de inercia}}{\text{fuerza viscosa}}$
$\frac{P}{\rho v^2}$	Número de Euler	Eu	$\frac{\text{fuerzas de presión}}{\text{fuerzas de inercia}}$
$\frac{v^2}{Lg}$	Número de Froude	Fr	$\frac{\text{fuerzas de inercia}}{\text{fuerzas de gravedad}}$

$\frac{D^2 \sigma_0 \rho}{(\eta_p)^2}$	Número de Hedstrom	He	$\frac{\text{fuerzas de inercia}}{\text{fuerzas viscosas}}$
$\frac{Dv\rho}{\eta_p}$	Número de Reynolds para el modelo Bingham	Re_B	$\frac{\text{fuerzas de inercia}}{\text{fuerzas viscosas}}$
$\frac{L^3 v^2 \rho}{\sigma_s}$	Número de Weber	We	$\frac{\text{fuerzas de inercia}}{\text{fuerzas de tensión}}$
$\frac{\psi \Omega}{\eta}$	Número de Weissenber	Wi	$\frac{\text{fuerzas centrifugas}}{\text{fuerzas viscosas}}$
$\frac{\Delta PD}{2L\rho \cdot v^2}$	Factor de fricción de Fannig	F	$\frac{\text{fuerzas de esfuerzo en la pared}}{\text{fuerzas inercia}}$

Cuadro 8. Números adimensionales (Foust, 1996, Perry y col, 1997, Steffe, 1996)

D = diámetro del tubo en el punto de la constricción

g = aceleración de la gravedad = 9.81 (m/s²)

g_c = constante de conversión de unidades (kg m/N s²)

L = longitud de tubería (m)

v = velocidad del fluido (m/s)

Ω = velocidad angular (s⁻¹)

ψ = primer coeficiente de esfuerzo (Pa s²)

σ_s = tensión superficial (N m⁻¹)

Δ = diferencia

η = coeficiente de viscosidad aparente (Pa s)

η_p = viscosidad plástica (Pa s)

ρ = densidad (kg/m³)

σ = esfuerzo cortante (Pa)

σ_0 = esfuerzo cortante inicial (Pa)

En la Figura 1 exhibe una de las muchas aplicaciones del uso de los números adimensionales. En esta figura se muestra como el factor de fricción

decrece con valores grandes del número de Reynolds para fluidos que siguen un modelo de tipo Plástico de Bingham e incrementa con valores grandes del número de Hedstrom, la cual puede ser usada en el diseño de modelos. Como está gráfica se pueden encontrar muchas otras en donde se relacionen otros grupos adimensionales. En este manual se mencionarán con mayor detenimiento en los capítulos II y VI.

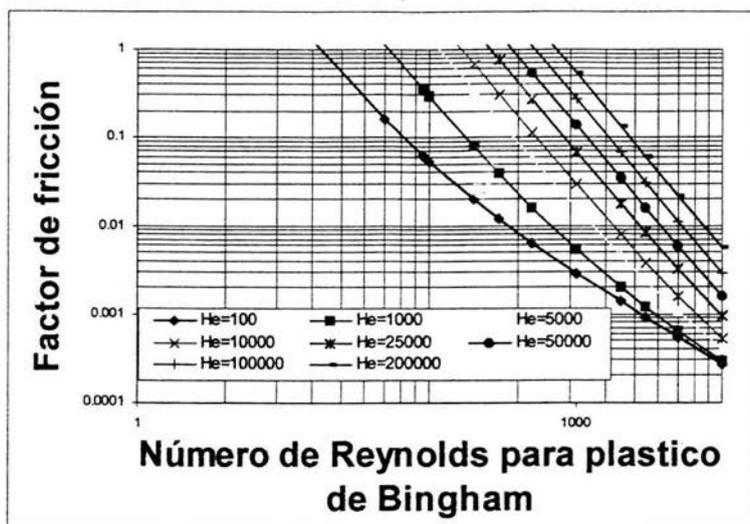


Figura 1. Relación factor de fricción de Fanning en función al número de Reynolds para un fluido con comportamiento que se define por el modelo de Bingham (Steffe, 1996).

f) Ejemplos resueltos

EJEMPLO. SISTEMA DE UNIDADES

- 1) Un cilindro tiene un perímetro de 30 ft y seis veces el radio, si el cilindro contiene agua hasta una altura cuatro veces el radio.

Usando los factores de conversión apropiados. Calcule:

- a) El volumen del tanque en m^3 y ft^3 .

- b) El volumen del agua en m^3 y ft^3 .
- c) La temperatura del agua en $^{\circ}C$, si ésta es 537 R
- d) La masa del agua.
- e) Calcular la presión absoluta en el fondo del tanque.

Solución

a) La ecuación para calcular el perímetro de un cilindro es:

$$P_{cilindro} = \pi D$$

Al despejar de esta ecuación el diámetro se obtiene:

$$D = \frac{30ft}{\pi} = 9.54 ft$$

Conociendo el diámetro del tanque el posible conocer el radio

$$r = \frac{D}{2} = \frac{9.54 ft}{2} = 4.77 ft$$

Para poder calcular la altura del tanque es importante tomar en cuenta lo que se dice en el enunciado, es decir que la altura del tanque es seis veces el radio del tanque.

$$h_{tanque} = (4.77 ft)(6) = 28.64 ft$$

Posteriormente se procede a calcular el volumen del tanque.

$$V = \pi r^2 h$$

Al sustituir los valores se obtiene:

$$V_{tanque} = \pi(28.64 ft)(4.77 ft)^2 = 2047.1 ft^3$$

Debido a que en el problema se requiere tener el resultado en m^3 , es necesario usar factores de conversión

$$2047.1 ft^3 \left(\frac{1 m^3}{35.31 ft^3} \right) = 38.62 m^3$$

b) Para calcular el volumen de agua en el tanque se sigue el procedimiento anterior.

Para poder calcular la altura del tanque es importante tomar en cuenta lo que se dice en el enunciado, es decir que la altura del tanque es cuatro veces el radio del tanque.

$$h_{\text{agua}} = (4.77 \text{ ft})(4) = 19.08 \text{ ft}$$

Posteriormente se procede a calcular el volumen del tanque.

$$V = \pi r^2 h$$

Al sustituir los valores se obtiene:

$$V_{\text{agua}} = \pi(19.08 \text{ ft})(4.77 \text{ ft})^2 = 1363.8 \text{ ft}^3$$

$$1363.8 \text{ ft}^3 \left(\frac{1 \text{ m}^3}{35.31 \text{ ft}^3} \right) = 57.97 \text{ m}^3$$

Nótese como se insertan los factores de conversión de unidades, en estos dos cálculos de modo que las unidades no deseadas aparezcan en el numerador y en el denominador y, por lo tanto, se cancelen.

- c) Para poder calcular la conversión de unidades de la temperatura del agua en °C, es importante conocer la siguiente conversión:

$$K = R \left(\frac{1 K}{1.8 R} \right)$$

Al sustituir los valores se obtiene:

$$537 R \left(\frac{1 K}{1.8 R} \right) = 298 K$$

Para cambiar de K a °C se usa la siguiente ecuación:

$$^{\circ}\text{C} = K \left(\frac{1^{\circ}\text{C}}{1 K} \right) - 273.15^{\circ}\text{C}$$

Al sustituir los valores se obtiene:

$$^{\circ}\text{C} = 298 K \left(\frac{1^{\circ}\text{C}}{1 K} \right) - 273.15^{\circ}\text{C} = 25.15^{\circ}\text{C}$$

- d) Para poder calcular la masa del agua es importante recordar la fórmula de la densidad

$$\rho = \frac{m}{v}$$

Al despejar la masa y sustituir los valores se obtiene:

$$m = \rho v$$

$$m = (1000 \text{ kg/m}^3)(38.62 \text{ m}^3) = 38620 \text{ kg}$$

Para convertir los kg en lb es necesario usar los factores de conversión.

$$38620 \text{ kg} \left(\frac{2.205 \text{ lb}}{1 \text{ kg}} \right) = 85157.1 \text{ lb}$$

e) La presión absoluta en el fondo del tanque se calcula con la siguiente ecuación.

$$P_{\text{hidrostatica}} = \frac{h\rho g}{g_c}$$

El valor de g_c es un factor de corrección de unidades para poder obtener unidades de fuerza y tiene como valor:

$$g_c = 1 \frac{\text{kg m}}{\text{N s}^2} \quad \text{Sistema Internacional}$$

$$g_c = 32.74 \frac{\text{lb}_{\text{masa}} \text{ ft}}{\text{lb}_{\text{fuerza}} \text{ s}^2} \quad \text{Sistema Inglés}$$

Al sustituir los valores en la ecuación de la presión hidrostática se obtiene:

$$P = \frac{(751.1 \text{ m})(1000 \text{ kg/m}^3)(9.81 \text{ m/s}^2)}{1 \frac{\text{kg m}}{\text{N s}^2}} = 7359800 \text{ N/m}^2$$

EJEMPLO. ANALISIS DIMENSIONAL

Para un fluido con comportamiento de acuerdo al modelo de la potencia por el método π de Buckingham

Cuando circula un fluido por una tubería de longitud L , con un diámetro interno D , se produce una disminución de la presión $-\Delta P$ a causa de la fricción.

1. Enlistar las variables involucradas, con sus unidades fundamentales

Variable	Símbolo	Unidad básica	Unidad Fundamental
Caída de presión	$-\Delta P$	$\frac{\text{kg}}{\text{m s}^2}$	$\frac{\text{M}}{\text{L } \theta^2}$
Diámetro interno de la tubería	D	m	L
Longitud de la tubería	L	m	L
Velocidad lineal del fluido	v	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	$\frac{\text{L}}{\theta}$
Densidad del fluido	ρ	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\frac{\text{M}}{\text{L}^3}$
Viscosidad del fluido	η	$\frac{\text{kg}}{\text{m s}}$	$\frac{\text{M}}{\text{L } \theta}$
Índice de consistencia	K	$\frac{\text{kg s}^n}{\text{m s}^2}$	$\frac{\text{M } \theta^n}{\text{L } \theta^2}$
Índice de comportamiento	n	adimensional	adimensional

Cuadro 9. Variables que participan cuando circula un fluido por una tubería con sus respectivas unidades (Método π de Buckingham)

2.-Seleccionar el grupo de variables que aparezcan en todos los grupos y que contengan todas las dimensiones fundamentales. La variable que se desee aislar va elevada a un exponente 1, en cambio las demás variables se elevarían a un exponente a, b, c.

$$\pi_1 = D^a v^b \rho^c \Delta P^1$$

$$\pi_1 = D^d v^e \rho^f L^1$$

$$\pi_1 = D^g v^h \rho^i K^1$$

3.-Sustituir las unidades fundamentales de cada una de las variables del primer grupo

$$\pi_1 = (L)^a \left(\frac{L}{\theta}\right)^b \left(\frac{M}{L^3}\right)^c \left(\frac{M}{L\theta^2}\right)^1$$

4.- Para cada una de las variables fundamentales en cada grupo, formar ecuaciones dependiendo a la localización del exponente, es decir si está en el numerador el signo es positivo y si se encuentra en el denominador es negativo.

*PARA EL GRUPO 1

$$\sum M = 0 = c + 1$$

$$\sum L = -0 = a + b - 3c - 1$$

$$\sum \theta = 0 = -b - 2$$

5.- Al Despejar las ecuaciones anteriores

$$c = -1$$

$$b = -2$$

$$a = 1 + 3c - b$$

6.-Sustituir los resultados anteriores para obtener a .

$$a = 1 + 3(-1) - (-2)$$

$$a = 1 - 3 + 2 = 0$$

7.- Sustituir los resultados anteriores en la ecuación principal para el grupo 1.

$$\pi = D^0 v^{-2} \rho^{-1} \Delta P$$

8.- Al ordenar los términos se obtiene:

$$\pi_1 = \frac{\Delta P}{\rho v^2}$$

9.- Realizar los pasos anteriores para el grupo 2 y 3.

PARA EL GRUPO 2

$$\pi_2 = (L)^d \left(\frac{L}{\theta}\right)^e \left(\frac{M}{L^3}\right)^f (L)^g$$

$$\Sigma M = 0 = f$$

$$\Sigma L = -0 = d + e - 3f + 1$$

$$\Sigma \theta = 0 = -e$$

Al despejar d y sustituir los valores de f y e se obtiene:

$$d = -1$$

Al sustituir los resultados anteriores para la ecuación principal del grupo 2 se obtiene:

$$\pi_2 = D^{-1} v^0 \rho^0 L^1$$

Al ordenar los términos se obtiene

$$\pi_2 = \frac{L}{D}$$

PARA EL GRUPO 3

$$\pi_3 = (L)^g \left(\frac{L}{\theta}\right)^h \left(\frac{M}{L^3}\right)^i \left(\frac{M \theta^n}{L \theta^2}\right)^1$$

$$\Sigma M = 0 = i + 1$$

$$\Sigma L = -0 = g + h - 3i - 1$$

$$\Sigma \theta = 0 = -h + n - 2$$

Al despejar y al sustituir los valores de i y h en g se obtiene:

$$i = -1$$

$$h = n - 2$$

Al sustituir

$$g = 1 + 3i - h$$

$$g = 1 + 3(-1) - (n - 2)$$

$$g = 1 - 3 - n + 2$$

$$g = -n$$

Al sustituir los resultados anteriores para la ecuación principal del grupo 3 se obtiene:

$$\pi_3 = D^{-n} v^{2-n} \rho^{-1} K$$

Al ordenar los términos se obtiene:

$$\pi_3 = \frac{K}{D^n \rho v^{2-n}}$$

10.- Finalmente se sustituyen los resultados obtenidos en la siguiente ecuación.

$$\pi_1 = \alpha \pi_2 \pi_3$$

$$\frac{\Delta P}{\rho v^2} = \alpha \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v}{D^n \rho v^{2-n}} \right)$$

11.- Al ordenar los términos

$$\frac{\Delta P D}{\rho v^2 L} = \alpha \left(\frac{K}{D^n \rho v^{2-n}} \right)$$

En donde $\frac{\Delta P}{\rho v^2}$ corresponde al número de Euler, $\frac{D}{L}$ corresponde al inverso de la longitud equivalente, $\left(\frac{K}{D^n \rho v^{2-n}} \right)$ corresponde al número de Reynolds generalizado.

Para un fluido con comportamiento de acuerdo al modelo Herschel-Bulkley (Método de Rayleigh)

Cuando circula un fluido por una tubería de longitud L , con un diámetro interno D , se produce una disminución de la presión $-\Delta P$ a causa de la fricción.

1. En listar las variables involucradas, con sus unidades fundamentales:

Variable	Símbolo	Unidad básica	Unidad Fundamental
Caída de presión	$-\Delta P$	$\frac{\text{kg}}{\text{m s}^2}$	$\frac{\text{M}}{\text{L } \theta^2}$
Diámetro interno de la tubería	D	m	L
Longitud de la tubería	L	m	L
Velocidad lineal del fluido	v	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	$\frac{\text{L}}{\theta}$
Densidad del fluido	ρ	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\frac{\text{M}}{\text{L}^3}$
Viscosidad del fluido	η	$\frac{\text{kg}}{\text{m s}}$	$\frac{\text{M}}{\text{L } \theta}$
Índice de consistencia	K	$\frac{\text{kg s}^n}{\text{m s}^2}$	$\frac{\text{M } \theta^n}{\text{L } \theta^2}$
Índice de comportamiento	n	adimensional	adimensional
Esfuerzo cortante inicial	σ_0	$\frac{\text{kg}}{\text{m s}^2}$	$\frac{\text{M}}{\text{L } \theta^2}$

Cuadro 10. Variables que participan cuando circula un fluido por una tubería, con sus respectivas unidades (Método de Rayleigh)

2.-Poner ΔP en función de sus variables

$$\Delta P = f(D, L, v, \rho, K, \sigma_0, n)$$

3.- Elevar las variables a un exponente y multiplicarlas por una constante α

$$\Delta P = \alpha D^a L^b v^c \rho^d K^e \sigma_0^f$$

4.-Sustituir las unidades fundamentales de cada una de las variables.

$$\frac{\text{M}}{\text{L } \theta^2} = (\text{L})^a (\text{L})^b \left(\frac{\text{L}}{\theta}\right)^c \left(\frac{\text{M}}{\text{L}^3}\right)^d \left(\frac{\text{M } \theta^n}{\text{L } \theta^2}\right)^e \left(\frac{\text{M}}{\text{L } \theta^2}\right)^f$$

5.- Para cada una de las variables fundamentales, formar ecuaciones dependiendo a la localización del exponente, es decir, si esta en el numerador el signo es positivo y si se encuentra en el denominador es negativo.

$$\begin{aligned}\sum M = 1 &= d + e + f \\ \sum L = -1 &= a + b + c - 3d - e - f \\ \sum \theta = -2 &= -c + ne - 2e - 2f\end{aligned}$$

6.- Debido a que ninguna de estas cuatro ecuaciones es idéntica, ni se puede obtener una mediante una ecuación lineal de las otras dos. Por lo tanto se despejara el exponente que tiene menor número de unidades fundamentales:

$$\begin{aligned}d &= 1 - e - f \\ c &= 2 - 2e + ne - 2f\end{aligned}$$

7.- Sustituir los despejes anteriores en la ecuación para L.

$$\begin{aligned}-1 &= a + b + c - 3d - e - f \\ -1 &= a + b + (ne - 2e + 2 - 2f) - 3(1 - e - f) - e - f \\ -1 &= a + b + ne - 2e + 2 - 2f - 3 + 3e + 3f - e - f \\ 0 &= a + b + ne \\ a &= -b - ne\end{aligned}$$

8. Sustituir los resultados anteriores en la ecuación principal.

$$\Delta P = \alpha(D)^{-b-ne}(L)^b(v)^{ne-2e+2-2f}(\rho)^{1-e-f}(k)^e(\sigma_0)^f$$

9.- Reagrupando los exponentes.

$$\Delta P = [D^{-1}L]^b [D^{-n}v^n v^{-2} \rho^1 K]^e [\rho^{-1}v^{-2} \sigma_0]^f [v^2 \rho]$$

10.- Ordenar las variables dependiendo del signo del exponente.

$$\Delta P = \alpha \left[\frac{L}{D} \right]^b \left[\frac{K}{D^n v^{n-2} \rho} \right]^e \left[\frac{\sigma_0}{\rho v^2} \right]^f$$

11.- Al ordenar los términos se obtiene:

$$\frac{\Delta P D}{L v^2 \rho} = \alpha \left[\frac{K}{D^n v^{n-2} \rho} \right]^e \left[\frac{\sigma_0}{\rho v^2} \right]^f$$

En donde $\frac{\Delta P}{\rho v^2}$ corresponde al número de Euler, $\frac{D}{L}$ corresponde al inverso

de la longitud entre el diámetro, $\alpha \left[\frac{K}{D^n v^{n-2} \rho} \right]^\epsilon$ corresponde al número de Reynolds

generalizado para un fluido que sigue un comportamiento de la potencia,

$\left[\frac{\sigma_0}{\rho v^2} \right]^\zeta$ corresponde a la relación entre el número de Reynolds y el número de

Bingham $\left[\frac{\sigma_0 D}{v \eta_p} \right]$.

CAPITULO II

REOLOGIA

Para llevar a cabo la selección de cualquier equipo de bombeo es necesario conocer las propiedades reológicas del fluido que se desea transportar.

Es por ello que en este capítulo se pretende que los alumnos:

1. Distingan entre un sólido, líquido y gas.
2. Comprendan el significado del término reología.
3. Comprendan las propiedades que tienen vínculo con el movimiento de un fluido.
4. Identifiquen y clasifiquen los modelos que describen el comportamiento reológico de los fluidos.
5. Distingan entre viscosímetros y reómetros, así como las ventajas y desventajas de uso de cada uno de ellos.

Introducción

Desde el punto de vista físico, la mayor parte de los materiales pueden ser convenientemente clasificados dentro de una de las tres fases: sólido, líquido o gas. Por lo cual resulta necesario describir de una manera más extensa esta clasificación.

1. Clasificación física de los materiales

Resnick (1994) agrupa a los materiales en sólidos y líquidos (llamados también materia condensada), estos tienen ciertas propiedades en común, por ejemplo, son relativamente incompresibles a la vez que su densidad permanece relativamente constante cuando varía su temperatura (manteniendo constante otras propiedades, como la presión).

En nuestra experiencia cotidiana, tenemos una idea clara de la diferencia entre fluidos y sólidos, pero, como suele suceder en la ciencia, las experiencias cotidianas se obtienen dentro de circunstancias muy limitadas, y explorarlas demasiado lejos puede conducir a conclusiones incorrectas.

Partiendo de la experiencia podemos proponer la distinción siguiente: el sólido conserva su forma mientras que el fluido fluye para adoptar la forma de su recipiente, por otra parte, ciertas sustancias no pueden ser clasificadas con tanta facilidad. Por ejemplo, el vidrio debería clasificarse como fluido; aunque parece que mantiene su forma, el vidrio fluye durante un periodo grande de tiempo. Las ventanas de vidrio que han permanecido durante muchos años son, si las medimos más gruesas en la parte inferior que en la parte superior.

Microscópicamente, los diversos tipos de materia se diferencian entre sí de la siguiente manera:

Los **sólidos** son capaces de soportar una variedad de esfuerzos que incluyen la tensión, la compresión y el corte, entre otros. Los sólidos pueden soportar y transmitir tales esfuerzos debido a que existen fuerzas relativamente fuertes entre sus moléculas y porque tienen un orden de largo alcance, es decir, sus moléculas están dispuestas de manera ordenada, como los tabiques en una pared, de modo que no se puede desplazar a un átomo fácilmente de un lugar sin desplazar también a muchos otros átomos.

En los **líquidos**, las distancias intermoleculares son generalmente más grandes que en los sólidos; de ahí que las fuerzas intermoleculares, que varían fuertemente con la distancia, tiendan a ser más débiles en los líquidos que en los sólidos.

Muchos líquidos son, como los sólidos, incompresibles, de modo que los líquidos soportan y transmiten esfuerzos de compresión; por ejemplo, los sistemas hidráulicos que dependen de esta propiedad de los fluidos.

Hasta un grado limitado, los líquidos pueden soportar también esfuerzos de tensión, sin embargo, los líquidos no pueden soportar esfuerzos cortantes porque las capas del líquido se deslizan entre sí con gran facilidad.

En el caso de los alimentos, existe una gran diversidad de materiales y comportamientos, que son muy difíciles de diferenciar en la clasificación del tipo de material del cual se trata. Los hay sólidos, líquidos y con propiedades intermedias, conocidos como materiales viscoelásticos (semisólidos o semilíquidos).

2. Reología

Introducción

En términos generales la reología juega un papel importante en el control de calidad, en la optimización de procesos, en la formulación de productos y en forma eventual en modificaciones en la formulación del producto. A través del estudio de la reología no es posible evaluar la estructura o características moleculares del producto, pero sí es posible evaluar las propiedades macroscópicas en el sistema dado (Lapasin y Pricl, 1995).

El estudio reológico de las propiedades en un producto final es un paso fundamental en el control de calidad para la evaluación del comportamiento del producto y en la forma que se va a comportar el producto en la práctica diaria.

En la industria de alimentos es muy importante estar evaluando la consistencia final del producto del cual va a depender la aceptación de éste por parte del consumidor (Lapasin y Pricl, 1995).

Esté es un problema que se debe de tomar muy en serio en la industria de alimentos, no solamente porque el comportamiento de los alimentos sea complejo, sino porque las condiciones de uso a las cuales se desarrolla el producto son complejas (Lapasin y Pricl, 1995).

La naturaleza de los alimentos, su variabilidad y su diverso comportamiento son algunas razones para catalogar de forma separada el comportamiento al flujo.

Por ejemplo, el comportamiento reológico de la leche, mantequilla y jugo de frutas son descritos por separado. (Rao, 1999).

Una de las aplicaciones del estudio de la reología de alimentos, tiene una relación básica con los parámetros reológicos y el estudio de las sensaciones en la boca (Rao, 1999).

Las mediciones de las propiedades reológicas pueden ser el camino más conveniente para conocer el posible comportamiento de un alimento al momento de ser procesado o transportado en tuberías. (Shoemaker y col., 1986).

Al estudio físico del comportamiento mecánico de los materiales se le denomina *reología*, es una rama de la física que puede definirse como la ciencia que estudia las propiedades mecánicas (el flujo y la deformación) de los gases, líquidos, plásticos, sustancias asfálticas, materiales cristalinos y la manera en que éstos responden a un esfuerzo aplicado. Por lo tanto, el campo de la reología se extiende, desde la mecánica de modelos newtonianos por una parte, hasta la elasticidad de Hooke por otra. La región comprendida entre ellas corresponde a la deformación y flujo de todos los tipos de materiales pastosos y suspensiones (Resnick, 1994).

Existen razones fundamentales así como diversas situaciones que justifican el estudio del comportamiento reológico de los cuerpos (Steffe, 1996):

- Contribuye al conocimiento de su estructura; por ejemplo, existe cierta relación entre el tamaño y forma molecular de las sustancias en disolución y su viscosidad, así como entre el grado de entrecruzamiento de los polímeros y su elasticidad.
- Las medidas reológicas sobre materias primas y los productos en elaboración, que son de gran utilidad para el control de los procesos; como ejemplo, el control reológico de la masa durante la elaboración del pan.
- En el diseño de las máquinas; es preciso que tolvas, tuberías, bombas, mezcladores, homogeneizadores, etc., se adecuen a las características de los productos con los que van a ser utilizados. En ingeniería, se

trabaja con un factor de seguridad, que involucra la eficiencia de las máquinas, mientras mayor sea el conocimiento reológico de los productos, más eficientes serán las tolvas y las bombas, así como toda la maquinaria a utilizar.

- Las características reológicas de un producto influyen de manera considerable en su aceptación en el mercado; por ejemplo, la extensibilidad de la margarina, la viscosidad de los batidos y la dureza de la carne.
- En las pruebas de vida de anaquel de un producto o materia prima.
- En un estudio reológico para la deducción de ecuaciones y correlaciones que involucren los parámetros reológicos de los distintos fluidos, es decir, las constantes que permiten conocer de manera aproximada el comportamiento real de un fluido.

La reología resulta pues, una herramienta que nos ofrece una diversidad de aplicaciones en la industria de alimentos. Sin embargo, existen dificultades en las valoraciones reológicas. Una de ellas consiste en la enorme diversidad de materiales existentes, otro se deriva del distinto comportamiento que cualquier material ofrece al variar las condiciones en que se observa, que un cuerpo se comporte como sólido o como líquido depende de la magnitud de la fuerza que se le aplique.

Para resolver la dificultad que supone la casi infinita diversidad de materiales, se toman puntos de referencia (patrones), constituidos por sustancias ideales. Todos los sólidos exhiben algunas características propias de los líquidos: menos uno, el sólido ideal que, por definición, carece de estas propiedades líquidas. De igual modo, existe un líquido que también por definición, carece de cualquiera de las propiedades típicas de los sólidos: el líquido ideal.

Al **sólido ideal** se le llama sólido de Hooke, en memoria de Robert Hooke (1635-1705). El **líquido ideal** (líquido newtoniano) deriva su nombre de Sir Isaac Newton (1642-1726).

Ambos constituyen auténticos límites del comportamiento reológico y carecen de estructura, son isotrópicos (exhiben idénticas propiedades en todas las direcciones) y siguen con precisión sus respectivas leyes.

Combinando estos dos sistemas ideales, se obtienen otros intermedios: el modelo de Bingham, por ejemplo, que representa un plástico ideal, y los de Maxwell y Kelvin-Voigt, que representan el líquido y el sólido visco-elásticos ideales, respectivamente.

Para solucionar el problema del distinto comportamiento de los materiales al modificar las condiciones de estudio, se deben especificar las condiciones en que se efectúan las determinaciones. La experiencia demuestra la existencia de ciertas condiciones prácticas, adecuadas para llevar a cabo los ensayos y experimentaciones necesarias, en las que pueden despreciarse, por ejemplo, la elasticidad del agua y la viscosidad de las rocas.

3. Fluido

Resnick (1994) define a un fluido como una sustancia que presenta la propiedad de que una porción de la misma puede desplazarse respecto a otra, esto es, puede fluir, de manera espontánea dentro de los recipientes que los contienen, venciendo las fuerzas de atracción entre las moléculas que originan una resistencia interna a este desplazamiento relativo.

Existe una gran variedad de fluidos, de manera muy general los podemos clasificar en dos: líquido y gas, la diferencia entre estos es obviamente la masa y el volumen que ocupan.

Las propiedades macroscópicas (físicas) de un fluido reflejan su estructura molecular. Algunas de estas propiedades son muy significativas en cuanto a que afectan la forma en que el fluido reacciona ante las fuerzas aplicadas o movimientos que la superficie del fluido experimenta y son de interés fundamental para comprender la mecánica de fluidos. Otras propiedades, como las eléctricas o las magnéticas, pueden afectar a un flujo sólo en circunstancias poco comunes,

aunque es posible que tengan grandes consecuencias para otros fenómenos físicos; como es el caso de la propagación de ondas electromagnéticas en un fluido.

A continuación se explican las propiedades que tienen un vínculo con el movimiento del fluido.

Densidad

La densidad de un fluido es la razón de la masa del fluido, con respecto a su volumen. El símbolo que representa esta propiedad es la letra griega " ρ " y sus unidades son kg/m^3 (Mott, 1996.)

La densidad de un fluido afecta su flujo de dos formas distintas. En primera instancia la densidad determina el volumen unitario de fluido y, por lo tanto, su aceleración cuando dicho volumen se somete a una fuerza dada. Esto es que un fluido de menor densidad requiere de menor fuerza para ser acelerado. De manera semejante, la fuerza gravitatoria por unidad de volumen se determina a partir de la densidad del fluido.

La densidad de un fluido es una función de su temperatura y presión. A presión constante, al aumentar la temperatura de un líquido su densidad disminuye en virtud de que una masa constante de fluido se expande con el aumento en la temperatura. A temperatura constante, al aumentar la presión sobre un líquido, éste se comprime y su densidad aumenta (Resnick, 1994).

4. Métodos de estimación del comportamiento mecánico de los Fluidos

Para expresar o estimar el comportamiento mecánico de los alimentos, existen dos procedimientos (Resnick, 1994):

- *Método sensorial.*- consiste en tocar, estrujar, morder o masticar el alimento y describir las sensaciones recogidas. Las apreciaciones de este tipo varían ampliamente con el individuo que las realiza.
- *Métodos físicos.*- existen del tipo empíricos y fundamentales. En este tipo de método el valor apreciado no depende del individuo que efectúa

la medición, que se realiza instrumentalmente, estos métodos se consideran más objetivos que los anteriores.

En flujo de fluidos nos interesa estimar únicamente el comportamiento mecánico de los alimentos mediante los métodos fundamentales los cuales proporcionan datos que se expresan en términos de kilogramos, metros y segundos. Los resultados obtenidos no dependen del método usado, salvo en lo que se refiere al margen de error experimental. Reducir a estas tres unidades básicas todos los resultados constituye una gran ventaja, no sólo porque son fácilmente comprensibles, sino también porque se trata de tres unidades cuyos patrones son fácilmente accesibles. Los alimentos son, por desgracia, reológicamente demasiado complicados; las determinaciones fundamentales suelen ser en ellos muy laboriosas, exigen mucho tiempo y no proporcionan respuestas simples. Aparte los métodos empíricos pueden reunir una información muy valiosa, aunque no sean comparables los resultados obtenidos utilizando distintas metodologías. La ventaja de estos estriba en que son más rápidos y simples que las determinaciones fundamentales, el inconveniente de los mismos consiste en que los resultados son específicos del instrumento empleado, además de que estas pruebas tienen que ser correlacionadas estrictamente con el comportamiento del producto, de lo contrario, su valor es muy dudoso.

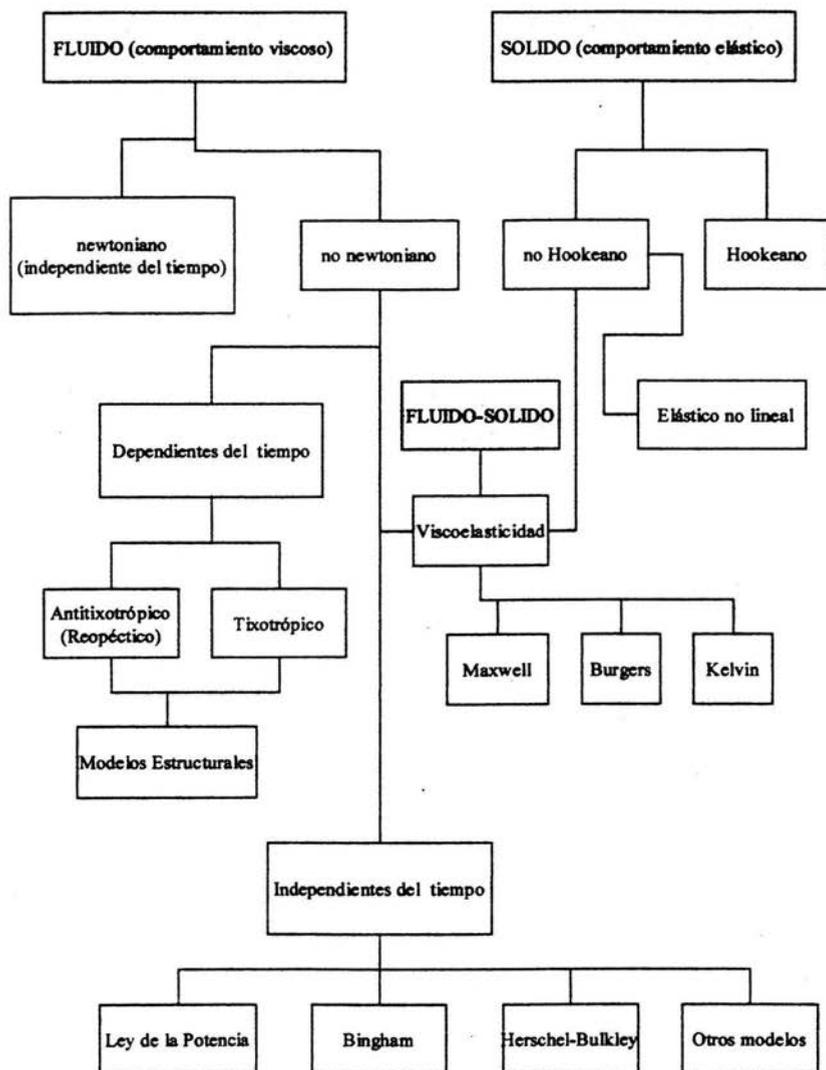
5. Clasificación de los modelos que describen a los fluidos, ecuaciones y gráficas

En la tarea de clasificar el comportamiento de los distintos fluidos existentes, se han ideado o propuesto una serie de modelos reológicos ideales. Estos modelos reológicos son modelos matemáticos que involucran ciertos parámetros reológicos (constantes que permiten conocer de manera aproximada el comportamiento real de un fluido).

La clasificación de los fluidos puede realizarse de manera gráfica gracias a los *reogramas*, obtenidos a partir de instrumentos como los reómetros, los cuales nos permiten conocer de manera indirecta, parámetros como la velocidad de corte

" $\dot{\gamma}$ ", y el esfuerzo de corte " σ ", además de los parámetros reológicos mencionados, se puede obtener la gráfica del modelo matemático que le corresponde.

De esta manera, la diversidad de fluidos existentes, pueden clasificarse de manera general de la siguiente forma:



Cuadro 11. Clasificación de los diferentes modelos que describen el comportamiento reológico de los fluidos (Steffe, 1996).

Es importante mencionar que los modelos anteriores no son los únicos existentes, pero sí los modelos más simples matemáticamente y los demás modelos están en función de ellos.

Otro factor que hay que tomar en cuenta son los instrumentos con los que se realizan las determinaciones reológicas (reómetros) debido a que operan en un intervalo de velocidades limitado, es decir que las velocidades utilizadas no son velocidades muy grandes ni velocidades muy bajas, en el intervalo de velocidades que se maneja la mayoría de los fluidos se ajustan a estos modelos reológicos, aunque algunos fluidos complejos siguen el comportamiento de otros modelos.

6. Definición de los diferentes modelos que describen los comportamientos reológicos de los fluidos

Antes de definir los diferentes comportamientos reológicos de los fluidos es necesario definir el esfuerzo de corte (σ) y la velocidad de corte ($\dot{\gamma}$).

Cuando se le aplica un esfuerzo (fuerza por unidad de área) a un material (vector de primer orden), este puede ser de tres tipos: tensión, corte o cizalla y volumétrico dando como resultado un movimiento con cierta intensidad, sentido y dirección que se puede manifestar en tres direcciones x, y o z que dependen de la superficie en la que fue aplicada dicha fuerza (ver Figura 2). En la mayoría de los casos el movimiento se da en una sola dirección; cuando ésta se da en la misma dirección que el esfuerzo se le conoce como esfuerzo normal σ_{xx} , σ_{yy} , σ_{zz} , (vector de segundo orden o tensor) (ver Figura 2a) pero cuando el movimiento se da en diferente dirección que el esfuerzo, son llamados esfuerzos tangenciales o tensor de esfuerzos. El esfuerzo se identifica por el símbolo σ_{xy} , el primer índice se refiere a la orientación del movimiento y el segundo a la dirección del esfuerzo (ver Figura 2b). Una característica del tensor de esfuerzos es la simetría ($\sigma_{xy} = \sigma_{yx}$), por lo tanto existen únicamente seis componentes independientes (ver Figura 3).

El esfuerzo provoca la deformación del material dependiendo de la magnitud de éste, por consiguiente hay modificaciones reológicas del material a este esfuerzo se le conoce como esfuerzo de corte (Lapasin y Pridl, 1995, Tippens, 1990; Steffe, 1996).

Cuando se aplica un esfuerzo a un material no homogéneo mecánicamente, como los son muchos alimentos, la velocidad relativa resultante puede variar en el producto. Por consiguiente, el cambio en la distancia entre los dos puntos del material relativo a la distancia original se puede tomar como una medida cuantitativa de la velocidad relativa local. A esta relación se le denomina velocidad de corte o velocidad de deformación de corte también llamado tensor cinemático debido a que un cambio de distancia implica una magnitud y una dirección. Lo mismo se aplica a la distancia original entre los puntos considerados. Así una velocidad de corte o velocidad de deformación de corte es un vector dividido por otro vector, dando lugar a un tensor (Rosenthal, 2001).

La velocidad de corte es una consecuencia del esfuerzo de corte, debido a que nos indica la velocidad con la que se deforma el material a través del tiempo.

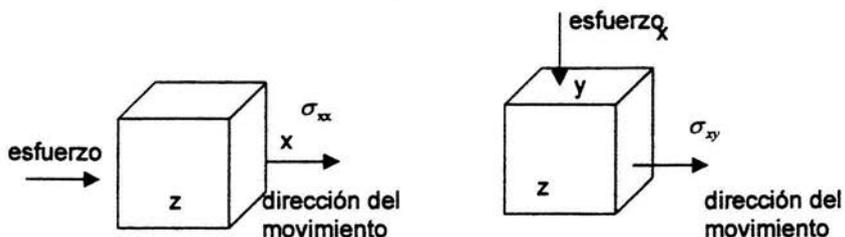


Figura 2. a) Esfuerzo aplicado a un material en dirección x, dando como resultado un movimiento en x σ_{xx} "esfuerzo normal" b) Esfuerzo aplicado a un material en dirección y, dando como resultado un movimiento en x σ_{xy} "esfuerzos tangenciales o tensor de esfuerzo".

$$\sigma = \begin{vmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{yx} & \sigma_{zx} \\ \sigma_{xy} & \sigma_{yy} & \sigma_{zy} \\ \sigma_{xz} & \sigma_{yz} & \sigma_{zz} \end{vmatrix}$$

↓
↘

Tensor de esfuerzo Esfuerzos normales

Figura 3. Matriz del tensor que indica los posibles movimientos del esfuerzo y la dirección del movimiento.

A) Newtoniano (independiente del tiempo)

En condiciones de flujo estable, laminar, estacionario e incompresible, el comportamiento del fluido que siguen la ley de Newton de la viscosidad, es llamado fluido newtoniano (Resnick, 1994.)

La ley de la viscosidad de Newton establece que "el esfuerzo de corte por unidad de área es proporcional al gradiente negativo de la velocidad local". (Muller, 1983.)

El coeficiente de viscosidad η (Pa s) es, por tanto, un término cuantitativo, que se define como el cociente del esfuerzo de corte σ (Pa), dividida entre la velocidad de corte $\dot{\gamma}$ (s^{-1}) es decir:

$$\eta = \frac{\sigma}{\dot{\gamma}} \quad (2.1)$$

Si la viscosidad η es una constante independiente del valor de la velocidad de corte $\dot{\gamma}$, por lo cual la ecuación anterior corresponde a la de un fluido que sigue un comportamiento newtoniano (Muller, 1983).

De acuerdo con la ley de viscosidad de Newton, al representar gráficamente el esfuerzo de corte σ , en función de la velocidad de corte $\dot{\gamma}$, para un fluido determinado, se debe obtener una línea recta que pasa por el origen de coordenadas, y cuya pendiente es la viscosidad η del fluido a una cierta temperatura y presión, como se muestra en la Figura 4.

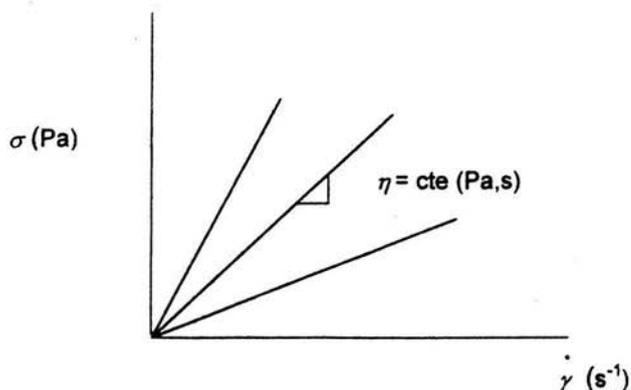


Figura 4. Relación del esfuerzo de corte σ en función de la velocidad de corte $\dot{\gamma}$ para modelos que describen un comportamiento newtoniano (Muller, 1983).

La pendiente de la recta es la viscosidad y es constante para el caso de un fluido newtoniano, no así para uno no newtoniano. Para decidir si un fluido es newtoniano o no, bastaría con observar gráficamente la representación del coeficiente de viscosidad con respecto a la velocidad de corte, y si resulta una constante, estamos hablando entonces de un modelo que describe un comportamiento newtoniano (Figura 5).

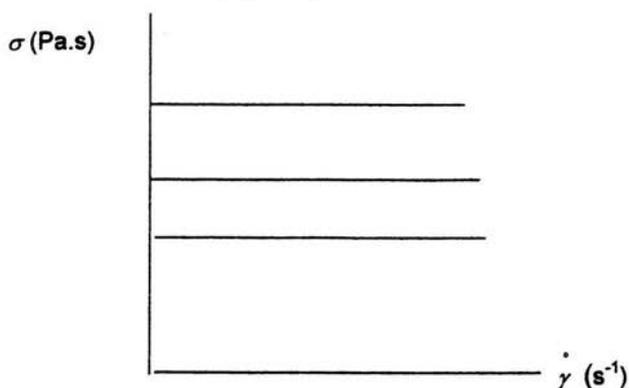


Figura 5. Relación viscosidad η en función de la velocidad de corte $\dot{\gamma}$ para modelos que describen un comportamiento newtoniano.

Al coeficiente de viscosidad se le denomina a veces viscosidad dinámica, para distinguirlo de la viscosidad cinemática ν , que es el coeficiente de viscosidad medido directamente en los viscosímetros capilares de tubo en U, en los que el esfuerzo de corte lo proporciona el propio líquido de alimentación, este esfuerzo no depende sólo de la altura de la columna, sino también de la densidad ρ del líquido. Para convertir la viscosidad cinemática y la viscosidad dinámica, hay que dividir ésta por la densidad.

El coeficiente de viscosidad depende de la temperatura debido a que cuando la temperatura aumenta, el grado de movimiento molecular se incrementa, reduciendo la distancia entre las fuerzas atractivas de las moléculas, por lo tanto la viscosidad del fluido disminuye. Para un gran número de fluidos la dependencia de la temperatura se representa por la ecuación de Arrhenius (Darby, 2001):

$$\eta = \eta_1 \exp\left(\frac{Ea}{RT}\right) \quad (2.2)$$

Donde:

η_1 = viscosidad del fluido (Pa s)

Ea = es la energía de activación de flujo $\frac{\text{kcal}}{\text{mol}}$

R = constante de los gases ideales.

T = temperatura absoluta (K)

Para pulpas y concentrados de frutas Ea varía de 1.9 a 6 kcal/mol (Rao, 1999).

En el caso de los fluidos no newtonianos, cualquier parámetro con las dimensiones de la viscosidad o el mismo significado físico, presentará una dependencia similar a la de la viscosidad en fluidos que siguen un comportamiento newtoniano (Rao, 1999).

La viscosidad explica las pérdidas de energía asociadas al transporte de fluidos en ductos, canales y tubos. Además, la viscosidad desempeña un papel preponderante en la generación de turbulencia. Sobra decir que la viscosidad es una propiedad de los fluidos extremadamente importante en el estudio del flujo de fluidos.

La velocidad de deformación de un fluido está directamente relacionada a la viscosidad del mismo, para un esfuerzo de corte dado, es decir para un fluido muy viscoso la cantidad de movimiento se transfiere más lentamente que uno de baja viscosidad (Potter, 1998).

B) No newtoniano

Cuando un fluido no sigue el comportamiento descrito por la ecuación de la ley de Newton de la viscosidad, se trata de un fluido que presenta un comportamiento no newtoniano.

Un líquido que sigue un comportamiento no newtoniano se define como aquel que exhibe flujo uniforme, y no es constante la relación entre esfuerzo de corte σ y velocidad de corte $\dot{\gamma}$, es decir, la viscosidad no es constante además de que las propiedades del flujo están influenciadas por la velocidad de corte (Rao, 1999).

La Figura 6 muestra que en dichos comportamientos no basta con la determinación de un punto para caracterizar completamente la curva de flujo del líquido.

Para estos casos, en lugar del coeficiente de viscosidad, se usa frecuentemente un "coeficiente de viscosidad aparente" (η_{ap}), que se define como el primero, es decir como el esfuerzo de corte dividido por la velocidad de corte. La viscosidad aparente no es una constante, está en función de la velocidad de corte a temperatura constante.

$$\eta_{ap} = f(\dot{\gamma}) = \frac{\sigma}{\dot{\gamma}} \quad (2.3)$$

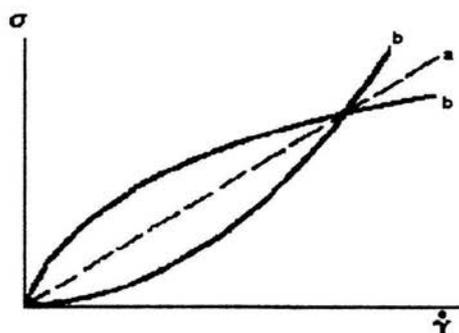


Figura 6. Relación esfuerzo de corte σ en función a la velocidad de corte $\dot{\gamma}$ para modelos que describen un comportamiento a) newtoniano y b) no newtoniano.

(Muller, 1983).

Sin embargo, para los fluidos que siguen un comportamiento no newtoniano, la viscosidad aparente se define dependiendo del tipo de fluido del cual se trate y cambia de manera específica para cada uno de ellos. Estos fluidos pueden dividirse en dos categorías principales, en base en su comportamiento de esfuerzo de corte y de velocidad de corte:

1. - Fluidos en los que el esfuerzo de corte depende del tiempo o duración de la acción cortante (dependientes del tiempo).
2. - Fluidos en los que el esfuerzo de corte es independiente del tiempo o duración de la acción cortante (independientes del tiempo).

Además de su comportamiento no lineal en la relación de esfuerzo de corte y de la velocidad de corte, algunos fluidos que siguen un comportamiento no newtonianos también tienen características elásticas (de sólido), que son una función del tiempo y como resultado reciben el nombre de fluidos viscoelásticos.

1. - Dependientes del tiempo

Los fluidos que siguen un comportamiento dependiente del tiempo son más complejos de analizar, debido a que su viscosidad aparente varía con respecto al tiempo, al gradiente de velocidad, de la historia de flujo y a la temperatura. A este

tipo de fluidos se les conoce como tixotrópicos y antitixotrópicos (reopéticos) (Mott, 1996).

a) Fluidos con comportamiento tixotrópico

Son fluidos más comunes, que exhiben una disminución del esfuerzo de corte σ y la viscosidad aparente η_{ap} con respecto al tiempo, cuando la velocidad de corte $\dot{\gamma}$ es constante. Este esfuerzo de corte tiende a un valor límite que depende de la velocidad de corte.

Entre los principales ejemplos puede incluirse las mayonesas, leche condensada azucarada, alimentos para bebés, yogurt y algunos tipos de almidones (Rao, 1999; Steffe, 1996)

La representación gráfica que le corresponde es similar a la de la fluidificación por cizalla, en cuanto que η_{ap} desciende a medida que aumenta la velocidad de corte, sin embargo el descenso de η_{ap} no está relacionado exclusivamente con la velocidad de corte $\dot{\gamma}$, sino también con el tiempo que dure la deformación. En ambos comportamientos cuando la velocidad de corte desciende o durante el reposo, la viscosidad aparente η_{ap} , retorna a su valor inicial espesándose el producto lentamente hasta recobrar su comportamiento original. Este fenómeno es semejante a la dependencia a la cizalla y es resultado de la reorganización estructural que se pone en evidencia con una disminución o aumento de la resistencia al flujo (Muller, 1993; Rosenthal, 2001).

Una consecuencia directa de este comportamiento es que la viscosidad aparente η_{ap} se ve afectada por todas las manipulaciones que implica el flujo del material, tales como el vertido del material fuera del envase o en el llenado del cuerpo de medida de un reómetro. Esta dependencia de la historia puede afectar fuertemente los resultados de un ensayo reológico (Rosenthal, 2001).

Si el producto es sometido a un aumento del esfuerzo de corte σ seguido de un descenso a una cierta velocidad de corte $\dot{\gamma}$ y la duración del tiempo que el producto es cizallado de modo efectivo a un cierto esfuerzo de corte σ , es más pequeño que el tiempo requerido para llegar al valor de equilibrio de la viscosidad aparente η_{ap} , las representaciones de σ en función de $\dot{\gamma}$ muestran un denominado lazo o bucle de histéresis, como se muestra en la Figura 7. El tamaño de este lazo o bucle de histéresis dependerá de la velocidad mediante la que el esfuerzo de corte σ o la velocidad de corte $\dot{\gamma}$ aumentaron o decrecieron, así como las condiciones de medida (Rosenthal, 2001).

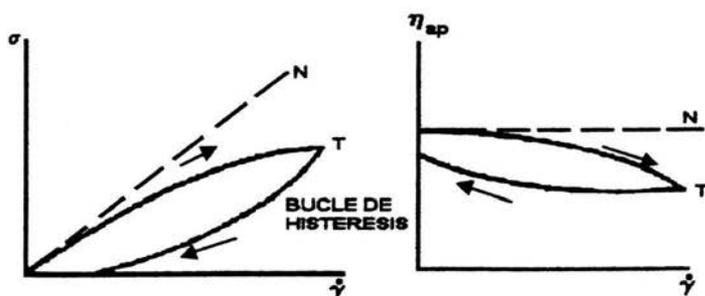


Figura 7. Representación gráfica para fluidos con comportamiento tixotrópico. (Muller, 1983.)

b) Fluido con comportamiento antitixotrópico (reopéctico)

Son fluidos poco comunes, que exhiben un aumento reversible del esfuerzo de corte σ y de la viscosidad aparente η_{ap} con respecto al tiempo cuando la velocidad de corte $\dot{\gamma}$ es constante. Es un espesamiento dependiente del tiempo, en el que, los parámetros de esfuerzo de corte y velocidad de corte no están relacionados linealmente, existen dos valores de velocidad de corte para cada valor de esfuerzo de corte, y a la inversa, como se muestra en la Figura 8; Donde

la línea que representa "R" se refiere al fluido antitixotrópico y la línea de "N" al fluido newtoniano (Muller, 1983).

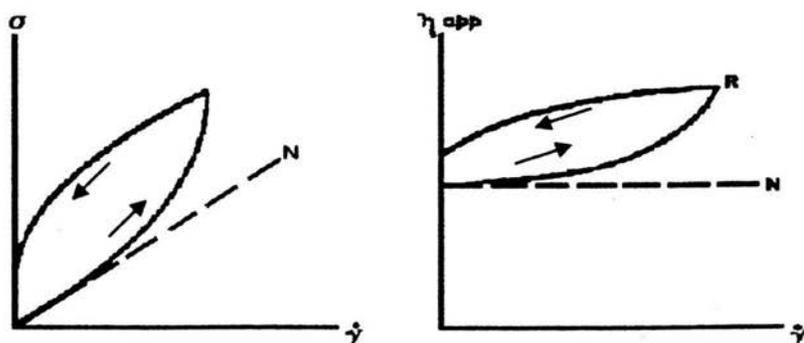


Figura 8. Gráfica de flujo para modelos que describen un comportamiento antitixotrópico (reopécticos) (Muller, 1983).

En algunos procedimientos de diseño para los fluidos que presentan comportamientos tixotrópicos y antitixotrópicos (reopécticos), cuando se trata de un flujo estable en tuberías, se usan los valores límite de las velocidades de flujo a velocidad de corte constante.

2. - Fluidos con comportamiento independiente del tiempo

Son aquellos en los que el valor de la viscosidad no cambia con respecto al tiempo de observación, siempre y cuando la velocidad de corte sea constante (Muller, 1983).

Dentro de los cuales se encuentran:

a) Fluidos con comportamiento de la Ley de la potencia (espesante a la cizalla y fluidificante a la cizalla):

También llamados fluidos "Ostwald - Waele". La viscosidad aparente η_{ap} depende de la velocidad y del esfuerzo de corte aplicado.

En los sistemas espesante a la cizalla (dilatantes) y fluidificante a la cizalla (pseudoplásticos) la relación en función del esfuerzo de corte σ y de la velocidad

de corte $\dot{\gamma}$ no está expresada por una línea recta, pero es única. A cada valor de esfuerzo de corte σ , le corresponde un solo valor de velocidad de corte $\dot{\gamma}$. Por esta razón la gráfica se puede describir matemáticamente de la siguiente forma:

$$\sigma = K \dot{\gamma}^n \quad (2.4)$$

donde K y n son constantes, K ha sido denominada como índice de consistencia y n como índice de comportamiento de flujo. Este último constituye una medida del grado de desviación del comportamiento newtoniano y ayuda a describir convenientemente los comportamientos que dependen del valor del índice de comportamiento al flujo n es decir (Muller, 1983; Lapasin y Pricl, 1995):

Si " n " = 1, el producto es newtoniano y " K " = coeficiente de viscosidad (η).

Si " n " es mayor que 1, se produce un espesamiento y el producto es espesante a la cizalla (dilatante).

Si " n " es menor que 1, se produce adelgazamiento y el material es fluidificante a la cizalla (pseudoplástico). Véase Figura 9.

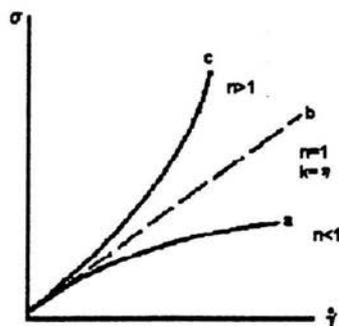


Figura 9. Gráfica de esfuerzo de corte σ en función de la velocidad de corte $\dot{\gamma}$ para modelos que describen un comportamiento a) fluidificante a la cizalla y c) espesante a la cizalla. (Muller, 1993.)

Es importante hacer notar que el modelo de la ley de la potencia sólo es válido para un intervalo medido. La ecuación no permite la extrapolación gráfica K

y n no tienen bases físicas, son una pura descripción matemática de una gráfica experimental. Sin embargo, tiene considerable valor práctico. Este modelo no debe usarse si el esfuerzo de corte σ y la velocidad de corte $\dot{\gamma}$ no están unívocamente relacionados, porque en este caso a cada valor de esfuerzo de corte σ le corresponden varios valores de velocidad de corte $\dot{\gamma}$ (Muller, 1983).

- **fluidificante a la cizalla (pseudoplasticidad)**

Los líquidos que siguen un comportamiento fluidificante a la cizalla (pseudoplásticos) son menos espesos cuando se someten a altas velocidades de corte que cuando se cizallan lentamente. La viscosidad aparente η_{ap} depende en ellos de la velocidad de corte $\dot{\gamma}$, pero no del tiempo durante el que están sometidos al esfuerzo de corte σ . La Figura 10 de σ en función de $\dot{\gamma}$ no es una línea recta (Muller, 1983)

La velocidad de corte $\dot{\gamma}$ aumenta en proporciones más altas que el esfuerzo de corte σ , de manera que la viscosidad aparente η_{ap} desciende a medida que aumenta la velocidad de corte $\dot{\gamma}$ (Rosenthal, 2001).

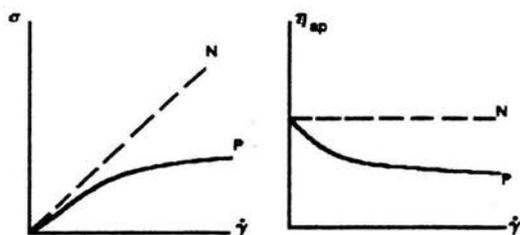


Figura 10. Gráfica de flujo para modelos que describen un comportamiento fluidificante a la cizalla (Muller, 1983)

Algunos ejemplos de alimentos que presentan este tipo de comportamiento son: concentrado de frutas, crema, purés de frutas y vegetales (Rao, 1999)

- **espesante a la cizalla (Dilatancia)**

Es un fenómeno de espesamiento independiente del tiempo, se trata de lo opuesto a fluidificante a la cizalla. En la Figura 11, se puede observar que la relación del esfuerzo de corte σ en función de la velocidad de corte $\dot{\gamma}$ no es lineal pero los valores del esfuerzo de corte σ y la velocidad de corte $\dot{\gamma}$ están unívocamente relacionados, la viscosidad aparente η_{ap} aumenta al aumentar la velocidad de corte $\dot{\gamma}$.

Algunos ejemplos de alimentos que presentan este tipo de comportamiento son: dulces, algunas mieles para bebés y suspensiones con alto contenido de almidón (Theunis,2002).

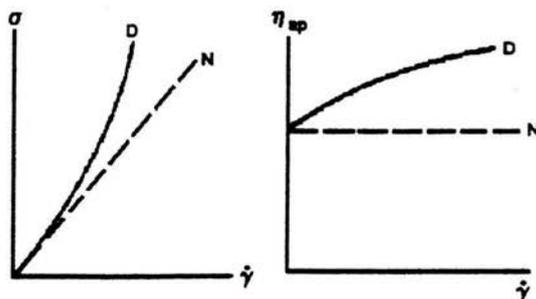


Figura 11. Gráfica de flujo para modelos que describen un comportamiento espesante a la cizalla (dilatante) (Muller, 1983).

b) Fluidos con comportamiento de acuerdo al modelo plástico de Bingham

Estos requieren de un esfuerzo de corte inicial σ_0 antes de que empiece el flujo. Una vez que empieza el flujo se tiene una pendiente lineal de la curva en la

gráfica de esfuerzo de corte en función con la velocidad de corte, lo cual indica una viscosidad aparente constante (Mott, 1996, Rosenthal, 2001).

Algunos ejemplos de alimentos que presentan este tipo de comportamiento son: licor de chocolate y la salsa de tomate caliente (Theunis,2002).

c) Fluidos con comportamiento de acuerdo al modelo Herschel-Bulkley

Una característica importante de los fluidos que siguen un comportamiento "Herschel-Bulkley" es que presentan un esfuerzo de corte inicial σ_0 , es decir, requiere de una fuerza que le permita fluir. Por debajo de esta fuerza se comporta como un sólido. Esta característica que se debe de tomar en cuenta en cálculos ingenieriles (Steffe, 1996; Rosenthal, 2001). Algunos alimentos que presentan este tipo de comportamiento son algunas emulsiones (Theunis,2002).

Podemos decir que la diferencia entre un fluido que siguen un comportamiento Bingham y uno Herschel-Bulkley radica precisamente en el parámetro n (Índice de comportamiento de flujo), y en el comportamiento de cada fluido con respecto a su viscosidad aparente. Y aunque ambos necesitan de un esfuerzo de corte inicial, un fluido que sigue un comportamiento Bingham una vez que inicia el flujo se comporta como un fluido que siguen un comportamiento newtoniano, es decir, que su viscosidad aparente es constante. Sin embargo para un fluido que siguen un comportamiento Herschel-Bulkley una vez que inicia el flujo, tiene un comportamiento tipo potencia, es decir, que su viscosidad aparente no es una constante.

7. Esfuerzo de corte inicial o fuerza de cedencia σ_0

Para el comportamiento Herschel-Bulkley y plástico de Bingham se tiene la presencia de un fenómeno muy especial denominado esfuerzo de corte inicial σ_0 , también llamado 'fuerza de cedencia', definido comunmente como el esfuerzo crítico por debajo del cual no existe el flujo (Barnes y Walters, 1985).

La existencia de este fenómeno ha sido sumamente cuestionado usando el argumento de que los materiales presentan un tiempo estimado suficiente para

fluir y de que se necesita un equipo muy sensible para medirlo. Se ha demostrado experimentalmente que el valor de un esfuerzo de corte inicial está claramente asociado con las especificaciones del equipo usado para evaluarlo (Barnes y Walters, 1985).

Un criterio importante en la medición del esfuerzo de corte inicial σ_0 es la escala de tiempo utilizada en la observación del flujo (horas, meses o minutos) puesto que existen materiales que en un tiempo corto de observación (segundos) aparentemente no fluyen, sin embargo en un tiempo mayor (días o hasta semanas) si fluyen. Es ahí en donde radica la importancia de una utilización correcta de las escalas de tiempo. Y por lo tanto, importa también en la medición del esfuerzo de corte inicial o fuerza de cedencia σ_0 (Astarita, 1990).

En la práctica, es más interesante conocer si un fluido fluiría o no en un intervalo de esfuerzos y bajo una escala de tiempo determinados que estudiarlo en condiciones límite si el objetivo es tener un material sumamente fluido embotellado o moverlo mediante una bomba, por ejemplo. La presencia de una fuerza de cedencia depende de la precisión del equipo y de la escala de tiempo utilizados en la observación (Giboreau y col., 1993).

Existen varias opciones para evaluar la fuerza de cedencia para los fluidos que la presentan y no es característica para cada uno, la mejor técnica no ha sido identificada. Diferentes aplicaciones requieren diferentes métodos. Algunos de los métodos para evaluar esta fuerza de cedencia se muestran en el Cuadro 12. Uno de ellos se refiere a la extrapolación de la curva en la gráfica de esfuerzo de corte y velocidad de corte en la intersección a cero hasta la velocidad de corte (Steffe, 1996.)

Cheng (1986) escribió acerca de una excelente investigación acerca del esfuerzo de corte inicial o fuerza de cedencia σ_0 y mostró que las magnitudes de los valores medidos están fuertemente relacionados con el deslizamiento, el aumento en la tensión, la tixotropía, y con las características dependientes del tiempo. Él describe un concepto de esfuerzo de cedencia estático y dinámico, los que tienen un valor práctico en las evaluaciones reológicas de los fluidos alimenticios. Algunos alimentos como las papillas para bebés tienen una

estructura que se rompe fácilmente al presentarse un movimiento, en este caso el esfuerzo de corte inicial medido será determinado de la extrapolación de una curva de equilibrio, el cual será llamado esfuerzo de corte inicial dinámico o esfuerzo de cedencia dinámico. En el caso contrario, en donde el fluido presente una estructura más estable es decir que esta no se rompa fácilmente. esfuerzo de corte inicial medido será el esfuerzo de corte inicial estático o esfuerzo de cedencia estático. El esfuerzo de corte inicial estático (ver Figura 12) puede ser mayor que el esfuerzo de corte inicial dinámico. Si el material recobrará su estructura durante un corto periodo de tiempo (lo cual es inusual en alimentos), entonces el promedio de los parámetros, puede ser usado para describir totalmente el comportamiento reológico del fluido (Steffe, 1996).

Método	Descripción de los parámetros de medida	Referencia
Extrapolación	Gráfica del esfuerzo de corte Vs velocidad de corte, curva extrapolada hasta velocidad de corte cero	Ofoli, 1987. Keentok, 1982. Yoshimura, 1987.
Extrapolación	Gráfica viscosidad aparente Vs esfuerzo de corte, curva extrapolada a viscosidad aparente infinita	Van Wazer, 1963. Keletunc y Peleg, 1984.
Esfuerzo de estrujamiento	Esfuerzo final en un estrujamiento	Lang y Rha, 1981.
Esfuerzo de compresión	Esfuerzo final en un extractor de vuelta (bomba anular)	Steffe y Osorio, 1987.
Esfuerzo de flujo inicial	Reometría de esfuerzo controlado midiendo el	James, 1987.

	esfuerzo mínimo requerido para fluir en geometrías tradicionales: cono y placa, etc.	
Esfuerzo de flujo inicial	Esfuerzo para mover un plato vertical sumergido	Dejee, 1980.
Esfuerzo de flujo inicial	Esfuerzo para causar movimiento en un viscosímetro de tubo	Cheng, 1986.

Cuadro 12. Métodos de determinación del esfuerzo de cedencia (σ_0) (Steffe, 1996.)

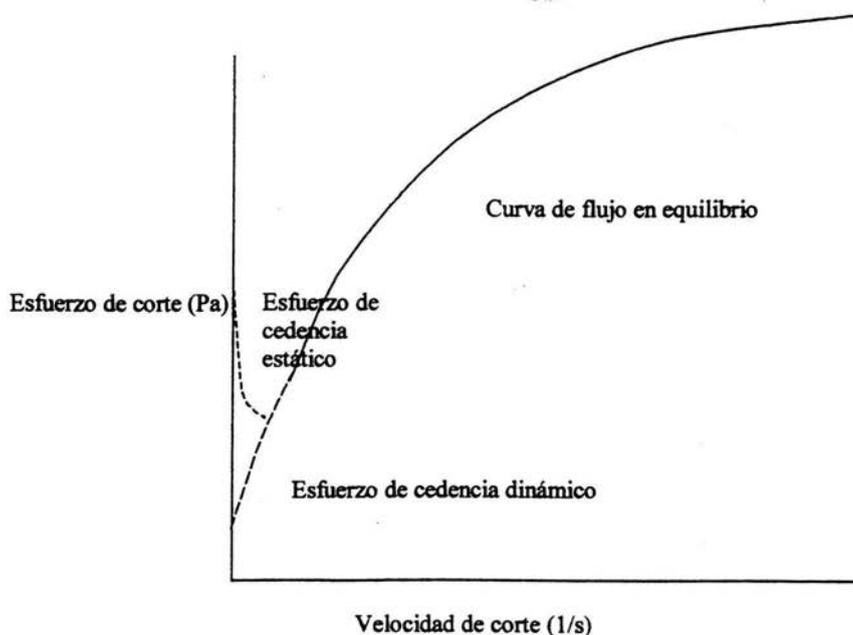


Figura 12. Esfuerzo de cedencia (σ_0) estático y dinámico (Steffe, 1996).

8. Viscosidad aparente para fluidos independientes del tiempo:

La viscosidad aparente η_{ap} para fluidos Bingham y Herschel-Bulkley son determinados de la siguiente manera:

$$\eta_{ap, B} = K + \frac{\sigma_0}{\dot{\gamma}} \quad \text{Bingham} \quad (2.5)$$

$$\eta_{ap, HB} = K \dot{\gamma}^{n-1} + \frac{\sigma_0}{\dot{\gamma}} \quad \text{Herschel-Bulkley} \quad (2.6)$$

La viscosidad aparente η_{ap} para los fluidos newtonianos es constante y se habla entonces de una viscosidad newtoniana η . Figura 13 (Steffe, 1996).

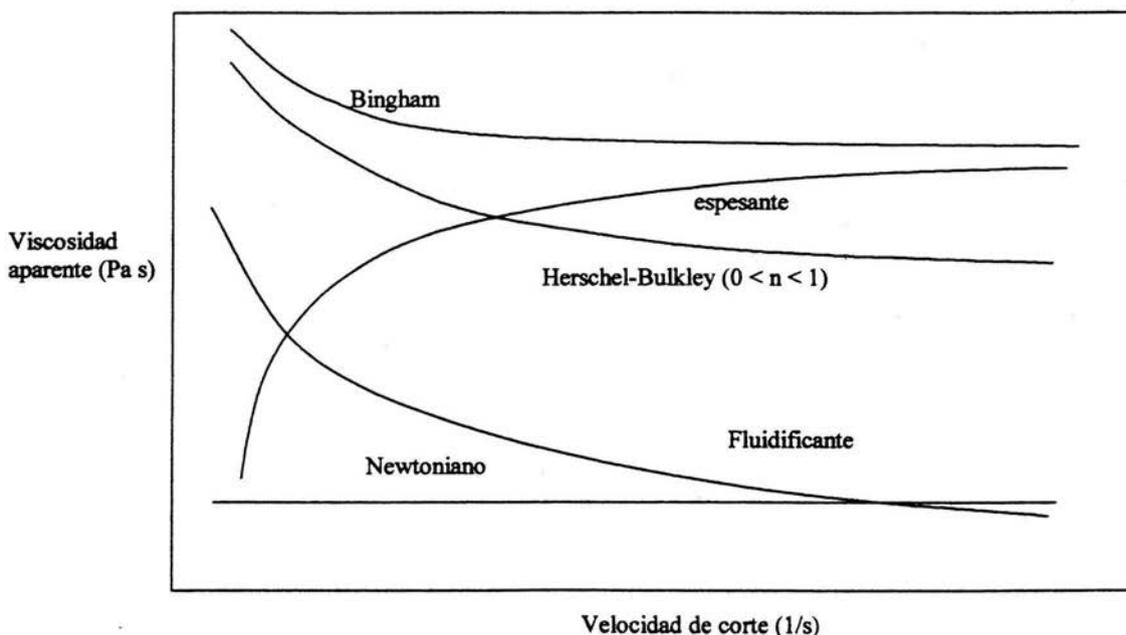


Figura 13. Gráfica de viscosidad aparente para modelos que describen un comportamiento Bingham, fluidificante a la cizalla, espesante a la cizalla y Herschel-Bulkley, (Steffe, 1996).

9. Instrumentos reológicos

Aunque la reología abarca todos los procesos de flujo y deformación de la materia, con los alimentos generalmente se reconoce que la viscosidad aparente es un parámetro reológico muy importante, por ello es necesario el conocimiento de los diferentes instrumentos que pueden medirla (Shoemaker y col, 1986).

Actualmente existe una gran variedad de viscosímetros comerciales que son utilizados en laboratorios de la ciencia de alimentos. Uno de los instrumentos más comunes es el viscosímetro Brookfield cuyo diseño tiene más de 40 años, fue diseñado como un instrumento económico, de fácil uso y que proporcionaba mediciones reproducibles de viscosidad. Existen además, otros instrumentos ampliamente utilizados en reometría los cuales emplean el principio de viscosimetría rotacional (Shoemaker y col, 1986).

Generalmente muchos instrumentos reológicos son llamados reómetros, que difieren de los viscosímetros, puesto que miden otras propiedades reológicas además de la viscosidad como las propiedades viscoelásticas. Por ejemplo, se pueden obtener curvas de flujo, gráficos de viscosidad en función del tiempo, viscosidad en función de la temperatura.

Simultáneamente al desarrollo de instrumentos reológicos se encuentra la incorporación de microcomputadoras a la tecnología de reómetros. Esto permite a la reología de alimentos el ahorro significativo de horas de trabajo en tabulación y cálculo de datos manualmente y nos proporciona la oportunidad de explorar más experimentos innovadores (Shoemaker y col; 1986). Los procedimientos y el equipo para medir la viscosidad son numerosos, diferentes métodos experimentales se utilizan para medir la viscosidad de los fluidos, el más ampliamente adaptado para diseños comerciales es el flujo de fluidos a través de un tubo y durante la mezcla o agitación (rotacional).

Para la determinación de la viscosidad aparente de los alimentos, es necesario llevar a cabo las determinaciones en condiciones especiales, como parámetro reológico importante a determinar, se deben considerar dos aspectos, en primer lugar la viscosidad depende de la velocidad de corte, y en segundo

lugar, la viscosidad no solo depende de la velocidad de corte sino también de la duración de la aplicación de la velocidad.

- a) El primero de estos aspectos es común a todos los líquidos no newtonianos, el segundo lo es solo para aquellos cuyo comportamiento depende del tiempo (fenómenos de tixotropía y antitixotrópicos).

En la descripción de cada uno de los instrumentos reológicos se proporcionan sugerencias de uso para los fluidos que se recomiendan, así como de las pruebas que se pueden realizar en ellos (Muller, 1983).

1. Viscosímetros de tubo.

Los viscosímetros de tubo son muy utilizados en la recopilación de datos reológicos. Estos instrumentos se dividen en tres categorías básicas:

- Viscosímetros capilares de vidrio, muchas veces llamados viscosímetros de tubo en U porque se asemejan a la letra U.
- Viscosímetros capilares de alta presión.
- Viscosímetros de tubo.

Todos establecen una diferencia de presión para ocasionar el flujo. La mayor diferencia entre un viscosímetro capilar y uno de tubo es solamente el diámetro del tubo. Aunque el tamaño no se encuentra claramente definido para saber si un tubo puede llamarse capilar o tubería.

En un viscosímetro de tubo, (ver Figura 14) se determina el caudal de un material debido al gradiente de presión conocido como ΔP (Rosenthal, 2001)

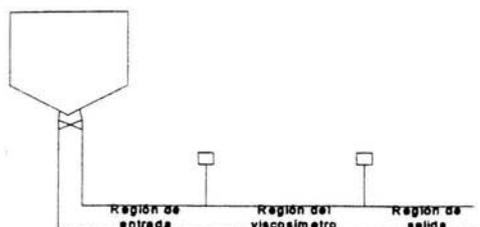


Figura 14 . Viscosímetro de tubo

Consideraciones en la viscosimetría de tubo:

- El flujo ocurre en un tubo horizontal en condiciones isotérmicas e incompresible.
- El flujo es laminar y estacionario.
- No hay deslizamiento en la pared, debido a que la velocidad en la pared es cero
- Flujo unidireccional, energía cinética constante.
- Efectos de entrada y salida despreciables

El esfuerzo de corte σ_p y la velocidad de corte $\dot{\gamma}_p$ en la pared de la tubería, pueden ser calculados a través de la caída de presión debida a la fricción (ΔP) del fluido, que circula a una velocidad promedio $v = \frac{Q}{\pi^2}$ en un diámetro $\left(\frac{D}{2}\right)$ y la longitud (L).

Donde el esfuerzo de corte en la pared σ_p se obtiene a través de un balance de fuerzas entre el esfuerzo que causa el flujo y el esfuerzo que resiste el flujo y queda definido por la ecuación siguiente siendo una relación válida para cualquier tipo de fluido.

$$\sigma_p = \frac{\Delta P D}{4L} \quad (2.9)$$

La viscosimetría de tubo es un método muy exacto para la determinación de la viscosidad de líquidos newtonianos. Para líquidos no newtonianos es menos adecuada debido a que la medición no se puede dar a una velocidad de corte constante, ya que varía a lo largo del diámetro tubo, debido a esto se deben de realizar correcciones tales como la ecuación de Rabinowitch- Mooney para el cálculo de la velocidad de corte en la pared debido a que el perfil de velocidades para un fluido newtoniano es parabólico (el denominado perfil Poiseuille), mientras que para un fluido pseudoplástico es más redondeado. Esto es incluso más pronunciado para un fluido que presenta esfuerzo de fluencia o esfuerzo inicial.

El cálculo de la velocidad de corte para un fluido newtoniano está dado por:

$$\dot{\gamma} = \frac{8v}{D} = \frac{4Q}{\pi r^3} \quad (2.10)$$

Para el caso de los diferentes fluidos independientes del tiempo (Midoux, 1985) la solución de la ecuación de Rabinowitch- Mooney es:

$$\text{Fluido de la potencia} \quad \dot{\gamma} = f(\sigma) = \left(\frac{\sigma}{K}\right)^{1/n} \quad (2.11)$$

Donde n se calcula:

$$n = \frac{d \ln \sigma_p}{d \ln \frac{8v}{D}} \quad (2.12)$$

Acomodando la ecuación para calcular la velocidad de corte se obtiene que:

$$\dot{\gamma} = \frac{8v}{D} \left[\frac{3n+1}{4n} \right] \quad (2.13)$$

Esta corrección se debe de hacer para cada uno de los demás fluidos (Steffe, 1996).

Fuentes de error en viscosímetros de tubo:

1. **Efecto de energía cinética:** Cuando un fluido fluye a través de un ducto parte de la presión total aplicada se convierte en energía cinética, por lo tanto las pérdidas de presión pueden ser expresadas en términos del factor de corrección de energía cinética α (las ecuaciones propuestas para calcular α están disponibles en el Cuadro 16 del capítulo V):

$$\Delta P_c = \frac{\rho V_m}{\alpha} = \frac{\rho Q^2}{\alpha \pi^4} \quad (2.14)$$

Donde:

ΔP_c = caída de presión corregida (Pa)

α = factor de corrección de energía cinética

V_m = velocidad media o promedio (m/s)

Las pérdidas debidas a la energía cinética son generalmente muy pequeñas y son muy difíciles de separar de las pérdidas de presión de

entrada y se asume que dichas pérdidas son consideradas por la corrección de los efectos de entrada (Steffe, 1996; Lapasin y Pricl, 1995).

2. Efecto finales "Corrección de entrada": Una de las características en común de todos los viscosímetros de tubo es que el fluido, sale de un tanque entra al ducto, fluye después de encontrar las condiciones de flujo en el interior del viscosímetro y sale de éste (ver Figura 14). Esto sugiere que el flujo en un tubo capilar consta de tres regiones, una región de entrada, región del viscosímetro y la región de salida.

En la región de entrada se empiezan a desarrollar capas de fluido, lo que lleva a la formación de perfiles de velocidad, a medida que el fluido fluye a través del capilar ocasiona pérdidas de energía cinética causando gradientes de presión en esta región. A medida que el espesor de las capas aumenta hasta llegar a ser igual al radio del ducto se desarrolla la región del viscosímetro, posteriormente a esta región se encuentra la región de salida que es causada por un abrupto cambio en las condiciones de borde al final del capilar (Lapasin y Pricl, 1995).

Las pérdidas de energía que se ocasionan al final del capilar son a menudo muy pequeñas y son usualmente despreciables pero las pérdidas en la región de entrada pueden ser significativas y es necesario evaluarlas (Steffe, 1996). Este problema puede ser evaluado experimentalmente usando diferentes longitudes de tuberías y diferentes diámetros tomando datos de caída de presión para cada uno de ellos (Bagley, 1957 citada por Steffe, 1996; Lapasin y Pricl, 1995; Rao, 1999). La gráfica obtenida por Bagley representa la caída de presión en función L/D para cada flujo volumétrico (o el esfuerzo de corte en la pared $4Q/\pi r^3$).

La caída de presión resultante es la pérdida de presión provocada por los efectos de entrada para cada flujo volumétrico y diámetro de tubería.

Las pérdidas de presión a la entrada se usada para corregir los valores de caída de presión (Steffe, 1996):

$$\Delta P = \Delta P_{medida} - \Delta P_{entrada} \quad (2.15)$$

Por lo tanto el esfuerzo de corte en la pared del capilar es:

$$\sigma_p = \frac{\Delta P r}{2(L + Z_e r)} \quad (2.16)$$

Donde Z_e es el factor de corrección de Bagley, el cual se obtiene extrapolando a cero la caída de presión. Entonces la longitud efectiva a una velocidad de corte constante específica para cada alimento es: $(L + Z_e r)$, asumiendo que en este caso la longitud efectiva es suficiente para generar la región laminar del viscosímetro, es decir cuando el espesor de las capas aumente hasta llegar a ser igual al radio del ducto. En la Figura 15 se muestra la gráfica obtenida por Bagley (1957) (Lapasin y Pricl, 1995; Rao, 1999)

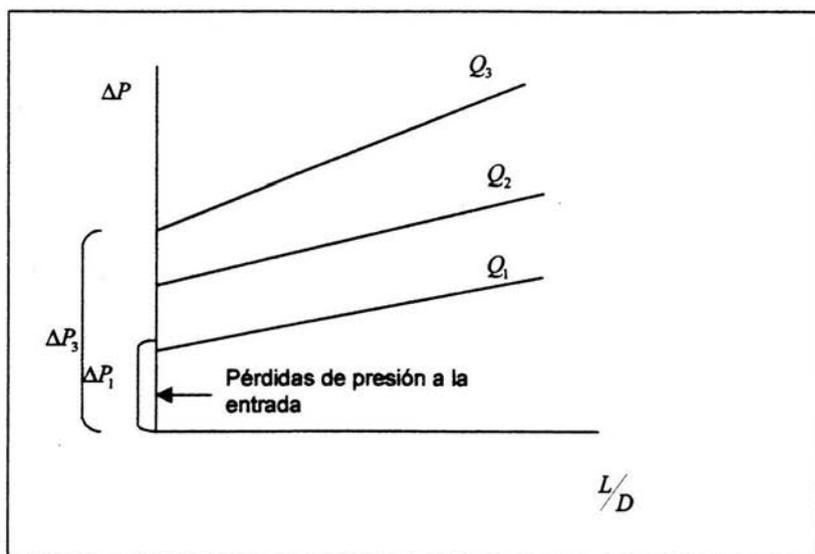


Figura 15. Caída de presión ΔP en función de L/D determinada a tres valores de flujo volumétrico (Bagley, 1957).

El valor de Z_e es función del material y de la velocidad promedio en la pared o en otras palabras del número de Reynolds. El valor de Z_e para fluidos que siguen un comportamiento newtoniano es:

$$Z_e = 1.18 + 0.112Re \quad (2.17)$$

Cuando se usan capilares largos, donde el valor de L/D es mayor de 100 (Baggley, 1957) o bien $L/D = 0.035Re$ (Bird y col, 1990), los efectos de salida son insignificantes comparados con la pérdida de presión debida al flujo laminar en un capilar y dicha corrección puede ser omitida

- 3.- Efectos de pared "Corrección de deslizamiento": El deslizamiento ocurre cuando una pequeña capa de fluido tiene una viscosidad menor que el resto del fluido, formando en la pared de la tubería una capa lubricante (o en la pared de cualquier viscosímetro). Esto puede ser un problema en suspensiones de alimentos como purés de vegetales y frutas (Steffe, 1996).
4. Migración de partículas: Las partículas en una dispersión fluyendo en una tubería presentan la tendencia a moverse hacia el centro de la tubería, dejando una capa con una concentración más baja de partículas y reduciendo la viscosidad a lo largo de la pared (Rosenthal, 2001)
5. Calentamiento viscoso: Este fenómeno se presenta con fluidos de elevada viscosidad y cuando un fluido es cizallado a altas velocidades de corte, debido a un aumento en el gradiente de temperatura. Este gradiente de temperatura se puede minimizar usando tubería del mayor diámetro posible (Steffe, 1996, Lapasin y Pricl, 1995).

Los viscosímetros capilares de vidrio tienen normalmente la forma de un tubo de U (Mott, 1996). El diseño más sencillo es el de Ostwald el cual se muestra en la Figura 16, (a veces llamado viscosímetro de tubo en U).

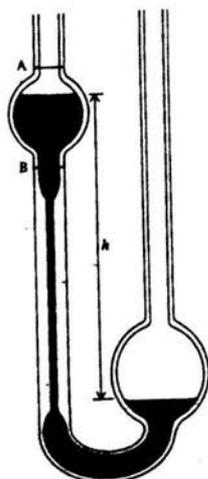


Figura 16. Viscosímetro de Ostwald

Generalmente se utilizan dos recipientes conectados por un tubo largo de diámetro pequeño conocido como tubo capilar. Conforme el fluido fluye a través del tubo con una velocidad constante, el sistema pierde algo de energía, ocasionando una caída de presión que puede ser medida utilizando un manómetro. La magnitud de la caída de presión está relacionada con la viscosidad del fluido mediante la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{(P_A - P_B)D^2}{32 v L_{\text{Tubo}}} \quad (2.18)$$

Donde:

- η = viscosidad (Pa s)
- P = presión (Pa)
- D = diámetro interior del tubo (m)
- v = velocidad del fluido (m/s)
- L_{Tubo} = longitud del tubo entre los puntos A y B (m)

Para realizar la medición de viscosidad, se introduce en el viscosímetro una cantidad de fluido de prueba.

Después de estabilizarse en la temperatura de prueba se saca mediante succión el líquido a través del bulbo y se le deja ligeramente por encima de la marca de regulación superior (A). Se retira la succión y se permite al líquido fluir bajo el efecto de la gravedad hasta la marca de regulación inferior (B). Se registra el tiempo requerido para que el borde superior del menisco pase de la marca de regulación superior a la inferior. La viscosidad cinemática se calcula multiplicando el tiempo de flujo por la constante de calibración del viscosímetro, proporcionada por el fabricante, la unidad de viscosidad utilizada en estas pruebas es el centistoke (cSt), que es el equivalente a mm^2/s . Este valor debe multiplicarse por 10^{-6} para obtener la unidad estándar en Sistema Internacional de m^2/s (Steffe, 1996).

Los viscosímetros capilares de vidrio calibrados con un estándar se utilizan para medir la viscosidad cinemática de líquidos transparentes y opacos, en alimentos se usan para fluidos de baja viscosidad, como jugos y soluciones de azúcar. Estos cuentan con un baño disponible comercialmente para contener los tubos y mantener las temperaturas de prueba dentro de $0.01\text{ }^\circ\text{C}$ en todo el espacio del baño.

El viscosímetro de tubo tiene sus ventajas, generalmente es simple, barato, termostáticamente fácil de usar en un amplio intervalo de temperaturas y de alta precisión (Miller, 1993)

Comercialmente, los diámetros típicos para instrumentos capilares varían en un intervalo de $0.1 - 4\text{ mm}$ con una variación en el ángulo de entrada de $15 - 90^\circ$

2. Viscosímetros de esfera descendente

Cuando un cuerpo cae en un fluido bajo la sola influencia de la gravedad, se acelera hasta que la jala hacia abajo, debido a su peso, hasta quedar balanceada por la fuerza de flotación y la fuerza de arrastre viscoso que actúan hacia arriba. La velocidad que adquiere en ese momento se conoce como velocidad terminal. El viscosímetro de esfera descendente el cual se muestra en la Figura 17, utiliza este principio, haciendo que una esfera caiga libremente a través

del fluido y midiendo el tiempo requerido para que ésta recorra una distancia conocida (Mott, 1996). Así, la velocidad puede calcularse mediante:

$$\eta = \frac{(w_s - w_f) D^2}{18 v} \quad (2.19)$$

Donde:

η = viscosidad (Pa)

w_s = peso específico de la esfera

w_f = peso específico del fluido

D = diámetro de la esfera (m)

v = velocidad (m/s)



Figura 17. Viscosímetro de caída de bola o esfera descendente

Los viscosímetros de esfera descendente no se pueden usar con líquidos no newtonianos si se pretende obtener resultados expresables en unidades fundamentales, porque aún no se han resuelto los problemas matemáticos implicados. Los viscosímetros de tubo en U en los que no es constante la velocidad de corte, tampoco pueden ser utilizados (Miller, 1993).

3. Viscosímetros rotacionales

En una situación de flujo, la velocidad de corte $\dot{\gamma}$ es una función de v/D , donde v es la velocidad del fluido y D es el diámetro de la tubería; en una situación de agitación el esfuerzo de corte es proporcional a la velocidad de rotación. Por lo tanto, en ambas situaciones, si es posible medir el esfuerzo de

corte conforme cambia la velocidad de corte, entonces podrá caracterizarse el fluido. Este es el principio de todos los viscosímetros rotacionales.

Los viscosímetros rotacionales pueden tener diversas formas, aunque normalmente se describen en términos de sus sistemas de medida. Los principales son:

- A. cilindros concéntricos
- B. cono y placa
- C. placas paralelas
- D. eje simple

Cada uno de los diseños tiene sus ventajas y sus desventajas, y el más apropiado se determina frecuentemente con base en las propiedades del material de prueba. Estos accesorios se utilizan generalmente en cualquier estudio de esfuerzo controlado en reómetros.

Estos instrumentos pueden operar de manera oscilatoria, para hacer pruebas de comportamiento viscoelástico. Los sistemas de cilindros concéntricos se han utilizado en investigaciones que evalúan estas diferencias de esfuerzos. (Paden y col, 1954).

Los viscosímetros rotacionales son de excelente utilidad en la solución de problemas reológicos con los que se enfrenta la industria de alimentos. En reología de alimentos los viscosímetros rotacionales son los más comúnmente utilizados, más que otros viscosímetros.

Los viscosímetros rotacionales cuentan con importantes ventajas sobre los viscosímetros de tubo (Whorlow, 1980):

1.- una muestra puede ser expuesta a diferentes velocidades de corte, tanto como se desee, de manera que el cambio en su comportamiento a través del tiempo puede visualizarse.

2.- con un diseño apropiado, puede existir una velocidad de corte aproximadamente uniforme durante toda la prueba, en contraste a la variación de la velocidad de corte en un tubo, que va desde cero en el centro hasta un máximo en la pared.

3.- el viscosímetro rotacional puede modificar sus mediciones de viscosidad a otros parámetros reológicos.

A) Viscosímetro con geometría de cilindros concéntricos

El viscosímetro con geometría de cilindros concéntricos es un instrumento comúnmente utilizado que opera en un intervalo de velocidades de corte moderado, que permite una buena selección de la misma, generalmente se utiliza para medir materiales de viscosidad baja y media (Steffe, 1996). El viscosímetro de cilindros concéntricos consta de dos cilindros con un estrecho espacio entre ellos en donde se coloca el material en estudio. Uno de los cilindros (el interno o el externo) está unido a un motor de velocidad variable. Cuando el cilindro gira, se establece un gradiente de velocidad y el fluido transmite un torque al segundo cilindro, arrastrándolo tras de sí. (Figura 18). El aparato dispone de algún sistema de medida de la fuerza o el torque ejercido sobre el segundo cilindro. El fluido puede caracterizarse en términos del torque (en relación con el esfuerzo de corte) y la velocidad angular (relacionada con la velocidad de corte). Debido a esta geometría en particular, el esfuerzo de corte está dado por (Steffe, 1996):

$$\sigma = \frac{M}{2 \pi r_1^2 h} \quad (2.20)$$

Donde:

σ = esfuerzo de corte (Pa)

M = torque (N m)

r_1 = radio del cilindro interno (m)

h = altura del cilindro (m)

La ecuación para la velocidad de corte es casi exacta si el ancho del espacio entre los cilindros es pequeño, es decir si $\alpha = r_2/r_1$ es menor a 1.0., por lo tanto la velocidad de corte se determina mediante:

$$\dot{\gamma} = \frac{2 r_1^2 \Omega}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{\Omega}{\alpha - 1} \quad (2.21)$$

Si Ω = velocidad angular (radianes/segundo) y

$$\Omega = \frac{2 \pi (W)}{60} \quad (2.22)$$

La ecuación queda:

$$\dot{\gamma} = \frac{4 \pi (W) r_1^2}{(r_2^2 - r_1^2) 60} \quad (2.23)$$

Donde:

$\dot{\gamma}$ = velocidad de corte (s^{-1})

W = revoluciones por minuto (min^{-1})

r_1 = radio del cilindro interno (m)

r_2 = radio del cilindro externo (m)

En el caso contrario cuando el ancho del espacio entre los cilindros es grande (cuando el valor de α sea mayor a 1.02), no habrá un perfil de velocidades uniforme a lo largo de este espacio, por lo que existe un porcentaje de error. Si se quiere calcular dicho error involucrado en la velocidad de corte para fluidos de la potencia se ocupa la ecuación 2.24, la cual describe dicho error a diferentes valores de n y α .

Para mantener el error al mínimo cuando existe un espacio anular "gap" pequeños es necesario tomar en cuenta:

Sí el flujo tiene un comportamiento de $n = 0.4$ y valores de $1.0 < \alpha < 1.2$ el porcentaje de error será menor del 6 %.

Sí $n = 0.2$ y α de 1.02, el error excederá el 10 %

La ecuación para calcular el porcentaje de error es la siguiente: (Steffe, 1996).

$$\%error = \left[1 - \frac{n}{2(\alpha - 1)} \left(\frac{\alpha^{2/n} - 1}{\alpha^{2/n}} \right) \right] * 100 \quad (2.24)$$

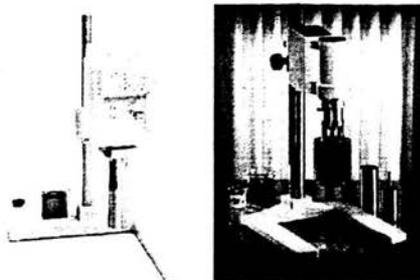


Figura 18. Viscosímetros con geometría de cilindros concéntricos

B) Viscosímetros con geometría de cono y placa

Este actúa sobre el principio similar al de los viscosímetros de cilindros concéntricos. El cono gira a una velocidad angular determinada y el fluido se encuentra en el espacio entre el cono y la placa (Figura 19).

La resistencia de la muestra al flujo impuesto por el cono rotatorio puede medirse como el torque requerido para que el cono gire a una velocidad angular constante o como el torque transmitido a través de la muestra a la placa estacionaria, que es medido de acuerdo a la siguiente ecuación (Steffe, 1996):

$$\sigma = \frac{3 M}{2 \pi r_{placa}^3} \quad (2.25)$$

Donde:

σ = esfuerzo de corte (Pa)

M = torque (N m)

r_{placa} = radio de la placa (m)

El ángulo del cono es normalmente menor de 1° , para esta condición, la velocidad de corte a través del espacio cónico puede considerarse constante y se representa como:

$$\dot{\gamma} = \frac{\Omega}{\text{Sen}\Theta r} \quad (2.26)$$

Si

$$\Omega = \frac{2 \pi (W)}{60} \quad (2.27)$$

Entonces

$$\dot{\gamma} = \frac{2 \pi (W)}{\text{Sen} \Theta r 60} \quad (2.28)$$

Donde

$\dot{\gamma}$ = velocidad de corte (s^{-1})

W = revoluciones por minuto (min^{-1})

r_{placa} = radio de la placa (m)

En un viscosímetro de cono y placa la punta del cono casi toca la placa y el fluido llena el pequeño espacio entre ellos. Es inapropiado para fluidos con partículas mayores a 3 mm, porque el ángulo del cono es muy pequeño (menor de 5°).

Para elevadas velocidades de corte, existe el peligro de que los fluidos dilatantes de baja viscosidad puedan derramarse fuera del espacio entre el cono y la placa (Lewis, 1993)

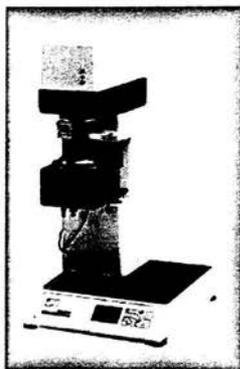


Figura 19. Viscosímetro con geometría de cono y placa. Haake.

Los viscosímetros más adecuados para efectuar determinaciones con los fluidos no newtonianos son los de cilindros concéntricos y los de cono y placa. En estos, la velocidad de corte es constante en toda la muestra, siempre y cuando se minimicen todos los efectos de borde, permiten modificar de manera controlada la velocidad tangencial variando la velocidad de giro y el tiempo que a cada una de

ellas está operando. El proceder experimental es crítico. El ajuste de velocidad (ascenso o descenso) y la lectura de los valores correspondientes debe efectuarse sin detener el giro. Primero se aumenta la velocidad por etapas regulares y se disminuye luego del mismo modo, si se emplea un sistema de registro puede utilizarse un ciclo de cambio suave. Los viscosímetros deberán seleccionarse de acuerdo al comportamiento reológico que siguen los fluidos, su constitución, del costo de los equipos y de las pruebas a realizar (Miller, 1993)

C) Viscosímetros con geometría de placas paralelas

Sigue el principio de los viscosímetros rotacionales. El esfuerzo de corte está determinado por el torque, responsabilidad del fabricante del instrumento.

En un sistema de placas paralelas, el esfuerzo de corte es una función del radio de las placas.

La relación que determina el valor del esfuerzo de corte es:

$$(2.29)$$

Donde:

σ = esfuerzo de corte (Pa)

M = torque (N m)

r_{placa} = radio de la placa (m)

Y la ecuación para la velocidad de corte es (Steffe, 1996):

$$\dot{\gamma} = \frac{r_{placa} \Omega}{L} \quad (2.30)$$

Si

$$\Omega = \frac{2\pi W}{60} \quad (2.31)$$

Entonces

$$\dot{\gamma} = \frac{2\pi W r_{placa}}{L} \quad (2.32)$$

Donde

$\dot{\gamma}$ = velocidad de corte (s^{-1})

W = revoluciones por minuto (min^{-1})

r_{placa} = radio de la placa (m)

L = distancia entre placa y placa (m)

D) Viscosímetros de eje simple

Se hace girar un eje o plomada en el fluido en cuestión y se mide el torque necesario para vencer la resistencia viscosa. Estos también se denominan viscosímetros de fluido infinito.

En estos instrumentos no es posible asegurar que la velocidad de corte ($\dot{\gamma}$), sea igual en todo el sistema. Uno de los viscosímetros comerciales de este tipo es el viscosímetro Brookfield, el cual se muestra en la Figura 20, este instrumento rotacional es fabricado en los laboratorios de ingeniería Brookfield (Stoughton, Mass), y es extensamente utilizado en la industria de alimentos. El sensor más común es el de disco plano (huso o eje) fijado al instrumento con una flecha. Cuenta con husos o ejes disponibles en varios tamaños y pueden girar a diferentes velocidades (el torque requiere mantener constante el giro en la medición) (Steffe, 1996).

Un análisis cuidadoso de la velocidad de corte con un huso o eje es complejo. Se dificulta el uso del viscosímetro Brookfield para la determinación de propiedades en fluidos no newtonianos. Algunas aproximaciones simplificadas sugeridas por Mitschka (1982) y Durgueil (1987) son aplicables a algunos alimentos. Esta técnica usa numerosas constantes para convertir el torque en velocidad angular y evaluar los datos de esfuerzo de corte y velocidad de corte promedio respectivamente.

Briggs (1995) determinó con gran éxito el comportamiento fluidificante a la cizalla del puré de plátano, aderezo salado, jarabe de chocolate, usando el viscosímetro Brookfield y el método de análisis propuesto por Mitschka (1982).

Los instrumentos equipados con las barras en forma de T, pueden fijarse al Brookfield Helipath fijo que permite a la totalidad de los instrumentos bajar mientras se realiza la prueba.

Este huso ó eje tiene una trayectoria en espiral a través de la muestra mientras se obtienen los datos de torque. El Helipath fijo se usa para pastas espesas y

geles en donde un disco rotatorio difícilmente puede insertarse o crear efectos de cambio durante la prueba (Steffe, 1996).

El viscosímetro Brookfield trabaja con ocho velocidades distintas y es cuestión de ensayar cual es el eje y la velocidad angular adecuados para un fluido en particular.

Es posible determinar la viscosidad aparente bajo las condiciones de prueba, pero como no es posible determinar la velocidad de corte exacta se toman datos de viscosidad aparente. (Lewis, 1993.)



Figura 20. Viscosímetro de eje simple: Brookfield.

Fuentes de error en viscosímetros rotacionales

1. Correcciones finales: La resistencia frente al flujo del cilindro interno a menudo se desprecia si se compara con la distribución de flujo entre los dos cilindros. Se puede tener una corrección mediante la determinación del par del torsión en función de la altura sumergida del cilindro interno por ello es importante cuantificar la influencia de la base del cilindro interno sobre la respuesta del torque en el sistema. Esta superficie está en contacto con el fluido pero no se toma en cuenta en el balance de fuerzas dado por la ecuación 2.33.

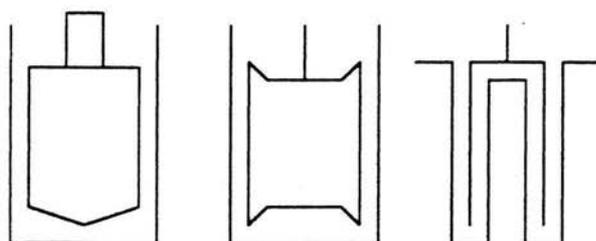
$$W = 2\pi hr^2 \quad (2.33)$$

Para determinar los efectos finales, el torque se cuantifica a una velocidad fija de rotación cuando la distancia anular se fija a varias

alturas. Si se realiza un gráfico de los datos del torque en función a la altura del fluido, la función tiene un comportamiento lineal donde la longitud efectiva h_e está determinada por la extrapolación a un valor de torque igual a cero. El valor de la longitud efectiva se utiliza en las ecuaciones de cilindros concéntricos donde el valor de h se reemplaza por el valor de $h + h_e$ en la ecuación conocida como la relación Margules la cual indica que el torque es directamente proporcional a la velocidad del cilindro interno. Para un fluido newtoniano (Steffe, 1996).

$$\Omega = \frac{W}{4\pi r_1 r_2 (h + h_e)} \left[\frac{1}{r_2^2} - \frac{1}{r_1^2} \right] \quad (2.34)$$

Se han diseñado varios sensores para minimizar los efectos finales. Los sensores comerciales dejan un espacio (volumen) entre la superficie de los dos cilindros. Este diseño se ajusta al estándar Alemán (DIN) desarrollado por el Instituto Alemán para la estandarización. Los problemas de efectos finales se reducen con el diseño de un ligero ángulo en la base del sensor denominado Mooney-Couette (Steffe, 1996) (Figura 21).



a) Sensor Mooney-Couette

b) DIN 54453

c) DIN 53019

Figura 21. Sensores de cilindros concéntricos a) Sensor Mooney-Couette, b) DIN 54453, c) DIN 53019 (Rosenthal, 2001)

1. **Flujo secundario:** La mayoría de los viscosímetros rotacionales son adecuados para líquidos de baja viscosidad a elevadas velocidades de corte ($\dot{\gamma}$), pero es posible que el fluido que se encuentra en el interior de los cilindros desarrolle un segundo flujo llamado vórtices de Taylor, es decir un movimiento local hacia fuera (ver Figura 22), provocando que el perfil de velocidades no sea uniforme (régimen turbulento) en el interior del cilindro, por lo cual es necesario estimar el valor crítico del número de Reynolds en donde principia la formación de los vórtices de Taylor (ecuación 2.35). Este fenómeno se presenta con mayor frecuencia con líquidos de alta viscosidad o fluidos viscoelásticos (Lapasin y Pricl, 1995).

$$\frac{\Omega r_1^{1/2} \rho (r_1 - r_2)^{3/4}}{\eta} > 41 \quad (2.35)$$

Donde:

Ω = velocidad angular (s^{-1})

ρ = densidad del fluido (kg/m^3)

r_1 y r_2 = radio del cilindro interior y exterior

η = viscosidad del fluido

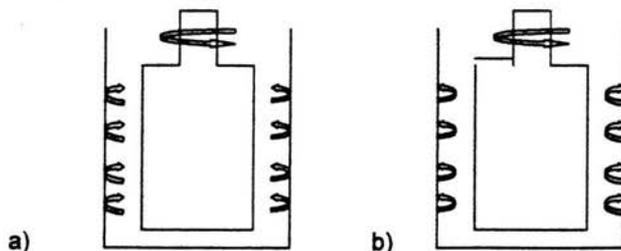


Figura 22. Vórtices de Taylor con geometría de cilindros concéntricos a) fluido no newtoniano (Lapasin y Pricl, 1995) b) fluido newtoniano (Taner, 2000).

La expresión para el esfuerzo de corte tiene en cuenta sólo el par de torsión ejercido sobre la superficie curva del cilindro interno, ignorando las fuerzas que actúan sobre los extremos de los cilindros. Estos efectos

terminales están normalmente presentes y es habitual considerarlos por lo que debe prestarse atención especial al colocar la muestra en el instrumento, en particular si el producto ofrece un comportamiento de flujo dependiente del tiempo (es decir, si posee memoria reológica) hay que evitar el deslizamiento del producto por las paredes si es viscoelástico, tiende a trepar por el cilindro interno que se encuentra en movimiento giratorio (efecto Weissenberg), o si sobresale del espacio destinado al fluido, en los viscosímetros de cono y placa, si esto no se cuida es preciso detener el experimento (Lewis, 1993; Lapasin y Pricl, 1995).

En el caso de la geometría cono y placa también se puede presentar un flujo secundario, el cual se debe a un "segundo" esfuerzo, además del flujo básico el cual se refleja en el torque y en el empuje normal. En el caso de fluidos con comportamiento Newtoniano, la dirección del flujo secundario es hacia fuera cerca del cono que rota y hacia dentro cerca de la placa estacionaria (ver Figura 23a). Para fluidos con comportamiento viscoelástico, se pueden identificar dos regiones de flujo secundario: cerca de la punta del cono, donde se tiene una región cuya dirección del perfil del flujo es hacia adentro a lo largo del cono y hacia fuera cerca del cono estacionario; En la otra región, los efectos inerciales predominantes y el flujo son en dirección opuesta (Figura 23b). Finalmente cerca del borde del sistema cono y placa puede haber otra dirección de flujo secundario, principalmente debido a los efectos finales (Figura 23c). Afortunadamente se ha demostrado que si el espacio anular "gap" es lo suficientemente pequeño y con número de Reynolds pequeños, los efectos de flujo secundario pueden ser ignorados (Lapasin y Pricl, 1995).

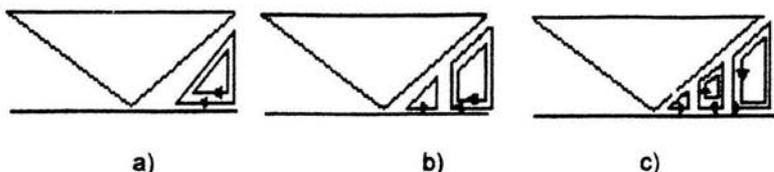


Figura 23. Flujo secundario en la geometría cono y placa

- 3 **Efecto de pared (deslizamiento)** Los efectos de pared debidos a la separación de materiales multifásicos causan errores en el sistema de manera similar a los errores presentes en el viscosímetro de tubo.

Este hecho se debe de constatar usando varias geometrías de medición y si es posible, mediante una inspección visual. En una dispersión de partículas, el deslizamiento en la pared puede ser debido al efecto del volumen excluido. El centro de una partícula no puede estar más cerca de la pared que su radio, conduciendo a una capa de espesor aproximadamente igual al diámetro de la partícula. Esta capa tiene una concentración de partículas mayor y por ello una viscosidad inferior (Rosenthal, 2001)

- 4.- **Calentamiento viscoso.** Cuando la temperatura del fluido se incrementa durante la prueba reológica, es posible que se puedan causar serios problemas en el experimento debido a que la temperatura tienen una fuerte influencia sobre las propiedades reológicas.

En la mayoría de los casos este error se puede minimizar debido a que la mayoría de los viscosímetros han sido diseñados con un sistema de control de temperatura (Steffe, 1996)

- 5.- **Efecto de borde** Se presenta en geometría de cono y placa, cuando la muestra forma una especie de capa de piel la cual se presenta por deshidratación, este efecto puede ser eliminado si se le aplica una gota de aceite en la otra superficie de la muestra (Steffe, 1996)

10. Ejemplos resueltos

(Obtención de parámetros reológicos)

1.- CONO Y PLACA

Determinar el comportamiento reológico de CAJETA a temperatura ambiente (25 °C), mediante los datos obtenidos en un reómetro (RT-20) con geometría de CONO Y PLACA usando un sensor C = 35/4°.

Radio del cono = 17.5 mm = 0.0175 m

Angulo del cono = 4°

1. Obtener, mediante la experimentación, los valores de:

- Revoluciones por minuto (RPM)
- Torque

W (RPM)	M (torque)
[1/min]	[N m]
29.060	1771.219
54.960	2528.040
83.560	3124.578
111.060	3594.898
137.860	4002.006
166.140	4402.772
193.720	4760.097
222.800	5090.074
250.480	5388.518
278.100	5668.898
304.720	5917.062
333.180	6174.017
360.580	6397.329
387.500	6627.893
416.460	6847.775
443.680	7053.177

469.940	7239.550
499.240	7445.113
526.640	7618.542

2. Calcular los valores $\dot{\gamma}$ y σ , sustituyendo los datos anteriores en las ecuaciones 2.28 y 2.25.

Recordando la ecuación 2.28:

> $\dot{\gamma}$ = velocidad de corte (s^{-1})

$$\dot{\gamma} = \frac{2\pi W}{\text{Sen}\Theta r_{\text{cono}} 60}$$

En donde Θ = ángulo del cono = 4°

r_{cono} = radio del cono = 17.5 mm = 0.0175 m

Realizando el cálculo para el primer valor de $\dot{\gamma}$, se obtiene que:

$$\dot{\gamma} = \frac{2\pi(29.060 \text{ min}^{-1})}{\text{Sen}(4^\circ)(0.0175)60} = 43.625 \text{ s}^{-1}$$

> σ = esfuerzo de corte (Pa), con la ecuación 2.25:

$$\sigma = \frac{3M}{2\pi r_{\text{cono}}}$$

De la misma manera se realizará el cálculo para el primer valor de σ , se obtiene que:

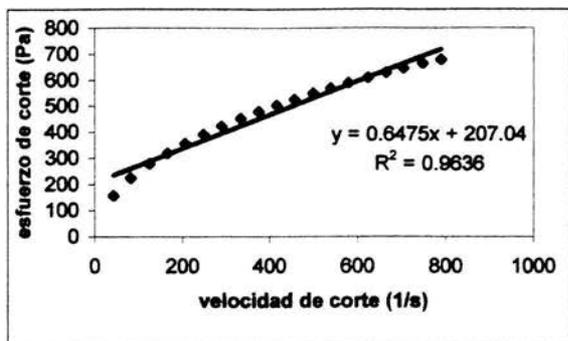
$$\sigma = \frac{3(1771.219 \text{ N m})}{2\pi(0.0175 \text{ m})} = 157.797 \text{ Pa}$$

De esta manera obtenemos las tablas para la velocidad de corte ($\dot{\gamma}$) y para el esfuerzo de corte (σ):

$\dot{\gamma}$	σ
[1/s]	(Pa)
43.625	157.797

82.507	225.222
125.442	278.368
166.725	320.268
206.958	356.537
249.413	392.241
290.816	424.075
334.472	453.473
376.025	480.061
417.489	505.040
457.452	527.149
500.176	550.041
541.310	569.936
581.722	590.477
625.198	610.066
666.061	628.365
705.483	644.969
749.469	663.282
790.602	678.733

Antes de determinar cual es el modelo reológico al que se ajusten mejor nuestros datos, se debe realizar un reograma (σ en función $\dot{\gamma}$), en donde analizando la curva de flujo de dicho fluido, se pueda predecir cual es el modelo que se ajuste a los datos obtenidos experimentalmente.



Analizando la gráfica, la línea que se obtuvo no es recta, por lo tanto la relación entre σ en función $\dot{\gamma}$ no es lineal de esta manera se comprueba que el fluido no lo describe la ley de Newton - plástico de Bingham; para corroborar lo anterior es necesario realizar gráficas y correlaciones de los diferentes modelos reológicos para determinar cual de estos modelos describe completamente el comportamiento del fluido.

MODELO FLUIDO DE LA POTENCIA (OSWALD - WAELE)

3. Calcular los logaritmos de los valores de velocidad de corte y esfuerzo de corte.

$\dot{\gamma}$ (1/s)	σ (Pa)	Log $\dot{\gamma}$	Log σ
43.625	157.797	1.640	2.198
82.507	225.222	1.916	2.353
125.442	278.368	2.098	2.445
166.725	320.268	2.222	2.506
206.958	356.537	2.316	2.552
249.413	392.41	2.397	2.594
290.816	424.075	2.464	2.627
334.472	453.473	2.524	2.657

376.025	480.061	2.575	2.681
417.489	505.04	2.621	2.703
457.452	527.149	2.660	2.722
500.176	550.041	2.699	2.740
541.310	569.936	2.733	2.756
518.722	590.477	2.765	2.771
625.198	610.066	2.796	2.785
666.061	628.365	2.824	2.798
705.483	644.969	2.848	2.810
749.469	633.282	2.875	2.822
790.602	678.733	2.898	2.832

4. Construir la gráfica de $\log \sigma$ en función $\log \dot{\gamma}$, realizar una regresión lineal con los datos obtenidos de:

$$\log \sigma = x$$

$$\log \dot{\gamma} = y$$

5. Obtener la ecuación correspondiente a la gráfica:

$$y=mx+b$$

Donde:

m= pendiente

b= ordenada al origen

Así como el coeficiente de correlación (R^2) de la recta.

Sustituir los datos en la ecuación del modelo que describe al modelo de la potencia.

La ecuación es:

$$\sigma = K \dot{\gamma}^n$$

σ = esfuerzo de corte (Pa)

$\dot{\gamma}$ = velocidad de corte (s^{-1})

K=índice de consistencia (Pa s^n)

n=índice de comportamiento al flujo (adimensional)

Donde:

La pendiente (m) = n

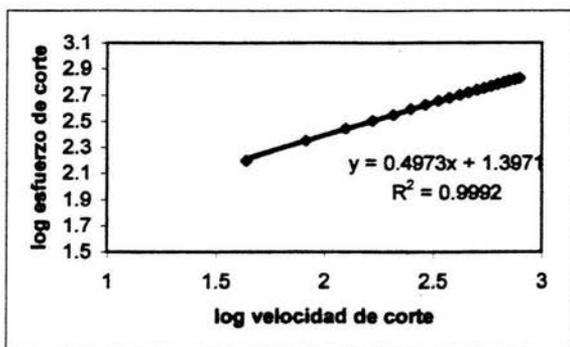
La ordenada al origen (b) = $\log K$

NOTA: Dependiendo del valor del índice de comportamiento al flujo va a ser el modelo que describe al fluido

Sí $n < 1$ = fluidificante a la cizalla

Sí $n > 1$ = espesante a la cizalla.

Sí $n = 1$ = newtoniano



Analizando la gráfica se observa que el modelo de la potencia describe completamente la tendencia de los datos experimentales, pero para fines didácticos se realizarán los cálculos correspondientes para un modelo Casson.

MODELO CASSON

6. Calcular la raíz cuadrada de los valores de velocidad de corte y esfuerzo de corte

$\dot{\gamma}$ (1/s)	σ (Pa)	$\dot{\gamma}^{-1/2}$	$\sigma^{1/2}$
43.625	157.797	6.605	12.562
82.507	225.222	9.083	15.007
125.442	278.368	11.2	16.684

166.725	320.268	12.912	17.896
206.958	356.537	14.386	18.882
249.413	392.41	15.793	19.805
290.816	424.075	17.053	20.593
334.472	453.473	18.289	21.295
376.025	480.061	19.391	21.910
417.489	505.04	20.433	22.473
457.452	527.149	21.388	22.960
500.176	550.041	22.365	23.453
541.310	569.936	23.266	23.873
518.722	590.477	24.119	24.300
625.198	610.066	25.004	24.700
666.061	628.365	25.808	25.067
705.483	644.969	26.561	25.396
749.469	633.282	27.376	25.754
790.602	678.733	28.118	26.053

7. Graficar los valores raíz σ en función raíz γ realizar una regresión lineal con los datos obtenidos.

$$\gamma = x$$

$$\sigma^{1/2} = y$$

8. Obtener la ecuación correspondiente a la gráfica:

$$y=mx+b$$

m= pendiente

b= ordenada al origen.

Así como el coeficiente de correlación (R^2) de la recta.

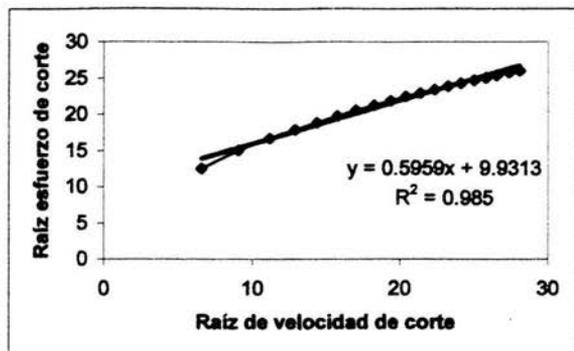
*Modelo Casson

$$\sigma^{1/2} = K_c \gamma^{1/2} + \sigma_0^{1/2}$$

Donde:

La pendiente (m) = K_c

La ordenada al origen (b) = $\sigma_0^{1/2}$



Analizando la gráfica se observa que este modelo no describe completamente la tendencia de los datos experimentales. Para este caso, el modelo que los describe completamente es el modelo de la POTENCIA, además de que su coeficiente de correlación (R^2) es cercano a 1, por lo tanto los parámetros reológicos corresponden a la siguiente ecuación:

$$\sigma = K \dot{\gamma}^n$$

Sustituyendo los valores en la ecuación de la recta, en donde:

La pendiente (m) = n

La ordenada al origen (b) = $\log K$ $K = 10^{(\log K)} = 10^{(b)}$

$$\sigma = 24.917 \dot{\gamma}^{0.497}$$

2. Cilindros concéntricos

Determinar el comportamiento reológico del producto miel MAPLE mediante un reómetro rotacional VT550 marca Haake, con una geometría (MV-DIN)

1. Mediante la experimentación, se obtuvieron los valores de:

- Revoluciones por minuto (RPM)
- Torque

W (RPM) (min^{-1})	M (torque) (N cm)
46.601	0.566
54.498	0.660
63.197	0.774
70.798	0.858
79.202	0.966
87.500	1.067
95.302	1.165
103.495	1.274
112.004	1.379
119.996	1.473
128.400	1.583
136.498	1.686
152.903	1.877
160.896	1.984
168.803	2.083
177.397	2.18
185.304	2.282
193.297	2.382

2. Calcular mediante las ecuaciones 2.20 y 2.23 los valores de :

* $\dot{\gamma}$ = velocidad de corte (s^{-1}), recordando la ecuación 2.23:

$$\dot{\gamma} = \frac{4\pi W r_1^2}{(r_2^2 - r_1^2)60}$$

En donde:

r_2 = radio externo = 21 mm = 0.021 m

r_1 = radio interno = 19.36 mm = 0.01936 m

* σ = esfuerzo de corte (Pa) con la ecuación 2.20

L = 69.15 mm = 0.0691 m

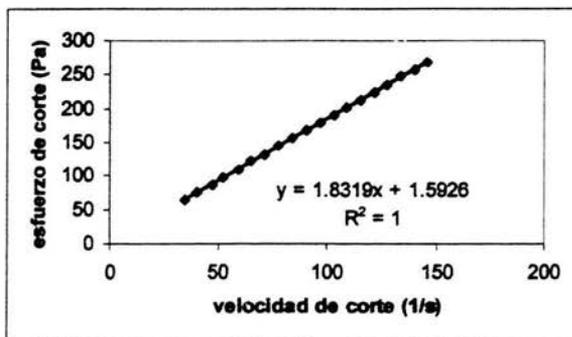
$$\sigma = \frac{M}{2\pi r_1^2 L}$$

Es importante mencionar que el torque se divide entre 100 para convertir sus unidades de cm a m. De esta forma se obtienen los siguientes datos:

$\dot{\gamma}$ (1/s)	σ (Pa)
34.756	65.028
40.529	76.047
47.529	88.186
52.687	98.793
59.319	110.520
65.521	122.099
71.539	132.986
78.232	144.418
84.680	156.292
90.452	167.444
97.207	179.171
103.427	190.471
109.427	201.637
115.261	213.363
121.831	224.517

127.911	235.550
133.990	247.542
140.131	258.576
146.271	269.729

Antes de determinar cual es el modelo reológico al que se ajusten mejor los datos experimentales, se debe realizar un reograma (σ en función $\dot{\gamma}$), en donde analizando la curva de flujo de dicho fluido se pueda predecir cual es el modelo que se ajuste a los datos obtenidos experimentalmente.



Para este caso, la mejor correlación es para el modelo Plástico de Bingham, debido a que este modelo describe completamente la tendencia de los datos experimentales, además de que presenta un σ_0 .

La ecuación que representa al modelo Plástico de Bingham es:

$$\sigma = \sigma_0 + \eta\dot{\gamma}$$

Donde:

σ = esfuerzo de corte (Pa)

σ_0 = esfuerzo de corte inicial (Pa)

$\dot{\gamma}$ = velocidad de corte (s^{-1})

η = viscosidad

Sustituyendo los valores en la ecuación de la recta, donde:

La pendiente (m) = η

La ordenada al origen (b) = σ_0

Por lo tanto la ecuación que describe a este producto es:

$$\sigma = 1.592 + 1.831\eta$$

CAPITULO III

REGIMENES DE FLUJO

Para poder llevar a cabo la selección del equipo de bombeo es necesario conocer los diferentes regímenes de flujo así como la ecuación matemática que describe al número de Reynolds.

Por ello en este capítulo se pretende que los alumnos:

1. Distingan los diferentes regímenes de flujo.
2. Identifiquen la relación que se utiliza para calcular el número de Reynolds.

Introducción

La mecánica de fluidos surge de la necesidad de predecir el comportamiento al flujo de los diferentes fluidos, desde el más simple hasta el más complejo.

En todos los procesos en la industria de alimentos como la pasteurización, el mezclado y el transporte, las propiedades de los alimentos, como la viscosidad influyen fuertemente. La mayoría de los alimentos se comportan de forma compleja y su flujo depende de la estructura del mismo (Steffe, 1996).

Para calcular la cantidad de energía perdida debida a la fricción en un fluido, es necesario caracterizar la naturaleza del flujo. Un flujo lento y uniforme se conoce como *flujo laminar*, mientras que un flujo rápido y caótico se conoce como *flujo turbulento*. El método que se utiliza para calcular la pérdida de energía es diferente para cada tipo de flujo.

El tipo de flujo puede predecirse mediante el cálculo de un número sin dimensiones, el número de Reynolds, que relaciona las variables más importantes que describen un flujo: velocidad, diámetro del espacio de flujo, densidad de fluido y viscosidad (Mott, 1996).

1. Regímenes de flujo

Para diferenciar entre régimen laminar y turbulento Osborne Reynolds en 1883, propuso un experimento en el cual se hace fluir agua de manera uniforme a través de una tubería transparente, controlando la velocidad, por medio de una válvula situada al final del tubo. Se introduce una corriente muy fina y uniforme de agua con un colorante, a través de una boquilla de inyección, para observar su flujo (Crane, 1997).

Cuando la velocidad de flujo del agua es similar a un cordel, en este caso no hay mezclado lateral del fluido y éste se desplaza en línea recta con el tubo. Al colocar varios inyectores en otros puntos de la tubería se demuestra que no hay mezclado en ninguna parte del mismo y que el fluido fluye en líneas rectas paralelas. Este tipo de flujo corresponde al laminar o viscoso (Crane, 1997).

Al aumentar la velocidad y al llegar a cierto límite, el cordel del colorante se dispersa y su movimiento se distorsiona. Este tipo de flujo corresponde al turbulento (Crane, 1997).

Una forma de visualizar el flujo laminar en un conducto circular, correspondería a anillos concéntricos de fluido de radios diversos que se trasladan siguiendo una trayectoria recta y uniforme. Hay poca mezcla o ninguna del fluido a través de los límites de cada capa que se deslizan suavemente una sobre otra, conforme el flujo se desplaza por el conducto. En realidad, el fluido está conformado por un número infinito de capas. Figura 24 (Mott, 1996).

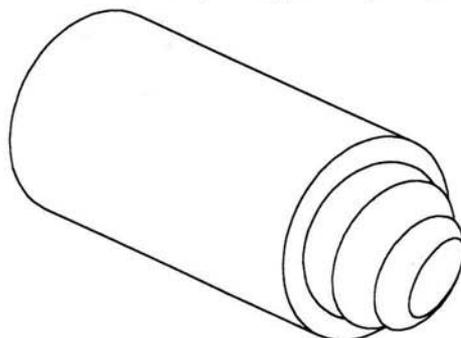


Figura 24. Flujo laminar en un ducto circular (Mott, 1996).

En este caso se observa que la velocidad del flujo varía con el radio, su valor máximo se tiene en el centro y su valor mínimo, que suponemos es cero, en las paredes. Figura 25. En este caso la variación de la velocidad con la posición a lo largo del tubo no es lineal (Resnick, 1994).

En este régimen las capas del fluido parecen desplazarse una sobre otra sin formar remolinos (Crane, 1997).

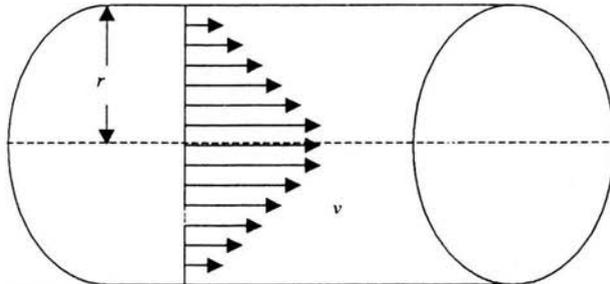


Figura 25. Variación de la velocidad desde la pared hasta el centro de un fluido que fluye por un ducto cilíndrico de radio r (Resnick, 1994).

El flujo puede depender considerablemente del tiempo, como lo indica la salida de una sonda de que se muestra en la Figura 26, o puede ser estable (Potter, 1998).

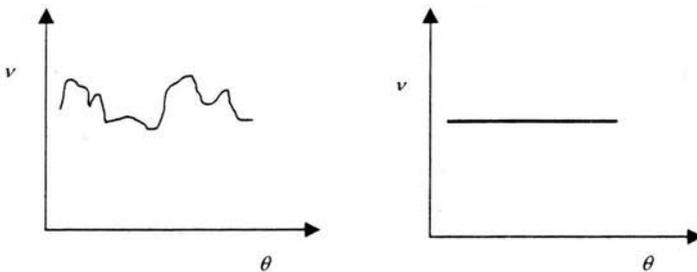


Figura 26. La velocidad en función del tiempo en un flujo laminar. (Izq.) flujo inestable, (Der.) flujo estable (Potter, 1998).

En un flujo turbulento los movimientos del fluido varían de forma irregular, de modo que las cantidades como velocidad y presión exhiben variaciones aleatorias

con las coordenadas de espacio y tiempo. Las cantidades físicas a menudo se describen mediante promedios estadísticos. En este sentido se puede definir un flujo turbulento "estable" como un flujo en el que las cantidades físicas promediadas en el tiempo no varían con éste. En la Figura 27 se muestran mediciones de velocidad instantánea en un flujo turbulento inestable y estable (Potter, 1998).

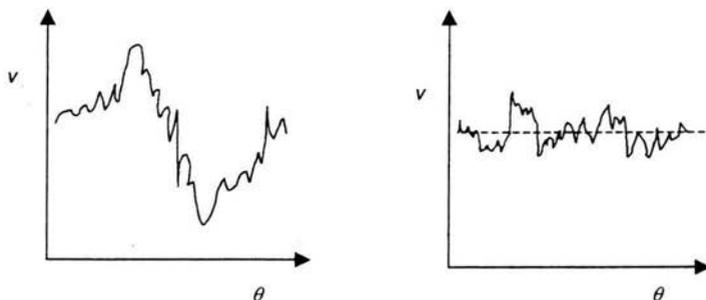


Figura 27. Velocidad en función del tiempo en un flujo turbulento. (Izq.) flujo inestable, (Der.) flujo "estable" (Potter, 1998).

La distribución de velocidades en el régimen turbulento es más uniforme a través del diámetro de tubería, siempre hay una pequeña capa del fluido en la pared de la tubería, conocida como la capa periférica o subcapa laminar, que se mueve en régimen laminar.

La razón por la que un flujo puede ser laminar o turbulento tiene que ver con lo que sucede ante una alteración pequeña del flujo, una perturbación de los componentes de velocidad y la configuración o tamaño del ducto. La alteración del flujo puede aumentar o disminuir. Si una perturbación en un flujo laminar aumenta (es decir, si el flujo es inestable), el flujo puede volverse turbulento, si la perturbación disminuye, el flujo sigue siendo laminar, como se observa en la Figura 28. En ciertas situaciones el flujo puede convertirse en flujo laminar distinto, como sucede entre los cilindros giratorios (Potter, 1998).

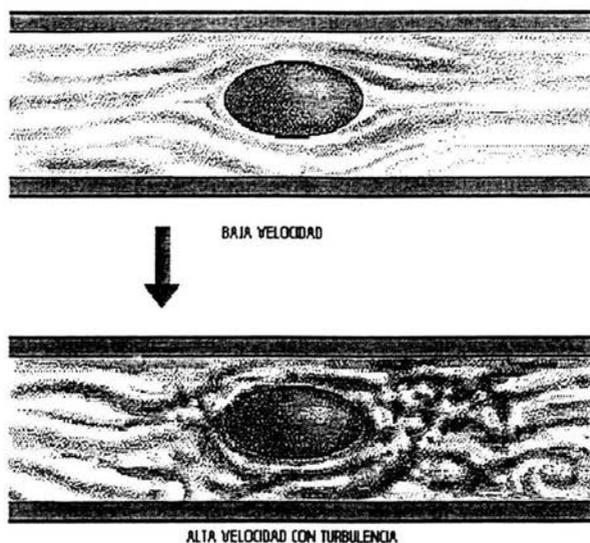


Figura 28. Cambio de flujo laminar a turbulento debido al aumento de la velocidad.

La velocidad a la que se lleva a cabo el cambio de tipo de flujo se le conoce como velocidad crítica o de transición. A velocidades mayores que la crítica, el régimen es turbulento.

El flujo en la zona de transición, (entre las zonas laminar y turbulento) las líneas de flujo comienzan a romperse y a mezclarse, indicando que el flujo comenzará a ser turbulento, sin serlo aún. Figura 29.

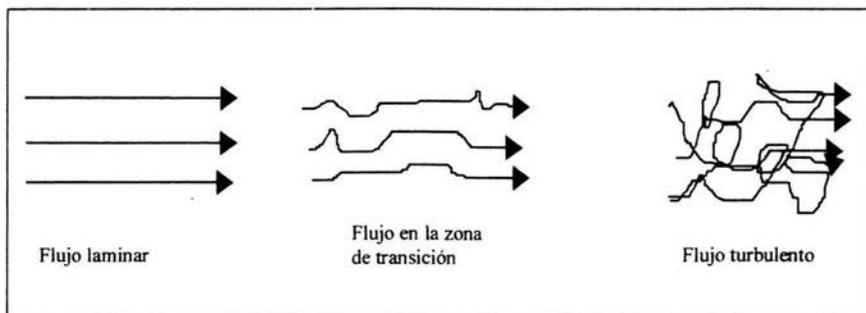


Figura 29. Tipos de flujo (Crane, 1997).

El régimen de flujo depende de tres parámetros físicos que describen las condiciones de flujo. El primer parámetro es una escala de longitud del campo de flujo, como el espesor de una capa límite o el diámetro de una tubería. Si dicha escala de longitud es lo bastante grande, una perturbación del flujo podría aumentar y el flujo podría volverse turbulento. El segundo parámetro es una escala de velocidad tal como un promedio espacial de la velocidad, si la velocidad es lo bastante grande, el flujo podría ser turbulento. El tercer parámetro es la viscosidad cinemática, si la viscosidad es lo bastante pequeña, el flujo podría ser turbulento.

Los tres parámetros pueden combinarse en uno solo y puede servirnos para predecir el régimen de flujo (Potter, 1998).

El comportamiento de un fluido, particularmente con respecto a las pérdidas de energía, depende bastante de si el flujo es laminar o turbulento, por esta razón, es necesario tener algún medio para predecir el tipo de flujo sin necesidad de la observación directa.

2. Número de Reynolds

Las investigaciones de Osborne Reynolds han demostrado que el régimen de flujo en tuberías, tanto en laminar como turbulento, depende del diámetro de tubería, de la densidad, la viscosidad del fluido y de la velocidad del flujo. Estas variables se combinan en la expresión del número de Reynolds, este puede considerarse como una relación de las fuerzas dinámicas de la masa del fluido con respecto a los esfuerzos de la deformación ocasionados por la viscosidad.

Si se realiza un análisis dimensional haciendo referencia al capítulo I Sistema de unidades, en donde se explica con mayor detenimiento los métodos existentes para poder realizar un análisis dimensional de un flujo en un conducto circular, se puede demostrar experimentalmente y verificar analíticamente que el carácter del flujo en un conducto cilíndrico depende de las cuatro variables ya mencionadas anteriormente, la densidad del fluido, la viscosidad del fluido, el diámetro del conducto, y la velocidad promedio de flujo. Sir Osborne Reynolds fue el primero en demostrar que un flujo laminar o turbulento puede ser predicho si se

conoce la magnitud de un número adimensional, conocido ahora como número de Reynolds (Foust, 1996).

El número de Reynolds se puede calcular, para fluidos newtonianos, con la siguiente ecuación (Resnick, 1994).

$$Re = \frac{Dv\rho}{\eta} \quad (3.1)$$

Donde :

Re = es el número de Reynolds (adimensional)

D = diámetro de tubería (m)

ρ = densidad del fluido (kg/m^3)

η = viscosidad del fluido (Pa s)

v = velocidad promedio del fluido (m/s)

La fuerza de inercia se deriva de la segunda ley de Newton del movimiento "La aceleración es directamente proporcional a la fuerza neta que actúa sobre él, e inversamente proporcional a su masa"

$$f = ma \quad (3.2)$$

En la mayoría de las aplicaciones de esta ley no se toma en cuenta la interacción entre el objeto y el medio a través del cual efectúa su movimiento, si se considera el medio, este ejerce una fuerza resistiva sobre el objeto que se mueve por él. La magnitud de la fuerza depende de factores como la velocidad del objeto y la dirección del fluido que siempre se opone a la dirección del movimiento del objeto en relación con el medio. Por lo general, la magnitud de la fuerza resistiva aumenta con las velocidades crecientes (Serway, 1996).

Cuando los flujos tienen un número de Reynolds grande, puede ser debido a una alta velocidad o a una baja viscosidad, o a ambas, por lo que el régimen es turbulento. Aquellos fluidos que poseen una alta viscosidad y/o que se mueven a bajas velocidades tendrán un número de Reynolds pequeño, por lo que el flujo tenderá a ser laminar (Mott, 1996).

La ecuación para obtener el número de Reynolds toma una forma diferente para conductos con secciones transversales no circulares, canales abiertos y para el flujo de fluidos que tienen un comportamiento diferente al newtoniano de acuerdo con el Cuadro 11 del capítulo II Reología.

En el Cuadro 13 se muestran diferentes intervalos de número de Reynolds, propuestos por diversos autores.

Autor	Intervalo	Régimen de flujo
Crane, 1997	Menor a 2000	Laminar
	2000 a 4000	En dicho intervalo es imposible predecir qué tipo de flujo existe, a esté intervalo se le conoce como región "crítica" donde el régimen de flujo es impredecible, pudiendo ser laminar, turbulento o de transición, dependiendo de muchas condiciones con posibilidad de variación
	Mayor a 4000	Turbulento
Steffe, 1996	Menor a 2100	Laminar en modelos que siguen un comportamiento newtoniano en conductos circulares.
	1225 a 3000	Transición
Govier y Aziz, 1972	50000	Se ha observado que aún con números de Reynolds muy altos, se puede obtener un flujo laminar bajo condiciones ideales.
Mott, 1996	Para números de Reynolds de hasta 50 000.	Excepcionalmente mediante una cuidadosa minimización de las perturbaciones externas, es posible mantener un flujo laminar.
Mott, 1996	4000	Sin embargo, cuando el número de Reynolds es mayor que aproximadamente a dicho valor, una perturbación menor de la corriente de flujo ocasionaría un cambio súbito en el flujo de laminar a turbulento

Cuadro 13. Diferentes regímenes de flujo, tomando como referencia varios autores.

Las aplicaciones típicas involucran flujos que se encuentran bien colocados en el intervalo de los flujos laminares o en el intervalo de los flujos turbulentos (Crane, 1997).

Se han encontrado muchos usos adicionales para el número de Reynolds en todas las áreas de fenómenos de transporte. Sin embargo, cualquiera que sea su uso, el significado físico siempre es el mismo (relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas).

El número de Reynolds para los diferentes modelos que describen a los fluidos se hacen mención en el capítulo IV.

CAPITULO IV

CAIDAS DE PRESION DEBIDAS A LA FRICCION

Para poder llevar a cabo la selección del equipo de bombeo es necesario conocer la influencia que tienen las pérdidas de energía por fricción que opone un fluido a ser transportado por una tubería y un accesorio.

Por ello en este capítulo se pretende que los alumnos:

1. Identifiquen el origen de la ecuación para factor de fricción, identificando las diferencias entre el factor de fricción de Fanning y el factor de fricción de Darcy.
2. Distingan las diferentes ecuaciones para factor de fricción en flujo turbulento y las restricciones para las cuales son válidas.
3. Identifiquen las diferentes ecuaciones de coeficiente de resistencia para distintos accesorios.
4. Distingan las válvulas adecuadas para cada condición que requiera el proceso.

1. Factor de fricción

A medida que un fluido fluye por un conducto, tubo o algún otro dispositivo, ocurren pérdidas de energía debido a la fricción interna en el fluido o al rozamiento con las paredes de la tubería dependiendo del régimen de flujo. Como se indica en la ecuación general de energía la cual se analizara en el capítulo V, tales pérdidas de energía traen como resultado una disminución de la presión entre dos puntos del sistema de flujo.

Por ello, es necesario conocer como cuantificar esas pérdidas por fricción en el sistema, mediante la medición de la velocidad y las diferencias de presión de un fluido en movimiento en una distancia establecida.

Como ya se indicó en un tubo cilíndrico, la variación de la velocidad con la posición a lo largo del tubo no es lineal y suponiendo que la capa cercana a las

paredes está en reposo, Bird y col. (1960) define velocidad un cilindro de radio r como:

$$v = v_0 \left(1 - \frac{r^2}{(R)^2} \right) \quad (4.1)$$

donde v_0 es la velocidad en el centro del tubo. En términos de diferencia de presión (ΔP), a lo largo de la longitud (L) del tubo, para un fluido de viscosidad (η) la velocidad central se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$v = \frac{\Delta P r^2}{8\eta L} \quad (4.2)$$

Un análisis de esta ecuación muestra que la distribución de la velocidad es parabólica.

Con frecuencia es más conveniente medir una velocidad promedio del flujo, en vez de una velocidad puntual. La velocidad promedio es igual a la velocidad volumétrica del flujo total entre el área total de flujo, puesto que el radio $r = D/2$. La velocidad promedio v se define como (Crane, 1997):

$$v = \frac{\Delta P D^2}{32\eta L} \quad (4.3)$$

Poiseuille expresa la ecuación 4.3 para flujo laminar en conductos circulares. Es útil para calcular la caída de presión en flujo laminar y para determinar la viscosidad de un fluido empleando un viscosímetro de flujo.

El factor de fricción representa la fricción o rozamiento que sufre un fluido con las paredes de la tubería y entre sus capas, debido a la viscosidad lo cual crea un esfuerzo de corte (Crane, 1997).

Podemos realizar un balance de cantidad de movimiento ayudados por la ecuación de Poiseuille a partir de la velocidad media del fluido dividida entre el término de la energía cinética por unidad de volumen del fluido, para obtener así la ecuación del factor de fricción

Si sustituimos $r = D/2$ en la ecuación (4.2) de velocidad en ductos cilíndricos se obtiene:

$$v = \frac{\Delta P}{8\eta L} \left(\frac{D}{2}\right)^2 \quad (4.4)$$

$$v = \frac{\Delta P D^2}{32\eta L} \quad (4.5)$$

Reordenando términos:

$$32\eta v L = \Delta P D^2 \quad (4.6)$$

$$\frac{32\eta v L}{D} = \Delta P D \quad (4.7)$$

Dividiendo la ecuación entre el término de energía cinética por unidad de volumen de fluido ($\frac{\rho v^2}{2}$):

$$\begin{aligned} \frac{64\eta L}{D\rho v} &= \frac{2\Delta P D}{\rho v^2} \\ \frac{64\eta}{D\rho v} &= \frac{2\Delta P D}{L\rho v^2} \end{aligned} \quad (4.8)$$

Dividiendo y multiplicando la ecuación entre 4 en ambos términos:

$$\begin{aligned} \frac{4}{4} \left(\frac{64\eta}{D\rho v} \right) &= \left(\frac{2\Delta P D}{L\rho v^2} \right) \\ \left(\frac{64\eta}{4D\rho v} \right) &= \left(\frac{2\Delta P D}{4L\rho v^2} \right) \\ \frac{16\eta}{D\rho v} &= \frac{\Delta P D}{2L\rho v^2} \end{aligned} \quad (4.9)$$

Como podemos observar, del lado izquierdo de la ecuación tenemos el inverso de número de Reynolds, y por lo tanto del lado derecho queda la ecuación que define al factor de fricción para cualquier modelo reológico y régimen de flujo:

$$F = \frac{\Delta P D}{2L\rho v^2} \quad (4.10)$$

En donde:

F = factor de fricción de Fanning (adimensional)

ΔP = caídas de presión (Pa)

D = diámetro (m)

L = longitud (m)

ρ = densidad del fluido (kg/m^3)

v = velocidad promedio (m/s)

o bien la relación del factor de fricción de Fanning y el número de Reynolds en régimen laminar.

$$F = \frac{16}{\text{Re}} \quad (4.11)$$

El factor de fricción también es definido por la ecuación de Darcy, que en realidad resulta del mismo tratamiento que se hizo para la ecuación de Fanning, y que la única diferencia radica en un factor de 4, mismo que tiene su base en un concepto denominado *radio hidráulico*.

El *radio hidráulico* según Mott (1996) es una dimensión característica de las secciones transversales no circulares, definido como el cociente del área neta de la sección transversal de una corriente de flujo entre el perímetro mojado de la sección.

$$(R) = \frac{A}{pm} = \frac{\text{área}}{\text{perímetro mojado}} \quad (4.12)$$

Donde:

(R) = radio hidráulico (m)

A = área (m^2)

pm = perímetro mojado (m)

En el cálculo del radio hidráulico, el área neta de la sección transversal debe 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 el fluido.

Calculando el radio hidráulico para un conducto circular se obtiene:

$$(R) = \frac{A}{pm} = \frac{\pi D^2 / 4}{\pi D} = \frac{D}{4}$$
$$D = 4(R) \quad (4.13)$$

Si sustituimos el valor del radio hidráulico para conductos circulares $(R) = D/4$ en la ecuación (4.2) de velocidad en ductos cilíndricos, reordenamos términos y dividimos entre el término de energía cinética por unidad de volumen del fluido como se hizo para la ecuación de Fanning se obtiene:

$$64 \left(\frac{\eta}{D\rho V} \right) = \left(\frac{2\Delta PD}{L\rho V^2} \right) \quad (4.14)$$

Como podemos observar en el lado izquierdo de la ecuación se tiene al inverso del número de Reynolds y en el lado derecho de la ecuación tenemos al factor de fricción de Darcy para cualquier régimen de flujo.

O bien el factor de fricción de Darcy se puede definir mediante la relación con el número de Reynolds en régimen laminar:

$$F = \frac{64}{Re} \quad (4.15)$$

Así se demuestra que tanto el factor de fricción de Fanning como el de Darcy definen de igual forma al factor de fricción, y que sólo los diferencia un factor de 4, relacionado directamente con la definición de radio hidráulico para secciones circulares. Por lo tanto, cuando se calcule el factor de fricción, ya sea con la ecuación de Fanning o de Darcy, se debe hacer mención de ello y tenerlo presente para cálculos posteriores que lo involucren.

Para el flujo turbulento de fluidos en conductos circulares no es posible determinar el factor de fricción con un simple cálculo, pues el flujo turbulento no se conforma de movimientos regulares y predecibles, es bastante caótico y está cambiando constantemente, por estas razones debemos confiar en datos experimentales para determinar el valor del factor de fricción.

El factor de fricción en una condición de flujo laminar, sólo está en función del número de Reynolds; mientras que para flujo turbulento el factor de fricción depende no sólo del número de Reynolds, sino también de la rugosidad relativa de las paredes de la tubería (ε_D), es decir la rugosidad de las paredes de la tubería (ε) comparada con el diámetro de la tubería (D). La condición de la superficie del

conducto depende bastante del material con que está hecho el conducto y el método de fabricación. 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 debido a la corrosión.

Como el tipo de la superficie interna de la tubería comercial es prácticamente independiente del diámetro, la rugosidad de las paredes tiene mayor efecto en el factor de fricción para diámetros pequeños. En consecuencia la tubería de pequeño diámetro se acerca a las condiciones de gran rugosidad y en general tienen mayores factores de fricción que tuberías de diámetros mayores (Crane, 1997).

Debemos recordar que el factor de fricción se encuentra relacionado con el número de Reynolds, y que éste se obtiene a partir de ecuaciones que dependen del tipo de comportamiento del fluido y del régimen de flujo, por lo tanto se presentan en el Cuadro 14 las ecuaciones que describen estos comportamientos:

<u>* En régimen laminar.</u>		
Fluido	Factor de fricción	Números Adimensionales
newtoniano	$F = \frac{16}{Re}$	$Re = \frac{Dv\rho}{\eta}$
Potencia	$F = \frac{16}{Re_{gen}}$	$Re_{gen} = \frac{D^n v^{2-n} \rho}{8^{n-1} k} \left(\frac{4n}{3n+1} \right)^n$
Plástico de Bingham	$F = \frac{16}{Re} + \frac{8Bm}{3Re} - \frac{32Bm^4}{6Re^4 F^3}$	$Re_B = \frac{Dv\rho}{\eta_p}$ $Bm = \frac{\sigma_o D}{v\eta_p}$
Herschel Bulkley	$F = \frac{16}{\varphi Re_{gen}}$	$Re_{gen} = \frac{D^n v^{2-n} \rho}{8^{n-1} k} \left(\frac{4n}{3n+1} \right)^n$ $\varphi = (1+3n)^n (1-\varepsilon_o)^{3n} \left[\frac{(1-\varepsilon_o)^2}{1+3n} + \frac{2\varepsilon_o(1-\varepsilon_o)}{1+2n} + \frac{\varepsilon_o^2}{1+n} \right]^n$

* En régimen turbulento.	
Fluido	Factor de Fricción
newtoniano Ecuación de Von Karman	$\frac{1}{\sqrt{F}} = -4 * \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{1.255}{Re \sqrt{F}} \right)$
Potencia Dodge and Metzner	$\frac{1}{\sqrt{F}} = \frac{4}{n^{0.75}} * \log \left(Re_{gen} F^{(1-n/2)} \right) - \frac{0.4}{n^{1.2}}$
Plástico de Bingham Hanks and Ricks	$\frac{1}{F} = 4.53 \log_{10}(1-c) + 4.53 \log_{10}((Re_B)\sqrt{F}) - 2.3$ <p style="text-align: center;">Donde:</p> $Re_B = \frac{Dv\rho}{\eta_p}$ $c = \frac{\sigma_0}{\sigma_p} = \frac{2\sigma_0}{F\rho v^2}$

Cuadro 14. Ecuaciones para cálculo de factor de fricción y número de Reynolds en régimen laminar y turbulento para diferentes modelos que describen comportamientos de flujo (Steffe, 1996; Perry y col, 1997).

c = relación entre el esfuerzo de fluencia y esfuerzo de corte en la pared

$$\frac{\sigma_0}{\sigma_p} \text{ (adimensional)}$$

φ = factor de corrección para el modelo que describe el comportamiento al flujo para Herschel-Bulkley (adimensional)

K = índice de consistencia (Pa sⁿ)

Bm = número de Bingham

β = factor de corrección para el modelo que describe el comportamiento al flujo para plástico de Bingham (adimensional)

Uno de los métodos más empleados para evaluar el factor de fricción para un modelo que describen un comportamiento newtoniano hace uso del diagrama de Moody. El diagrama muestra el factor de fricción contra el número de Reynolds, con una serie de curvas paramétricas relacionadas con la rugosidad relativa. Estas

curvas fueron generadas a partir de datos experimentales por Moody usando la ecuación de factor de fricción de Fanning (Figura 30 y Figura 31).

Tanto el factor de fricción como el número de Reynolds están graficados en escalas logarítmicas, debido al amplio intervalo de valores encontrados. En el extremo izquierdo del diagrama, para números de Reynolds menores que 2000, la línea recta muestra la relación del factor de fricción para flujo laminar.

Para $2000 < Re < 4000$, no se trazan curvas, pues se trata de la zona crítica entre el flujo laminar y el turbulento y no es posible predecir el tipo de flujo. Mas arriba de $Re = 4000$, se grafica la familia de curvas para diferentes valores de (ϵ/D) . A partir de estas curvas se pueden hacer varias observaciones importantes:

Para un número de Reynolds dado de un flujo, conforme la rugosidad relativa aumenta, el factor de fricción disminuye. Para una cierta rugosidad relativa dada, el factor de fricción disminuye al aumentar el número de Reynolds, hasta que se alcanza la zona de turbulencia completa.

Dentro de la zona de completa turbulencia, el número de Reynolds no tiene efecto alguno sobre el factor de fricción. Conforme aumenta la rugosidad relativa, el valor del número de Reynolds en el cual se inicia la zona de completa turbulencia empieza a aumentar (Mott, 1996).

Para una rugosidad relativa dada, hay un valor de número de Reynolds por encima del cual el factor de fricción es constante, y esto define el régimen completamente turbulento. El tamaño medio de los elementos de rugosidad relativa es considerablemente mayor que el espesor de la capa viscosa de la pared, de modo que los efectos viscosos no son significativos, la resistencia al flujo se debe primordialmente al arrastre de los elementos de aspereza que penetran en el flujo.

Con valores de rugosidad relativa más pequeños se observa que, al disminuir el número de Reynolds, el factor de fricción aumenta en la zona de transición y finalmente adquiere el mismo valor que para una tubería lisa. Los elementos de aspereza quedan sumergidos en la capa viscosa de la pared y casi no afectan el flujo principal.

Los valores de rugosidad de la tubería son para tuberías nuevas. Con el tiempo, las tuberías se corroen y ensucian, lo que altera tanto la aspereza como el diámetro de la tubería y hace que aumente el factor de fricción. Se debe incluir tales factores en las consideraciones de diseño (Potter, 1998).

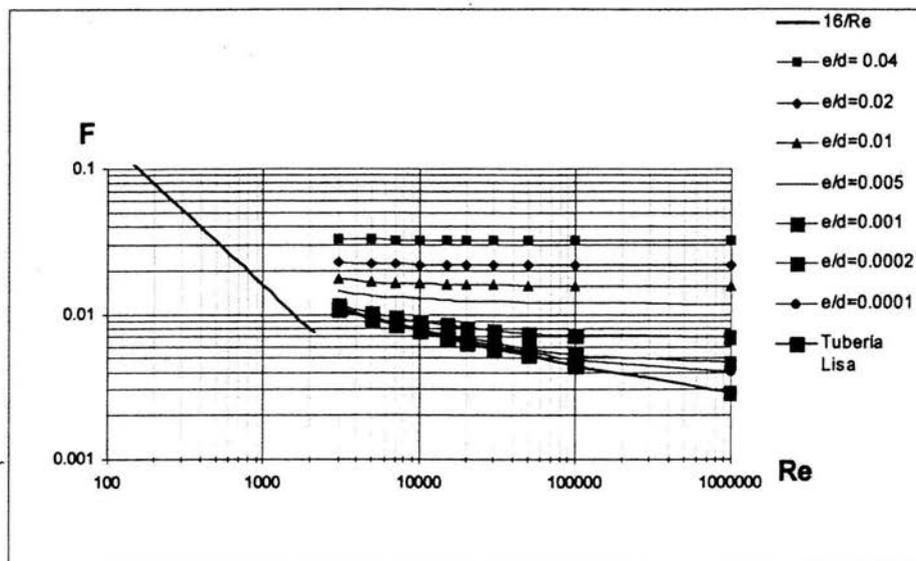


Figura 30. Gráfica que representa la relación entre el F y el número de Re para modelos que describen un comportamiento newtonianos usando la ecuación de von Karman para el cálculo del factor de fricción y suponiendo valores arbitrarios de número de Reynolds mayores a 3000 (ver cuadro 14).

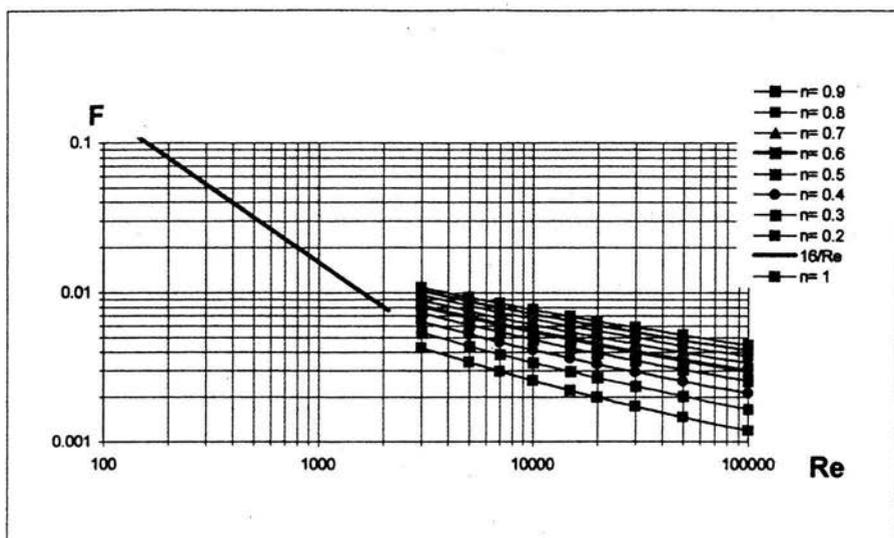


Figura 31. Relación entre el factor de fricción y el número de Reynolds para fluidos de la potencia usando la ecuación de Dodge and Metzner para el cálculo del factor de fricción y suponiendo valores arbitrarios de número de Reynolds mayores a 3000, para este caso los valores de rugosidad no se toman en cuenta debido a que el fluido se encuentra en régimen laminar.

El diagrama de Moody se utiliza como una ayuda para determinar el valor del factor de fricción para flujo turbulento. Deben conocerse los valores del número de Reynolds y de la rugosidad relativa. Por consiguiente, los datos básicos requeridos son el diámetro interno del conducto, el material con que el conducto está construido, la velocidad de flujo y el tipo de fluido y su temperatura, con los cuales se puede medir la viscosidad (Mott, 1996).

2. Accesorios en el sistema

Los elementos que controlan la dirección o la rapidez de flujo de un fluido en un sistema típico, establecen turbulencias locales en el fluido, ocasionando que la energía se disipe en forma de calor. Estas pérdidas de energía se presentan siempre que haya una restricción, un cambio de velocidad de flujo o un cambio de

siempre que haya una restricción, un cambio de velocidad de flujo o un cambio de dirección. En un sistema grande, las pérdidas debidas a la presencia de válvulas y conectores es pequeña, por lo general, en comparación con las pérdidas por fricción en las tuberías. Por lo que se consideran como pérdidas menores en un régimen turbulento.

El término accesorio se refiere a una pieza que puede hacer una de las siguientes funciones (Foust, 1996):

Unir dos piezas de tubo (por ejemplo, coples, tuercas de unión).

Cambiar la dirección de la línea de tubos (por ejemplo codos, tees).

Modificar el diámetro de la línea de tubos (por ejemplo, reductores, tuercas de ajuste).

Terminar una línea de tubos (por ejemplo, tapones, válvulas).

Unir dos corrientes para formar una tercera (por ejemplo, tees, yees).

Controlar el flujo (por ejemplo, válvulas).

*** Criterios de selección de válvulas**

Conforme avanza la tecnología y aumentan las capacidades de la planta, aumenta el tamaño y costo de las válvulas y cada vez es más importante su selección; En la selección de las válvulas se deben de tomar en cuenta muchos factores y es preferible tener como referencia un sistema que facilite la selección, para ello es importante tomar en cuenta las siguientes características básicas como lo son: tipo de válvula, caídas de presión, materiales de empaquetaduras y juntas, costos y disponibilidad (Foust, 1996).

El diseño básico de las válvulas dicta su uso, ya sea como un dispositivo para retener o controlar la velocidad del flujo.

Las válvulas son útiles para fluidos que tienden a obstruir las partes móviles de otras válvulas, como líquidos muy viscosos, suspensiones o líquidos corrosivos.

Debido a que el uso de las válvulas en la industria es indispensable y es importante poder identificarlas a continuación se desarrolla una breve descripción de algunas de ellas.

Una válvula es también un accesorio, pero tiene usos más importantes que tan solo conectar tubos. Las válvulas se utilizan para controlar la velocidad de flujo o para cerrar el flujo del fluido y pueden ser válvulas de globo, de ángulo, de mariposa, otros tipos de válvulas son de verificación y muchas más.

Válvula de compuerta

Se usan en servicios en donde se requiere circulación ininterrumpida y poca caída de presión. Estas válvulas se muestran en la Figura. 32, no se recomiendan para los servicios de estrangulación, porque la compuerta y el sello tienden a sufrir erosión rápida cuando restringen la circulación y producen turbulencia con la puerta parcialmente abierta.

Cuando la válvula está abierta del todo, se eleva por completo la compuerta fuera del conducto de flujo, por lo cual el fluido pasa en línea recta por un conducto que suele ser del mismo diámetro de tubería.

Las características principales del servicio de estas válvulas incluyen el cierre completo sin estrangulación, operación poco frecuente y mínima resistencia a la circulación, además que permite un flujo rectilíneo.

Los principales elementos estructurales de la válvula de compuerta son volante, vástago, bonete, compuerta, asientos y cuerpo (Greene, 1997).

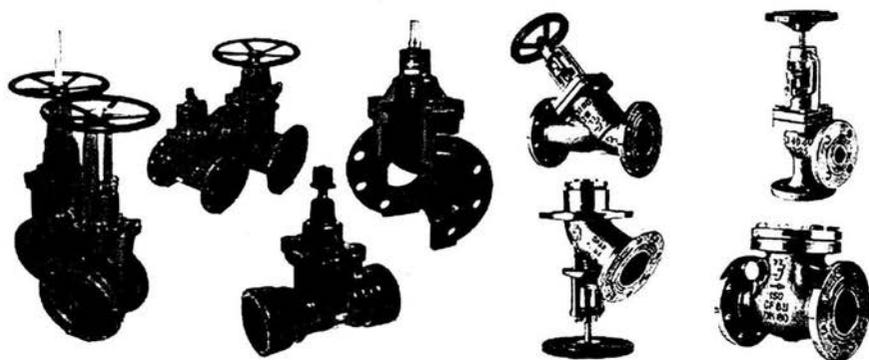


Figura 32. Tipos de válvulas de compuerta

Válvulas de globo

Las válvulas de globo (Figura 33), se utilizan para cortar o regular el flujo del líquido y esto último es su uso principal. El cambio de sentido del flujo (dos vueltas en ángulo recto) en la válvula ocasiona turbulencia y caída de presión. Esta turbulencia produce menor duración en el asiento.

Las principales características de los servicios de las válvulas de globo incluyen una operación frecuente, estrangulación al grado deseado de cualquier flujo, y alta resistencia y caída tolerable de presión en la línea.

Es decir, la válvula de globo sirve para control de flujo.

Los principales componentes usuales de una válvula de globo son: volante, vástago, bonete, asientos, disco y cuerpo (Greene, 1997).

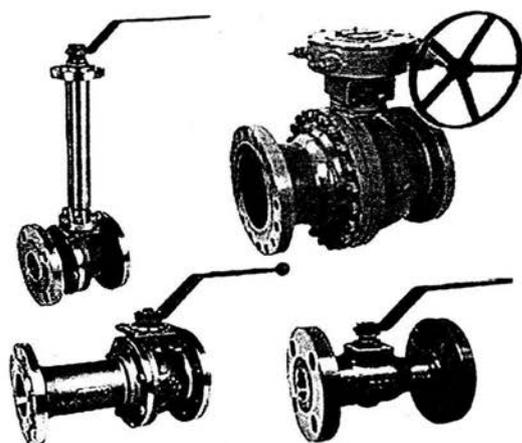


Figura 33. Tipos de válvulas de globo

Válvulas de mariposa

Las válvulas de Mariposa (Figura 34), son uno de los tipos más antiguos que se conocen. Son sencillas, ligeras y de bajo costo. El costo de mantenimiento también es bajo porque tienen un mínimo de piezas móviles. El uso principal de las válvulas de mariposa es para servicio de corte cuando se manejan grandes volúmenes de gases y líquidos a presiones relativamente bajas.

El diseño abierto de flujo rectilíneo evita la acumulación de sólidos y produce baja caída de presión. Su operación es fácil y rápida con una manija. Es posible moverla desde la apertura total hasta el cierre total con gran rapidez.

Las principales características de servicio es que incluyen apertura total, cierre total, operación frecuente, y baja caída de presión.

Los principales elementos estructurales de la válvula de mariposa son el eje (flecha), el disco de control de flujo y el cuerpo (Greene, 1997).

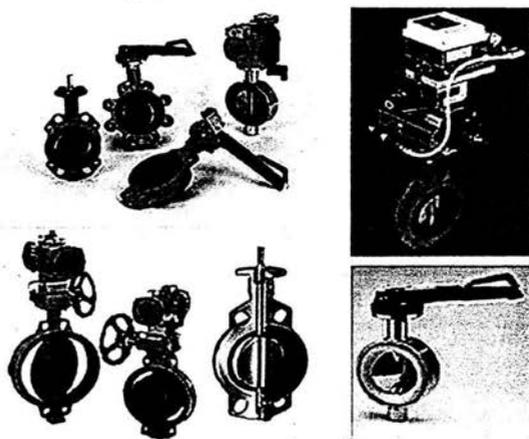


Figura 34. Tipos de válvulas de Mariposa

Válvulas macho

El uso principal de las válvulas macho (Figura 35), igual que las válvulas de compuerta, es en servicio de corte. Dado que el flujo por la válvula es suave e ininterrumpido, hay poca turbulencia dentro de ella y, por tanto, la caída de presión es baja. Las ventajas principales de estas válvulas es que son de acción rápida, operación sencilla, espacio mínimo para instalación y cierre hermético cuando tiene macho cónico.

Hay dos tipos principales de válvulas de macho:

- 1.- Las lubricadas para evitar las fugas entre la superficie del macho y del asiento en el cuerpo y reducir la fricción durante la rotación,
- 2.- Las no lubricadas en el que el macho tiene un revestimiento que elimina la necesidad de lubricación.

Los principales servicios de las válvulas de macho incluyen apertura o cierre total sin estrangulación, tienen mínima resistencia al flujo, son para operación frecuente y tienen poca caída de presión. Los componentes básicos son el cuerpo, el macho y la tapa (Greene, 1997).

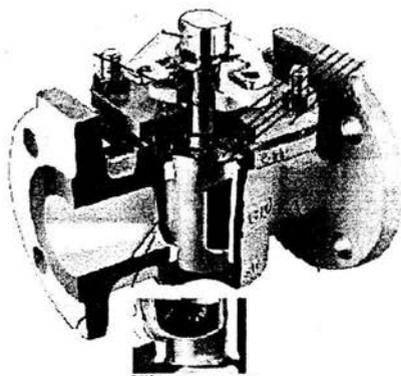


Figura 35. Válvula macho

Válvulas de bola

Las válvulas de bola (Figura 36), básicamente son válvulas de macho modificadas. Aunque se han usado desde hace mucho tiempo, su empleo estaba limitado debido al asentamiento del metal contra el metal, que no permitía un cierre a prueba de burbuja, pero se han sustituido los asientos metálicos con los plásticos y elastómeros modernos.

La bola tiene un orificio que se une con el cuerpo en la posición abierta. Estas válvulas se utilizan en forma principal para el servicio de corte y no son satisfactorias para la estrangulación. Son rápidas para operarlas y de fácil mantenimiento, no requieren de lubricación y tienen un cierre hermético con baja torsión y su caída de presión está en función del tamaño del orificio.

La válvula de bola está limitada a temperaturas y presiones que permite el material del asiento. Cuando está cerrada se atrapa algo de líquido entre el asiento y el orificio de la bola, lo cual es indeseable en muchos casos.

Estas válvulas se pueden emplear para vapor, agua, aceite, gas, aire, fluidos corrosivos, pastas aguadas y materiales pulverizados secos.

Los principales componentes de las válvulas son el cuerpo, el asiento y la bola (Greene, 1997).



Figura 36. Válvula de bola

Válvulas de aguja

Las válvulas de aguja (Figura 37) son, básicamente, válvulas de globo que tienen machos cónicos similares a agujas que se ajustan a presión en sus asientos.

Al abrirlas, el vástago gira y se mueve hacia fuera. Se puede lograr estrangulación exacta de volúmenes pequeños debido al orificio variable que se forma entre el macho cónico y su asiento también cónico. Por lo general se usan como válvulas para instrumentos o asientos hidráulicos, aunque también para altas temperaturas.

Los materiales de construcción suelen ser bronce, acero inoxidable, latón y otras aleaciones (Greene, 1997).

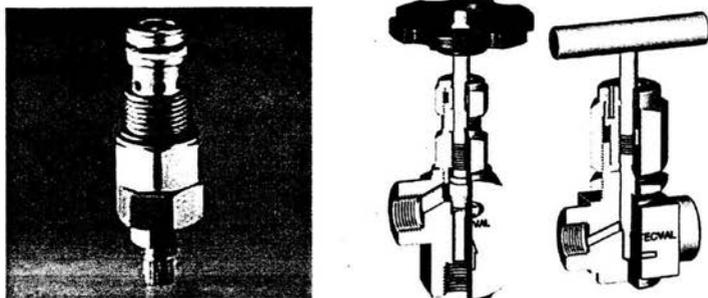


Figura 37. Tipos de válvulas de aguja

Válvulas de retención.

Las válvulas de retención son integrales y se destinan a impedir la inversión del flujo de tubería. La presión del fluido circulante abre la válvula, el peso del mecanismo de retención y cualquier inversión de flujo la cierran. Los discos y componentes móviles relativos a los mismos pueden estar en movimiento constante si la fuerza de la velocidad no es suficiente para mantener en su posición estable de apertura total.

Hay diferentes tipos de válvulas de retención y su selección depende de la temperatura, caída de presión que produce el fluido (Greene, 1997).

3. Coeficiente de resistencia K_F .

Introducción

Existen datos sobre pruebas de pérdidas de presión, para una amplia variedad de válvulas y accesorios, fruto del trabajo de muchos investigadores, pero debido al costo y tiempo en la práctica es imposible obtener datos de pruebas de cada medida, tipo de válvula y conexión. Por lo anterior, es deseable proporcionar medios confiables de extrapolación de la información disponible sobre pruebas para abarcar aquellos elementos que no han sido probadas o no pueden ser probadas con facilidad. Los conceptos que a menudo se usan para llevar a cabo esto, son la longitud equivalente " Le/D ", coeficiente de resistencia " K_F ".

Debemos recordar que el coeficiente de resistencia se encuentra relacionado con el factor de fricción y este a su vez con el número de Reynolds,

que depende del tipo de comportamiento del fluido y del régimen de flujo, los cuales se explican con mayor detenimiento en el capítulo III.

Los sistemas de tuberías incluyen válvulas, codos, ensanchamientos, contracciones, entradas, salidas, flexiones y otras características que causan pérdidas de energía adicionales, cada uno de estos elementos causan un cambio en la magnitud y/o la dirección de los vectores de velocidad y por tanto produce una pérdida. En general, si un dispositivo acelera gradualmente el flujo las pérdidas son muy pequeñas, las pérdidas relativamente grandes están asociadas a ensanchamientos repentinos a causa de la aparición de regiones separadas (ocurre un flujo separado cuando el flujo primario se separa de la pared) (Potter, 1998).

Cuando un fluido se desplaza uniformemente por una tubería recta, larga y de diámetro constante, la configuración de flujo indicada por la distribución de la velocidad sobre el diámetro de la tubería adopta una forma característica, cualquier obstáculo en la tubería cambia la dirección de la corriente en forma total o parcial alterando la configuración del flujo y ocasionando la turbulencia, causando así una pérdida de energía mayor que la que normalmente se produce en un flujo por una tubería recta. Puesto que las válvulas y accesorios en una línea de tuberías alteran la configuración de flujo, producen una pérdida de presión adicional (Crane, 1998).

La velocidad en una tubería se calcula mediante la presión o energía potencial, y el descenso de la energía potencial o pérdida de presión debida a la velocidad es lo que se define como energía cinética.

El flujo por una válvula o accesorio en una línea de tubería causa también reducción de la energía potencial, que se puede expresar en función de la energía cinética (Crane, 1998).

Las pérdidas de energía son proporcionales a la velocidad del fluido al fluir éste alrededor de un codo, a través de un ensanchamiento o contracción de la sección de flujo, o a través de una válvula. Los valores experimentales de energía generalmente se reportan en términos de un coeficiente de resistencia (K_f).

El coeficiente de resistencia se define como la pérdida de velocidad para una válvula o accesorio y está siempre asociado con el diámetro al cual se refiere la velocidad.

Tomando en cuenta la ecuación de Fanning, que se utilizan para calcular las pérdidas por fricción de un fluido en una tubería recta, el K_F se puede expresar como sigue (Crane, 1998):

$$h_f = \left(4F \frac{Le}{D} \right) \frac{v^2}{2g_n} \quad (4.16)$$

Donde :

$$K_F = \left(4F \frac{Le}{D} \right) \quad (4.17)$$

h_f = es la pérdida menor

K_F = coeficiente de resistencia

v = velocidad de flujo promedio en el conducto en la vecindad donde se presenta la pérdida menor

Le = longitud de tubería equivalente

F = factor de fricción de Fanning

D = diámetro de tubería

El K_F no tiene unidades, pues representa una constante de proporcionalidad entre la pérdida de energía y la velocidad. La magnitud del K_F depende de la geometría del dispositivo que ocasiona la pérdida y de la velocidad de flujo (Mott, 1996).

El coeficiente de resistencia " K_F ", es una constante para todas las medidas de un cierto diseño o línea de válvulas o accesorios, si todas las medidas fueran geoméricamente similares. Sin embargo, esto casi no ocurre, si ocurriese es porque el diseño de válvulas y accesorios se rigen por los costos de fabricación, las normas, resistencia estructural y otras condiciones.

Se han determinado experimentalmente valores de K_F para los diversos aditamentos y cambios de geometría que interesan en los sistemas de tuberías, como es sabido en algunas ocasiones es necesario ocupar una reducción o

expansión, en dicho sistema de tuberías, por lo que se debe de calcular dichas pérdidas por fricción mediante la ecuación 4.18 (Steffe, 1996).

$$K_F = 0.5 \left(1 - \left(\frac{D_{\text{pequeño}}}{D_{\text{grande}}} \right)^2 \right) \quad (4.18)$$

Las pérdidas ocasionadas por una sorpresivo aumento o salida son determinadas mediante la ecuación 4.19 (Steffe, 1996).

$$K_F = \left(1 - \left(\frac{D_{\text{pequeño}}}{D_{\text{grande}}} \right)^2 \right)^2 \quad (4.19)$$

Los valores publicados de coeficiente de resistencia para flujo turbulento se encuentran en el manual de Crane (1997). Sin embargo los cálculos en ingeniería de alimentos requieren de la predicción de pérdidas de presión en válvulas y tuberías para fluidos particularmente no newtonianos. En flujo laminar los datos son insuficientes, debido a este motivo, la forma de calcular el K_F es diferente al propuesto anteriormente. Steffe (1996), Mohamed y Ford propusieron unas ecuaciones con las cuales es posible calcular el K_F para fluidos pseudoplásticos en régimen laminar. Cuadro 15. o bien mediante la ecuación 4.18, siempre y cuando el número de Reynolds este en el intervalo de $20 \leq N_{Re} \leq 500$ (Steffe, 1996):

$$K_F = \frac{A^*}{Re} \quad (4.20)$$

Donde:

K_F = coeficiente de resistencia

A^* = constante cuyo valor es diferente para cada accesorio, la cual se obtiene mediante la ecuación 4.19, en donde el $K_{F \text{ Turbulento}}$, es el coeficiente de resistencia de dicho accesorio en régimen turbulento ver Anexo I.

$$A^* = (K_{F \text{ Turbulento}}) (500) \quad (4.21)$$

Re = número de Reynolds dependiendo del fluido en cuestión.

Accesorio	Ecuación
Válvula de tres vías	$K_F = 30.03 Re^{-0.492}$
Te	$K_F = 29.40 Re^{-0.504}$
Codo 90°	$K_F = 191.0 Re^{-0.888}$

Cuadro 15. Ecuaciones para calcular el K_F para modelos que describen un comportamiento fluidificante a la cizalla en régimen laminar con diferentes accesorios (Steffe, 1996), O bien utilizar la Figura 38 en donde cada una de estas ecuaciones se representa en forma gráfica dando valores al número de Reynolds:

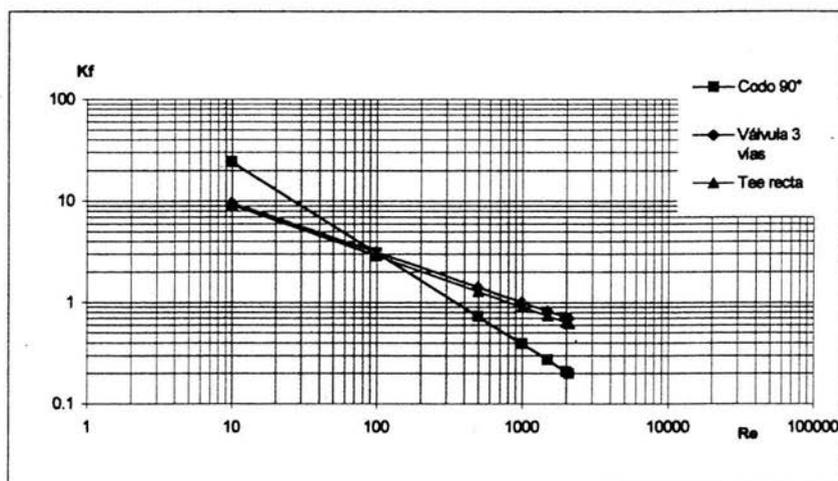


Figura 38. Coeficiente de resistencia (K_F) en función al número de Reynolds (Re) para diferentes accesorios (Steffe, 1996).

Algunas observaciones generales:

Los valores de K_F disminuyen conforme aumenta el diámetro de tubería. Los valores de K_F aumentan cuando disminuye el valor del número de Reynolds en régimen laminar, pero en régimen turbulento es constante (Sakiadis, 1984).

4. Relación Le/D

Es la longitud equivalente en diámetros de tubería recta que causa la misma pérdida de presión que el obstáculo, en las mismas condiciones de flujo. Puesto que el coeficiente de resistencia " K_f " es constante en régimen turbulento, el valor de Le/D para cualquier válvula o accesorio debe de variar de modo inverso al cambio de factor de fricción para las diferentes direcciones de flujo (Crane, 1997).

Es común expresar un coeficiente de pérdida como una longitud equivalente de tubería. Por tanto, la salida de una tubería de 20 cm de diámetro con un factor de fricción de 0.02 podría sustituirse por un tramo de tubería equivalente de 10 m.

Cuando la longitud de tubería es menor a 50 veces el diámetro la magnitud de las pérdidas de presión en accesorios pueden tener la misma importancia que las pérdidas por fricción, en tramos cortos las pérdidas menores pueden ser considerablemente más altas que las pérdidas por fricción, y en tramos largos (1000 diámetros) de tubería se acostumbra despreocuparse dichas pérdidas (Potter, 1998).

Como se menciona anteriormente, la longitud equivalente es otra forma que nos permite conocer las pérdidas por fricción. Ante esta situación se han realizado estudios para predecir la caída de presión en accesorios, obteniendo resultados que podrían ser usados para propósitos de diseño, los siguientes valores de Le/D obtenidos en el estudio "Resistance coefficients of fittings for power laws fluids in laminar flow" para válvula de mariposa, $Le/D = 19$; válvula de globo (abierta), $Le/D = 14$; y codo, $Le/D = 19$ (Martínez y Linares, 2002).

En la Figura 39 se pretende demostrar lo anteriormente explicado mediante los resultados de Martínez y Linares (2002), que obtuvieron en dicho estudio para la válvula de mariposa en donde se compara los diferentes métodos para el cálculo de K_f , observándose que los resultados obtenidos son cuatro veces más

pequeños que los reportados por Crane (1992) para una válvula similar abierta en flujo turbulento.

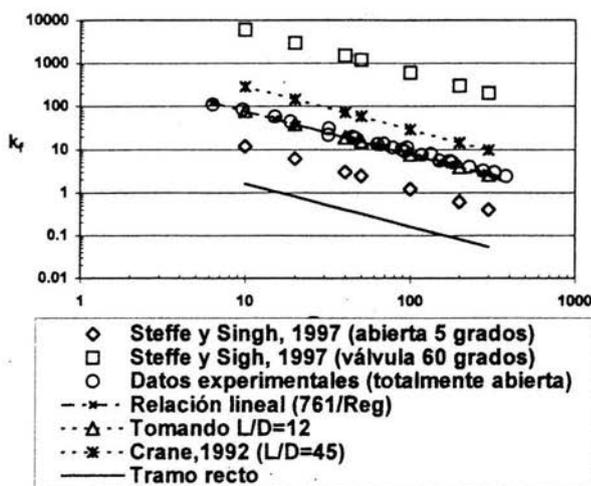


Figura 39. Coeficientes de resistencia (K_F) experimental y reportados para válvula de mariposa en función del número de Reynolds generalizado (Martínez y Linares, 2002).

5. Ejemplos resueltos

1.- FACTOR DE FRICCIÓN – REGIMEN LAMINAR

Calcular el factor de fricción para un fluido que es descrito por el modelo de la potencia, cuya densidad (ρ) es de 1030 kg/cm^3 , el índice de consistencia (K) es de 10.4 Pa s^n y el índice de comportamiento al flujo (n) es de 0.4, el cual es transportado en una tubería lisa con diámetro interno de 0.0429 m y el gasto es de 50 GPM .

Transformar las unidades al sistema internacional.

$$Q = 50 \text{ GPM} \left(\frac{3.785 \times 10^{-3} \text{ m}^3}{1 \text{ gal}} \right) \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) = 3.15 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Calcular la velocidad usando la fórmula

$$v = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

Al sustituir los datos en la fórmula anterior se obtiene la velocidad en m/s.

$$v = \frac{4(3.15 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s})}{\pi(0.0429 \text{ m})^2} = 2.179 \text{ m/s}$$

Calcular el número de Reynolds usando la fórmula para fluidos de la potencia.

$$Re = \frac{D^n v^{2-n} \rho}{8^{n-1} K} \left(\frac{4n}{3n+1} \right)^n$$

Al sustituir los datos en la fórmula anterior se obtiene el número de Reynolds que es adimensional.

$$Re = \frac{(0.0429 \text{ m})^{0.4} (2.18 \text{ m/s})^{2-0.4} (1030 \text{ kg/m}^3)}{8^{0.4-1} (10.4 \text{ kg s}^n/\text{m s}^2)} \left(\frac{4(0.4)}{3(0.4)+1} \right)^{0.4} = 299.592 \therefore \text{Régimen Laminar}$$

Calcular el factor de fricción usando la fórmula para fluidos en régimen laminar.

$$F = \frac{16}{Re}$$

Al sustituir los datos en la fórmula anterior se obtiene el factor de fricción que es adimensional.

$$F = \frac{16}{299.592} = 0.534$$

2.- FACTOR DE FRICCIÓN – REGIMEN TURBULENTO

Calcular el factor de fricción para un fluido que es descrito por el modelo newtoniano que tiene una densidad (ρ) de 1030 kg/cm^3 y una viscosidad de (η) 2 cp, el cual es transportado en una tubería lisa con diámetro (D) de 0.0525 m y gasto (Q) de 60 GPM.

Transformar las unidades al sistema internacional.

$$Q = 60 \text{ GPM} \left(\frac{3.785 \times 10^{-3} \text{ m}^3}{1 \text{ gal}} \right) \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) = 3.785 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\eta = 2 \text{ cp} \left(\frac{1 \times 10^{-3} \text{ Pa s}}{1 \text{ cp}} \right) \left(\frac{1 \text{ kg/m s}}{1 \text{ Pa s}} \right) = 2 \times 10^{-3} \text{ kg/m s} = 2 \times 10^{-3} \text{ Pa s}$$

Calcular la velocidad usando la fórmula

$$v = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

Al sustituir los datos en la formula anterior se obtiene la velocidad en m/s.

$$v = \frac{4(3.785 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s})}{\pi(0.0525 \text{ m})^2} = 1.748 \text{ m/s}$$

Calcular el número de Reynolds para un fluido newtoniano con la siguiente fórmula.

$$\text{Re} = \frac{Dv\rho}{\eta}$$

Al sustituir los datos en la fórmula anterior se obtiene el número de Reynolds que es adimensional.

$$\text{Re} = \frac{(0.0525 \text{ m})(1.748 \text{ m/s})(1030 \text{ kg/m}^3)}{2 \times 10^{-3} \text{ kg/ms}} = 47274.171 \therefore \text{Régimen Turbulento}$$

Como el número de Reynolds indica Régimen Turbulento, se procede a leer el factor de fricción en la gráfica de f en función al número de Re, en donde para poder leer el Factor de fricción es necesario tomar en cuenta el tipo de tubería que en este caso es tubería lisa.

Localizar en la Figura 23 la línea que representa a la tubería lisa que en este caso es de color negro.

Con el valor del número de Reynolds que se obtuvo de la fórmula, cuyo valor es de 4.7×10^4 , unir el punto que corresponde a este valor con la línea de la tubería lisa.

Leer el valor de factor de fricción que le corresponde a dicho punto de intersección.

En este caso el valor del factor de fricción es de 0.005.

3.- FACTOR DE FRICCIÓN

Calcular el factor de Fricción para un fluido de Hershel-Bulckley cuya densidad es (ρ) 1350 kg/cm^3 , un índice de consistencia (K) de 9.6 Pa s^n , un índice de comportamiento al flujo de (n) de 0.7 y un esfuerzo de corte inicial (σ_0) de 20.6 Pa , que es transportado en una tubería lisa cuyo diámetro (D) es 0.0525 m y cuyo gasto (Q) es de 60 GPM .

1. Transformar las unidades al sistema internacional.

$$Q = 60 \text{ GPM} \left(\frac{3.785 \times 10^{-3} \text{ m}^3}{1 \text{ gal}} \right) \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) = 3.785 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

2. Calcular la velocidad usando la fórmula

$$v = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

Al sustituir los datos en la fórmula anterior se obtiene la velocidad en m/s.

$$v = \frac{4(3.785 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s})}{\pi(0.0525 \text{ m})^2} = 1.748 \text{ m/s}$$

3. Calcular el número de Reynolds usando la fórmula para Reynolds generalizado

$$Re_{gen} = \frac{D^n v^{2-n} \rho}{8^{n-1} K} \left(\frac{4n}{3n+1} \right)^n$$

Al sustituir los datos en la fórmula anterior se obtiene el número de Reynolds que es adimensional.

$$Re = \frac{(0.0525 \text{ m})^{0.4} (1.748 \text{ m/s})^{2-0.4} (1350 \text{ kg/m}^3)}{8^{0.7-1} (9.6 \text{ kg s}^n/\text{m}^2 \text{ s}^2)} \left(\frac{4(0.7)}{3(0.7+1)} \right)^{0.6} = 64.189 \therefore \text{ Régimen La min c}$$

4. Para poder calcular el factor de fricción para un fluido que se comporta como un modelo Hershel-Buckley, es necesario calcular el valor de φ , mediante la siguiente ecuación.

$$\varphi = \left[1 - \frac{\varepsilon_0}{2n+1} - \frac{2n\varepsilon_0}{(2n+1)(n+1)} - \frac{2n^2\varepsilon_0^3}{(2n+1)(n+1)} \right]$$

5. En este caso se desconoce el valor de ε_0 por lo que por medio de iteraciones, se supone un valor de ε_0 hasta que el valor calculado de ε_0 sean iguales. El valor de ε_0 se supone entre un intervalo de $0 < \varepsilon_0 > 1$, por lo que se procederá a escoger un valor intermedio

El valor calculado de ε_0 , se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$\varepsilon_0 = \frac{2\sigma_0}{F\rho v^2}$$

6. Al sustituir los datos y el valor de ε_0 supuesto en la fórmula para calcular el valor de φ se obtiene que.

$$\varphi = \left[1 - \frac{0.3}{2(0.7)+1} - \frac{2(0.7)(0.3)}{(2(0.7)+1)(0.7)+1} - \frac{2(0.7)^2(0.3)^3}{(2(0.7)+1)(0.7)+1} \right] = 0.64$$

7. La ecuación para calcular el factor de fricción para un fluido que sigue un comportamiento del tipo Hershel-Buckley es la siguiente

$$F = \frac{16}{\varphi Re}$$

8. Al sustituir los datos en la fórmula anterior se obtiene que.

$$F = \frac{16}{(0.64)(64.189)} = 0.3894$$

9. Ya obtenido el valor del factor de fricción se procede a sustituir los valores en la ecuación descrita en el punto 6 se obtiene:

$$\varepsilon_0 = \frac{2(20.6)}{(0.38944)(1350)(1.748)^2} = 0.025$$

10. Comparando los valores de ε_0 se observa que ε_0 supuesto \neq ε_0 calculado, por lo que se procede a suponer otro valor de ε_0 , hasta que ambos valores de ε_0 sean iguales.

El nuevo valor para ε_0 es de 0.025, y por lo tanto los cálculos realizados en los puntos anteriores se recalcularán.

11. Al sustituir los datos y el valor de ε_0 supuesto nuevo en la fórmula para calcular el valor de φ se obtiene que.

$$\varphi = \left[1 - \frac{0.025}{2(0.7)+1} - \frac{2(0.025)(0.7)}{(2(0.7)+1)((0.7)+1)} - \frac{2(0.7)^2(0.025)^3}{(2(0.7)+1)((0.7)+1)} \right] = 0.96$$

12. Al sustituir los datos en la fórmula para obtener el factor de fricción se obtiene que.

$$F = \frac{16}{(0.96)(64.89)} = 0.259$$

13. Ya obtenido el valor del factor de fricción se procede a sustituir los valores en la ecuación descrita en el punto 5 se obtiene:

$$\varepsilon_0 = \frac{2(20.6)}{(0.259)(1350)(1.748)^2} = 0.0389$$

14. Comparando los valores de ε_0 se observa que ε_0 supuesto \neq ε_0 calculado, por lo que se procede a suponer otro valor de ε_0 , hasta que ambos valores de ε_0 sean iguales. El nuevo valor para ε_0 es de 0.0389, y por lo tanto los cálculos realizados en los puntos anteriores se recalcularan.

Al sustituir los datos y el valor de ε_0 supuesto nuevo en la fórmula para calcular el valor de φ se obtiene que.

$$\varphi = \left[1 - \frac{0.0389}{2(0.7)+1} - \frac{2(0.0389)(0.7)}{(2(0.7)+1)((0.7)+1)} - \frac{2(0.7)^2(0.0389)^3}{(2(0.7)+1)((0.7)+1)} \right] = 0.94$$

15. Al sustituir los datos en la fórmula para obtener el factor de fricción se obtiene que.

$$F = \frac{16}{(0.94)(64.189)} = 0.265$$

16. Ya obtenido el valor del factor de fricción se procede a sustituir los valores en la ecuación descrita en el punto 5 se obtiene:

$$\varepsilon_0 = \frac{2(20.6)}{(0.265)(1350)(1.748)^2} = 0.0378$$

17. Comparando los valores de ε_0 se observa que ε_0 supuesto \neq ε_0 calculado, por lo que se procede a suponer otro valor de ε_0 , hasta que ambos valores de ε_0 sean iguales.

El nuevo valor para ε_0 es de 0.0378, y por lo tanto los cálculos realizados en los puntos anteriores se recalculan.

Al sustituir los datos y el valor de ε_0 supuesto nuevo en la fórmula para calcular el valor de φ se obtiene que.

$$\varphi = \left[1 - \frac{0.0378}{2(0.7)+1} - \frac{2(0.0378)(0.7)}{(2(0.7)+1)(0.7)+1} - \frac{2(0.7)^2(0.0378)^3}{(2(0.7)+1)(0.7)+1} \right] = 0.970$$

18. Al sustituir los datos en la fórmula para obtener el factor de fricción se obtiene que.

$$F = \frac{16}{(0.970)(64.189)} = 0.256$$

19. Ya obtenido el valor del factor de fricción se procede a sustituir los valores en la ecuación descrita en el punto 5 se obtiene:

$$\varepsilon_0 = \frac{2(20.6)}{(0.256)(1350)(1.748)^2} = 0.038$$

20. Comparando los valores de ε_0 se observa que ε_0 supuesto \neq ε_0 calculado, por lo que se procede a suponer otro valor de ε_0 , hasta que ambos valores de ε_0 sean iguales.

El nuevo valor para ε_0 es de 0.038, y por lo tanto los cálculos realizados en los puntos anteriores se recalculan.

Al sustituir los datos y el valor de ε_0 supuesto nuevo en la fórmula para calcular el valor de φ se obtiene que.

$$\varphi = \left[1 - \frac{0.038}{2(0.7)+1} - \frac{2(0.038)(0.7)}{(2(0.7)+1)((0.7)+1)} - \frac{2(0.7)^2(0.038)^3}{(2(0.7)+1)((0.7)+1)} \right] = 0.970$$

21. Al sustituir los datos en la fórmula para obtener el factor de fricción se obtiene que.

$$F = \frac{16}{(0.97)(64.189)} = 0.256$$

22. Ya obtenido el valor del factor de fricción se procede a sustituir los valores en la ecuación descrita en el punto 5 se obtiene:

$$\varepsilon_0 = \frac{2(20.6)}{(0.256)(1350)(1.748)^2} = 0.038$$

23. Comparando los valores de ε_0 se observa que ε_0 supuesto = ε_0 calculado.

CAPITULO V

BALANCE ENERGIA MECANICA

En los diferentes procesos industriales es necesario tener los diagramas que ilustren de una forma sencilla las líneas de proceso involucradas, identificando en ellos puntos importantes de interés, que nos permiten realizar balances de energía mecánica y con ello poder calcular el trabajo necesario para seleccionar un equipo de bombeo.

Es por ello que en este capítulo se pretende que los alumnos:

1. Identifiquen las características principales de los diagramas de flujo.
2. Apliquen el principio de conservación de la energía para desarrollar la ecuación de Bernoulli de energía mecánica y explicar sus restricciones.

INTRODUCCION

En la Ingeniería existen varios tipos de diagramas que nos sirven como herramientas de trabajo, en los cuales ilustramos de forma pictórica e ilustrativa una visión más sencilla de mostrar los diversos procesos u operaciones que se llevan a cabo en nuestro campo de trabajo (Valiente, 1992).

El objetivo de cualquier diagrama de flujo es presentar pictóricamente o semipictóricamente algunos aspectos de un proceso de tecnología, ingeniería o ambos. Se utiliza principalmente para (López, 1991):

- Ayudar al diseño y disposición de los equipos y sistemas de un proceso y de los sistemas auxiliares, mostrando su interrelación con los diferentes equipos.
- Proporcionar un esquema claro del proceso y de la planta procesadora para poder enfocar posteriormente el trabajo a los detalles de diseño de cada una de las partes por separado.
- Preparar una relación de los equipos necesarios y sistemas auxiliares y sirve

para la estimación del costo de la planta procesadora.

- Proporcionar una base para estimar el tamaño del equipo que será necesario utilizar.
- Instruir al personal en el sistema de proceso y sistemas auxiliares en la fase de puesta en marcha de la instalación.

Está compuesto por líneas gruesas para indicar la línea de flujo y flechas para indicar la dirección, mostrando presiones, temperaturas y cantidades en diversos puntos del sistema.

1. Tipos de diagramas de flujo

Los diferentes tipos de diagramas de flujo que son una herramienta básica para la resolución de balances de energía mecánica son:

Diagrama de flujo del proceso (DFP): El diagrama de flujo (según Ulrich, 1986) contiene una serie de símbolos, cada uno de los cuales describe en forma simple una parte del equipo industrial. Los símbolos están conectados por segmentos de línea recta, dispuestos en trayectorias oblicuas y tortuosas. Este se emplea frecuentemente y útilmente para ilustrar la organización general de un proceso químico.

El diagrama de flujo equivale a la copia autorizada del proceso, el armazón para estimar el costo y la fuente de especificaciones utilizada en el diseño y designación del equipo.

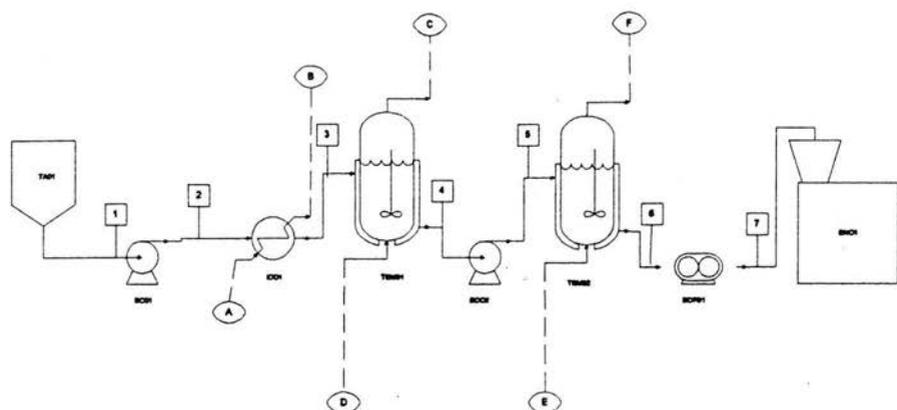
Además de símbolos y líneas el diagrama de flujo debe de incluir los números y nombres de identificación del equipo, las presiones y temperaturas, identificaciones de servicios, flujo molar y volumétrico de las corrientes seleccionadas en una tabla de balance de materia ligada por medio de una clave a las líneas de proceso. También pueden contener otra clase de información, como la rapidez de intercambio de energía e instrumentación.

Los diagramas de flujo como el que se presenta en la Figura 40 deben de incluir las siguientes características:

1. El flujo es de izquierda a derecha, en donde la materia prima entra por la izquierda y los productos terminados o corrientes de desecho por la derecha.
2. El diagrama de flujo está orientado horizontalmente con elevaciones en el diagrama que se asemejan a las del proceso real. Si se permite alguna libertad con el espacio vertical para dejar un espacio adecuado para las líneas de flujo, por otro lado, el espaciamiento horizontal del equipo se aparta mucho de la realidad física para reforzar el movimiento de la corriente de izquierda a derecha y para el espacio adecuado para la tabla de balance de materia, la información del equipo y la designación de corrientes.
3. Las corrientes de proceso se designan con líneas gruesas. Si las corrientes se cruzaran y éstas no se mezclan, una de las líneas se corta (generalmente de manera vertical) para permitir un espacio en el punto de cruce. Las cabezas de las flechas están dibujadas en todas las corrientes entrando en la intersección cuando las líneas de flujo se unen.

Estos dibujos se usan por las siguientes razones fundamentales (Valiente, 1992):

1. Ayudar en el diseño y en el acomodamiento de la planta.
2. Dar una idea clara del proceso o de una planta.
3. Ayudar en el dimensionamiento del equipo.
4. Servir como medio de enseñanza e instrucción al personal relacionado con el proceso o con el equipo.
5. Ayudar a la resolución de los balances de materia y energía.



TA01 Tanque de almacenamiento.

TEM Tanque enchaquetado.

IE01 Intercambiador de calor.

VM Válvula de mariposa.

VA Válvula de aguja.

VC Válvula check.

BC Bomba centrífuga.

BDP01 Bomba de desplazamiento positivo.

	T (°C)	ρ (kg/m ³)	Cp (kCal/kg °C)	α_w	n	K (Pa s ⁿ)	°Bx	Flujo Másico (kg)
1								
2								
3								
4								
A								
B								

Figura 40. Diagrama de flujo con simbología, nomenclatura y cuadro de balances (Ulrich, 1986; Turton y col; 1998, Valiente, 1992).

Diagrama de Tuberías e Instrumentación (DTI): En el se encuentran especificados y mostrados detalladamente la totalidad de tuberías e instrumentos con los que cuenta el proceso, es muy específico y de igual manera en la parte superior e inferior del mismo, se encuentran las especificaciones necesarias de las operaciones involucradas, el cual se muestra representado en la Figura 41 (Valiente, 1992).

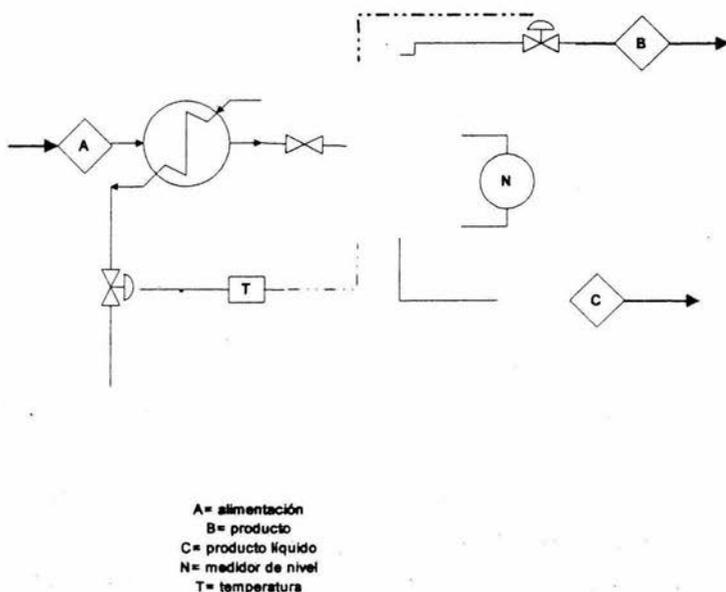


Figura 41. Diagrama de instrumentación (Valiente, 1992).

2. Balance general de energía

Desde el punto de vista industrial son importantes los procesos en los cuales se tiene un flujo de fluidos en estado estable a través de un equipo, debido a que existe una transferencia de velocidad del fluido. Esta transferencia resulta en la pérdida de presión del sistema, que es de interés para el diseñador práctico (Foust, 1996), para ello es necesario realizar un balance de energía tomando en cuenta dos puntos de referencia donde se obtiene un cambio de energía en el

sistema y este es alterado por la adición o sustracción de trabajo (Geankoplis, 1996).

Para estos procesos debe emplearse la expresión más general de la primera ley de la termodinámica ("la energía de un sistema aislado permanece constante" (Tippens, 1990):

$$\Delta E = Q - W \quad (5.1)$$

En donde E es la energía total por unidad de masa de fluido, Q es el calor absorbido por unidad de masa de fluido y W es el trabajo de cualquier clase, realizado por unidad de masa del fluido sobre los alrededores, los términos de estas ecuaciones deben de expresarse en el mismo sistema de unidades: J/kg, btu/lb_m o pie lb_f / lb_m (Geankoplis, 1996).

El término estado estable significa que (Smith y Van Ness, 1989; Foust, 1996):

- 1- El fluido que entra al sistema debe tener propiedades físicas y una velocidad uniforme que no varíen con el tiempo.
- 2- El fluido que sale del sistema debe tener propiedades físicas y una velocidad uniforme que no varíen con el tiempo. Por lo general, las condiciones de salida serán diferentes de las condiciones de entrada.
- 3- Las propiedades físicas del fluido en cualquier punto dentro del sistema deben ser constantes con respecto al tiempo.
- 4- Las velocidades de masa de flujo de entrada y salida del sistema son constantes.
- 5- Las velocidades de adición de calor y producción de trabajo son constantes.
- 6- No puede haber acumulación del material o de la energía dentro del equipo.

Considérese el caso general de un fluido en estado estable, que fluye a través de un equipo desde punto 1 hasta el punto 2 como el que se observa en la Figura 42. En punto 1 representa la entrada del equipo, las condiciones del fluido se denotarán por el subíndice 1. En este punto, el fluido tiene una elevación respecto a un plano de referencia arbitrario Z_1 , una velocidad promedio $V_{m,1}$, un volumen específico v_1 , una presión P_1 , una energía interna U_1 , etc. En forma

similar, las condiciones del fluido en la sección 2, que es la salida del equipo, se denotan por el subíndice 2 (Smith y Van Ness, 1989)

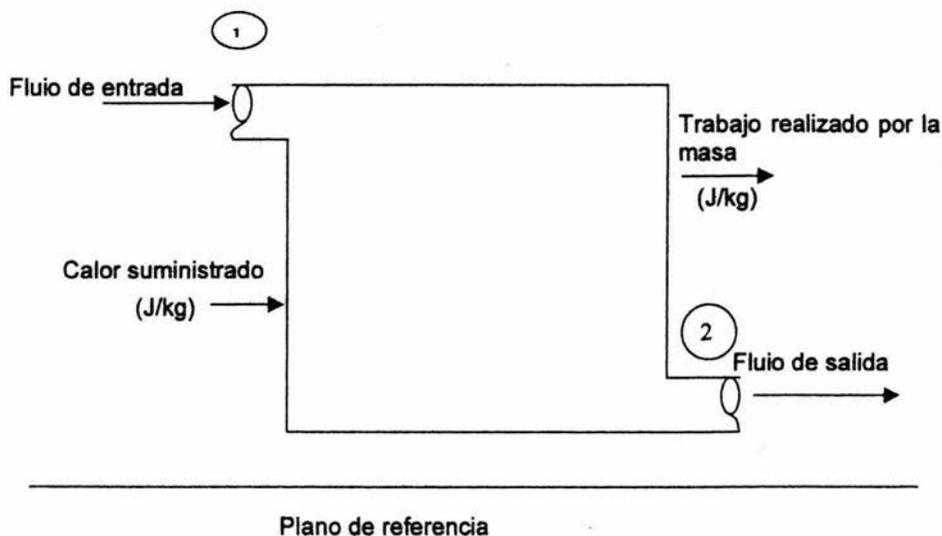


Figura 42. Sistema de flujo en un proceso (Foust, 1996)

Debido a que la masa lleva consigo una energía que depende de su posición, movimiento o estado físico, todos estos tipos de energía aparecen en el balance de energía. Además puede transportarse energía a través del sistema sin transferir masa (Geankoplis, 1996).

De acuerdo con el principio de conservación de la energía, la energía total que entra al sistema debe ser igual a la energía total que sale del sistema. Las energías consideradas para este sistema, son las transportadas por el fluido y las que se transfieren entre el fluido y los alrededores.

La energía transportada por el fluido incluye:

1. Una *energía potencial* (ΔZg) debida a la posición del fluido con respecto a un campo gravitacional "g", donde "Z" es la altura relativa en metros (m)

desde un plano de referencia entre las secciones 1 y 2, y se puede expresar de la siguiente manera (Geankoplis, 1996; Foust, 1996; Smith y Van Ness, 1989):

$$E_p = \Delta Zg = (Z_2 - Z_1)g \quad (5.2)$$

2. Una *energía cinética* $\left(\frac{\Delta v^2}{2} \right)$ debida al movimiento de traslación o rotación

del fluido, entre las secciones 1 y 2. Donde "v" es la velocidad en m/s con respecto al límite del sistema en cierto punto y se puede expresar de la siguiente manera (Geankoplis, 1996; Foust, 1996; Smith y Van Ness, 1989):

$$E_c = \frac{\Delta v^2}{2} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \quad (5.3)$$

En el término de energía cinética se utiliza la velocidad promedio, la cual se determina sumando todas las velocidades en la sección transversal y dividiendo entre el área de la misma sección (Bird y col., 1996; Geankoplis, 1996)

$$V_m = \frac{\sum V_i}{A} \quad (5.4)$$

Donde

V_m = velocidad promedio (m/s)

V_i = velocidades en la sección transversal (m/s)

A = área de la sección transversal (m²)

O bien mediante la ecuación de comúnmente conocida como la ecuación de Hagen-Poiseuille, la cual relaciona a la caída de presión y la velocidad promedio para fluidos laminares en una tubería horizontal, la cual se describe en la ecuación 5.5.

$$Q = \frac{\pi(\delta P)r^4}{8L\eta} \quad (5.5)$$

Donde:

Q = flujo volumétrico en una tubería (m³/s)

δP = diferencial de presiones (Pa)

r = radio de la tubería (m)

L = longitud de tubería (m)

η = viscosidad del fluido (Pa s)

Debido a que la ecuación de Hagen-Poiseuille involucra a la velocidad promedio es posible escribir la ecuación 5.6 en los siguientes términos:

$$V_m = \frac{Q}{A} \quad (5.6)$$

Donde:

A = área de sección transversal en m^2

Q = flujo volumétrico en m^3/s

Para que la ecuación de Hagen Poiseuille sea valida es necesario tomar en cuenta las siguientes suposiciones (Bird y col., 1996):

- Flujo laminar.
- La densidad sea constante.
- El flujo sea independiente del tiempo (estado estacionario).
- El fluido sea newtoniano.
- Los efectos finales son despreciables.
- El fluido se comporte como un medio continuo.
- No haya deslizamiento en la pared.

También se puede calcular la velocidad promedio conociendo la velocidad máxima (V_{max}) en el centro del tubo

$$V_m = \frac{V_{max}}{2}$$
$$V_{max} = \frac{(\delta P)r^2}{4\eta L} \quad (5.7)$$

Esto es necesario debido a que la velocidad promedio esta en función del perfil de velocidades en el interior de la tubería y este a su vez esta en función

del régimen de flujo (ver Figura 43) y de las propiedades reológicas del fluido que es transportado (ver Figura 44)

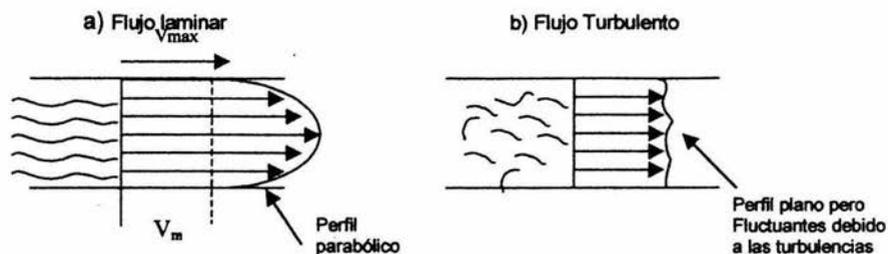


Figura 43. Perfil de velocidades en un fluido con comportamiento a) newtoniano que circula en régimen laminar y b) turbulento (Singh y Heldman, 1997).



Figura 44. a) Perfiles de flujo para un fluido con comportamiento newtoniano (curva continua), fluido con comportamiento fluidificante a la cizalla (curva discontinua) b) perfiles de flujo para un fluido que requiere un esfuerzo umbral σ_0 (Rosental, 2001).

Debido a lo que los fluidos presentan un perfil de velocidades diferentes es necesario incluir el término para un fluido newtoniano α en el término de energía cinética, siendo $\alpha = 0.5$ para un flujo laminar y $\alpha = 1$ para flujo turbulento. Para el caso en donde el fluido se comporte de forma diferente al modelo newtoniano α puede se calcular mediante las siguientes ecuaciones (ver Cuadro 16)

Fluido	α
newtoniano $\sigma = \eta \dot{\gamma}$	$\alpha = 1$
Ley de la Potencia $\sigma = \eta \dot{\gamma}^n$	$\alpha = \frac{2(2n+1)(5n+3)}{3(3n+1)^2}$
Plástico de Bingham	$\alpha = \frac{2}{2-c}$
Hershel Bulkley	$\alpha = \exp(0.168c - 1.062nc - 0.954n^5 - 0.115c^5 + 0.831)$ <i>para</i> $0.006 \leq n \leq 0.38$ $\alpha = \exp(0.849c - 0.296nc - 0.600n^5 - 0.602c^5 + 0.733)$ <i>para</i> $0.39 \leq n \leq 1.60$

Cuadro 16. Factores de corrección de la energía cinética para flujo laminar en ductos (Steffe, 1996).

Donde :

n = índice de comportamiento al flujo

c = relación existente entre el esfuerzo de fluencia y esfuerzo de

corte en la pared de la tubería $\left(\frac{\sigma_0}{\sigma_p} \right)$ adimensional

Regularmente el valor que se obtiene de la diferencia de la energía cinética es muy pequeño y en ocasiones es despreciado en el cálculo de los requerimientos de potencia cuando se selecciona una bomba, a menos que exista un cambio de diámetro durante el proceso (Steffe, 1996).

Otra forma de conocer el valor de α es mediante la Figura 45, en donde se muestra la relación entre α y el número de Reynolds para el flujo de fluidos en tubos (Foust, 1996).

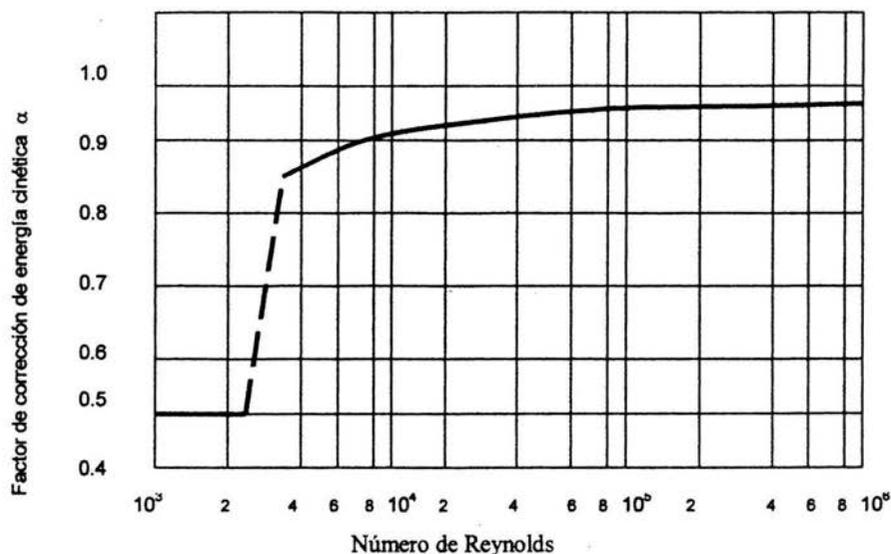


Figura 45. Factor de corrección de la energía cinética en función del número de Reynolds para fluidos que siguen un comportamiento newtoniano (Foust, 1996).

3. Una *Energía Interna*: (U) que es una propiedad intrínseca del fluido, que es toda la energía debido a la rotación o vibración de enlaces químicos en función de la temperatura (T) (Geankoplis, 1996; Smith y Van Ness, 1989). La energía interna puede ser de origen nuclear, químico, molecular o térmico (Singh y Heldman, 1997)

Es importante mencionar que la energía interna se puede calcular mediante el calor específico, si hay cambio de temperatura por adición de calor o pérdidas de calor en el sistema

Entonces la energía total del fluido por unidad de masa entre las secciones 1 y 2 es:

$$E = \Delta U + \frac{\Delta v^2}{2} + \Delta Zg \quad (5.8)$$

La energía transferida entre el sistema y los alrededores incluye:

- 1- El calor (Q_{abs}) absorbido por el material que fluye desde los alrededores. La adición de calor al fluido puede o no requerir un incremento de su temperatura. Es posible que el fluido permanezca con un flujo isotérmico mientras se adiciona calor, dado que la energía añadida puede encontrar salida en otras formas. La cantidad de calor proveniente de los alrededores debe incluir al calor neto total que pasa a través del límite del sistema. Esto excluye al calor generado por fricción, debido a que el calor de fricción debe provenir de la disipación de otras formas de energía. Por convención, el signo del calor es positivo cuando el calor se transfiere desde los alrededores hacia el sistema (Foust, 1996)
- 2- El trabajo (W_f) es hecho por o sobre el fluido al pasar por un equipo, y transmitido por un eje que sobresale de dicho equipo y que tiene un movimiento de rotación o vaivén. En consecuencia, este término representa el trabajo que se intercambia entre el sistema y los alrededores mediante este eje. Este término se conoce a menudo como trabajo de flecha, debido a que normalmente se asocia con una flecha rotatoria o reciprocante. Esta cantidad de trabajo, al igual que el calor, deben pasar a través del límite del sistema. Para que el fluido realice algún trabajo sobre los alrededores se requiere una turbina o algún otro aparato productor de trabajo conectado desde el sistema hacia los alrededores (Smith y Van Ness, 1989; Foust, 1996).

Para expresar el trabajo se utiliza el siguiente convenio de signos; el trabajo realizado por los alrededores sobre el sistema es negativo mientras que el trabajo realizado por el sistema sobre los alrededores se considera positivo. El trabajo será negativo siempre que la energía se suministre hacia el interior del sistema (Singh y Heldman, 1997).

Además de el trabajo de flecha (W_f), hay un trabajo que se intercambia entre la unidad de masa del fluido, tomada como sistema, y el

fluido que le rodea. Puede imaginarse que el fluido fluye como un cilindro a través de la tubería y sus dimensiones responden a los cambios de área de la sección transversal, de la temperatura y de la presión. El fluido en cualquier punto a lo largo de su trayectoria provoca pérdidas de presión en sus extremos, provocada por el fluido adyacente. Estas fuerzas de presión se mueven con el sistema y hacen un trabajo. La presión corriente arriba del fluido hace un trabajo sobre el sistema. La presión corriente abajo tiene un sentido opuesto y da un trabajo hecho por el sistema, es decir es el trabajo realizado por los alrededores para forzar al fluido hacia el interior del sistema y un término correspondiente que toma en cuenta el trabajo sobre los alrededores en la descarga, este trabajo es comúnmente llamado trabajo de flujo (Smith y Van Ness, 1989; Darby, 1996; Foust, 1996). Debido a que este trabajo varía de la misma forma y tiene la misma trayectoria es cero, pero debido a que el fluido entra y sale del sistema este término no se cancela.

El fluido en forma cilíndrica tiene un volumen específico v_{e1} , en la sección 1. Si el área de la sección transversal es A_1 , la longitud será $\frac{v_{e1}}{A_1}$. La fuerza ejercida en la corriente arriba es $P_1 A_1$ y el trabajo realizado por esta fuerza al empujar el fluido dentro de la tubería es (Smith y Van Ness, 1989):

$$W_1^* = P_1 A_1 \frac{v_{e1}}{A_1} = P_1 v_{e1} \quad (5.9)$$

Esta ecuación representa al trabajo hecho por los alrededores.

En la sección 2, el sistema hace el trabajo sobre los alrededores mientras que el fluido emerge de la tubería.

$$W_2^* = P_2 A_2 \frac{v_{e2}}{A_2} = P_2 v_{e2} \quad (5.10)$$

Por lo tanto la ecuación que representa a todo el trabajo realizado por unidad de masa del fluido es igual a la suma del trabajo de flecha o eje y de los trabajos de entrada y salida del fluido esto es:

$$W^* = W_f + P_2 v_{e2} - P_1 v_{e1} \quad (5.11)$$

Se puede escribir el balance de todas las energías involucradas en el sistema de flujo de la Figura 29 como:

$$U_1 + \left(\frac{v_1^2}{2}\right) + Z_1 g + P_1 v_{e1} + Q'_{abs} = U_2 + \left(\frac{v_2^2}{2}\right) + Z_2 g + P_2 v_{e2} + W_f' \quad (5.12)$$

ó

$$\Delta U + \Delta(Pv_e) + \frac{\Delta v^2}{2} + \Delta Zg = Q_{abs} - W_f \quad (5.13)$$

La suma de los términos del lado izquierdo de la ecuación (5.12) representa la energía transferida hacia el sistema y los términos del lado derecho indican la transferencia de energía desde el sistema hacia los alrededores. La ecuación (5.1) es el balance total de energía. Debido a que sólo se basa en el concepto de conservación de la energía con estado estable, su validez es rigurosa.

La energía interna es una propiedad termodinámica intrínseca del sistema y sólo puede obtenerse por diferencia o estableciendo una base arbitraria a partir de la cual pueda evaluarse ΔU . De manera similar, el término $\Delta(Pv_e)$ es también una propiedad intrínseca del sistema. De esta forma, puede definirse la entalpía (H) como:

$$H = U + Pv_e \quad (5.14)$$

Por tanto, para una masa unitaria, es posible escribir la ecuación (5.13) como:

$$\Delta H + \Delta\left(\frac{v^2}{2}\right) + \Delta Zg = Q'_{abs} - W_f' \quad (5.15)$$

Por lo tanto el balance general de energía por unidad de masa para un flujo estacionario la ecuación (5.15) se conoce como el teorema de Bernoulli y que es una representación de la primera ley de la termodinámica.

El teorema de Bernoulli solo se aplica a un fluido perfecto que corresponde aquel en que la viscosidad es cero y no existe un esfuerzo de corte o un transporte de velocidades de flujo a la pared durante el movimiento y esta fluyendo en condiciones isotérmicas y solo la energía mecánica está involucrada. Aunque no

es posible aplicarla cuantitativamente a cualquier fluido real, la ecuación es útil para obtener conclusiones cualitativas. Por ejemplo, en un tubo horizontal, si la velocidad de un fluido aumenta, la presión debe disminuir (Foust, 1996; Smith y Van Ness, 1989).

Para un proceso de calentamiento a presión constante los términos de energía (como potencial, cinética, trabajo y presión) pueden ser despreciados comparados con los términos de energía térmica, en estos casos el balance de energía se reduce a un balance de calor donde (Darby, 1996):

$$\Delta H = Q_{abs} \quad (5.16)$$

En el procesado de alimentos, los procesos a presión constante son muy habituales; el cambio de entalpía de la ecuación (5.16) se denomina simplemente cantidad de calor.

En un proceso de calentamiento discontinuo, el cambio de entalpía ΔH , en un sistema puede determinarse midiendo la variación de la cantidad de calor Q , siempre que el proceso se produzca a presión constante (Singh y Heldman, 1997).

$$\Delta H = Q_{abs} = m \int_{T_1}^{T_2} C_p dT \quad (5.17)$$

$$\Delta H = m C_p (T_2 - T_1)$$

donde:

ΔH = incremento de entalpía, (J/kg)

C_p = capacidad calorífica a presión constante, (J/kg °C)

$T_2 - T_1$ = temperatura final e inicial, (°C)

m = masa, (kg)

En todas las ecuaciones que se han descrito aquí, la unidad de energía que se ha propuesto es el Joule de acuerdo con el sistema internacional de unidades. Para el sistema inglés los términos de energía cinética y potencial deben de ser divididos entre la constante dimensional g_c (ver Capítulo I) (Smith y Van Ness, 1989).

Estos tipos de energía son muy importantes, ya que incluye el término de trabajo, energía cinética, energía potencial y a la parte del flujo en términos de entalpía. La energía mecánica es una forma de energía que es un trabajo o bien una forma que puede transformarse directamente en trabajo. Los términos del calor y energía interna de la ecuación (5.15), no permiten una conversión simple en trabajo debido a la segunda ley de la termodinámica ("Es imposible construir una máquina que, si opera continuamente, no produzca otro efecto que la extracción de calor de una fuente y la realización de una cantidad equivalente de trabajo" $\Delta W = \Delta Q$, Tippens, 1996) y a la eficiencia de la conversión, que depende de las temperaturas. Los términos de energía mecánica no tienen esta limitación y pueden convertirse casi en su totalidad en trabajo (Geankoplis, 1996).

Debido a esto es necesario definir a la entalpía en función a las propiedades de los fluidos (Smith y Van Ness, 1989):

$$dH = TdS + v_e dP \quad (5.18)$$

Para un cambio de estado reversible, $TdS = dQ_{\text{abs}}$. Entonces,

$$dH = dQ_{\text{abs}} + v_e dP \quad (5.19)$$

cuya integración da:

$$\Delta H = Q_{\text{abs}} + \int_{P_1}^{P_2} v_e dP \quad (5.20)$$

si se sustituye ΔH , en la ecuación (5.16), se obtiene:

$$-W_f = \int_{P_1}^{P_2} v_e dP + \frac{\Delta v^2}{2} + g\Delta Z \quad (5.21)$$

Esta ecuación se basa en la consideración de que el cambio de estado resultante del proceso es reversible. Sin embargo, la naturaleza viscosa de los fluidos reales y el flujo se pone en evidencia la fricción del fluido, ésta tiene lugar en cualquier parte donde exista una tensión del mismo (Smith y Van Ness, 1989)

La fricción del fluido producida entre las capas del fluido (h_{fs}) es una energía que sale del sistema por lo que esa parte de la energía cinética es transformada en energía térmica, por lo que el efecto de la fricción produce un aumento en la temperatura por lo que la energía interna de salida es mayor a la

energía interna de entrada. Sin embargo un valor grande de (hfs) produce solamente un pequeño cambio en la temperatura, por lo que se produce una transferencia mínima hacia los alrededores con lo que se mantiene el flujo isotérmico. Esta fricción convertirá efectivamente la energía mecánica en calor, ésta se disipará entre los dos puntos caracterizada por una pérdida de carga. Así que todo el trabajo realizado por el fluido no se transferirá a los alrededores o si es un trabajo suministrado, se debe de considerar el trabajo perdido, siendo una pérdida de energía mecánica causada por las pérdidas por fricción durante el flujo.

Es decir que la fricción causará cambios de estado en procesos de flujo provocando -que sean inherentemente irreversibles, puesto que la energía mecánica se disipa al convertirse en energía interna. Para tener en cuenta este hecho, la ecuación se corrige agregándole el término de fricción. Para ello es necesario evaluar la integral y conocer o suponer una relación entre v_e y P . Para líquidos, la hipótesis común es que el volumen específico v_e es constante e independiente de la presión, por lo tanto (Smith y Van Ness, 1989):

$$\int_{P_1}^{P_2} v_e dP = v_e \Delta P = \frac{\Delta P}{\rho} \quad (5.22)$$

Sustituyendo en la ecuación 5.10 se tiene que:

$$-W_f = \frac{\Delta P}{\rho} + \frac{\Delta v^2}{2} + g\Delta Z + hfs \quad (5.23)$$

La cual es conocida como balance general de energía mecánica para fluidos incompresibles. Si están presentes otras formas de energía, por ejemplo la eléctrica y surge un cambio, tales formas deben de incluirse también (Perry y col., 1996).

CAPITULO VI

BOMBAS

En la industria de Alimentos se utilizan diferentes tipos de bombas, las cuales son seleccionadas dependiendo del tipo de fluido a transportar así como de factores de tipo económico y de espacio.

Por ello en este capítulo se pretende que los alumnos:

1. Enlisten los parámetros involucrados en la selección de un sistema de bombeo.
2. Identifiquen y clasifiquen los diferentes tipos de bombas .
3. Realicen balances de energía mecánica en un sistema de transporte de un fluido para calcular la presión de succión y la presión de descarga que nos permita seleccionar la bomba adecuada y calcular la potencia de la misma.
4. Seleccionen adecuadamente la bomba requerida.

1 Parámetros implicados en la selección de una bomba

Cuando se selecciona una bomba para una aplicación particular, se deben considerar los siguientes factores:

1. **La naturaleza del líquido que se va a bombear:** La naturaleza del fluido está caracterizada por la temperatura en las condiciones de bombeo, es importante tener los datos de gravedad específica, viscosidad, tendencia a generar corrosión o erosión en las diferentes partes de la bomba y su presión de vapor a la temperatura de bombeo. El término de presión de vapor se utiliza para definir la presión en la superficie del fluido debido a la formación de vapor. Esta se eleva conforme aumenta la temperatura del líquido y es necesario que la presión a la entrada de la bomba sea mayor que la presión de vapor del fluido (Crane,1996).
2. **La capacidad requerida (flujo volumétrico):** Es importante conocer el gasto debido a que este tiene una relación directa con el cabezal. Para un

régimen de flujo turbulento el gasto es una función cuadrática del cabezal, en donde las pérdidas por fricción se consideran constantes, en cambio en régimen laminar las pérdidas por fricción son inversamente proporcional al número de Reynolds, (ver Capítulo III y Capítulo IV) cuyos resultados tienen una relación lineal con el cabezal y el gasto. Estos valores son determinados por los requerimientos del sistema, y conociendo estos requerimientos es posible seleccionar la mejor bomba para dicho sistema. Además de que a mayor flujo volumétrico la bomba deberá ser de un mayor tamaño, lo cual indica un incremento en los costos de operación (Daby, 2001).

- 3. Las condiciones de presión en el lado de la succión (entrada) de la bomba:** La entrada o sistema de succión debe de ser capaz de permitir la entrada a la bomba de un flujo paralelo del líquido a una presión suficientemente alta para evitar la formación de burbujas en el fluido. A medida que la presión en el fluido disminuye, la temperatura a la cual se forman las burbujas de vapor disminuyen también. Por lo que es necesario que la presión de succión a la entrada sea mayor que la presión de vapor del fluido.

Cada vez que la presión del líquido disminuye más que la presión de vapor correspondiente a su temperatura, el líquido se evaporará. Cuando esto sucede dentro de la bomba en operación, en lugar de un flujo permanente de fluido, la bomba tomará una mezcla de vapor líquido, provocando que se disminuya la entrega, a medida que las burbujas de vapor ingresen a la bomba estas serán arrastradas hasta un punto de mayor presión donde súbitamente se colapsarán. Este fenómeno se conoce como cavitación. Debe evitarse la cavitación de una bomba, ya que normalmente trae como consecuencia erosión del metal, vibración, flujo reducido, pérdida de la eficiencia y ruido. Cuando la presión de succión es insuficiente para llenar su cavidad, puede aparecer cavitación en la admisión de la bomba causando daños en la succión y en las paletas del impulsor (Perry y col., 1997; Mott, 1996)

Para evitar este fenómeno, es necesario mantener una carga neta de succión positiva requerida ($NPSH_{requerido}$) en N/m^2 o lb/in^2_{abs} que es la carga total equivalente de líquido en la línea de centro de la bomba menos la presión de vapor, el $NPSH_{requerido}$ se publica para cada bomba por el fabricante y varía primordialmente con la velocidad de la bomba y la viscosidad del fluido.

En el momento de diseñar la instalación de una bomba, se debe calcular la carga de succión positiva disponible ($NPSH_{disponible}$), el cual depende de la naturaleza del fluido que se esté bombeando, la tubería de succión, la ubicación del depósito del fluido y la presión aplicada al fluido en el depósito, el cual se puede calcular de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$NPSH_{disponible} = P_{succión} - P_{vapor} \quad (6.1)$$

Conociendo ambos valores de $NPSH_{requerido}$ y $NPSH_{disponible}$ se deben de comparar y cuidar que

$$NPSH_{disponible} \geq NPSH_{requerido} \quad (6.2)$$

$$NIPA_{disponible} \geq NIPA_{requerido} \quad (6.3)$$

La diferencia entre $NPSH$ y $NIPA$ es solo de acuerdo con el tipo de bomba a utilizar, el $NPSH$ es para bombas centrífugas y el $NIPA$ es para bombas de desplazamiento positivo (Mott, 1996)

4. Las condiciones de presión en el lado de la descarga (salida de la bomba): Es la presión del líquido que se requiere a la salida de la bomba (lo cual se calcula con el balance de energía mecánica) (García y Steffe, 1986).

5. El cabezal total de la bomba: Es la energía o trabajo que debe de realizar la bomba para mover el fluido a través del sistema (Mott, 1996).

$$CABEZAL = P_{descarga} - P_{succión} \quad (6.4)$$

6. El tipo de sistema al que la bomba está entregando el fluido.

7. El tipo de fuente de alimentación (motor eléctrico, motor de diesel, turbina de vapor, etc.) es importante, debido a que algunas bombas

requieren de una fuente de alimentación en específico (ya que no pueden acoplarse a otra fuente de alimentación.)

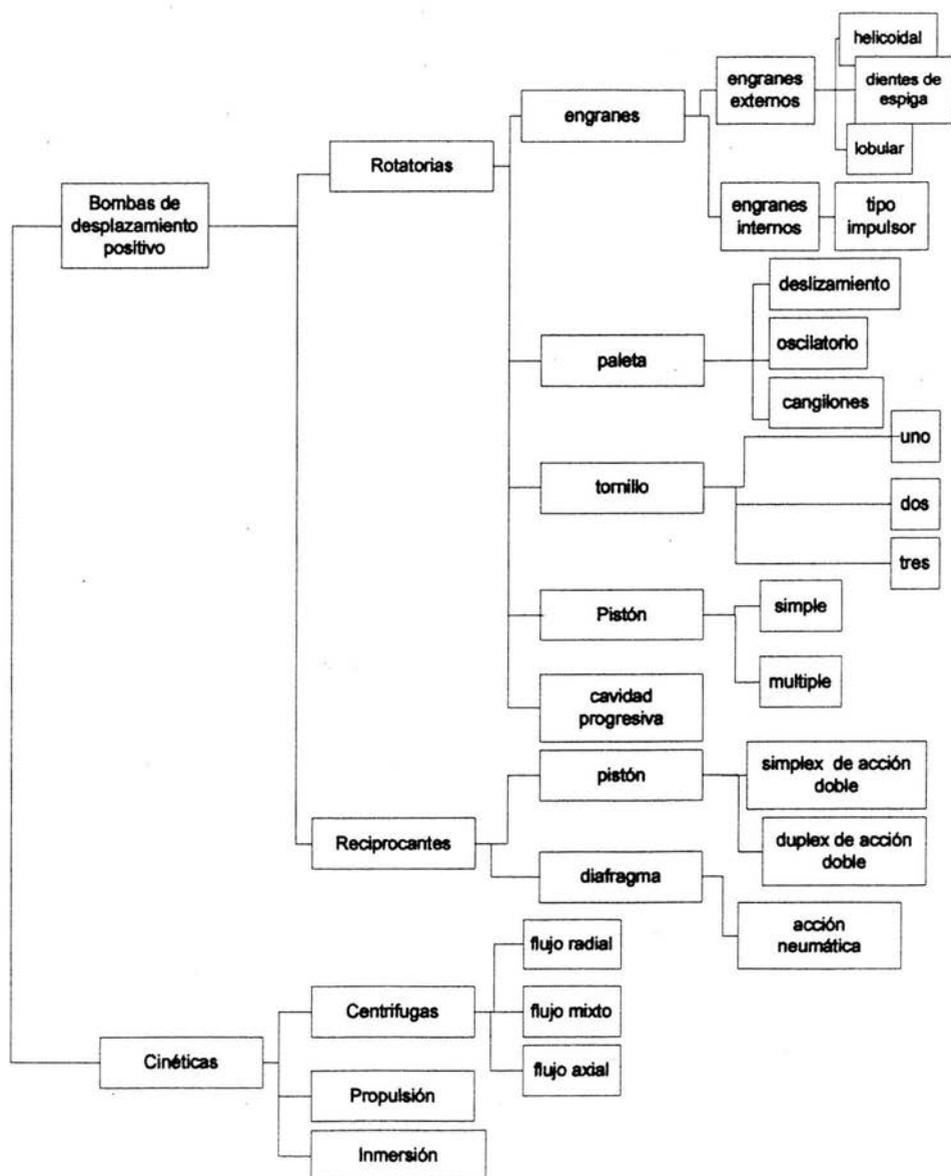
8. **Limitaciones de espacio, peso y posición.**
9. **Condiciones ambientales.** Hay varias condiciones ambientales que son de vital importancia conocer, como los son: la presión atmosférica, debido a que algunos tanques descargan a está presión, la cual es específica de cada lugar, la temperatura ya que con ella es posible conocer la presión de vapor del agua a esa temperatura.
10. **Costo de la operación de la bomba.** Se refiere a los costos de capital en la instalación del equipo de bombeo y al costo de energía requerido por la bomba(ver Capítulo VII) (Darby, 2001)
11. **Códigos y estándares que rigen las bombas.**

Ya que se tienen contemplados los factores anteriormente mencionados y después de haber calculado la presión a la entrada y salida de la bomba, se procede a seleccionar el tipo de bomba a ocupar en el proceso. Debido a que existen diferentes tipos de bombas a continuación se presenta una clasificación de los diferentes tipos de bombas y un cuadro en donde se mencionan algunas características, ventajas y desventajas de algunas bombas comerciales.

2. Tipos y Clasificación De Bombas

Aunque existan diferentes tipos de bombas, es posible clasificarlas en tres diferentes categorías (Mott, 1996; Imo pump, 1992; Kenneth y col, 1997; Perry y col., 1997; Garay, 1996).

Los tipos de bombas se clasifican de la siguiente forma:



Cuadro 17. Clasificación de bombas (Mott,1996; lmo pump, 1992; Kenneth y col., 1997; Perry y col., 1997; Garay, 1996).

3. Descripción de los diferentes tipos de bombas

Bombas de desplazamiento positivo: Estas incluyen a las bombas de pistón, de diafragma, tornillo, cavidad progresiva, entre otras.

La capacidad de flujo de estas bombas esta en función del diseño, el tamaño y la velocidad de operación de la bomba. La presión o cabezal a la cual la bomba trabaja depende de la resistencia al flujo del sistema y es limitado solamente por el tamaño del motor y la fuerza de las partes.

En general estas bombas tienen una limitante que es la capacidad de flujo, debido a que entregan una cantidad fija de fluido en cada revolución del rotor de la bomba, pero son capaces de manejar altas presiones y fluidos de alta viscosidad. (Mott, 1996; Darby, 2001).

Bombas rotatorias: En esta clasificación se encuentran seis tipos básicos los cuales son: engranes, de paleta, de tornillo, de leva y de pistón

En las bombas rotatorias, (ver Figura 46) el desplazamiento del líquido se produce debido a la rotación de uno o más miembros dentro de una carcasa estacionaria. Aunque son necesarios movimientos internos pequeños, en todas estas bombas, la capacidad disminuye al incrementarse la presión diferencial de la bomba (Perry y col., 1997; Imo pump, 1998).

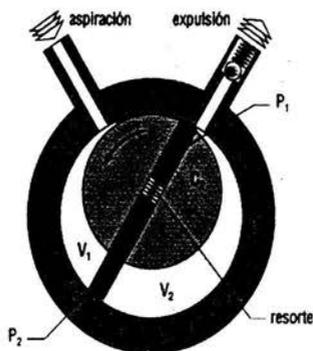


Figura 46. Bomba rotatorias

a) De engranes: Cuando se utilizan dos o más impulsores en una carcasa de bomba rotatoria, dichos impulsores pueden tomar la forma de ruedas dentadas, engranaje helicoidales o de levas de lóbulos. En cualquier caso los engranes fuertemente unidos giran en el sentido de las manecillas del reloj dentro de la estructura. El fluido ingresa desde el depósito de alimentación en el puerto de succión y se transporta por los espacios entre los dientes de los engranes al puerto de descarga, en donde se entrega a alta presión al sistema (Figura 47a)(Mott, 1996, Perry y col., 1997).

Existen bombas rotatorias de dos clases generales, de engranes internos y externos. El tipo de engranes internos (ver Figura 47 b) se utiliza para manejar líquidos lubricantes, y el del tipo de externo, para líquidos no lubricantes y se lubrica mediante aceite. La bomba de engranes internos se lubrica mediante el líquido que se bombea (Perry y col., 1997; Imo pump, 1998)

Las bombas de engranes desarrollan presiones en el sistema en un intervalo de 10.342 MPa a 275 MPa(1500 lb/in² a 4000 lb/in²). La entrega varía con el tamaño de los engranes y la velocidad rotacional, la cual puede ser de hasta 5.785 L/min a 189.274 L/min (4000 rpm). Es posible tener entregas de 1 a 50 GPM (Mott, 1996)

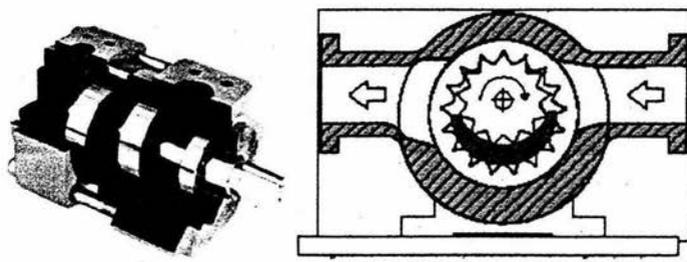


Figura 47. a) Bomba de engranes. b) Bomba de engranes internos.

b) De paleta: El fluido ingresa desde el depósito de alimentación en el puerto de succión y es transportado por la paleta la cual puede tener forma de aspa, rodillo y en cooperación de una leva el fluido es forzado hacia el puerto de descarga, en donde se entrega a alta presión del sistema como se muestra en

la Figura 48. En este tipo de bombas las paletas pueden girar o deslizarse. Aunque la mayoría de estas bombas son diseñadas para producir un desplazamiento constante, hay diseños disponibles en las bombas de paleta deslizable en donde el desplazamiento es logrado al incorporarse un dispositivo, cuya cantidad es gobernada por el movimiento de la paleta (Imo pumps, 1998; Garay, 1996).

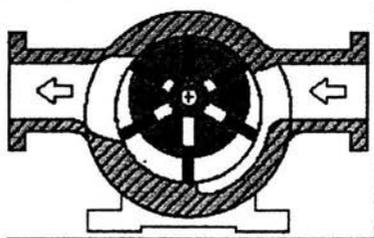


Figura 48. Bomba de paleta

- c) De tornillo: Estas bombas son una modificación de las bombas de engranajes helicoidales y se pueden encontrar con uno, dos o tres rotores (ver Figura 49 a) y b) con roscas de varios contornos, y esto va a depender del diseño que se maneje. En la versión con dos rotores el líquido se alimenta en centro o en los extremos, según la dirección de rotación y avanza axialmente en las cavidades formadas por los dientes. En las versiones de tres rotores, el central es el miembro impulsor, mientras que los otros dos son impulsados. Operan a una presión nominal de 20.685 MPa (3000 lb/in²) pueden resistir altas velocidades y pueden producir grandes elevaciones de presión. Operan en una forma más silenciosa que la mayoría de otros tipos de bombas hidráulicas (Perry y col., 1997; Mott, 1996, Imo pump, 1998). Este tipo de bomba se muestra en la Figura 50.



Figura 49. a) Dos rotores



b) Tres rotores

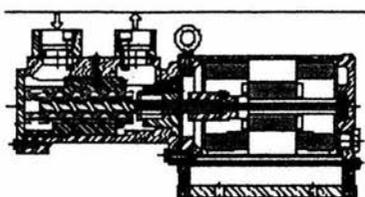


Figura 50. Bomba de tornillo

d) Pistón y leva: En este tipo se combina el movimiento rotatorio de una leva con un pistón. Estas bombas son usadas en servicios que requieren una alta cantidad de vapor.

También se encuentran las bombas de pistones múltiples las cuales son comúnmente usadas en el campo hidráulico, debido a que satisfacen un desplazamiento variable, en este tipo de bombas se pueden encontrar las de tipo radial y axial (ver Figura 51).



Figura 51. Bomba de pistones múltiples

e) De cavidad Progresiva: Producen un flujo paralelo, no impulsado y se utiliza en la mayoría de las veces en la entrega de fluidos procesados más que en aplicaciones hidráulicas. A medida que el rotor largo central se mueve dentro del estator, se forman cavidades que aumentan hacia el extremo de la descarga de la bomba que transporta el material que se está manejando. Las capacidades de flujo varían hasta 7040.84 L/min (1860 GPM) y la capacidad de presión es de hasta 6.205 MPa (900 lb/in²). Este tipo de bomba puede manejar una gran variedad de fluidos incluyendo agua, corrientes con sólidos en suspensión, líquidos altamente viscosos tales como masa de pan (Mott, 1996).

Bombas reciprocantes: Se utilizan en numerosas aplicaciones que exceden la capacidad de las bombas centrífugas o rotatorias, debido a que su uso implica menores costos de energía, debido a su elevada eficiencia mecánica, que suele ser del 85 al 94%. El 10% restantes es debido a la pérdida que ocurre en todas las bombas de engranes, cojinetes, empaquetaduras y válvulas.

Otra característica de estas bombas es que la capacidad está en función de la velocidad y es más o menos independiente de la presión de descarga. Son capaces de manejar cualquier presión y pueden manejar una gran variedad de fluidos, incluyendo a los de alta viscosidad, altas temperaturas, esto es como resultado a su básico principio de operación (Kenneth y col., 1997; Garay, 1996).

Hay tres tipos de bombas reciprocantes o de movimiento alternativo, que son las de pistón, las de émbolo y las de diafragma. En general, la acción de las piezas de transferencia del líquido en estas bombas es la misma, puesto que se hace que avance y retroceda en una cámara un pistón cilíndrico, un émbolo o un diafragma redondo. El dispositivo va equipado con válvulas para la entrada y la descarga del líquido que se bombea, el funcionamiento de dichas válvulas se relaciona de manera definitiva con los movimientos del pistón. Las válvulas de succión y descarga de todas las bombas reciprocantes de diseño moderno son operadas por diferencia de presión; es decir, cuando la bomba está en su etapa o carrera de succión y la cavidad de la bomba está aumentando de volumen, la presión disminuye dentro de la cavidad permitiendo que la presión de succión más alta abra la válvula de succión, con la que se inicia la admisión de líquido dentro de la bomba. De manera similar, en la etapa de descarga, cuando la cavidad de la bomba decrece en volumen, la presión máxima desarrollada en la misma mantiene cerrada la válvula de succión y abierta la de descarga, para expulsar el líquido de la bomba hacia la línea de descarga (Perry y col., 1997).

Este tipo de bomba se muestra en la Figura 52.

- a) De pistón: Estas se pueden clasificar tanto de simplex de acción doble y bombas de acción duplex de acción doble. Tiene una capacidad de flujo más grande y operan a presiones menores.

Las bombas de simplex de acción doble: pueden ser de acción directa (o sea que van conectados directamente a un cilindro de vapor) las cuales pueden manejar presiones de hasta 0.690 MPa.

Bombas duplex de acción doble: difieren de las anteriores porque tienen dos cilindros de agua cuyo funcionamiento se encuentra coordinado. Estas bombas pueden ser de acción directa, impulsadas por vapor o impulsadas mediante la potencia de un motor, con levas y volantes (Mott,1996, Perry y col.,1997).

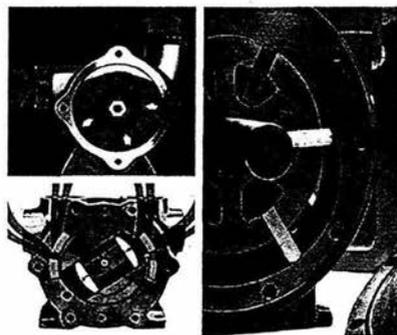


Figura 52. Bombas reciprocantes de pistón

- b) De émbolo: Estas difieren de las de pistón en que tienen uno o más émbolos de diámetro constante con movimientos alternativos a través de casquillos de empaque, para desplazar el líquido de los cilindros en los que hay un franqueo radial considerable. Son siempre de acción simple en el sentido en el que solo se emplea uno de los extremos del émbolo para bombear el líquido. Existen bombas de émbolo con uno, dos, tres, cuatro y cinco o más cilindros (Perry y col., 1997).
- c) De diafragma: Funcionan de manera similar a las de pistón y émbolo. Su construcción es diferente, debido a que el miembro impulsor de movimiento alternativo o reciprocante, es un diafragma flexible fabricado de metal, caucho o material plástico. Tienen una varilla reciprocante que mueve un diafragma flexible dentro de una cavidad, descargando el fluido en forma alternada

conforme la varilla se mueve hacia la izquierda y tomando un fluido hacia dentro conforme la varilla se mueve hacia la derecha (Mott, 1996).

Como ya se menciona estas bombas tienen un diafragma flexible, con un lado en contacto directo con el líquido de proceso; se pueden utilizar uno o más diafragmas que pueden ser planos o configurados y su impulsión puede ser hidráulica o mecánica.

Los extremos de líquido, (llamados a veces cabeza parareactantes o extremo mojado incluyen todas las piezas que contienen o están en contacto de alguna forma con el líquido que se bombea), válvulas y mecanismos de ajuste de carrera son los principales componentes de las bombas de diafragma, los cuales permiten que sea cero fugas, con insensibilidad del caudal a los cambios de presión, gran precisión de los ajustes de flujo y la posibilidad de separar la cámara de bombeo del resto de la bomba (Kenneth y col., 1997)

Estas bombas pueden mover cualquier fluido a una temperatura limitada, su capacidad puede ser ajustada o controlada. El diferente arreglo de estas bombas es diseñado para el servicio que se requiera, así como su capacidad de flujo y la presión a la que se requiera el fluido (Garay, 1996) .Este tipo de bomba se muestra en la Figura 53.

- d) Las bombas de diafragma de funcionamiento neumático no necesitan otra fuente de potencia que la del aire comprimido de la planta. Este tipo de bombas deben de tener una succión sumergida y, por supuesto la presión se limita al aire disponible. Debido a su baja velocidad y a sus grandes válvulas, este tipo es muy apropiado para el manejo suave de líquidos, cuando se desee evitar la degradación de los sólidos en suspensión (Perry y col., 1997).

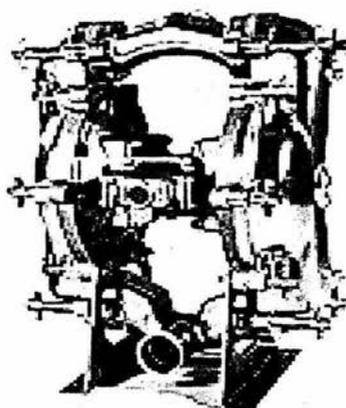


Figura 53. Bomba de diafragma

Bombas cinéticas: Este tipo de bombas son las más usadas en la industria química para transferir todo tipo de líquidos que presenten un comportamiento newtoniano y baja viscosidad.

Las ventajas principales de este tipo de bombas son la sencillez, el bajo costo inicial, el flujo uniforme (sin pulsaciones), el pequeño espacio necesario para su instalación, los bajos costos de mantenimiento, el funcionamiento silencioso y su capacidad de adaptación para su empleo con unidad motriz de motor eléctrico de turbina.

Hay tres tipos de bombas cinéticas, que son las de flujo radial, axial, mixto y de inmersión o sumergibles. En general todas funcionan bajo el mismo principio de funcionamiento: Al aplicar una potencia exterior al eje que hace girar al impulsor dentro de la carcasa. Las hojas del impulsor al girar producen una reducción de presión a la entrada del impulsor. Esto hace que fluya el líquido al impulsor desde la tubería de succión, este líquido se ve obligado a salir a lo largo de las paletas a velocidades tangenciales crecientes (Perry y col., 1997; Mott, 1996; Garay, 1996)

Este tipo de bombas pueden ser de una fase simple, la cual tiene un impulsor simple, o de fases múltiples, las cuales tienen impulsores múltiples a través del cual el fluido fluye a través de ellos en serie. Cada impulsor en serie

incrementa la presión del fluido a la cual la bomba lo descarga. Este tipo de bombas pueden tener más de treinta fases en casos extremos. En estos casos la capacidad de la bomba, el cabezal, y la eficiencia óptima de la velocidad son usadas para clasificar los impulsores de las bombas con respecto a su geometría específica. Esta correlación es llamada velocidad específica y es un importante parámetro para analizar el funcionamiento de la bomba (Garay, 1996)

a) De flujo radial (centrífuga): Son bombas en donde la presión es desarrollada principalmente por la acción de una fuerza centrífuga. Bombas de esta clase con un impulsor simple a la entrada, usualmente puede manejar velocidades específicas por debajo de los 4200 y bombas con dos impulsores pueden manejar una velocidad específica por debajo de los 6000. En estas bombas el líquido normalmente fluya al impulsor y fluya radialmente a la periferia.

Estas bombas se ocupan principalmente en las industrias y comercios, existen pequeñas unidades para su uso doméstico, como en lavadoras de ropa, etc (Mott,1996; Perry y col., 1997; Garay, 1996). Este tipo de bombas se muestran en la Figura 54.

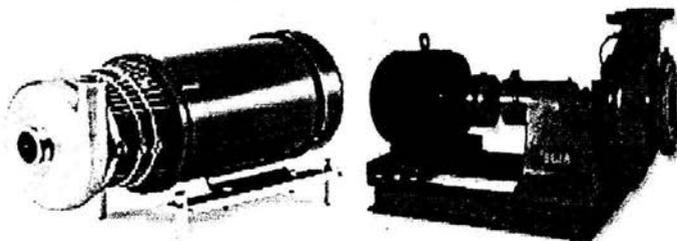


Figura 54. Bombas centrífugas

b) De flujo axial (de impulsor): Constan de cierta cantidad de hojas, ya sean abiertas o resguardadas, montadas sobre un árbol o eje que se proyecta en el exterior de la carcasa. Los impulsores pueden tener ejes de rotación horizontales o verticales para adaptarse al trabajo a realizar. Estas dependen de la acción hidrodinámica de las hojas impulsoras para levantar y acelerar al fluido en forma axial, a lo largo de una trayectoria paralela al

eje impulsor. Los impulsores de tipo cerrado suelen ser más eficientes. Los impulsores de tipo abierto se emplean para líquidos viscosos o que contengan materiales sólidos, estos pueden ser del tipo de succión simple o doble, simple si el líquido entra por un lado, doble si entra por los dos lados (Perry y col.,1997).

- c) De flujo mixto: En estas bombas el cabezal es desarrollado en parte por una fuerza centrífuga y en parte por hojas impulsoras, es decir que las bombas de flujo mezclado incorporan acciones de ambos tipos de bombas: la centrífuga y la del impulsor. El fluido entra al impulsor axialmente y es descargado en una dirección axial y radial. Bombas de este tipo manejan velocidades específicas desde 4200 hasta 9000 (Garay, 1996)

- d) De inmersión o sumergibles: Las cuales se muestran en la Figura 55. Se diseñan de tal forma que la estructura de la bomba centrífuga, el motor de alimentación y los dispositivos de succión y de descarga pueden sumergirse en el fluido para ser bombeado. En la parte superior de la unidad el flujo se une y fluye hacia una tubería de descarga ubicada en la parte central o tubería de manguera. El motor seco se sella en el centro de la bomba (Mott,1996).



Figura 55. Bomba sumergible

Algunos ejemplos de bombas cinéticas se muestran en la Figura 56

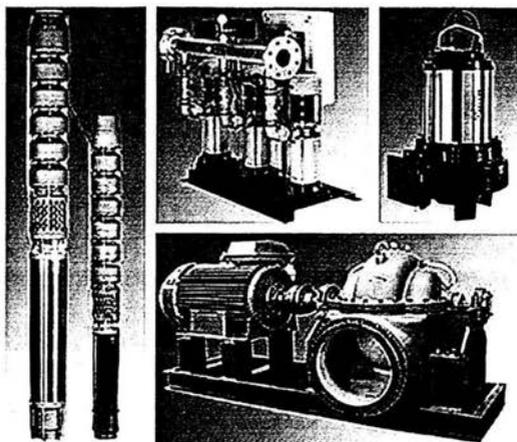


Figura 56. Tipos de Bombas cinéticas

Bombas de propulsión: Son usadas para uso doméstico de agua, se componen de una bomba centrífuga junto con un montaje de propulsores.

En el Cuadro 18 se resumen algunas características de bombas comerciales.

BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO**BOMBAS ROTATORIAS**

Tipo de Bomba	Características	Uso	Ventajas	Desventajas
Engranés "Fristam Pumps,1998" "Waukesha pumps,1992"	*La geometría del rotor reduce el esfuerzo para no dañar al producto. *Soporta altas temperaturas. *Maneja condiciones de esterilidad. *Hay un mínimo contacto del rotor – rotor.	Uso sanitario	*Fácil mantenimiento. *Fácil limpieza. *Alta eficiencia en el bombeo. *Manejan diferentes intervalos de velocidades dependiendo de las necesidades que se tengan.	*No manejan fluidos con sólidos en suspensión. * Entregan un flujo pulsante a la salida debido a que cada elemento funcional mueve un volumen fijo y cautivo de fluido de la succión hacia la descarga
Tornillo "Fristam pumps,1998" "Netzsch Nemo Pumps"	*Produce un flujo continuo que es directamente proporcional a la velocidad de rotación de la bomba. *Puede transportar fluidos de alta viscosidad y con sólidos en	*Jaleas, aderezos, Masas, Salsas, carnes, purés de frutas y vegetales, pulpas, Manufactura de	*Gran versatilidad. *Fácil limpieza. *Fácil mantenimiento. *Son silenciosas	

	<p>suspensión.</p> <p>*Puede bombear todo tipo de fluidos no homogéneos, materiales abrasivos, materiales fibrosos o gases.</p>	<p>quesos y mantequillas, Leche, yogurt, crema, bebidas de leche, Helado, gelatina, glucosa, chocolate, huevo y grasas.</p>		
<p>Cavidad Progresiva Mott, 1996</p>	<p>*Flujo parejo no pulsado, se usa para la entrega de fluidos en proceso.</p> <p>Flujos de hasta 1860 GPM</p>	<p>*gran variedad de fluidos</p> <p>*adhesivos y mortero de cemento</p> <p>*Fluidos abrasivos y corrosivos.</p> <p>*fluidos farmacéuticos</p> <p>*alimentos como la compota de manzanas, masa de pan.</p>	<p>*Pueden manejar líquidos en suspensión</p> <p>*Pueden manejar fluidos altamente viscosos.</p> <p>*Fácil mantenimiento.</p> <p>*Fácil manejo</p>	<p>* entregan una cantidad fija de fluido en cada revolución del rotor de la bomba</p>

<p>Paleta</p> <p>"Fristam pumps 1997"</p> <p>"Alfa Laval"</p> <p>"Fristam pumps 1998"</p> <p>"Fristam pumps"</p> <p>"Waukesha pumps, 1992"</p> <p>"Fristam pumpen, 1999"</p>	<p>*Los tamaños de la bomba varían de 1" hasta 4".</p> <p>*Maneja fluidos con viscosidades arriba de 100,000 cps</p> <p>*Caudales hasta 60 m³/h</p> <p>*Tiene doble rotor aleta que aumenta su eficiencia cuando permite el llenado regular a altas temperaturas,</p> <p>*Existe un mínimo contacto entre el rotor- rotor.</p> <p>*Algunos modelos como FRISTAM FK pueden transportar productos heterogéneos con adiciones de grandes partículas.</p>	<p>Uso sanitario</p>	<p>*Fácil mantenimiento.</p> <p>*Fácil limpieza.</p> <p>*Amplia gama de aplicaciones.</p> <p>*Extremas alturas de succión.</p> <p>*Debido al sellado por la superficie entre los émbolos, es posible el transporte del producto con altos factores de eficiencia"</p>	<p>*No manejan fluidos con sólidos en suspensión.</p>
---	--	----------------------	---	---

BOMBAS RECIPROCANTES

Tipo de Bomba	Características	Uso	Ventajas	Desventajas
Pistón "Waukesha pumps,1992"	*El movimiento del cigüeñal reparte un flujo pulsante. *La bomba descarga un volumen del fluido equivalente al volumen desplazado por el pistón *Pueden tener una acción simple, duplex, que tiene la capacidad de desplazar una mayor cantidad de fluido a una menor presión.	*Gran variedad de fluidos.	*Fácil operación. *Fácil mantenimiento.	*No bombean fluidos muy viscosos. *Entregan un flujo pulsante a la salida debido a que cada elemento funcional mueve un volumen fijo y cautivo de fluido de la succión hacia la descarga
Diafragma "Wilden,1999" "Delphy.	*Manejan flujos de 275 GPM. *Dosificadores con exactitud del 1%. *Manejan presiones arriba de 125 psig. *Soporta temperaturas de hasta 350°C *Son operadas por aire. *El sistema no esta	*Todo tipo de fluidos.	*Se puede usar para cualquier aplicación. *Fácil operación. *Fácil mantenimiento. *Reduce interrupciones de producción. *	*Con el tiempo se pueden presentar fallas en el diafragma.

	<p>completamente unido y puede manejar sólidos en suspensión sin ningún problema.</p> <ul style="list-style-type: none">*Transporta fluidos abrasivos y de alta viscosidad .*Pueden ser sumergibles.*Se pueden construir de varios materiales dependiendo de las necesidades que se requieran*Antiexplosivas			
--	---	--	--	--

BOMBAS CINÉTICAS

Tipo de Bomba	Características	Usos	Ventajas	Desventajas
<p>Flujo Radial (Centrifugas)</p> <p>"Tri-Clover Inc1996"</p> <p>"Fristam pumps,1998"</p> <p>"Waukesha pumps1992"</p>	<p>*Manejan productos abrasivos, vapor proveniente del evaporador.</p> <p>*Manejan viscosidades mayores de 1,200 cps de fluidos de comportamiento newtonianos y algunos de comportamiento tixotrópico con viscosidad aparente superior a 8,000 cps.</p> <p>*Diseñados para mantener una presión constante manteniendo las caras selladas lo cual previene una contaminación</p>	<p>*fluidos de comportamiento newtonianos y algunos de comportamiento tixotropico</p>	<p>*Bajo costo de mantenimiento.</p> <p>*Todas las bombas centrífugas tienen una válvula que puede ser cerrada por afuera, lo cual provoca que el flujo sea interrumpido evitando que la bomba se dañe</p>	<p>*No pueden transportar sólidos en suspensión</p>

<p>Flujo Axial (Impulsor)</p> <p>"Fristam pumps,1998"</p> <p>"Waukesha pumps,1992"</p>	<p>*Transportan una gran cantidad de fluidos a una presión relativamente baja.</p> <p>*Sellado hidráulicamente que reduce la presión en la superficie, lo que provoca un menor deterioro y una gran eficiencia.</p> <p>*Diseñadas para transportar una gran cantidad de fluidos.</p> <p>*Debido a su tipo de impulsor puede manejar sólidos en suspensión.</p>	<p>*bebidas</p> <p>*Soluciones de ácidos para limpieza y detergentes.</p> <p>*Alcantarillado, evacuación de aguas residuales</p>	<p>*Mantenimiento simple.</p> <p>*Alta calidad y Bajo costo.</p> <p>*Se puede adaptar para un amplio intervalo de aplicaciones.</p> <p>*Fácil instalación.</p> <p>*</p>	<p>*No pueden transportar sólidos en suspensión</p>
---	--	--	---	---

<p>Flujo Mixto "Fristam pumps,1998" "Waukesha pumps,1992"</p>	<p>*Pueden manejar fluidos con entrada de aire. *Puede realizar una completa evacuación de tanques y líneas durante un proceso normal. Manejan viscosidades mayores de 500 cps. *Es capaz de operar en dos direcciones.</p>	<p>Uso sanitario y farmacéutico.</p>	<p>*Mantenimiento simple. *Bajo costo de mantenimiento.</p>	<p>*No pueden transportar sólidos en suspensión</p>
<p>De inmersión "Grundfos,1994" "Perry, 1997"</p>	<p>*No hacen ruido. *No requiere de espacio en la superficie y cabe perfectamente en un pozo de 3". *Pueden ser totalmente sumergibles y sus materiales de construcción son compatibles con los fluidos. *. La entrada de la bomba está forrada con un colador para prevenir daños por sólidos abrasivos. *Proporcionan una máxima protección a la bomba contra daños de operación en situaciones donde existen niveles bajos de agua.</p>	<p>*Doméstico e industrial. *Suministros de agua de alta presión o pozo profundo para aplicaciones agrícolas, comerciales e industriales.</p>	<p>*Fácil mantenimiento. *Fácil operación. *Máxima eficiencia.</p>	<p>*.No pueden transportar sólidos en suspensión *Se requieren de cojinetes cuando la longitud del eje excede los 3 m. *Su mantenimiento es costoso.</p>

Antes de realizar la compra de un sistema de bombeo se deben de tomar en cuenta los siguientes datos:

1. Tipo de bomba y fabricante.
2. Tamaño de la bomba.
3. Tamaño de la conexión de la succión y tipo (de borde, roscada, etc).
4. Tamaño y tipo de la conexión de descarga.
5. Velocidad de operación.
6. Especificaciones de la alimentación.
7. Tipo de acoplamiento, fabricante, número de modelo.
8. Características de montaje.
9. Materiales y accesorios especiales que se requieren si los hay.
10. Diseño del sellado de la flecha y materiales del sellado.

4. EJEMPLO DE SELECCIÓN DE EQUIPO DE BOMBEO

Se requiere transportar 7000 L de un tanque de almacenamiento abierto a la atmósfera a una envasadora un fluido de la potencia cuya densidad (ρ) es de 1170 kg/m^3 , Índice de comportamiento al flujo (n) de 0.25, Índice de consistencia (K) de 9.3 Pa s^n y una presión de vapor igual a 7707 Pa .

De acuerdo con la Figura 51 realizar los cálculos que permitan seleccionar un sistema de bombeo. La bomba enviará 50 GPM a la envasadora que tiene una altura de 2.4 m, el fluido es transportado por una tubería de acero inoxidable cuyo diámetro interno es de 0.065 m

El proceso se lleva a cabo en Cuautitlan Izcalli, cuya presión atmosférica es de 77993.58 Pa .

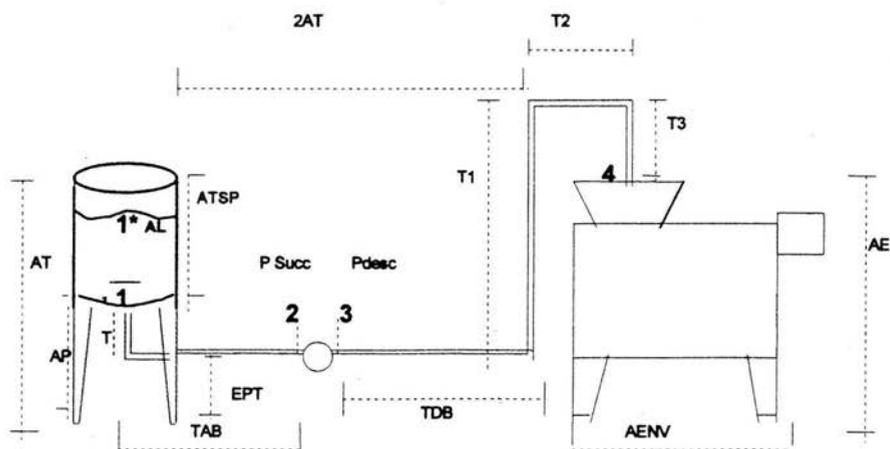


Figura 57. Diagrama de flujo

Tomando en cuenta la cantidad de líquido que se requiere almacenar se tomaron los siguientes datos del manual de tanques "Tank Insulated type Marca MURI" de cual se obtienen los siguientes datos.

Diámetro interno del tanque = $2133 \text{ mm} = 2.133 \text{ m}$

Altura del tanque con patas = $2647 \text{ mm} = 2.647 \text{ m}$

AT = Altura del tanque = $2392 \text{ mm} = 2.392 \text{ m}$

AP= Altura de las patas del tanque (0.8 m)

ATSP= Altura del tanque sin patas (2.101 m)

AENV= Ancho de la envasadora (2.5 m)

AE= Altura de la envasadora (2.5 m)

Tomando en cuenta los criterios heurísticos, se distribuyó el equipo de la siguiente manera.

EPT= Espacio entre piso y tubería (0.15m)

TAB= Tubería antes de la bomba (máximo dos veces el diámetro del tanque) (2.15 m)

TDB= Tubería después de la bomba (5 m)

T= Tubería debajo del tanque (0.45 m)

T1= Tubería vertical (0.45 m)

T2= Tubería horizontal hacia la envasadora (0.25 m)

T3= Tubería descendente hacia la envasadora (0.2 m)

Para obtener la información necesaria para seleccionar una bomba es importante realizar los balances de energía mecánica entre los puntos 1 y 4, (en este punto se realizarán balances para tanque lleno (1* y 4) y para tanque vacío (1 y 4), con el objetivo de comparar ambos trabajos y al analizarlos ver si es necesario un equipo de bombeo) del 1 y 2, y de 2 a 3 (ver Figura 43). El balance de energía mecánica entre los puntos 1 y 4 nos permiten calcular la energía necesaria que se requiere para mover el fluido por todo el sistema, el balance de 1 a 2 nos permite corroborar que la presión de succión es mayor que la presión de vapor y por lo tanto no se presentarán problemas de cavitación en la bomba, y el balance de 2 a 3 nos permite calcular el cabezal de la bomba.

REALIZANDO EL BALANCE DE ENERGÍA MECÁNICA DE 1* a 4 PARA TANQUE LLENO:

Partiendo de la ecuación de energía mecánica desarrollada la cual se obtuvo en el capítulo IV:

$$Z_1 \frac{g}{g_c} + \frac{v_1^2}{2g_c} + W_f = Z_2 \frac{g}{g_c} + \frac{v_2^2}{2g_c} + h_f \quad (6.1)$$

Despejando el trabajo de flecha y reagrupando los demás términos de la ecuación anterior, se tiene que:

$$W_f = \frac{\Delta P}{\rho} + \frac{\Delta Z g}{g_c} + \frac{\Delta v}{2g_c} + h_f s \quad (6.2)$$

Es importante mencionar que algunos términos de esta ecuación se irán eliminando dependiendo del balance que se este realizando, y para una mejor comprensión se explicará en forma individual, la razón de porque algunos términos se eliminan y otros no.

Cálculo de Energía de presión $\left(\frac{\Delta P}{\rho} \right)$ (6.3)

Debido a que los tanques se encuentran abiertos a la presión atmosférica y ambas presiones son iguales, la energía de presión es cero.

Cálculo de la energía potencial $\left(\frac{\Delta Z g}{g_c} \right)$ (6.4)

Para calcular la altura de líquido con respecto al tanque se recordarán algunos datos:

Diámetro interno = 2.13 m

Altura del tanque (h) = 2.101 m

Capacidad del tanque = 7 m³

$$\text{Volumen del tanque} = \pi r^2 h$$

Despejando h para calcular la altura del líquido con respecto al tanque tenemos:

$$h = \frac{V_{\text{Tanque}}}{\pi r^2} \quad (6.5)$$

$$h = \frac{7 \text{ m}^3}{\pi (1.065 \text{ m})^2}$$

$$h = 1.9645 \text{ m}$$

De allí que:

$$\Delta Z = \Delta Z_4 - \Delta Z_1 \quad (6.6)$$

Z_1 = altura del líquido con respecto al tanque + tramo de tubería (τ) + espacio de la tubería al piso

$$Z_1 = 1.964 \text{ m} + 0.45 \text{ m} + 0.15 \text{ m} = 2.564 \text{ m}$$

Z_4 = altura de la envasadora (ΔE).

Sustituyendo en la ecuación 6.6

$$\Delta Z = 2.5 \text{ m} - 2.564 \text{ m} = -0.064 \text{ m}$$

Sustituyendo los valores de ΔZ en la ecuación 6.4, se obtiene que :

$$E_p = \frac{\Delta Z g}{g_c} = \frac{(-0.64 \text{ m})(9.81 \text{ m/s}^2)}{1 \text{ kg/N m}} = -0.627 \frac{\text{N m}}{\text{kg}}$$

$$\text{Cálculo de la energía cinética} \left(\frac{\Delta v^2}{2g_c} \right) \quad (6.7)$$

La ecuación de la energía cinética también puede ser la siguiente $\frac{\Delta v^2}{2\alpha g_c}$

(6.71), El término de α solamente se usa cuando hay un cambio de diámetro (ver capítulo IV), para este caso el diámetro es constante a lo largo de la tubería, pero para fines didácticos se tomará en cuenta este valor.

Debido a que la velocidad en el interior del tanque, es muy pequeña con respecto a la velocidad en la tubería, está será prácticamente cero.

Pero en cambio se debe de conocer la velocidad a la cual se mueve el fluido por la tubería en el punto 4. La velocidad en este punto se calcula con el gasto de la bomba en m^3/s y el diámetro interno de tubería en m, como se muestra a continuación.

$$50 \frac{\text{gal}}{\text{min}} \left| \frac{3.784 \text{ L}}{1 \text{ gal}} \right| \left| \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ L}} \right| \left| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right| = 3.15 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

La ecuación para calcular la velocidad media es la siguiente:

$$v_m = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad (6.8)$$

En donde:

Q = gasto en m^3/s

D = diámetro interno de la tubería

v_m = velocidad media en m/s .

Al sustituir los valores del gasto y el diámetro en la ecuación 6.8:

$$v = \frac{4(3.15 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s})}{\pi(0.065 \text{ m})^2} = 0.9492 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La ecuación para calcular α es la siguiente (ver Capítulo IV cuadro 16):

$$\alpha = \frac{(2n+1)(5n+3)}{3(3n+1)^2} \quad (6.9)$$

Al sustituir el valor del índice de comportamiento al flujo (n), que es de 0.25, en la ecuación 6.9, se obtiene que:

$$\alpha = \frac{(2(0.25)+1)(5(0.25)+3)}{3(3(0.25)+1)^2} = 0.693$$

Al sustituir los valores obtenidos en la ecuación 6.7 1se tiene que:

$$\frac{\Delta v^2}{2\alpha g_c} = \frac{(0.949 \text{ m/s})^2}{2(0.693)(1 \text{ kg m/N s}^2)} = 0.649 \frac{\text{N m}}{\text{kg}}$$

Cálculo de las pérdidas por fricción (h_f)

Para calcular las pérdidas por fricción es necesario calcular el factor de fricción y el número de Reynolds generalizado.

Calculando el número de Reynolds generalizado:

$$\text{Re}_{gen} = \frac{D^n V^{2-n} \rho}{8^{n-1} K} \left(\frac{4n}{3n+1} \right)^n \quad (6.10)$$

Al sustituir los valores del diámetro en m, la velocidad en m/s , la densidad en kg/m^3 , el índice de consistencia y el índice de comportamiento al flujo, en la ecuación 6.10, se obtiene que:

$$\text{Re}_{gen} = \frac{(0.065 \text{ m})^{(0.25)} (0.949 \text{ m/s})^{(2-0.25)} (1170 \text{ kg/m}^3)}{8^{(0.25-1)} (9.3 \text{ Pa s}^n)} \left(\frac{4(0.25)}{3(0.25)+1} \right)^{0.25} = 239.719$$

El valor del número de Reynolds, nos indica que el fluido fluye en régimen

laminar, por lo que el factor de fricción se puede calcular de la siguiente forma:

$$F = \frac{16}{Re} \quad (6.11)$$

Sustituyendo el valor del número de Reynolds, en la ecuación 6.11, se obtiene que:

$$F = \frac{16}{(239.719)} = 0.066$$

Para calcular las hfs_{Total} se deben de calcular las $hfs_{accesorios}$ y las $hfs_{Tuberia}$

$$hfs_{Total} = hfs_{accesorios} + hfs_{tuberias} \quad (6.12)$$

Calculando las $hfs_{Tuberia}$

$$hfs_{Tuberia} = \frac{2FLV^2}{Dg_c} \quad (6.13)$$

Sustituyendo los valores del factor de fricción, la longitud total de tubería de 1* a 4 en m, la velocidad en el punto 4 en m/s y el diámetro de tubería en m, en la ecuación 6.13, se tiene que:

$$hfs_{Tuberia} = \frac{2(0.066)(12.25)(0.949 \text{ m/s})^2}{(0.065 \text{ m})g_c} = 22.404 \frac{\text{N m}}{\text{kg}}$$

La ecuación para calcular las $hfs_{accesorios}$

$$hfs_{accesorios} = \frac{2K_F V^2}{g_c} \quad (6.14)$$

O bien usando la ecuación que involucra a Le

$$hfs_{accesorios} = \frac{2FLeV^2}{Dg_c} \quad (6.15)$$

Debido a que el régimen es laminar se usará la ecuación 6.14 que involucra al K_F , el cual se calcula de la siguiente forma (ver Capítulo 4):

$$K_F = \frac{500K_{F \text{ Turbulento}}}{Re} \quad (6.16)$$

- Para conocer el valor de $K_{F \text{ Turbulento}}$ es necesario tomar en cuenta los accesorios presentes en el proceso.

Accesorios:

- 4 codos 90°.
- 1 válvula de compuerta.

Consultando el anexo 2 para conocer los valores de $K_{F \text{ Turbulento}}$ para cada accesorio

- 4 codos 90°. $K_{F \text{ Turbulento}} = 0.75$
- 1 válvula de compuerta. $K_{F \text{ Turbulento}} = 0.17$

Al sustituir en ambos accesorios el valor de $K_{F \text{ Turbulento}}$ se obtiene:

- 4 codos 90°. $K_{F \text{ CODO}} = \frac{500(0.75)}{239.719} = (1.564)(4 \text{ codos}) = 6.257$
- 1 válvula de compuerta. $K_{F \text{ VÁLVULA}} = \frac{500(0.17)}{239.719} = (0.354)(1 \text{ válvula}) = 0.354$

La suma K_F total = 6.611

- Al sustituir el valor de K_F total, el factor de fricción de fanning, la velocidad en m/s, en la ecuación 6.14, se obtiene que:

$$hfs_{\text{accesorios}} = \frac{2(6.611)(0.949 \text{ m/s})^2}{1 \text{ kg m/N s}^2} = 11.909 \frac{\text{N m}}{\text{kg}}$$

Sustituyendo los valores anteriores en la ecuación 6.12

$$hfs_{\text{Total}} = 11.909 \frac{\text{N m}}{\text{kg}} + 22.404 \frac{\text{N m}}{\text{kg}} = 34.335 \frac{\text{N m}}{\text{kg}}$$

Sustituyendo los valores obtenidos en la ecuación 6.2 y eliminando términos, tenemos que el trabajo de flecha es:

$$W_f = \frac{\Delta Z g}{g c} + \frac{\Delta v}{2 \alpha g c} + hfs_{\text{totales}}$$

$$W_f = -0.0627 \frac{\text{N m}}{\text{kg}} + 0.649 \frac{\text{N m}}{\text{kg}} + 34.313 \frac{\text{N m}}{\text{kg}} = 34.335 \frac{\text{N m}}{\text{kg}}$$

REALIZANDO EL BALANCE DE ENERGÍA MECÁNICA PARA TANQUE VACÍO DE 1 a 4

Este balance se realizará con el fin de comparar ambos trabajos de flecha (tanque lleno y tanque vacío) y analizar si es necesario un equipo de bombeo.

$$W_f = \frac{\Delta P}{\rho} + \frac{\Delta Z g}{g_c} + \frac{\Delta v}{2\alpha g_c} + hfs$$

Cálculo de energía de presión con la ecuación 6.3 $\left(\frac{\Delta P}{\rho}\right)$

Es cero, por las mismas razones anteriormente explicadas.

Calculando la energía potencial con la ecuación 6.4 $\left(\frac{\Delta Z g}{g_c}\right)$

*Para tanque vacío.

$$\Delta Z = \Delta Z_4 - \Delta Z_1 \quad (6.17)$$

Z_1 = tramo de tubería (τ) + espacio entre el piso y la tubería (EPT).

$$Z_1 = 0.45 \text{ m} + 0.15 \text{ m} = 0.6 \text{ m}.$$

Z_4 = altura de la envasadora (ΔE).

Sustituyendo los valores en la ecuación 6.17

$$\Delta Z = 2.5 \text{ m} - 0.6 \text{ m} = 1.9 \text{ m}$$

Sustituyendo el resultado de la ecuación 6.17 en la ecuación 6.4.

$$\frac{\Delta Z g}{g_c} = \frac{(1.9 \text{ m})(9.81 \text{ m/s}^2)}{1 \text{ kg m/N s}^2} = 18.639 \frac{\text{N m}}{\text{kg}}$$

Calculando la energía cinética con la ecuación 6.71 $\left(\frac{\Delta v^2}{2\alpha g_c}\right)$

Debido a que el diámetro en el punto 1 (salida del tanque) es el mismo a el diámetro en el punto 4, la velocidad en ambos puntos se considera la misma, por lo tanto, el valor de energía cinética es prácticamente cero.

Cálculo de las pérdidas por fricción (hfs)

Debido a que es el mismo proceso y el mismo balance de 1* a 4, solamente

que en este caso es para tanque vacío, las pérdidas por fricción serán las mismas para ambos balances.

Recordando entonces las $hfs_{Totales}$

$$hfs_{Total} = 11.909 \frac{N m}{kg} + 22.404 \frac{N m}{kg} = 34.335 \frac{N m}{kg}$$

Sustituyendo en la ecuación 6.2 los valores obtenidos se obtiene que para tanque vacío el trabajo de flecha es:

$$W_f = 18.639 \frac{N m}{kg} + 34.313 \frac{N m}{kg} = 52.952 \frac{N m}{kg}$$

Al comparar ambos valores de trabajo de flecha se puede analizar que el trabajo de flecha para el balance con el tanque vacío es mayor, por lo que se requiere un mayor trabajo en estas condiciones, por esto que los siguientes cálculos se llevarán a cabo para tanque vacío.

Realizando el balance de energía mecánica de 1 a 2.

$$W_f = \frac{\Delta P}{\rho} + \frac{\Delta Z g}{g_c} + \frac{\Delta v^2}{2\alpha g_c} + hfs$$

Como ya se había mencionado anteriormente este balance nos permite conocer la presión de succión, y de esta manera corroborar que esta sea mayor que la presión de vapor y por lo tanto evitar que se presenten problemas de cavitación de la bomba.

Debido a que este balance se realiza antes de la bomba no hay trabajo de flecha por lo que:

$$0 = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{\Delta Z g}{g_c} + \frac{\Delta v^2}{2\alpha g_c} + hfs_{totales} \quad (6.18)$$

Despejando la presión de succión:

$$P_2 = P_1 - \left(\frac{\Delta Z g}{g_c} + \frac{\Delta v^2}{2\alpha g_c} + hfs_{totales} \right) \rho \quad (6.19)$$

Calculando la energía potencial con la ecuación 6.4 $\left(\frac{\Delta Zg}{g_c}\right)$

*Para tanque vacío.

$$\Delta Z = \Delta Z_2 - \Delta Z_1 \quad (6.20)$$

Z_1 = tramo de tubería debajo del tanque (τ) + espacio entre el piso y la tubería (EPT).

$$Z_1 = 0.45 \text{ m} + 0.15 \text{ m} = 0.6 \text{ m.}$$

Z_2 = espacio entre el piso y la tubería (EPT).

$$Z_2 = 0.15 \text{ m}$$

Sustituyendo en la ecuación 6.20:

$$\Delta Z = 0.15 \text{ m} - 0.6 \text{ m} = -0.45 \text{ m}$$

Sustituyendo en la ecuación 6.4.

$$\frac{\Delta Zg}{g_c} = \frac{(-0.45 \text{ m})(9.81 \text{ m/s}^2)}{1 \text{ kg m/N s}^2} = -4.414 \frac{\text{N m}}{\text{kg}}$$

Calculando la energía cinética con la ecuación 6.71 $\left(\frac{\Delta v^2}{2\alpha g_c}\right)$

Este valor es cero, debido a las razones anteriormente explicadas.

Calculo de las pérdidas por fricción (h_{fs})

Para calcular las pérdidas por fricción es necesario calcular el factor de fricción y el número de Reynolds generalizado, pero en este caso el valor de la velocidad, es la misma en cualquier punto de la tubería, por lo que los valores de número de Reynolds y factor de fricción serán los anteriormente calculados.

Se calculará las $h_{fs_{Total}}$ con la ecuación 6.12, la cual involucra a las ecuaciones 6.13 y 6.14

$$h_{fs_{Total}} = h_{fs_{accesorios}} + h_{fs_{tuberias}}$$

Recordando la ecuación 6.13

$$hfs_{Tuberia} = \frac{2FLv^2}{Dg_c}$$

Se sustituyen los valores del factor de fricción, la longitud total de tubería de 1 a 2 en m, la velocidad en el punto 2 en m/s y el diámetro de tubería en m, en este caso la longitud de tubería de 1 a 2 es de 2.6 m, en la ecuación 6.13:

$$hfs_{Tuberia} = \frac{2(0.066)(2.6m)(0.949m/s)^2}{(0.065m)g_c} = 4.755 \frac{Nm}{kg}$$

Las $hfs_{accesorios}$ se calculan mediante la ecuación 6.14

$$hfs_{accesorios} = \frac{2K_F v^2}{g_c}$$

Recordando que el régimen es laminar se usará la ecuación 6.16 que involucra al K_F , la cual es:

$$K_F = \frac{500K_{F\text{ Turbulento}}}{Re}$$

- Para conocer el valor de $K_{F\text{ Turbulento}}$ es necesario tomar en cuenta los accesorios presentes en el balance de 1 a 2.proceso.

Accesorios:

- 4 codos 90°.
- 1 válvula de compuerta.

Consultando el anexo 3 para conocer los valores de $K_{F\text{ Turbulento}}$ para cada accesorio

- 1 codos 90°. $K_{F\text{ Turbulento}} = 0.75$
- 1 válvula de compuerta. $K_{F\text{ Turbulento}} = 0.17$

Al sustituir en ambos accesorios el valor de $K_{F\text{ Turbulento}}$ se obtiene:

- 1 codos 90°. $K_{F\text{ CODO}} = \frac{500(0.75)}{239.719} = (1.564)(1\text{ codos}) = 1.564$
- 1 válvula de compuerta. $K_{F\text{ VÁLVULA}} = \frac{500(0.17)}{239.719} = (0.354)(1\text{ válvula}) = 0.354$

La suma K_F total = 1.918

- Al sustituir el valor de K_F total, el factor de fricción de fanning, la velocidad en m/s, en la ecuación 6.14 se obtiene que:

$$hfs_{\text{accesorios}} = \frac{2(1.918)(0.949 \text{ m/s})^2}{1 \text{ kg m/N s}^2} = 3.454 \frac{\text{N m}}{\text{kg}}$$

Calculando entonces las hfs_{Total} con la ecuación 6.12

$$hfs_{\text{Total}} = 3.454 \frac{\text{N m}}{\text{kg}} + 4.755 \frac{\text{N m}}{\text{kg}} = 8.209 \frac{\text{N m}}{\text{kg}}$$

Sustituyendo en la ecuación 6.19 los valores obtenidos se obtiene que:

$$P_2 = 77007 \text{ Pa} - \left(-4.414 \frac{\text{N m}}{\text{kg}} + 8.209 \frac{\text{N m}}{\text{kg}} \right) 1170 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$P_2 = 77007 \text{ Pa} - (4440.15 \text{ Pa})$$

$$P_2 = 77007 \text{ Pa} - 4440.15 \text{ Pa} = 72566.85 \text{ Pa}$$

La mayoría de los fabricantes manejan la presión de succión en unidades de ft de H_2O , debido a esta situación se obtendrá la presión de succión en estas unidades.

$$72566.85 \text{ Pa} \left| \frac{3.3 \times 10^{-4} \text{ ftH}_2\text{O}}{1 \text{ Pa}} \right| = 23.94 \text{ ftH}_2\text{O}$$

Realizando el balance de energía mecánica de 2 a 3.

Como ya se había mencionado anteriormente este balance nos permite conocer la presión de descarga, y con ello poder calcular el cabezal y de esta manera seleccionar el equipo de bombeo, por lo que es necesario recordar la ecuación 6.2.

$$W_f = \frac{\Delta P}{\rho} + \frac{\Delta Z g}{g_c} + \frac{\Delta v^2}{2\alpha g_c} + hfs$$

Calculando la energía potencial con la ecuación 6.4 $\left(\frac{\Delta Z g}{g_c} \right)$

$$\Delta Z = Z_3 - Z_2 \quad (6.21)$$

Z_2 = espacio entre el piso y la tubería (EPT)

$$Z_2 = 0.15 \text{ m}$$

Z_3 = espacio entre el piso y la tubería (EPT).

$$Z_3 = 0.15 \text{ m}$$

Sustituyendo en la ecuación 6.21:

$$\Delta Z = 0.15 \text{ m} - 0.15 \text{ m} = 0 \text{ m}$$

Por lo tanto el término de la energía potencial es cero.

Calculando la energía cinética con la ecuación 6.71 $\left(\frac{\Delta v^2}{2\alpha g_c}\right)$

Debido a que ambas velocidades son iguales el término de energía cinética es cero.

Cálculo de las pérdidas por fricción (h_f)

Este término también es cero debido a que en esta parte del balance no hay tramo de tuberías, ni accesorios.

Por lo que los únicos términos que se toman en cuenta en este balance es el término de energía de presión y el trabajo de flecha.

$$W_f = \frac{\Delta P}{\rho} = \frac{P_3 - P_2}{\rho} \quad (6.21)$$

Al despejar la presión de descarga se tiene que:

$$P_3 = W_f \rho + P_2 \quad (6.22)$$

Al sustituir el trabajo de flecha obtenido del balance de 1 a 4 cuando el tanque esta vacío en Nm/kg, la densidad en kg/m³, en la ecuación 6.22, la presión de succión en N m/kg, es:

$$P_3 = \left(52.952 \frac{\text{N m}}{\text{kg}} \right) \left(1170 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) + 72566.85 \text{ Pa}$$
$$P_3 = 134520.69 \text{ Pa} \left| \frac{3.3 \times 10^{-4} \text{ ft H}_2\text{O}}{1 \text{ Pa}} \right| \left| \frac{0.433 \text{ lb/in}^2}{1 \text{ ft H}_2\text{O}} \right| = 19.22 \text{ psia}$$

Para poder seleccionar la bomba dependiendo de la marca de la bomba

que se requiere seleccionar es necesario calcular el cabezal o la viscosidad aparente, para este caso el manual que se ocupará es Waukesha Sanitary Pumps, y no es necesario conocer el valor del cabezal, pero para fines didácticos se realizará el cálculo, mediante la ecuación 6.23

$$CABEZAL = P_3 - P_2$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 6.23, se tiene que:

$$CABEZAL = 134520.69 \text{ Pa} - 72566.85 \text{ Pa} = 61953.84 \text{ Pa}$$

Para poder seleccionar el equipo de bombeo, para un fluido de la potencia es necesario calcular el *NIPA*

$$NIPA = P_{\text{succión}} - P_{\text{vapor}} \quad (6.23)$$

Al sustituir los valores en la ecuación 6.23 de las diferentes presiones en Pa se obtiene que:

$$NIPA = 23.94 \text{ ftH}_2\text{O} - \left(7707 \text{ Pa} \frac{3.3 \times 10^{-4} \text{ ftH}_2\text{O}}{1 \text{ Pa}} \right) = 21.396 \text{ ftH}_2\text{O}$$

$$21.396 \text{ ft H}_2\text{O} \left| \frac{0.433 \text{ lb/in}^2}{1 \text{ ft H}_2\text{O}} \right| = 9.26 \text{ psia}$$

Para poder seleccionar la bomba es necesario calcular el valor de la viscosidad aparente para un fluido de la potencia, el cual esta dado por la siguiente ecuación:

$$\eta_{ap} = K \dot{\gamma}^{n-1} \quad (6.24)$$

En donde la velocidad de deformación se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{\gamma} = \left(\frac{8v}{D} \right) \left(\frac{3n+1}{4n} \right)^{n-1} \quad (6.25)$$

Sustituyendo la ecuación 6.25 que describe a la velocidad de corte en la ecuación 6.24 de la viscosidad aparente se tiene que:

$$\eta_{ap} = K \left(\frac{8v}{D} \right) \left(\frac{3n+1}{4n} \right)^{n-1} \quad (6.26)$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 6.26:

$$\eta_{ap} = 9.3 \text{ Pa s}^n \left(\frac{8(0.949 \text{ m/s})}{0.065 \text{ m}} \right) \left(\frac{3(0.25+1)}{4(0.25)} \right)^{0.25-1} = 0.172 \text{ Pa} = 172 \text{ cp.}$$

Calculando la potencia teórica de la bomba con la ecuación 6.27:

$$\text{Potencia teórica} = (W_f)(Q)$$

$$\text{Potencia teórica} = \left(52.952 \frac{\text{N m}}{\text{kg}} \right) \left(442.26 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) = 23418.55 \frac{\text{N m}}{\text{h}} \quad (6.27)$$

Dividiendo entre 745.7 (que es el factor de conversión a HP), tenemos:

$$\text{Potencia teórica} = \frac{23418.55 \left(\frac{\text{N m}}{\text{h}} \right) \left(\frac{\text{h}}{3600 \text{ s}} \right) \left(\frac{\text{J}}{\text{N m}} \right) \left(\frac{\text{s W}}{\text{J}} \right)}{\frac{745.7 \text{ W}}{1 \text{ HP}}} = 8.72 \times 10^{-3} \text{ Hp}$$

Esta potencia teórica calculada es la energía necesaria para mover un fluido y que dependiendo de la eficiencia de la bomba esta pueda aumentar.

Con los resultados anteriores es posible seleccionar la bomba en el catalogo "Waukesha pump", en el Anexo 6 se mencionan los pasos y gráficas de donde se tomaron las siguientes especificaciones

Bomba de desplazamiento positivo	Marca: Waukesha pump, Universal I Sanitary pumps. Tamaño: 060 210 RPM 5.5 WHP 1.3 VHP BHP= 6.8 HP Diámetro de entrada 2" Diámetro de salida 2 ½" NIPR = 2.3 psia
----------------------------------	---

Comparando los datos de NIPA y de NIPR se comprueba que:

$$NIPA > NIPR$$

$$9.26 \text{ psia} > 4.5 \text{ psia}$$

CAPITULO VII

CRITERIOS PARA LA SELECCION DEL DIAMETRO DE TUBERIA Y CRITERIOS DE ESCALAMIENTO O SIMILITUD

En cualquier industria que involucre el transporte de fluidos es necesario la utilización de tuberías, por ello uno de los aspectos más importantes a considerar es la selección de un diámetro de tubería adecuado al flujo volumétrico y al modelo que describe el comportamiento reológico del fluido a transportar.

Asimismo, si se pretende lanzar un producto al mercado es importante realizar pruebas de laboratorio y a nivel piloto, las cuales proporcionan datos que al analizarlos indican el posible comportamiento del fluido a escala industrial.

Es por ello que en este capítulo se pretende que los alumnos:

1. Identifiquen los diferentes métodos de selección del diámetro de tubería.
2. Identifiquen los diferentes principios de semejanza que se utilizan para realizar el escalamiento de nivel piloto a escala industrial.
3. Conozcan la importancia de la utilización de los principios de semejanza.

1. Criterios de dimensionamiento

El desarrollo de mejores métodos de dimensionamiento han adquirido importancia económica para las industrias de procesos químicos y alimenticios puesto que el costo de tubería es típicamente del 10 al 20 % de la inversión total de la planta. El uso de energía mas el mantenimiento continuo agrega un costo adicional, por esto, las prácticas de dimensionamiento adecuado de las tuberías de una planta pueden influir en la inversión inicial, en los costos de operación y en el arranque de la misma. Una tubería mal dimensionada puede ocasionar problemas en el control del sistema (vibraciones), etc, que en algunos casos hacen necesaria una revisión completa y produce retrasos.

Existen limitaciones para dimensionar tuberías como son: la caída de presión permisible, diseño del drenado de tuberías, corrosión y erosión, ruido y

cavitación, distribución de flujo, vibración, expansión de tuberías y soportes, control de proceso. Dentro de las posibles soluciones a estas limitaciones en el diseño de una planta de proceso industrial encaminada al dimensionamiento de tuberías, han surgido varios criterios manejados de los cuales destacan:

- diámetro económico
- velocidad recomendada
- caída de presión permisible

Estos criterios se pueden unificar puesto que no están desligados uno del otro, sino que se encuentran estrechamente relacionados.

El método comúnmente empleado consiste en seleccionar un diámetro de tubería en base a la velocidades recomendadas para fluidos en función del tipo de comportamiento reológico y condiciones de flujo, posteriormente se evalúa la caída de presión, si ésta es satisfactoria, se acepta el diámetro propuesto. Sin embargo, para establecer la caída de presión adecuada se recurre al análisis económico de costos de tubería, estación de bombeo y operación para seleccionar el diámetro de tubería que represente los costos mínimos totales anuales, el cual se define como diámetro óptimo (Braca y Happe, 1953; Darby y Melson, 1982). En otras ocasiones la caída de presión se puede limitar en función de las condiciones de proceso y de las propiedades del fluido, siendo definida como caída de presión permisible (Kent, 1978).

El criterio de velocidad y erosión se fundamenta en factores tales como interacciones químicas fluido-metal y la presencia de sólidos. En forma generalizada se recomiendan velocidades típicas en función del diámetro de tubería y características del fluido, pero dichas velocidades se encuentran reportadas solamente para productos químicos. Perry y col. (1997), reportan velocidades económicas para fluidos con comportamiento newtoniano en condiciones de régimen turbulento.

La caída de presión permisible se fundamenta en mantener flujos monofásicos, estableciéndose como una función de variables intrínsecas del proceso y al fluido como son: presiones de sistema y presiones de vapor

respectivamente. Kent (1978), desarrolla a partir de velocidades recomendadas y propiedades térmicas del fluido, la solución gráfica para fluidos con presiones de vapor elevadas como el caso de los hidrocarburos.

El criterio económico se fundamenta en la aplicación de un balance económico, sin embargo éste deberá ser desarrollado en tal forma que no afecte las condiciones de operación y funcionamiento requeridas en el proceso. El método de costos mínimos totales anuales se encuentra basado en el análisis de costos de tubería, estación de bombeo y operación. Para una velocidad de flujo dada, la inversión en los costos del sistema de tubería se incrementa en forma directa al tamaño de tubería, mientras que los costos de estación de bombeo y operación decrecen con el tamaño de tubería. De aquí la necesidad de evaluar el diámetro de tubería que represente los costos mínimos totales anuales, las soluciones se pueden expresar en forma analítica o gráfica.

Para utilizar los criterios de selección de diámetros de tubería, es importante conocer el gasto o flujo volumétrico. Además de las características físicas y reológicas del fluido a transportar, dependiendo del fluido que se vaya a transportar es el tipo de tubería a utilizar, en el caso de alimentos debe de ser tubería de acero inoxidable, en el Cuadro 19 se muestran dimensiones de esta tubería (Theunis, 2002).

Tamaño nominal	Diámetro externo	Diámetro interno	Espesor de la pared	Tamaño nominal	Diámetro externo	Diámetro interno	Espesor de la pared
1	1	0.90	0.050	NW10	12	10	1
1.5	1.5	1.4	0.050	NW15	18	16	1
2	2	1.9	0.050	NW20	22	20	1
2	2	1.87	0.065	NW25	28	26	1
2.5	2.5	2.37	0.065	NW32	34	32	1
3	3	2.87	0.065	NW40	40	38	1
4	4	3.83	0.065	NW50	52	50	1

				NW50	52	48.80	1.6
				NW65	70	66	2
				NW80	85	81	2
				NW90	93	89	2
				NW100	104	100	2

Cuadro 19. Dimensiones métricas para tuberías de acero inoxidable (Theunis, 2002).

• **Diámetro económico**

Darby (2001) lo fundamenta en la aplicación de un balance económico entre los costos por inversión de tubería, los costos por inversión de la estación de bombeo y los costos de operación (costo de energía requerida por las bombas).

1. Costo de capital de tuberías (CCP)
2. Costo de capital de estación de bombeo (CCPS)
3. Costo de energía requerida por las bombas (EC)

1.- Costo de capital de tuberías (CCP)

Darby y Melson (1982) reportaron que los costos por instalación de tuberías pueden ser representados por la ecuación 6.1:

$$CCP = aD_a^p L \quad (7.1)$$

Donde:

D_a = Es el diámetro de tubería ID en ft.

a y p = son parámetros que dependen del espesor de la pared de tubería que es mostrado en el Cuadro 20.

Grado de tubería ANSI					
Parámetro	# 300	# 400	# 600	# 900	# 1500
a	23.1	23.9	30.0	38.1	55.3
p	1.16	1.22	1.31	1.35	1.39

Cuadro 20. Costos de tubería (1980). La tubería ANSI corresponde aproximadamente a las categorías 20, 30, 40, 80 y 120 de las tuberías de acero comercial (Darby, 2001).

2.- Costo de capital de estación de bombeo (CCPS)

El costo del capital en la instalación del equipo de bombeo (De 500 hp o más) Darby y Melson (1982) mostraron que dicho costo es función lineal de la potencia de la bomba, ver Figura 58, que también puede ser representado por la ecuación 6.2:

$$CCPS = A + \frac{B \text{ HP}}{\eta_e} \quad (7.2)$$

Donde:

$$A = 172\,800$$

$$B = 450.8 \text{ hp}^{-1}$$

$\frac{\text{HP}}{\eta_e}$ = son los caballos de fuerza normales en el funcionamiento de una bomba

[HP es el poder hidráulico, (la fuerza requerida para mover el fluido)]

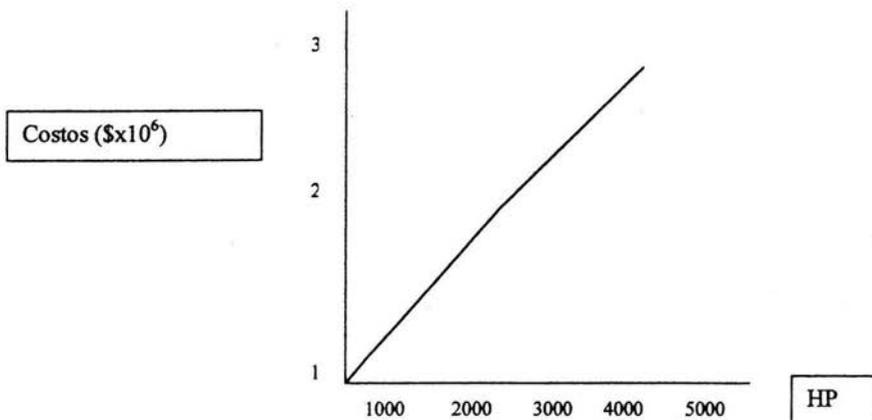


Figura 58. Costos de equipos de bombeo (1980) (Darby, 2001)

3.- Costo de energía requerida por las bombas(EC)

Aunque el costo de energía requerida por las bombas se considere continuo y el costo de capital en un solo tiempo, es común que el costo del capital se expanda por un periodo de tiempo (años) "Y" sobre el tiempo de vida económica

de la tubería. De forma recíproca $\left(X = \frac{1}{Y}\right)$ es la fracción del costo total que es descrito en un año como tiempo básico. Combinando el costo de capital por año y el costo de energía por año da como resultado un costo total aunque en realidad existen otros costos, como el de mantenimiento considerado como un costo menor que considerado como despreciable.

Es importante mencionar que el costo de energía que representa el costo de operación requerido por la bomba es inversamente proporcional al diámetro a la cuarta potencia para un fluido con comportamiento newtoniano, de acuerdo con la ecuación de Hagen-Poiseuille, por lo tanto:

El costo de energía requerido por la bomba es determinado por la ecuación de energía mecánica (7.3):

$$\begin{aligned} \Delta H + \frac{\Delta v^2}{2} + Zg &= Q - W_f \\ -W_f &= \frac{\Delta P}{\rho} + \frac{\Delta v^2}{2} + g\Delta Z + hfs \\ hfs &= 4F \frac{v^2}{2} \sum \left(\frac{L}{D} \right) \end{aligned} \quad (7.3)$$

Donde:

$\sum \left(\frac{Le}{D} \right)$ Es la longitud equivalente en diámetros de tubería recta que causa la misma pérdida de presión que el obstáculo, en las mismas condiciones de flujo.

Para el cálculo del costo de energía requerida por la bomba es necesario conocer el requerimiento de poder hidráulico de la bomba que está dado por la ecuación (7.4):

$$HP = -W_f = m \left(\frac{2FLv^2}{D} + \frac{\Delta P}{\rho} \right) = \frac{32FLm}{\pi^2 \rho^2 D^5} + m \frac{\Delta P}{\rho} \quad (7.4)$$

El total del costo de energía por bombeo por año es:

$$EC = \frac{C \text{ HP}}{\eta_e} \quad (7.5)$$

Donde:

C = costo de energía única.

η_e = eficiencia de la bomba.

A una velocidad de flujo fija, la inversión en tuberías y accesorios se incrementa en forma directa al tamaño de la tubería mientras que los costos de operación y estación de bombeo decrecen con el incremento del tamaño de tubería en una porción de cinco veces al diámetro.

Para conocer el costo total anual de la tubería se suma el capital y el costo de energía.

$$TC = X(CCP + CCPS) + EC \quad (7.6)$$

Sustituyendo la ecuación 7.1 y 7.5 en 7.6:

$$TC = XaD^pL + XA + \frac{BX + C}{\eta_e} \left[\frac{32fLm^3}{\pi^2\rho^2} + m\frac{\Delta P}{\rho} \right] \quad (7.7)$$

Para obtener el diámetro económico de tubería que involucre un costo total mínimo, la ecuación 7.7 se deriva con respecto a D , e igualando la derivada a cero, se obtiene que:

$$Dec = \left[\frac{B + CY}{ap\eta_e} \left(\frac{160fm^3}{\pi^2\rho^2} \right) \right] \quad (7.8)$$

Donde:

$Y = \frac{1}{X}$ es la vida económica de la tubería.

La información en el Cuadro 20 y la Figura 58 pueden ser usadas en nuestros días aunque estos datos son basados sobre precios en 1980, debido a que los costos de capital y los costos de energía se han incrementado en la misma proporción (Durand y col., 1999) y esta proporción es esencialmente independiente de la inflación.

Debido a que en la ecuación del diámetro económico está en función del factor de fricción y este a su vez del número de Reynolds y de la rugosidad de la

tubería la ecuación 6.8 puede ser resuelta por iteraciones, mediante el siguiente procedimiento:

1. Se asume un valor de factor de fricción.
2. Se calcula el diámetro económico mediante la ecuación 6.8
3. Obteniendo el diámetro económico, se calcula el número de Reynolds y la rugosidad de la tubería.
4. Se usan estos valores para encontrar el factor de fricción en el diagrama de Moody o por la ecuación de Churchill (ver capítulo IV).
5. Si este valor no es el mismo que el valor original, se usa este valor y se repite el proceso hasta que ambos valores sean iguales.

Otra forma de calcular el diámetro económico es mediante la ecuación propuesta por Aguilar y col. (2001) en donde obtienen dos ecuaciones que dependen del régimen de flujo que se tenga en la tubería.

Para flujo laminar:

$$Dec = \left[\frac{(15.064 \times 10^{-7})(1+3n)(CMhK)}{p(a+b)(Fr+1)X12^p \rho E} \left(\frac{M}{112.5 \pi \rho} \right)^n \right]^{\left[\frac{1}{p+1+3n} \right]} \quad (7.9)$$

Para flujo turbulento (7.10)

$$Dec = \left[\frac{2(3.766 \times 10^{-7})(5-4b_n+3b_n n)(a^{**} CMh g_c K 8^{n-1})^{b_n}}{g_c p(a^{**}+b)(Fr+1)X12^p \rho^{b_n} E} \left(\frac{M}{900 \pi \rho} \right)^{2-b_n/(2-n)} \right]^{\left[\frac{1}{p+5-b_n/3n} \right]}$$

Donde:

E = eficiencia del motor y la bomba expresada como fracción.

Fr = relación del costo total de accesorios y relación al costo total de tuberías.

h = horas de operación anuales.

K = índice de consistencia

n = índice de comportamiento al flujo

p = constante para cada material de tubería.

X = Costo de compra de la tubería por pie de longitud cuando $12 D=1$ in.

b = costos fijos anuales de mantenimiento expresados como fracción del costo del equipo instalado.

a'' = costos anuales expresados como una fracción del equipo instalado.

O bien se puede conocer el diámetro económico graficando los costos anteriormente explicados, tal como se indica en la Figura 59 en donde se muestra que los costos de bombeo se incrementan cuando decrece el tamaño del diámetro de la tubería debido a la fricción, el costo de capital de tuberías suele ser pequeño cuando se usa el diámetro pequeño, debido a que implica una reducción en el capital invertido. El diámetro económico se encuentra cuando la suma de los costos de bombeo y los costos de capital de tuberías son mínimos, entonces este punto representa el costo total menor (Peters y Timmerhaus, 1968).

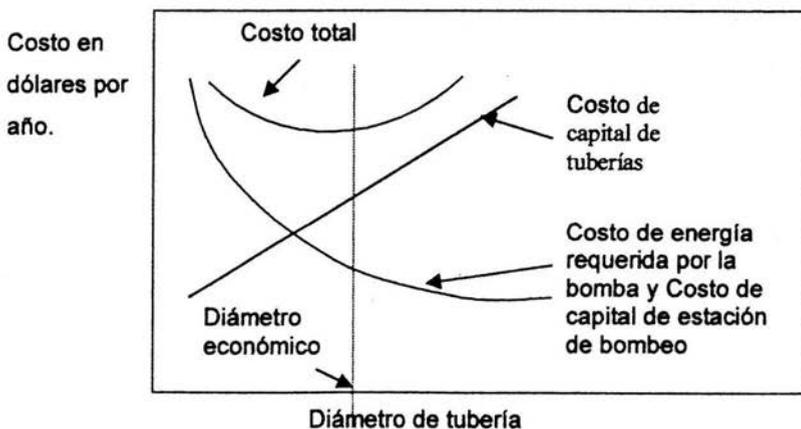


Figura 59. Determinación del diámetro económico (Peters y Timmerhaus, 1968).

La mayoría de los artículos sobre la determinación del diámetro económico de tubería se basan en los costos de presurización con el decremento de la presión del sistema. Las técnicas más sofisticadas contienen correlaciones de costos de tubería y expresiones analíticas complejas para la estimación explícita del diámetro, dando los factores de costos, gastos y datos de propiedades físicas del fluido (método muy complejo y que usa generalmente parámetros promedio) (López, 1991).

Recientemente se desarrolló un método para fluidos del tipo H. B., este método consiste en determinar el diámetro óptimo de tubería para un fluido fluyendo en condiciones de régimen laminar, en el que para dicho diámetro el costo total del sistema de bombeo es mínimo. Este método explica el costo total del sistema de bombeo como una función del diámetro y de la estación de bombeo, así como los costos de operación en función de los requerimientos de potencia. El diámetro óptimo se puede estimar proporcionando los parámetros reológicos del fluido, la densidad, el gasto y los parámetros económicos.

Las pérdidas por fricción en accesorios y válvulas se pueden ignorar cuando la longitud de tubería es mucho más grande que el diámetro de tubería (López, 1991).

- **Velocidad recomendada**

El criterio de la velocidad recomendada se fundamenta en la prevención de la corrosión y erosión de las paredes de las tuberías y accesorios, la cual se puede presentar en diversos factores tales como: la interacción química fluido-metal, materiales suaves en las tuberías, presencia de sólidos abrasivos, etc. En el caso de carecer de datos se recomienda de manera general que la velocidad máxima sea de 2 m/s (Zúñiga, 1991).

Para poder dimensionar tuberías se debe conocer el tipo de fluido que se maneja. Para cada tipo de fluido existen velocidades recomendadas (Cuadro 20 y 21). Esta velocidad es específica para evitar fenómenos como el de la corrosión (debido a una reacción química) y erosión (debido al desgaste por fricción).

Aparentemente la velocidad óptima depende en gran medida de la densidad del fluido en flujo turbulento. La velocidad económica depende no solo de la densidad del fluido, puesto que para una misma densidad se recomiendan diferentes velocidades. Entre estos factores se encuentran los costos de tuberías, costos de energía, y el gran número de válvulas y accesorios por unidad de longitud de tubería (Perry y col., 1997).

El diseñador frecuentemente no puede utilizar tamaños económicos de tubería debido a varias restricciones que deben ser consideradas en las líneas a dimensionar. Estas restricciones que deben ser consideradas para la mayoría de las líneas dimensionadas, pueden ser enlistadas en la siguiente forma:

- Limitaciones de erosión.
- Control de proceso.
- Caída de presión.

SERVICIO	VELOCIDAD
Alimentación de calderas	2.4 a 4.6 m/s (8 a 15 pie/s)
Succión de bombas y líneas de descarga	1.2 a 2.1 m/s (4 a 7 pie/s)
Servicios generales	1.2 a 3 m/s (4 a 7 pie/s)
Distribución de agua potable	Hasta 2.1 m/s (7 pie/s)

Cuadro 21. Velocidades recomendadas para el flujo de agua en tuberías (Crane, 1996).

Condiciones del vapor de agua	Presión Bar (P) (libras/pulg ²)	Servicio	Velocidad razonable metros por minuto (pies por minuto) (v)
Saturado	0 a 1.7 (0 a 25)	Calefacción (líneas cortas)	1200 a 1800 (4000 a 6000)
	Mayor de 1.7 (mayor de 25)	Equipo, centrales térmicas, tubería de proceso, etc.	1800 a 3000 (6000 a 10 000)
Sobrecalentado	Mayor de 14 (mayor de 200)	Conexiones de calderas, turbinas, etc.	2000 a 6000 (7000 a 20 000)

Cuadro 22. Velocidades recomendadas para el flujo de vapor de agua en tuberías (Crane, 1996).

- **Caída de presión permisible:**

Tomando en cuenta este criterio se puede evitar la cavitación del sistema de bombeo. Este criterio se fundamenta en el manejo de fluidos monofásicos, siendo establecidos como una función de variables intrínsecas al proceso (presión del sistema) y del fluido (presión de vapor). Lo importante es evitar que la presión con la fluye un fluido se iguale con su presión de vapor, ya que si esto ocurre se formarían burbujas de agua dentro de la bomba lo que provocaría la cavitación de la misma (Zúñiga, 1991).

$$\Delta P_{\text{permisible}} = P_{\text{sistema}} - P_{\text{vapor}} \quad (6.11)$$

La relación entre la caída de presión permisible y las pérdidas por unidad de longitud, proporciona la longitud máxima de la tubería que debe existir antes de la bomba (Zúñiga, 1991).

$$L_{\text{max}} = \frac{\Delta P_{\text{permisible}}}{\Delta P_{\text{fricción}} / L} \quad (6.12)$$

Esta es una forma relativamente nueva de dimensionar, por lo que aún no existen gráficas que relacionen la presión del sistema con la presión del vapor del fluido para alimentos. Estos datos se obtienen bajo el siguiente criterio:

Asegurar de acuerdo a las condiciones del sistema que la caída de presión por tramo recto de tubería (100ft, 30.48 m) sea gradual y que no exista la posibilidad de llegar a la presión de vapor del fluido por una pérdida excesiva de presión debido a la fricción. Esto provocaría un cambio de fase ocasionando formación de vapor del líquido llegando al punto de flasheo que provoca la denominada cavitación. La caída de presión se calcula en la línea y si es satisfactoria se acepta ese diámetro de tubería, es necesario decir cual es la caída de presión adecuada para el sistema ya que si esta es alta, los costos de bombeo pueden ser excesivos y si es baja los costos por tubería, válvulas y accesorios son altos y disminuyen los costos por bombeo (Zúñiga, 1991).

Para poder entender mejor el fundamento de este método, es necesario retomar el concepto de cavitación descrito en el capítulo V, fenómeno ocurrido durante el transporte de fluidos en una tubería de proceso.

CAVITACIÓN. Durante el bombeo, un líquido se transporta desde un lado de la bomba al otro lado de ésta, creando un vacío parcial en el espacio, este espacio en el lado de la succión se llena con un líquido nuevo a una mayor presión. En otras palabras, la succión creada 'jala' al nuevo líquido a la bomba.

La cavitación surge cuando la diferencia de presión entre el lado de la succión y el de descarga es muy grande en relación con la temperatura a la cual va a ser manejado el líquido. Por ejemplo, si el líquido bombeado tiene una temperatura de 70 °C y ebulle a una presión de 0.3 bar ($3 \times 10^4 \text{ N/m}^2$) no se debe permitir que la presión del fluido que se transporta caiga en este valor en cualquier lugar a la succión de la bomba.

La cavitación puede evitarse incrementando la presión en el lado de la succión de la bomba. Esto se puede lograr reduciendo la caída de presión en la línea (diámetro de tubería mayor, línea de tubería más corta, pocas válvulas y codos, etc.). También se puede lograr aumentando el nivel del líquido por encima de la entrada a la bomba, o limitando la velocidad. Otra solución es, claro está reducir la temperatura del líquido bombeado, a condición de que las consideraciones de proceso lo permitan.

El método de velocidad recomendada no considera los cambios de la densidad del fluido y el de caída de presión admisible no reconoce que la caída de presión más económica debe ser mayor para tuberías pequeñas que para tuberías de mayor diámetro, además de que no toma en cuenta el cambio de viscosidad para fluidos diferentes al agua.

2. Criterios de escalamiento o similitud

La similitud es el estudio de la predicción de las condiciones de prototipos a partir de observaciones en modelos o bien llamados en ingeniería planta piloto la cual es empleada por dos razones principalmente. La primera es como un precursor de el tamaño de producción de la planta que no es construida todavía. El segundo propósito es el estudio de los efectos que existen en el transporte de un fluido, así como los posibles cambios en las condiciones de operación (Potter y Wiggerti, 1998; Kent, 1978).

Además de que se realizan estudios de simulación física, para conseguir información sobre:

- Investigación de mercado.
- Datos de diseño.
- Productos y materias primas.
- Datos de optimización de una planta ya en marcha.

Debido a que la planta piloto es un modelo físico. La planta piloto será una copia de la unidad comercial donde los equipos son construidos a una escala entre 1/100 y 1/10 del tamaño industrial.

El alto costo de la experimentación en la planta piloto hace aconsejable que se extiendan lo suficiente los programas de investigación en el laboratorio y de investigación de mercado para conseguir información necesaria para el diseño del proceso (López, 1991)

Una de las herramientas usadas para poder llevar a cabo la similitud es el análisis dimensional, del cual se obtienen parámetros adimensionales de los diferentes efectos que se estudian en un modelo.

Uno de estos efectos es, por ejemplo, la caída de presión a través de una válvula. Podríamos sospechar que la caída de presión depende de parámetros como la velocidad promedio en la tubería, la densidad del fluido, la viscosidad del fluido, el diámetro de la tubería y la altura de la abertura. La caída de presión se expresaría como una función dependiente de todos los parámetros antes mencionados.

Ahora bien, si intentamos estudiar experimentalmente este problema, consideremos la estrategia que seguiríamos para encontrar la dependencia entre la caída de presión y los parámetros en cuestión, podríamos fijar todos los parámetros excepto la velocidad e investigar la dependencia entre la caída de presión y la velocidad promedio. Luego, podríamos cambiar el diámetro y repetir el experimento. Esto produciría el conjunto de resultados que se muestra en la Figura 60 (a).

Después de esa serie de experimentos podríamos cambiar la longitud de tubería (L) para obtener las curvas de la Figura 60 (b). Una vez más, podríamos estudiar diferentes fluidos y obtener curvas en las que cambian los valores de densidad y viscosidad.

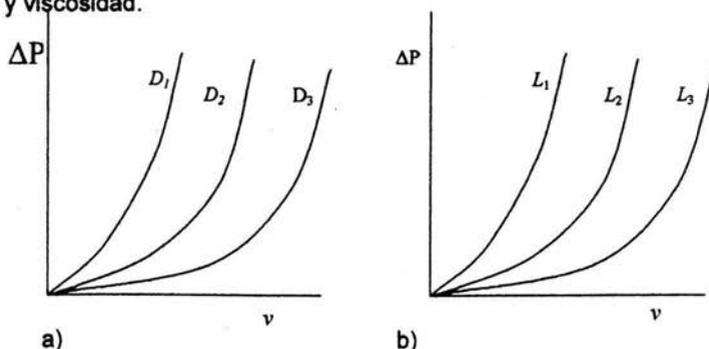


Figura 60. Curvas de caída de presión en función de la velocidad. (a) densidad, viscosidad y longitud fija; (b) densidad, viscosidad y diámetro fijo (Potter y Wiggert, 1998).

Consideremos ahora la idea de que cualquier ecuación que relaciona un conjunto dado de variables, se puede escribir en términos de parámetros adimensionales. (los pasos necesarios para hacerlo se describen en el capítulo I).

Con ello, la función dependiente de caída de presión se vuelve mucho más sencilla de analizar. Podríamos realizar un experimento con longitud y diámetro fijo, variando solamente la velocidad promedio, obteniendo una curva en donde se representa todo el experimento en una sola figura, como la Figura 61. Esto reduce considerablemente el esfuerzo y el costo de determinar la forma real de la ecuación. Solo se usaría una tubería, una válvula, y un solo fluido.

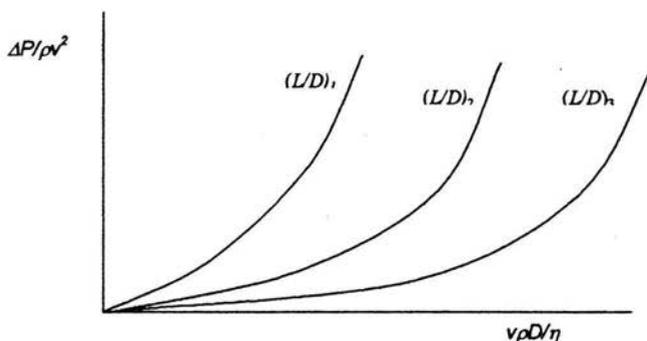


Figura 61. Caída de presión adimensional (coeficiente de resistencia) en función del número de Reynolds (Potter y Wiggert, 1998).

La metodología de escalamiento o similitud en los procesos químicos, se lleva a cabo utilizando criterios, que se basan en el análisis dimensional o en las ecuaciones más relevantes del proceso manejado, se emplea el principio de semejanza, que se ocupa de las relaciones entre sistemas físicos de diferentes tamaños.

1) **Semejanza o similitud mecánica.** Comprende tres tipos de semejanza; la estática, la cinemática y la dinámica.

a) **Semejanza o similitud estática.** Dos sistemas geoméricamente semejantes, son estáticamente semejantes, cuando al ser expuestos a esfuerzos constantes, sus deformaciones relativas son tales que conservan su semejanza geométrica (López, 1991)

b) **Semejanza o similitud cinemática.** Se ocupa de sistemas sólidos o fluidos en movimiento. Introduce una dimensión igual al tiempo. Dos sistemas geoméricamente semejantes en movimiento son cinéticamente semejantes,

cuando partículas correspondientes, describen trayectorias geométricamente semejantes en intervalos correspondientes de tiempo, tanto en la planta piloto como en la planta de proceso industrial se tienen las mismas relaciones de velocidad (Potter y Wiggerti, 1998; Kent, 1978; López, 1991)

c) **Semejanza o similitud dinámica** (Potter y Wiggerti, 1998; Kent, 1978; López, 1991) Si se opta por realizar estudios con modelos, es necesario contar con un mecanismo para predecir una cantidad en el prototipo con base en una cantidad correspondiente medida en un modelo. Podemos desarrollar tal mecanismo si existe **similitud dinámica** el cual se encarga del estudio de las fuerzas que aceleran o retardan masas en movimiento en sistemas dinámicos entre el modelo y el prototipo, es decir, si las fuerzas que actúan sobre masas correspondientes en el flujo modelo y el flujo prototipo mantienen la misma proporción en todos los puntos del campo de flujo. Supongamos que están presentes fuerzas de presión (F_p), inerciales (F_I), viscosas (F_η) y de gravedad (F_g), entonces, la similitud dinámica exige que, en puntos correspondientes de los campos de flujo:

$$\frac{(F_I)_m}{(F_I)_p} = \frac{(F_p)_m}{(F_p)_p} = \frac{(F_\eta)_m}{(F_\eta)_p} = \frac{(F_g)_m}{(F_g)_p} = \text{constante} \quad (6.13)$$

Estas pueden reacomodarse así:

$$\left(\frac{F_I}{F_p}\right)_m = \left(\frac{F_I}{F_p}\right)_p \quad \left(\frac{F_I}{F_\eta}\right)_m = \left(\frac{F_I}{F_\eta}\right)_p \quad \left(\frac{F_I}{F_g}\right)_m = \left(\frac{F_I}{F_g}\right)_p \quad (6.14)$$

que equivalen a:

$$Eu_m = Eu_p \quad Re_m = Re_p \quad Fr_m = Fr_p \quad (6.15)$$

Y si las fuerzas que mencionamos son las únicas presentes, podemos escribir:

$$F_I = f(F_p, F_\eta, F_g) \quad (6.16)$$

Puesto que solo hay una dimensión básica, es decir, la fuerza, el análisis dimensional nos permite escribir la ecuación anterior en términos de cocientes de fuerzas, o sea:

$$Eu = f(Re , Fr) \quad (6.17)$$

Así, podríamos concluir que si el número de Reynolds y el número de Froude son iguales en el modelo y en el prototipo, el número de Euler también debe ser el mismo. De este modo, se garantiza la similitud dinámica entre el modelo y el prototipo igualando el número de Reynolds y el número de Froude del modelo a los del prototipo, respectivamente.

La semejanza dinámica se tendrá cuando en la planta piloto y en la planta de proceso industrial exista la misma relación de fuerzas; una de las semejanzas que se deben de cumplir es que en ambas escalas exista el mismo régimen de flujo.

En sistemas que operan con fluidos o sistemas compuestos por partículas sólidas discretas, la semejanza cinemática incluye a la semejanza dinámica puesto que el movimiento de las masas es función de las fuerzas aplicadas sobre ellas. Dos sistemas geoméricamente semejantes que están en movimiento son dinámicamente semejantes cuando las relaciones de todas las fuerzas correspondientes son iguales.

- 2) **Semejanza geométrica.** Dos sistemas son geoméricamente semejantes cuando para cada punto en uno de ellos existe un punto correspondiente en el otro, es decir la planta piloto y la planta de proceso ha de tener la misma forma o relación de dimensiones (Potter y Wiggerti, 1998; Kent, 1978; López, 1991)

Por tanto, para asegurar una similitud completa entre modelo y prototipo, se exige que:

- 1- Se satisfaga la similitud geométrica
- 2- La relación de masas de los elementos del fluido correspondientes sea constante.
- 3- Los parámetros adimensionales apropiados de la ecuación sean iguales.

Suponiendo que existe similitud completa entre modelo y prototipo, ahora es posible predecir cantidades de interés en un prototipo a partir de mediciones efectuadas en un modelo. Si medimos una fuerza de arrastre (F_D) en un modelo y

queremos predecir el arrastre correspondiente en el prototipo, podemos igualar los cocientes de las fuerzas de arrastre y de las fuerzas inerciales, así:

$$\frac{(F_D)_m}{(F_D)_p} = \frac{(F_I)_m}{(F_I)_p} = \frac{\rho_m v_m^2 l_m^2}{\rho_p v_p^2 l_p^2} \quad (6.18)$$

Si medimos el aporte de potencia un modelo y queremos predecir la potencia requerida por el prototipo, recordaríamos que la potencia es fuerza multiplicada por la velocidad y escribiríamos:

$$\frac{W_m}{W_p} = \frac{(F_I)_m v_m}{(F_I)_p v_p} = \frac{\rho_m v_m^2 l_m^2}{\rho_p v_p^2 l_p^2} \quad (6.19)$$

así, podremos predecir una cantidad del prototipo si escogemos el fluido del modelo (esto nos da ρ_m/ρ_p), el factor de escala (que nos da l_m/l_p) y el número adimensional apropiado (que nos da v_m/v_p) (Kent, 1978; Potter y Wiggert, 1998)

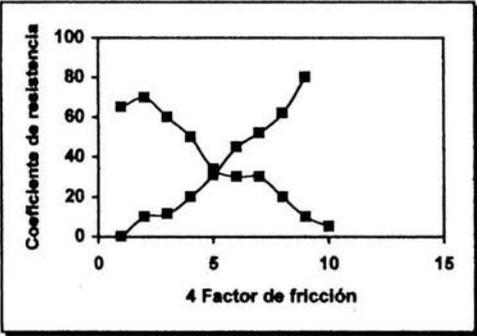
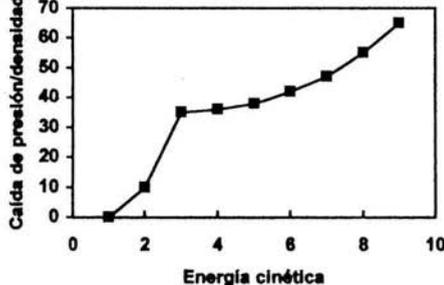
Si el proceso en la planta piloto involucra reacciones de tipo químico o bioquímico se han de cumplir además:

- 3) **Semejanza Térmica:** De forma que existiendo semejanza geométrica y cinemática, se tengan diferencias de temperaturas similares entre los distintos puntos del sistema, que simula en planta piloto y a escala industrial (López, 1991)
- 4) **Semejanza Bioquímica:** ha de haber diferencia de concentración de productos o componentes, similares, entre los distintos puntos del sistema, y tanto en la planta piloto como a escala industrial. Además se ha de tener una cinética similar (López, 1991)

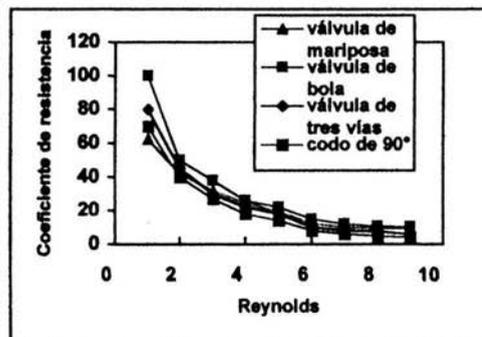
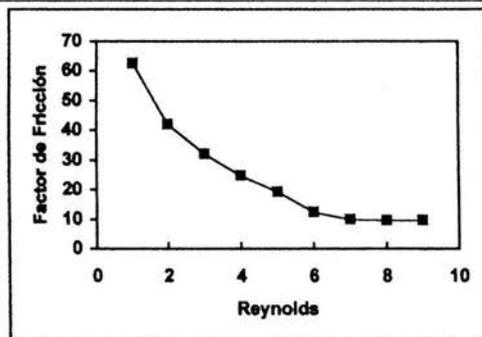
Siguiendo con el ejemplo anterior es posible llevar a cabo un escalamiento de nivel piloto a nivel industrial mediante la Figura 54, siempre y cuando como ya se explicó anteriormente, se tengan los mismos fenómenos físicos que involucran a cada una de las similitudes, como es este caso, se deben tener las mismas relaciones de fuerzas, las cuales son representadas por los números adimensionales (factor de fricción y número de Reynolds) cumpliéndose en este

momento la similitud dinámica que involucra también a la similitud cinemática debido a que se deben manejar las mismas relaciones de velocidad entre el modelo y la planta industrial (representado por el régimen de flujo) y para cumplir la similitud geométrica, el diámetro de tubería será de la misma relación en forma y dimensiones.

Podemos observar que se obtienen diferentes gráficas, dependiendo al tipo de escalamiento o similitud que se realice, pero cada uno de ellos tienen ciertas ventajas y desventajas que se deben tomar en cuenta para realizar el escalamiento, el cual depende de las restricciones que se estén manejando en el experimento, debido a ello se presenta en el Cuadro 23 los diferentes tipos de escalamiento, así como las gráficas representativas de cada uno de ellos y sus características más importantes.

Tipo de Semejanza	Gráfica	Características
Geométrica	 <p>Gráfico de Coeficiente de resistencia vs. 4 Factor de fricción. El eje Y muestra el Coeficiente de resistencia de 0 a 100. El eje X muestra el 4 Factor de fricción de 0 a 15. La curva comienza en (0,0), sube a un pico de ~70 a x=2, luego baja a ~30 a x=5, sube a un segundo pico de ~80 a x=10, y finalmente baja a ~5 a x=12.</p>	<ul style="list-style-type: none"> • La gráfica es específica para cada fluido. • Es específica para un régimen de flujo. • Es específica para longitudes fijas a menos que se grafique la longitud entre el diámetro
Cinemática	 <p>Gráfico de Caída de presión/densidad vs. Energía cinética. El eje Y muestra la Caída de presión/densidad de 0 a 70. El eje X muestra la Energía cinética de 0 a 10. La curva muestra un aumento de la caída de presión/densidad con la energía cinética, pasando de 0 a ~65.</p>	<ul style="list-style-type: none"> • La gráfica es específica para cada fluido. • Es específica para un régimen de flujo

Dinámico



- Es posible realizar un escalamiento, debido a que la gráfica no es específico para cada fluido, pero si para cada modelo que describe el comportamiento reológico de un fluido.
- Se puede determinar el régimen de flujo
- Se puede obtener la relación existente entre el factor de fricción y el número de Reynolds.
- Se puede obtener un modelo matemático que describa la relación existente entre el coeficiente de resistencia de accesorios y el número de Reynolds

Cuadro 23. Representación de los diferentes criterios de escalamiento, gráficas y características más importantes.

3. Ejemplos. Selección de diámetro de tubería

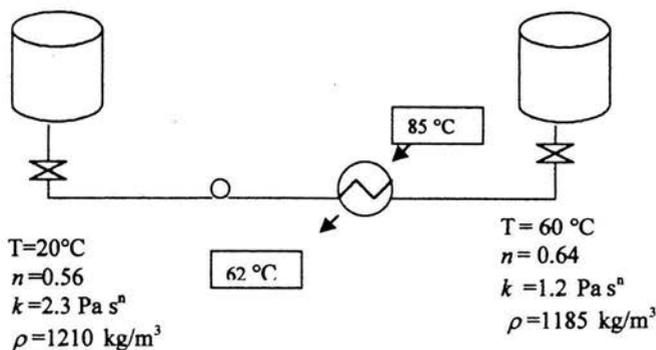
Un alimento que es almacenado en un tanque de 5 500 Ly de una altura de 1.5m, tiene una densidad (ρ) de 1 210 kg/m³, un índice de consistencia (k) de 2.3 Pa sⁿ Índice de comportamiento al flujo (n) de 0.56 y una actividad de agua (a_w) de 0.89, es calentado por un intercambiador de placas a una temperatura de 60 C, debido al calentamiento, el alimento adquiere otros parámetros reológicos, índice de comportamiento al flujo (n) de 0.64, un índice de consistencia (k) de 1.2 Pa sⁿ y una densidad (ρ) de 1 185 kg/m³.

La capacidad calorífica (C_p) para el alimento es de 3.74 kJ/kg °C

De acuerdo con el siguiente esquema realizar los cálculos que permitan seleccionar el diámetro de tubería para el alimento, así como el diámetro de tubería para el agua de servicio, la longitud real de tubería de tanque a tanque es de 1.8 m.

La capacidad calorífica (C_p) para el agua es de 4.18 kJ/kg °C

Datos del fluido



$$C_{p\text{Alimento}} = 3.84 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}.$$

$$C_{p\text{Agua}} = 4.18 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}.$$

Capacidad del Tanque 5 500 L.

De acuerdo con el volumen y la densidad se calcula la cantidad de producto. Para llevar a cabo la selección del diámetro de tubería es indispensable calcular el flujo volumétrico al cual va a trabajar la bomba, para esto es necesario suponer un tiempo de funcionamiento de la bomba.

Suponiendo que el tiempo de funcionamiento de la bomba es de 10 min, tenemos que:

$$\frac{5500 \text{ L}}{10 \text{ min}} = 550 \frac{\text{L}}{\text{min}} \left(\frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \right) \left(\frac{0.001 \text{ m}^3}{1 \text{ L}} \right) = 16.5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Una vez calculado el flujo volumétrico se procede a realizar un balance de materia total, para esto se requiere que el flujo volumétrico se convierta en másico, lo cual se logra multiplicando el flujo volumétrico por la densidad del alimento.

$$16.5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \times 1210 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 19965 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Realizando un balance de materia total.

$$M_1 + M_2 = M_3 + M_4 \quad (6.20)$$

Tomando en cuenta la ley de la conservación de la masa es decir que la masa que entra a un proceso debe de ser igual a la que sale, es posible realizar un balance de materia específico para el producto, se obtiene que:

$$M_1 = M_3 \quad (6.21)$$

Siguiendo las mismas consideraciones anteriores se realiza el balance específico para el agua

$$M_2 = M_4 \quad (6.22)$$

Si durante el proceso ocurren cambios de energía interna se debe de realizar un balance de energía que esta basado en la primera ley de la termodinámica " La energía no puede ser creada, ni destruida, solo transformada". Es importante mencionar que la energía interna se puede evaluar por medio del calor específico si hay cambio de temperatura por adición de calor o pérdidas de calor en el sistema

$$M_1 C_p T_1 + M_2 C_p T_2 = M_3 C_p T_3 + M_4 C_p T_4 \quad (6.23)$$

Al sustituir la ecuación (6.21) y (6.22) en (6.23) y despejar M_2 se obtiene:

$$M_2 = \frac{M_1 C_p (T_3 - T_1)}{C_p (T_4 - T_2)} = \frac{(19965 \text{ kg/h})(3.84 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C})(60^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C})}{(4.18 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C})(85^\circ\text{C} - 62^\circ\text{C})} = 31897.482 \text{ kg/h}$$

Conociendo el flujo másico del agua es posible seleccionar el diámetro de tubería para el agua en la tabla b-11a del Crane edición en español, es necesario cambiar el flujo másico a flujo volumétrico en GPM, dividiendo el valor obtenido entre la densidad del agua a esa temperatura, en este caso es de 980.5 kg/m^3

$$\frac{31897.482 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{980.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 65.06 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \left(\frac{1 \text{ gal}}{0.000378 \text{ m}^3} \right) \left(\frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} \right) = 143.43 \text{ GPM}$$

Una vez conocido el gasto se procede a seleccionar el diámetro de tubería para el agua en la tabla b-11^a interceptando el caudal con la velocidad recomendada para el agua que es de 1.2 a 3.0 m/s (4 a 10 ft/s).

Por lo tanto el diámetro de tubería para el agua es de 3 1/2".

Otra de las incógnitas que se tienen en este problema es el cálculo del diámetro de tubería para el alimento.

Ya que se conoce el flujo volumétrico del alimento y es de $16.5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ y debido a razones de cálculo es necesario convertir el flujo volumétrico a

$$16.5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \left(\frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} \right) \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) = 4.583 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

El lugar en donde se realiza el proceso es Cuautitlán y la Presión atmosférica es de 77 993.58 Pa.

Para calcular el ΔP permisible es necesario calcular la presión hidrostática.

$$\text{presión hidrostática} = \rho g h = \left(1210 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) (1.5 \text{ m}) = 17805.15 \text{ Pa}$$

$$\text{presión del sistema} = P_{atm} + P_{hidrostatica} = 77993.58 \text{ Pa} + 17805.15 \text{ Pa} = 95789.73 \text{ Pa}$$

Presión de vapor agua a $20^\circ\text{C} = 0.233 \text{ Bar}$

$$P_{\text{vapor a limento}} = Aw P_{\text{vapor agua}} = (0.89)(0.233 \text{ Bar} \frac{1 \text{ Pa}}{10^{-5} \text{ Bar}}) = 2047 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{\text{permisible}} = P_{\text{sistema}} - P_{\text{vapor a limento}}$$

$$\Delta P_{\text{permisible}} = 95789.73 - 2047 = 75319 \text{ Pa}$$

Para seleccionar el diámetro de tubería para el alimento es necesario calcular:

- Velocidad $v = \frac{4Q}{\pi D^2}$

- Número de Reynolds $Re = \frac{D^n v^{2-n} \rho}{8^{n-1} K} \left(\frac{4n}{3n+1} \right)$

Si el Número de Reynolds es menor de 2100, se procede a calcular el factor de fricción de la siguiente manera.

- Factor de fricción $F = \frac{16}{Re}$

- $\Delta P_{\text{tramo recto}} = \frac{2FLv^2 \rho}{Dgc}$

- $\Delta P_{\text{accesorios}} = \frac{2K_F v^2 \rho}{agc}$

- $\alpha = \frac{(2n+1)(5n+3)}{3(3n+1)^2}$

- $\Delta P_{\text{total}} = \Delta P_{\text{accesorios}} + \Delta P_{\text{tramo recto}}$

En el momento de realizar los cálculos se deben de tomar en cuenta ciertas restricciones:

*La velocidad máxima permitida es de 2 m/s para evitar régimen turbulento.

*Para calcular $\Delta P_{\text{accesorios}}$ se deben de tomar en cuenta todos los accesorios.

	Diámetro interno D	Velocidad v	Número de Reynolds Re	Factor de fricción F	ΔP tramo recto	K_F total	ΔP de accesorios	ΔP total
1"	0.0266	8.247						
1 1/2"	0.0409	3.488						
2"	0.525	2.117						
2 1/2"	0.0627	1.484	491.906	0.0325	4978.6	1.235	11547.16	16525.76
3"	0.0779	.0961	297.287	0.538	2782.6	2.044	8014.3	10796.9
4"	0.1023	0.557	157.99	0.1012	1340.65	3.845	5064.62	6405.27

Para seleccionar el diámetro de tubería es necesario que el valor del ΔP_{total} calculado sea menor que el $\Delta P_{permisible}$

Comparando:

$$\Delta P_{permisible} \text{ calculado} = 75\,319 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{total} \text{ calculado para el diámetro } 2\,1/2" = 16\,525.76 \text{ Pa}$$

Por lo que el diámetro tubería para el alimento es 2 1/2".

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

La elaboración del manual ofrece grandes ventajas a los alumnos y profesores, debido a que permite reafirmar y ampliar los conocimientos adquiridos en las aulas de clase, así como la disminución del tiempo invertido en una exhaustiva investigación bibliográfica, que comprenda la completa información correspondiente a la mecánica de fluidos.

Este manual de mecánica de fluidos aplicada a los alimentos se desarrolló con la finalidad de tener un material de apoyo para los alumnos que cursan la carrera de Ingeniería en Alimentos y que forme parte del material didáctico a utilizar.

El manual puede ser ampliado, introduciendo gráficas y diagramas, que describan algunos comportamientos reológicos para un mayor y mejor entendimiento, así como ejercicios resueltos, en donde los alumnos puedan guiarse para la solución de problemas propuestos en clase, fomentando así la educación autodidacta.

BIBLIOGRAFÍA

- ☞ Alfa Laval, "Rotatory Lobe Pumps, Diaphragm Pumps", Denmark.
- ☞ Aguilar C.A, Amaro E, Anaya A, (2001) "Optimización de sistemas de manejo de fluidos no Newtonianos en tuberías" Revista del IMIQ
- ☞ Astarita G, (1990), Letter to the editor: "The engineering reality of the yield stress". J. Rheol. 34, 275277.
- ☞ Barnes M. A. And Walters K, (1985). "The yield stress myth?". Rheol. Acta 24, 323 – 326.
- ☞ Barry, N Taylor (1995) "Guide for the use of the international system of units" NIST Special publication 811.
- ☞ Bird R., Stewart W and Lightfoot E. (1960), "Fenómenos de Transporte" John Wiley and Sons. Inc N.Y.
- ☞ Bird R., Stewart W and Lightfoot E. (1990), "Fenómenos de Transporte"; Editorial Reverté; México.
- ☞ Braca R.M. y Happel J, (1953), Chemical engineering 52 (28):210
- ☞ Briggs J.L (1995) "Methods to characterize power fluids using Brookfield viscosimeter"; MS thesis department of agricultural engineering, Michigan state university.
- ☞ Crane (1996), "Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías"; Editorial Mc Graw Hill; traducción de la primera edición, México D.F.
- ☞ Cheng (1986) "Yield stress a time-depended property and how to measure it" Rheol. Acta 25:542-554.
- ☞ Darby Ron (2001) "Chemical Engineering Fluid Mechanics" second edition Editorial Marcel Dekker Inc
- ☞ Darby R y Nelson J.D. (1982), Journal pipelines 2:11-2
- ☞ Dekee D; Turcolte and Fildey K (1980) "New Method for determination of yield stress" J. Texture Study. 10:281-288.
- ☞ DELPHY Bombas y Equipos, S.A de C.V. "El placer de hacer bien las cosas...", México, D.F.

- Durand A.A; Boy J.A; Corral J.L; Trueba J.S; Brena P.V. (1999) "*Update rules for pipe sizing*" Chemical engenering.
- Durgueil E.J. (1987); "Determination of consistency of non Newtonian fluids using a Brookfield HBT viscosimeter", Proc. South African sugar technology assoc. June:32-39.
- Fristam Pumps INC (1997), "*Sanitary Positive Displacement Pumps*, USA.
- A) Fristam Pumps INC (1998), "*Sanitary Centrifugal and Positive Displacement Pumps*", USA.
- B) Fristam Pumps INC (1998), "*Intruccion and Maintenance Manual FLSTYLE" Rotatory Pump*", USA.
- Fristam Pumpen, "*Programa de producci3n*", USA.
- Fristam Pumps INC, "*Rotatory Positive Displacement FL- SERIES*", USA.
- Foust A., Wenzel L. (1996), "*Principios de Operaciones Unitarias*"; Editorial CECSA; M3xico.
- Fryer.P.J, Pyle D.L. and Rielly C.D (1997). "*Chemical Engineering for the Food Industry*" Editorial Blackie Academic and Professional,Chapman and Hall, Great Britain
- Garay Paul P.E. (1996) "*Pump application desk book*" Third edition, The Fairmont press, Inc E.U.A.
- Garc3a J. y Steffe F. (1986), "*Optimum economic pipe diameter for pumping Hershey - Buckley fluids in laminar flow*". Journal of food engenering. U.S.A. vol. (12), No 8, 117:135
- Geankoplis C. (1996), "*Procesos de Transporte y Operaciones Unitarias*"; Compa3a Editorial Continental S.A de C.V.; M3xico.
- Giboreau A., Covelier G., and Launay B. "*Rheological behaviour of three biopolymer water systems, with emphais on yield stress and viscoelastic properties*". Departament of food Science, ENSIA (Ecole Nationale Supericure des Industries Agricoles et Alimentaries) 91305 Massy france.

- 📖 Gieck K. (1993), *"Manual de Fórmulas Técnicas"*; Editorial Alfa Omega; México.
- 📖 Glicksman M. (1969), *"Gum Technology in the Food Industry"*, Academic Press Inc, Londo.
- 📖 Granet Irving, P.E (1988), *"Fluid Mechanics"*, Queensborough Community College City University of New York, Pretice may. Cuarta Edición.
- 📖 Greene R.W. (1997), *"Válvulas. Selección, uso y mantenimiento"*; Editorial Mc Graw Hill; México D.F.
- 📖 Grundfos (1994) *"Bombas Grundfos en Acero Inoxidable para Aplicaciones Sumergibles"*.Pueble, Pue.
- 📖 Goldstein R.J., (1983), *"Fluid Mechanics Measurements"*, Hemisphere Publishing Corp., New York.
- 📖 Govier G.W. and K. Aziz (1972), *"The flow of complex mixtures in pipes"* R.E. Krieger Publishing Co. Malabar, Florida.
- 📖 Hartnett J.P. and R. Y.Z. Hu, (1989). *"The yield stress and engineering reality"* J.Rheol. 33: 671 – 679.
- 📖 Himmenblau David (1995) *"Principios básicos de la Ingeniería Química"* Editorial continental S.A de C.V; México D.F.
- 📖 Horst Dieter Tscheuschner (2001) *"Fundamentos de tecnología de alimentos"* Editorial acribia Zaragoza España.
- 📖 Imo pump, (1992) *"Rotary pump handbook"* An Imo Industries business.
- 📖 James A.E, D.J.A. Williams and Williams P.R (1987) *"Direct measurement of extensional properties of mobile systems"* Techniques in reological measurement Chapman and Hall N.Y.
- 📖 Kaletune-Gencer and M. Peleg . (1984) *"Digitizer aided determination of yield stress in semi liquid foods"* Journal Food Science
- 📖 Kent G, (1978)*"Pilot plants, models and scale up methods in chemical engineering"*
- 📖 Kenneth J. Mc Naughton y el cuerpo de redactores de Chemical Engineering, (1997) *" Bombas, selección uso y mantenimiento"* Mc Graw Hill, México

- 📖 Keentok H. (1982) "*The measurement of yield stress of liquids*" Rheology. Acta 21:3325-332.
- 📖 Lang E.R. and Rha C. (1981) "*Determination of yield stress of hydrocolloid dispersions*" Journal Texture Study 12:47-62.
- 📖 Lapasin R y Prici, (1995) "*Rheology of Industrial polysaccharides: Theory and application*" Blackie academic and professional. Great Britain.
- 📖 Lewis M.J. (1993), "*Propiedades físicas de los alimentos y de los sistemas de procesado*"; Editorial Acribia; España.
- 📖 López G.A. (1991), "*Diseño de Industrias Agroalimentarias*"; Editorial Madrid; España.
- 📖 Martínez P , Linares G, (2001) "*Resistance coefficients of fittings for power law fluids in laminar flow*" UNAM.
- 📖 McNaughton K (1997), "*Bombas Selección, Uso y Mantenimiento*" Editorial Mc Graw Hill, México D.F.
- 📖 Midoux (1988) "*Mecanique et rheologie des fluids en engénie chimique*"; 2ª tirag rev
- 📖 Metzner, 1961, Skelland, (1967), "*Flow of Non - Newtonian fluids*" In Handbook of Fluid Dynamics, secc 7, Mc Graw Hill Book Co. Inc. Pp 7-1 to 7-30.
- 📖 Miller, R.W. (1993). "*Flow measurement engineering handbook (manual de Ing. de medición de flujo)*" N.Y. Mc Graw Hill.
- 📖 Mitschka P, (1982) "*Simple conversion of Brookfield RTV Readings in to viscosity functions*". Rheol. Acta 21
- 📖 Moody L.F., (1944). "*Friction Factors for Pipe Flow (Factores de fricción para flujo en conductos)*" transacciones de la ASME 66(8): 671 - 6684. N.Y. American Society of Mechanical Engineers.
- 📖 Mott L. (1996), "*Mecánica de Fluidos Aplicada*"; Prentice-Hall Hispanoamericana S.A.; cuarta edición, México.
- 📖 Muller H. G. (1983), "*Introducción a la Reología de los Alimentos*"; Editorial Acribia; España.

- 📖 Netzsch Nemo Pumps, *"Reliable Pumping of Difficult and Sensitive Material in the Food Processing and Dairy Industries"*, USA.
- 📖 Netzsch Nemo Pumps, *"Nemo Pumps for CIP"*, USA.
- 📖 Ofoli R; Morgan R.G and Steffe (1987) *"A generalized rheological model for inelastic fluids foods"* Journal texture study.
- 📖 Paden and Dewitt, (1954). *"Some rheological properties of concentrated polyisobutylene solutions"* J. Appl. Physics 28. 1086 – 1091.
- 📖 Perry R. H. (1997), *"Manual del Ingeniero Químico"*; Editorial McGraw Hill; México.
- 📖 Peters Max S, Timmerhaus Klaus D. (1968) *"Plant design and economics for chemical engineers"* second edition, Mac Graw Hill
- 📖 Potter, Merle C. Wiggert David C. (1998), *"Mecánica de fluidos"* , 2a edición, Prentice Hall, México.
- 📖 Rao M A, (1999) *"Rheology of fluid and semisolid foods: Principles and applicatios"*, Aspen Publication Gaithersburg, Maryland
- 📖 Rao M A, S S H Rizvi, (1999) *"Engineering Properties of foods"*, 2a. Edición, Marcel Dekker Inc.
- 📖 Raluy Antonio, (1990) *"Diccionario de la lengua española"* Editorial Porrúa, México.
- 📖 Resnick, R. Halliday D. (1994), *"Física"*; Editorial Continental; México.
- 📖 Rosenthal Andrew, (2001) *"Textura de los alimentos: Medida y percepción"* Editorial Acribia.
- 📖 Sakiadis B.C., (1984), *"Fluid and particle mechanics"* In: Perry, R.H. D.W. Green and J.o. Maloney (editors). *Perry's Chemical Engineers Handbook (Sixth Edition)*. Section 5. McGraw Hill Book Company. New York pp. 5-4 to 5-68.
- 📖 Serway Raymond (1996), *"Física"*; Mc Graw Hill, México.
- 📖 Shoemaker, Lewis y Tamura, (1986), *"Instrumentation for Rheological Measurements of Food"* Edited by Niel H. Mermeistein, Senior Associate Editor.

- 📖 Smith y Van Ness (1989) *"Introducción a la termodinámica en ingeniería química"*, editorial Mac Graw Hill.
- 📖 Singh Paul y Heldman Dennis, (1997) *"Introducción a la Ingeniería de los alimentos"* Editorial Acribia.
- 📖 Stanley M. (1988), *"Chemical Process Equipment. Selection and Design"*; Ed. Butterworth; U.S.A.)
- 📖 Steffe J. (1996), *"Rheological Methods in Food. Process Engineering"*; Freeman Press; U.S.A.
- 📖 Steffe J.F y R.G Morgan (1987) *"Back extrusion of non Newtonian fluids foods"* Thecnol. 41:72-77.
- 📖 Tanner Roger I, (2000) *"Engineering rheology"*; Oxford university press, second edition.
- 📖 Theunis C Robberts; (2002) *"Food plants engineering systems"* CRS Press, U.S.A.
- 📖 Turton R, Baile R, Whiting W, (1998) *"Analysis, systesis and design of chemical processes"* Prentice Hall, PTR, New Jersey
- 📖 Tippens, (1990), *"Física, conceptos y aplicaciones"* tercera edición, Mac Graw Hill.
- 📖 Tri- Clover inc (1996), *"C Series/SP Series Centrifugal Pumps"* USA.
- 📖 Ulrich Gael D, (1986), *"Diseño y economía de los procesos de Ingeniería química"* Nueva editorial Interamericana S.A de C.V
- 📖 Valiente Barderas A; (1992) *"Problemas de balance de materia"* Alambra, México.
- 📖 Van Wazer J.R. (1963) *"Viscosity and flow measurement"* Interscience publisher N.Y.
- 📖 Voadlo J and Charles (1971) *"Measurement of yield stress of fluid like viscoplastic substances"* Canadian Journal Chemical Engineering
- 📖 Waukesha Pumps (1992) *"Engineering Manual"*, Delevan. USA.
- 📖 Whorlow, R.W. (1980), *"Rheological Techniques"* Ellis Horwood, Ltd, Chichester, England.
- 📖 Wilden Pumps (1999) *"Air operated double diahragm pumps"*USA.

- ☐ Yoshimura R.K. Prud'homme, H.M Princen and A.D. Kiss (1987) "A comparision of thecniques for measuring yeld stress" J. Rheol. 31:699-710.

ANEXO 1

APARATOS DE MEDICIÓN

La medición de fluidos es una aplicación importante del balance de energía. Básicamente, la mayor parte de los medidores de flujo están diseñados para originar una caída de presión que puede medirse y relacionarse con la velocidad de flujo. Esta caída de presión puede obtenerse por cambios de energía cinética, por fricción de superficie o por fricción de forma.

Por ello en este capítulo se pretende que los alumnos:

1. Definan los diferentes tipos de presiones.
2. Identifiquen los diferentes medidores de presión.
3. Identifiquen los diferentes medidores de velocidad.
4. Identifiquen los diferentes medidores de área.

Introducción.

En Ingeniería y en muchas situaciones industriales es importante medir las propiedades de fluidos y diversos parámetros de flujo, como presión, velocidad y descarga. Ejemplos de ello son la razón de flujo en una tubería o canal de irrigación, la carga de contaminantes o de sedimentos en un río, las presiones máximas en la superficie de un rascacielos o los patrones de flujo alrededor de él, el arrastre sobre un automóvil o camión que viaja a gran velocidad, el campo de velocidad alrededor de un avión comercial, el perfil de velocidad del viento sobre una región de colinas y el tamaño y distribución de las olas oceánicas.

Las mediciones de mecánica de fluidos no las realizan únicamente los ingenieros, a los médicos les interesa vigilar las funciones de los sistemas cardiovascular y pulmonar del cuerpo humano, los movimientos de fluidos en las industrias agrícolas, petrolera, del gas, química y de las bebidas, así como el suministro de agua y la disposición de aguas de desecho, requieren grandes

inversiones cada año, las incertidumbres en la medición de estos flujos pueden tener un impacto significativo sobre las consideraciones de materiales y costos.

Se han inventado muchos dispositivos para medir parámetros de flujo, obviamente, cada uno se diseñó para un propósito específico. Antes de realizar una medición, es importante definir con claridad la necesidad de medir un parámetro en particular. El conocimiento de la mecánica de fluidos y de los principios físicos que intervienen es indispensable para seleccionar el instrumento de medición apropiado y para realizar con éxito la medición. Además, debemos reconocer las diferencias entre los diversos tipos de mediciones, consideremos por ejemplo las lecturas de descarga que se obtienen al medir un perfil de velocidad integrado a lo ancho de una sección transversal, la velocidad fluctuante puede promediarse en el tiempo en un punto dado para producir un valor medio, por otro lado, podrían requerirse mediciones instantáneas de la velocidad en un volumen de muestreo muy pequeño, a fin de observar la naturaleza transitoria de un flujo inestable, el grado de sofisticación al registrar un parámetro puede variar desde una simple lectura visual de un manómetro o cuadrante hasta un muestreo digital a alta velocidad de voltajes que representan diversas variables.

Las mediciones de fluidos se pueden clasificar según la naturaleza del flujo, estable o inestable. Si la magnitud de una cantidad física se mantiene constante en el tiempo, decimos que se trata del valor en estado estable, por otro lado, si la cantidad cambia con el tiempo, la medición es transitoria, o inestable. Las mediciones transitorias exigen aparatos de medición altamente especializados, la mayor parte de los instrumentos de medición requiere cierto tiempo para responder a la cantidad física detectada. En las mediciones transitorias este tiempo de respuesta debe ser mucho menor que el tiempo que tarda en ocurrir un cambio significativo en la cantidad física. En las mediciones de estado estable lo único que interesa es tomar una lectura después de que el sistema de medición ha terminado de responder a las condiciones de flujo. En situaciones como en el flujo turbulento, se desea obtener una medición de una cantidad promediada en el tiempo, aunque las condiciones de flujo local sean inestables, ejemplos de ello son el Reynolds y la intensidad de turbulencia. En tales situaciones es preciso incluir

en la medición un mecanismo de medición del tiempo. Además, el instrumento debe ser lo bastante pequeño como para medir la variación espacial del parámetro medido, como la longitud de onda de una perturbación de presión. En general, la cuestión de definición espacial o temporal debe resolverse escogiendo instrumentación compatible con la escala de cualquier perturbación del flujo (Potter, 1998).

La medición de fluidos es una aplicación importante del balance de energía. Básicamente la mayor parte de los medidores de flujo están diseñados para originar una caída de presión que puede medirse y relacionarse con la velocidad de flujo. Esta caída de presión puede obtenerse por cambios de energía cinética, por fricción de superficie o por fricción de forma. Algunos tipos de medidores enfatizan uno o una combinación de estos mecanismos. El tubo Pitot, por ejemplo, es un instrumento de medición basado en la diferencia de presiones que resulta casi únicamente de cambios de energía cinética. Por otra parte, la variación de presión a través de una placa de orificio se debe en primer lugar al cambio de energía cinética y fricción de forma. En cualquier caso se puede derivar una ecuación general resultante de un balance de energía, para relacionar el flujo y la caída de presión (Foust, 1996).

1. Presión.

La capacidad de un fluido para fluir hace que sea incapaz de soportar un esfuerzo cortante, y en condiciones estáticas la única componente de la fuerza que debe tomarse en cuenta es la que actúa en forma normal o perpendicular a la superficie del fluido, las fuerzas entre el interior y el exterior actúan en todas partes en ángulo recto con las capas frontera del fluido (Resnick, 1994).

La magnitud de la fuerza normal por unidad de área superficial se llama *presión*. La presión es una cantidad escalar, no tiene propiedades direccionales. Por ejemplo, cuando nadamos bajo el agua ésta ejerce una presión sobre nuestro cuerpo en todas direcciones. Incluso si la presión es producida por una fuerza que tiene propiedades direccionales y es un vector, la presión es, en sí misma, un

escalar. La ecuación según Resnick que describe el término de presión es la siguiente (Resnick, 1994):

$$P = \frac{f}{A} \quad (\text{A1-1})$$

En donde:

P = presión (N/m^2) o bien, (Pa)

f = fuerza (N)

A = Área (m^2)

La presión tiene las dimensiones de fuerza dividida por área, y una unidad común para la presión es (N/m^2). Esta unidad se denomina pascal en el Sistema Internacional de Unidades. Puede encontrarse una amplia variedad de otras unidades. En Estados Unidos los medidores de la presión en las llantas de los vehículos dan una lectura en (lb/in^2). La presión ejercida por la atmósfera de la Tierra al nivel del mar se designa como 1 atmósfera (1 atm). = $14.7 \text{ lb/in}^2 = 1.01325 \times 10^5 \text{ Pa}$, exactamente). Debido a que el pascal es una unidad pequeña ($1 \text{ Pa} = 10^5 \text{ atm.}$), los pronosticadores del tiempo usan a menudo la unidad bar para expresar la presión atmosférica ($1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$) (Resnick, 1994).

Presión absoluta y presión manométrica.

Cuando se realizan cálculos que implican la presión de un fluido, se debe hacer la medición en relación con alguna presión de referencia. Normalmente, la presión de referencia es la de la atmósfera y la presión resultante que se mide se conoce como *presión manométrica*. La presión que se mide en relación con el vacío perfecto se conoce como *presión absoluta*. Es extremadamente importante conocer la diferencia entre estas dos formas de medir la presión.

Una sencilla ecuación que relaciona los dos sistemas de medición de presión es:

$$P_{\text{absoluta}} = P_{\text{manométrica}} + P_{\text{atmosférica}} \quad (\text{A1-2})$$

A continuación se muestra algunos conceptos básicos que nos ayudarán a entender la ecuación anterior (Mott, 1996).

Un vacío perfecto es la presión más baja posible. Por consiguiente, una presión absoluta siempre será positiva.

Una presión manométrica que esté por encima de la presión atmosférica es positiva.

Una presión manométrica que esté por debajo de la atmosférica es negativa, en ocasiones se le conoce como vacío.

La presión manométrica se representará en unidades de Pa ó lb/in² relativa.

La presión absoluta se indica en unidades de Pa ó lb/in² absolutos.

La magnitud real de la presión atmosférica varía con el lugar y con las condiciones climatológicas (Mott, 1996).

Presión hidrostática .

Perry y col. (1997) definen a la presión hidrostática mediante la siguiente expresión:

$$P_{hidrostática} = \frac{h\rho g}{g_c} \quad (A1-3)$$

Donde:

h = altura (m, ft)

ρ = densidad del líquido (kg/m³, lb/ft³)

g = aceleración local debido a la gravedad (m²/s)

g_c = constante dimensional.

Presión estática.

Un cuerpo en equilibrio estático está bajo la influencia exclusiva de las fuerzas de compresión. Esta fuerza es normal o perpendicular a cualquier superficie que actúa y, en cualquier punto dado, tiene la misma magnitud sea cual fuese la orientación de la superficie, ésta es una de las maneras en las que se anuncia la ley de Pascal, otra es que "la presión en cualquier punto de un fluido en

reposo actúa con igual intensidad en todas direcciones". De aquí obtenemos la relación que nos indica la variación de la presión con un cambio de elevación.

Existen muchas situaciones en las que es importante saber exactamente de que manera varía la presión con un cambio de profundidad o de elevación. El término elevación significa la distancia vertical a partir de algún nivel de referencia hasta el punto de interés (Z). Al cambio en la elevación entre dos puntos se le denomina h .

El cambio de presión en un líquido homogéneo en reposo debido al cambio en elevación se puede calcular a partir de (Mott, 1996):

$$\Delta P = w_F h \quad (\text{A1-4})$$

En donde:

ΔP = cambio de presión (Pa)

w_F = peso específico del líquido (kN/m^3)

h = cambio de elevación (m)

La ecuación solo es válida para un líquido homogéneo en reposo.

Los puntos que se encuentren sobre el mismo nivel horizontal tienen la misma presión.

El cambio de presión es directamente proporcional al peso específico del líquido.

La presión varía linealmente con el cambio de elevación o de profundidad.

Una disminución en la elevación ocasiona un aumento en la presión. (esto es lo que sucede cuando usted se sumerge en una piscina).

Un aumento en la elevación ocasiona una disminución en la presión (Mott, 1996).

2. Medición de la presión.

La mayoría de los aparatos de medición de la presión usan la presión atmosférica como nivel de referencia y miden la diferencia entre la presión real y la presión atmosférica, llamada presión manométrica. La presión real en un punto de un fluido se llama presión absoluta, que es entonces la presión atmosférica más la

presión manométrica. La presión manométrica se da ya sea arriba o debajo de la presión atmosférica y puede entonces ser positiva o negativa, la presión absoluta por su parte, siempre es positiva (Resnick, 1994).

Las presiones de fluidos se miden de muy diversas maneras. El tipo de instrumento que se utilice depende de los niveles de precisión y detalles requeridos para la aplicación de que se trata.

Prácticamente todas las mediciones de presión se basan en el principio del manómetro o bien en el concepto de que la presión deforma un material sólido como un cristal, membrana, tubo o placa, deformación que luego se convierte en una señal eléctrica o una lectura mecánica (Potter, 1998).

También se utilizan diversos instrumentos mecánicos y eléctricos para medir la presión, incluyendo elementos para presiones más altas, estos incluyen el tubo Bourdon o elementos de fuelles en donde la presión produce en un elemento metálico un desplazamiento que puede medirse y relacionarse con la presión. También se utilizan manómetros de deformación, en donde el estiramiento de un alambre conductor cambia su resistencia eléctrica, que puede medirse y relacionarse con la presión.

Las mediciones de presión se efectúan en el modo estático o en el dinámico. Las presiones que dependen del tiempo son consecuencia de una inestabilidad en el flujo y de vibraciones hidrodinámicas o acústicas (Foust, 1996).

3. Métodos estáticos.

La presión ejercida por un fluido puede medirse usando técnicas estáticas, las cuales se basan en valores promediados en el tiempo, ya que siempre hay inestabilidad cuando el flujo es turbulento, los medidores más comúnmente utilizados son el manómetro, el barómetro y el tubo de Bourdon (Mott 1996).

A) Manómetros.

Dado que la mayor parte de los medidores de fluidos tienden a originar una diferencia de presión a través de la sección de medición, debe emplearse un instrumento de medición de la presión simple y fácil de usar para indicar esta diferencia.

Uno de los instrumentos más simples para medir la presión es el manómetro.

Los manómetros son instrumentos que utilizan columnas de líquidos para medir presiones. El manómetro utiliza la relación que existe entre un cambio de presión y un cambio de elevación en un fluido estático descrito por Mott (1996) en la ecuación:

$$\Delta P = w_F h \quad (\text{A1-5})$$

En donde:

ΔP = cambio de presión (Pa)

w_F = peso específico del líquido (kN/m^3)

h = cambio de elevación (m)

El tipo más sencillo de manómetro es el tubo en U. Figura. 62.

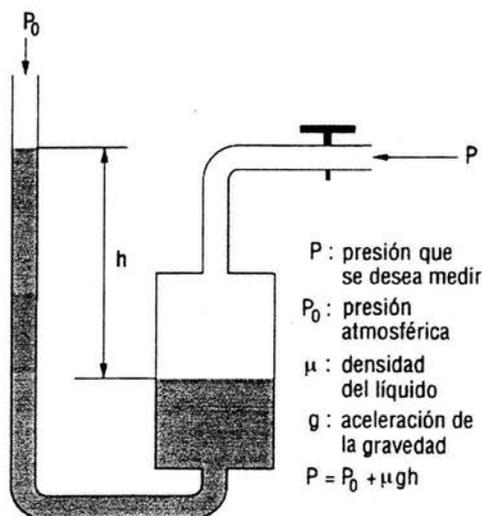


Figura. 62. Manómetro. Mott, 1996.

Un extremo del tubo está conectado a la presión que se va a medir, mientras que el otro se deja abierto a la atmósfera. El tubo contiene un líquido conocido como fluido manométrico, que no se mezcla con el fluido cuya presión se

va a determinar. Los fluidos manométricos típicos son agua, mercurio y aceites ligeros coloreados (Foust, 1996).

Bajo la acción de la presión que se va a determinar, el fluido manométrico es desplazado de su posición normal. Puesto que los fluidos dentro del manómetro están en reposo, la ecuación puede utilizarse para escribir expresiones para los cambios de presión que se presentan a través del manómetro. Estas expresiones pueden combinarse y resolverse algebraicamente para la presión deseada.

Los manómetros se usan para medir diferencias de presión relativamente bajas, dado que a presiones mayores, la longitud del manómetro puede resultar incontrolable (Foust, 1996).

Manómetro de tubo en U abierto.

La altura a la que un fluido se eleva en un tubo vertical abierto conectado a un aparato que contiene un líquido, constituye una medida directa de la presión en el punto de unión y se utiliza con frecuencia para indicar el nivel de tanques y recipientes como se muestra en la Figura 63.

Este mismo principio se aplica a los manómetros de tubo en U y otros dispositivos para medir presiones en función de la altura de un fluido diferente al que se está comparando, a la mayoría de estos medidores se les conoce como manómetros abiertos o diferenciales.

El fluido manométrico que constituye la columna del líquido de estos medidores puede ser cualquier líquido inmiscible con el fluido a presión. Para altas presiones o vacíos altos y grandes diferenciales de presión, el líquido que se utiliza para medir la presión debe de ser de una alta densidad y el más usado es el mercurio. Para presiones bajas y pequeñas diferencias de presión se usan líquidos de escasa densidad como el alcohol o el agua (Perry y col., 1997).

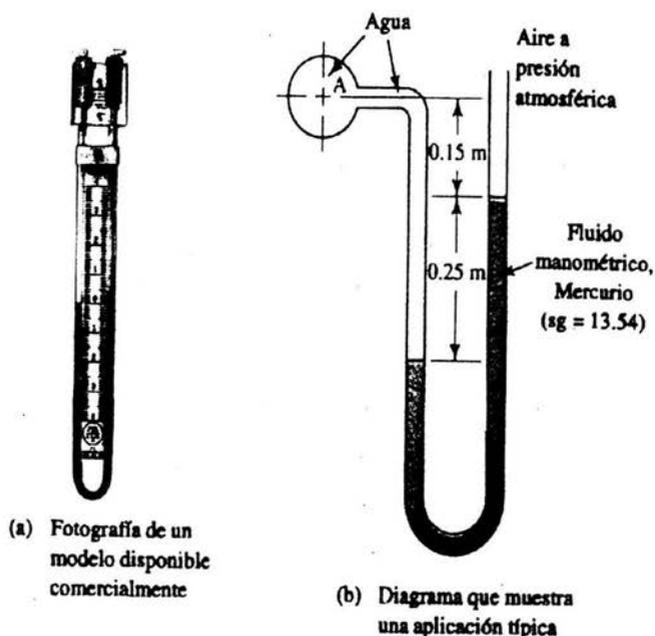


Figura 63. Manómetro de tubo U abierto. Mott, 1996.

Calibración de Manómetros.

Los manómetros de columna líquida simples no requieren de calibración si están contruidos de tal modo que reduzcan un mínimo de errores debidos a la capilaridad. Si las escalas usadas se comprueban con un estándar, la exactitud de las mismas dependerá exclusivamente de la precisión que se tenga al determinar la posición de las superficies del líquido. Por ende pueden ser usados para calibrar otros medidores (Perry y col., 1997).

B) Barómetros.

El barómetro según Mott, (1996) es un dispositivo que se utiliza para medir la presión atmosférica. El aparato más sencillo consiste en un tubo largo cerrado

en un extremo y que, inicialmente está lleno completamente de mercurio. El extremo abierto se sumerge entonces bajo la superficie de un contenedor lleno con mercurio y se deja que alcance el equilibrio.

En la parte superior del tubo se produce un vacío que se encuentra muy cercano al vacío perfecto, conteniendo vapor a una presión de solamente 0.17 Pa a 20 C. Iniciando en este punto, y escribiendo una ecuación parecida a la que se obtiene de los manómetros se tiene:

$$0 + w_m h = P_{atmosférica}$$

$$P_{atmosférica} = w_m h \quad (A1-6)$$

Donde:

w_m = peso específico del mercurio (kN/m^3)

h = altura de la columna de mercurio (m)

$P_{atmosférica}$ presión atmosférica (kPa)

Como el peso específico del mercurio es aproximadamente constante, un cambio en la presión atmosférica ocasionará un cambio de altura de la columna de mercurio. Esta altura se reporta a menudo como la presión barométrica. Para obtener una presión atmosférica real es necesario multiplicar la altura, h , por γ_m .

La medición precisa de la presión atmosférica con un manómetro de mercurio requiere que el peso específico del mercurio se ajuste para tomar en cuenta los cambios de temperatura.

La presión atmosférica varía según las condiciones climatológicas, y también varía con la altitud. Una disminución de aproximadamente 1.0 pulgadas en la columna de mercurio se presenta por cada aumento de 1 000 pies en la altitud. En unidades del Sistema Internacional, la disminución es de aproximadamente 85 mm de mercurio por cada 1 000 m.

C) Tubo de Bourdon.

Un dispositivo para medir presión es el medidor de presión de tubo de Bourdon, el cual se muestra en la Figura 64. La presión que se va a medir se aplica a la parte interior de un tubo aplanado que, normalmente tiene la forma de un círculo o de una espiral (Mott, 1996).

El movimiento del extremo del tubo es transmitido a través de una ligadura que, a su vez, hace que el indicador gire.

La escala del medidor, normalmente indica cero cuando el medidor está abierto a la presión atmosférica y, por arriba de cero, está calibrado en pascales o en otras unidades de presión. Por consiguiente, este tipo de medidor indica la presión atmosférica de manera directa. Algunos medidores son capaces de medir presiones por debajo de la atmosférica (Mott, 1996).

Estos instrumentos no deben usarse en situaciones en las que haya grandes pulsaciones de presión, porque el tubo podría dañarse (Potter, 1998).

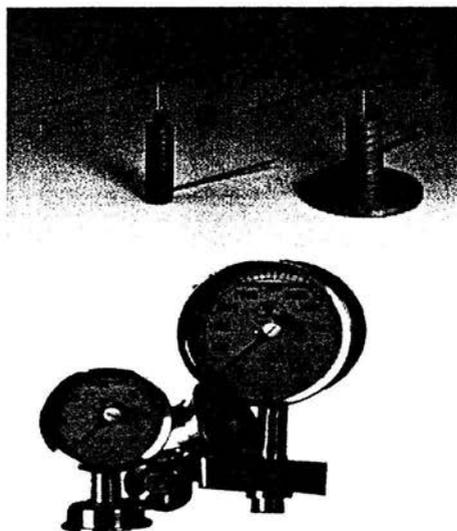


Figura 64. Medidores de presión de Tubo Bourdon.

4. Métodos dinámicos.

Los métodos dinámicos se basan en la velocidad del flujo de un fluido en movimiento, por ejemplo, el medidor Venturi, la placa de Orificio y el tubo Pitot.

A) Medidor Venturi.

Existen muchos tipos de dispositivos para medir el flujo de fluidos. Los más simples miden directamente el volumen del fluido, tales como los medidores domésticos comunes para gas y agua y las bombas de desplazamiento positivo mientras los medidores de consumo se basan en un elemento, tal como un propulsor de hélices o un juego de copas montadas en un eje giratorio, cuya velocidad de rotación depende de la velocidad del fluido. Para la medición de fluidos los aparatos más comunes son el medidor Venturi y la placa de orificio.

El medidor Venturi tiene una forma que intenta imitar los patrones de flujo a través de una obstrucción fuselada en una tubería. El tipo clásico o Herschel, de medidor Venturi ya casi no se usa porque sus dimensiones son grandes, lo que dificulta su instalación y eleva el costo de su fabricación. Este medidor consta de una contracción de entrada cónica de 21° seguida de una garganta cilíndrica corta que conduce a una expansión de salida cónica de 7° u 8° . El coeficiente de descarga es cercano a la unidad. En contraste, el tubo Venturi contemporáneo consiste en una sección de entrada de tobera de flujo estándar y una expansión de salida cónica de no más de 30° . Su gama recomendada de números de Reynolds es limitada de 1.5×10^5 a 2×10^6 (Potter, 1998).

El medidor Venturi se inserta en la tubería directamente como se muestra en la Figura 65. En las dos desviaciones que se muestran se conecta un manómetro u otro dispositivo para medir la diferencia de presión $P_2 - P_1$: La velocidad promedio en el punto 1, donde el diámetro es D_1 en m y tiene una velocidad v_1 en m/s y en el punto 2 o garganta, la velocidad es v_2 y el diámetro D_2 . Puesto que en el estrechamiento de D_1 a D_2 y la expansión de D_2 a D_1 son graduales se producen pocas pérdidas de presión originadas por la reducción o por la expansión.

La ecuación para medir la velocidad volumétrica es:

$$\text{Velocidad de flujo} = v_2 \frac{\pi D_2^2}{4} = \text{m}^3/\text{s} \quad (\text{A1-7})$$

La diferencia de presión se presenta debido a que la velocidad aumenta de v_1 a v_2 . No obstante después de cierto recorrido en el tubo, la velocidad regresa a su valor original de v_1 , en el caso de los líquidos. Debido a algunas pérdidas de fricción, una pequeña parte de la diferencia de presiones nunca se recupera. Los medidores Venturi suelen usarse para medir flujos en líneas extensas, tales como los sistemas de distribución municipales (Geankoplis, 1996).

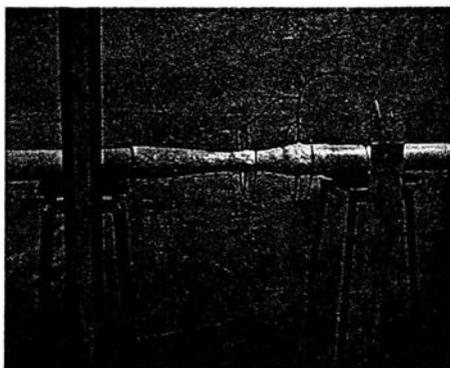


Figura 65. Medidor Venturi.

B) Placa de Orificio.

El medidor Venturi tiene varias desventajas para usarse en instalaciones comunes de las plantas de proceso: Ocupa un espacio considerable y es costoso. Además, el diámetro de la garganta es fijo por lo que el intervalo de velocidades de flujo cambia de manera notable y se obtienen diferencias de presión poco precisas. El medidor de Orificio elimina estas desventajas.

Este se coloca dentro de una tubería, está 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 de flujo resulta en una disminución de presión hacia abajo desde el orificio. Los ramificadores de presión antes y después del

orificio permiten la medición de la presión diferencial a través del medidor, la cual está relacionada con la velocidad de flujo de volumen descrita en la siguiente ecuación (Geankoplis, 1996).

$$Q = cA_2 \sqrt{\frac{2g(p_1 - p_2)/w_g}{1 - (A_2/A_1)^2}} \quad (\text{A1-8})$$

Donde

c = Coeficiente de descarga depende del número de Reynolds del flujo y de la geometría real del medidor y su valor es de 0.98.

$P_2 - P_1$ = Diferencia de presión

w_g = Peso específico en gases

g = gravedad en m/s

A = El área en el punto 1 y 2

Un medidor de orificio es un aparato en extremo simple, consiste por lo común en una placa plana con una perforación en el centro, biselada con sus extremos afilados. La placa perforada se inserta de manera perpendicular a la dirección del flujo y el fluido pasa a través del orificio. Por la naturaleza de las líneas de corriente, la pérdida de presión debida a la fricción de forma puede ser considerable y de hecho el medidor de orificio maximiza el arrastre de forma. Las líneas de flujo alcanzan en realidad un área de sección transversal mínima a una distancia de la placa de $\frac{1}{2}$ a 2 diámetros del conducto. Este punto se conoce como vena contracta. La ubicación de la vena contracta en relación con el medidor de orificio, es una función de la velocidad del fluido, así como de los diámetros relativos del orificio y el conducto. La posición de la toma de presión corriente abajo debe ser en forma aproximada la de la vena contracta para asegurar una lectura máxima en el indicador de diferencias de presión (Foust, 1996).

C) Tubo Pitot.

Cuando un fluido en movimiento es obligado a pararse debido a que se encuentra un objeto estacionario, se genera una presión mayor que la presión de la corriente del fluido. La magnitud de esta presión incrementada se relaciona con

la velocidad del fluido en movimiento. El tubo Pitot es un tubo hueco puesto de tal forma que los extremos abiertos apuntan directamente a la corriente del fluido. La presión en la punta del tubo provoca que se soporte una columna de fluido estacionario. El fluido en la punta es estacionario o estancado y a este punto se le llama punto de estancamiento.

La ecuación para calcular la velocidad del fluido es la siguiente (Mott, 1996):

$$v_1 = \sqrt{2g(P_2 - P_1)/w_g} \quad (A1-9)$$

P_2 = Presión de estancamiento o presión total.

P_1 = Presión estática en la corriente de fluido principal.

w_g == Peso específico en gases

Un tubo Pitot es un instrumento que mide una velocidad de punto (Foust, 1996). En la Figura 66. Se muestra un tubo Pitot comercial.

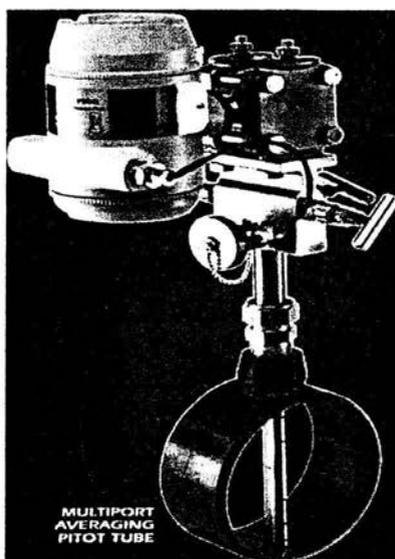


Figura 66. Tubo Pitot.

5.- Transductores de Presión

Un transductor es un instrumento que mide la cantidad física y genera una señal eléctrica que tiene una relación predecible con la cantidad medida. El nivel de la señal eléctrica se puede, entonces, registrar, representar en un medidor o almacenar en la memoria de una computadora para exhibirla o analizarla más tarde.

Transductor de presión medidor de tensión: La presión que se va a medir es introducida por la entrada de presión y actúa sobre un diafragma al cual están unidos medidores de tensión. A medida que los medidores de tensión detectan la deformación del diafragma, su resistencia cambia. Al pasar por una corriente eléctrica y conectarlos a una red conocida como puente de Wheatstone, se produce un cambio de voltaje. El dispositivo de lectura es típicamente, un voltímetro digital, calibrado en unidades de presión (Mott, 1996).

En la Figura 67 se muestra una fotografía de un transductor de presión.



Figura 67. Transductor de presión.

6. Medidores de carga o altura.

Si se coloca en un canal cerrado por donde circula un fluido, se registrará un aumento de velocidad, con ello un aumento en la energía cinética en el punto de la constricción, si se realiza un balance de energía deberá de existir una disminución de la presión correspondiente.

La velocidad de descarga de la reducción puede calcularse si se conoce está reducción de presión, el área disponible para el flujo de la constricción,

densidad del fluido entre el fluido real y el fluido teórico que permita un margen de seguridad para la reducción de la corriente y los efectos de fricción (Perry y col.,1997).

7. Medidores de área.

La corriente que se va a medir se hace pasar por una reducción; pero en lugar de observar la variación del flujo de la carga diferencial a través de un orificio de tamaño fijo, la constricción (canal cerrado) del medidor de área está dispuesta de tal modo que su tamaño se hace variar para dar margen al flujo en tanto que la carga diferencial se mantiene constante (Perry y col.,1997).

A) Rotámetros.

Este consta de un flotador que se mueve libremente en forma ascendente y descendente dentro de un tubo vertical ligeramente estrecho como se muestra en la Figura 68.

El fluido penetra por el extremo inferior del tubo que causa que el flotador se eleve hasta que el área anular comprendida entre el flotador y la pared del tubo es tal que la caída de presión en esa constricción sea suficiente para sostener el flotador.

Por lo general, el tubo ahusado se hace de vidrio y lleva marcada sobre el una escala casi lineal y en la posición del flotador se observa como indicador de flujo (Mott,1996).

Los rotámetros no necesitan de tramos rectos antes o después del punto de instalación. Las pérdidas por presión son sustancialmente constantes a lo largo de la gama del flujo.

Para obtener la mayor exactitud este debe de calibrarse con el fluido que se va a medir, pero la mayoría de estos son fabricados con alta precisión que no la necesitan.

La velocidad de flujo a través del rotámetro se obtiene:

$$M = Q\rho = KD_f \sqrt{\frac{w_f(\rho_f - \rho)}{\rho_f}}$$

y

$$K = \phi \left[\frac{D_t}{D_f} \frac{\eta}{\sqrt{\frac{w_f(\rho_f - \rho)}{\rho_f}}} \right] \quad (\text{A1-10})$$

Donde M es el gasto de masa; Q es el gasto volumétrico; ρ es la densidad del fluido; k parámetro de flujo, $m^{1/2}/s$ ($ft^{1/2}/s$); D_f diámetro del flotador en la construcción; w_f peso específico del flotador, ρ_f densidad del flotador; D diámetro de tubería en el punto de la constricción; η viscosidad del fluido



Figura 68. Rotámetro.

ANEXO 2
TABLAS DE CONVERSIÓN DE UNIDADES

Las equivalencias de conversión entre unidades dadas se basan generalmente en la British standar 350: Part I: 1974.

En algunos casos se han redondeado las cifras pero con un cierto límite, de modo que puedan considerarse de valor práctico para el ingeniero.

Longitud

Milímetro (mm)	Centímetro (cm)	Metro (m)	Pulgada (in)	Pie (ft)	Yarda (yd)
1	0.1	0.001	0.0394	0.0033	0.0011
10	1	0.01	0.3937	0.0328	0.0109
1000	100	1	39.3701	3.2808	1.0936
25.4	2.54	0.0254	1	0.0833	0.0278
304.8	30.48	0.3048	12	1	0.3333
914.4	91.44	0.9144	36	3	1

Cuadro 24. Conversión de unidades de longitud

1 kilómetro = 1000 metros = 0.62137 millas
1 milla = 1609.34 metros = 1.60934 kilómetros

Área

Milímetro Cuadrado (mm ²)	Centímetro Cuadrado (cm ²)	Metro Cuadrado (m ²)	Pulgada Cuadrada (in ²)	Pie Cuadrado (ft ²)	Yarda Cuadrada (yd ²)
1	0.01	10 ⁻⁶	1.55 * 10 ⁻³	1.076 * 10 ⁻⁵	1.196 * 10 ⁻⁶
100	1	10 ⁻⁴	0.155	1.076 * 10 ⁻³	1.196 * 10 ⁻⁴
10 ⁶	10 000	1	1550	10.764	1.196
645.16	6.4516	6.452 * 10 ⁻⁴	1	6.944 * 10 ⁻³	7.716 * 10 ⁻⁴
92 903	929.03	0.093	144	1	0.111
836 127	8361.27	0.836	1296	9	1

Cuadro 25. Conversión de unidades de área

Volumen

Milímetro Cúbico (mm ³)	Centímetro Cúbico (cm ³)	Metro Cúbico (m ³)	Pulgada Cúbica (in ³)	Pie Cúbico (ft ³)	Yarda Cúbica (yd ³)
1	0.001	10 ⁻⁹	6.1 * 10 ⁻³	3.531 * 10 ⁻³	1.308 * 10 ⁻⁹
1000	1	10 ⁻⁶	0.061	3.531 * 10 ⁻⁵	1.308 * 10 ⁻⁶
10 ⁹	10 ⁶	1	61 024	35.31	1.308
16 387	16.39	1.639 * 10 ⁻⁶	1	5.787 * 10 ⁻⁴	2.143 * 10 ⁻⁶
2.832 * 10 ⁷	2.832 * 10 ⁴	0.0283	1728	1	0.0370
7.646 * 10 ⁸	7.646 * 10 ⁵	0.7646	46 656	27	1

Cuadro 26. Conversión de unidades de volumen

Capacidad

Metro Cúbico (m ³)	Litro (l)	Mililitro (ml)	Galón U.K (U.K. gal)	Galón U.S. (U.S. gal)	Pie Cúbico (ft ³)
1	1000	10 ⁶	220	264.2	35.3147
0.001	1	1000	0.22	0.2642	0.0353
10 ⁻⁶	0.001	1	2.2 * 10 ⁻⁴	2.642 * 10 ⁻⁴	3.53 * 10 ⁻⁵
0.00455	4.546	4546	1	1.201	0.1605
0.00378	3.785	3785	0.8327	1	0.1337
0.0283	28.317	28 317	6.2288	7.4805	1

Cuadro 27. Conversión de unidades de capacidad

1 barril U.S. = 42 galones U.S. (medida para petróleo)

1 litro = 10⁶ mm³ = 10³ cm³ = 1 decímetro cúbico (1 dm³)

1 litro = 1.76 pintas U.K. = 2.113 pintas U.S.

Al galón U.K y pinta U.K se les llama también galón Imperial y pinta Imperial

Velocidad

Metro por Segundo (m/s)	Pie por Segundo (ft/s)	Metro por Minuto (m/min)	Pie por Minuto (ft/min)	Kilómetro por hora (km/h)	Milla por Hora (mi/h)
1	3.281	60	196.85	3.6	2.2369
0.305	1	18.288	60	1.0973	0.6818
0.017	0.055	1	3.281	0.06	0.0373
0.005	0.017	0.305	1	0.0183	0.01136
0.278	0.911	16.667	54.68	1	0.6214
0.447	1.467	26.822	88	1.6093	1

Cuadro 28. Conversión de unidades de velocidad

Masa

Kilogramo (kg)	Libra (lb)	Quintal (cwt)	Tonelada (ton)	Tonelada U.K.	Tonelada U.S. (sh ton)
1	2.205	0.0197	0.001	9.84 * 10 ⁻⁴	0.0011
0.454	1	0.0089	4.54 * 10 ⁻⁴	4.46 * 10 ⁻⁴	5 * 10 ⁻⁴
50.802	112	1	0.0508	0.05	0.056
1000	2204.6	19.684	1	0.9842	1.1023
1016	2240	20	1.0161	1	1.12
907.2	2000	17.857	0.9072	0.8929	1

Cuadro 29. Conversión de unidades de masa

Caudal en unidades de masa

Kilogramo por segundo (kg/s)	Libra por segundo (lb/s)	Kilogramo por hora (kg/h)	Libra por hora (lb/h)	U.K ton/h (ton/h)	Tonelada/h (t/h)
1	2.205	3600	7936.64	3.5431	3.6
0.454	1	1633	3600	1.607	1.633
$2.78 \cdot 10^{-4}$	$6.12 \cdot 10^{-4}$	1	2.205	$9.84 \cdot 10^{-4}$	0.001
$1.26 \cdot 10^{-4}$	$2.78 \cdot 10^{-4}$	0.454	1	$4.46 \cdot 10^{-4}$	$4.54 \cdot 10^{-4}$
0.282	0.622	1016	2240	1	1.016
0.278	0.612	1000	2204.6	0.9842	1

Cuadro 30. Conversión de unidades de caudal de masa.

Caudal volumétrico

Litro por segundo (l/s)	Litro por minuto (l/min)	Metro cúbico por hora (m ³ /h)	Pie cúbico por hora (ft ³ /h)	Pie cúbico por minuto (ft ³ /min)	Galón U.K. por minuto (U.K.gal/min)	Galón U.S. por minuto (US gal/min)	Barril U.S. por día (US barril/d)
1	60	3.6	127.133	2.1189	13.2	15.85	543.439
0.017	1	0.06	2.1189	0.0353	0.22	0.264	9.057
0.278	16.667	1	35.3147	0.5886	3.666	4.403	150.955
0.008	0.472	0.0283	1	0.0167	0.104	0.125	4.275
0.472	28.317	1.6990	60	1	6.229	7.480	256.475
0.076	4.546	0.2728	9.6326	0.1605	1	1.201	41.175
0.063	3.785	0.2271	8.0209	0.1337	0.833	1	34.286
0.002	0.110	0.0066	0.2339	0.0039	0.024	0.029	1

Cuadro 31. Conversión de unidades de caudal volumétrico

Fuerza

Newton (N)	Kilonewton (kN)	Kilogramo – fuerza (kgf)	Libra – fuerza (lbf)
1	0.001	0.102	0.225
1000	1	101.97	224.81
9.807	0.0098	1	2.205
4.448	0.0044	0.454	1

Cuadro 32. Conversión de unidades de fuerza

Potencia

Watt (W)	Kilogramo – fuerza metro segundo (kgf m/s)	Caballo de vapor métrico	Pie libra fuerza por segundo (ft lbf/s)	Caballo de vapor (hp)
1	0.102	0.00136	0.738	0.0013
9.806	1	0.0133	7.233	0.0131
735.5	75	1	542.476	0.9863
1.356	0.138	$1.84 \cdot 10^{-3}$	1	$1.82 \cdot 10^{-3}$
745.70	76.04	1.0139	550	1

Cuadro 33. Conversión de unidades de Potencia

1 watt = 1 joule por segundo = 1 newton metro por segundo

El caballo de vapor métrico se llama 'cheval vapeur' (ch) o (CV) en Francia.

En Alemania se llama 'Pferdestärke' (PS)

Presión y altura de líquido

N/m ²	Mbar (10 ² N/m ²)	Bar (10 ⁵ N/m ²)	kgf/cm ²	lbf/in ²	ft H ₂ O	mH ₂ O	mm Hg	in Hg
1	0.01	10 ⁻⁵	$1.02 \cdot 10^{-5}$	$1.45 \cdot 10^{-4}$	$3.3 \cdot 10^{-4}$	$1.02 \cdot 10^{-4}$	0.0075	$2.95 \cdot 10^{-4}$
100	1	0.001	$1.02 \cdot 10^{-3}$	0.0145	0.033	0.0102	0.75	0.029
10 ⁵	1000	1	1.02	14.5	33.455	10.2	750.1	29.53
98067	980.7	0.981	1	14.22	32.808	10	735.6	28.96
6895	68.95	0.069	0.0703	1	2.307	0.703	51.71	2.036
2989	29.89	0.03	0.0305	0.433	1	0.305	22.42	0.883
9807	98.07	0.098	0.1	1.42	3.28	1	73.55	2.896
133.3	1.333	0.0013	0.0014	0.019	0.045	0.014	1	0.039
3386	33.86	0.0338	0.0345	0.491	1.133	0.345	25.4	1

Cuadro 34. Conversión de unidades de presión y altura de líquido

El nombre especial de 'pascal' (símbolo Pa) es dado a la unidad N/m²

1 mm Hg se le conoce también con el nombre 'tor'

La atmósfera estándar internacional (1 atm) = 101 325 pascales o 1.01325 bar. Es igual a 1.03323 kgf/cm² o 14.6959 lbf/in².

La atmósfera técnica (métrica), (1 at) = 1 kgf/cm² o 0.98066 bar. Esto es igual a 14.2233 lbf/in².

Las condiciones de referencia convencionales conocidas como 'temperatura y presión estándar' (stp) son: 1.01325 bars a 0°C = 14.6959 lbf/in² a 0°C.

Las condiciones de referencia estándar (st) para gases son 1.01325 bar a 15°C y secos, como los define la International Gas Union. Se conocen también como condiciones métricas estándar (MSC).

Energía, trabajo y calor

Joule (J)	Kilojoule (kJ)	Megajoule (MJ)	Pie libra - fuerza (ft lbf)	Unidad térmica británica (Btu)	termia	Kilowatt hora (kW h)
1	0.001	10^{-6}	0.737	9.48×10^{-4}	9.48×10^{-8}	2.78×10^{-7}
1000	1	0.001	737.56	0.9478	9.48×10^{-6}	2.78×10^{-4}
10^6	1000	1	737 562	947.82	9.48×10^{-3}	0.2778
1.356	1.36×10^{-3}	1.36×10^{-6}	1	1.28×10^{-3}	1.28×10^{-8}	3.77×10^{-4}
1055.1	1.0551	1.05×10^{-3}	778.17	1	10^{-6}	2.931×10^{-4}
1.0551×10^8	105 510	105.51	7.78×10^7	100 000	1	29.307
3.6×10^6	3600	3.6	2.65×10^6	3412.1	0.03412	1

Cuadro 35. Conversión de unidades de energía, trabajo y calor.

1 joule = 1 newton metro

Densidad

$1 \text{ g/cm}^3 = 1000 \text{ kg/m}^3 = 0.0361 \text{ lb/in}^3$

$1 \text{ kg/m}^3 = 0.001 \text{ g/cm}^3 = 0.0624 \text{ lb/ft}^3$

Volumen específico

$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 0.001 \text{ m}^3/\text{kg} = 27.68 \text{ in}^3/\text{lb}$

$1 \text{ m}^3/\text{kg} = 1000 \text{ cm}^3/\text{g} = 16.0185 \text{ ft}^3/\text{lb}$

Temperatura

$T(^{\circ}\text{F}) = T(^{\circ}\text{C}) \times 1.8 + 32$

$T(^{\circ}\text{F}) = T(^{\circ}\text{R}) - 460$

$T(^{\circ}\text{C}) = T(\text{K}) - 273.15$

$T(^{\circ}\text{C}) = (T(\text{F}) - 32)/1.8$

$T(^{\circ}\text{K}) = T(^{\circ}\text{R})/1.8$

$T(^{\circ}\text{K}) = T(^{\circ}\text{C}) + 273.15$

$T(^{\circ}\text{R}) = T(\text{K}) \times 1.8$

$T(^{\circ}\text{R}) = T(\text{F}) + 460$



ANEXO 3.

NORMA Oficial Mexicana NOM-008-SCFI-2002, Sistema General de Unidades de Medida.

Al margen un sello con el Escudo Nacional, que dice: Estados Unidos Mexicanos.- Secretaría de Economía.

La Secretaría de Economía, por conducto de la Dirección General de Normas, con fundamento en los artículos 34 fracciones XIII y XXX de la Ley Orgánica de la Administración Pública Federal; 39 fracción V, 40 fracción IV, 47 fracción IV de la Ley Federal sobre Metrología y Normalización, y 23 fracciones I y XV del Reglamento Interior de esta Secretaría, y

CONSIDERANDO

Que es responsabilidad del Gobierno Federal procurar las medidas que sean necesarias para garantizar que los instrumentos de medición que se comercialicen en territorio nacional sean seguros y exactos, con el propósito de que presten un servicio adecuado conforme a sus cualidades metroológicas, y aseguren la exactitud de las mediciones que se realicen en las transacciones comerciales;

Que con fecha 25 de agosto de 2000, el Comité Consultivo Nacional de Normalización de Seguridad al Usuario, Información Comercial y Prácticas de Comercio, aprobó la publicación del Proyecto de Norma Oficial Mexicana PROY-NOM-008-SCFI-2000, Sistema general de unidades de medida, lo cual se realizó en el **Diario Oficial de la Federación** el 23 de mayo de 2001, con objeto de que los interesados presentaran sus comentarios;

Que durante el plazo de 60 días naturales contados a partir de la fecha de publicación de dicho proyecto de norma oficial mexicana, la **Manifestación de Impacto Regulatorio** a que se refiere el artículo 45 de la Ley Federal sobre Metrología y Normalización estuvo a disposición del público en general para su consulta; y que dentro del mismo plazo, los interesados presentaron sus comentarios al proyecto de norma, los cuales fueron analizados por el citado Comité Consultivo, realizándose las modificaciones procedentes;

Que con fecha 20 de marzo de 2002, el Comité Consultivo Nacional de Normalización de Seguridad al Usuario, Información Comercial y Prácticas de Comercio, aprobó por unanimidad la norma referida;

Que la Ley Federal sobre Metrología y Normalización establece que las normas oficiales mexicanas se constituyen como el instrumento idóneo para la protección de los intereses del consumidor, se expide la siguiente: Norma Oficial Mexicana NOM-008-SCFI-2002, Sistema general de unidades de medida.

México, D.F., a 24 de octubre de 2002.- El Director General de Normas, **Miguel Aguilar Romo**.-
Rúbrica.



P R E F A C I O

En la elaboración de esta norma oficial mexicana participaron las siguientes instituciones, organismos y empresas:

- ASOCIACIÓN DE NORMALIZACIÓN Y CERTIFICACIÓN, A.C. (ANCE)
- ASOCIACIÓN MEXICANA DE ALMACENES GENERALES DE DEPOSITO (AMAGDE)
- CÁMARA NACIONAL DE LA INDUSTRIA ELECTRÓNICA, TELECOMUNICACIONES E INFORMÁTICA
- CENTRO DE ESTUDIOS TECNOLÓGICOS, Industrial y de Servicios No. 26
- CENTRO NACIONAL DE METROLOGÍA (CENAM)
- COMISIÓN FEDERAL DE ELECTRICIDAD
Laboratorio de Pruebas de Equipos y Materiales
- COMITÉ CONSULTIVO NACIONAL DE NORMALIZACIÓN DE PREVENCIÓN Y CONTROL DE ENFERMEDADES
- COMITÉ TÉCNICO DE NORMALIZACIÓN NACIONAL DE METROLOGÍA
- DIRECCIÓN GENERAL DE MARINA MERCANTE
- ESCUELA NACIONAL PREPARATORIA
Plantel No. 3 "Justo Sierra"
- INSTITUTO MEXICANO DE NORMALIZACIÓN Y CERTIFICACIÓN, A.C.
- INSTITUTO NACIONAL DE INVESTIGACIONES NUCLEARES
- INSTITUTO NACIONAL DE NORMALIZACIÓN TEXTIL, A.C.
- INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
Escuela Superior de Ingeniería y Arquitectura, Unidad Tecamachalco
Coordinación de Metrología, Normas y Calidad Industrial
Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, Unidad Azcapotzalco
- NORMALIZACIÓN Y CERTIFICACIÓN ELECTRÓNICA, A.C.
- PETRÓLEOS MEXICANOS
Comité de Normalización de Petróleos Mexicanos y Organismos Subsidiarios
- PROCURADURÍA FEDERAL DEL CONSUMIDOR
- SECRETARÍA DEL MEDIO AMBIENTE Y RECURSOS NATURALES
Subsecretaría de Recursos Naturales
Instituto Nacional de Ecología
Comisión Nacional del Agua
- SECRETARÍA DE COMUNICACIONES Y TRANSPORTES



Dirección General de Política de Telecomunicaciones

- SECRETARÍA DE AGRICULTURA, GANADERÍA Y DESARROLLO RURAL
Dirección General de Sanidad Vegetal
Dirección General de Sanidad Animal
- SUNBEAM MEXICANA, S.A. DE C.V.

NORMA OFICIAL MEXICANA

NOM-008-SCFI-2002

SISTEMA GENERAL DE UNIDADES DE MEDIDA

0 INTRODUCCIÓN

Esta norma oficial mexicana tiene como propósito, establecer un lenguaje común que responda a las exigencias actuales de las actividades científicas, tecnológicas, educativas, industriales y comerciales, al alcance de todos los sectores del país.

La elaboración de esta norma oficial mexicana se basó principalmente en las resoluciones y acuerdos que sobre el Sistema Internacional de Unidades (SI) se han tenido en la Conferencia General de Pesas y Medidas (CGPM), hasta su 21a. Convención realizada en el año 1999.

El "SI" es el primer sistema de unidades de medición compatible, esencialmente completo y armonizado internacionalmente, está fundamentado en 7 unidades de base, cuya materialización y reproducción objetiva de los patrones correspondientes, facilita a todas las naciones que lo adopten para la estructuración de sus sistemas metroológicos a los más altos niveles de exactitud. Además, al compararlo con otros sistemas de unidades, se manifiestan otras ventajas entre las que se encuentran la facilidad de su aprendizaje y la simplificación en la formación de las unidades derivadas.

1 OBJETIVO Y CAMPO DE APLICACIÓN

Esta norma oficial mexicana establece las definiciones, símbolos y reglas de escritura de las unidades del Sistema Internacional de Unidades (SI) y otras unidades fuera de este Sistema que acepte la CGPM, que en conjunto, constituyen el Sistema General de Unidades de Medida, utilizado en los diferentes campos de la ciencia, la tecnología, la industria, la educación y el comercio.

2 REFERENCIAS

Para la correcta aplicación de esta norma se debe consultar la siguiente norma mexicana vigente o la que la sustituya

NMX-Z-055-1997:IMNC Metrología-Vocabulario de términos fundamentales generales, Declaratoria de vigencia publicada en el Diario Oficial de la Federación el día 17 de enero de 1997.

3 DEFINICIONES FUNDAMENTALES

Para los efectos de esta norma, se aplican las definiciones contenidas en la norma referida en el inciso 2, Referencias, y las siguientes:

3.1 Sistema Internacional de Unidades (SI)

Sistema coherente de unidades adoptado por la Conferencia General de Pesas y Medidas (CGPM).



Este sistema está compuesto por:

- unidades SI de base;
- unidades SI derivadas

3.2 Unidades SI de base

Unidades de medida de las magnitudes de base del Sistema Internacional de Unidades.

3.3 Magnitud

Atributo de un fenómeno, cuerpo o sustancia que es susceptible a ser distinguido cualitativamente y determinado cuantitativamente.

3.4 Sistema coherente de unidades (de medida)

Sistema de unidades compuesto por un conjunto de unidades de base y de unidades derivadas compatibles.

3.5 Magnitudes de base

Son magnitudes que dentro de un "sistema de magnitudes" se aceptan por convención, como independientes unas de otras.

3.6 Unidades SI derivadas

Son unidades que se forman combinando entre sí las unidades de base, o bien, combinando éstas con las unidades derivadas, según expresiones algebraicas que relacionan las magnitudes correspondientes de acuerdo a leyes simples de la física.

4 TABLAS DE UNIDADES

4.1 Unidades SI de base

Las unidades de base del SI son 7, correspondiendo a las siguientes magnitudes: longitud, masa, tiempo, intensidad de corriente eléctrica, temperatura termodinámica, intensidad luminosa y cantidad de sustancia. Los nombres de las unidades son respectivamente: metro, kilogramo, segundo, ampere, kelvin, candela y mol. Las magnitudes, unidades, símbolos y definiciones se describen en la Tabla 1.

4.2 Unidades SI derivadas

Estas unidades se obtienen a partir de las unidades de base, se expresan utilizando los símbolos matemáticos de multiplicación y división. Se pueden distinguir tres clases de unidades: la primera, la forman aquellas unidades SI derivadas expresadas a partir de unidades de base de las cuales se indican algunos ejemplos en las Tablas 2 y 3; la segunda la forman las unidades SI derivadas que reciben un nombre especial y símbolo particular, la relación completa se cita en la Tabla 4; la tercera la forman las unidades SI derivadas expresadas con nombres especiales, algunos ejemplos de ellas se indican en la Tabla 5.

Existe gran cantidad de unidades derivadas que se emplean en las áreas científicas, para una mayor facilidad de consulta, se han agrupado en 10 tablas, correspondiendo a un número equivalente de campos de las más importantes de la física, de acuerdo a la relación siguiente:

- Tabla 6 Principales magnitudes y unidades de espacio y tiempo.
- Tabla 7 Principales magnitudes y unidades de fenómenos periódicos y conexos.
- Tabla 8 Principales magnitudes y unidades de mecánica.
- Tabla 9 Principales magnitudes y unidades de calor.
- Tabla 10 Principales magnitudes y unidades de electricidad y magnetismo.
- Tabla 11 Principales magnitudes y unidades de luz y radiaciones electromagnéticas.
- Tabla 12 Principales magnitudes y unidades de acústica.



Tabla 13 Principales magnitudes y unidades de físico-química y física molecular.

Tabla 14 Principales magnitudes y unidades de física atómica y física nuclear.

Tabla 15 Principales magnitudes y unidades de reacciones nucleares y radiaciones ionizantes.

Nota sobre las unidades de dimensión 1 (uno)

La unidad coherente de cualquier magnitud adimensional es el número 1 (uno), cuando se expresa el valor de dicha magnitud, la unidad 1(un) generalmente no se escribe en forma explícita.

No deben utilizarse prefijos para formar múltiplos o submúltiplos de la unidad, en lugar de prefijos deben usarse potencias de 10

5 UNIDADES QUE NO PERTENECEN AL SI

Existen algunas unidades que no pertenecen al SI, por ser de uso común, la CGPM las ha clasificado en tres categorías:

- unidades que se conservan para usarse con el SI;
- unidades que pueden usarse temporalmente con el SI.
- unidades que no deben utilizarse con el SI.

5.1 Unidades que se conservan para usarse con el SI

Son unidades de amplio uso, por lo que se considera apropiado conservarlas; sin embargo, se recomienda no combinarlas con las unidades del SI para no perder las ventajas de la coherencia, la relación de estas unidades se establecen en la Tabla 16.

5.2 Unidades que pueden usarse temporalmente con el SI

Son unidades cuyo empleo debe evitarse, se mantienen temporalmente en virtud de su gran uso actual, pero se recomienda no emplearlas conjuntamente con las unidades SI, la relación de estas unidades se establece en la Tabla 17.

5.3 Unidades que no deben utilizarse con el SI

Existen otras unidades que no pertenecen al SI; actualmente tienen cierto uso, algunas de ellas derivadas del sistema CGS, dichas unidades no corresponden a ninguna de las categorías antes mencionadas en esta norma por lo que no deben utilizarse en virtud de que hacen perder la coherencia del SI; se recomienda utilizar en su lugar, las unidades respectivas del SI. En la tabla 18 se dan algunos ejemplos de estas unidades.

6 PREFIJOS

La Tabla 19 contiene la relación de los nombres y los símbolos de los prefijos para formar los múltiplos y submúltiplos decimales de las unidades, cubriendo un intervalo que va desde 10^{-24} a 10^{24} .

7 REGLAS GENERALES PARA LA ESCRITURA DE LOS SÍMBOLOS DE LAS UNIDADES DEL SI

Las reglas para la escritura apropiada de los símbolos de las unidades y de los prefijos, se establecen en la Tabla 20.

8 REGLAS PARA LA ESCRITURA DE LOS NÚMEROS Y SU SIGNO DECIMAL

La Tabla 21 contiene estas reglas de acuerdo con las recomendaciones de la Organización Internacional de Normalización (ISO).

Tabla 1.- Nombres, símbolos y definiciones de las unidades SI de base

Magnitud	Unidad	Símbolo	Definición
longitud	metro	m	Es la longitud de la trayectoria recorrida por la luz en el vacío durante un intervalo de tiempo de $1/299\,792\,458$ de segundo [17a. CGPM (1983) Resolución 1]
masa	kilogramo	kg	Es la masa igual a la del prototipo internacional del kilogramo [1a. y 3a. CGPM (1889 y 1901)]
tiempo	segundo	s	Es la duración de $9\,192\,631\,770$ períodos de la radiación correspondiente a la transición entre los dos niveles hiperfinos del estado fundamental del átomo de cesio 133 [13a. CGPM (1967), Resolución 1]
corriente eléctrica	ampere	A	Es la intensidad de una corriente constante que mantenida en dos conductores paralelos rectilíneos de longitud infinita, cuya área de sección circular es despreciable, colocados a un metro de distancia entre sí, en el vacío, producirá entre estos conductores una fuerza igual a 2×10^{-7} newton por metro de longitud [9a. CGPM, (1948), Resolución 2]
temperatura termodinámica	kelvin	K	Es la fracción $1/273,16$ de la temperatura termodinámica del punto triple del agua [13a. CGPM (1967) Resolución 4]
Cantidad de sustancia	mol	mol	Es la cantidad de sustancia que contiene tantas entidades elementales como existan átomos en $0,012$ kg de carbono 12 [14a. CGPM (1971), Resolución 3]
Intensidad luminosa	candela	cd	Es la intensidad luminosa en una dirección dada de una fuente que emite una radiación monocromática de frecuencia 540×10^{12} hertz y cuya intensidad energética en esa dirección es $1/683$ watt por esterradián [16a. CGPM (1979), Resolución 3]



SECRETARÍA DE
ECONOMÍA

Tabla 2.- Nombres de las magnitudes, símbolos y definiciones de las unidades SI derivadas

Magnitud	Unidad	Símbolo	Definición
Ángulo plano	radián	rad	Es el ángulo plano comprendido entre dos radios de un círculo, y que interceptan sobre la circunferencia de este círculo un arco de longitud igual a la del radio (ISO-31/1)
Ángulo sólido	esterradián	sr	Es el ángulo sólido que tiene su vértice en el centro de una esfera, y, que intercepta sobre la superficie de esta esfera una área igual a la de un cuadrado que tiene por lado el radio de la esfera (ISO-31/1)

Tabla 3.- Ejemplo de unidades SI derivadas sin nombre especial

Magnitud	Unidades SI	
	Nombre	Símbolo
Superficie	Metro cuadrado	m ²
Volumen	Metro cúbico	m ³
Velocidad	Metro por segundo	m/s
Aceleración	Metro por segundo cuadrado	m/s ²
Número de ondas	Metro a la menos uno	m ⁻¹
Masa volúmica, densidad	Kilogramo por metro cúbico	kg/m ³
Volumen específico	Metro cúbico por kilogramo	m ³ /kg
Densidad de corriente	Ampere por metro cuadrado	A/m ²
Intensidad de campo eléctrico	Ampere por metro	A/m
Concentración (de cantidad de sustancia)	Mol por metro cúbico	mol/m ³
Luminancia	Candela por metro cuadrado	cd/m ²

Tabla 4.- Unidades SI derivadas que tienen nombre y símbolo especial

Magnitud	Nombre de la unidad SI derivada	Símbolo	Expresión en unidades SI de base	Expresión en otras unidades SI
Frecuencia	Hertz	Hz	s^{-1}	
Fuerza	Newton	N	$m \cdot kg \cdot s^{-2}$	
presión, tensión mecánica	Pascal	Pa	$m^{-1} \cdot kg \cdot s^{-2}$	N/m^2
trabajo, energía, cantidad de calor	Joule	J	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-2}$	$N \cdot m$
potencia, flujo energético	Watt	W	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-3}$	J/s
carga eléctrica, cantidad de electricidad	Coulomb	C	$s \cdot A$	
Diferencia de potencial, tensión eléctrica, potencial eléctrico, fuerza electromotriz	Volt	V	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-3} \cdot A^{-1}$	W/A
Capacitancia	Farad	F	$m^{-2} \cdot kg^{-1} \cdot s^3 \cdot A^2$	C/V
Resistencia eléctrica	Ohm	Ω	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-3} \cdot A^{-2}$	V/A
Conductancia eléctrica	Siemens	S	$m^{-2} \cdot kg^{-1} \cdot s^3 \cdot A^2$	A/V
flujo magnético ¹	Weber	Wb	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-2} \cdot A^{-1}$	$V \cdot s$
Inducción magnética ²	Tesla	T	$kg \cdot s^{-2} \cdot A^{-1}$	Wb/m^2
Inductancia	Henry	H	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-2} \cdot A^{-2}$	Wb/A
flujo luminoso	Lumen	lm	$cd \cdot sr$	
Luminosidad ³	Lux	lx	$m^{-2} \cdot cd \cdot sr$	lm/m^2
Actividad nuclear	Becquerel	Bq	s^{-1}	
dosis absorbida	Gray	Gy	$m^2 \cdot s^{-2}$	J/kg
Temperatura Celsius	grado Celsius	$^{\circ}C$		K
dosis equivalente	Sievert	Sv	$m^2 \cdot s^{-2}$	J/kg

¹ También llamado flujo de inducción magnética.

² También llamada densidad de flujo magnético.

³ También llamada iluminancia

Faltan páginas

N° 280-281

Tabla 5.- Ejemplos de unidades SI derivadas expresadas por medio de nombres especiales

Magnitud	Unidad SI		Expresión en unidades SI de base
	Nombre	Símbolo	
viscosidad dinámica	pascal segundo	Pa · s	$m^{-1} \cdot kg \cdot s^{-1}$
Momento de una fuerza	newton metro	N·m	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-2}$
tensión superficial	newton por metro	N/m	$kg \cdot s^{-2}$
Densidad de flujo de calor, irradiancia	watt por metro cuadrado	W/m ²	$kg \cdot s^{-3}$
Capacidad calorífica, entropía	joule por kelvin	J/K	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-2} \cdot K^{-1}$
Capacidad calorífica específica, entropía específica	joule por kilogramo kelvin	J/(kg·K)	$m^2 \cdot s^{-2} \cdot K^{-1}$
Energía específica	joule por kilogramo	J/kg	$m^2 \cdot s^{-2}$
Conductividad térmica	watt por metro kelvin	W/(m·K)	$m \cdot kg \cdot s^{-3} \cdot K^{-1}$
Densidad energética	joule por metro cúbico	J/m ³	$m^{-1} \cdot kg \cdot s^{-2}$
fuerza del campo eléctrico	volt por metro	V/m	$m \cdot kg \cdot s^{-3} \cdot A^{-1}$
Densidad de carga eléctrica	coulomb por metro cúbico	C/m ³	$m^{-3} \cdot s \cdot A$
Densidad de flujo eléctrico	Coulomb por metro cuadrado	C/m ²	$m^{-2} \cdot s \cdot A$
Permitividad	farad por metro	F/m	$m^{-3} \cdot kg^{-1} \cdot s^4 \cdot A^2$
Permeabilidad	henry por metro	H/m	$m \cdot kg \cdot s^{-2} \cdot A^{-2}$
Energía molar	joule por mol	J/mol	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-2} \cdot mol^{-1}$
Entropía molar, capacidad calorífica molar	joule por mol kelvin	J/(mol·K)	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-2} \cdot K^{-1} \cdot mol^{-1}$
Exposición (rayos x y γ)	coulomb por kilogramo	C/kg	$kg^{-1} \cdot s \cdot A$

Rapidez de dosis absorbida	gray por segundo	Gy/s	$m^2 \cdot s^{-3}$
----------------------------	------------------	------	--------------------

Tabla 6.- Principales magnitudes y unidades de espacio y tiempo

Magnitud	Símbolo de la magnitud	Definición de la magnitud	Unidad SI	Símbolo de la unidad SI
ángulo plano	$\alpha, \beta, \gamma, \delta, \varphi,$ etc.	El ángulo comprendido entre dos semirrectas que parten del mismo punto, se define como la relación de la longitud del arco intersectado por estas rectas sobre el círculo (con centro en aquel punto), a la del radio del círculo	radián (véase Tabla 2)	rad
ángulo sólido	Ω	El ángulo sólido de un cono se define como la relación del área cortada sobre una superficie esférica (con su centro en el vértice del cono) al cuadrado de la longitud del radio de la esfera	esterradián (véase Tabla 2)	sr
longitud ancho altura espesor radio diámetro longitud de trayectoria	l, (L) b h d, δ r d, D s		metro (véase Tabla 1)	m
área o superficie	A, (S)		metro cuadrado	m^2
volumen	V		metro cúbico	m^3
tiempo, intervalo de tiempo, duración	t		segundo (Véase Tabla 1)	s

velocidad angular	ω	$\omega = \frac{d\varphi}{dt}$	radián por segundo	rad/s
aceleración angular	α	$\alpha = \frac{d\omega}{dt}$	radián por segundo al cuadrado	rad/s ²
velocidad	u, v, w, c	$v = \frac{ds}{dt}$	metro por segundo	m/s
aceleración aceleración de caída libre, aceleración debida a la gravedad	A G	$a = \frac{dv}{dt}$ Nota: la aceleración normal de caída libre es: $g_n = 9,806\ 65\ \text{m/s}^2$ (Conferencia General de Pesas y Medidas 1901)	metro por segundo al cuadrado	m/s ²

Tabla 7.- Magnitudes y unidades de fenómenos periódicos y conexos

Magnitud	Símbolo de la magnitud	Definición de la magnitud	Unidad SI	Símbolo de la unidad SI
Período, tiempo periódico	T	Tiempo de un ciclo	segundo	s
Constante de tiempo de un magnitud que varía exponencialmente	τ	Tiempo después del cual la magnitud podría alcanzar su límite si se mantiene su velocidad inicial de variación	segundo	s

Magnitud	Símbolo de la magnitud	Definición de la magnitud	Unidad SI	Símbolo de la unidad SI
Frecuencia	f, ν	$f = 1/T$	hertz	Hz
Frecuencia de rotación ⁽¹⁾	$n^{(1)}$	Número de revoluciones dividido por el tiempo	segundo recíproco	s^{-1}
Frecuencia angular frecuencia circular, pulsatancia	ω	$\omega = 2\pi f$	radián por segundo segundo recíproco	rad/s s^{-1}
Longitud de onda	λ	Distancia, en la dirección de propagación de una onda periódica, entre dos puntos en donde, en un instante dado, la diferencia de fase es 2π	metro	m
Número de onda	σ	$\sigma = 1/\lambda$	metro recíproco	m^{-1}
Número de onda circular	k	$k = 2\pi\sigma$	metro recíproco	m^{-1}
Diferencia de nivel de amplitud, diferencia de nivel de campo	L_F	$L_F = \ln (F_1 / F_2)$ Donde F_1 y F_2 representan dos amplitudes de la misma clase	neper* decibel*	Np* dB*
Diferencia de nivel de potencia	L_P	$L_P = 1/2 \ln (P_1 / P_2)$ Donde P_1 y P_2 representan dos potencias		

Magnitud	Símbolo de la magnitud	Definición de la magnitud	Unidad SI	Símbolo de la unidad SI
Coefficiente de amortiguamiento	δ	Si una magnitud es una función del tiempo y está determinada por: $F(t) = Ae^{-\delta t} \cos[\omega(t - t_0)]$ Entonces δ es el coeficiente de amortiguamiento	segundo recíproco	s^{-1}
decremento logarítmico	Λ	Producto del coeficiente de amortiguamiento y el período	neper*	Np^*
coeficiente de atenuación	α	Si una magnitud es una función de la distancia x y está dada por: $F(x) = Ae^{-\alpha x} \cos[\beta(x - x_0)]$	metro recíproco	m^{-1}
coeficiente de fase	β	Entonces α es el coeficiente de atenuación y β es el coeficiente de fase		
coeficiente de propagación	γ	$\gamma = \alpha + j\beta$		

NOTAS:

⁽¹⁾ Para la frecuencia de rotación, también se usan las unidades "revoluciones por minuto" (r/min) y "revoluciones por segundo" (r/s)

* Estas no son unidades del SI pero se mantienen para usarse con unidades del SI

1 Np es la diferencia de nivel de amplitud cuando $\ln(F_1/F_2) = 1$

1 dB es la diferencia de nivel de amplitud cuando $20 \lg(F_1/F_2) = 1$

Tabla 8.- Magnitudes y unidades de mecánica

Magnitud	Símbolo de la magnitud	Definición de la magnitud	Unidad SI	Símbolo de la unidad SI
Masa	m		kilogramo (véase Tabla 1)	kg
Densidad (masa volúmica)	ρ	Masa dividida por el volumen	kilogramo por metro cúbico	kg/m ³
Densidad relativa	d	Relación de la densidad de una sustancia con respecto a la densidad de una sustancia de referencia bajo condiciones que deben ser especificadas para ambas sustancias	uno	1
Volumen específico	v	Volumen dividido por la masa	metro cúbico por kilogramo	m ³ /kg
Densidad lineal	ρ_l	Masa dividida por la longitud	kilogramo por metro	kg/m
Densidad superficial	$\rho_A, (\rho_S)$	Masa dividida por el área	kilogramo por metro cuadrado	kg/m ²
Cantidad de movimiento, momentum	p	Producto de la masa y la velocidad	kilogramo metro por segundo	kg•m/s

Momento de momentum, momentum angular	L	El momento de momentum de una partícula con respecto a un punto es igual al producto vectorial del radio vector dirigido del punto hacia la partícula, y el momentum de la partícula	kilogramo metro cuadrado por segundo	kg•m ² /s
Momento de inercia (momento dinámico de inercia)	I, J	El momento (dinámico) de inercia de un cuerpo con respecto a un eje, se define como la suma (la integral) de los productos de sus masas elementales, por los cuadrados de las distancias de dichas masas al eje	kilogramo metro cuadrado	kg•m ²
Fuerza Peso	F G, (P), (W)	La fuerza resultante aplicada sobre un cuerpo es igual a la razón de cambio del momentum del cuerpo El peso de un cuerpo en un determinado sistema de referencia se define como la fuerza que, aplicada al cuerpo, le proporciona una aceleración igual a la aceleración local de caída libre en ese sistema de referencia	newton	N
Constante gravitacional	G, (f)	La fuerza gravitacional entre dos partículas es: $F = G \frac{m_1 m_2}{r^2}$ Donde r es la distancia entre las partículas, m ₁ y m ₂ son sus masas y la constante gravitacional es: G= (6,672 59 ± 0,010) x 10 ⁻¹¹ N•m ² /kg ²	newton metro cuadrado por kilogramo cuadrado	N•m ² /kg ²
Momento de una fuerza	M	El momento de una fuerza referido a un punto es igual al producto vectorial del radio vector, dirigido desde dicho punto a cualquier otro punto situado sobre la línea de acción de la fuerza, por la fuerza	newton metro	N•m

Momento torsional, momento de un par	T	Suma de los momentos de dos fuerzas de igual magnitud y dirección opuesta que no actúan a lo largo de la misma línea		
Presión	P	La fuerza dividida por el área	pascal	Pa
Esfuerzo normal	σ			
Esfuerzo al corte	τ			
Módulo de elasticidad	E	$E = \sigma/\epsilon$	pascal	Pa
Módulo de rigidez, módulo de corte	G	$G = \tau/\gamma$		
Módulo de compresión	K	$K = -p/\delta$		
Compresibilidad	x	$x = -\frac{1}{V} \frac{dV}{dp}$	pascal recíproco	Pa ⁻¹
Momento segundo axial de área	$I_x, (I)$	El momento segundo axial de área de una área plana, referido a un eje en el mismo plano, es la suma (integral) de los productos de sus elementos de área y los cuadrados de sus distancias medidas desde el eje	metro a la cuarta potencia	m ⁴
Momento segundo polar de área	I_p	El momento segundo polar de área de una área plana con respecto a un punto localizado en el mismo plano, se define como la integral de los productos de sus elementos de área y los cuadrados de las distancias del punto a dichos elementos de área		

Módulo de sección	Z, W	El módulo de sección de un área plana o sección con respecto a un eje situado en el mismo plano, se define como el momento segundo axial de área dividido por la distancia desde el eje hasta el punto más lejano de la superficie plana	metro cúbico	m ³
Viscosidad dinámica	$\eta, (\mu)$	$\tau_{xz} = \eta(dv_x/dz)$ donde τ_{xz} es el esfuerzo cortante de un fluido en movimiento con un gradiente de velocidad dv_x/dz perpendicular plano de corte	pascal segundo	Pa·s
Viscosidad cinemática	ν	$\nu = \eta/\rho$ donde ρ es la densidad	metro cuadrado por segundo	m ² /s
tensión superficial	γ, σ	Se define como la fuerza perpendicular a un elemento de línea en una superficie, dividida por la longitud de dicho elemento de línea	newton por metro	N/m
Trabajo	W, (A)	Fuerza multiplicada por el desplazamiento en la dirección de la fuerza	joule	J
Energía	E			
Energía potencial	E_p, V, Φ			
Energía cinética	E_k, T			
Potencia	P	Tasa de transferencia de energía	watt	W
gasto masa, flujo masa	q_m	Masa de materia la cual atraviesa una superficie determinada dividida por el tiempo	kilogramo por segundo	kg/s
gasto volumétrico, flujo volumétrico	q_v	Volumen de materia el cual atraviesa una superficie determinada por el tiempo	metro cúbico por segundo	m ³ /s

Tabla 9.- Magnitudes y unidades de calor

Magnitud	Símbolo de la magnitud	Definición de la magnitud	Unidad SI	Símbolo de la unidad SI
Temperatura termodinámica	T, θ	La temperatura termodinámica se define según los principios de la termodinámica	kelvin (véase Tabla 1)	K
Temperatura Celsius	t, ϑ	$t = T - T_0$ Donde T_0 es fijada convencionalmente como $T_0 = 273,15 \text{ K}$	grado Celsius	$^{\circ}\text{C}$
Coficiente de dilatación lineal	α_l	$\alpha_l = \frac{1}{l} \frac{dl}{dT}$	kelvin recíproco	K^{-1}
Coficiente de dilatación cúbica	α_v	$\alpha_v = \frac{1}{V} \frac{dV}{dT}$		
Coficiente de presión relativa	α_p	$\alpha_p = \frac{1}{p} \frac{dp}{dT}$		
Coficiente de presión	β	$\beta = dp/dt$	pascal por kelvin	Pa/K
Compresibilidad isotérmica	κ_T	$\kappa_T = - \frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial p} \right)_T$	pascal recíproco	Pa^{-1}
Compresibilidad isentrópica	κ_s	$\kappa_s = - \frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial p} \right)_s$		
calor, cantidad de calor	Q		joule	J

flujo térmico	Φ	Flujo de calor a través de una superficie	watt	W
Densidad de flujo térmico	q, φ	Flujo térmico dividido por el área considerada	watt por metro cuadrado	W/m ²
Conductividad térmica	$\lambda, (\alpha)$	Densidad de flujo térmico dividido por el gradiente de temperatura	watt por metro kelvin	W/(m•K)
Coefficiente de transferencia de calor	h, k, K, α	Densidad de flujo térmico dividido por la diferencia de temperaturas	watt por metro cuadrado kelvin	W/(m ² •K)
Aislamiento térmico, coeficiente de aislamiento térmico	M	Diferencia de temperaturas dividida por la densidad de flujo térmico	metro cuadrado kelvin por watt	(m ² •K)/W
Resistencia térmica	R	Diferencia de temperatura dividida por el flujo térmico	kelvin por watt	K/W
Difusividad térmica	A	$a = \frac{\lambda}{\rho c_p}$ <p>donde: λ es la conductividad térmica; ρ es la densidad; c_p es la capacidad térmica específica a presión constante</p>	metro cuadrado por segundo	m ² /s
Capacidad térmica	C	Cuando la temperatura de un sistema se incrementa una cantidad diferencial dT, como resultado de la adición de una pequeña cantidad de calor dQ, la magnitud dQ/dT es la capacidad térmica	joule por kelvin	J/K
Capacidad térmica específica	C	Capacidad térmica dividida por la masa	joule por kilogramo kelvin	J/(kg•K)

Capacidad térmica específica a presión constante	C_p			
Capacidad térmica específica a volumen constante	C_v			
Capacidad térmica específica a saturación	C_{sat}			
Entropía	S	Cuando una cantidad pequeña de calor dQ es recibida por un sistema cuya temperatura termodinámica es T , la entropía del sistema se incrementa en dQ/T , considerando que ningún cambio irreversible tiene lugar en el sistema	joule por kelvin	J/K
Entropía específica	S	Entropía dividida por la masa	joule por kilogramo kelvin	J/(kg•K)
Energía interna	U, (E)		joule	J
Entalpía	H, (I)	$H = U + pV$		
Energía libre Helmholtz, función Helmholtz	A, F	$A = U - TS$		
Energía libre Gibbs, función Gibbs	G	$G = U + pV - TS$ $G = H - TS$		
Energía interna específica	u, (e)	Energía interna dividida por la masa	joule por kilogramo	J/kg
Entalpía específica	H	Entalpía dividida por la masa		

Energía libre específica Helmholtz, función específica Helmholtz	a, f	Energía libre Helmholtz dividida por la masa		
Energía libre específica Gibbs, función específica Gibbs	G	Energía libre Gibbs dividida por la masa		
Función Massieu	J	$J = - A/T$	joule por kelvin	J/K
Función Planck	Y	$Y = - G/T$	joule por kelvin	J/K

Tabla 10. - Magnitudes y unidades de electricidad y magnetismo

Magnitud	Símbolo de la magnitud	Definición de la magnitud	Unidad SI	Símbolo de la unidad SI
Corriente eléctrica	I		Ampere (ver tabla 1)	A
carga eléctrica, cantidad de electricidad	Q	Integral de la corriente eléctrica con respecto al tiempo	Coulomb	C
Densidad de carga densidad volumétrica de carga	$\rho, (\eta)$	Carga dividida por el volumen	Coulomb por metro cúbico	C/m ³

Densidad superficial de carga	σ	Carga dividida por el área superficial	Coulomb por metro cuadrado	C/m ²
Intensidad de campo eléctrico	E, (K)	Fuerza ejercida por un campo eléctrico sobre una carga eléctrica puntual, dividida por el valor de la carga	volt por metro	V/m
Potencial eléctrico	V, ϕ	Para campos electrostáticos, una magnitud escalar, en la cual el gradiente tiene signo contrario y es igual al valor de la intensidad de campo eléctrico $E = - \text{grad } V$	Volt	V
Diferencia de potencial, tensión eléctrica	U, (V)	La tensión entre dos puntos 1 y 2 es la integral de línea desde el punto 1 hasta el punto 2 de la intensidad de campo eléctrico		
fuerza electromotriz	E	La fuerza electromotriz de una fuente es la energía suministrada por la fuente dividida por la carga eléctrica que pasa a través de la fuente		
Densidad de flujo eléctrico, desplazamiento	D	La densidad de flujo eléctrico es una magnitud vectorial, cuya divergencia es igual a la densidad de la carga	coulomb por metro cuadrado	C/m ²
flujo eléctrico, (flujo de desplazamiento)	ψ	El flujo eléctrico a través de un elemento de superficie es el producto escalar del elemento de superficie y la densidad de flujo eléctrico	coulomb	C
Capacitancia	C	Carga dividida por la diferencia de potencial eléctrico	farad	F
Permitividad	ϵ	Densidad de flujo eléctrico dividido por la intensidad de campo eléctrico	farad por metro	F/m

Permitividad del vacío, constante eléctrica	ϵ_0	$\epsilon_0 = 1 / (\mu_0 c_0^2)$ $\epsilon_0 = 8,854\ 187\ 817 \times 10^{-12} \text{ F/m}$		
Permitividad relativa	ϵ_T	$\epsilon_T = \epsilon / \epsilon_0$	$\psi_1 - \psi_2 = \int_1^2 E_s ds$	uno 1
Susceptibilidad eléctrica	χ, χ_e	$\chi = \epsilon_T - 1$		uno 1
Polarización eléctrica	P	$P = D - \epsilon_0 E$		coulomb por metro cuadrado C/m^2
Momento dipolo eléctrico	p, (p_e)	El momento dipolo eléctrico es una magnitud vectorial, cuyo producto vectorial con la intensidad de campo eléctrico es igual al momento torsional		coulomb metro $C \cdot m$
Densidad de corriente	J, (S)	Es una magnitud vectorial cuya integral evaluada para una superficie especificada, es igual a la corriente total que circula a través de dicha superficie		ampere por metro cuadrado A/m^2
Densidad lineal de corriente	A, (α)	Corriente dividida por el espesor de la placa conductora		ampere por metro A/m
Intensidad de campo magnético	H	La intensidad de campo magnético es una magnitud vectorial axial cuya rotacional es igual a la densidad de corriente, incluyendo a la corriente de desplazamiento		ampere por metro A/m
Diferencia de potencial magnético	U_m	La diferencia de potencial magnético entre el punto y el punto 2 es igual a la integral de línea, desde el punto 1 hasta punto 2 de la intensidad de campo magnético a lo largo de su trayectoria.		ampere A
fuerza magnetomotriz	F, F_m	$F = \oint H \cdot dr$		

Corriente totalizada	Θ	Corriente eléctrica neta de conducción neta a través de un bucle cerrado		
Densidad de flujo magnético, Inducción magnética	B	La densidad de flujo magnético es una magnitud vectorial axial tal que la fuerza ejercida sobre un elemento de corriente, es igual al producto vectorial de este elemento y la densidad de flujo magnético	tesla	T
flujo magnético	Φ	El flujo magnético que atraviesa un elemento de superficie es igual al producto escalar del elemento de superficie y la densidad de flujo magnético	weber	Wb
Potencial vectorial magnético	A	El potencial vectorial magnético es una magnitud vectorial, cuya rotacional es igual a la densidad de flujo magnético	weber por metro	Wb/m
Autoinductancia	L	En una espiral conductora, es igual al flujo magnético de la espiral, causada por la corriente que circula a través de ella, dividido por esa corriente	henry	H
Inductancia mutua	M, L ₁₂	En dos espirales conductoras es el flujo magnético a través de una espiral producido por la corriente circulante en la otra espiral dividido por el valor de esta corriente		
Coefficiente de acoplamiento	k, (x)	$k = \frac{ L_{12} }{\sqrt{L_1 L_2}}$	uno	1
Coefficiente de dispersión	σ	$\sigma = 1 - k^2$		
Permeabilidad	μ	Densidad de flujo magnético, dividida por la intensidad de campo magnético	henry por metro	H/m

Permeabilidad del vacío, constante magnética	μ_0	$\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7} \text{ H/m}$ $\mu_0 = (12,566\ 370\ 614) \times 10^{-7} \text{ H/m}$		
Permeabilidad relativa	μ_r	$\mu_r = \mu / \mu_0$	uno	1
Susceptibilidad magnética	χ_m (χ_m)	$\chi = \mu_r - 1$	uno	1
Momento electromagnético (momento magnético)	M	El momento electromagnético es una magnitud vectorial, cuyo producto vectorial con la densidad del flujo magnético es igual al momento torsional	ampere metro cuadrado	$\text{A}\cdot\text{m}^2$
Magnetización	M, (H_i)	$M = (B/\mu_0) - H$	ampere por metro	A/m
Polarización magnética	J, (B_j)	$J = B - \mu_0 H$	tesla	T
Densidad de energía electromagnética	W	Energía del campo electromagnético dividida por el volumen	joule por metro cúbico	J/m^3
vector de Poynting	S	El vector de Poynting es igual al producto vectorial de la intensidad de campo eléctrico y la intensidad de campo magnético	watt por metro cuadrado	W/m^2
Velocidad de propagación de ondas electromagnéticas en el vacío	c_0	$c_0 = \frac{1}{\sqrt{\epsilon_0 \mu_0}}$ $c_0 = 299\ 792\ 458 \text{ m/s}$	metro por segundo	m/s

Resistencia (a la corriente continua)	R	La diferencia de potencial eléctrico dividida por la corriente, cuando no existe fuerza electromotriz en el conductor	ohm	Ω
Conductancia (a la corriente continua)	G	$G = 1/R$	siemens	S
Potencia (a la corriente continua)	P	$P = UI$	watt	W
Resistividad	ρ	Intensidad de campo eléctrico dividido por la densidad de corriente cuando no existe fuerza electromotriz dentro del conductor	ohm metro	$\Omega \cdot m$
Conductividad	γ, σ	$\gamma = 1/\rho$ el símbolo κ se utiliza en electroquímica	siemens por metro	S/m
Reluctancia	R, R_m	Diferencia de potencial magnético dividido por el flujo magnético	henry a la menos uno	H^{-1}
Permeancia	$\Lambda, (P)$	$\Lambda = 1/R_m$	henry	H
Diferencia de fase desplazamiento de fase	φ	Cuando $u = u_m \cos \omega t$ e $i = i_m \cos (\omega t - \varphi)$ φ es el desplazamiento de fase	radian uno	rad 1
Impedancia, (impedancia compleja) Módulo de impedancia (impedancia)	Z Z	La representación compleja de la diferencia de potencial, dividida por la representación compleja de la corriente $ Z = \sqrt{R^2 + X^2}$	ohm	Ω

Reactancia	X	Parte imaginaria de la impedancia $X = \omega L - \frac{1}{\omega C}$	ohm	Ω
Resistencia	R	La diferencia de potencial eléctrico dividido por la corriente, cuando no haya fuerza electromotriz en el conductor (véase resistencia a la corriente continua)		
Resistencia (en corriente alterna)	R	Parte real de la impedancia		
factor de calidad	Q	Para un sistema no radiante si $Z = R + jX$ entonces: $Q = X / R$	uno	1
Admitancia (admitancia compleja)	Y	$Y = 1 / Z$	siemens	S
Módulo de admitancia (admitancia)	Y	$ Y = \sqrt{G^2 + B^2}$		
Susceptancia	B	Parte imaginaria de la admitancia		
Conductancia	G	Parte real de la admitancia (véase conductancia a la corriente continua)		

Potencia activa o potencia instantánea	P	Producto de la corriente y la diferencia de potencial $P = \frac{1}{T} \int_0^T u i dt$ Cuando: $u = u_m \cos \omega t = \sqrt{2} U \cos \omega t$ $i = i_m \cos (\omega t - \varphi) = \sqrt{2} I \cos (\omega t - \varphi)$ se tiene que: $i u$, es la potencia instantánea (símbolo p) $I U \cos \varphi$, es la potencia activa (símbolo P)	watt	W
Potencia aparente	S (P_S)	IU es la potencia aparente	voltampere	VA
Potencia reactiva	Q (P_Q)	IU sen φ es la potencia reactiva	var	var
factor de potencia	λ	El nombre "factor de potencia" (símbolo λ) se usa para la relación P/S	uno	1

Tabla 11.- Magnitudes y unidades de luz y radiaciones electromagnéticas

Magnitud	Símbolo de la magnitud	Definición de la magnitud	Unidad SI	Símbolo de la unidad SI
Frecuencia	f, ν	Número de ciclos dividido por el tiempo	Hertz	Hz
Frecuencia circular	ω	$\omega = 2\pi f$	Segundo recíproco	s ⁻¹
Longitud de onda	λ	La distancia en la dirección de propagación de una onda periódica entre dos puntos sucesivos cuya fase es la misma	Metro	m

Número de onda	σ	$\sigma = 1/\lambda$	metro recíproco	m^{-1}
Número de onda circular	k	$k = 2\pi\sigma$		
Velocidad de propagación de ondas electromagnéticas en el vacío	c, c_0	$c = 299\,792\,458\text{ m/s}$	Metro por segundo	m/s
Energía radiante	$Q, W (U, Q_e)$	Energía emitida, transferida o recibida como radiación	Joule	J
Densidad de energía radiante	$w, (u)$	Energía radiante en un elemento de volumen, dividido por ese elemento	joule por metro cúbico	J/m^3
Concentración espectral de densidad de energía radiante (en términos de longitud de onda)	w_λ	La densidad de energía radiante en un intervalo infinitesimal de longitud de onda, dividido por el alcance de ese intervalo	joule por metro a la cuarta potencia	J/m^4
Potencia radiante, flujo de energía radiante	$P, \Phi, (\Phi_e)$	Potencia emitida, transferida o recibida como radiación	Watt	W
Densidad de flujo radiante, razón de flujo de energía radiante	φ, ψ	En un punto en el espacio, el flujo de energía radiante incidente sobre una esfera pequeña, dividida por el área de la sección transversal de esa esfera	watt por metro cuadrado	W/m^2

Intensidad radiante	$I, (I_e)$	Para una fuente en una dirección determinada, la potencia radiante que fluye hacia el exterior de la fuente o un elemento de la fuente, en un elemento de ángulo sólido que contenga a la dirección dada, dividida por dicho elemento de ángulo sólido	Watt por esterradián	W/sr
Radiancia	$L, (L_e)$	En un punto de una superficie y en una dirección determinada, la intensidad radiante de un elemento de esa superficie, dividida por el área de la proyección ortogonal de dicho elemento sobre un plano perpendicular a la dirección dada	Watt por esterradián metro cuadrado	W/ (sr•m ²)
Excitancia radiante	$M, (M_e)$	En un punto de una superficie, el flujo de energía radiante que fluye hacia el exterior de un elemento de esa superficie, dividido por el área de dicho elemento	watt por metro cuadrado	W/m ²
Irradiancia	$E, (E_e)$	En un punto de una superficie, el flujo de energía radiante que incide sobre un elemento de esa superficie, dividida por el área de dicho elemento	watt por metro cuadrado	W/m ²
Constante de Stefan Boltzmann	σ	La constante σ en la expresión para la excitancia radiante de un radiador total (cuerpo negro), a la temperatura termodinámica T. $M = \sigma \cdot T^4$	watt por metro cuadrado kelvin a la cuarta potencia	W/ (m ² •k ⁴)
Primera constante de radiación	c_1	Las constantes c_1 y c_2 en la expresión para la concentración espectral de la excitancia radiante de un radiador total a la temperatura termodinámica T:	watt metro cuadrado	W•m ²

Segunda constante de radiación	c_2	$M_\lambda = c_1 f(\lambda, T) = c_1 \frac{\lambda^{-5}}{\exp\{c_2 / \lambda T\} - 1}$ $c_1 = 2\pi^5 hc^2$ $c_2 = hc / k$	Metro kelvin	m·K
Emisividad	ϵ	Relación de la excitancia radiante de un radiador térmico a la de un radiador total (cuerpo negro) a la misma temperatura	Uno	1
Emisividad espectral, emisividad a una longitud de onda específica	$\epsilon(\lambda)$	Relación de la concentración espectral de la excitancia radiante de un radiador térmico a la de un radiador total (cuerpo negro) a la misma temperatura		
Emisividad espectral direccional	$\epsilon(\lambda, \vartheta, \varphi)$	Relación de la concentración espectral de radiancia en una dirección dada ϑ, φ , de un radiador térmico a la de un radiador total (cuerpo negro) a la misma temperatura		
Intensidad luminosa	$I, (I_v)$		Candela (véase Tabla 1)	cd
flujo luminoso	$\phi, (\phi_v)$	El flujo luminoso $d\phi$ de una fuente de intensidad luminosa I dentro de un elemento de ángulo sólido $d\Omega$ es: $d\phi = I d\Omega$	lumen	lm
Cantidad de luz	$Q, (Q_v)$	Integral en función del tiempo del flujo luminoso	lumen segundo	lm·s

Luminancia	L, (L_v)	La luminancia un punto de una superficie y en una dirección dada, se define como la intensidad luminosa de un elemento de esa superficie, dividida por el área de la proyección ortogonal de este elemento sobre un plano perpendicular a la dirección considerada	candela por metro cuadrado	cd/m
Excitancia luminosa	M, (M_v)	La excitancia luminosa en un punto de una superficie, se define como el flujo luminoso que fluye hacia el exterior de un elemento de la superficie, dividido por el área de ese elemento	lumen por metro cuadrado	lm/m ²
Luminosidad (Iluminancia)	E, (E_v)	La luminosidad en un punto de una superficie, se define como el flujo luminoso que incide sobre un elemento de la superficie dividido por el área de ese elemento	lux	lx
Exposición de luz	H	$H = \int E dt$	lux segundo	lx*s
Eficacia luminosa	K	$K = \frac{\phi_v}{\phi_e}$	lumen por watt	lm/W
Eficacia espectral luminosa, eficacia luminosa a una longitud de onda específica	$K(\lambda)$	$K(\lambda) = \frac{\phi_{v\lambda}}{\phi_{e\lambda}}$		
Eficacia luminosa espectral máxima	K_m	El valor máximo de $K(\lambda)$		

Eficiencia luminosa Eficiencia luminosa espectral, eficiencia luminosa a una longitud de onda especificada	V V(λ)	$V = \frac{K}{K_m}$ $V(\lambda) = \frac{K(\lambda)}{K_m}$	uno	1
Valores triestímulos espectrales CIE	$\bar{x}(\lambda)$, $\bar{y}(\lambda)$, $\bar{z}(\lambda)$	<p>Valores triestímulos de las componentes espectrales de un estímulo equienergético en el sistema tricromático (XYZ). Estas funciones son aplicables a campos observación entre 1° y 4°.</p> <p>En este sistema: $\bar{y}(\lambda) = V(\lambda)$</p>	uno	1

Coordenadas de cromaticidad	x, y, z	<p>Para luz cuya concentración espectral de flujo radiante sea</p> $X = \frac{\int \varphi(\lambda) \bar{x}(\lambda) d\lambda}{\int \varphi(\lambda) \bar{x}(\lambda) d\lambda + \int \varphi(\lambda) \bar{y}(\lambda) d\lambda + \int \varphi(\lambda) \bar{z}(\lambda) d\lambda}$ <p>Análogamente se definen expresiones para y y z. Para fuentes de luz</p> $\varphi(\lambda) = \phi_{e\lambda}(\lambda) / \phi_{e\lambda}(\lambda_0)$ <p>(flujo radiante espectral relativo)</p> <p>Para colores de objetos se calcula por uno de los tres productos</p> $\varphi(\lambda) = \frac{\phi_{e\lambda}(\lambda)}{\phi_{e\lambda}(\lambda_0)} \cdot \begin{Bmatrix} \rho(\lambda) \\ \tau(\lambda) \\ \beta(\lambda) \end{Bmatrix}$	uno	1
Absorbancia espectral	$\alpha(\lambda)$	Relación de las concentraciones espectrales de los flujos radiantes absorbido e incidente	uno	1
Reflectancia espectral	$\rho(\lambda)$	Relación de las concentraciones espectrales de los flujos radiantes reflejado e incidente	uno	1
Transmitancia espectral	$\tau(\lambda)$	Relación de las concentraciones espectrales de los flujos radiantes transmitido e incidente	uno	1

Coefficiente de radiancia espectral	$\beta(\lambda)$	El factor de radiancia espectral en un punto de una superficie y en una dirección dada, es el cociente entre las concentraciones espectrales de radiancia de un cuerpo no radiante por sí mismo y de un difusor perfecto, igualmente irradiados		
Coefficiente de atenuación lineal, coeficiente de extinción lineal	μ	La disminución relativa en la concentración espectral del flujo luminoso o radiante de un haz colimado de radiación electromagnética al cruzar un medio laminar de espesor infinitesimal, dividida por la longitud atravesada	metro recíproco	m^{-1}
Coefficiente de absorción lineal	A	La parte del coeficiente de atenuación debida a la absorción		
Coefficiente de absorción molar	X	$x = a / c$ donde c es la concentración de cantidad de sustancia	metro cuadrado por mol	m^2/mol
Índice de refracción	N	El índice de refracción de un medio no absorbente para una radiación electromagnética de frecuencia dada, es la relación entre la velocidad de las ondas (o de la radiación) en el vacío a la velocidad de fase en el medio	uno	1

Tabla 12.- Magnitudes y unidades de acústica

Magnitud	Símbolo de la magnitud	Definición de la magnitud	Unidad SI	Símbolo de la unidad SI
Período, tiempo periódico	T	Tiempo de un ciclo	segundo	s
Frecuencia	f, ν	$f = 1 / T$	hertz	Hz

Intervalo de frecuencia		El intervalo de frecuencia entre dos tonos es el logaritmo de la relación entre la frecuencia más alta y la frecuencia más baja	octava*	
Frecuencia angular frecuencia circular, pulsancia	ω	$\omega = 2\pi f$	segundo recíproco	s^{-1}
Longitud de onda	λ		metro	m
Número de onda circular	K	$k = 2\pi/\lambda = 2\pi\sigma$ donde $\sigma = 1/\lambda$	metro recíproco	m^{-1}
Densidad	ρ	Masa dividida por el volumen	kilogramo por metro cúbico	kg/m^3
Presión estática Presión acústica	P_s $p, (p_a)$	Presión que existiría en ausencia de ondas sonoras La diferencia entre la presión total instantánea y la presión estática	pascal	Pa
Desplazamiento de una partícula de sonido	$\xi, (x)$	Desplazamiento instantáneo de una partícula del medio, referido a la posición que ocuparía en ausencia de ondas sonoras	metro	m
Velocidad de una partícula de sonido	u, v	$u = \partial \xi / \partial t$	metro por segundo	m/s
Aceleración de una partícula de sonido	A	$a = \partial u / \partial t$	metro por segundo al cuadrado	m/s^2
gasto volumétrico, velocidad del volumen	q, U	Razón instantánea de flujo de volumen debido a la onda sonora	metro cúbico por segundo	m^3/s

* Esta unidad no es del SI pero se acepta temporalmente su uso con el SI

(continuación)

Magnitud	Símbolo de la magnitud	Definición de la magnitud	Unidad SI	Símbolo de la unidad SI
Velocidad del sonido	$c, (c_a)$	Velocidad de una onda sonora	metro por segundo	m/s
Densidad de energía del sonido	$w, (w_a), (e)$	La energía de sonido promedio en un volumen dado, dividida por dicho volumen	joule por metro cúbico	J/m ³
flujo de energía del sonido, potencia del sonido	$P, (Pa)$	Energía del sonido transferida en un cierto intervalo de tiempo, dividida por la duración de ese intervalo	watt	W
Intensidad del sonido	I, J	Para flujo unidireccional de energía de sonido, el flujo de energía de sonido a través de una superficie normal a la dirección de propagación, dividido por el área de esa superficie	watt por metro cuadrado	W/m ²
Impedancia característica de un medio	Z_c	Para un punto en un medio y una onda progresiva plana, la representación compleja de la presión de sonido dividida por la representación compleja de la velocidad de partícula	pascal segundo por metro	Pa•s/m
Impedancia acústica específica	Z_s	En una superficie, la representación compleja de la presión de sonido dividida por la representación compleja de la velocidad de partícula		
Impedancia acústica	Z_a	En una superficie, la representación compleja de la presión de sonido dividida por la representación compleja de la razón de flujo de volumen	pascal segundo por metro cúbico	Pa•s/m ³

Impedancia mecánica	Z_m	La representación compleja de la fuerza total aplicada a una superficie (o a un punto) de un sistema mecánico, dividida por la representación compleja de la velocidad promedio de la partícula en esa superficie (o de la velocidad de la partícula en ese punto) en la dirección de la fuerza	newton segundo por metro	N*s/m
nivel de presión acústica	L_p	$L_p = \ln(p/p_0) = \ln 10 \cdot \lg(p/p_0)$ donde p es el valor cuadrático medio de la presión acústica y el valor de referencia p_0 es igual a 20 μ Pa	decibel	dB
nivel de potencia acústica	L_w	$L_w = \frac{1}{2} \ln(P/P_0) = \frac{1}{2} \ln 10 \cdot \lg(P/P_0)$ donde P es el valor cuadrático de la potencia acústica y la potencia de referencia es igual a 1 pW	decibel	dB
Coefficiente de amortiguamiento	δ	Si una magnitud es una función del tiempo t , dada por: $F(t) = Ae^{-\delta t} \cdot \cos[\omega(t - t_0)]$ entonces δ es el coeficiente de amortiguamiento	segundo recíproco	s^{-1}
Constante de tiempo, tiempo de relajación	τ	$\tau = 1 / \delta$ donde δ es el coeficiente de amortiguamiento	segundo	s
Decrecimiento logarítmico	Λ	Producto del coeficiente de amortiguamiento por el período	néper	Np
Coefficiente de atenuación	α	Si una magnitud es una función de la distancia x y está dada por: $F(x) = Ae^{-\alpha x} \cos[\beta(x - x_0)]$ entonces α es el coeficiente de atenuación y β es el coeficiente de fase	metro recíproco	m^{-1}

Coefficiente de fase	β		metro recíproco	m^{-1}
Coefficiente de propagación	γ	$\gamma = \alpha + j\beta$		
Coefficiente de disipación	$\delta, (\psi)$	Relación entre el flujo de energía acústica disipado y el flujo de energía acústica incidente	uno	1
Coefficiente de reflexión	r, ρ	Relación entre el flujo de energía acústica reflejado y el flujo de energía acústica incidente		
Coefficiente de transmisión	τ	Relación entre el flujo de energía acústica transmitido y el flujo de energía acústica incidente		
Coefficiente de absorción acústica	$\alpha, (\alpha_a)$	$\alpha = \delta + \tau$		
Índice de reducción acústica, pérdida de transmisión acústica	R	$R = \frac{1}{2} \ln(1/\tau) = \frac{1}{2} \ln 10 \cdot \lg(1/\tau)$ en donde τ es el coeficiente de transmisión	decibel	dB
área de absorción equivalente de una superficie u objeto	A	Es el área de una superficie que tiene un coeficiente de absorción igual a 1, y que absorbe la misma potencia en el mismo campo sonoro difuso, considerando los efectos de la difracción como despreciables	metro cuadrado	m^2
tiempo de reverberación	T	El tiempo que se requiere para que la densidad de energía de sonido promedio dentro de un recinto cerrado disminuya hasta 10^{-6} veces su valor inicial (o sea 60 dB), después de que la fuente ha dejado de producir ondas sonoras	segundo	s

nivel de sonoridad	L_N	El nivel de sonoridad, en un punto de un campo sonoro, viene definido por: $L_N = \ln\left(\frac{P_{eff}}{P_0}\right)_{1kHz} = \ln 10 \cdot \lg\left(\frac{P_{eff}}{P_0}\right)$ <p>en donde P_{eff} es la presión acústica eficaz (valor cuadrático medio) de un tono puro normalizado de 1 kHz, que un observador normal en condiciones de escucha normalizada juzga igualmente sonoro que el campo considerado, siendo $P_0 = 20 \mu Pa$</p>	fon*	
Sonoridad	N	La sonoridad es la estimación auditiva de un observador normal de la relación entre la intensidad del sonido considerado y el de un sonido de referencia que tiene un nivel de sonoridad de 40 fons	son*	

* Estas no son unidades del SI pero se acepta temporalmente su uso.

Tabla 13.- Magnitudes y unidades de físico-química y físico-molecular

Magnitud	Símbolo de la magnitud	Definición de la magnitud	Unidad SI	Símbolo de la unidad SI
Cantidad de sustancia	n, (v)		mol (véase tabla 1)	mol
Constante de Avogadro	L, N_A	Número de moléculas dividido por la cantidad de sustancia $N_A = N/n = (6,022\ 141\ 99 \pm 0,000\ 000\ 47) 10^{23} \text{ mol}^{-1}$	mol recíproco	mol^{-1}
masa molar	M	Masa dividida por la cantidad de sustancia	kilogramo por mol	kg/mol

Volumen molar	V_m	Volumen dividido por la cantidad de sustancia	metro cúbico por mol	m^3/mol
Energía interna molar	U_m	Energía interna dividida por la cantidad de sustancia	joule por mol	J/mol
Capacidad térmica molar	C_m	Capacidad térmica dividida por la cantidad de sustancia	joule por mol kelvin	$J/(mol \cdot K)$
Entropía molar	S_m	Entropía dividida por la cantidad de sustancia	joule por mol kelvin	$J/(mol \cdot K)$
Densidad numérica de moléculas	N	El número de moléculas o partículas dividido por el volumen	metro cúbico recíproco	m^{-3}
Concentración molecular de la sustancia B	C_B	El número de moléculas de la sustancia B dividido por el volumen de la mezcla		
Densidad	ρ	Masa dividida por el volumen	kilogramo por metro cúbico	kg/m^3
Concentración en masa de la sustancia B	ρ_B	Masa de la sustancia B dividida por el volumen de la mezcla		
Concentración de la sustancia B, concentración de la cantidad de la sustancia del componente B	c_B	Cantidad de sustancia de componente B dividida por el volumen de la mezcla	mol por metro cúbico	mol/m^3
Molalidad de la sustancia soluto B	b_B, m_B	La cantidad de sustancia de soluto de la sustancia B en una solución dividida por la masa del solvente	mol por kilogramo	mol/kg

Potencial químico de la sustancia B	μ_B	Para una mezcla con sustancias componentes B, C, . . . $\mu_B = (\partial G / \partial n_B)_{T, p, n_C, \dots}$ donde n_B es la cantidad de la sustancia B; y G es la función Gibbs	joule por mol	J/mol
Presión parcial de la sustancia B (en una mezcla gaseosa)	p_B	Para una mezcla gaseosa, $p_B = x_B \cdot p$ donde p es la presión	pascal	Pa
Fugacidad de la sustancia B (en una mezcla gaseosa)	P_B, f_B	Para una mezcla gaseosa, f_B es proporcional a la actividad absoluta B. El factor de proporcionalidad, que es función únicamente de la temperatura queda determinado por la condición de que a temperatura y composición constantes p_B/p_B tiende a 1 para un gas infinitamente diluido	pascal	Pa
Presión osmótica	Π	El exceso de presión que se requiere para mantener el equilibrio osmótico entre una solución y el disolvente puro, separados por una membrana permeable sólo para el disolvente	pascal	Pa
Afinidad (de una reacción química)	A	$A = -\sum \nu_B \cdot \mu_B$	joule por mol	J/mol
masa de una molécula	m		kilogramo	kg
Momento dipolo eléctrico de una molécula	ρ, μ	El momento de dipolo eléctrico de una molécula es una magnitud vectorial cuyo producto vectorial con la intensidad de campo eléctrico es igual al par	coulomb metro	C•m

Polarizabilidad eléctrica de una molécula	α	Momento de dipolo eléctrico inducido dividido por la intensidad de campo eléctrico	coulomb metro cuadrado por volt	$C \cdot m^2/V$
Constante molar de los gases	R	La constante universal de proporcionalidad en la ley de un gas ideal $pV_m = RT$ $R = (8,314\ 472 \pm 0,000\ 015) \text{ J}/(\text{mol} \cdot \text{K})$	joule por mol kelvin	$\text{J}/\text{mol} \cdot \text{K}$
Constante de Boltzmann	k	$k = R / N_A$ $k = (1,380\ 650\ 3 \pm 0,000\ 002\ 4) \times 10^{-23} \text{ J/K}$	joule por kelvin	J/K
Trayectoria libre media	l, λ	Para una molécula, la distancia promedio entre dos colisiones sucesivas	metro	m
Coefficiente de difusión	D	$C_B (v_B) = -D \text{ grad } C_B$ donde C_B es la concentración molecular local del constituyente B en la mezcla y (v_B) es la velocidad media local de las moléculas de B	metro cuadrado por segundo	m^2/s
Coefficiente de difusión térmica	D_T	$D_T = k_T \cdot D$	metro cuadrado por segundo	m^2/s
Número atómico	Z	Número de protones contenidos en el núcleo de un elemento químico		
carga elemental	e	La carga eléctrica de un protón La carga eléctrica de un electrón es igual a "-e" $e = (1,602\ 176\ 462 \pm 0,000\ 000\ 063) \times 10^{-19} \text{ C}$	coulomb	C
Número de carga de un ion, electrovalencia	z	Coefficiente entre la carga de un ion y la carga elemental	uno	1

Constante de Faraday	F	$F = N_A e$ $F = (96\,485,341\,5 \pm 0,003\,9) \text{ C/mol}$	coulomb por mol	C/mol
Fuerza iónica	I	La fuerza iónica de una solución se define como $I = (1/2) \sum z_i^2 m_i$ donde la sumatoria incluye a todos los iones con molaridad m_i	mol por kilogramo	mol/kg
Conductividad electrolítica	κ, σ	La densidad de corriente electrolítica dividida por la intensidad de campo eléctrico	siemens por metro	S/m
Conductividad molar	Λ_m	Conductividad dividida por la concentración	siemens metro cuadrado por mol	$\text{S}\cdot\text{m}^2/\text{mol}$

Anexo A Nombres y símbolos de los elementos químicos

Número atómico	Nombre	Símbolo
1	hidrógeno	H
2	helio	He
3	litio	Li
4	berilio	Be
5	boro	B
6	carbono	C
7	nitrógeno	N

Número atómico	Nombre	Símbolo
32	germanio	Ge
33	arsénico	As
34	selenio	Se
35	bromo	Br
36	criptón	Kr
37	rubidio	Rb
38	estroncio	Sr

8	oxígeno	O
9	flúor	F
10	neón	Ne
11	sodio	Na
12	magnesio	Mg
13	aluminio	Al
14	silicio	Si
15	fósforo	P
16	azufre	S
17	cloro	Cl
18	argón	Ar
19	potasio	K
20	calcio	Ca
21	escandio	Sc
22	titanio	Ti
23	vanadio	V
24	cromo	Cr
25	manganeso	Mn
26	hierro	Fe
27	cobalto	Co
28	níquel	Ni
29	cobre	Cu

39	ytrio	Y
40	circonio	Zr
41	niobio	Nb
42	molibdeno	Mo
43	tecnecio	Tc
44	rutenio	Ru
45	rodio	Rh
46	paladio	Pd
47	plata	Ag
48	cadmio	Cd
49	indio	In
50	estaño	Sn
51	antimonio	Sb
52	teluro, telurio	Te
53	yodo	I
54	xenón	Xe
55	cesio	Cs
56	bario	Ba
57	lantano	La
58	cerio	Ce
59	praseodimio	Pr
60	neodimio	Nd
61	prometio	Pm

30	zinc, cinc	Zn
31	galio	Ga

62	samario	Sm
63	europio	Eu

Anexo A
Nombres y símbolos de los elementos químicos (continuación)

Número atómico	Nombre	Símbolo
64	gadolinio	Gd
65	terbio	Tb
66	disprosio	Dy
67	holmio	Ho
68	erbio	Er
69	tulio	Tm
70	iterbio	Yb
71	lutecio	Lu
72	hafnio	Hf
73	tántalo, tantalio	Ta
74	volframio, wolframio	W
75	renio	Re
76	osmio	Os
77	iridio	Ir
78	platino	Pt

Número atómico	Nombre	Símbolo
88	radio	Ra
89	actinio	Ac
90	torio	Th
91	protactinio	Pa
92	uranio	U
93	neptunio	Np
94	plutonio	Pu
95	americio	Am
96	curio	Cm
97	berquelio	Bk
98	californio	Cf
99	einstenio	Es
100	fermio	Fm
101	mendelevio	Md
102	nobelio	No
103	lawrencio	Lr

79	oro	Au
80	mercurio	Hg
81	Talio	Tl
82	Plomo	Pb
83	Bismuto	Bi
84	Polonio	Po
85	Ástato	At
86	Radón	Rn
87	Francio	Fr

104	unilquadio	Unq
105	unilpentio	Unp
106	unilhexio	Unh
107	unilseptio	Uns
108	uniloctio	Uno
109	unilenio	Une
110	ununilio	Uun
111	unununio	Uuu

Anexo B

Símbolo de los elementos químicos y de los nuclidos

Los símbolos de los elementos químicos deben escribirse en caracteres rectos. El símbolo no va seguido de punto.

Ejemplos: H He C Ca

Los subíndices y superíndices que afectan al símbolo de los nuclidos o moléculas, deben tener los siguientes significados y posiciones:

El número másico de un nuclido se coloca como superíndice izquierdo; por ejemplo:



El número de átomos de un nuclido en una molécula se coloca en la posición del subíndice derecho; por ejemplo:



El número atómico puede colocarse en la posición de subíndice izquierdo; por ejemplo:



Cuando sea necesario, un estado de ionización o un estado excitado puede indicarse mediante un superíndice derecho.

Ejemplos:

Estado de ionización: Na^+ , PO_4^{3-} o $(\text{PO}_4)^{3-}$

Estado electrónico excitado: He^* , NO^*

Estado nuclear excitado: $^{110}\text{Ag}^*$ o bien $^{110}\text{Ag}^m$

Anexo C pH

El pH se define operacionalmente. Para una disolución X, se mide la fuerza electromotriz E_X de la pila galvánica.
electrodo de referencia | disolución concentrada de KCl | disolución X | H_2 | Pt

y, análogamente, se mide la fuerza electromotriz de una pila galvánica que difiere de la anterior únicamente en la sustitución de la disolución X de pH desconocido, designado por pH(X), por una disolución patrón S, cuyo pH es pH(S). En estas condiciones,

$$pH(X) = pH(S) + (E_S - E_X)F / (RT \ln 10).$$

El pH así definido carece de dimensiones.

El Manual de la IUPAC sobre los símbolos y la terminología para las magnitudes y unidades de química física (1997) da los valores de pH(S) para varias disoluciones patrón.

El pH no tiene un significado fundamental; su definición es una definición práctica. Sin embargo, en el intervalo restringido de disoluciones acuosas diluidas que tienen concentraciones en cantidad de sustancia inferiores a $0,1 \text{ mol/dm}^3$ y no son ni fuertemente ácidas ni fuertemente alcalinas ($2 < \text{pH} < 12$), la definición es tal que,

$$pH = -\lg[c(H^+)y_1 / (\text{mol} \cdot \text{dm}^{-3})] \pm 0,02$$

donde $c(H^+)$ indica la concentración en cantidad de sustancia del ion hidrógeno H^+ e y_1 indica el coeficiente de actividad de un electrólito monovalente típico en la disolución.

Tabla 14.– Magnitudes y unidades de física atómica y física nuclear

Magnitud	Símbolo de la magnitud	Definición de la magnitud	Unidad SI	Símbolo de la unidad SI
número atómico, número protónico	Z	Número de protones contenidos en el núcleo de un elemento químico	uno	1
número neutrónico	N	Número de neutrones contenidos en el núcleo de un nuclido	uno	1
número nucleónico número másico	A	Número de nucleones contenidos en el núcleo de un nuclido	uno	1

Magnitud	Símbolo de la magnitud	Definición de la magnitud	Unidad SI	Símbolo de la unidad SI
masa del átomo, masa nuclidica	$m_a, m(X)$	Masa en reposo de un átomo en estado fundamental Para el ^1H $m(^1\text{H}) = (1,673\ 534\ 0 \pm 0,000\ 001\ 0) \times 10^{-27}$ kg $= (1,007\ 825\ 048 \pm 0,000\ 000\ 012)$ u*	kilogramo unidad de masa atómica (unificada)	kg u*
constante de masa atómica (unificada)	m_u	1/12 de la masa en reposo de un átomo neutro del nuclido ^{12}C en el estado fundamental $m_u = (1,660\ 540\ 2 \pm 0,000\ 001\ 0) \times 10^{-27}$ kg $= 1$ u* $m_a / m_u =$ se llama masa nuclidica relativa		
masa (en reposo) del electrón	m_e	$M_e = (9,109\ 381\ 88 \pm 0,000\ 000\ 72) \times 10^{-31}$ kg	kilogramo	kg
masa (en reposo) del protón	m_p	$M_p = (1,672\ 621\ 58 \pm 0,000\ 000\ 13) \times 10^{-27}$ kg		
masa (en reposo) del neutrón	m_n	$M_n = (1,674\ 927\ 16 \pm 0,000\ 000\ 13) \times 10^{-27}$ kg		
carga elemental	e	La carga eléctrica de un protón es: $E = (1,602\ 176\ 462 \pm 0,000\ 000\ 49) \times 10^{-19}$ C	coulomb	C

* Esta unidad no es del SI pero se permite su uso temporalmente.

(continuación)

Magnitud	Símbolo de la magnitud	Definición de la magnitud	Unidad SI	Símbolo de la unidad SI
constante de Plank	h	Cuanto elemental de acción $H = (6,626\ 068\ 76 \pm 0,000\ 000\ 52) \times 10^{-34} \text{ J}\cdot\text{s}$ $H = h/2\pi$	joule segundo	$\text{J}\cdot\text{s}$
radio de Bohr	a_0	$a_0 = \frac{4\pi\epsilon_0\hbar^2}{m_e e^2}$ $A_0 = (0,529\ 177\ 2083 \pm 0,000\ 000\ 001924) \times 10^{-10} \text{ m}$	metro	m
constante de Rydberg	R_∞	$R_\infty = \frac{e^2}{8\pi\epsilon_0 a_0 hc}$ $= (10\ 973\ 731, 568\ 549 \pm 0,000\ 083) \text{ m}^{-1}$	metro recíproco	m^{-1}
energía de Hartree	E_h	$E_h = \frac{e^2}{4\pi\epsilon_0 a_0} = 2R_\infty \cdot hc$ $= (4,359\ 743\ 81 \pm 0,000\ 000\ 34) \times 10^{-18} \text{ J}$	joule	J
momento magnético de una partícula o núcleo	μ	Valor medio del componente electromagnético en la dirección del campo magnético en el estado cuántico correspondiente al número cuántico magnético máximo	ampere metro cuadrado	$\text{A}\cdot\text{m}^2$
magnetón de Bohr	μ_B	$\mu_B = eh/2m_e$ $= (9,274\ 015\ 4 \pm 0,000\ 003\ 1) \times 10^{-24} \text{ A}\cdot\text{m}^2$		

magnetón nuclear	μ_N	$\mu_N = eh / 2m_p = (m_e / m_p)\mu_B$ $= (5,050\ 786\ 6 \pm 0,000\ 0001\ 7) \times 10^{-27} \text{ A}\cdot\text{m}^2$		
coeficiente giromagnético (razón giromagnética)	γ	$\gamma = \frac{\mu}{Jh}$ En donde J es el número cuántico del momento angular	ampere metro cuadrado por joule segundo	$\text{A}\cdot\text{m}^2/(\text{J}\cdot\text{s})$
factor g del átomo o del electrón	g	$\gamma = -g \frac{\mu_B}{h} = -g \frac{e}{2m_e}$	uno	1
factor g del núcleo o de la partícula nuclear	g	$\gamma = g \frac{\mu_N}{h} = g \frac{e}{2m_p}$		
frecuencia angular de Larmor (frecuencia circular de Larmor)	ω_L	$\omega_L = \frac{e}{2m_e} B$ Donde B es la densidad de flujo magnético	radian por segundo	rad/s
frecuencia angular de precesión nuclear	ω_N	$\omega_N = \gamma B$	segundo recíproco	s^{-1}
frecuencia angular ciclotrónica (frecuencia circular ciclotrónica)	ω_C	$\omega_C = \frac{q}{m} B$ Donde: q/m es la razón de carga a la masa de la partícula B es la densidad de flujo magnético	segundo recíproco	s^{-1}

momento cuadrupolar nuclear	Q	Valor esperado de la magnitud $(1/e) \int (3z^2 - r^2) \cdot \rho(x, y, z) dV$ en el estado cuántico con el espín nuclear en la dirección (z) del campo; $\rho(x, y, z)$ es la densidad de carga nuclear y "e" es la carga elemental	metro cuadrado	m ²
radio nuclear	R	El radio promedio del volumen en el que la materia nuclear es incluida	metro	m
número cuántico de momento angular orbital, número cuántico secundario, número cuántico acimutal	l, L		uno	1
número cuántico de espín	s, S		uno	1
número cuántico de espín total	j, J		uno	
número cuántico de espín nuclear	I		uno	1
número cuántico de estructura hiperfina	F		uno	1
número cuántico principal	n		uno	1
número cuántico magnético	m, M		uno	1

radio del electrón	r_e	$r_e = \frac{e^2}{4 \pi \epsilon_0 m_e c^2}$ $= 2,817\ 940\ 92 \pm 0,000\ 000\ 38\ 1 \times 10^{-15}\ \text{m}$	metro	m
longitud de onda de Comptón	λ_c	$\lambda_c = 2\pi h / mc = h/mc$ donde m es la masa en reposo de la partícula	metro	m
exceso de masa	Δ	$\Delta = m_a - Am_u$	kilogramo	kg
defecto de masa	B	$B = Zm(^1\text{H}) + Nm_n - m_a$		
exceso relativo de masa	Δ_r	$\Delta_r = \Delta/m_u$	uno	1
defecto relativo de masa	B_r	$B_r = B/m_u$		
fracción de empaquetamiento	f	$f = \Delta_r/A$	uno	1
fracción de enlace, energía de enlace por nucleón	b	$B = B_r/A$		
vida promedio	τ	Para decaimiento exponencial, el tiempo promedio requerido para reducir el número N de átomos o núcleos de un estado específico hasta N/e	segundo	s
ancho de nivel	Γ	$\Gamma = \frac{h}{\tau}$	joule	J

actividad (radiactividad)	A	El número promedio de transiciones nucleares espontáneas ocurridas en una cierta cantidad de un radionuclido dentro de un corto intervalo de tiempo, dividido por el valor de ese intervalo	becquerel	Bq
actividad específica en una muestra	a	La actividad de un nuclido radioactivo presente en una muestra, dividida por la masa total de la muestra	becquerel por kilogramo	Bq/kg
constante de desintegración, constante de decaimiento	λ	La constante de decaimiento es la probabilidad de decaimiento en un pequeño intervalo de tiempo dividido por este intervalo. $dN/dt = -\lambda N$ donde: N es el número de átomos radiactivos en el tiempo t $\lambda = 1/\tau$	segundo recíproco	s^{-1}
vida media	$T_{1/2}$	Para decaimiento exponencial, el tiempo promedio requerido para la desintegración de la mitad de los átomos de una muestra de un nuclido radiactivo	segundo	s
energía de desintegración alfa	Q_{α}	La suma de la energía cinética de la partícula α producida en el proceso de desintegración y la energía residual del átomo producido en el marco de referencia en que el núcleo emisor está en reposo antes de su desintegración	joule	J
energía máxima de partícula beta	E_{β}	La energía máxima del espectro de energía en un proceso de desintegración beta	joule	J
energía de desintegración beta	Q_{β}	La suma de la energía máxima de partícula beta E_{β} y la energía residual del átomo producido en el marco de referencia en que el núcleo emisor se encuentra en reposo antes de su desintegración	joule	J

sección transversal espectral	σ_E	Sección transversal para un proceso en el que la energía de la partícula disparada o dispersada está en un elemento de energía, dividida por ese elemento $\sigma = \int \sigma_E dE$	metro cuadrado por joule	m^2/J
sección transversal angular espectral	$\sigma_{\Omega E}$	Sección transversal necesaria para disparar o dispersar una partícula dentro de un elemento de ángulo sólido, con energía en un elemento de energía, dividida por el producto de estos dos elementos $\sigma = \iint \sigma_{\Omega E} d\Omega dE$	metro cuadrado por esterradián joule	$m^2/(sr \cdot J)$
sección transversal macroscópica, densidad de sección transversal	Σ	La suma de las secciones transversales de una reacción o proceso de un tipo específico, para todos los átomos de un volumen dado, dividida por ese volumen	metro recíproco	m^{-1}
sección transversal macroscópica total, densidad de sección transversal total	Σ_{tot}, Σ_T	La suma total de las secciones transversales para todos los átomos en un volumen dado, dividido por ese volumen		
fluencia de partícula	Φ	En un punto dado del espacio, el número de partículas incidentes sobre una pequeña esfera en un intervalo de tiempo, dividido por el área de la sección transversal de esa esfera	metro cuadrado recíproco	m^{-2}
tasa de fluencia de partículas, densidad de flujo de partículas	ϕ	$\phi = \frac{d\Phi}{dt}$	metro cuadrado recíproco por segundo	m^{-2}/s

Tabla 15.- Magnitudes y unidades de reacciones nucleares y reacciones ionizantes

Magnitud	Símbolo de la magnitud	Definición de la magnitud	Unidad SI	Símbolo de la unidad SI
energía de reacción	Q	En una reacción nuclear, la suma de las energías cinética y radiante de los productos de la reacción, menos la suma de las energías cinética y radiante de los reactivos.	joule	J
energía de resonancia	E_r, E_{res}	La energía cinética de una partícula incidente, en el marco de la referencia del objetivo, correspondiente a una resonancia en una reacción nuclear	joule	J
sección transversal	σ	Para una entidad objetivo especificada y para una reacción o proceso especificado por partículas incidentes cargadas o descargadas de energía y tipo especificado, la sección transversal es el cociente de la probabilidad de esta reacción o proceso para esta entidad objetivo y la fluencia de partícula de las partículas incidentes	metro cuadrado	m ²
sección transversal total	σ_{tot}, σ_T	La suma de todas las secciones transversales correspondientes a las diversas reacciones o procesos ocurridos entre la partícula incidente y la partícula objetivo		
sección transversal angular	σ_Ω	Sección transversal necesaria para disparar o dispersar una partícula dentro de un elemento de ángulo sólido, dividido por dicho elemento $\sigma = \int \sigma_\Omega d\Omega$	metro cuadrado por esterradián	m ² /sr

fluencia de energía	ψ	En un punto dado en el espacio, la suma de las energías, excluyendo la energía en reposo, de todas las partículas incidentes sobre una pequeña esfera en un intervalo de tiempo, dividida por el área seccional transversal de esa esfera	joule por metro cuadrado	J/m ²
tasa de fluencia de energía, densidad de flujo de energía	ψ	$\psi = \frac{d\psi}{dt}$	watt por metro cuadrado	W/m ²
densidad de corriente de partículas	J, (S)	La integral de una magnitud vectorial cuya componente normal sobre cualquier superficie, es igual al número "neto" de partículas pasando a través de esa superficie en un pequeño intervalo de tiempo, dividido por ese intervalo	metro cuadrado recíproco por segundo	m ² /s
coeficiente de atenuación lineal	μ, μ_l	$\mu = -\left(\frac{1}{J}\right) \frac{dJ}{dx}$ donde J es la densidad de corriente de un haz de partículas paralelo a la dirección x	metro recíproco	m ⁻¹
coeficiente de atenuación másica	μ_m	El coeficiente de atenuación lineal dividido por la densidad de masa de la sustancia	metro cuadrado por kilogramo	m ² /kg
coeficiente de atenuación molar	μ_c	$\mu_c = \mu/c$ donde c es la concentración de cantidad de sustancia	metro cuadrado por mol	m ² /mol
coeficiente de atenuación atómica	μ_a, μ_{at}	$\mu_a = \mu/n$ donde n es la densidad numérica de átomos en la sustancia	metro cuadrado	m ²

espesor medio, valor medio de espesor, capa hemirreductora	$d_{1/2}$	El espesor de la capa atenuadora que reduce la densidad de corriente de un haz unidireccional a la mitad de su valor inicial	metro	m
potencia de detención lineal total, poder de frenado lineal total	S, S_1	Para una partícula cargada ionizante de energía E, moviéndose en la dirección x $S = -dE/dx$	joule por metro	J/m
potencia de detención atómica total, poder de frenado atómico total	S_a	$S_a = S/n$ donde n es la densidad numérica de átomos en la sustancia	joule metro cuadrado	$J \cdot m^2$
potencia de detención másica total, poder frenado másico total	S_m	La potencia de detención lineal total dividida por la densidad de masa de la sustancia	joule metro cuadrado por kilogramo	$J \cdot m^2/kg$
alcance lineal medio	R, R_1	La distancia que una partícula penetra en una sustancia dada, bajo condiciones específicas promediadas de un grupo de partículas que tiene la misma energía	metro	m
alcance másico medio	$R_p, (R_m)$	El alcance lineal medio multiplicado por la densidad de masa de la sustancia	kilogramo por metro cuadrado	kg/m^2
ionización lineal por una partícula	N_i	El número de cargas elementales del mismo signo, producidas en un elemento de la longitud de la trayectoria de una partícula cargada ionizante dividido por ese elemento	metro recíproco	m^{-1}

pérdida promedio de energía por par de iones formados	W_i	La energía cinética inicial de una partícula cargada ionizante, dividida por la ionización total de esa partícula	joule	J
movilidad	μ	La velocidad de arrastre promedio impartida por un campo eléctrico o una partícula cargada en un medio, dividido por la intensidad del campo	metro cuadrado por volt segundo	$m^2/(V \cdot s)$
densidad numérica de iones, densidad de iones	n^+, n^-	El número de iones positivos o negativos de un elemento de volumen, dividido por ese elemento	metro cúbico recíproco	m^{-3}
coeficiente de recombinación	α	Coeficiente en la Ley de recombinación $-\frac{dn^+}{dx} = -\frac{dn^-}{dt} = \alpha n^+ n^-$	metro cúbico por segundo	m^3/s
densidad numérica de neutrones	N	El número de neutrones libres en un elemento de volumen, dividido por ese elemento	metro cúbico recíproco	m^{-3}
rapidez del neutrón	V	La magnitud de la velocidad neutrónica	metro por segundo	m/s
densidad de flujo de neutrones, rapidez de flujo de neutrones	φ	En un punto dado en el espacio, el número de neutrones incidentes sobre una pequeña esfera, en un pequeño intervalo de tiempo, dividido por el área de sección transversal de esa esfera y por el intervalo de tiempo	metro cuadrado recíproco por segundo	m^2/s
coeficiente de difusión, coeficiente de difusión para la densidad numérica de neutrones	D, D_n	$J_x = -D_n \partial n / \partial x$ donde: J_x es la componente x de la densidad de corriente de neutrones n es la densidad numérica de neutrones	metro cuadrado por segundo	m^2/s

coeficiente de difusión para la densidad de flujo de neutrones, coeficiente de difusión para rapidez de fluencia de neutrones	D_{ϕ} , (D)	$J_x = -D_{\phi} \partial \phi / \partial x$ donde: J_x es la componente x de la densidad de corriente neutrónica ϕ es la densidad de flujo neutrónico	metro	m
densidad total de una fuente de neutrones	S	Razón de la producción de neutrones en un elemento de volumen, dividido por ese elemento	segundo recíproco metro cúbico recíproco	$s^{-1} \cdot m^{-3}$
densidad de frenado	Q	La densidad numérica de neutrones retardados, pasando un valor de energía dado, durante un corto intervalo de tiempo, dividida por dicho intervalo	metro cúbico recíproco por segundo	m^{-3}/s
probabilidad de escape a la resonancia	P	En medio infinito, probabilidad de que un neutrón, al frenarse a través de una zona energética donde existen resonancias, la rebase sin ser absorbido	uno	1
letargía	U	En el frenado de neutrones, logaritmo neperiano del cociente entre una energía de referencia E_0 , normalmente la máxima del neutrón, y la que este posee, E	uno	1
decaimiento logarítmico medio	ξ	Valor medio de la disminución del logaritmo neperiano de la energía de los neutrones en sus condiciones elásticas con núcleos cuya energía cinética es despreciable comparada con la de los neutrones	uno	1
trayectoria libre promedio	l, λ	La distancia promedio que viaja una partícula entre dos reacciones o procesos específicos sucesivos	metro	m

área de retardamiento	L_s^2, L_{st}^2	En un medio homogéneo infinito, la sexta parte de la distancia cuadrática media entre la fuente de un neutrón y el punto donde el neutrón alcanza una energía determinada	metro cuadrado	m^2
área de difusión	L^2	En un medio homogéneo infinito, la sexta parte de la distancia cuadrática media entre el punto donde el neutrón entra a una clase especificada y el punto donde abandona esta clase		
área de migración	M^2	La suma del área de retardamiento de energía de fisión a energía térmica y el área de difusión para neutrones térmicos		
longitud de retardamiento	L_s, L_{st}	La raíz cuadrada del área de retardamiento	metro	m
longitud de difusión	L	La raíz cuadrada del área de difusión		
longitud de migración	M	La raíz cuadrada del área de migración		
rendimiento neutrónico de la fisión	ν	En la fisión de un núcleo determinado, promedio del número de neutrones, lo mismo inmediatos que diferidos, emitidos en cada fisión	uno	1
rendimiento neutrónico de la absorción	η	Promedio del número de neutrones de fisión, lo mismo inmediatos que diferidos, emitido por cada neutrón que se absorbe en un núcleo fisiónable o en un combustible nuclear, según se especifique		
factor de fisión rápida	ϵ	Para un medio infinito, razón entre el número medio de neutrones producidos por todas las fisiones y el de neutrones producidos exclusivamente por las fisiones térmicas	uno	1

factor de utilización térmica	F	Para un medio infinito, razón entre el número de neutrones térmicos absorbidos en un combustible nuclear, según se especifique, y el número total de neutrones térmicos absorbidos	uno	1
probabilidad de permanencia	Λ	Probabilidad de que un neutrón no escape del núcleo de un reactor durante el proceso de moderación o el de difusión en la zona térmica	uno	1
factor de multiplicación	K	Para un medio multiplicativo, razón entre el número total de neutrones producidos durante un intervalo de tiempo y el número total de neutrones perdidos por absorción y escape durante el mismo intervalo	uno	1
factor de multiplicación infinito, factor de multiplicación de un medio infinito	k_{∞}	Factor de multiplicación de un medio sin fugas neutrónicas		
factor de multiplicación efectivo	k_{eff}	Factor de multiplicación correspondiente a un medio finito		
reactividad	ρ	En un medio multiplicativo, medida de la desviación entre el estado del medio y su estado crítico $\rho = \frac{k_{eff} - 1}{k_{eff}}$	uno	1
constante de tiempo del reactor	T	El tiempo requerido para que la densidad de flujo neutrónico de un reactor cambie en un factor "e" cuando la densidad de flujo aumenta o disminuye exponencialmente	segundo	s

actividad	A	El número promedio de transacciones nucleares espontáneas ocurridas en una cierta cantidad de un radionuclido, dentro de un corto intervalo de tiempo, dividido por el valor de ese intervalo	becquerel	Bq
energía impartida	ϵ	La energía impartida por radiación ionizante a la materia en un volumen, es, la diferencia entre la suma de las energías de todas las partículas directamente ionizantes (cargadas) e indirectamente ionizantes (sin carga) que han ocupado el volumen y la suma de las energías de todas aquellas que han salido de él, menos la energía equivalente de cualquier incremento de la masa en reposo que tenga lugar en reacciones de partículas elementales o nucleares	joule	J
energía impartida media	$\bar{\epsilon}$	El promedio de la energía impartida	joule	J
energía específica impartida	Z	Para cualquier radiación ionizante la energía impartida a un elemento de materia irradiada, dividida por la masa de ese elemento	gray	Gy
dosis absorbida	D	Para cualquier radiación ionizante, la energía media impartida a un elemento de materia irradiada, dividida por la masa de este elemento		
equivalente de dosis	H	El equivalente de dosis es el producto de D, Q, y N en el punto de interés, donde D es la dosis absorbida, Q es el factor de calidad y la N es el producto de otros factores determinantes cualesquiera $H = D \cdot Q \cdot N$	sievert	Sv

rapidez de dosis absorbida	D	Dosis absorbida en un pequeño intervalo de tiempo, dividida por este intervalo	gray por segundo	Gy/s
transferencia lineal de energía	L	Para una partícula cargada ionizante, la energía local impartida a una masa, a través de una pequeña distancia, dividida por esa distancia	Joule por metro	J/m
kerma	K	Para partículas indirectamente ionizantes (sin carga), la suma de las energías cinéticas iniciales de todas las partículas cargadas liberadas en un elemento de materia, dividida por la masa de ese elemento kerma en un pequeño intervalo de tiempo, dividido por ese intervalo	gray	Gy
rapidez de kerma	\dot{K}	$K = \frac{dK}{dt}$	gray por segundo	Gy/s
coeficiente de transferencia de energía másica	μ_{tr}/ρ	Para un haz de partículas indirectamente ionizante (sin cargas) $\frac{\mu_{tr}}{\rho} K$ donde ψ es la densidad de flujo de energía	metro cuadrado por kilogramo	m ² /kg
exposición	X	Para radiación X o gamma, la carga eléctrica total de los iones del mismo signo producidos cuando todos los electrones liberados (negativos y positivos) por fotones en un elemento de aire son detenidos en el aire, dividida por la masa de ese elemento	coulomb por kilogramo	C/kg
rapidez de exposición	\dot{X}	Exposición en un pequeño intervalo de tiempo, dividida entre ese intervalo	coulomb por kilogramo segundo	C/(kg*s)

TABLA 16.- Unidades que no pertenecen al SI, que se conservan para usarse con el SI

Magnitud	Unidad	Símbolo	Equivalente
tiempo	minuto	min	1 min = 60 s
	hora	h	1 h = 60 min = 3 600 s
	día	d	1 d = 24 h = 86 400 s
	año	a	1 a = 365,242 20 d = 31 556 926 s
ángulo	grado	°	1° = ($\pi/180$) rad
	minuto	'	1' = ($\pi/10 800$) rad
	segundo	"	1" = ($\pi/648 000$) rad
volumen	litro	l, L	1 L = 10 ⁻³ m ³
masa	tonelada	t	1 t = 10 ³ kg
trabajo, energía	electronvolt	eV	1 eV = 1,602 177 x 10 ⁻¹⁹ J
masa	unidad de masa atómica	u	1 u = 1,660 540 x 10 ⁻²⁷ kg

Tabla 17.- Unidades que no pertenecen al SI que pueden usarse temporalmente con el SI

Magnitud	Unidad	Símbolo	Equivalencia
superficie	área	a	1 a = 10 ² m ²
	hectárea	ha	1 ha = 10 ⁴ m ²
	barn	b	1 b = 10 ⁻²⁸ m ²
longitud	angström	Å	1 Å = x 10 ⁻¹⁰ m
longitud	milla náutica		1 milla náutica = 1852 m
presión	bar	bar	1 bar = 100 kPa
velocidad	nudo		1 nudo = (0,514 44) m/s
dosis de radiación	röntgen	R	1 R ≈ 2,58 x 10 ⁻⁴ C/kg
dosis absorbida	rad*	rad (rd)	1 rad = 10 ⁻² Gy
radiactividad	curie	Ci	1 Ci = 3,7 x 10 ¹⁰ Bq

aceleración	gal	Gal	1 gal = 10 ⁻² m/s ²
dosis equivalente	rem	rem	1 rem = 10 ⁻² Sv

* El rad es una unidad especial empleada para expresar dosis absorbida de radiaciones ionizantes. Cuando haya riesgo de confusión con el símbolo del radlán, se puede emplear rd como símbolo del rad.

Tabla 18.- Ejemplos de unidades que no deben utilizarse

Magnitud	Unidad	Símbolo	Equivalencia
longitud	fermi	fm	10 ⁻¹⁵ m
longitud	unidad X	unidad X	1,002 x 10 ⁻⁴ nm
volumen	stere	st	1 m ³
masa	quilate métrico	CM	2 x 10 ⁻⁴ kg
fuerza	kilogramo-fuerza	kgf	9,806 65 N
presión	torr	Torr	133,322 Pa
energía	caloría	cal	4,186 8 J
fuerza	dina	dyn	10 ⁻⁵ N
energía	erg	erg	10 ⁻⁷ J
luminancia	stilb	sb	10 ⁴ cd/m ²
viscosidad dinámica	poise	P	0,1 Pa·s
viscosidad cinemática	stokes	St	10 ⁻⁴ m ² /s
luminosidad	phot	ph	10 ⁴ lx
inducción	gauss	Gs, G	10 ⁻⁴ T
intensidad campo magnético	oersted	Oe	(1000 / 4π) A/m
flujo magnético	maxwell	Mx	10 ⁻⁸ Wb
inducción	gamma		10 ⁻⁹ T
masa	gamma		10 ⁻⁹ kg
volumen	lambda		10 ⁻⁹ m ³

Tabla 19 - Prefijos para formar múltiplos y submúltiplos

Nombre	Símbolo	Valor
yotta	Y	$10^{24} = 1\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000$
zetta	Z	$10^{21} = 1\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000$
exa	E	$10^{18} = 1\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000$
peta	P	$10^{15} = 1\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000$
tera	T	$10^{12} = 1\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000$
giga	G	$10^9 = 1\ 000\ 000\ 000$
mega	M	$10^6 = 1\ 000\ 000$
kilo	k	$10^3 = 1\ 000$
hecto	h	$10^2 = 100$
deca	da	$10^1 = 10$
deci	d	$10^{-1} = 0,1$
centi	c	$10^{-2} = 0,01$
mili	m	$10^{-3} = 0,001$
micro	μ	$10^{-6} = 0,000\ 001$
nano	n	$10^{-9} = 0,000\ 000\ 001$
pico	p	$10^{-12} = 0,000\ 000\ 000\ 001$
fermto	f	$10^{-15} = 0,000\ 000\ 000\ 000\ 001$
atto	a	$10^{-18} = 0,000\ 000\ 000\ 000\ 000\ 001$
zepto	z	$10^{-21} = 0,000\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000\ 001$
yocto	y	$10^{-24} = 0,000\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000\ 001$

Tabla 20.- Reglas generales para la escritura de los símbolos de las unidades del SI

- 1 Los símbolos de las unidades deben ser expresados en caracteres romanos, en general, minúsculas, con excepción de los símbolos que se derivan de nombres propios, en los cuales se utilizan caracteres romanos en mayúsculas
Ejemplos: m, cd, K, A

- 2 No se debe colocar punto después del símbolo de la unidad

- 3 Los símbolos de las unidades no deben pluralizarse
Ejemplos: 8 kg, 50 kg, 9 m, 5 m
- 4 El signo de multiplicación para indicar el producto de dos ó más unidades debe ser de preferencia un punto. Este punto puede suprimirse cuando la falta de separación de los símbolos de las unidades que intervengan en el producto, no se preste a confusión.
Ejemplo: N•m o Nm, también m•N pero no: mN que se confunde con milinewton, submúltiplo de la unidad de fuerza, con la unidad de momento de una fuerza o de un par (newton metro)
- 5 Cuando una unidad derivada se forma por el cociente de dos unidades, se puede utilizar una línea inclinada, una línea horizontal o bien potencias negativas.
Ejemplo: m/s o ms⁻¹ para designar la unidad de velocidad: metro por segundo
- 6 No debe utilizarse más de una línea inclinada a menos que se agreguen paréntesis. En los casos complicados, deben utilizarse potencias negativas o paréntesis
Ejemplos: m/s² o m•s⁻², pero no: m/s/s
m•kg / (s³•A) o m•kg•s⁻³•A⁻¹, pero no: m•kg/s³/A
- 7 Los múltiplos y submúltiplos de las unidades se forman anteponiendo al nombre de éstas, los prefijos correspondientes con excepción de los nombres de los múltiplos y submúltiplos de la unidad de masa en los cuales los prefijos se anteponen a la palabra "gramo"
Ejemplo: dag, Mg (decagramo; megagramo)
ks, dm (kilosegundo; decímetro)
- 8 Los símbolos de los prefijos deben ser impresos en caracteres romanos (rectos), sin espacio entre el símbolo del prefijo y el símbolo de la unidad
Ejemplo: mN (milinewton) y no: m N
- 9 Si un símbolo que contiene a un prefijo está afectado de un exponente, indica que el múltiplo de la unidad está elevado a la potencia expresada por el exponente
Ejemplo: 1 cm³ = (10⁻² m)³ = 10⁻⁶ m³
1 cm⁻¹ = (10⁻² m)⁻¹ = 10² m⁻¹
- 10 Los prefijos compuestos deben evitarse
Ejemplo: 1 nm (un nanómetro)
pero no: 1 mµm (un milimicrómetro)

Tabla 21 - Reglas para la escritura de los números y su signo decimal

Números	Los números deben ser generalmente impresos en tipo romano. Para facilitar la lectura de números con varios dígitos, estos deben ser separados en grupos apropiados preferentemente de tres, contando del signo decimal a la derecha y a la izquierda, los grupos deben ser separados por un pequeño espacio, nunca con una coma, un punto, o por otro medio.
Signo decimal	El signo decimal debe ser una coma sobre la línea (,). Si la magnitud de un número es menor que la unidad, el signo decimal debe ser precedido por un cero.

9 VIGILANCIA

La vigilancia de la presente norma oficial mexicana estará a cargo de la Secretaría de Economía, por conducto de la Dirección General de Normas y de la Procuraduría Federal del Consumidor, conforme a sus respectivas atribuciones.

10 BIBLIOGRAFÍA

- Ley Federal sobre Metrología y Normalización, publicada en el Diario Oficial de la Federación el 1 de julio de 1992
- Reglamento de la Ley Federal sobre Metrología y Normalización, publicado en el Diario Oficial de la Federación el 14 de enero de 1999.
- Le Systeme International d'Unités (SI)
Bureau International des Poids et Mesures.
-Recueil de Travaux du Bureau International des Poids et Mesures
Volumen 2, 1968-1970.
Bureau International des Poids et Mesures.
- ISO 1000 (1992) SI units and recommendations for the use of their multiples and of certain other units.
- ISO 31-0 (1992) Quantities and units-Part 0: General principles.
- ISO 31-1 (1992) Quantities and units - Part 1: Space and time.
- ISO 31-2 (1992) Quantities and units - Part 2: Periodic and related phenomens.
- ISO 31-3 (1992) Quantities and units - Part 3: Mechanics.
- ISO 31-4 (1978) Quantities and units - Part 4: Heat.
- ISO 31-5 (1992) Quantities and units - Part 5: Electricity and magnetism.
- ISO 31-6 (1992) Quantities and units - Part 6: Light and related electromagnetic radiations.
- ISO 31-7 (1992) Quantities and units - Part 7: Acoustics.
- ISO 31-8 (1992) Quantities and units - Part 8: Physical chemistry and molecular physics.
- ISO 31-9 (1992) Quantities and units - Part 9: Atomic and nuclear physics.
- ISO 31-10-1992 Quantities and units - Part 10: Nuclear reactions and ionizing radiations.
- NFXO2-201-1985 Grandeurs, unités et symboles d'espace et de temps.
- NFXO2-202-1985 Grandeurs, unités et symboles de phénomènes périodiques et connexes.
- NFXO2-203-1993 Grandeurs, unités et symboles de mécanique.
- NFXO2-204-1993 Grandeurs, unités et symboles de thermique.
- NFXO2-205-1994 Grandeurs, unités et symboles d'électricité et de magnétisme.
- NFXO2-206-1993 Grandeurs, unités et symboles des rayonnements électro magnétiques et d'optique.
- NFXO2-207-1985 Grandeurs, unités et symboles d'acoustique.
- NFXO2-208-1985 Grandeurs, unités et symboles de chimie physique et de physique moléculaire.

- NFXO2-209-1993 Grandeurs, unités et symboles de physique atomique et nucleaire.
- Atomic Weights of the Elements 1997
IUPAC Pure Appl. Chem., 51, 381-384 (1997)

11 CONCORDANCIA CON NORMAS INTERNACIONALES

Esta norma concuerda con lo establecido en los documentos del Bureau International des Poids et Mesures y las normas ISO mencionadas en la Bibliografía. Las tablas se han estructurado eligiendo las unidades más usuales.

TRANSITORIOS

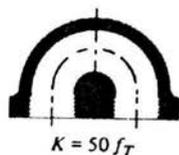
PRIMERO.- Esta norma oficial mexicana entrará en vigor 60 días naturales después de su publicación en el Diario Oficial de la Federación

SEGUNDO.- Esta norma oficial mexicana cancela a la NOM-008-SCFI-1993 Sistema General de Unidades de Medida

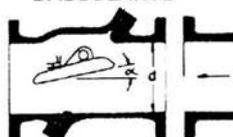
México, D.F., a 24 de octubre de 2002.-

ANEXO 4 (Crane, 1996)

CURVAS DE 180° DE RADIO CORTO



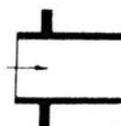
VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE DISCO BASCULANTE



Pasos	$\alpha = 5^\circ$	$\alpha = 15^\circ$
50 mm (2") a 200 mm (8") $K =$	$40 f_T$	$120 f_T$
250 mm (10") a 350 mm (14") $K =$	$30 f_T$	$90 f_T$
400 mm (16") a 1200 mm (48") $K =$	$20 f_T$	$60 f_T$
Velocidad mínima en la tubería para abrir totalmente el obturador = m/seg	$100 \sqrt{V}$	$40 \sqrt{V}$
pie/seg	$80 \sqrt{V}$	$30 \sqrt{V}$

ENTRADAS DE TUBERÍA

Con resalte
hacia el interior

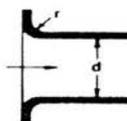


$K = 0.78$

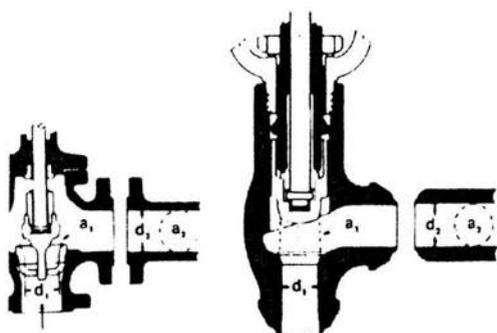
r/d	K
0.00*	0.5
0.02	0.28
0.04	0.24
0.06	0.15
0.10	0.09
0.15 y más	0.04

*de cantos vivos

A tope



Véanse los
valores de K
en la tabla

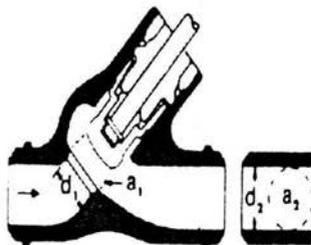


Si: $\beta = 1 \dots K_1 = 150 f_T$ Si: $\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_T$

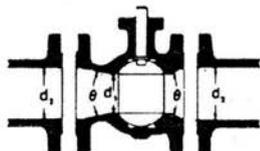
Todas las válvulas de globo y angulares con asiento reducido o de mariposa

Si: $\beta < 1 \dots K_1 = \text{Fórmula 7}$

Si: $\beta = 1 \quad K_1 = 55 f_T$

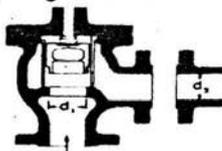
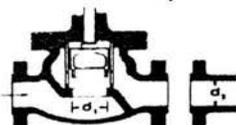


VÁLVULAS DE GLOBO



- Si: $\beta = 1, \theta = 0 \dots \dots \dots K_1 = 3 f_T$
 $\beta < 1$ y $\theta < 45^\circ \dots \dots \dots K_1 = \text{Fórmula 5}$
 $\beta < 1$ y $45^\circ < \theta < 180^\circ \dots \dots \dots K_1 = \text{Fórmula 6}$

VÁLVULAS DE RETENCIÓN Y CIERRE (Tipos recto y angular)



- Si:
 $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 400 f_T$
 $\beta < 1 \dots \dots K_1 = \text{Fórmula 7}$

Velocidad mínima en la
 tubería para levantar
 totalmente el obturador
 $m/\text{seg} = 70 \beta^2 \sqrt{V}$
 $\text{pie}/\text{seg} = 55 \beta^2 \sqrt{V}$

- Si:
 $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 200 f_T$
 $\beta < 1 \dots \dots K_1 = \text{Fórmula 7}$

Velocidad mínima en la
 tubería para levantar
 totalmente el obturador
 $= 95 \beta^2 \sqrt{V}$
 $= 75 \beta^2 \sqrt{V}$

ANEXO 5

Tipo de accesorio ó válvula	Coeficiente de resistencia (K_F)
Codo normal 45 grados	0.35
Codo de radio amplio 45 grados	0.20
Codo normal 90 grados	0.75
radio amplio	0.45
escuadra	1.30
Curva de 180 grados, cerrada completamente	1.50
Té, normal, a lo largo del flujo	0.40
usada como codo, colocado en el flujo	1.00
usada como codo, colocado en una ramificación	1.00
ramificando el flujo	1.00
Cople	0.04
Unión	0.04
Válvula de compuerta, abierta	0.17
$\frac{3}{4}$ abierta	0.90
$\frac{1}{2}$ abierta	4.50
$\frac{1}{4}$ abierta	24.00
Válvula de diafragma, abierta	2.30
$\frac{3}{4}$ abierta	2.60
$\frac{1}{2}$ abierta	4.30
$\frac{1}{4}$ abierta	21.00
Válvula de globo, asiento en ángulo recto, abierta	6.00
$\frac{1}{2}$ abierta	9.50
asiento en composición, abierta	6.00
$\frac{1}{2}$ abierta	8.50
tapón de disco, abierta	9.00
$\frac{3}{4}$ abierta	13.00
$\frac{1}{2}$ abierta	36.00
$\frac{1}{4}$ abierta	112.00
Válvula de ángulo, abierta	2.00
Y ó válvula de descarga, abierta	3.00
Tapón macho	0.00
0° (completamente abierta)	0.00
5°	0.05
10°	0.29
20°	1.56
40°	17.30
60°	206.00
Válvula de mariposa	0.00
0° (completamente abierta)	0.00
5°	0.24
10°	0.52
20°	1.54
40°	10.8
60°	118.00

Válvula check, en operación	2.00
Disco	10.00
Globo	70.00
Válvula de paso	15.00
Medidor de agua, disco	7.00
Pistón	15.00
Rotatorio	10.00
Turbina	6.00

Cuadro 36 Coeficientes de resistencia (K_F) para fluidos newtonianos en flujo turbulento a través de accesorios (Steffe, 1996).

Anexo 6

1. En el Cuadro 37 se selecciona la bomba, dependiendo del gasto en galones por minuto.
2. En la primera gráfica de la Figura 65 se obtiene el valor en revoluciones por minuto RPM, al interceptar el flujo volumétrico en GPM con el valor de la viscosidad aparente en cp y con la curva que representa a la presión de descarga en PSI.
3. En la segunda gráfica se conoce el valor WHP, interceptando con el valor de RPM y con la curva que representa a la presión de descarga en PSI.
4. En la tercera gráfica se conoce el valor de VHP, interceptando con el valor de RPM, con la curva que representa a la viscosidad aparente en cp.
5. En la cuarta gráfica se conoce el valor de NIPR, interceptando con el valor de RPM y con la curva que representa a la viscosidad aparente en cp.
6. Se obtiene las HP con la suma del valor de VHP y el valor de WHP.
7. Se compara el los valores de $NIPA$ y de $NIPR$ y si se comprueba que $NIPA > NIPR$ la bomba seleccionada es la correcta.

Desplazamiento gal/rev	DO	Universal 1	Universal 1 RF	Universal 1 CIP	CDL	Aseptico	Universal 2	Universal 2 RF	Universal Lóbulo	Universal Lóbulo RF	Universal Alta capacidad	Industrial DI	Industrial SS	5000 DI	5000 SS
0.0075	3														
0.082		006-U1					006-U2								
0.0133	10														
0.0142		015-U1	014-U1	12			015-U2	014-U2							
0.029	16	018-U1	024-U1	22			018-U2								
0.033									018-UL						
0.051						33									
0.060	25	030-U1	034-U1	32			030-U2	034-U2				25-DI	25I	5070DI	5040SS
0.071					404D				030-UL	034-UL					
0.098															
0.123									050-UL	054-UL					
0.142					405D										
0.0153	125	130-U1	064-U1	62			060-U2	064-U2	060-UL			55DI	55I	5050DI	5050SS
0.205															
0.254	125	130-U1	134-U1	132			130-U2	134-U2	130-UL	134-UL		125DI	125I	5060DI	5060SS
0.373					406D										
0.380							180-U2								
0.440						233						200DI	200I	5070DI	5070SS
0.502						213-U2	210-U2		220-UL						
0.522		220-U1	224-U1	232			220-U2	234-U2							
0.616						323									
0.754		320-U1	324-U1				320-U2					300DI	300I		5080SS
0.878								320-UI							
1.519						423-UHC									
1.831											420-UHC				
2.375						523-UHC									
2.670											520-UHC				
Notas	1			2	3	6						4	6		

Cuadro 37. Modelos de bombas sanitarias Waukesha.

- 1.- DO son modelos obsoletos y son remplazados por la serie universal 1
2. Universal CIP modelos obsoletos; remplazados por la serie universal 2
3. CDL modelos obsoletos.
4. Industrial DI modelos obsoleto, remplazado por serie 5000 DI
5. Modelo industrial obsoleto remplazado por serie 5000SS

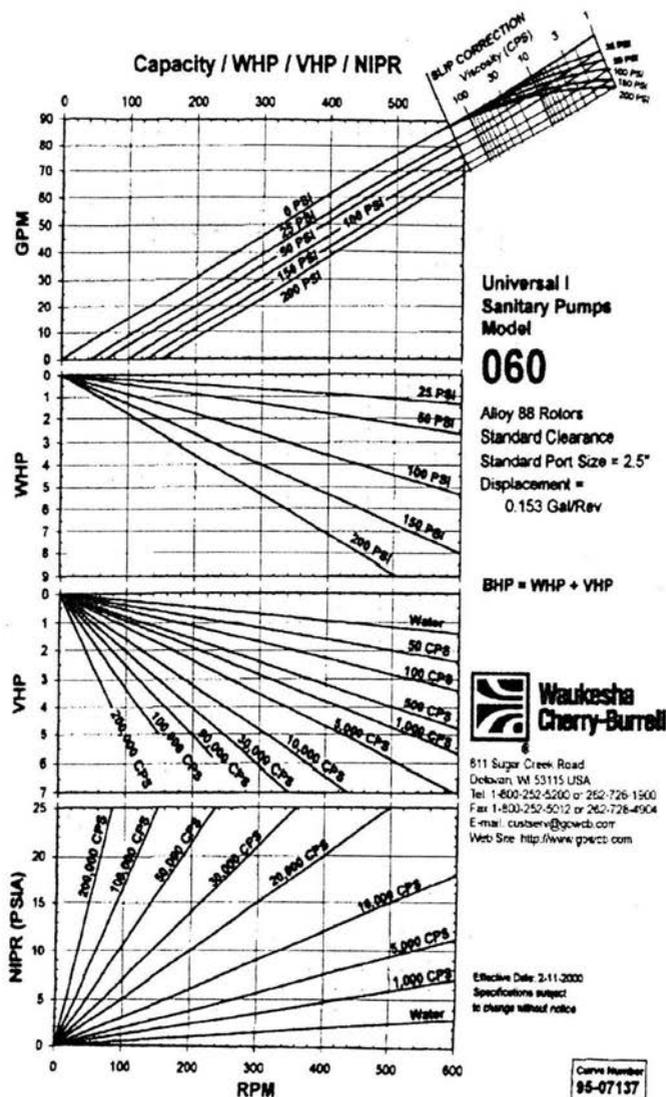


Figura 65. Gráfica de selección de capacidad, VHP, WHP y NIPSH para el modelo 060 para bomba marca Waukesha