

HIDRÁULICA EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS (VÁLVULAS INDUSTRIALES)

PÉRDIDAS, CASOS REALES DE
APLICACIÓN Y SELECCIÓN DE BOMBAS
CENTRÍFUGAS

Nelson Santiago Chuquín Vasco
Juan Pablo Chuquín Vasco
Daniel Antonio Chuquín Vasco

Hidráulica en Tuberías y Accesorios (Válvulas Industriales): Pérdidas, Casos reales de Aplicación y Selección de Bombas Centrífugas

Primera Edición

Ing. Nelson Santiago Chuquín Vasco, Mgs.

Ing. Juan Pablo Chuquín Vasco, Mgs.

Ing. Daniel Antonio Chuquín Vasco, Mgs.

Escuela Superior Politécnica de Chimborazo

Grupo de Investigación en Seguridad, Ambiente e Ingeniería - GISAI

REVISORES TÉCNICOS

Dra. Ing. Carmen Luisa Vázquez

Universidad Nacional Experimental Politécnica

Antonio José de Sucre UNEXPO, Venezuela

Dr. Ing. Antonio Caravacas

Universidad Nacional Experimental Politécnica

Antonio José de Sucre UNEXPO, Venezuela

Hidráulica en Tuberías y Accesorios (Válvulas Industriales): Pérdidas, Casos reales de Aplicación y Selección de Bombas Centrífugas

Reservados todos los derechos. Está prohibido, bajo las sanciones penales y el resarcimiento civil previstos en las leyes, reproducir, registrar o transmitir esta publicación, íntegra o parcialmente, por cualquier sistema de recuperación y por cualquier medio, sea mecánico, electrónico, magnético, electroóptico, por fotocopia o por cualquiera otro, sin la autorización previa por escrito al Centro de Investigación y Desarrollo Ecuador (CIDE).

DERECHOS RESERVADOS

Copyright © 2019
Centro de Investigación y Desarrollo Ecuador.
Cda. Martina Mz. 1 V. 4
Guayaquil, Ecuador.
Tel.: 00593 4 2037524
<http://www.cidecuador.com>

ISBN: 978-9942-802-55-2
Impreso y hecho en Ecuador

Dirección editorial: Lic. Pedro Naranjo Bajaña, Msc.
Coordinación: Lic. María J. Delgado
Diseño gráfico: Lic. Danissa Colmenares
Diagramación: Lic. Alba Gil

Fecha de publicación: marzo, 2020



Guayaquil – Ecuador

ACERCA DE LOS AUTORES



Nelson Santiago Chuquín Vasco. Nacido en Riobamba el 20 de febrero de 1986. Ingeniero Mecánico graduado en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Máster en Ingeniería Hidráulica y Medio Ambiente graduado en la Universidad Politécnica de Valencia, España. Con 2 años de experiencia en el sector petrolero en el área de Bombeo hidráulico, Redes de distribución y Estaciones de bombeo. Especialista en diseño de redes de abastecimiento de agua potable en el software EPANET y simulaciones de transitorios hidráulicos en el programa ALLIEVI. Actualmente, docente de las cátedras de Turbomaquinaria hidráulica y laboratorio, Mecánica de fluidos y bombas y ventiladores de la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Miembro principal del Grupo de Investigación en Seguridad Ambiente e Ingeniería – GISAI.



Juan Pablo Chuquín Vasco. Nacido en Riobamba 5 de mayo de 1983. Ingeniero Mecánico graduado en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (2007). Máster en Diseño de sistemas de transporte de petróleo y derivados graduado en la Escuela Politécnica Nacional en Quito, Ecuador (2011). Con 10 años de experiencia como Ingeniero de Operaciones e Ingeniero de Piping Senior en empresas dedicadas al diseño y fabricación de facilidades petroleras como Sertecpet S.A, Acindec S.A y Danielcom Equipment Supply S.A. Experiencia en programas computacionales de diseño mecánico y manejo de simuladores de fluidos para el cálculo de equipos petroleros e industriales. Actualmente, docente de las cátedras de Dibujo mecánico, Termodinámica y Sistemas térmicos de la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Miembro principal del Grupo de Investigación en Seguridad Ambiente e Ingeniería – GISAI.



Daniel Antonio Chuquín Vasco. Nacido en Riobamba 6 de junio de 1989. Ingeniero Químico graduado en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Becario SENESCYT de la Convocatoria Abierta 2014 “Fase 1”, por lo cual estudia el Máster universitario en Ingeniería Hidráulica y Medio Ambiente en la Universidad Politécnica de Valencia, España. Colaborador técnico investigador en el Instituto del Agua (ITA) de la Universidad Politécnica de Valencia. Desarrolla sus estudios e investigaciones en el campo de la modelación de redes hidráulicas, procesos químicos y en la optimización energética de los procesos mediante algoritmos genéticos. Actualmente, estudia el Máster en Ingeniería Matemática y Computación aplicada en la Universidad Internacional de la Rioja (España) y es docente de las cátedras de Ingeniería de procesos, Control de procesos y Mecánica de fluidos de la Facultad de Ciencias de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Miembro principal del Grupo de Investigación en Seguridad Ambiente e Ingeniería – GISAI.

AGRADECIMIENTO

Agradecer primordialmente al Grupo de Investigación en Seguridad, Ambiente e Ingeniería (GISAI), de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo por permitirnos alcanzar nuestras metas y objetivos planteados, además a nuestros Padres, Novias, hermanos por brindarnos el soporte diario para conseguir publicar este libro interesante de la Mecánica de Fluidos.

Ing. Nelson Santiago Chuquín Vasco, Mgs.

Ing. Juan Pablo Chuquín Vasco, Mgs.

Ing. Daniel Antonio Chuquín Vasco, Mgs.

DEDICATORIA

A nuestra Familia y en especial a todos los estudiantes de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo; este libro motivará a cada alumno a lograr alcanzar sus objetivos y sobre todo demostrarles que la rama de la Mecánica de Fluidos es muy interesante en los ámbitos de la Ingeniería por medio de ejercicios prácticos en la vida real, además lograr entender que en la Industria y en la vida laboral se necesitan los conceptos básicos claros.

Ing. Nelson Santiago Chuquín Vasco, Mgs.

Ing. Juan Pablo Chuquín Vasco, Mgs.

Ing. Daniel Antonio Chuquín Vasco, Mgs.

PRÓLOGO

La Mecánica de Fluidos es el estudio del comportamiento de los fluidos (líquidos, gases, sangre y plasmas) en reposo y en movimiento. Es una ciencia de ingeniería básica que debe considerarse fundamental para los Ingenieros Mecánicos, Petroleros, Civiles, Aeroespaciales, Químicos, y Ambientales. Es esencial para comprender los fenómenos relacionados con el movimiento y las fuerzas establecidas por fluidos como el aire y el agua, para diseñar sistemas que empleen estos fluidos. La mecánica de fluidos también ha sido históricamente una de las asignaturas más desafiantes para los estudiantes universitarios, porque el análisis adecuado de los problemas de mecánica de fluidos requiere no solo el conocimiento de los conceptos sino también la intuición física y la experiencia.

Los flujos ocurren en todos los campos de nuestro entorno natural y técnico y cualquiera que perciba su entorno con los ojos abiertos y evalúe su importancia para ellos y sus semejantes, puede convencerse de los efectos de gran alcance de los flujos de fluidos. Sin flujos de fluidos, la vida, tal como la conocemos, no sería posible en la Tierra, ni los procesos tecnológicos podrían ejecutarse en la forma que conocemos y dar lugar a la multitud de productos que determinan el alto nivel de vida que hoy damos por sentado.

La teoría del flujo en tuberías y canales abiertos está bien documentada. Para un sistema de tubería simple, el análisis es relativamente sencillo y las ecuaciones se pueden resolver fácilmente usando una hoja de cálculo. Para sistemas más complejos, como las redes de abastecimiento, es necesario resolver varias ecuaciones simultáneas, lo que hace que sea más difícil encontrar una solución.

Analizar el comportamiento de los fluidos es útil para el diseño y control de un sistema, optimizar el tamaño de las tuberías y accesorios, proporcionar especificaciones de rendimiento para bombas y válvulas, además el análisis hidráulico permite identificar problemas y recomendar soluciones o mejoras. Es decir, los estudiantes se familiarizarán con una gran variedad de temas relacionados con la mecánica de fluidos, lo que permitirá un análisis más profundo en la hidráulica.

El presente libro consta de 6 capítulos los cuales se enfocan en el dimensionamiento de redes hidráulicas.

En el Capítulo 1, se verifica las propiedades fundamentales de los fluidos los cuales nos ayudarán a entender de una mejor cada ejercicio de aplicación.

En el Capítulo 2, se realiza una introducción a la Ecuación de Bernoulli, la conservación de la masa y de energía para analizar un fluido en movimiento.

El Capítulo 3, se centra en el cálculo de pérdidas longitudinales (pérdidas de energía mayores) causados por la fricción del movimiento del fluido con las paredes de la tubería a través de la Ecuación de Darcy-Weisbach.

El Capítulo 4, engloba el cálculo de pérdidas de energía menores causados por todos los accesorios que contiene un sistema de tuberías tales como: codos, uniones, válvulas, entre otros.

En el Capítulo 5, se realiza un estudio a fondo de la caracterización hidráulica de válvulas (grado de apertura y condiciones de cavitación) y la selección de estas para una aplicación específica y sobre todo que cumplan con los parámetros de diseño del servicio del proceso.

Finalmente, el Capítulo 6, comprende el estudio de bombas centrífugas, clasificación, punto de funcionamiento y su selección en función de las características del sistema, garantizando que la bomba pueda generar una presión lo suficientemente alta como para superar la resistencia hidráulica del sistema de tuberías: válvulas, codos, uniones, entre otros.

CONTENIDO

CAPÍTULO I	2
1 Propiedades de los Fluidos	2
1.1 Densidad	3
1.2 Peso Específico	5
1.3 Densidad Relativa, Gravedad Específica	6
1.4 Temperatura.....	8
1.5 Presión.....	9
1.6 Viscosidad.....	12
1.7 Tipos de Fluidos.....	17
Ejercicios de Aplicación 1.....	20
CAPÍTULO II	25
2 Ecuación de Bernoulli	25
2.1 Energía Cinética	29
2.2 Energía Potencial	30
2.3 Energía de Flujo	30
Ejercicio de Aplicación 2.....	32
Ejercicio de Aplicación 3.....	33
Ejercicio de Aplicación 4.....	35
CAPÍTULO III	40
3 Pérdidas por Longitud de Tubería	40
3.1 Ecuación de Darcy	40
3.1.1 Factor de Fricción.....	42
3.1.2 Número de Reynolds.....	44
3.1.3 Diámetro Nominal.....	45
Ejercicio de Aplicación 5.....	49
Ejercicio de Aplicación 6.....	52
CAPÍTULO IV	59
4 Pérdidas por Accesorios	59
4.1 Ábacos de Coeficientes.....	60
Ejercicio de Aplicación 7.....	63
Ejercicio de Aplicación 8.....	69
Ejercicio de Aplicación 9.....	71
Ejercicio de Aplicación 10.....	75
Ejercicio de Aplicación 11.....	78

CAPÍTULO V	84
5 Introducción	84
5.1 Clasificación de las Válvulas	86
5.1.1 Válvula de Compuerta	87
5.1.2 Válvula de Mariposa	87
5.1.3 Válvula de Bola o Esfera	88
5.1.4 Válvula de Retención	89
5.1.5 Válvula Reductora de Presión	90
5.2 Criterios de Selección de una Válvula	92
5.3 Cavitación en Válvulas	95
5.4 Caracterización Hidráulica.....	99
5.5 Coeficiente en función del Caudal.....	101
Ejercicio de Aplicación 12.....	101
5.6 Coeficiente Adimensional de Pérdidas	105
Ejercicio de Aplicación 13.....	107
5.7 Coeficiente $k Q^2$	114
Ejercicio de Aplicación 14.....	115
Ejercicio de Aplicación 15.....	117
Ejercicio de Aplicación 16.....	128
CAPÍTULO VI	141
6. Bombas Centrífugas.....	141
6.1 Elementos constitutivos de una Bomba Centrífuga.....	144
6.2 Clasificación de las Bombas.....	146
6.3 Bombas Horizontales.....	147
6.4 Bombas Verticales.....	149
6.5 Bombas Centrífugas Monocelulares, Multicelulares.....	150
6.6 Curvas Características de una Bomba Centrífuga.....	152
6.6.1 Potencia Hidráulica.....	156
6.6.2 Curva de Rendimiento o Eficiencia de una Bomba Centrífuga.....	159
Ejercicio de Aplicación 17.....	161
6.7 Cavitación Bombas Centrífugas (NPSH).....	166
6.8 Curva Resistente de la Instalación	169
6.9 Punto de Funcionamiento	172
6.10 Selección de una Bomba Centrífuga (Fluido Agua).....	176
6.10.1 Selección preliminar de la Bomba Hidráulica	176
6.10.2 Selección de la Bomba Hidráulica.....	177
6.10.3 Procedimiento para la selección de una Bomba Centrífuga.....	179
6.10.4 Simbología para la resolución de los Ejercicios de Aplicación.....	179
Ejercicio de Aplicación 18.....	181
Ejercicio de Aplicación 19.....	186
Ejercicio de Aplicación 20.....	191
Ejercicio de Aplicación 21.....	200
Ejercicio de Aplicación 22.....	205
Ejercicio de Aplicación 23.....	208
BIBLIOGRAFÍA	216

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Figura 1.	Enlaces Intermoleculares.....	2
Figura 2.	Cambios de estado.....	3
Figura 3.	Secuencia cálculo de la densidad.....	4
Figura 4.	Laboratorio de densidad.....	4
Figura 5.	Isacc Newton (1666).....	5
Figura 6.	Laboratorio de Peso específico.....	5
Figura 7.	Hidrómetro.....	6
Figura 8.	Sumatoria de Fuerzas en Y.....	7
Figura 9.	Escalas de Temperatura.....	9
Figura 10.	Barómetro.....	10
Figura 11.	Manómetro digital PCE.....	10
Figura 12.	Diagrama de Presiones.....	11
Figura 13.	Presión de 0,02 bares, temperatura aproximada de 18 °C.....	12
Figura 14.	Fuerza de Rozamiento Interna.....	12
Figura 15.	Tipos de Viscosidad.....	13
Figura 16.	Perfil de Velocidades.....	13
Figura 17.	Viscosidad de diferentes aceites.....	14
Figura 18.	Viscosidad Absoluta o dinámica en función de la temperatura.....	16
Figura 19.	Esfuerzo Cortante vs Gradiente de Velocidades.....	17
Figura 20.	Fluidos Newtonianos.....	17
Figura 21.	Esfuerzo Cortante vs Gradiente de Velocidades (Plástico de Bingham).....	18
Figura 22.	Ejemplos de fluidos (Plástico de Bingham).....	18
Figura 23.	Esfuerzo Cortante vs Gradiente de Velocidades (Pseudoplástico).....	19
Figura 24.	Ejemplos de fluidos (Pseudoplástico).....	19
Figura 25.	Esfuerzo Cortante vs Gradiente de Velocidades (Dilatante).....	20
Figura 26.	Esfuerzo Cortante vs Velocidad de Corte (Datos experimentales).....	21
Figura 27.	Viscosidad vs Velocidad de Corte (Datos experimentales) Fluido Dilatante.....	22
Figura 28.	Estudio de la Mecánica de Fluidos.....	23
Figura 29.	Flujo a lo largo de una línea de corriente.....	25
Figura 30.	Ecuación de Bernoulli.....	27
Figura 31.	Alturas Ecuación de Bernoulli.....	29
Figura 32.	Aplicación Ecuación de Bernoulli.....	31
Figura 33.	Esquema Aplicación Ecuación de Bernoulli.....	32

Figura 34.	Transporte de Gasolina.....	33
Figura 35.	Esquema Ejercicio Sifón.....	35
Figura 36	Detalle Sifón.....	35
Figura 37.	Puntos de análisis B, C, D.....	36
Figura 38.	Fluido Laminar.....	41
Figura 39.	Perfil de Velocidades Flujo Laminar.....	41
Figura 40.	Fluido Turbulento.....	41
Figura 41.	Perfil de Velocidades Flujo Turbulento.....	42
Figura 42.	Esquema Pérdidas por longitud de tubería.....	49
Figura 43.	Resultados.....	51
Figura 44.	Instalación de las Tuberías.....	52
Figura 45.	Desdoblar la tubería.....	55
Figura 46.	Resultados desdoblar la tubería.....	57
Figura 47.	Ejercicio de Aplicación.....	61
Figura 48.	Longitud Equivalente (m).....	62
Figura 49.	Esquema de la Instalación.....	63
Figura 50.	Obtención de las longitudes Equivalentes.....	67
Figura 51.	Esquema Sistema de Tuberías.....	69
Figura 52.	Esquema del Sistema de Riego.....	71
Figura 53.	Aspersores.....	72
Figura 54.	Detalles del caudal por cada tramo de tubería.....	73
Figura 55.	Presión Máxima y Mínima.....	74
Figura 56.	Instalación sistema.....	75
Figura 57.	Esquema Instalación.....	78
Figura 58.	Conducciones posibilidades.....	81
Figura 59.	Pérdidas Accesorios (Válvula).....	82
Figura 60.	Tipos de Válvulas.....	85
Figura 61.	Advertencia Mantenimiento.....	85
Figura 62.	Válvula de Seguridad (Gas Petróleo).....	86
Figura 63.	Válvula de Compuerta.....	87
Figura 64.	Operación de la Válvula de Mariposa.....	88
Figura 65.	Válvula de Bola.....	88
Figura 66.	Válvula Check.....	89
Figura 67.	Válvula Check (Cierre Rápido, Lento).....	90

Figura 68.	Reguladores de Presión (Set Point).....	91
Figura 69.	Instalación Típica Válvula Bermad.....	91
Figura 70	Proceso de Selección de una Válvula.....	92
Figura 71.	Tipos de Válvulas Selección.....	94
Figura 72.	Proceso de la Cavitación.....	96
Figura 73.	Implosión de las Burbujas.....	97
Figura 74.	Curva de Presión de Vapor de Agua.....	97
Figura 75.	Típica Apariencia Cavitación.....	98
Figura 76.	Grafica de Cavitación.....	98
Figura 77.	Diagrama de Cavitación.....	99
Figura 78.	Comparación de las características de la Válvula de Control.....	100
Figura 79.	Pérdidas en la Válvula.....	101
Figura 80.	Características Internas de la Válvula.....	103
Figura 81.	Coeficiente de Flujo Cv (Sistema Inglés).....	103
Figura 82.	Coeficiente de Flujo kv, Cv =1,155 kv.....	104
Figura 83.	Coeficiente de flujo kv/kvo.....	104
Figura 84.	Válvula de Paso Anular. Ideales para Regulación.....	106
Figura 85.	Tipos de Válvula Anular.....	106
Figura 86.	Corona de Aletas, Cilindro Ranurado Coeficiente k adimensional.....	106
Figura 87.	Perfil de la Conducción (Aducción por Gravedad).....	107
Figura 88.	Línea piezométrica sin válvula en conducción.....	108
Figura 89.	Caudal Máximo con una presión de 5 mca en el punto crítico 2.....	109
Figura 90.	Presión de entrada y salida de la Válvula.....	111
Figura 91.	Ábaco porcentaje de apertura de la Válvula en V.....	113
Figura 92.	Corona de Aletas Coeficiente k adimensional (Apertura).....	114
Figura 93.	Esquema cultivo de Zanahorias.....	117
Figura 94.	Ábaco porcentaje de apertura de la Válvula en V.....	118
Figura 95.	Esquema Caudales Aspersiones.....	119
Figura 96.	Diámetros, Pérdidas por longitud de tubería.....	123
Figura 97.	Presión constante en el Punto 0 de 85 mca.....	123
Figura 98.	Presión antes y después de la Válvula.....	124
Figura 99.	Apertura de la Válvula V.....	126
Figura 100.	Apertura de la Válvula V.....	126

Figura 101.	Apertura de la Válvula V.....	127
Figura 102.	Resultados Presiones manométricas sectores.....	127
Figura 103	Ábaco porcentajes de apertura de la Válvula.....	128
Figura 104.	Gráfica de Cavitación.....	129
Figura 105.	Ábaco porcentaje de apertura de la Válvula en V.....	130
Figura 106.	Índice de Cavitación de la Válvula.....	131
Figura 107.	Ábaco porcentaje de apertura de la Válvula en V.....	132
Figura 108.	Índice de Cavitación de la Válvula.....	133
Figura 109.	Ábaco porcentaje de apertura de la Válvula en V.....	134
Figura 110.	Índice de Cavitación de la Válvula.....	135
Figura 111.	Ábaco porcentaje de apertura de la Válvula en V.....	136
Figura 112.	Índice de Cavitación de la Válvula.....	137
Figura 113.	Ábaco porcentaje de apertura de la Válvula en V.....	138
Figura 114.	Índice de Cavitación de la Válvula.....	139
Figura 115.	Válvula Reductora de Presión.....	139
Figura 116.	Aplicaciones Bombas.....	141
Figura 117.	Tipos de Bombas.....	142
Figura 118.	Funcionamiento Bomba Centrífugas.....	142
Figura 119.	Clasificación de las Bombas Centrífugas.....	143
Figura 120.	Altura y Caudal para diferentes tipos de Bombas.....	143
Figura 121.	Elementos Constitutivos de una Bomba Centrífuga.....	144
Figura 122.	Partes principales Bomba Pedrollo.....	144
Figura 123.	Bomba Centrífuga.....	146
Figura 124.	Bomba de Engranajes.....	146
Figura 125.	Bomba Monoblock.....	147
Figura 126.	Bomba de Eje Libre.....	148
Figura 127.	Acople Básico.....	148
Figura 128.	Acople Espaciador.....	148
Figura 129.	Bombas Verticales.....	149
Figura 130.	Bomba Multietapa.....	150
Figura 131.	Elemento constitutivos Bomba Multietapa.....	150
Figura 132.	Curvas Características de una Bomba Multietapa.....	151
Figura 133.	Lectura de las Gráficas de la Bomba.....	152

Figura 134.	Detalles importantes Sistema de Bombeo.....	152
Figura 135.	Banco de Pruebas Curvas Características.....	154
Figura 136.	Datos Experimentales.....	155
Figura 137.	Curvas Motrices o Características. H/Q.....	155
Figura 138.	Potencias en un Grupo de Bombeo.....	157
Figura 139.	Curvas de Isorendimiento.....	160
Figura 140.	Datos del Catálogo.....	161
Figura 141.	Puntos para extraer datos.....	161
Figura 142.	Línea de Tendencia Curva H/Q (Polinomial 2do Grado).....	162
Figura 143.	Línea de Tendencia Curva Rendimiento (Polinomial 2do Grado).....	163
Figura 144.	Curvas Catálogo.....	163
Figura 145.	NPSH requerido Catálogo.....	166
Figura 146.	Instalación con carga positiva.....	167
Figura 147.	Instalación con carga negativa.....	168
Figura 148.	Curva Resistente de la Instalación.....	169
Figura 149.	Desnivel Láminas de agua.....	169
Figura 150.	Desnivel Láminas de agua.....	170
Figura 151.	Desnivel punto de consumo.....	170
Figura 152.	Desnivel tanque presurizado.....	170
Figura 153.	Sistema de Bombeo (Casas Domiciliarias).....	171
Figura 154.	Punto de Funcionamiento.....	172
Figura 155.	Instalación Recomendada.....	173
Figura 156.	Manómetro, Vacuómetro.....	173
Figura 157.	Disminución de Pérdidas Hr.....	174
Figura 158.	Aumento de Pérdidas Hr.....	174
Figura 159.	Válvula de Compuerta.....	174
Figura 160.	Nivel del Tanque Baja.....	175
Figura 161.	Nivel del Tanque Sube.....	175
Figura 162.	Variación de la Lámina de Agua en el Depósito.....	175
Figura 163.	Preselección Bombas ideal, 3550 rpm, 60 Hz.....	176
Figura 164.	Preselección Bombas ideal, 1750 rpm, 60 Hz.....	177
Figura 165.	Selección Bombas ideal RNI 100-20, 1760 rpm, 60 Hz.....	178
Figura 166.	Puntos de análisis.....	181

Figura 167.	Preselección Caudal 240 m ³ /h, Altura 78,76 m.....	183
Figura 168.	Preselección Caudal 240 m ³ /h, Altura 78,76 m (RNI 125-50).....	184
Figura 169.	Bomba Centrífuga RNI 125-50 Bombas ideal.....	184
Figura 170.	Selección Bombas ideal RNI 125-50, 1760 rpm, 60 Hz.....	185
Figura 171.	Esquema sistema de bombeo.....	186
Figura 172.	Diagrama preselección de la Bomba.....	186
Figura 173.	Preselección Caudal 80 l/s, Altura 40 m (RNI 125-50).....	188
Figura 174.	Bomba Centrífuga RNI 100-25 Bombas ideal.....	188
Figura 175.	Instalación recomendada.....	189
Figura 176.	Instalación aspiración.....	190
Figura 177.	Esquema sistema de bombeo.....	191
Figura 178.	Preselección Bomba Pedrollo.....	191
Figura 179.	Preselección Caudal 50 l/s, Altura 77,848 m (F80/250).....	193
Figura 180.	Bomba Centrífuga F80-250 Bombas Pedrollo.....	194
Figura 181.	Puntos para extraer datos.....	195
Figura 182.	Línea de Tendencia Curva H/Q (Polinomial 2do Grado).....	196
Figura 183.	Comparación Curvas Características de la Bomba seleccionada.....	199
Figura 184.	Sistema de Bombeo Instalación.....	200
Figura 185.	Preselección Caudal 100 l/s, Altura 37,669 m (150-40).....	202
Figura 186.	Bomba Centrífuga RNI 150-40 Bombas ideal.....	202
Figura 187.	Alternativas NPSH disponible en la instalación.....	204
Figura 188.	Sistema de Bombeo Depósitos.....	205
Figura 189.	Abastecimiento a la Red.....	209
Figura 190.	Ábaco porcentajes de apertura de la Válvula.....	209
Figura 191.	Colocación Válvula Reguladora de Presión.....	213
Figura 192.	Ábaco porcentajes de apertura de la Válvula.....	214

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.	Tabla 1. Propiedades del Agua (101 kPa (abs)).....	15
Tabla 2.	Propiedades de Líquidos Comunes (101 kPa (abs) y 25°C).....	15
Tabla 3.	Datos experimentales.....	20
Tabla 4.	Cálculo de la Viscosidad.....	21
Tabla 5.	Velocidades Recomendadas en tuberías para diversas aplicaciones.....	32
Tabla 6.	Valores de la Rugosidad Absoluta.....	43
Tabla 7.	Rangos Número de Reynolds.....	44
Tabla 8.	Tubería sin Costura CEDULA 20 ASTM 106 Gr. B/A53/API 5L.....	45
Tabla 9.	Tubería sin Costura CEDULA 40 ASTM 106 Gr. B/A53/API 5L.....	46
Tabla 10.	Tubería sin Costura CEDULA 80 ASTM 106 Gr. B/A53/API 5L.....	46
Tabla 11.	Tuberías BIAX de Plastigama.....	47
Tabla 12.	Equivalentes de tamaño de tubería NPS y DN.....	47
Tabla 13.	Diámetros Comerciales.....	52
Tabla 14.	Iteraciones factor de fricción (Ecuación de Swamee).....	53
Tabla 15.	Iteraciones factor de fricción (Ecuación de Colebrook).....	53
Tabla 16.	Coefficiente de Pérdida adimensional.....	60
Tabla 17.	Resistencia de accesorios expresada en longitud equivalente en diámetros de tubería L_e/D	61
Tabla 18.	Accesorios de la Instalación k adimensional.....	65
Tabla 19.	Accesorios de la Instalación, longitud equivalente en diámetros de tubería L_e/D	66
Tabla 20.	Accesorios de la Instalación, longitud equivalente.....	68
Tabla 21.	Pérdidas Totales (Resumen).....	68
Tabla 22.	Datos de k adimensional Ejercicio.....	69
Tabla 23.	Accesorios de 30 cm.....	70
Tabla 24.	Accesorios de 15 cm.....	70
Tabla 25.	Precios de las Tuberías.....	71
Tabla 26.	Solución más Económica.....	74
Tabla 27.	Accesorios tubería de 103,18 mm (4 plg).....	76
Tabla 28.	Accesorios tubería de 157,18 mm (6 plg).....	76
Tabla 29.	Iteraciones factor de fricción, diámetro de 103,18 mm (4 plg).....	77
Tabla 30.	Iteraciones factor de fricción, diámetro de 157,18 mm (6 plg).....	77

Tabla 31.	Accesorios de la Instalación, longitud equivalente en diámetros de tubería Le/D.....	81
Tabla 32.	Guía de Selección, Aplicación (150LB - 600LB).....	93
Tabla 33.	Materiales para el Servicio.....	94
Tabla 34.	Valores de kvo (Válvula 100% abierta).....	105
Tabla 35.	Perfil Longitudinal (Cotas).....	108
Tabla 36.	Diámetros nominales de las válvulas.....	113
Tabla 37.	kvo para las válvulas (VRP).....	118
Tabla 38.	Válvula de paso Anular kvo.....	118
Tabla 39.	Apertura de la Válvula kv/kvo.....	125
Tabla 40.	Resultados Válvulas Sectores.....	125
Tabla 41.	Aperturas de las Válvulas en los Sectores (A, B, C).....	127
Tabla 42.	Presiones de Entrada y Caudal.....	128
Tabla 43.	Coefficientes de pérdidas 100% abierta.....	128
Tabla 44.	Datos Ejercicio.....	129
Tabla 45.	Datos de la Válvula 1 (Solución en Serie).....	135
Tabla 46.	Datos de la Válvula 2 (Solución en Serie).....	137
Tabla 47.	Datos Caudal, Altura.....	154
Tabla 48.	Datos de Altura, Caudal.....	162
Tabla 49.	Datos de Rendimiento, Caudal.....	162
Tabla 50.	Datos de Altura, Caudal Mínimos Cuadrados (Paso 1).....	164
Tabla 51.	Datos de Altura, Caudal Mínimos Cuadrados (Paso 2).....	164
Tabla 52.	Datos de Altura, Caudal Mínimos Cuadrados (Paso 3).....	165
Tabla 53.	Influencia de la altitud en la Presión Atmosférica y el Punto de ebullición.....	167
Tabla 54.	Presión de vapor del Agua.....	168
Tabla 55.	Elementos de una Instalación Recomendada.....	173
Tabla 56.	Simbología.....	179
Tabla 57.	Instalación Recomendada Bombas Ideal.....	189
Tabla 58.	Datos de Altura, Caudal.....	196
Tabla 59.	Datos de Altura, Caudal Mínimos Cuadrados (Paso 1).....	197
Tabla 60.	Datos de Altura, Caudal Mínimos Cuadrados (Paso 2).....	197
Tabla 61.	Datos de Altura, Caudal Mínimos Cuadrados (Paso 3).....	197
Tabla 62.	Tarifas de la Energía Eléctrica.....	205
Tabla 63.	Costos Apartado 1.....	207

CAPÍTULO

1

PROPIEDADES

DE LOS

FLUÍDOS



CAPÍTULO I

PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS

Las propiedades de los fluidos determinan cómo pueden usarse los fluidos en Ingeniería y tecnología, a su vez determinan el comportamiento de la dinámica de los fluidos.

A nivel general se necesitan varios conceptos para proporcionar una descripción adecuada de las propiedades de los fluidos que se pueden utilizar en cálculos de Ingeniería. Las propiedades fundamentales son: temperatura, densidad y composición. Las propiedades de los fluidos se dividen en dos grupos principalmente (Propiedades Intensivas y Propiedades Extensivas). La masa y el volumen son ejemplos de propiedades extensivas, que son propiedades que dependen de la cantidad de material. La densidad, la temperatura y la presión son ejemplos de propiedades intensivas. Una propiedad intensiva es una propiedad fluida que es independiente de la cantidad de material.

1. Propiedades de los fluidos

Dado que los fluidos independientemente de la naturaleza de los mismos son la principal materia prima en la mayoría de los procesos de producción resulta importante conocer y caracterizar a los fluidos para realizar un estudio tanto numérico como físico adecuado en vista que las propiedades de los fluidos determinará su comportamiento tanto real como numérico en el desarrollo de un análisis numérico y por esta razón resulta indispensable su caracterización.

Los fluidos pueden ser analizados tanto a escala microscópica como macroscópica. Un análisis microscópico involucra que el fluido sea discontinuo, si se analizaría cada uno de los átomos se encontrarían todas las partículas subatómicas características, sin embargo suele caracterizarse un fluido como continuo a partir de un volumen que garantice que las propiedades se definan con unas variaciones mínimas manteniendo de esta manera las propiedades a una escala constante.

Dicho lo anterior, se indica que el comportamiento macroscópico del fluido hace referencia a propiedades uniformemente repartidas a lo largo del tiempo en forma continua y que pueden ser representadas para un volumen de control (zona de estudio) por medio de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales que pueden ser desarrolladas en base a métodos numéricos existentes entre los cuales destacan: Método de Euler, método de Heun y Runge-Kutta.

Para el análisis y diseño de los distintos procesos productivos se asume una hipótesis de flujo continuo la cual enuncia que existe un cierto volumen a partir de la cual todas las magnitudes en principio cambian sustancialmente, permanecerán constantes, Domingo (2011).

Fluido: Toda sustancia fácilmente deformable. El líquido se adapta a la forma del recipiente que lo contiene. Además, tiene la capacidad de fluir de trasladarse. Enlaces intermoleculares (fuertes, débiles).

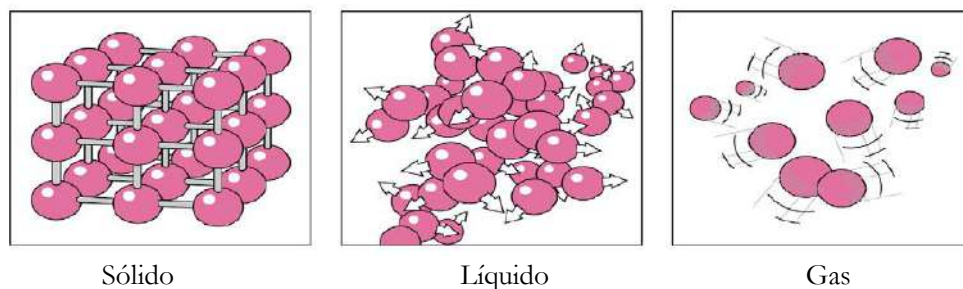


Figura 1. Enlaces Intermoleculares

En el Laboratorio Virtual de PERUEDUCA se puede observar los estados de la materia y el comportamiento de los enlaces intermoleculares al variar la temperatura de 0 a 100 °C. Disponible en: <http://www.perueduca.pe/recursosedu/objetos-de-aprendizaje/secundaria/cta/los-cambios-de-estado/index.html>

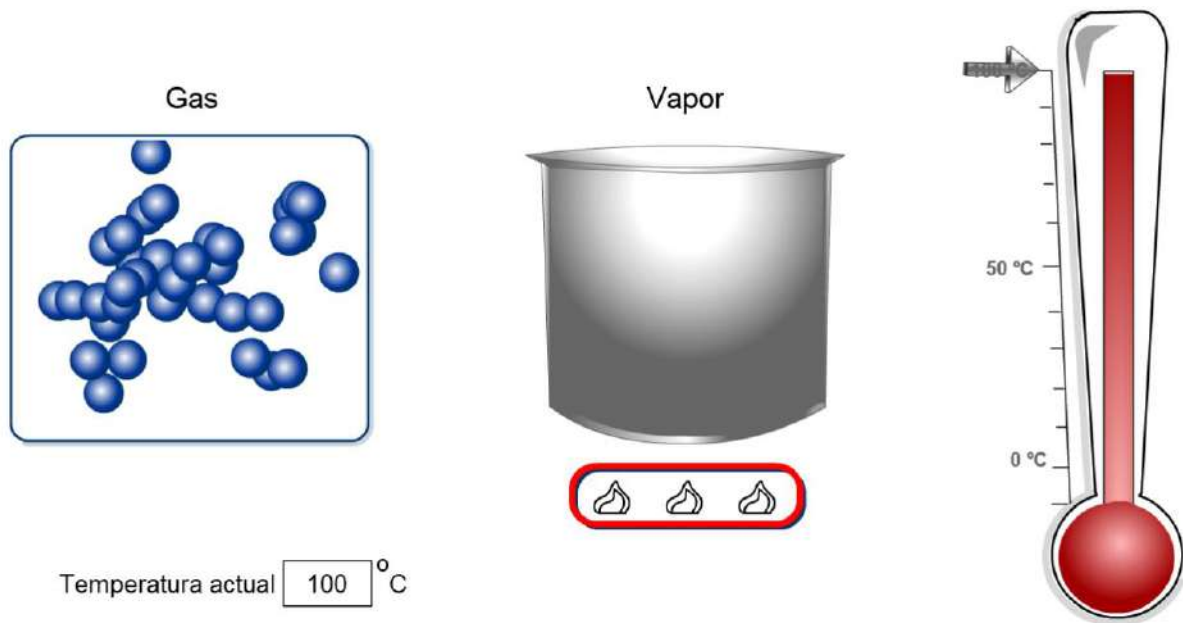


Figura 2. Cambios de estado
Fuente: Perueduca

El término fluido incluye tanto líquidos como gases. La principal diferencia entre un líquido y un gas es que el volumen de un líquido permanece definido porque toma la forma de la superficie en la que entra en contacto, mientras que un gas ocupa el espacio completo disponible en el recipiente en el que se encuentra mantenido. En hidráulica, el fluido a considerar es líquido, por lo que examinaremos algunos términos y propiedades de los líquidos.

- ✓ Densidad
- ✓ Peso Específico
- ✓ Densidad Relativa, Gravedad Específica
- ✓ Temperatura
- ✓ Presión
- ✓ Viscosidad



1.1 Densidad

La densidad y el peso específico hacen referencia a la cantidad de masa y peso que puede formar parte de una unidad de volumen respectivamente. La inversa de la densidad corresponde al volumen específico, las ecuaciones describen los conceptos antes señalados.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1-1)$$

En el SI (Sistema internacional) la densidad viene expresadas en kg/m³. Se denota con la letra ρ (Rho).

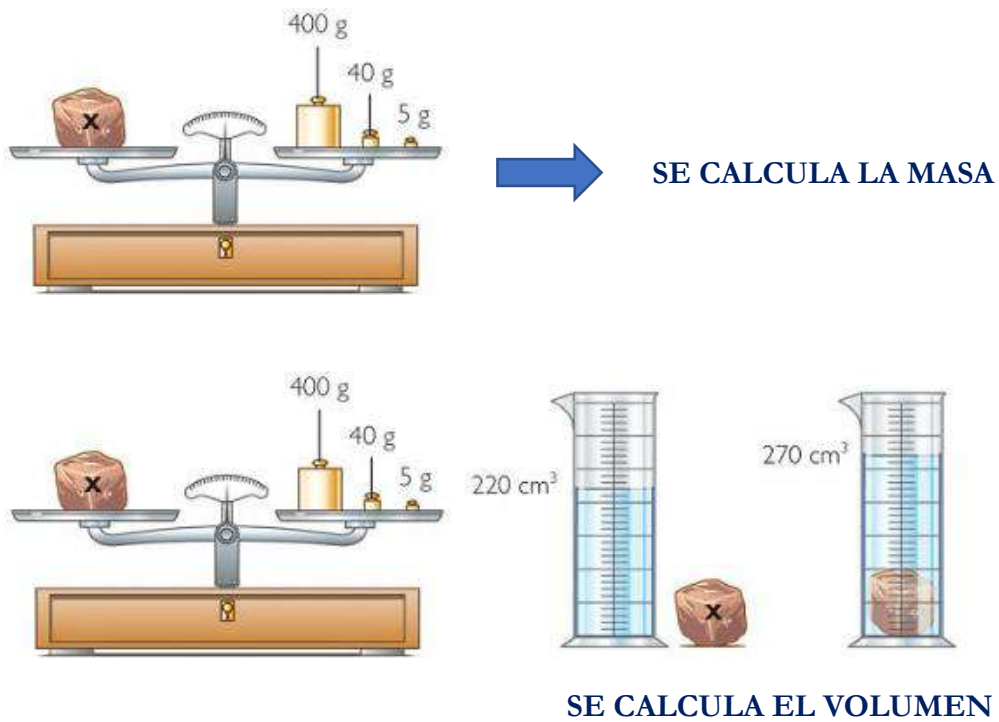


Figura 3. Secuencia cálculo de la densidad

En el Laboratorio Virtual de EDUCAPLUS se puede observar la secuencia del cálculo de la densidad de distintos elementos. Primero se calcula la masa para posteriormente verificar el volumen. Disponible en: <http://www.educaplus.org/game/laboratorio-de-densidad>



Figura 4. Laboratorio de densidad
Fuente: Educaplus

1.2 Peso Específico

El peso es la fuerza con la que el cuerpo es atraído hacia el centro de la Tierra por la acción de la gravedad. El peso específico es el peso por unidad de volumen, y además depende de la aceleración de la gravedad.

$$\gamma = \frac{W}{V} \quad (1-2)$$



Figura 5. Isacc Newton (1666)

En el SI (Sistema internacional) la densidad viene expresadas en kg/m^3 . Se denota con la letra γ (Gamma).

En el Laboratorio Virtual de PHET.COLORADO se puede observar la secuencia del cálculo del peso específico de distintos elementos. Primero se calcula la masa se multiplica por la gravedad y se divide para el volumen. Disponible en: https://phet.colorado.edu/sims/density-and-buoyancy/density_es.html

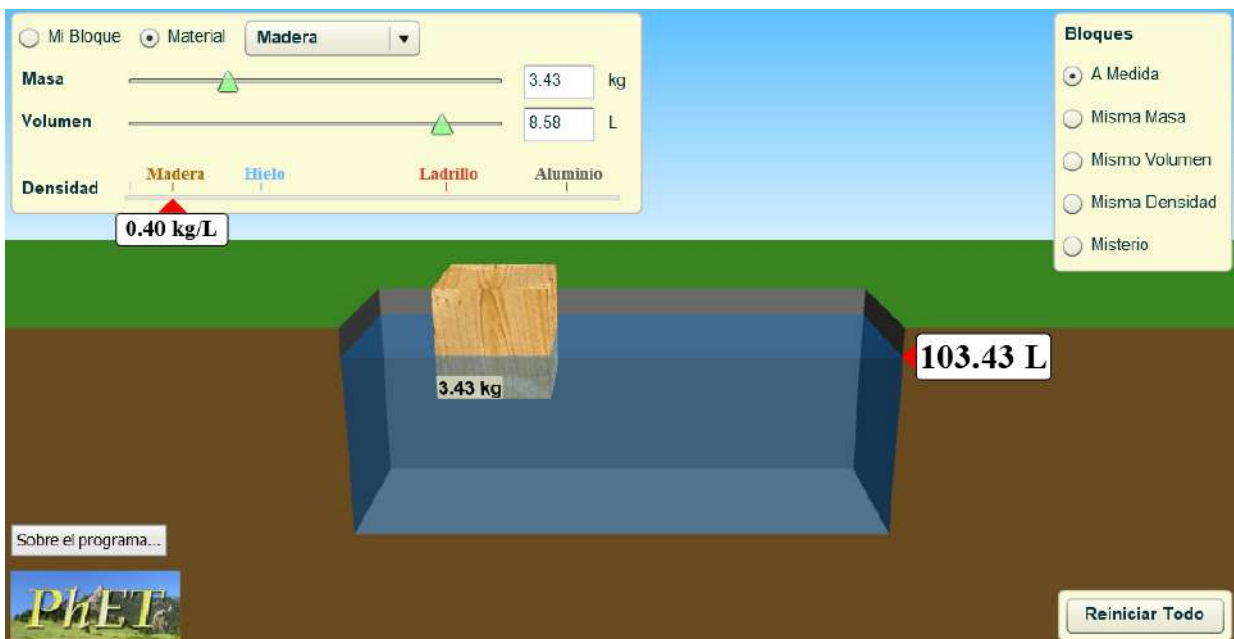


Figura 6. Laboratorio de Peso específico

Fuente: Phet Colorado

1.3 Densidad Relativa, Gravedad Específica

La gravedad específica es el cociente de la densidad de una sustancia entre la densidad del agua a 4 °C. Además, es el cociente del peso específico de una sustancia entre el peso específico del agua a 4 °C. Hay que recordar que el peso específico es la cantidad de peso por unidad de volumen de una sustancia.

$$SG = DR = \frac{\rho_{fluido}}{\rho_{agua a 4\text{ }^{\circ}\text{C}}} \quad (1-3)$$

$$SG = DR = \frac{\gamma_{fluido}}{\gamma_{agua a 4\text{ }^{\circ}\text{C}}} \quad (1-4)$$

En el SI (Sistema internacional) la densidad relativa o gravedad específica es adimensional. Se denota con las letras **SG** o **DR**.

La densidad del agua a 4 °C en el Sistema Internacional es de 1.000 kg/m³ y del Peso específico es de 9.810 N/m³. La densidad del agua a 4 °C en el Sistema Inglés es de 1,94 slug/pie³ y del Peso específico es de 62,4 lb_f/pie³.

Un hidrómetro, es un instrumento de medición que sirve para determinar la densidad relativa o gravedad específica de los líquidos sin necesidad de calcular antes su masa y volumen. Normalmente, está hecho de vidrio y consiste en un cilindro hueco con un bulbo pesado en su extremo para que pueda flotar en posición vertical.

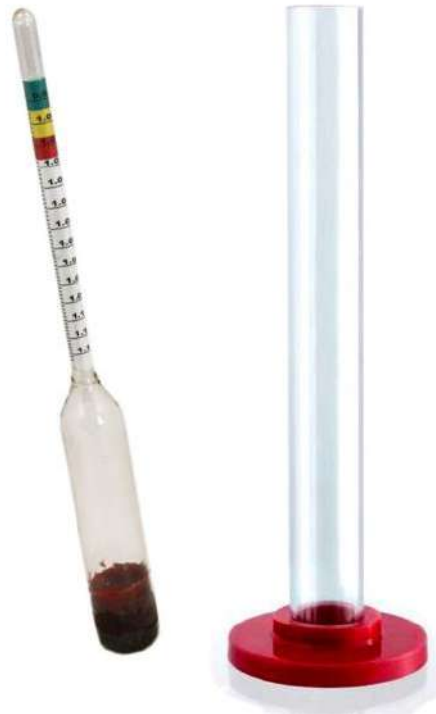


Figura 7. Hidrómetro
Fuente: Promo Lab (2010)

La medida o altura que el hidrómetro se sumerge determina la densidad del fluido en cuestión, para demostrarlo es necesario hacer una sumatoria de fuerzas en el eje y para el hidrómetro:

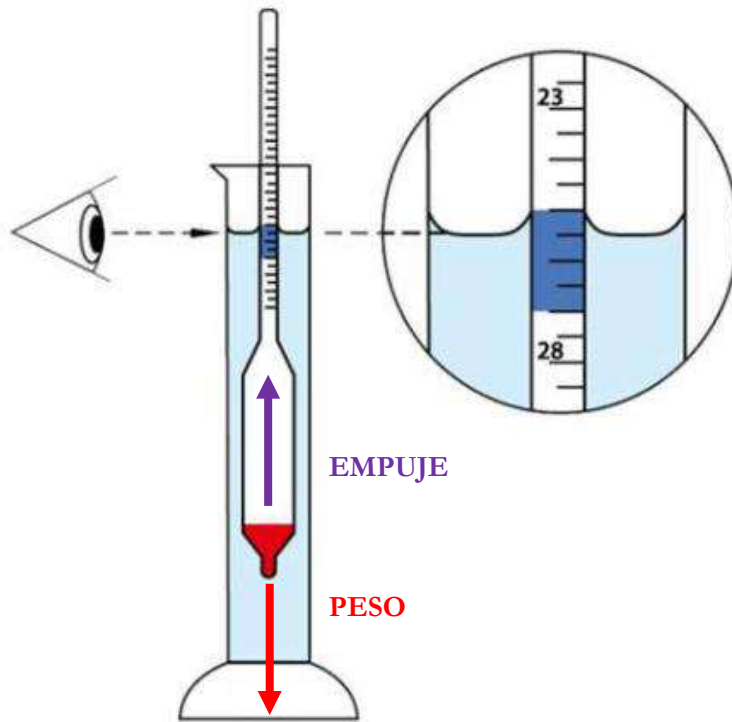


Figura 8. Sumatoria de Fuerzas en Y

$$F_{empuje} - W = 0 \quad (1-5)$$

$$F_{empuje} = W \quad (1-6)$$

$$m_{fluido} g = m_{hidrómetro} g \quad (1-7)$$

$$m_{fluido} = m_{hidrómetro} \quad (1-8)$$

Ahora supongamos que tenemos dos fluidos con gravedades específicas distintas A y B, si aplicamos la ecuación (1-8) a cada uno de ellos obtendremos:

$$m_{fluido A} = m_{hidrómetro} \quad (1-9)$$

$$m_{fluido B} = m_{hidrómetro} \quad (1-10)$$

Si igualamos las ecuaciones (1-9) y (1-10) resultará:

$$m_{fluido A} = m_{fluido B} \quad (1-11)$$

Además, sabemos por medio de la ecuación (1-1) que la masa es igual al volumen por densidad, entonces:

$$V_A \rho_A = V_B \rho_B \quad (1-12)$$

Al tratarse de tubos o cilindros el volumen está dado por la ecuación (1-13):

$$V = \frac{\pi D^2}{4} h \quad (1-13)$$

Donde h es altura, aplicando la ecuación (1-13) a la ecuación (1-12) se obtiene lo siguiente:

$$\frac{\pi D^2}{4} h_A \rho_A = \frac{\pi D^2}{4} h_B \rho_B$$
$$h_A \rho_A = h_B \rho_B \quad (1-14)$$

La ecuación (1-15) es la fórmula de la gravedad específica (SG o DR) en donde el fluido de referencia es el agua a 4 °C de temperatura y una (1) atmósfera de presión:

$$\frac{h_{agua}}{h_{fluido}} = \frac{\rho_{fluido}}{\rho_{agua}} \quad (1-15)$$

$$SG = DR = \frac{h_{agua}}{h_{fluido}} = \frac{\rho_{fluido}}{\rho_{agua a 4\text{ °C}}} = \frac{\gamma_{fluido}}{\gamma_{agua a 4\text{ °C}}} \quad (1-16)$$

De esta manera se puede comprobar que para medir la gravedad específica de un fluido desconocido con ayuda del hidrómetro, es necesario únicamente saber cuánto se sumerge el instrumento en el agua y en el fluido deseado, después aplicamos una relación y obtenemos la gravedad específica.

1.4 Temperatura

Magnitud referida a la noción de calor medible mediante un termómetro. El agua se congela a los 0 °C, y hierve a los 100 °C.

Punto de Ebullición: instante en el cual se produce el cambio de estado de una materia que pasa de líquido a gaseoso.

Punto de Fusión: instante en el cual se produce el cambio de estado de una materia que pasa de sólido a líquido.

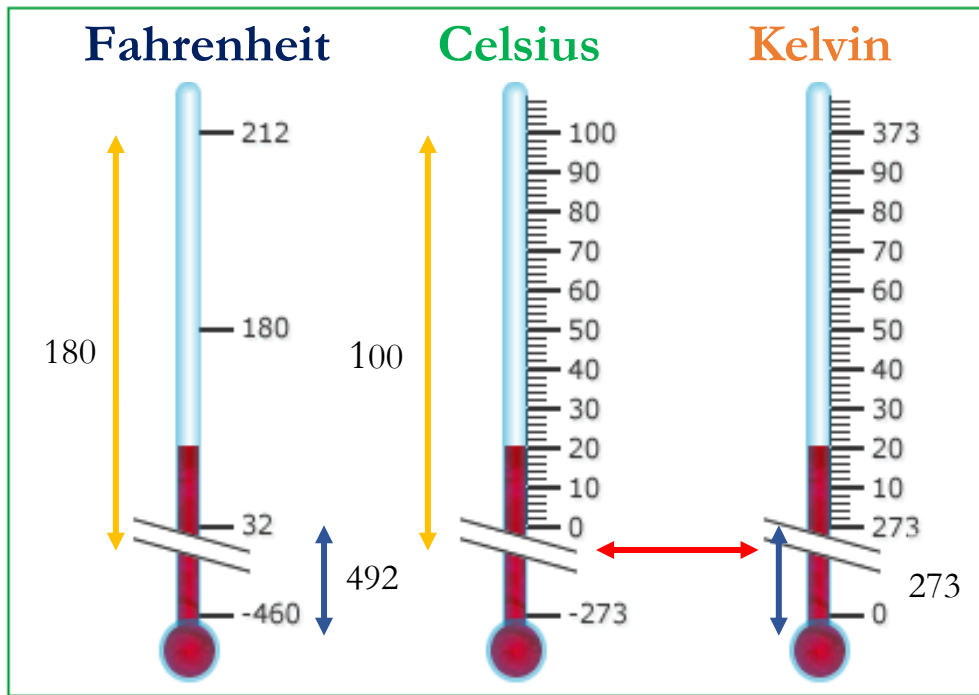


Figura 9. Escalas de Temperatura

- ✓ El agua se congela a los 0 °C y hierve a los 100 °C.
- ✓ El agua se congela a los 32 °F y hierve a los 212 °C.

La conversión de algunas escalas necesarias se presenta a continuación:

$$^{\circ}K = ^{\circ}C + 273 \quad (1-17)$$

$$^{\circ}F = 1,8 ^{\circ}C + 32 \quad (1-18)$$

$$^{\circ}F = 1,8 ^{\circ}K - 460 \quad (1-19)$$

1.5 Presión

Se define como la fuerza que se ejerce sobre una unidad de área. La fuerza actúa de manera perpendicular al área.

$$P = \frac{F}{A} \quad (1-20)$$

En el SI (Sistema internacional) la fuerza viene expresadas en Pascal (Pa) que se lo conoce como (N/m²).

Tipos de Presiones

Para los cálculos que involucran presiones de fluidos, las mediciones deben tomar en cuenta una presión de referencia, se la puede realizar a través de presiones absolutas (Presión atmosférica + Presión manométrica) o mediante manométricas (Presión que marca el instrumento de medida “manómetro”), Gillain (2002).

Presión Atmosférica

La magnitud real de la presión atmosférica varía según la ubicación y las condiciones climáticas, El rango de variación normal cerca de la superficie de la Tierra es de aproximadamente 0,95 a 1,05 bar absolutos (bar) o de 13,96 a 15,43 psi. A nivel del mar la presión atmosférica estándar es 1,013 bar o 14,7 psi absolutos (bar a o psia). Es la presión ejercida por el aire en cualquier punto de la atmósfera (Barómetro – Torricelli).

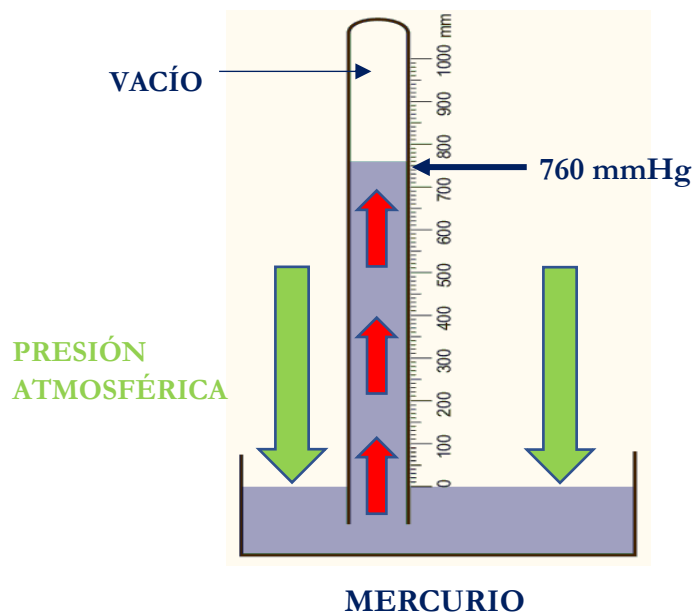


Figura 10. Barómetro

Presión Manométrica

La presión manométrica es la presión dentro del medidor (interior de la tubería) que excede la presión atmosférica circundante. Es una medida de la fuerza por unidad de área ejercida por un fluido, comúnmente indicada en unidades de bar o psi.



Figura 11. Manómetro digital PCE

Fuente: PCE Instruments (2018)

Presión Absoluta

Es la presión total ejercida por un fluido. Es igual a la presión atmosférica más la manométrica, indicada en unidades de bar (bar absoluto) o psia (psi absoluta). Presión absoluta = Presión manométrica + Presión atmosférica.

$$P_{abs} = P_{atm} + P_{man} \quad (1-21)$$

Presión de Vacío

Este es un término comúnmente usado para describir la presión que se encuentra por debajo de la atmosférica en un sistema de bombeo. Esta es una medida de la diferencia entre la presión medida y la atmosférica expresada en unidades de mercurio (Hg) o unidades de psia.

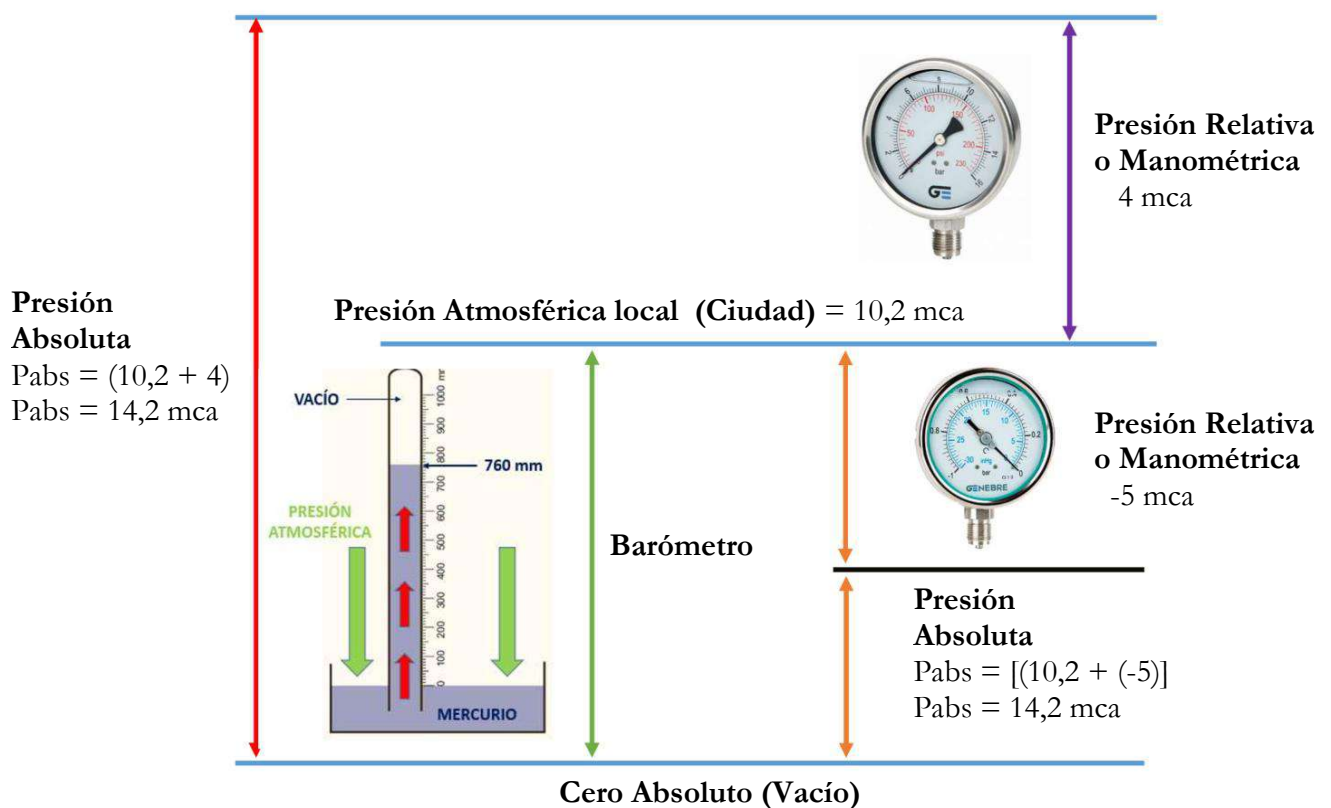


Figura 12. Diagrama de Presiones

Presión de vapor

Presión a la cual el agua se evapora. A presión atmosférica (1 bar) el agua se evapora a 100 °C. Cuando la presión decrece, el proceso de evaporación comienza a una temperatura menor.

Ejemplo:

A una presión de 0,02 bares el agua se evapora a una temperatura aproximada de 18 °C.

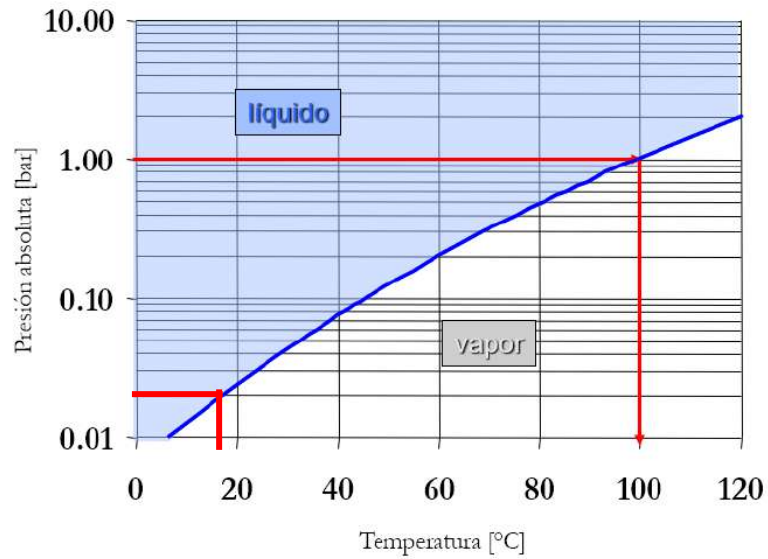


Figura 13. Presión de 0,02 bares, temperatura aproximada de 18 °C

1.6 Viscosidad

La viscosidad es una fuerza de rozamiento interno y es asociada con la capacidad que posee un fluido a fluir libremente. El aceite pesado tarda mucho tiempo en fluir en una conducción mientras que el aceite ligero fluye rápidamente. La viscosidad del agua depende fundamentalmente de la temperatura y la presión, son los únicos parámetros que cambian la magnitud de la viscosidad, White (1976).

- ✓ La viscosidad de los líquidos disminuye rápidamente con la temperatura.
- ✓ La viscosidad de los gases de baja presión aumenta con la temperatura.
- ✓ La viscosidad siempre aumenta con la variación de la presión.

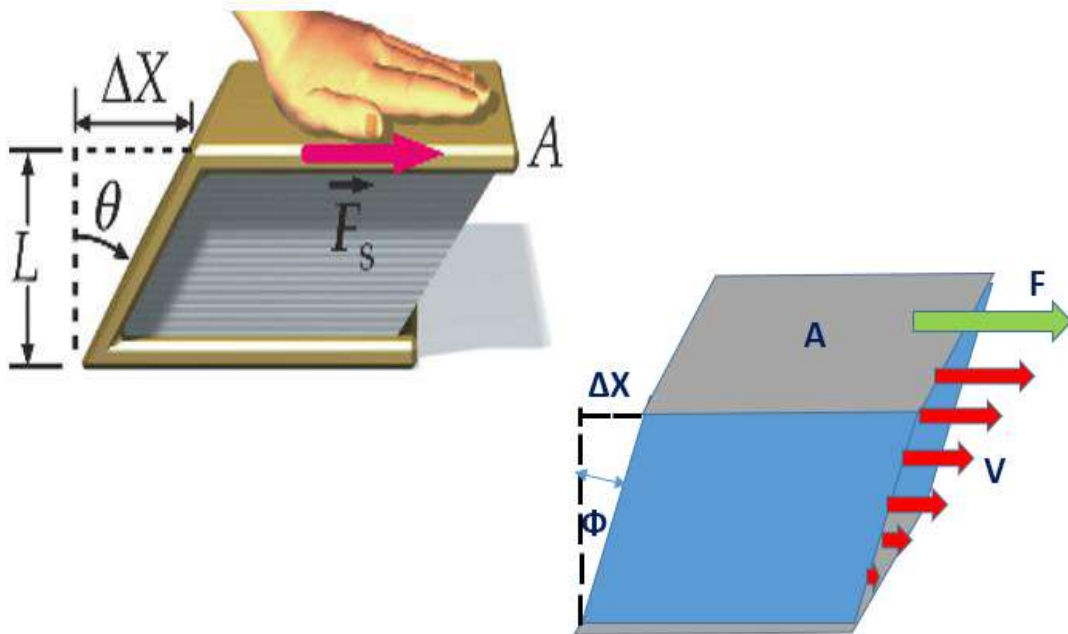


Figura 14. Fuerza de Rozamiento Interna

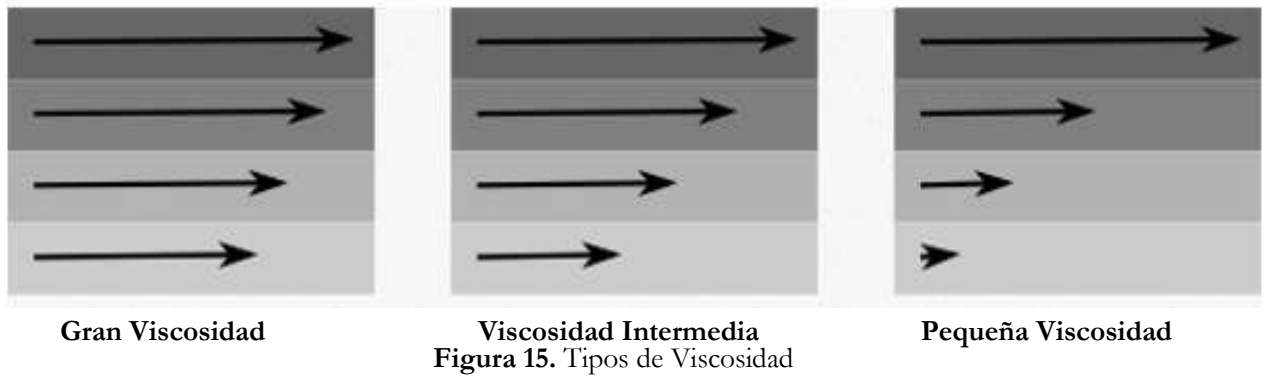


Figura 15. Tipos de Viscosidad

Para obtener una relación para la viscosidad considérese una capa de fluido entre dos placas (paralelas sumergidas en una gran masa de fluido y separadas por una distancia l).

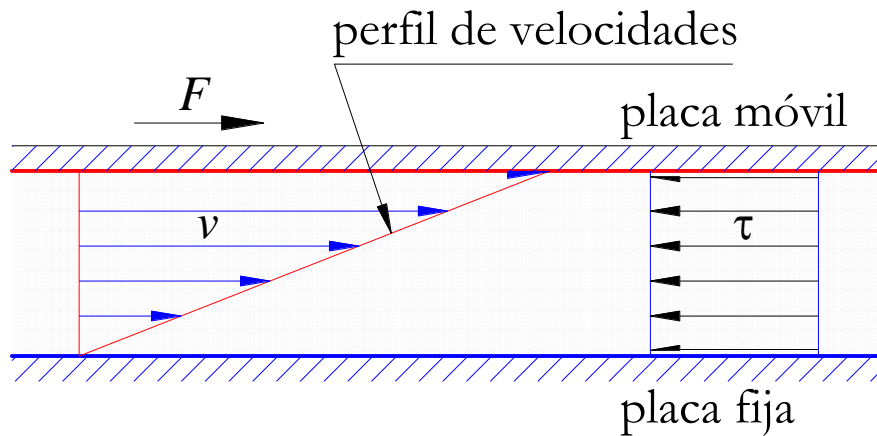


Figura 16. Perfil de Velocidades

Experimentalmente se puede demostrar que la fuerza externa aplicada es proporcional al área de la placa móvil y a la velocidad, mientras que es inversamente proporcional a la distancia entre las dos placas:

$$F \propto A V \frac{1}{Y_0} \quad (1-22)$$

Donde A es el área de la placa móvil, V la velocidad y Y_0 es la distancia entre las dos placas.

A dicha resistencia, por unidad de superficie que aparece entre dos láminas deslizantes, cuya variación de velocidad es dv y su separación dy es lo que se llama esfuerzo cortante.

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} \quad (1-23)$$

Según la ley de viscosidad de Newton, para una deformación angular dada, el esfuerzo cortante es directamente proporcional a la viscosidad absoluta o dinámica. La Ecuación transpuesta de la ecuación anterior sirve para definir la constante de proporcionalidad, las dimensiones de la viscosidad dinámica son:

$$\mu = \frac{\tau}{\frac{dv}{dy}} \quad (1-24)$$

$$\mu = \frac{\frac{N}{m^2}}{\frac{\frac{m}{s}}{1}} = \frac{N}{\frac{m}{s}} = \frac{N \cdot s}{m} \quad (1-25)$$

$$\mu = Pa \cdot s = \frac{kg \cdot m}{s^2} \quad (1-26)$$

Mientras mayor viscosidad posea el fluido más tiempo y energía se debe emplear para trasladar el fluido de un punto a otro. Se debe tomar en cuenta que para el cálculo del Número de Reynolds se necesita la viscosidad Cinemática, y puede ser calculada a través de la siguiente ecuación:

$$\text{Viscosidad Cinemática} = \frac{\text{Viscosidad Absoluta o Dinámica}}{\text{Densidad del fluido}}$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-27)$$

La densidad y la viscosidad absoluta dependen de la temperatura y se encuentran tabuladas en función del tipo del fluido.



Figura 17. Viscosidad de diferentes aceites

A continuación, se presentan tablas de las propiedades de algunos fluidos que se utilizarán en la resolución de ejercicios.

Tabla 1. Propiedades del Agua (101 kPa (abs))

TEMPERATURA °C	PESO ESPECÍFICO (N/m ³)	DENSIDAD (kg/m ³)	VISCOSIDAD DINÁMICA (Pa.s)	VISCOSIDAD CINEMÁTICA (m ² /s)
0	9.810	1.000	1,75E-03	1,75E-06
5	9.810	1.000	1,52E-03	1,52E-06
10	9.810	1.000	1,30E-03	1,30E-06
15	9.810	1.000	1,15E-03	1,15E-06
20	9.790	998	1,02E-03	1,02E-06
25	9.780	997	8,91E-04	8,94E-07
30	9.770	996	8,00E-04	8,03E-07
35	9.750	994	7,18E-04	7,22E-07
40	9.730	992	6,51E-04	6,56E-07
45	9.710	990,2	5,94E-04	6,00E-07
50	9.690	988	5,41E-04	5,48E-07
55	9.670	986	4,98E-04	5,05E-07
60	9.650	984	4,60E-04	4,67E-07
65	9.620	981	4,31E-04	4,39E-07
70	9.590	978	4,02E-04	4,11E-07
75	9.560	975	3,73E-04	3,83E-07
80	9.530	971	3,50E-04	3,60E-07
85	9.500	968	3,30E-04	3,41E-07
90	9.470	965	3,11E-04	3,22E-07
95	9.440	962	2,92E-04	3,04E-07
100	9.400	958	2,82E-04	2,94E-07

Fuente: Mott et al. (2006)

Tabla 2. Propiedades de Líquidos Comunes (101 kPa (abs) y 25 °C)

FLUIDO	GRAVEDAD ESPECÍFICA	PESO ESPECÍFICO (N/m ³)	DENSIDAD (kg/m ³)	VISCOSIDAD DINÁMICA (Pa.s)	VISCOSIDAD CINEMÁTICA (m ² /s)
Acetona	0,787	7.720	787	3,16E-04	4,02E-07
Alcohol etílico	0,787	7.720	787	1,00E-03	1,27E-06
Alcohol metílico	0,789	7.740	789	5,60E-04	7,10E-07
Benceno	0,876	8.590	876	6,03E-04	6,88E-07
Gasolina	0,68	6.670	680	2,87E-04	4,22E-07
Glicerina	1,258	12.340	1.258	9,60E-01	7,63E-04
Queroseno	0,823	8.070	823	1,64E-03	1,99E-06
Mercurio	13,54	132.800	13.540	1,53E-03	1,13E-07
Propano	0,495	4.860	495	1,10E-04	2,22E-07
Agua de Mar	1,030	10.100	1.030	1,03E-03	1,00E-06
Aguarrás	0,870	8.530	870	1,37E-03	1,57E-06
Combustible, medio	0,852	8.360	852	2,99E-03	3,51E-06
Combustible, pesado	0,906	8.890	906	1,07E-01	1,18E-04

Fuente: Mott et al. (2006)

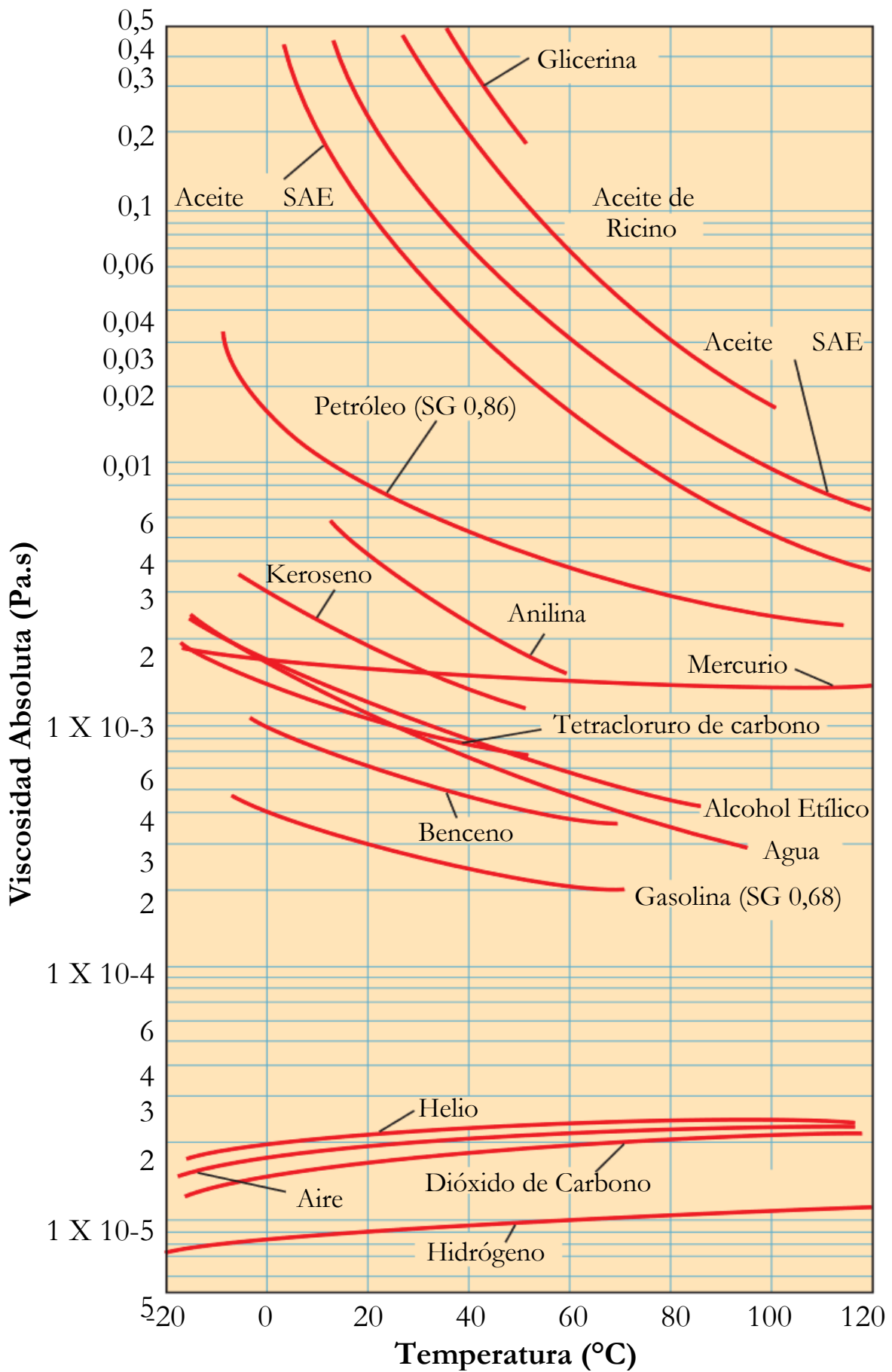


Figura 18. Viscosidad Absoluta o dinámica en función de la temperatura

Fuente: Cengel & Cimbala (2014)

1.7 Tipos de Fluidos

Para analizar el tipo de fluido se debe verificar la relación entre el Esfuerzo cortante y el gradiente de velocidades. La pendiente de la curva en el diagrama τ en función de dv/dy se conoce como Viscosidad aparente del Fluido.

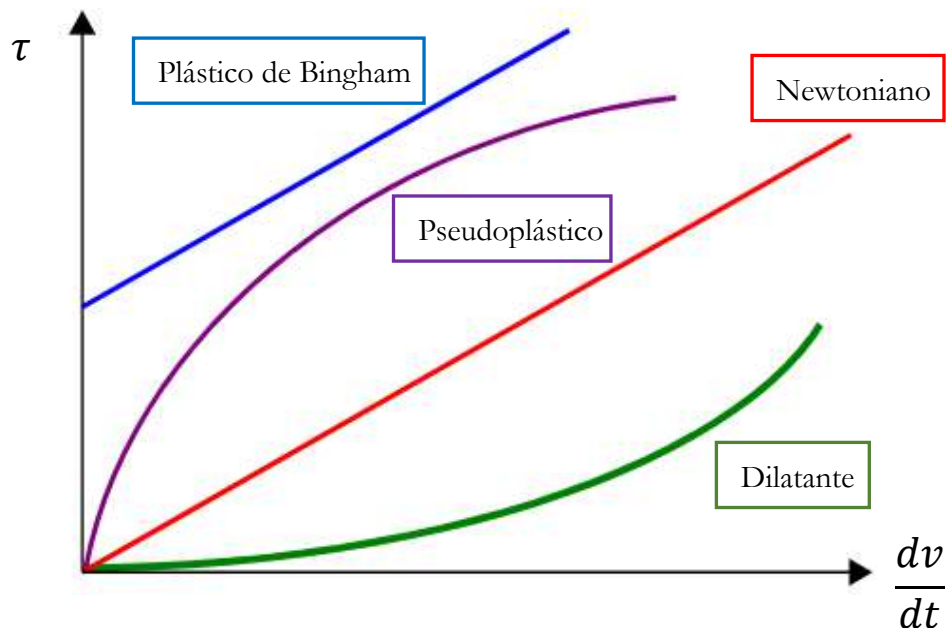


Figura 19. Esfuerzo Cortante vs Gradiente de Velocidades

Cuando un fluido se somete a un esfuerzo cortante τ_{yx} , experimenta una tasa de deformación (tasa de corte) dada por dv/dy . Los fluidos en los que el esfuerzo cortante es directamente proporcional a la velocidad de deformación son fluidos newtonianos. El término no newtoniano se usa para clasificar todos los fluidos en los que el esfuerzo cortante no es directamente proporcional a la velocidad de corte, Pritchard & Leylegian (2011).

Fluidos Newtonianos

La razón de deformación (gradiente de velocidad) es proporcional al esfuerzo cortante y la constante de proporcionalidad es la viscosidad.

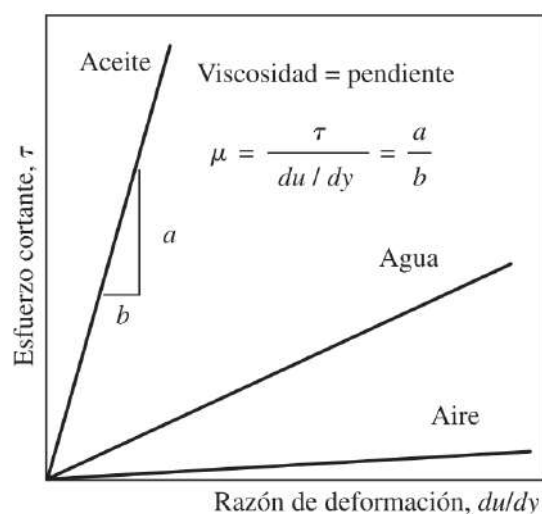


Figura 20. Fluidos Newtonianos
Fuente: Cengel & Cimbala (2014)

Fluidos No Newtonianos

Para los fluidos no Newtonianos la relación entre el Esfuerzo cortante y el gradiente de velocidad no es lineal.

Plásticos de Bingham: Algunos fluidos no fluyen hasta alcanzar un esfuerzo cortante mínimo. Por debajo de este límite se comportan como un sólido. Alcanzado este límite fluye linealmente.

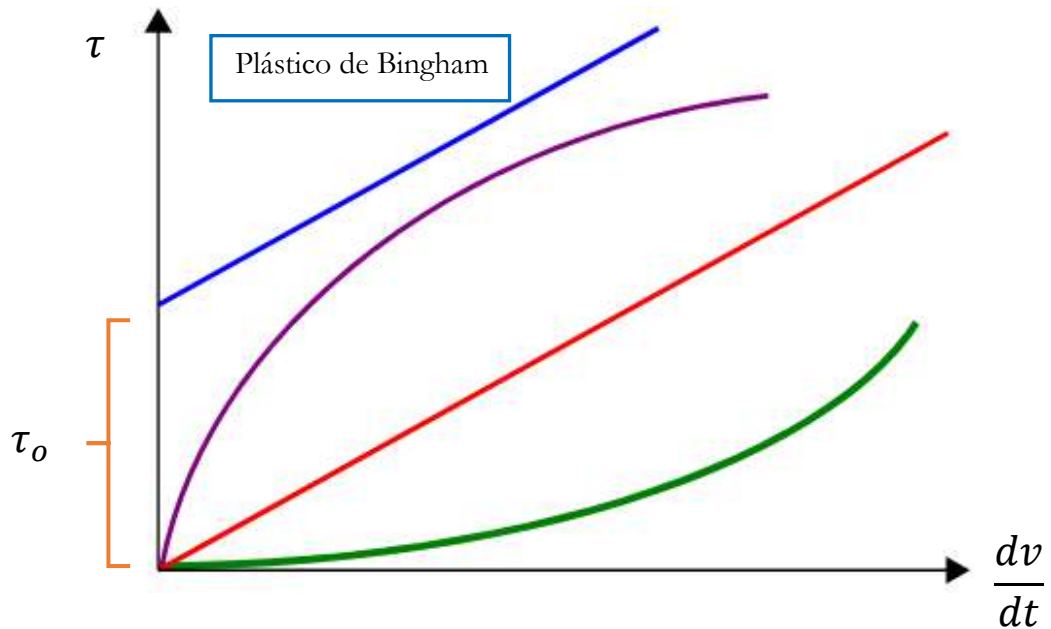


Figura 21. Esfuerzo Cortante vs Gradiente de Velocidades (Plástico de Bingham)

Algunos ejemplos de estos fluidos son: la mantequilla, algunas pinturas, pasta de dientes, pegamentos, etc.



Figura 22. Ejemplos de fluidos (Plástico de Bingham)

La ecuación que rige estos fluidos es:

$$\tau = \tau_0 + K \left(\frac{dv}{dy} \right) \quad (1-28)$$

Donde τ_0 es el punto de fluencia y K es la viscosidad plástica.

Fluido Pseudoplástico: La viscosidad disminuye al aumentar el esfuerzo cortante, es decir, fluirá más rápido.

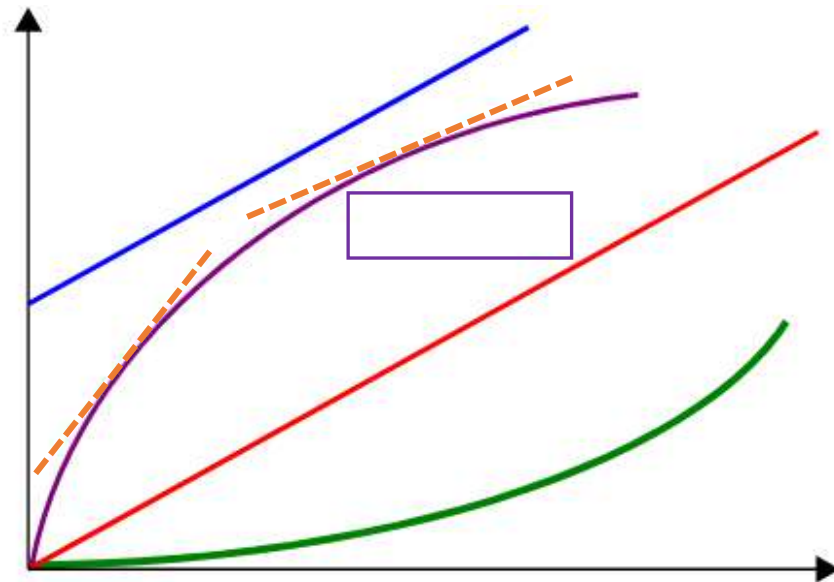


Figura 23. Esfuerzo Cortante vs Gradiente de Velocidades (Pseudoplástico)

Algunos ejemplos de estos fluidos son: los zumos, mermeladas, pinturas, caucho, etc.



Figura 24. Ejemplos de fluidos (Pseudoplástico)

Fluido Dilatante: La viscosidad aparente aumenta al aumentar el esfuerzo cortante. Son escasos los fluidos que responden a este comportamiento.

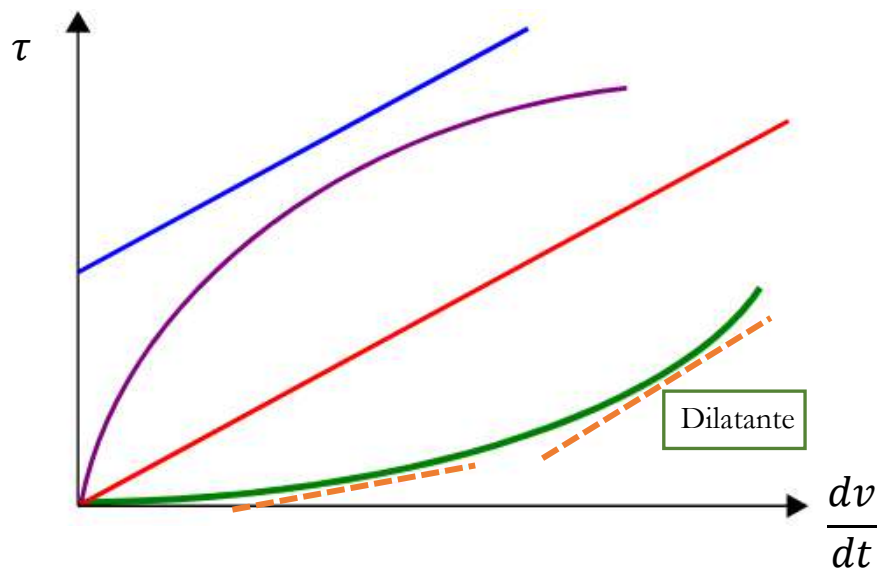


Figura 25. Esfuerzo Cortante vs Gradiente de Velocidades (Dilatante)

Algunos ejemplos de estos fluidos son: las soluciones con almidón o arenas suspendidas, etc.

La ecuación que rige los fluidos Pseudoplásticos y los dilantes es la ecuación de Ostwald-de Waele:

$$\tau = K' \left(\frac{dv}{dy} \right)^{n'} \quad (1-29)$$

Donde K' es el índice de consistencia del flujo y n' el índice del comportamiento del flujo.

Cuando $n' < 1$ fluido Pseudoplásticos y cuando $n' > 1$ fluido Dilatante.

Ejercicio de Aplicación 1

Se ha sometido a una muestra a ensayos a partir de los cuales se han obtenido los datos experimentales presentados en la tabla siguiente. Determinar el tipo de fluido al que corresponden los datos:

Tabla 3. Datos experimentales

VELOCIDAD DE CORTE (dv/dy)	ESFUERZO CORTANTE (τ)
20	1730
40	3538
60	5347
80	7187
100	9012
120	11025
140	12912
160	14501

Se debe comprobar si la pendiente de la curva es constante o no, a fin de determinar si la viscosidad de este fluido cambia o no con la velocidad de corte.

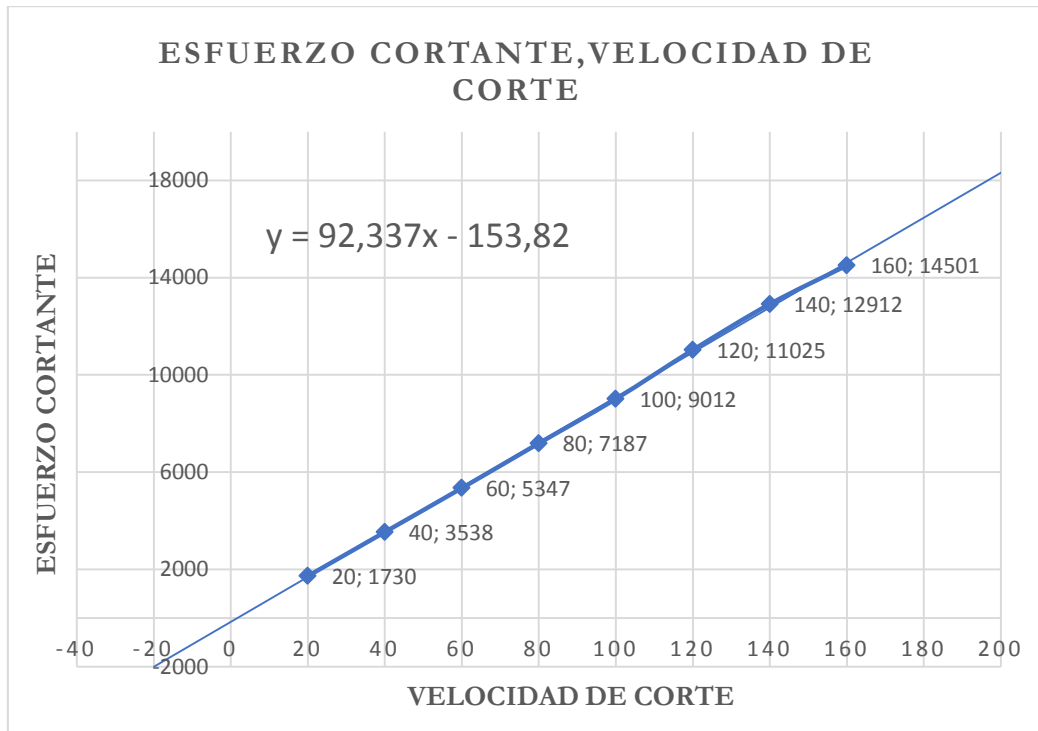


Figura 26. Esfuerzo Cortante vs Velocidad de Corte (Datos experimentales)

La tendencia de los datos experimentales es lineal evidentemente, sin embargo, de acuerdo con la ecuación obtenida para la recta (la recta no pasa por el origen). Por lo tanto, no es correcto decir que el fluido presenta un comportamiento newtoniano. Se debe verificar que pasa con la viscosidad para velocidades de corte bajas.

Se realiza la gráfica en función de la viscosidad utilizando la ecuación (1-24):

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

Tabla 4. Cálculo de la Viscosidad

VELOCIDAD DE CORTE (dv/dy)	ESFUERZO CORTANTE (τ)	VISCOSIDAD μ
20	1730	86,50
40	3538	88,45
60	5347	89,12
80	7187	89,84
100	9012	90,12
120	11025	91,88
140	12912	92,23
160	14501	90,63

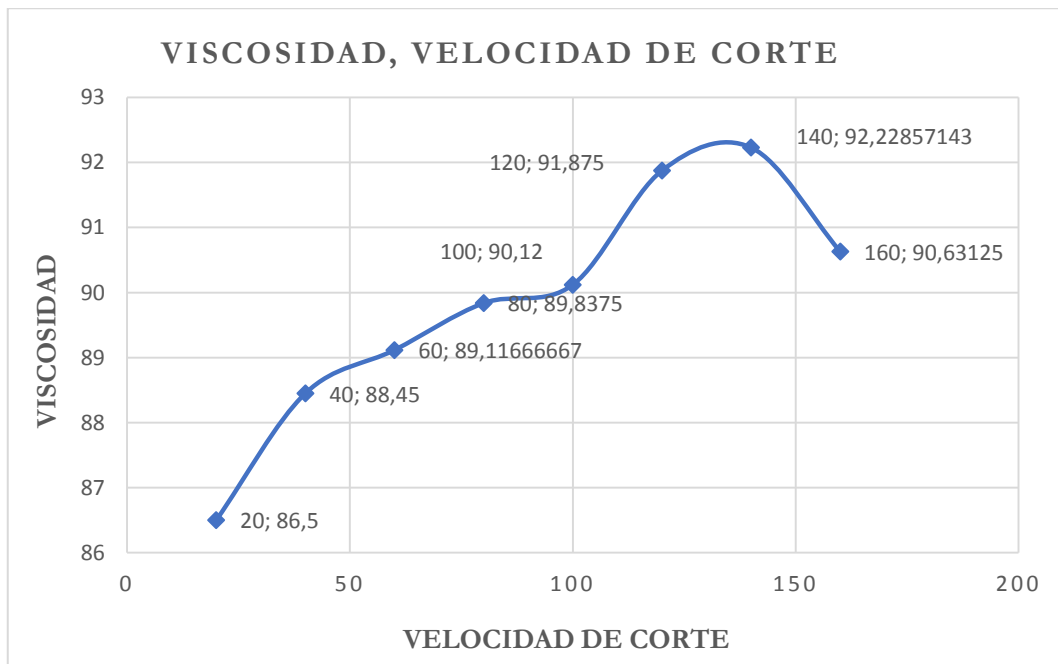


Figura 27. Viscosidad vs Velocidad de Corte (Datos experimentales) Fluido Dilatante

Si se desprecia el último punto que obviamente se sale de la tendencia (punto atípico). Se observa que la viscosidad del fluido aumenta con la velocidad de corte. Es decir que aparentemente se mantenía constante, se ha comprobado que en realidad cambia. Un fluido Dilatante es el único dentro de la clasificación anterior para el cual la viscosidad aumenta con la velocidad de corte, sin embargo, tomar en cuenta que no parte del origen.

Objetivos y destrezas alcanzadas

- ✓ Analizar y verificar por medio de datos experimentales el tipo de fluido.
- ✓ Verificar cada uno de los fluidos y lograr observar y comprender el diagrama Esfuerzo cortante vs Velocidad de corte.
- ✓ Adquirir conocimientos básicos sobre el comportamiento de los fluidos y aplicación de los mismos a casos prácticos.
- ✓ Comprender la importancia que tiene el conocimiento de la mecánica de fluidos en el área práctica y experimental.

Finalmente, la mecánica de fluidos es el estudio de fluidos en reposo o en movimiento. Se ha aplicado tradicionalmente en áreas tales como el diseño de sistemas de canales, diques y presas; el diseño de bombas, compresores y tuberías y conductos utilizados en los sistemas de agua y aire acondicionado de hogares y negocios, así como los sistemas de tuberías necesarios en plantas químicas; la aerodinámica de automóviles y aviones sub y supersónicos; y el desarrollo de muchos dispositivos de medición de flujo diferentes, como medidores de bombas de gas. Si bien estas son áreas extremadamente importantes. La mecánica de fluidos es realmente una disciplina de "alta tecnología", y se han desarrollado muchas áreas interesantes en el último cuarto de siglo. Algunos ejemplos incluyen cuestiones medioambientales y energéticas tales como: turbinas eólicas a gran escala, generación de energía a partir de las olas del océano, la aerodinámica de grandes edificios; biomecánica por ejemplo, corazones y válvulas artificiales y otros órganos como el hígado; cuerpo humano por ejemplo, líquido sinovial en las articulaciones, el sistema respiratorio, el sistema circulatorio y el sistema urinario; deporte por ejemplo, diseño de bicicletas y cascos de bicicleta, esquís y ropa para correr y nadar, y la aerodinámica del golf, tenis y pelota de fútbol. Estas son solo una pequeña muestra de las áreas más nuevas de la mecánica de fluidos, Pritchard & Leylegian (2011).

A continuación, se presenta un mapa conceptual de las áreas de estudio de la Mecánica de fluidos.

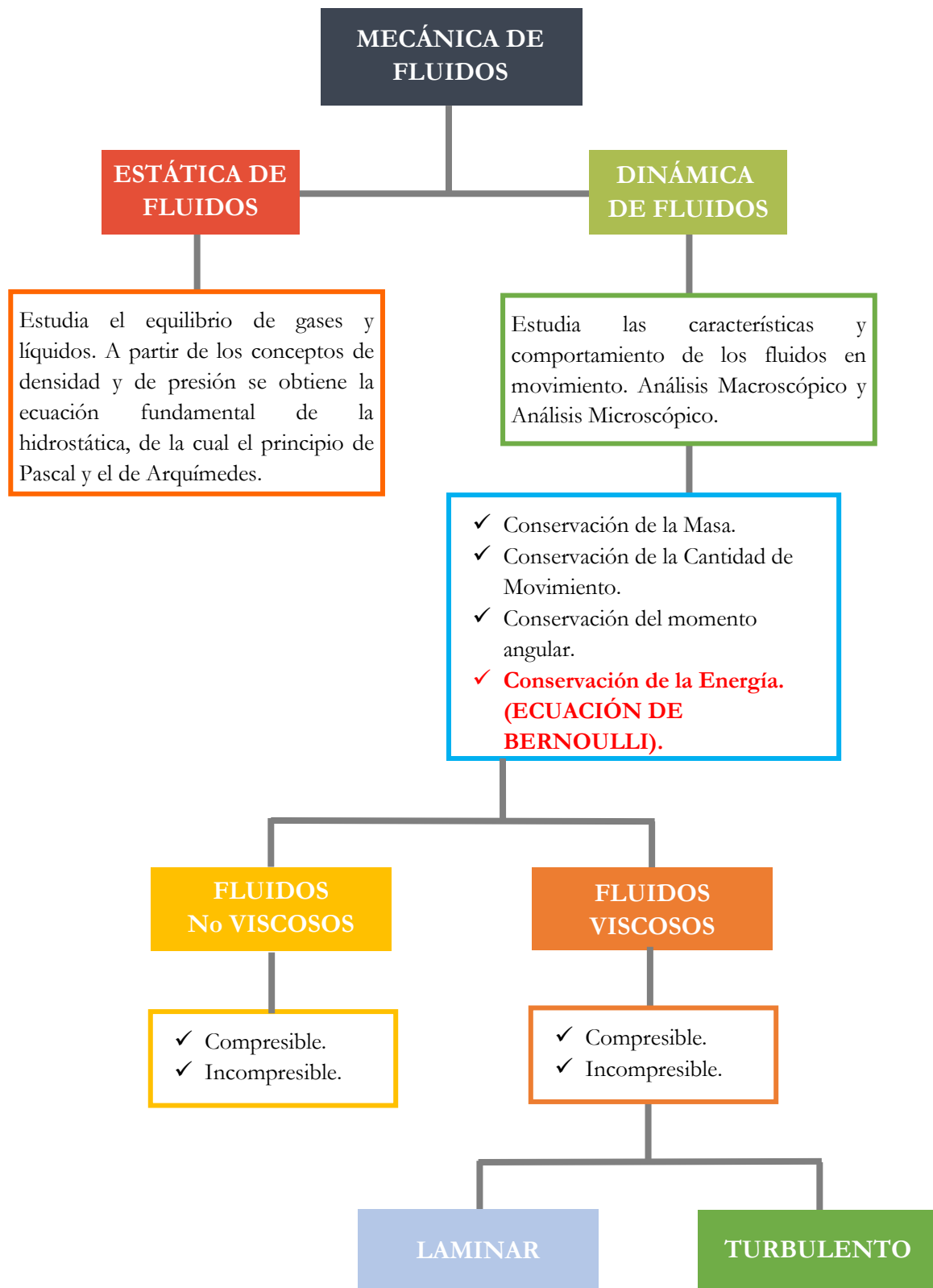


Figura 28. Estudio de la Mecánica de Fluidos

El objetivo principal de este libro es analizar la Conservación de la Energía en sistemas de bombeo con fluidos turbulentos y laminares a través de la Ecuación de Bernoulli.

CAPÍTULO 2

ECUACIÓN DE BERNOULLI



CAPÍTULO II

ECUACIÓN DE BERNOULLI

En este capítulo se realiza una introducción de las principales ecuaciones empleadas en la mecánica de fluidos. En el análisis de los fluidos en movimiento se utiliza principalmente los principios de conservación masa y energía y la expresión de Bernoulli. La Ecuación de Bernoulli caracteriza las principales formas de energía que posee un fluido (Energía Cinética, Potencial y de Flujo). La ecuación de Bernoulli en términos generales es la representación del balance energético del recorrido que hace una partícula de fluido entre dos puntos concretos, a lo largo de una línea de corriente. En los siguientes apartados se realizará un análisis y deducción de la Ecuación de Bernoulli y de la Energía Cinética, Potencial y de Flujo y su posterior uso en diversas aplicaciones.

El objetivo principal de este capítulo es aprender a analizar el comportamiento de los fluidos y aplicar la Ecuación de Bernoulli en sistemas sencillos de Ingeniería utilizados en el transporte de fluidos.

2. Ecuación de Bernoulli

El efecto Bernoulli es uno de los fenómenos más importantes en la dinámica de fluidos. Conceptualmente, es simple, a medida que el fluido viaja a lo largo de una línea de corriente, cualquier ganancia en velocidad se acompaña de una pérdida correspondiente de presión. El principio de Bernoulli es parcialmente responsable del levantamiento aerodinámico y está detrás del funcionamiento interno de muchos dispositivos que contienen fluidos, como los carburadores. Este efecto también permite que las embarcaciones a vela naveguen contra el viento "golpeando", Faulkner & Ytreberg (2011).

La ecuación de Bernoulli tiene aplicación en muchas ramas de la ciencia y la ingeniería. Se han discutido formas generales de la ecuación de Bernoulli que son válidas para fluidos viscosos. Para los fluidos newtonianos, el esfuerzo cortante es proporcional al gradiente de velocidad, por lo tanto, la velocidad del fluido en la superficie de un sólido debe ser cero; de lo contrario, el gradiente de velocidad y la tensión de corte serían infinitos. Solo para un fluido ideal, es decir, un fluido con viscosidad cero, es posible tener una velocidad finita en la superficie de un sólido, Saleta et al. (2012).

Cuando un fluido real fluye a través del interior de un tubo o entre dos superficies, hay dos efectos que son consecuencia de una viscosidad distinta de cero, el perfil de velocidad tiene un máximo en el centro del tubo y la energía mecánica en el sistema no se conserva. La ecuación de Bernoulli se puede analizar a través de un flujo estacionario a lo largo de una línea de corriente.

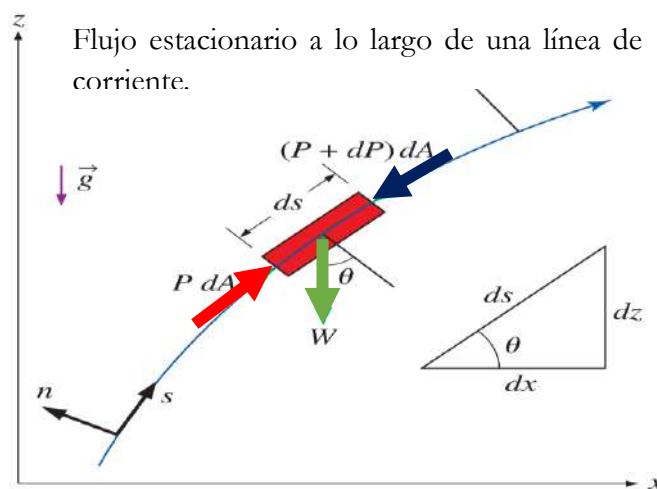


Figura 29. Flujo a lo largo de una línea de corriente
Fuente: Cengel & Cimbala (2014)

Al aplicar la segunda ley de Newton en la dirección s , sobre una partícula en movimiento a lo largo de una línea de corriente, se obtiene:

$$\sum F_s = m a_s \quad (2-1)$$

Al realizar la sumatoria de fuerzas en el eje S :

$$P dA - (P + dP) dA - W \sin \theta = m V \frac{dV}{ds} \quad (2-2)$$

Para poder continuar con la deducción se tiene que recordar:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (2-3)$$

$$m = \rho V = \rho dA ds \quad (2-4)$$

$$W = m g = \rho g dA ds \quad (2-5)$$

Además, el ángulo θ es el comprendido entre la normal a la línea de corriente y el eje vertical z :

$$\sin \theta = \frac{dz}{ds} \quad (2-6)$$

Reemplazando cada uno de los términos en la ecuación 2-2, se obtiene:

$$P dA - P dA - dP dA - \rho g dA ds \frac{dz}{ds} = m V \frac{dV}{ds} \quad (2-7)$$

$$-dP dA - \rho g dA ds \frac{dz}{ds} = \rho dA ds V \frac{dV}{ds} \quad (2-8)$$

Se simplifica dA en la ecuación y además ds :

$$-dP - \rho g dz = \rho V dV \quad (2-9)$$

Se integra cada uno de los elementos:

$$-P - \rho g z = \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (2-10)$$

Se ordenan los términos respectivos:

$$P + \rho g z + \frac{1}{2} \rho V^2 = 0 \quad (2-11)$$

Cada uno de los términos se divide para el peso específico:

$$\gamma = \frac{W}{V} = \rho g \quad (2-12)$$

$$\frac{P}{\gamma} + \frac{\rho g z}{\gamma} + \frac{1}{2} \frac{\rho V^2}{\gamma} = 0 \quad (2-13)$$

$$\frac{P}{\gamma} + \frac{\rho g z}{\rho g} + \frac{1}{2} \frac{\rho V^2}{\rho g} = 0 \quad (2-14)$$

Finalmente, la ecuación de Bernoulli será:

$$\frac{P}{\gamma} + z + \frac{V^2}{2g} = 0 \quad (2-15)$$

En la ecuación (2-15) es importante detallar cada uno de sus términos:

P Presión manométrica o absoluta en el punto de análisis.

V Velocidad en la tubería que depende del diámetro interior de la tubería en el punto de análisis.

Z Cota, elevación, o topografía en el punto de análisis.

En su forma más simple, la ecuación de Bernoulli es una declaración de la conservación de la energía mecánica por unidad de volumen a lo largo de una línea de corriente desde el punto 1 a 2.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \quad (2-16)$$

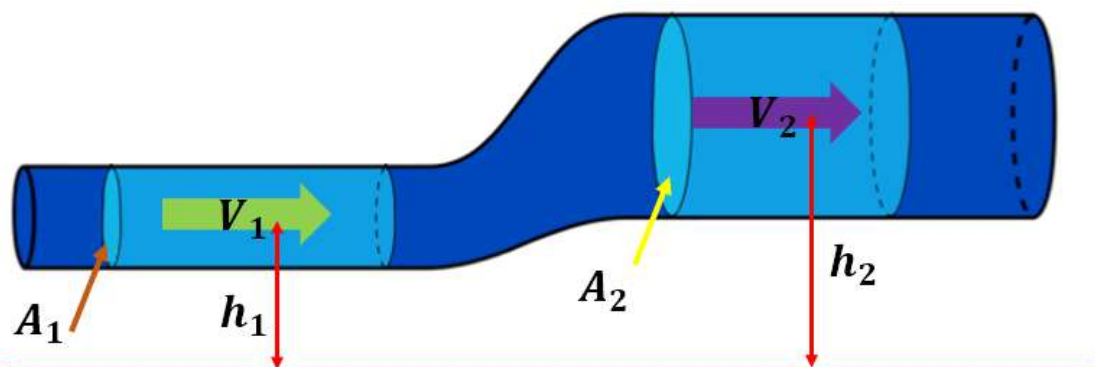


Figura 30. Ecuación de Bernoulli

A partir de este punto los subíndices 1 y 2 se refieren a diferentes puntos en el flujo, 1 está aguas arriba de 2, V es la velocidad local del fluido, g es la aceleración local de la gravedad, P es la presión y Z es la altura vertical del punto. En presencia de la viscosidad, la ecuación de Bernoulli se convierte en una expresión del balance de energía, y a menudo se expresa en términos de energía por unidad de volumen o la presión entre dos puntos en el fluido.

La ecuación de Bernoulli para un flujo constante de un fluido real en una tubería se puede verificar en la siguiente ecuación:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + h_{pérdidas} \quad (2-17)$$

Pérdidas energéticas ($h_{pérdidas}$), también llamadas pérdidas de carga son aquellas generadas por todos los elementos hidráulicamente resistentes de la instalación. En términos generales, las pérdidas de carga pueden clasificarse en tres grupos distintos:

Pérdidas por fricción, éstas son las pérdidas que típicamente se producen a lo largo de las tuberías debido al rozamiento mecánico de las partículas de fluido en su recorrido. Este rozamiento se da entre unas y otras partículas de fluido, pero especialmente entre las partículas de fluido y la superficie de las paredes de la conducción.

Pérdidas menores, estas pérdidas se producen cuando el fluido atraviesa el interior de elementos (accesorios de la instalación) tales como acoplamientos, válvulas, entradas a depósitos o salidas de los mismos, instrumentos de medición, etc. En este caso, el origen de las pérdidas no es tanto la fricción mecánica con la superficie de las cavidades internas, sino más bien las turbulencias que aparecen en el seno del flujo debido al recorrido que éste se ve obligado a seguir.

Pérdidas por turbinación, de forma inversa al funcionamiento de una bomba, puede ser una turbina el elemento que esté montado en una instalación y el que, por tanto, detraiga energía mecánica del fluido para mover su eje, Arregui et al. (2017).

Cada uno de los términos de la Ecuación de Bernoulli se conoce con la denominación de "altura". Esto, como se verá más adelante, se ve favorecido por la traducción directa de una determinada energía por unidad de peso a una longitud. Y así, atendiendo al origen energético de cada uno de los términos de la ecuación, se identifican:

Altura de presión, debida a la energía de presión o elástica.

Altura geométrica o cota, debida a la energía potencial gravitatoria.

Altura cinética, debida a la energía cinética.

Además de los términos individuales en sí, también reciben una denominación específica agrupaciones de ellos:

Altura total: Lógicamente, la suma de los tres términos representa la energía total por unidad de peso que tiene cada partícula de fluido en una sección concreta. Por ello, dicha suma se denomina altura total.

Altura piezométrica: La suma de, sólo, los términos de altura de presión y cota recibe el nombre de altura piezométrica. El nombre es debido a que tal es la altura que alcanza el agua en el interior de un tubo

piezométrico, además, la utilización de la altura piezométrica, en lugar de la altura total, resulta muy práctica en aquellos sistemas en los que la altura cinética tiene un valor despreciable frente al de las otras dos.

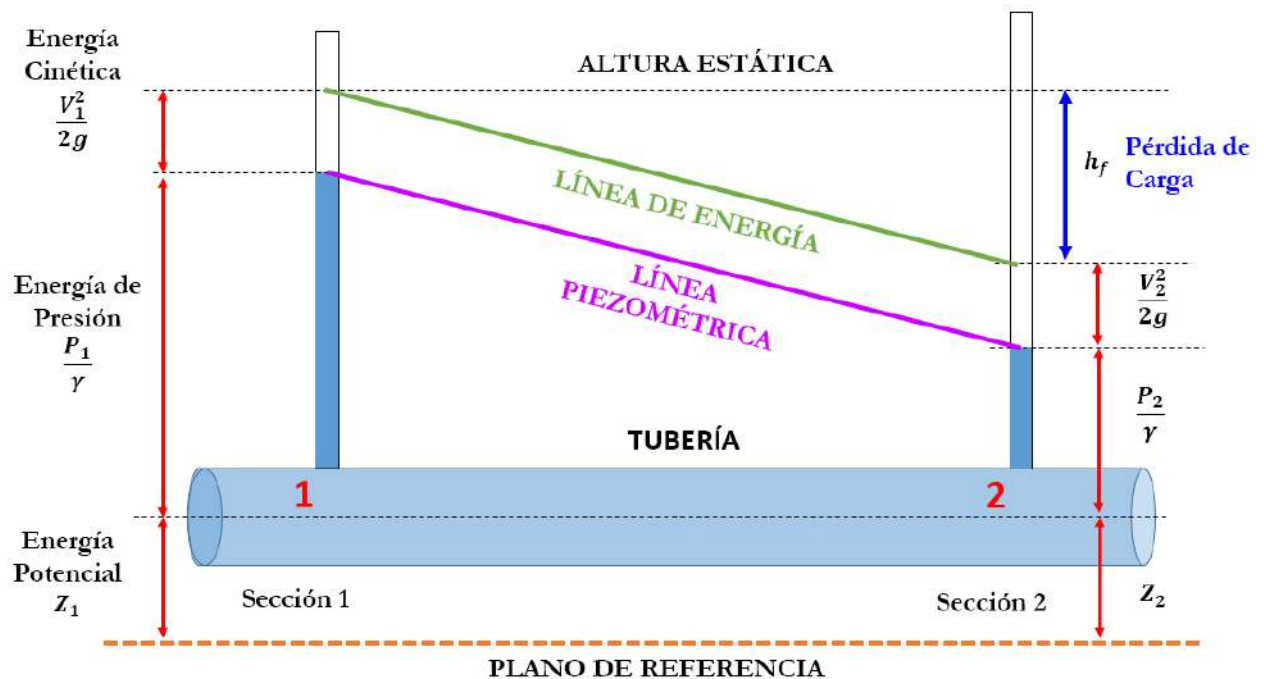


Figura 31. Alturas Ecuación de Bernoulli

En el Sistema Internacional, por tanto, los términos de la ecuación de Bernoulli se expresarán en metros. En general, y para acentuar el hecho de que dichos metros corresponden a una energía por unidad de peso (de un determinado fluido) y no a una longitud estrictamente física, se denominan "metros de columna de fluido", mcf, y no "metros", m, a secas, Arregui et al. (2017).

2.1 Energía Cinética

Para determinar la energía cinética se toma en cuenta la velocidad que posee en el interior de la tubería, para ello se lo calcula a través de la ecuación de continuidad:

$$Q = V A \quad (2-18)$$

$$Q = V \frac{\pi D^2}{4} \quad (2-19)$$

En definición la energía cinética depende fundamentalmente de la velocidad y para obtener la ecuación de Bernoulli se deja en función del peso.

$$E_{cinética} = \frac{1}{2} m V^2 \quad (2-20)$$

Al conocer que el Peso es igual a la multiplicación de la masa por la gravedad, la energía cinética queda de la siguiente manera:

$$E_{cinética} = \frac{1}{2} \frac{W V^2}{g} \quad (2-21)$$

2.2 Energía Potencial

Para determinar la energía potencial se toma en cuenta la cota correspondiente al punto de análisis.

En definición la energía potencial depende fundamentalmente de la altura, cota o topografía del terreno y para obtener la ecuación de Bernoulli se deja en función del peso.

$$E_{potencial} = m g h \quad (2-22)$$

Al conocer que el Peso es igual a la multiplicación de la masa por la gravedad, la energía cinética queda de la siguiente manera:

$$E_{potencial} = W h \quad (2-23)$$

2.3 Energía de Flujo

La energía de flujo representa la cantidad de trabajo necesario para mover un elemento de fluido a través de una sección. Se conoce que para poder realizar un trabajo se debe multiplicar la Fuerza aplicada por la distancia.

$$Trabajo = F d \quad (2-24)$$

Así mismo a través de la ecuación de la presión que es igual a la Fuerza sobre área, se despeja la Fuerza y se reemplaza en la ecuación del trabajo.

$$Energía de Flujo = P A d \quad (2-25)$$

Reemplazando el área por la distancia igual al volumen y tomando en cuenta el peso específico la ecuación queda:

$$Energía de Flujo = \frac{P W}{\gamma} \quad (2-26)$$

Recordando que el peso Específico sirve para el cambio de las unidades a mca dependiendo de la temperatura del fluido.

La ecuación de Bernoulli en función del peso del fluido se observa a continuación.

$$\frac{P_1 W}{\gamma} + \frac{W V_1^2}{2g} + Z_1 W = \frac{P_2 W}{\gamma} + \frac{W V_2^2}{2g} + Z_2 W \quad (2-27)$$

Se simplifica el término del peso en cada elemento y se obtiene la Ecuación de Bernoulli con sus tres términos de: Presión, Velocidad, altura.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \quad (2-28)$$

Es importante mencionar que la ecuación anterior es de forma ideal, puesto que hay que añadir las pérdidas, en este caso por longitud de tubería y accesorios para que se obtenga la conservación de la energía.

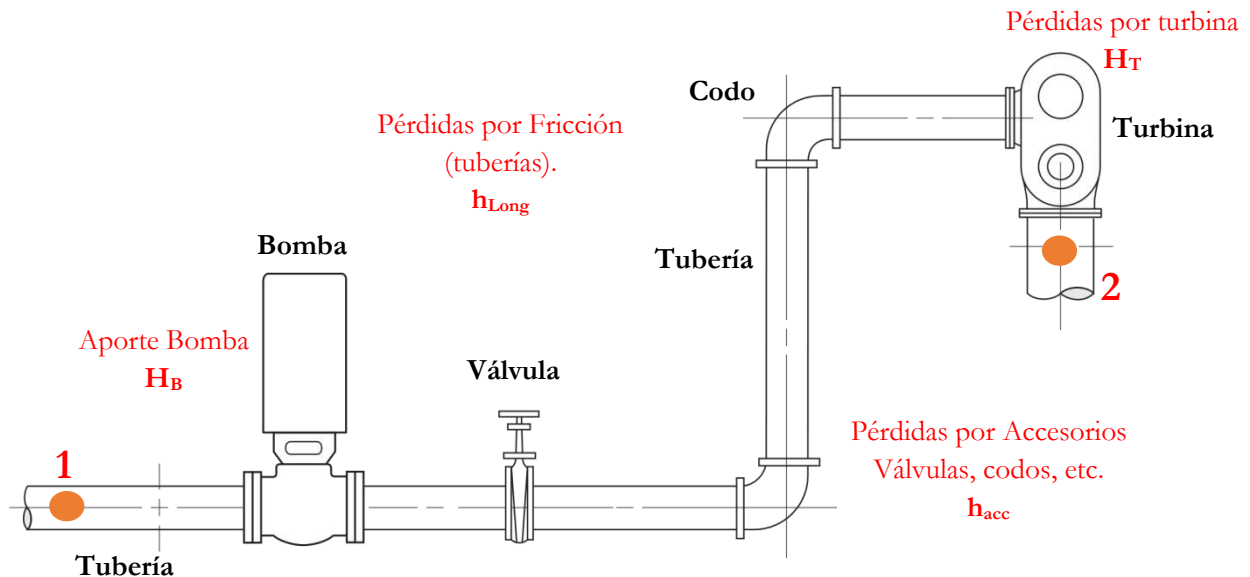


Figura 32. Aplicación Ecuación de Bernoulli

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + H_B = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + H_T + h_{Long} + h_{acc} \quad (2-29)$$

En la ecuación (2-29) es importante detallar cada uno de sus términos:

P_1, P_2 Presión manométrica o absoluta en el punto de análisis (mcf).

V_1, V_2 Velocidad en la tubería que depende del diámetro interior de la tubería en el punto de análisis (m/s).

Z_1, Z_2 Cota, elevación, o topografía en el punto de análisis (m).

H_B Energía al flujo a través de una Bomba (mcf).

H_T Energía que se extrae del fluido a través de una Turbina (mcf).

h_{Long} Pérdidas que existen en el sistema por la fricción ocasionada en la longitud de las tuberías (mcf).

h_{acc} Pérdidas que existen en el sistema debido a accesorios (codos, bifurcaciones, reducciones) etc, (mcf).

Es importante mencionar que las velocidades recomendadas en el diseño de una tubería de presión están en el intervalo de 0,5 a 4,5 m/s. Es decir, la pérdida ejercida por la velocidad puede tener un valor máximo de 1,03

mca, es así como en la mayoría de la literatura de fluidos aproxima esta pérdida a cero por ser un valor bajo, Mott et al. (2006). Mediante la ecuación (2-19):

$$\frac{V_1^2}{2g} = \frac{(4,5)^2}{2(9,81)} = 1,03 \text{ mca}$$

A continuación, se muestra la Tabla 5 con velocidades recomendadas en tuberías para diversas aplicaciones, Luszczewski (1999):

Tabla 5. Velocidades Recomendadas en tuberías para diversas aplicaciones

FLUIDO	MÁQUINA	CONDUCTO	VELOCIDAD (m/s)	NOTAS
AGUA	Bombas volumétricas	Succión	0,5 a 1,0	
		Expulsión	1,0 a 2,0	
	Bombas Rotodinámicas	Succión	0,5 a 2,5	Baja presión
		Expulsión	1,5 a 4,5	Alta Presión
	Turbinas Hidráulicas	Succión y expulsión	2,5 a 3,5	Tubería larga
		Succión y expulsión	4,0 a 6,0	Tubería corta

Fuente: Luszczewski (1999)

Ejercicio de Aplicación 2

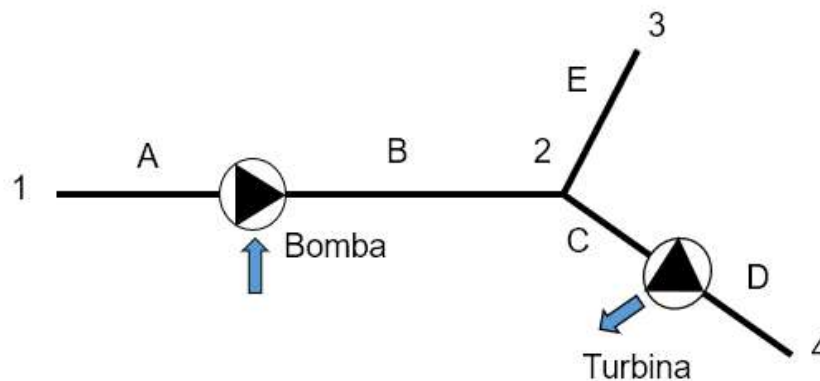


Figura 33. Esquema Aplicación Ecuación de Bernoulli

Bernoulli entre el punto de análisis 1-2.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + H_B = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + h_{Long\ 1-2} + h_{acc\ 1-2}$$

Bernoulli entre el punto de análisis 2-3.

$$\frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 = \frac{P_3}{\gamma} + \frac{V_3^2}{2g} + Z_3 + h_{Long\ 2-3} + h_{acc\ 2-3}$$

Bernoulli entre el punto de análisis 1-3.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + H_B = \frac{P_3}{\gamma} + \frac{V_3^2}{2g} + Z_3 + h_{Long\ 1-3} + h_{acc\ 1-3}$$

Bernoulli entre el punto de análisis 2-4.

$$\frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 = \frac{P_4}{\gamma} + \frac{V_4^2}{2g} + Z_4 + H_T + h_{Long\ 2-4} + h_{acc\ 2-4}$$

Bernoulli entre el punto de análisis 1-4.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + H_B = \frac{P_4}{\gamma} + \frac{V_4^2}{2g} + Z_4 + H_T + h_{Long\ 1-4} + h_{acc\ 1-4}$$

Objetivos y destrezas alcanzadas

- ✓ Aplicar la Ecuación de Bernoulli analizando las pérdidas en el sistema en función de los puntos de estudio.
- ✓ Conocer las energías existentes en la Conservación de la Energía.
- ✓ Analizar cada uno de los términos de la Ecuación de Bernoulli y verificar cuales de éstos se hacen cero.

Ejercicio de Aplicación 3

Por la tubería de la **Figura 34** fluyen $0,11\text{ m}^3/\text{s}$ de gasolina con una gravedad específica ($SG = 0,67$). Si la presión antes de la reducción es de 415 kPa , calcule la presión en la tubería de 75 mm de diámetro.

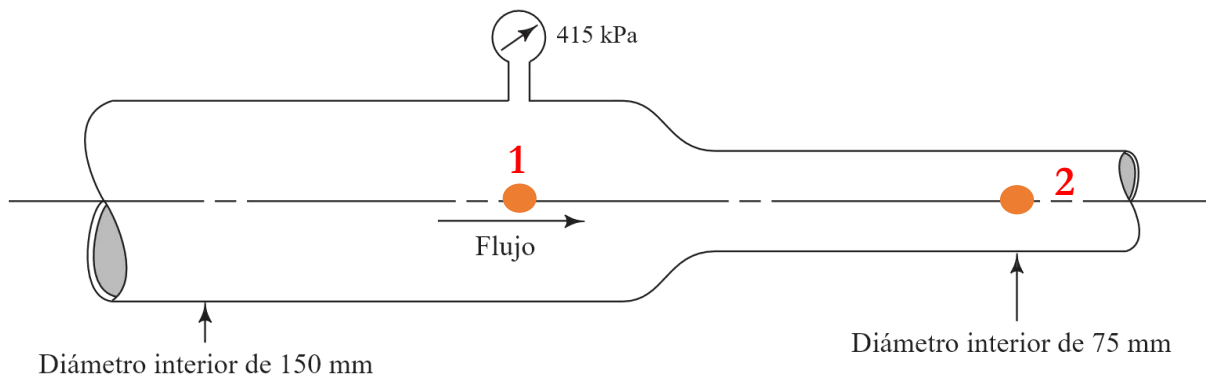


Figura 34. Transporte de Gasolina

Fuente: Mott et al. (2006)

Se calcula la presión en la tubería de 75 mm a través de la ecuación de Bernoulli (ecuación 2-16) sin tomar en cuenta las pérdidas de longitud de tuberías y accesorios.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$

Z1 y Z2 se anulan al tener el mismo nivel de referencia. Se debe tomar en cuenta que al tener la densidad o gravedad relativa se puede calcular el peso específico del fluido para poder encontrar la presión del fluido en mcgasolina. Se despeja la presión en el punto 2 (diámetro de la tubería de 75 mm).

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 - \frac{V_2^2}{2g} - Z_2$$

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{450.000 \frac{N}{m^2}}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 - \frac{V_2^2}{2g} - Z_2$$

La presión 1 se debe ver afectada por el peso específico de la gasolina, para ello se utiliza la fórmula de la densidad relativa (ecuación 1-4).

$$SG = \frac{\gamma_{fluido}}{\gamma_{agua 4^\circ C}} \quad \gamma_{fluido} = 0,67 \left(9.810 \frac{N}{m^3} \right) = 6.572,7 \frac{N}{m^3}$$

$$\frac{P_1}{\gamma} = \frac{450.000 \frac{N}{m^2}}{6.572,7 \frac{N}{m^3}} = 68,465 \text{ mcf}$$

Las pérdidas por velocidad se pueden representar en función del caudal a través de la ecuación de continuidad (ecuación 2-19).

$$Q = V \cdot A = V \cdot \frac{\pi D^2}{4}$$

$$V = \frac{4 Q}{\pi D^2} \quad V^2 = \frac{16 Q^2}{\pi^2 D^4}$$

$$\frac{V_1^2}{2g} = \frac{16 Q^2}{\pi^2 D^4 2 g} = \frac{8 Q^2}{\pi^2 g D^4}$$

En función del caudal la ecuación de Bernoulli queda:

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{8 Q^2}{\pi^2 g D_1^4} - \frac{8 Q^2}{\pi^2 g D_2^4}$$

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{450.000 \frac{N}{m^2}}{6.572,7 \frac{N}{m^3}} + \frac{8 (0,11)^2}{\pi^2 (9,81) (0,15)^4} - \frac{8 (0,11)^2}{\pi^2 (9,81) (0,075)^4}$$

$$\frac{P_2}{\gamma} = 38,842 \text{ mcgasolina} \quad P_2 = 255,295 \text{ KPa}$$

Finalmente, la presión en el punto 2 es de 255,295 KPa.

Objetivos y destrezas alcanzadas

- ✓ Aplicar la Ecuación de Bernoulli y reemplazar los términos en función del caudal a través de la Ecuación de continuidad. Verificar la Gravedad específica o densidad relativa y poder encontrar el peso específico del fluido de estudio.

Ejercicio de Aplicación 4

Para el sifón de la **Figura 35** calcule (a) el flujo volumétrico de aceite que sale del tanque y (b) las presiones en los puntos B, C y D.

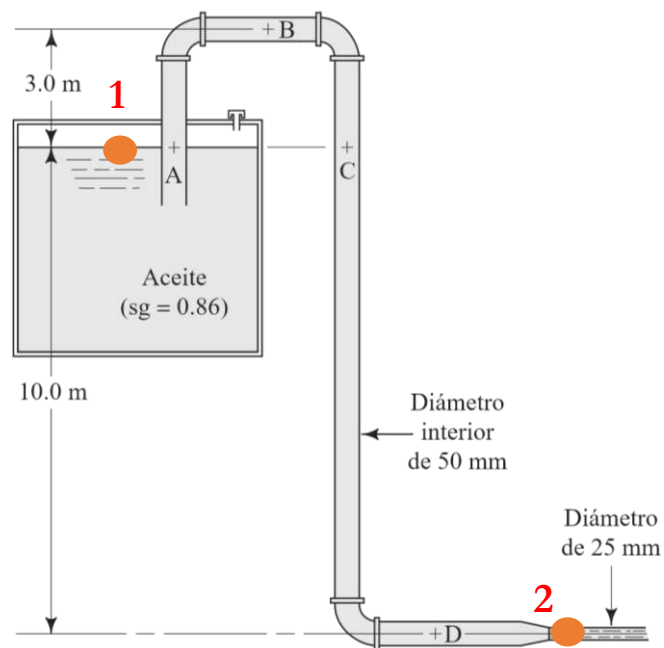


Figura 35. Esquema Ejercicio Sifón

Fuente: Mott et al. (2006)

En primera instancia se va a detallar qué es un sifón.

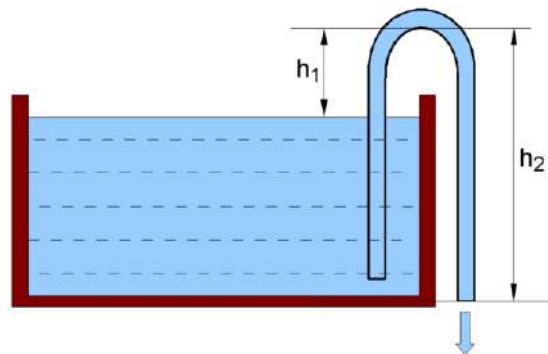


Figura 36. Detalle Sifón

Un sifón permite extraer agua por encima (obstáculo) o por debajo (depresiones de la tierra) de una obstrucción. Se produce una depresión que hace que haya movimiento desde h_1 hasta h_2 .

Para la resolución del ejercicio se plantea la ecuación de Bernoulli (ecuación 2-16) desde la lámina de agua hasta la salida de la boquilla, **Figura 36** puntos de referencia.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$

En la ecuación de Bernoulli en este libro se trabaja con presiones manométricas es así como en el punto 1, 2 la presión es igual a cero (0), además las pérdidas por velocidad en el punto (1) (lámina de agua) se pueden considerar aproximadamente cero (0). Z_2 igual a cero (0) al considerar el nivel de referencia en ese punto de análisis.

$$\frac{V_2^2}{2g} = Z_1$$

$$V_2 = \sqrt{2gZ_1}$$

$$V_2 = \sqrt{2(9,81)(10)} = 14,007 \frac{m}{s}$$

A través de la ecuación de continuidad (ecuación 2-19) en la tubería de 25 mm se puede calcular el flujo volumétrico.

$$Q = V A$$

$$Q = (14,007) \frac{\pi(0,025)^2}{4} = 6,88 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

Para obtener la presión en el punto B se aplica la ecuación de Bernoulli entre los puntos de análisis 1-B (Figura 37)

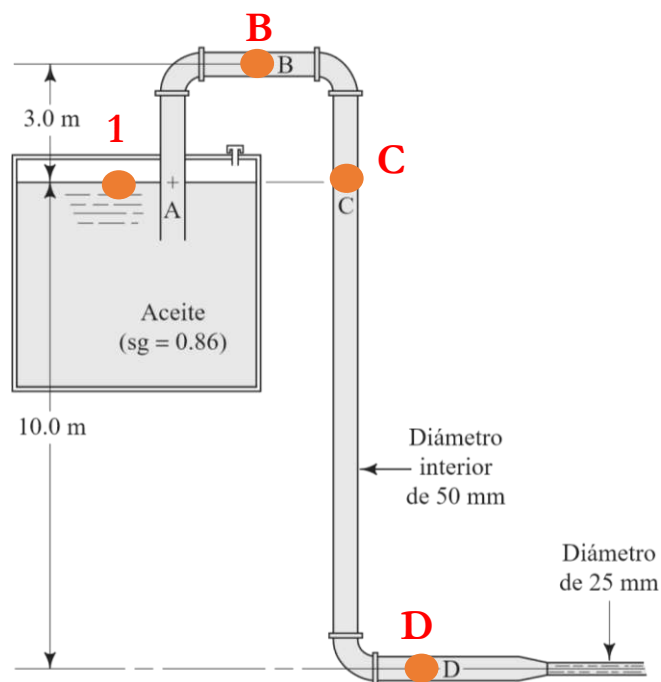


Figura 37. Puntos de análisis B, C, D

Fuente: Mott (2015)

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_B}{\gamma} + \frac{V_B^2}{2g} + Z_B$$

Las pérdidas por velocidad en el punto (1) (lámina de agua) se pueden considerar aproximadamente cero (0). Z_1 igual a cero (0) al considerar el nivel de referencia en ese punto de análisis.

$$\frac{P_B}{\gamma} = -\frac{V_B^2}{2g} - Z_B$$

$$\frac{P_B}{\gamma} = -\frac{8 Q^2}{\pi^2 g D_1^4} - Z_B$$

$$\frac{P_B}{\gamma} = -\frac{8 (6,88 \times 10^{-3})^2}{\pi^2 (9,81)(0,05)^4} - 3$$

$$\frac{P_B}{\gamma} = -3,626 \text{ mcfluido}$$

La presión B se debe ver afectado por el peso específico del fluido, para ello se utiliza la fórmula de la densidad relativa (ecuación 1-4).

$$SG = \frac{\gamma_{fluido}}{\gamma_{agua 4^\circ C}} \quad \gamma_{fluido} = 0,86 \left(9,810 \frac{N}{m^3} \right) = 8,436,6 \frac{N}{m^3}$$

$$P_B = -30,589 \text{ KPa}$$

Para obtener la presión en el punto C se aplica la ecuación de Bernoulli entre los puntos de análisis 1-C (Figura 37)

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_C}{\gamma} + \frac{V_C^2}{2g} + Z_C$$

Las pérdidas por velocidad en el punto (1) (lámina de agua) se pueden considerar aproximadamente cero (0). Z1, ZC igual a cero (0) al considerar el nivel de referencia en esos puntos de análisis.

$$\frac{P_C}{\gamma} = -\frac{V_C^2}{2g}$$

$$\frac{P_C}{\gamma} = -\frac{8 Q^2}{\pi^2 g D_1^4}$$

$$\frac{P_C}{\gamma} = -\frac{8 (6,88 \times 10^{-3})^2}{\pi^2 (9,81)(0,05)^4}$$

$$\frac{P_C}{\gamma} = -0,626 \text{ mcfluido}$$

La presión C se debe ver afectado por el peso específico del fluido, para ello se utiliza la fórmula de la densidad relativa (ecuación 1-4).

$$SG = \frac{\gamma_{fluido}}{\gamma_{agua\ 4^{\circ}C}} \quad \gamma_{fluido} = 0,86 \left(9.810 \frac{N}{m^3} \right) = 8.436,6 \frac{N}{m^3}$$

$$P_C = -5,279 \text{ KPa}$$

Para obtener la presión en el punto D se aplica la ecuación de Bernoulli entre los puntos de análisis 1-D (Figura 37)

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_D}{\gamma} + \frac{V_D^2}{2g} + Z_D$$

Las pérdidas por velocidad en el punto (1) (lámina de agua) se pueden considerar aproximadamente cero (0). ZD igual a cero (0) al considerar el nivel de referencia en ese punto de análisis.

$$\frac{P_D}{\gamma} = Z_1 - \frac{V_D^2}{2g}$$

$$\frac{P_D}{\gamma} = Z_1 - \frac{8 Q^2}{\pi^2 g D_1^4}$$

$$\frac{P_D}{\gamma} = 10 - \frac{8 (6,88 \times 10^{-3})^2}{\pi^2 (9,81)(0,05)^4}$$

$$\frac{P_D}{\gamma} = 9,374 \text{ mcfluido} \quad P_D = 79,087 \text{ KPa}$$

Objetivos y destrezas alcanzadas

- ✓ Verificar y comprender cual es el funcionamiento de un sifón.
- ✓ Calcular y analizar las presiones manométricas en diferentes puntos de la instalación.
- ✓ Analizar cada uno de los términos de la Ecuación de Bernoulli y verificar cuales de éstos se hacen cero (0).

CAPÍTULO 3

PÉRDIDAS PRIMARIAS



CAPÍTULO III

PÉRDIDAS PRIMARIAS

En este capítulo se analiza las pérdidas de energía en forma de presión en flujo laminar y turbulento debido a la fricción (Pérdidas Primarias) que experimenta el fluido dentro de un conducto. Las pérdidas de energía por fricción generalmente se producen a lo largo de un sistema de tuberías debido al rozamiento mecánico entre el fluido y las paredes de las tuberías. La forma más habitual para el cálculo de estas pérdidas de energía es la aplicación de la ecuación de Darcy – Weisbach. De manera general el análisis de pérdidas primarias permitirá comprender la importancia y dependencia de los parámetros de diseño de un sistema de distribución de fluidos como es el caso del diámetro, la longitud de las tuberías, la velocidad de circulación del fluido, la viscosidad y la densidad que tiene el fluido.

En este capítulo principalmente se aprenderá a calcular las pérdidas en función de la naturaleza del fluido, del número de Reynolds del fluido y aplicando la Ecuación de Darcy.

Los objetivos principales de la unidad son:

- ✓ Diferenciar entre un flujo laminar y flujo turbulento.
- ✓ Calcular el Número de Reynolds de un fluido en movimiento.
- ✓ Emplear la Ecuación de Darcy para determinar las pérdidas de energía debido a la fricción.

3. Pérdidas por Longitud de Tubería

Las pérdidas de energía que sufren las tuberías utilizadas para el transporte de fluidos (agua, petróleo, gas, etc.) se deben principalmente a la fricción, así como a las diferentes irregularidades y accesorios encontrados. Estas pérdidas resultan en una disminución de la energía que posee la dirección del flujo. El conocimiento de los datos de la potencia necesaria para transportar el fluido de un punto a otro constituye la base de los cálculos necesarios para el diseño, el análisis y la gestión de las redes de transporte y distribución.

Cuando un fluido real (viscoso) fluye a través de una tubería, parte de su energía se disipa a través de las conducciones, debido a la fricción interna y la turbulencia, esta energía se convierte en energía térmica. Tal pérdida de energía genera la reducción de la capacidad interna del sistema. Esta pérdida se clasifica en dos categorías: La primera que es conocida como las pérdidas primarias (Pérdidas por longitud de Tubería), y la segunda categoría llamada pérdidas menores que se debe a los accesorios presentes en una red de tuberías.

3.1 Ecuación de Darcy

Las pérdidas por fricción se deben principalmente a la viscosidad del fluido y al régimen del flujo. Uno de los términos fundamentales es la longitud de la tubería, es decir, en un tubo largo las pérdidas por fricción son relativamente importantes, y no se pueden descuidar ni despreciar.

La pérdida por longitud de tubería puede ser calculada por la ecuación propuesta por Weisbach, conocida también en la literatura como: Darcy-Weisbach, que vincula la pérdida de carga a través del coeficiente de fricción (llamado también factor de fricción), la velocidad de flujo, las dimensiones de la tubería y la rugosidad que dependen del material de la tubería instalada.

El desarrollo histórico de la ecuación de Darcy-Weisbach para el flujo de tuberías, se examina a través del factor de fricción en las conducciones gracias a las contribuciones de Chézy, Weisbach, Darcy, Poiseuille, Hagen, Prandtl, Blasius, von Kármán, Nikuradse, Colebrook, White, Rouse y Moody. Brown (2002).

Para poder calcular el factor de fricción se debe tomar en cuenta el tipo de fluido.

Fluido Laminar

Es aquel fluido que en el interior de la tubería tiene velocidades moderadas, es decir el fluido se mueve de una forma ordenada desplazándose en capas o láminas de corriente.

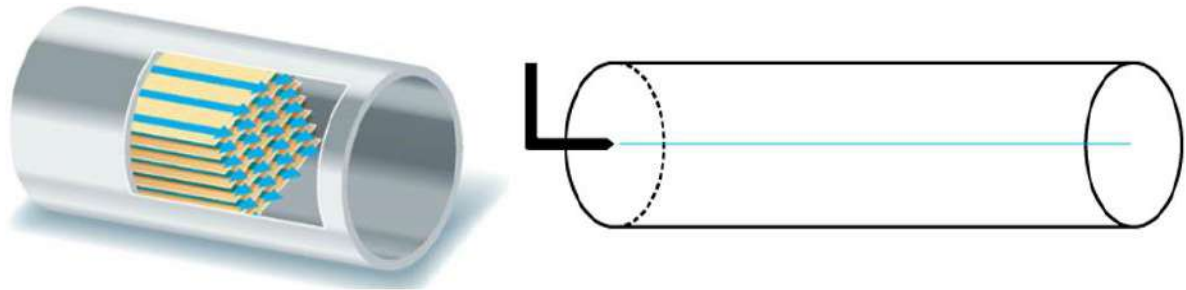


Figura 38. Fluido Laminar

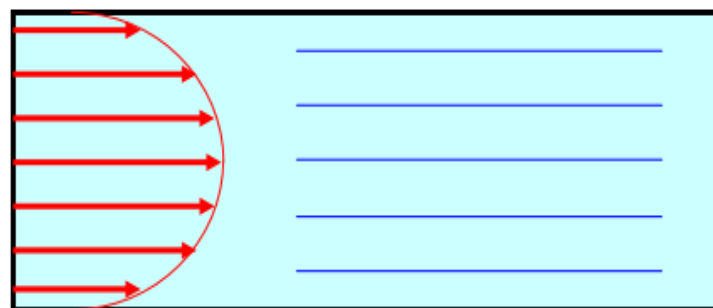


Figura 39. Perfil de Velocidades Flujo Laminar

Como se puede observar en la **Figura 39**, en un régimen laminar existe un perfil parabólico de las velocidades, puesto que las líneas de corriente que se encuentran en las paredes de las tuberías tienen una mayor fricción y por ende existe una menor velocidad con respecto a las intermedias que dependen de la viscosidad del fluido.

Fluido Turbulento

Es aquel fluido que en el interior de la tubería tiene velocidades altas, es decir se observa una corriente inestable en la que se crean remolinos que se mueven en todas direcciones y con gran diversidad de ángulos.

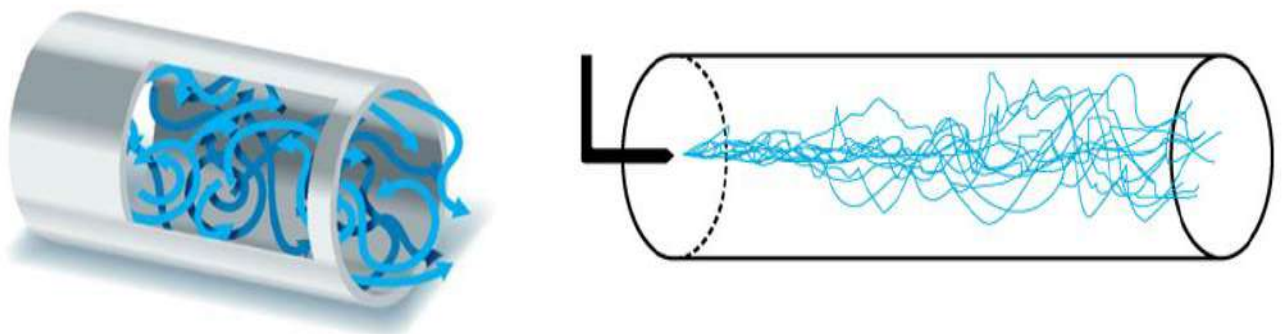


Figura 40. Fluido Turbulento

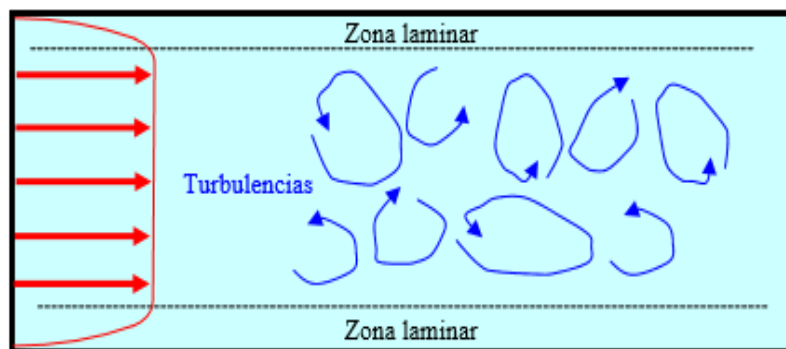


Figura 41. Perfil de Velocidades Flujo Turbulento

Como se puede observar en la **Figura 41**, en un régimen laminar existe un perfil aplanado de las velocidades, puesto que en las líneas de corriente se forman turbulencias internas, por lo que en los ejercicios que se resuelvan en capítulos posteriores la velocidad interna en la conducción será la que se obtiene a través de la ecuación de continuidad.

La ecuación de Darcy-Weisbach se considera para calcular la pérdida de carga debido a la fricción a través de una tubería.

$$h_{Long} = \frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5} \quad (3-1)$$

En la ecuación (3-1) es importante detallar cada uno de sus términos:

f factor de fricción (adimensional).

L Longitud de la tubería (m).

Q Caudal del tramo de estudio (m³/s).

g Gravedad (9,81 m/s²).

D Diámetro interior de la tubería (m).

La ecuación de Darcy en este libro se encuentra en función del caudal puesto que, en la vida real en las instalaciones existen flujómetros que brindan el dato del caudal que circula en la tubería.

3.1.1 Factor de Fricción

Para el flujo laminar ($Re < 2.100$), el factor de fricción se calcula a partir de la ecuación de Hagen-Poiseuille, Romeo et al. (2002):

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3-2)$$

Para un flujo turbulento el factor de fricción de la tubería está en función de la rugosidad relativa, del número de Reynolds (a partir del conocido diagrama de Moody), que se ha desarrollado como resultado de una larga y tediosa acumulación de experimentos de prototipos. Como alternativa para el cálculo del factor de fricción, se

ha propuesto la fórmula de Colebrook-White (Ecuación 3-3), y la ecuación de Swamee (Ecuación 3-4), Haktanır & Ardiçlıoğlu (2004).

$$\frac{1}{\sqrt{f_{calc}}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\epsilon}{3,7 D} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f_{asum}}} \right) \quad (3-3)$$

En la ecuación (3-3) es importante detallar cada uno de sus términos:

f factor de fricción (Factor de fricción calculado o asumido) (adimensional).

ϵ Rugosidad absoluta de la tubería (Depende del material de la conducción) (m).

D Diámetro interior de la tubería (m).

Re Número de Reynolds (adimensional).

El inconveniente de la fórmula de Colebrook-White es entrar en un proceso iterativo para poder encontrar el valor del factor de fricción. Mientras que con la ecuación de Swamee existe un cálculo directo del factor de fricción.

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\epsilon}{3,7 D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (3-4)$$

En la ecuación (3-4) es importante detallar cada uno de sus términos:

f factor de fricción (adimensional).

ϵ Rugosidad absoluta de la tubería (Depende del material de la conducción) (m).

D Diámetro interior de la tubería (m).

Re Número de Reynolds (adimensional).

A continuación, se muestra la **Tabla 6** con los valores de la rugosidad absoluta para diferentes materiales Mott et al. (2006):

Tabla 6. Valores de la Rugosidad Absoluta

MATERIAL	RUGOSIDAD ABSOLUTA (m)	RUGOSIDAD ABSOLUTA (pies)
Plástico	3,0E-07	1,0E-06
Tubo extruido; cobre, latón y acero	1,5E-06	5,0E-06
Acero comercial o soldado	4,6E-05	1,5E-04
Hierro galvanizado	1,5E-04	5,0E-04
Hierro Dúctil recubierto	1,2E-04	4,0E-04
Hierro Dúctil no recubierto	2,4E-04	8,0E-04
Concreto	1,2E-04	4,0E-04
Acero remachado	1,8E-03	6,0E-03

Fuente: Mott et al. (2006)

3.1.2 Número de Reynolds

En un sistema siempre va a existir pérdidas por longitud de tuberías debido a la rugosidad del material y a las variaciones de temperaturas, es así que el factor de fricción (f) depende del número de Reynolds (Re). Para poder calcular Reynolds se utiliza la ecuación posterior, McKeon et al. (2004):

$$Re = \frac{V D}{\gamma} \quad (3-5)$$

En la ecuación (3-5) es importante detallar cada uno de sus términos:

Re Número de Reynolds (adimensional).

D Diámetro interior de la tubería (m)

γ Viscosidad Cinemática (m²/s).

Se ha dicho a menudo que el número de Reynolds representa la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas. Este número junto con otros parámetros adimensionales relacionados con los fluidos proporciona una base sólida para muchas correlaciones de fricción, calor y transferencia de masa en problemas relacionados con el flujo de fluidos. Este número adimensional como se ha mencionado es la relación entre el efecto de inercia y el efecto viscoso, y su definición permite un análisis alternativo del inicio de la turbulencia. Osborne Reynolds en (1842–1912) llevó a cabo exhaustivas investigaciones de laboratorio sobre el comportamiento del fluido, y así definir un rango del número de Reynolds para verificar y diferenciar un fluido laminar de un turbulento, Chen (2019).

En la **Tabla 1** se encuentran los valores de la viscosidad cinemática para diferentes temperaturas del agua. Mott et al. (2006).

A continuación, se muestra la **Tabla 7**, con los rangos del Número de Reynolds para verificar un flujo laminar de un turbulento, Fox & McDonald (1990):

Tabla 7. Rangos Número de Reynolds

NÚMERO DE REYNOLDS	FLUJO
Re < 2.300	LAMINAR
2.300 < Re < 4.000	TRANSICIÓN
Re > 4.000	TURBULENTO

Fuente: Fox & McDonald (1990)

Ejemplo: Adquirir la viscosidad cinemática del agua a una temperatura de 20 °C

De la **Tabla 1** se adquiere los datos de la Viscosidad Absoluta y la Densidad a 20 °C.

$$\mu = 1,02E - 03 \text{ Pa.s}$$

$$\rho = 998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

La Viscosidad cinemática se encuentra a través de la ecuación (1-27).

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

$$v = \frac{1,02E - 03 \frac{kg \ m}{s^2}}{998 \frac{kg}{m^3}} = 1,022E - 06 (m^2/s)$$

Como se puede observar se obtiene el mismo valor de la viscosidad cinemática que se encuentra tabulado en la **Tabla 1**. Es decir, se debe verificar el fluido que se está utilizando en el sistema y verificar la viscosidad ya sea absoluta o cinemática en las tablas respectivas del fluido.

3.1.3 Diámetro Nominal

El diámetro nominal también se conoce como diámetro exterior medio, que denota el símbolo DN, que es el diámetro general de varios accesorios y tuberías. Los accesorios y tuberías del mismo diámetro nominal se pueden conectar entre sí y tienen intercambiabilidad. Con el fin de unificar las dimensiones de conexión de los empalmes y tuberías, se adopta el diámetro nominal. Por ejemplo, las tuberías de acero soldadas se pueden dividir en tubos de acero de pared delgada, tubos de acero ordinarios y tubos de acero engrosados de acuerdo con su espesor.

El diámetro nominal no es el diámetro exterior, ni el diámetro interior, cada diámetro nominal corresponde a un diámetro exterior, y su diámetro interior varía con el espesor. El diámetro nominal se puede expresar en milímetros (sistema métrico) o pulgadas en (sistema inglés).

Hay diferentes números de cédula en uso: 10, 20, 30, 40, 60, 80, 100, 120, 140, y 160. El espesor de pared de la tubería aumenta con el número de cédula. Estas tuberías se fabrican de acuerdo con la norma ANSI B36.10 y los tubos tienen una longitud estándar de 18 pies, Guillermo & Mustafá (2008).

Tabla 8. Tubería sin Costura CEDULA 20 ASTM 106 Gr. B/A53/API 5L

DESCRIPCIÓN COMERCIAL	DIÁMETRO		CÉDULA	ESPESOR	PESO	PRUEBA PRESIÓN
	EXTERIOR	INTERIOR				
pulg				mm	kg/m	kg/m ²
4"	114,30	103,18	20	5,56	14,91	143,70
5"	141,30	130,18	20	5,56	18,61	116,20
6"	168,30	157,18	20	5,56	22,31	97,90
8"	219,10	206,40	20	6,35	33,32	85,90
10"	273,00	260,30	20	6,35	41,76	69,00
12"	323,80	311,10	20	6,35	49,71	57,70
14"	355,60	339,76	20	7,92	67,91	60,20
16"	406,40	390,56	20	7,92	77,83	57,70
18"	457,00	441,16	20	7,92	87,71	51,40
20"	508,00	488,96	20	9,52	117,03	55,60
24"	610,00	590,96	20	9,52	140,88	46,50

Fuente: Ipac (2018)

Tabla 9. Tubería sin Costura CEDULA 40 ASTM 106 Gr. B/A53/API 5L

DESCRIPCIÓN COMERCIAL	DIÁMETRO (mm)		CÉDULA	ESPEJOR mm	PESO kg/m	PRUEBA PRESIÓN kg/m ²
	EXTERIOR	INTERIOR				
1/2"	21,3	15,76	40	2,77	1,27	49,3
3/4"	26,7	20,96	40	2,87	1,69	49,3
1"	33,4	26,64	40	3,38	2,5	49,3
1 1/4"	42,2	35,08	40	3,56	3,39	91,5
1 1/2"	48,43	41,07	40	3,68	4,06	91,5
2"	60,3	52,48	40	3,91	5,44	176,1
2 1/2"	73	62,68	40	5,16	8,63	176,1
3"	88,9	77,92	40	5,49	11,29	176,1
3 1/2"	101,6	90,12	40	5,74	13,57	166,9
4"	114,3	102,26	40	6,02	16,08	155,6
5"	141,3	128,2	40	6,55	21,77	137,3
6"	168,3	154,08	40	7,11	28,26	125,4
8"	219,1	202,74	40	8,18	42,55	110,6
10"	273	254,46	40	9,27	60,29	100,7
12"	323,8	303,18	40	10,31	79,71	94,4
14"	355,6	333,34	40	11,13	94,55	92,32
16"	406,4	381	40	12,7	123,31	92,3
18"	457	428,46	40	14,27	155,81	92,3
20"	508	477,82	40	15,09	183,43	88

Fuente: Ipac (2018)

Tabla 10. Tubería sin Costura CEDULA 80 ASTM 106 Gr. B/A53/API 5L

DESCRIPCIÓN COMERCIAL	DIÁMETRO (mm)		CÉDULA	ESPEJOR mm	PESO kg/m	PRUEBA PRESIÓN kg/m ²
	EXTERIOR	INTERIOR				
1/2"	21,3	13,84	80	3,73	1,62	59,9
3/4"	26,7	18,88	80	3,91	2,2	59,9
1"	33,4	24,3	80	4,55	3,24	59,9
1 1/4"	42,2	32,5	80	4,85	4,47	133,8
1 1/2"	48,43	38,27	80	5,08	5,43	133,8
2"	60,3	49,22	80	5,54	7,48	176,1
2 1/2"	73	58,98	80	7,01	11,41	176,1
3"	88,9	73,66	80	7,62	15,27	176,1
4"	114,3	97,18	80	8,56	22,32	197,2
5"	141,3	122,26	80	9,52	30,94	197,2
6"	168,3	146,36	80	10,97	42,56	193
8"	219,1	193,7	80	12,7	64,64	171,1
10"	273	242,82	80	15,09	95,98	163,4

Fuente: Ipac (2018)

El diámetro nominal (DN) es un designador adimensional del tamaño de la tubería en el sistema de unidades métricas, desarrollado por la Organización Internacional de Normalización (ISO). Indica el tamaño de tubería

estándar sin un símbolo de milímetros. Por ejemplo, DN 100 es la designación equivalente de: DN: Diámetro Nominal, 100: La dimensión de la tubería está en milímetros, Nayyar et al. (1976).

Tabla 11. Tuberías BIAx de Plastigama

DIÁMETRO NOMINAL	ESPESOR DE PARED	DIÁMETRO INTERIOR	PRESIÓN DE TRABAJO	
			Mpa	lb/plg ²
mm	mm	mm		
90	1,80	86,40	0,63	91,37
	1,80	86,40	0,80	116,03
	2,20	85,60	1,00	145,04
	2,80	84,40	1,25	181,30
110	2,20	105,60	0,63	91,37
	2,40	105,20	0,80	116,03
	2,70	104,60	1,00	145,04
	2,70	104,60	1,25	181,30
160	3,20	153,60	0,63	91,37
	3,50	153,00	0,80	116,03
	4,00	152,00	1,00	145,04
	4,00	152,00	1,25	181,30
200	3,90	192,20	0,63	91,37
	4,40	191,20	0,80	116,03
	4,90	190,20	1,00	145,04
	4,90	190,20	1,25	181,30
250	4,90	240,20	0,63	91,37
	5,50	239,00	0,80	116,03
	6,20	237,60	1,00	145,04
	6,20	237,60	1,25	181,30
315	6,20	302,60	0,63	91,37
	6,90	301,20	0,80	116,03
	7,70	299,60	1,00	145,04
	7,70	299,60	1,25	181,30

Fuente: Plastigama (2018)

El diámetro nominal de la tubería (NPS) es un conjunto norteamericano de tamaños estándar para las tuberías utilizadas para altas o bajas presiones y temperaturas. Se refiere a la tubería en términos no específicos e identifica el diámetro del orificio con un número no dimensional.

Tabla 12. Equivalentes de tamaño de tubería NPS y DN

DIÁMETRO NOMINAL (DN) mm	DIÁMETRO NOMINAL (NPS) pulg	DIÁMETRO EXTERIOR	
		Pulgadas	Milímetros
6	1/8	0,405	10,3
8	1/4	0,54	13,7
10	3/8	0,675	17,1
15	1/2	0,84	21,3
20	3/4	1,05	26,7

DIÁMETRO NOMINAL (DN) mm	DIÁMETRO NOMINAL (NPS) pulg	DIÁMETRO EXTERIOR	
		Pulgadas	Milímetros
25	1	1,315	33,4
32	1 1/4	1,66	42,2
40	1 1/2	1,9	48,3
50	2	2,375	60,3
65	2 1/2	2,875	73
80	3	3,5	88,9
90	3 1/2	4	102,6
100	4	5,563	114,3
125	5	5,563	141,3
150	6	6,625	168,3
200	8	8,625	219,1
250	10	10,75	273
300	12	12,75	323,9
350	14	14	355,6
400	16	16	406,4
450	18	18	457,2
500	20	20	508
550	22	22	558,8
600	24	24	609,6
650	26	26	660,4
700	28	28	711,2
750	30	30	762
800	32	32	812,8
850	34	34	863,6
900	36	36	914,4
950	38	38	965,2
1000	40	40	1016
1050	42	42	1066,8
1100	44	44	1117,6

Fuente: Nayyar et al. (1976)

Generalmente para la resolución de los ejercicios se debe utilizar el diámetro interior de la tubería, si se cuenta con las tablas respectivas del material, o a su vez se debe realizar un cálculo rápido con el diámetro nominal.

Hay que recordar finalmente que la función de las tuberías es el transporte de fluidos en general. Para especificar una tubería se deben tener en cuenta los siguientes items: Material, resistencia mecánica, espesor de pared, resistencia a la corrosión, temperatura, y presión de operación. De acuerdo con lo anterior, los tubos y accesorios se fabrican en diferentes diámetros y en un gran número de materiales, tales como: Acero carbono, acero inoxidable, cobre, PVC, etc. El diámetro de la tubería se selecciona a partir del tipo y caudal del fluido a transportar; la temperatura y presión de operación definen el espesor de la pared de la tubería. En la mayor parte de los servicios industriales de las industrias químicas tales como: Agua de enfriamiento, agua de calderas, agua de proceso (excepto en industrias de alimentos y bebidas), agua de la red contra incendios, vapor de calentamiento, condensados, aceites y gases combustibles, aceites térmicos, y gases comprimidos, las tuberías son fabricadas en acero carbono sin costura, Guillermo & Mustafá (2008).

Ejercicio de Aplicación 5

Desde un tanque de almacenamiento fluye agua a 30 °C a través de 168 m de tubería de acero de 6 pulg cédula 40 (154,08 mm diámetro interior), como se observa en la **Figura 42**. Si se toma en cuenta la pérdida de energía debido a la fricción, calcule la altura h que se requiere sobre la entrada de la tubería con el fin de producir un flujo volumétrico de 0,08 m³/s.

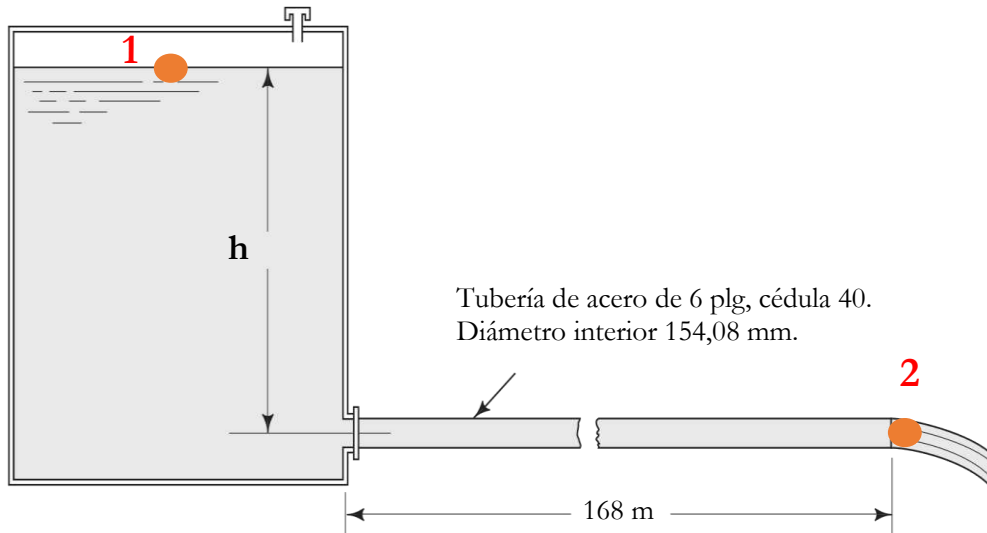


Figura 42. Esquema Pérdidas por longitud de tubería

Fuente: Mott (2015)

Para obtener la altura necesaria para garantizar el caudal a fluir por la tubería se plantea la ecuación de Bernoulli (ecuación 2-29) entre la lámina de agua y la salida de la tubería (**Figura 42**).

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + h_{Long\ 1-2}$$

Para los cálculos respectivos verificar la viscosidad cinemática a 30 °C. Además, obtener el diámetro interior de la tubería de acero de 6 plg cédula 40.

De la **Tabla 1** se adquiere los datos de la Viscosidad Cinemática y el Peso Específico a 30 °C.

$$\nu = 8,03E - 07 \frac{m^2}{s}$$

$$\gamma = 9.770 \frac{N}{m^3}$$

Además, de la **Tabla 9** se obtiene el diámetro interior (154,08 mm) de la tubería de acero de 6 plg cédula 40.

Para el factor de fricción se debe obtener el número de Reynolds y posteriormente calcularlo a través de la ecuación de Swamee (ecuación 3-4).

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2}$$

El número de Reynolds se calcula mediante la ecuación (3-5), con la viscosidad cinemática a 30° (8,03E-07 m²/s):

$$Re = \frac{V D}{\nu}$$

La velocidad se obtiene a través de la ecuación de la continuidad (ecuación 2-19):

$$Q = V A \quad Q = V \frac{\pi D^2}{4}$$

De la ecuación anterior se despeja la velocidad y se calcula con un caudal de 0,08 m³/s y con un diámetro de 154,08 mm, 0,154 m:

$$V = \frac{4 Q}{\pi D^2} \quad V = \frac{4 (0,08)}{\pi (0,154^2)} \quad V = 4,295 \frac{m}{s}$$

Se calcula Reynolds:

$$Re = \frac{(4,295) (0,154)}{(8,03E - 07)} = 823.690,0873$$

A continuación, se calcula el factor de fricción.

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7 D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2}$$

El material de la tubería en estudio es Acero Comercial y la rugosidad absoluta se obtiene de la **Tabla 6**, siendo el valor de 4,6E-05 m.

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{(4,6 E - 05)}{3,7 (0,154)} + \frac{5,74}{(823.690,0873)^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,016$$

El factor de fricción para la tubería de estudio es 0,016. A continuación, se calcula las pérdidas por longitud de tubería a través de la ecuación de Darcy – Weisbach.

Existe una longitud total de: 168 m.

$$h_{Long 1-2} = \frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

$$h_{Long 1-2} = \frac{8 (0,016) (168) (0,08)^2}{\pi^2 (9,81) (0,154)^5} = 16,411 \text{ mca}$$

Las pérdidas primarias, por fricción, o por longitud de tubería es de 16,411 mca.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + h_{Long\ 1-2}$$

En la ecuación de Bernoulli en este libro se trabaja con presiones manométricas es así como en el punto (1), (2) la presión es igual a cero (0), además las pérdidas por velocidad en el punto (1) (lámina de agua) se pueden considerar aproximadamente cero (0). Z_2 igual a cero (0) al considerar el nivel de referencia en ese punto de análisis (**Figura 42**).

$$Z_1 = \frac{V_2^2}{2g} + h_{Long\ 1-2}$$

$$h = \frac{V_2^2}{2g} + h_{Long\ 1-2}$$

$$h = \frac{8 Q^2}{\pi^2 g D_1^4} + h_{Long\ 1-2}$$

$$h = \frac{8 (0,08)^2}{\pi^2 (9,81)(0,154)^4} + 16,411$$

$$h = 17,351\ mca$$

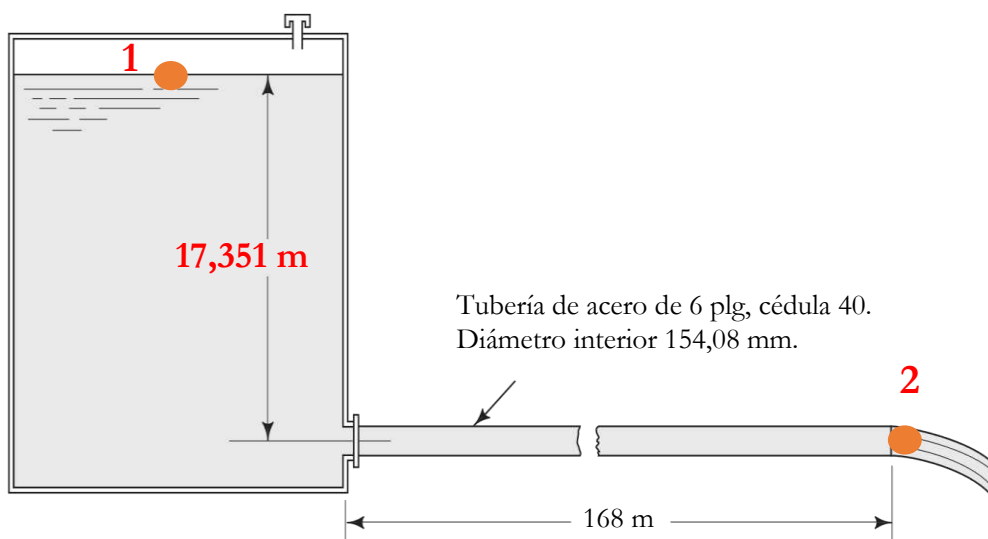


Figura 43. Resultados

Objetivos y destrezas alcanzadas

- ✓ Realizar el balance energético entre los puntos de análisis.
- ✓ Verificar y analizar las propiedades del fluido según la temperatura de estudio.

Ejercicio de Aplicación 6

En el trasvase de agua entre dos depósitos, cuyas láminas de agua se encuentran respectivamente a las cotas de 145 y 80 m, se va a instalar una tubería de hormigón de rugosidad absoluta 0,22 mm. Por las características del terreno la tubería se puede suponer que estará constituida por dos tramos, el primero de ellos inclinado, de longitud 8.500 m, y el segundo horizontal, de longitud 6.500 m. Se supondrán despreciables las pérdidas menores de la instalación. La viscosidad cinemática del fluido a trasegar es de $1,02E-06 \text{ m}^2/\text{s}$.

Si se desea trasvasar entre los depósitos un caudal de 480 l/s, determinar:

- Diámetro teórico que debería tener la tubería para transportar el caudal deseado.
- Al no ser comercial el diámetro calculado en el apartado a), desdoblar la tubería en los diámetros comerciales anterior y posterior al calculado para cada una de las tuberías. Determinar en este caso la longitud de tubería a instalar de cada uno de estos diámetros.

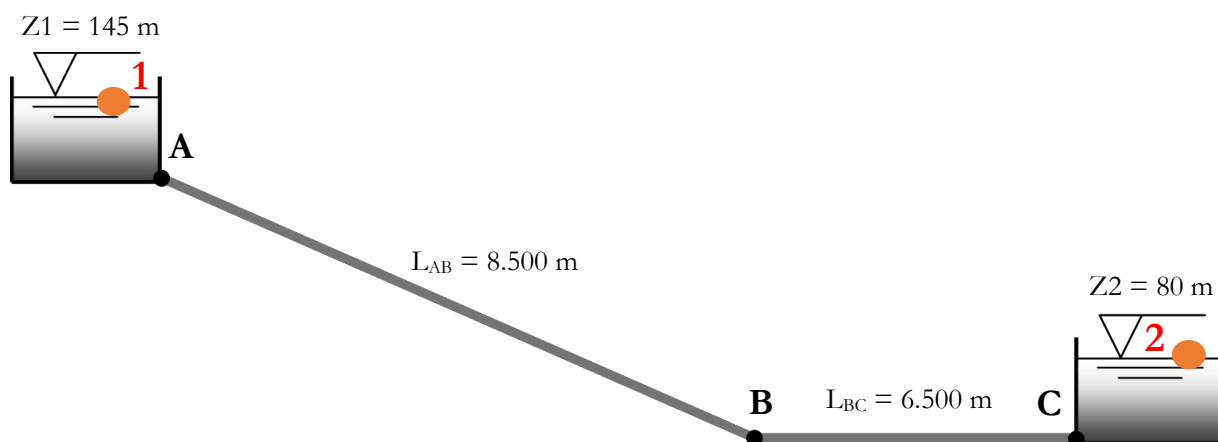


Figura 44. Instalación de las Tuberías

Tabla 13. Diámetros Comerciales

Diámetros Nominales
300
350
400
500
600
700
800
900

a) Diámetro teórico que debería tener la tubería para transportar el caudal deseado

Se aplica la ecuación de Bernoulli (ecuación 2-29) entre los puntos de análisis (1) y (2) estableciendo como nivel de referencia el nivel del piso (cota 0) **Figura 44**.

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + h_{Long\ 1-2} + h_{acc}$$

Para determinar las pérdidas por longitud de tubería se emplea la ecuación (3-1):

$$h_{Long} = \frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

En lo referente a las pérdidas por accesorios el ejercicio plantea que se pueden despreciar. Presiones atmosféricas, manométricas igual a cero (0), y las pérdidas por velocidad en las láminas de agua se pueden considerar cero (0).

$$Z_1 = Z_2 + \frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

Dando valores, la ecuación queda:

El caudal que se desea trasegar es de 480 l/s (0,48 m³/s):

$$145 = 80 + \frac{8 f (8.500 + 6.500) (0,48)^2}{\pi^2 (9,81) D^5}$$

$$6.293,3532 D^5 = 27.648 f$$

$$D = \sqrt[5]{\frac{27.648 f}{6.293,3532}}$$

$$D = \sqrt[5]{4,3932 f}$$

$$D = 1,344 \sqrt[5]{f}$$

Como se puede observar existe una ecuación con dos incógnitas, para poder llegar a una solución se debe realizar iteraciones es decir se asume un factor de fricción (se recomienda comenzar con 0,02), se calcula el caudal y a continuación el Número de Reynolds y el factor de fricción, se compara el asumido con el calculado y si es respectivamente igual se finaliza el proceso de iteración.

Tabla 14. Iteraciones factor de fricción (Ecuación de Swamee)

f Asumido	Diámetro (m)	Velocidad (m/s)	Reynolds	f Calculado
0,02000	0,61462	1,6179	972.960,4622	0,01627
0,01627	0,58974	1,7572	1.013.999,1086	0,01636
0,01636	0,59044	1,7531	1.012.807,8000	0,01636

El diámetro teórico a través de la ecuación de Swamee (ecuación 3-4) es de 0,59044 m es decir 590,44 mm

Tabla 15. Iteraciones factor de fricción (Ecuación de Colebrook)

f Asumido	Diámetro (m)	Velocidad (m/s)	Reynolds	f Calculado
0,02000	0,61462	1,61786	972.960,46216	0,01611
0,01611	0,58860	1,76408	1.015.976,37993	0,01628
0,01628	0,58981	1,75680	1.013.879,74265	0,01627
0,01627	0,58975	1,75715	1.013.980,07145	0,01627

El diámetro teórico a través de la ecuación de Colebrook (ecuación 3-3) es de 0,58975 m es decir 589,75 mm

Resumen ecuaciones utilizadas en las iteraciones:

Ecuación de Continuidad (ecuación 2-19):

$$V = \frac{4 Q}{\pi D^2}$$

Ecuación de Reynolds (ecuación 3-5) :

$$Re = \frac{V D}{\gamma}$$

Ecuación de Swamee (ecuación 3-4):

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7 D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2}$$

Ecuación de Colebrook (ecuación 3-3):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7 D} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

$$f_{calc} = \frac{1}{\left[-2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7 D} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f_{asum}}} \right) \right]^2}$$

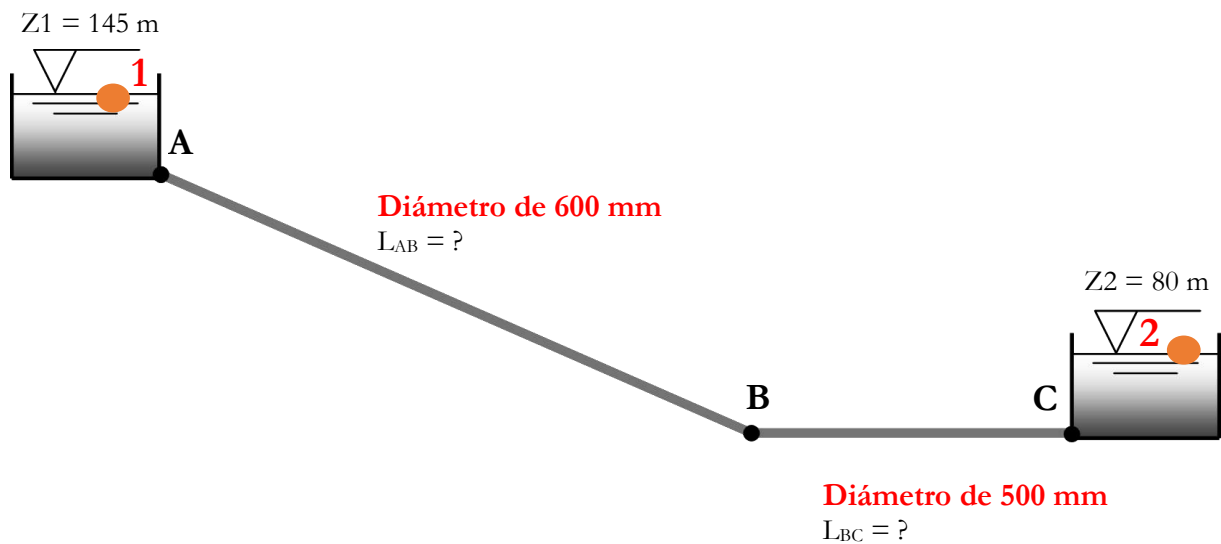
Es decir, el diámetro teórico calculado es de 590 mm.

- b) Al no ser comercial el diámetro calculado en el apartado a), desdoblar la tubería en los diámetros comerciales anterior y posterior al calculado para cada una de las tuberías. Determinar en este caso la longitud de tubería a instalar de cada uno de estos diámetros**

Desdoblar Tubería: En casi todas las ocasiones el cálculo teórico del diámetro a instalar nunca corresponde a un diámetro normalizado, es así como el proyectista debe tomar la alternativa de seleccionar el diámetro mayor, puesto que, si selecciona el diámetro inferior en el sistema existirían mayores pérdidas por fricción.

Es así que una de las alternativas existentes para garantizar el funcionamiento óptimo de la instalación es desdoblar la tubería, en otras palabras, colocar un tramo de conducción del diámetro superior y otro tramo del diámetro inferior garantizando el funcionamiento eficaz, además de disminuir el costo económico.

Como el diámetro calculado de 590 mm no es comercial, se desdobra la instalación en un tramo de longitud L_{AB} con un diámetro de 600 mm y una longitud L_{BC} con un diámetro 500 mm.



Longitud Total de la Tubería

$L_{total} = 15.000 \text{ m}$

Figura 45. Desdoblar la tubería

Se aplica la ecuación de Bernoulli (ecuación 2-29) entre los puntos de análisis (1) y (2) estableciendo como nivel de referencia el nivel del piso (cota 0) **Figura 45**.

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + h_{Long\ 1-2} + h_{acc}$$

Para determinar las pérdidas por longitud de tubería se emplea la ecuación (3-1):

$$h_{Long} = \frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

En lo referente a las pérdidas por accesorios el ejercicio plantea que se pueden despreciar. Presiones atmosféricas, manométricas igual a cero (0), y las pérdidas por velocidad en las láminas de agua se pueden considerar cero (0).

$$Z_1 = Z_2 + \frac{8 f_{AB} L_{AB} Q^2}{\pi^2 g D_{AB}^5} + \frac{8 f_{BC} L_{BC} Q^2}{\pi^2 g D_{BC}^5}$$

Para el factor de fricción se debe obtener el número de Reynolds y posteriormente calcularlo a través de la ecuación de Swamee (ecuación 3-4).

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7 D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2}$$

La velocidad se obtiene a través de la ecuación de la continuidad (ecuación 2-19):

$$Q = V A \quad Q = V \frac{\pi D^2}{4}$$

Para la tubería AB, de la ecuación de la continuidad se despeja la velocidad y se calcula con un caudal de 0,48 m³/s y con un diámetro de 600 mm (0,6 m):

$$V = \frac{4 Q}{\pi D_{AB}^2} \quad V = \frac{4 (0,48)}{\pi (0,6^2)} \quad V = 1,6977 \frac{m}{s}$$

El número de Reynolds se calcula mediante la ecuación (3-5), con la viscosidad cinemática (1,02E-06 m²/s):

$$Re = \frac{V D}{\nu}$$

Se calcula Reynolds:

$$Re = \frac{(1,6977) (0,6)}{(1,02 E - 06)} = 998.617,647$$

A continuación, se calcula el factor de fricción a través de la ecuación de Swamee (ecuación 3-4), tubería de hormigón (rugosidad absoluta 0,22 mm).

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7 D_{AB}} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{(2,2 E - 04)}{3,7 (0,6)} + \frac{5,74}{(998.617,647)^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,01632$$

El factor de fricción para la tubería 1 es 0,01632.

Para la tubería 2, de la ecuación de la continuidad se despeja la velocidad y se calcula con un caudal de 0,48 m³/s y con un diámetro de 500 mm (0,5 m):

$$V = \frac{4 Q}{\pi D_{BC}^2} \quad V = \frac{4 (0,48)}{\pi (0,5^2)} \quad V = 2,44462 \frac{m}{s}$$

Se calcula Reynolds:

$$Re = \frac{(2,44462) (0,5)}{(1,02 E - 06)} = 1,1983E6$$

A continuación, se calcula el factor de fricción a través de la ecuación de Swamee (ecuación 3-4), tubería de hormigón (rugosidad absoluta 0,22 mm).

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7 D_{BC}} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{(2,2 E - 04)}{3,7 (0,5)} + \frac{5,74}{(1,1983E6)^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,01679$$

El factor de fricción para la tubería 2 es 0,01679.

Se remplazan los valores considerando que la longitud total es igual a la suma de la tubería (1) y (2):

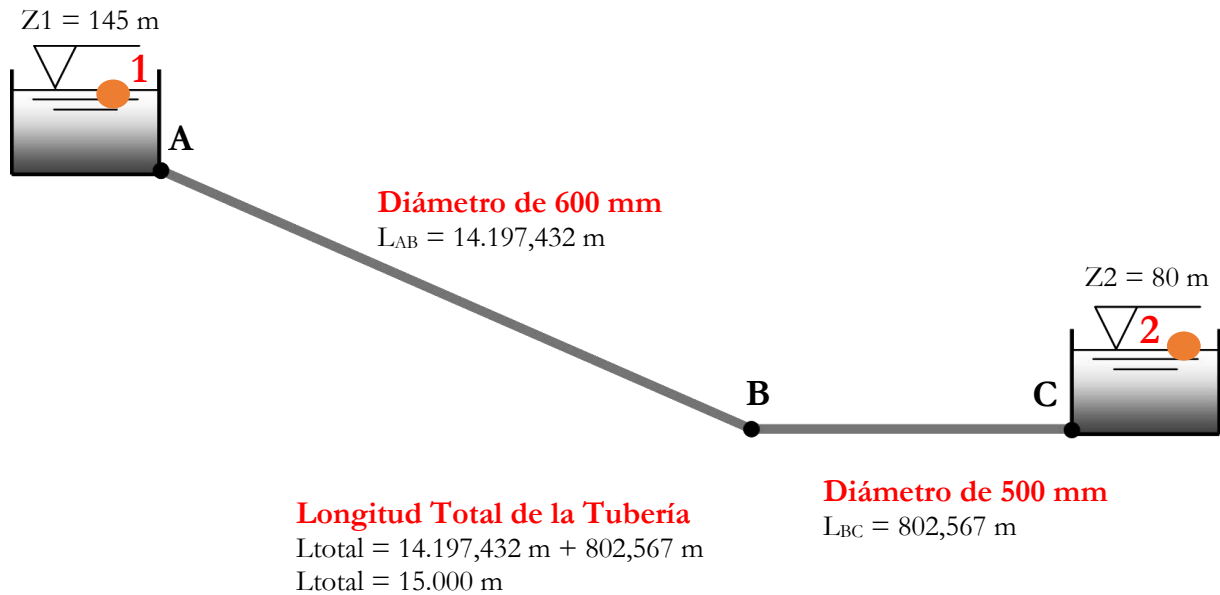


Figura 46. Resultados desdoblarse la tubería

$$L_T = L_1 + L_2 = 15.000$$

$$L_2 = 15.000 - L_1$$

$$145 = 80 + \frac{8 (0,01632) L_1 Q^2}{\pi^2 g D_1^5} + \frac{8 (0,01679) L_2 Q^2}{\pi^2 g D_2^5}$$

$$145 = 80 + \frac{8 (0,01632) L_1 (0,48)^2}{\pi^2 (9,81) (0,6)^5} + \frac{8 (0,01679) (15.000 - L_1) (0,48)^2}{\pi^2 (9,81) (0,5)^5}$$

$$145 = 80 + 0,004 L_1 + 0,01023 (15.000 - L_1)$$

$$145 = 80 + 0,004 L_1 + 0,01023 (15.000 - L_1)$$

$$145 = 80 + 0,004 L_1 + 153,45 - 0,01023 L_1$$

$$L_1 = 14.197,432 \text{ m}$$

$$L_2 = 15.000 - 14.197,432 = 802,567 \text{ m}$$

Es decir, se debe instalar una longitud de tubería de 14.197,432 m de diámetro de 600 mm y 802,567 m de 500.

Objetivos y destrezas alcanzadas

- ✓ Comprender y aplicar el proceso de iteración en el cálculo del factor de fricción a través de la Ecuación de Swamee y de Colebrook.
- ✓ Utilizar el proceso de desdoblamiento de tuberías para garantizar el funcionamiento óptimo y así reducir el costo económico de la instalación.

CAPÍTULO

4

PÉRDIDAS

SECUNDARIAS



CAPÍTULO IV

PÉRDIDAS SECUNDARIAS

En este capítulo se abordará las pérdidas por accesorios (pérdidas menores) dentro de un sistema de tuberías, las cuales se producen cuando el fluido entra en contacto directo con los accesorios de la instalación tales como: válvulas, codos, acoplamientos, ensanchamientos, reducciones, tes, entradas y salidas a tanques, instrumentos de medición, entre otros. Estos componentes suponen una pérdida adicional de la energía que no es producto de la fricción mecánica del fluido con el conducto sino más bien por la interrupción del flujo en el seno del fluido. En un sistema típico de distribución las pérdidas por accesorio son menores en comparación con las pérdidas primarias (fricción) y por eso toman su nombre (Pérdidas menores). Sin embargo, existen casos donde las pérdidas menores (debido a las válvulas) son mayores que las pérdidas longitudinales y por esta razón desde un punto de vista conceptual es importante su identificación y conocimiento adecuado.

En este capítulo se aprenderá principalmente a determinar las pérdidas de energía conforme los fluidos atraviesan los diferentes accesorios dentro de una instalación.

Los objetivos de la unidad son:

- ✓ Identificar la localización de las pérdidas menores.
- ✓ Determinar el coeficiente de resistencia para el cálculo de las pérdidas de energía menores.
- ✓ Emplear la técnica de longitud equivalente para el cálculo de energías menores.

4. Pérdidas por accesorios

El flujo a través de una válvula o accesorio no está claramente definido debido a los cambios abruptos en la dirección o área de sección transversal; por lo tanto, la predicción de la caída de presión en tales accesorios no es sencilla. El mejor método para evaluar la resistencia del ajuste se basa en una determinación global de caídas de presión y k deducido (coeficientes de resistencia). Además, hay que recordar que el número de los accesorios utilizados en los procesos industriales es de suma importancia, Martínez-Padilla & Linares García (2001).

Para cualquier sistema de tubería, además de las pérdidas por fricción calculada para la longitud de la tubería, existen pérdidas por accesorios o denominadas generalmente pérdidas menores. Las pérdidas menores pueden existir en:

- ✓ Entrada o salida de tubería.
- ✓ Curvas, codos, tees y otros accesorios.
- ✓ Expansión o contracción repentina.
- ✓ Válvulas, abiertas o parcialmente cerradas.

El método más común utilizado para determinar estas pérdidas, caídas de presión es la siguiente ecuación, Cengel et al. (2006):

$$h_{acc} = k \frac{V^2}{2g} \quad (4-1)$$

$$h_{acc} = \frac{8 k Q^2}{\pi^2 g D_{acc}^4} \quad (4-2)$$

Donde k es el coeficiente de pérdida (local) que depende del tipo de accesorio y del diámetro nominal.

4.1 Ábacos de Coeficientes

El coeficiente de pérdida depende del catálogo o del ábaco que se utilice, a continuación, se muestran algunas alternativas.

Coeficientes adimensionales

Tabla 16. Coeficiente de Pérdida adimensional

ACCESORIO	k
Rejilla de entrada	0,80
Válvula de pie	3,00
Entrada cuadrada	0,50
Entrada abocinada	0,10
Ampliación gradual	0,30
Ampliación brusca	0,20
Reducción gradual	0,25
Reducción Brusca	0,35
Codo corto de 90	0,90
Codo corte de 45	0,40
Codo largo de 90	0,40
Codo largo de 45 ^o	0,20
Codo largo de 22 – 30 ^o	0,10
Tee con flujo en línea recta	0,10
Tee con flujo en ángulo	1,50
Tee con salida bilateral	1,80
Válvula de compuerta abierta	5,00
Válvula de ángulo abierta	5,00
Válvula de globo abierta	10,00
Válvula de retención	2,50
Válvula de mariposa abierta	0,24
Boquillas	2,75
Controlador de gasto	2,50
Medidor Venturi	2,50
Bifurcación	0,10
Pequeña derivación	0,03

Fuente: Comisión Nacional del Agua (2007)

En la vida práctica es común añadir las pérdidas de los accesorios como un porcentaje del total de las pérdidas por fricción (longitud de la tubería). Se considera entre un 5-10% dependiendo de las características del sistema y de las velocidades en las conducciones. Si el promedio de la velocidad se encuentra en 2 m/s se considera el 10% y si es menor a 1 m/s el 5%, Comisión Nacional del Agua (2007).

Resistencia de accesorios expresada en longitud equivalente en diámetros de tubería L_e/D

En este caso el coeficiente de pérdidas se calcula de la siguiente manera:

$$k = f(L_e/D) \quad (4-3)$$

El factor de fricción debe ser calculado a través de la ecuación de Swamee vista anteriormente.

Tabla 17. Resistencia de accesorios expresada en longitud equivalente en diámetros de tubería Le/D

ACCESORIOS	Le/D
Válvula de globo (abierta por completo)	340
Válvula de ángulo (abierta por completo)	150
Válvula de compuerta (abierta por completo)	8
3/4 abierta	35
1/2 abierta	160
1/4 abierta	900
Válvula de verificación tipo giratorio	100
Válvula de pie tipo bola	150
Válvula de mariposa (abierta por completo) 2 - 8"	45
10 - 14 pulgadas	35
16 - 24 pulgadas	25
Válvula de pie (tipo disco vástago)	420
Válvula de pie (tipo disco de bisagra)	75
Codo estándar a 90°	30
Codo 90° de radio largo	20
Codo roscado a 90°	50
Codo estándar a 45°	16
Codo roscado a 45°	26
Té estándar con flujo directo	20
Con flujo en ramal	60
Uniones	1

Fuente: Crane (1992)

Longitud Equivalente expresada en metros de longitud

En la **Figura 48**, para poder expresar las pérdidas por accesorios en función de la longitud equivalente se debe seleccionar el accesorio y el diámetro respectivo, una vez que se han encontrado se unen mediante una línea y la intersección en la escala de la longitud da como resultado la longitud equivalente correspondiente a las pérdidas de ese accesorio. Una vez encontrado este término se añade a la ecuación de Darcy – Weisbach modificada.

$$h_{Long} = \frac{8 f (L_{tubería} + L_{Equivalente\ accesorio}) Q^2}{\pi^2 g D^5} \quad (4-4)$$

Ejemplo: Adquirir la longitud total

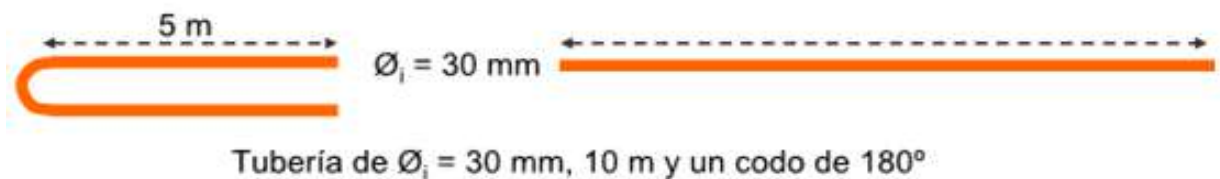


Figura 47. Ejercicio de Aplicación

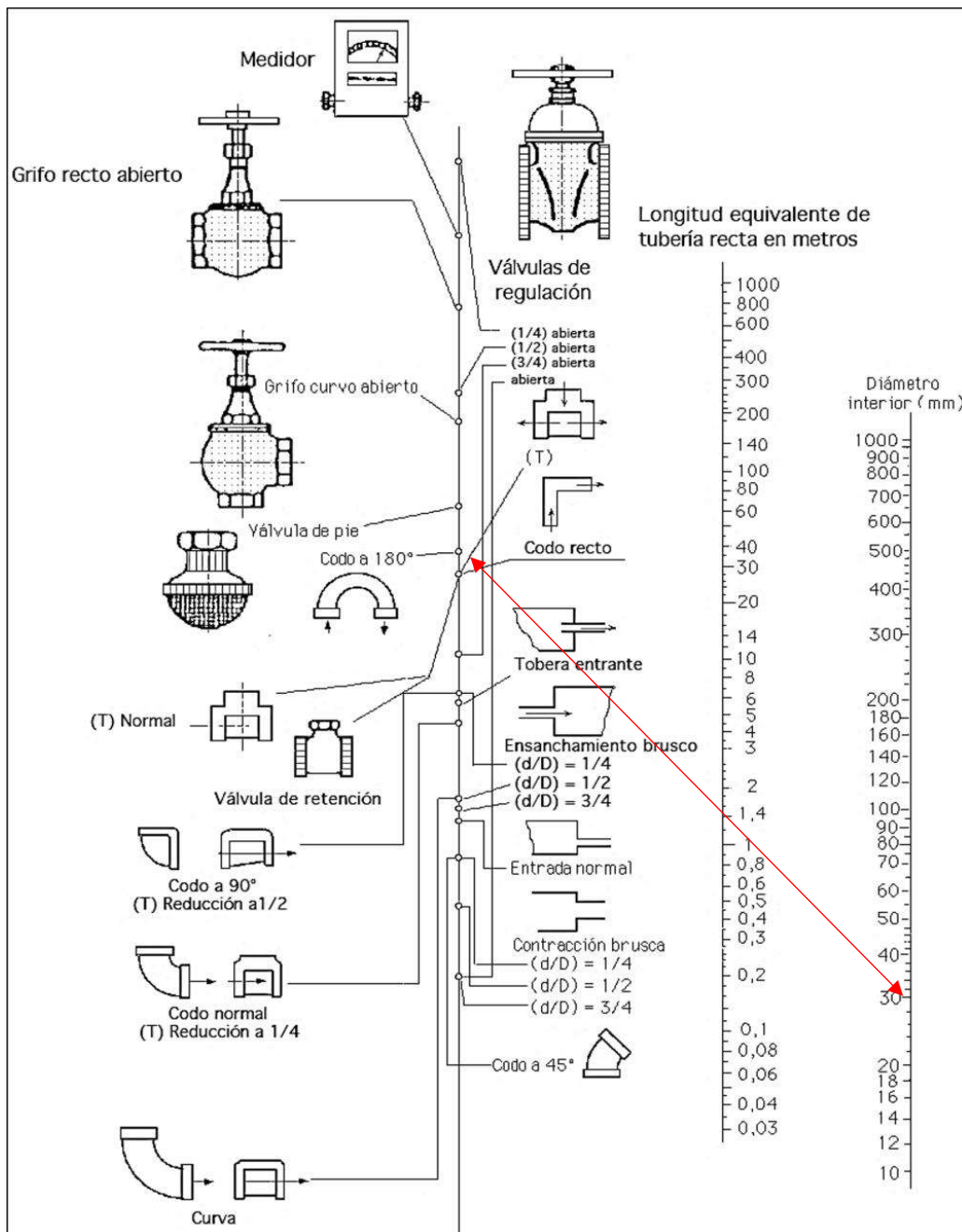


Figura 48. Longitud Equivalente (m)
Fuente: Comisión Nacional del Agua (2016)

De la **Figura 48** se adquiere la longitud equivalente del codo de 180°.

La longitud total será $10 + 1,4 = 11,4$ m y mediante la ecuación (4-3) se obtendría las pérdidas por longitud de tubería:

$$h_{Long} = \frac{8 f (10 + 1,4) Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

$$h_{Long} = \frac{8 f (11,4) Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

Ejercicio de Aplicación 7

Calcular las pérdidas totales (Pérdidas por longitud de tubería y accesorios) del sistema de distribución de agua a 40 °C, cuyo flujo volumétrico es de 18 gpm y se trata de una Tubería sin Costura CÉDULA 80.

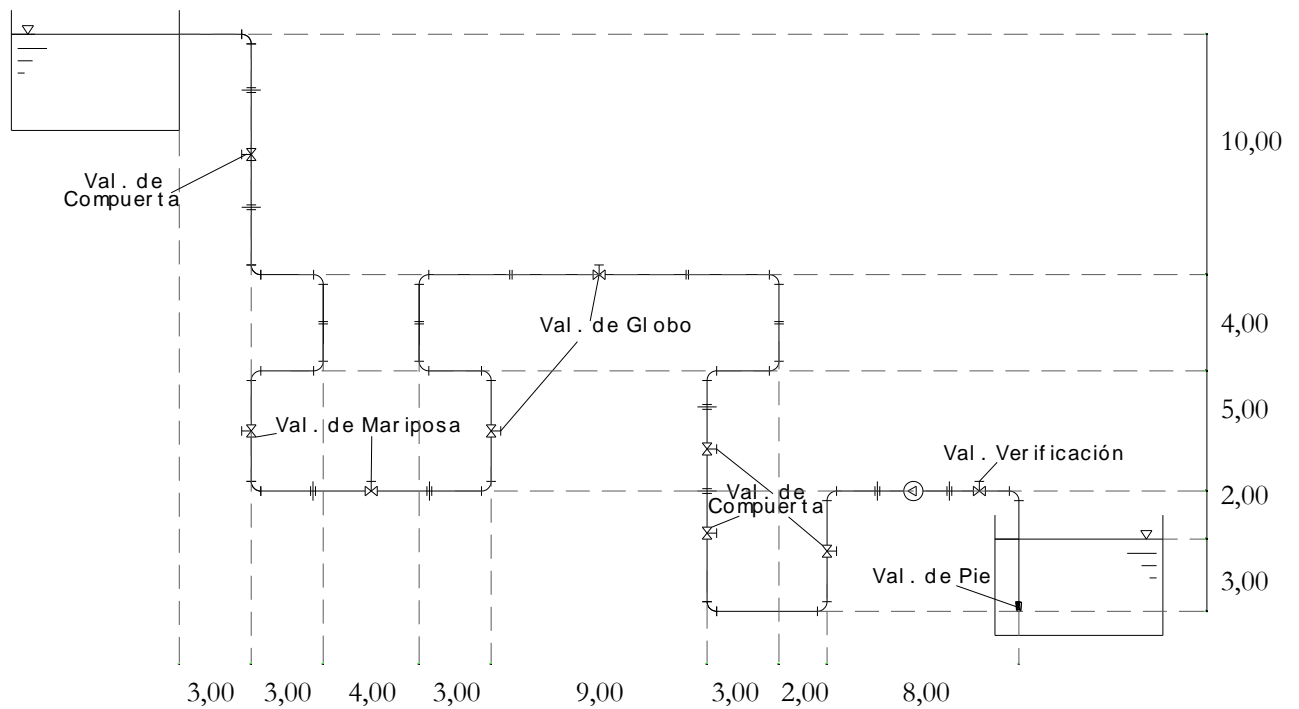


Figura 49. Esquema de la Instalación

Las ecuaciones para determinar las pérdidas por longitud de tubería (ecuación 3-1) y por accesorios (ecuación 4-2) que se encuentra en función del caudal.

$$h_{Long} = \frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

$$h_{acc} = \frac{8 k Q^2}{\pi^2 g D_{acc}^4}$$

Se debe transformar los 18 gpm a m^3/s :

$$18 \frac{gal}{min} \left[\frac{3,785 l}{1 gal} \right] \left[\frac{1 min}{60 s} \right] \left[\frac{1 m^3}{1.000 l} \right] = 0,001136 \frac{m^3}{s}$$

De la **Tabla 1** se adquiere los datos de la Viscosidad Cinemática y el Peso Específico a 40 °C.

$$\nu = 6,56E - 07 \frac{m^2}{s}$$

$$\gamma = 9.730 \frac{N}{m^3}$$

Para poder diseñar un tramo de tuberías se debe seleccionar la velocidad de diseño entre 0,5 – 4,5 m/s. Para este ejercicio se ha seleccionado una velocidad de 2,5 m/s.

El diámetro teórico se calcula mediante la ecuación de continuidad (ecuación 2-19):

$$Q = V \frac{\pi D^2}{4}$$

$$D_{\text{Teórico}} = \sqrt{\frac{4 Q}{\pi V}} = \sqrt{\frac{4 (0,001136)}{\pi (2,5)}} = 0,02405 \text{ m} = 24,05 \text{ mm}$$

Con este diámetro teórico se selecciona de la **Tabla 10** el diámetro normalizado 1 1/4 plg, que equivale a 32,5 mm. No se puede seleccionar la tubería de 1 plg puesto que al reducirse el diámetro la velocidad de la conducción sube por encima de la velocidad de diseño, es así que se selecciona un diámetro normalizado de 1 1/4 plg (diámetro interior de 32,5 mm, 0,0325 m).

Una vez seleccionado el diámetro de la conducción se calcula la velocidad real en la instalación a través de la ecuación de continuidad (ecuación 2-19) y se obtiene el factor de fricción.

Pérdidas primarias, por fricción o por longitud de Tuberías

Para el factor de fricción se debe obtener el número de Reynolds y posteriormente calcularlo a través de la ecuación de Swamee (ecuación 3-4).

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7 D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2}$$

El número de Reynolds se calcula mediante la ecuación (ecuación 3-5) con la viscosidad cinemática a 40° (6,56E-07 m²/s):

$$Re = \frac{V D}{\nu}$$

La velocidad se obtiene a través de la ecuación de la continuidad (ecuación 2-19):

$$Q = V A \quad Q = V \frac{\pi D^2}{4}$$

De la ecuación anterior se despeja la velocidad y se calcula con un caudal de 0,001136 m³/s y con un diámetro interior de 32,5 mm, 0,0325 m):

$$V = \frac{4 Q}{\pi D^2} \quad V = \frac{4 (0,001136)}{\pi (0,0325^2)} \quad V = 1,369 \frac{m}{s}$$

Se calcula Reynolds:

$$Re = \frac{(1,369) (0,0325)}{(6,56E - 07)} = 67.823,933$$

A continuación, se calcula el factor de fricción a través de la ecuación de Swamee (ecuación 3-4).

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7 D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2}$$

El material de la tubería en estudio es Acero Comercial y la rugosidad absoluta se obtiene de la **Tabla 6**, siendo el valor de 4,6E-05 m.

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{(4,6 E - 05)}{3,7 (0,0325)} + \frac{5,74}{(67.823,933)^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,025$$

El factor de fricción para la tubería de estudio es 0,025. A continuación, se calcula las pérdidas por longitud de tubería a través de la ecuación de Darcy – Weisbach (ecuación 3-1).

Para obtener la longitud total de la tubería se suma cada uno de los tramos que se encuentra en la gráfica de la instalación **Figura 49**.

Se obtiene una longitud total de: 105 m.

$$h_{Long} = \frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

$$h_{Long} = \frac{8 (0,025) (105) (0,001136)^2}{\pi^2 (9,81) (0,0325)^5} = 7,719 \text{ mca}$$

Las pérdidas primarias, por fricción, o por longitud de tubería es de 7,719 mca.

Pérdidas secundarias, o por accesorios

Para el cálculo de las pérdidas por accesorios se utilizará tres alternativas.

1. Coeficiente de pérdida (k adimensional).
2. Resistencia de accesorios expresada en longitud equivalente en diámetros de tubería Le/D.
3. Longitud Equivalente expresada en metros de longitud.

Primer Método Coeficiente de pérdida (k adimensional)

Se verifica los accesorios que existen en la instalación y mediante la **Tabla 16** se encuentran los coeficientes de pérdidas de cada elemento y se representan en la **Tabla 18**.

Tabla 18. Accesorios de la Instalación k adimensional

ACCESORIOS	k	NÚMERO	kTOTAL
Válvula de pie	3,00	1	3
Codo corto de 90	0,90	17	15,3
Válvula de compuerta abierta	5,00	4	20
Válvula de globo abierta	10,00	2	20
Válvula de retención	2,50	1	2,5
Válvula de mariposa abierta	0,24	2	0,48
Uniones, uniones universales	0,24	13	3,12

Al no existir en la **Tabla 16** una válvula de verificación se ha tomado como si fuera una de retención y a su vez un valor de k de 0,24 a las uniones, uniones universales tomando en cuenta una referencia aproximada.

Se obtiene un kttotal de 64,4 y se calcula las pérdidas por accesorios (ecuación 4-4):

$$h_{acc} = k \frac{V^2}{2g} = \frac{8 K Q^2}{\pi^2 g D^4}$$

$$h_{acc} = \frac{8 k Q^2}{\pi^2 g D^4} = \frac{8 (64,4)(0,001136)^2}{\pi^2 (9,81) (0,0325)^4} = 6,155 \text{ mca}$$

Las pérdidas secundarias, o por accesorios es de 6,155 mca. Es decir, las Pérdidas totales del sistema serán:

$$H_{totales} = h_{Long} + h_{acc}$$

$$H_{totales} = 7,719 + 6,155 = 13,875$$

Segundo Método Resistencia de accesorios expresada en longitud equivalente en diámetros de tubería Le/D

En este caso el coeficiente de pérdidas se calcula de la siguiente manera (ecuación 4-3):

$$k = f(L_e/D)$$

Se verifica los accesorios que existen en la instalación y mediante la **Tabla 17** se encuentra la longitud equivalente en diámetros de tubería Le/D y se representan en la **Tabla 19**.

Tabla 19. Accesorios de la Instalación, longitud equivalente en diámetros de tubería Le/D

ACCESORIOS	Le/D	NÚMERO	f	ktotal
Válvula de globo (abierto por completo)	340	2	0,025	17
Válvula de compuerta (1/2 abierta)	160	4	0,025	16
Válvula de verificación tipo giratorio	100	1	0,025	2,5
Válvula de pie (tipo disco vástago)	420	1	0,025	10,5
Válvula de mariposa (abierto por completo) 2 - 8"	45	2	0,025	2,25
Codo roscado a 90°	50	17	0,025	21,25
Uniones	1	13	0,025	0,325

Se obtiene un kttotal de 69,825 y se calcula las pérdidas por accesorios (ecuación 4-4):

$$h_{acc} = K \frac{V^2}{2g} = \frac{8 K Q^2}{\pi^2 g D^4}$$

$$h_{acc} = \frac{8 K Q^2}{\pi^2 g D^4} = \frac{8 (69,825)(0,001136)^2}{\pi^2 (9,81) (0,0325)^4} = 6,674 \text{ mca}$$

Las pérdidas secundarias, o por accesorios es de 6,674 mca. Es decir, las Pérdidas totales de sistema serán:

$$H_{totales} = h_{Long} + h_{acc}$$

$$H_{totales} = 7,719 + 6,674 = 14,393 \text{ mca}$$

Tercer Método Longitud Equivalente expresada en metros de longitud

En el ábaco de la **Figura 50** se encuentran los accesorios de la instalación y se obtienen las longitudes equivalentes de los elementos.

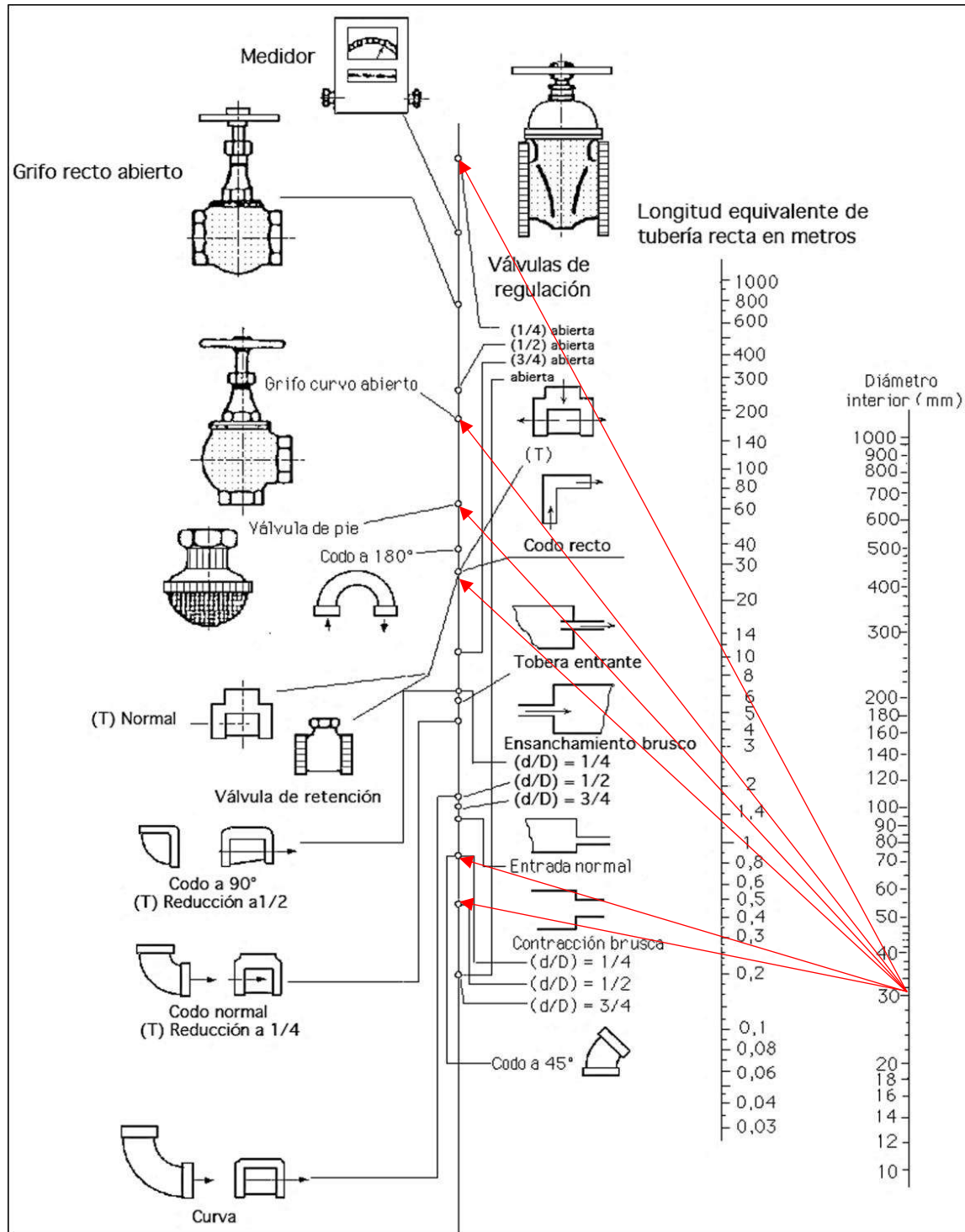


Figura 50. Obtención de las longitudes Equivalentes

Tabla 20. Accesorios de la Instalación, longitud equivalente

ACCESORIOS	Le (m)	NÚMERO	Ltotal (m)
Válvula de globo (Grifo curvo abierto)	2,9	2	5,8
Válvula de compuerta (Válvula de Regulación)	12	4	48
Válvula de verificación (Válvula de Retención)	1,2	1	1,2
Válvula de pie (Válvula de Pie)	2	1	2
Válvula de mariposa (Válvula de Regulación)	12	2	24
Codo roscado a 90° (Curva)	0,3	17	5,1
Uniones (Contracciones bruscas)	0,28	13	3,64

En los accesorios se ha realizado una referencia aproximada de los elementos que no existen en el ábaco. Una vez encontrado la longitud equivalente total se suma a la longitud de tubería y se añade a la ecuación de Darcy – Weisbach modificada (ecuación 4-4). La longitud equivalente total es de 89,74 m.

$$h_{Long} = \frac{8 f (L_{tubería} + L_{Equivalente\ accesorio}) Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

$$h_{Long} = \frac{8 (0,025) (105 + 89,74) (0,001136)^2}{\pi^2 (9,81) (0,0325)^5} = 14,317\ mca$$

Resumen Pérdidas

Tabla 21. Pérdidas Totales (Resumen)

PÉRDIDAS FRICCIÓN	PÉRDIDAS ACCESORIOS	P. TOTALES
7,719	k ADIMENSIONAL	6,155
	LONGITUD Le/D	6,674
14,317	LONGITUD EQUIVALENTE	14,317

Como se puede observar las pérdidas totales se asemejan en los tres métodos utilizados para calcular las pérdidas por accesorios, sin embargo, se recomienda en un sistema real manejar los ábacos del fabricante que se vaya a utilizar en la instalación.

Objetivos y destrezas alcanzadas

- ✓ Aplicar las alternativas de ábacos para el cálculo de las pérdidas totales en un sistema y verificar que los resultados son parecidos.
- ✓ Observar cada uno de los ábacos y verificar claramente si nos brinda el coeficiente adimensional de pérdidas directamente o existe alguna fórmula para poder adquirirla.

Ejercicio de Aplicación 8

Para el sistema de tuberías ¿Cuál será el caudal que circula para una pérdida de carga total de 21 metros?

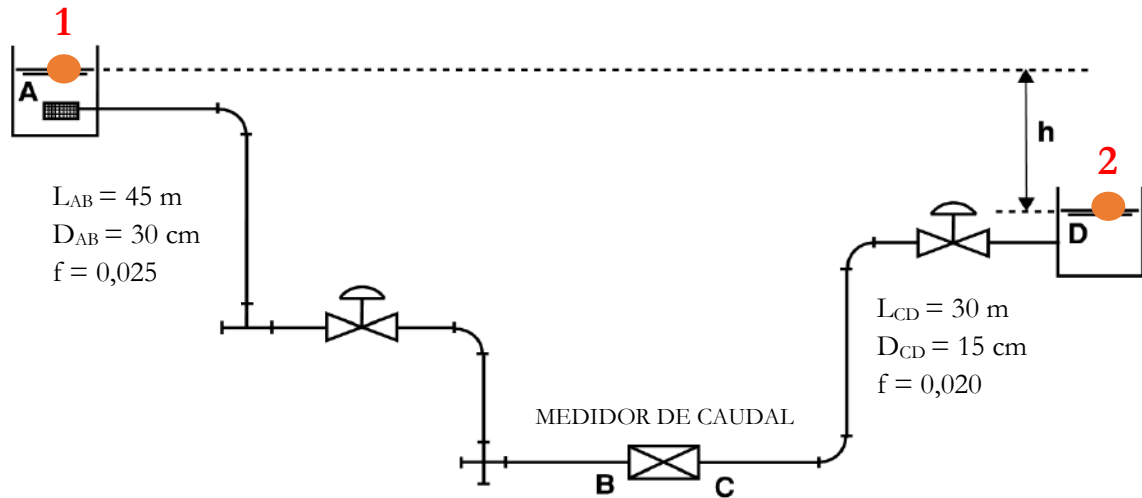


Figura 51. Esquema Sistema de Tuberías

Tabla 22. Datos de k adimensional Ejercicio

ACCESORIOS	k
Filtro	8,0
Codos de 30 cm	0,5
Te de 30 cm	0,7
Válvula de 30 cm	1,0
Cruz G de 30 cm	0,7
Medidor de Caudal	6,0
Codos de 15 cm	0,5
Válvula de 15 cm	3,0

Para calcular las pérdidas totales se utiliza la siguiente fórmula:

$$H_{totales} = h_{Long} + h_{acc}$$

En el enunciado del ejercicio las pérdidas totales son igual a 21 m. Es decir, mediante la Ecuación de Bernoulli (ecuación 2-29) entre los puntos (1) y (2), la fórmula queda de la siguiente manera:

$$21 = \frac{8 f L_{AB} Q^2}{\pi^2 g D_{AB}^5} + \frac{8 k_{AB} Q^2}{\pi^2 g D_{AB}^4} + \frac{8 f L_{CD} Q^2}{\pi^2 g D_{CD}^5} + \frac{8 k_{CD} Q^2}{\pi^2 g D_{CD}^4}$$

Se debe tomar en cuenta que existe dos fórmulas de pérdidas por longitud de tubería puesto que en los dos tramos de tubería hay diferentes factores de fricción y diámetros distintos. Además, dos fórmulas de pérdidas por accesorios ya que existen dos diámetros en las conducciones.

Se determina las pérdidas por longitud de tubería (ecuación 3-1) y se deja en función del caudal:

$$\frac{8 f L_{AB} Q^2}{\pi^2 g D_{AB}^5} = \frac{8 (0,025) (45) Q^2}{\pi^2 (9,81) (0,3)^5} = 38,253 Q^2$$

$$\frac{8 f L_{AB} Q^2}{\pi^2 g D_{AB}^5} = \frac{8 (0,02) (30) Q^2}{\pi^2 (9,81) (0,15)^5} = 625,854 Q^2$$

Para calcular las pérdidas por accesorios se crea una tabla de los elementos de 30 cm y de 15 cm:

Tabla 23. Accesorios de 30 cm

ACCESORIOS	k	NÚMERO	ktotal
Filtro	8,0	1	8
Codos de 30 cm	0,5	2	1
Te de 30 cm	0,7	1	0,7
Válvula de 30 cm	1,0	1	1
Cruz G de 30 cm	0,7	1	0,7

Se obtiene un kttotal de 11,4 y se calcula las pérdidas por accesorios (ecuación 4-2):

$$h_{acc} = \frac{8 K Q^2}{\pi^2 g D^4} = \frac{8 (11,4) Q^2}{\pi^2 (9,81) (0,3)^4} = 116,289 Q^2$$

Tabla 24. Accesorios de 15 cm

ACCESORIOS	k	NÚMERO	ktotal
Medidor de caudal	6,0	1	6
Codos de 15 cm	0,5	2	1
Válvula de 15 cm	3,0	1	3

Se obtiene un kttotal de 10 y se calcula las pérdidas por accesorios (ecuación 4-2):

$$h_{acc} = \frac{8 K Q^2}{\pi^2 g D^4} = \frac{8 (10) Q^2}{\pi^2 (9,81) (0,15)^4} = 1.632,135 Q^2$$

En la fórmula general de las pérdidas totales se despeja el caudal.

$$21 = \frac{8 f L_{AB} Q^2}{\pi^2 g D_{AB}^5} + \frac{8 k_{AB} Q^2}{\pi^2 g D_{AB}^4} + \frac{8 f L_{AB} Q^2}{\pi^2 g D_{AB}^5} + \frac{8 k_{AB} Q^2}{\pi^2 g D_{AB}^4}$$

$$21 = 38,253 Q^2 + 625,854 Q^2 + 116,289 Q^2 + 1.632,135 Q^2$$

$$21 = 2.412,531 Q^2$$

Se obtiene un caudal circulante de 0,09329 m³/s, o 93,29 l/s.

Objetivos y destrezas alcanzadas

- ✓ Clasificar los accesorios en función del diámetro, ya que la ecuación de las pérdidas por accesorios considera el diámetro de éstos.
- ✓ Comprender que en ocasiones el factor de fricción es dato del enunciado, es decir no debe ser calculado.

Ejercicio de Aplicación 9

La **Figura 52** representa una instalación de aspersores para riego. La toma se encuentra en el punto cero (0) y dispone de una presión en ese punto de 28 mca. Cada aspersor tiene un caudal de $q_a = 1.440$ litros/h. El terreno es totalmente llano y horizontal, y los aspersores están situados en la superficie del suelo, al igual que la acometida en (0) y los nudos (A) y (B).

- a) Obtener la solución más económica (calcular el costo) de tuberías de modo que:
- ✓ La presión en todos los aspersores sea como mínima de 25 mca.
 - ✓ El diámetro utilizado en todos los tramos de la tubería de distribución (O-B) sea el mismo.
 - ✓ El diámetro de todas las tuberías porta aspersores (A-4, B-8) sea el mismo.
 - ✓ Factor de fricción para todas las tuberías $f=0,025$.
- b) Obtener la máxima y mínima presión en los aspersores y determinar en cuales de ellos se presenta.

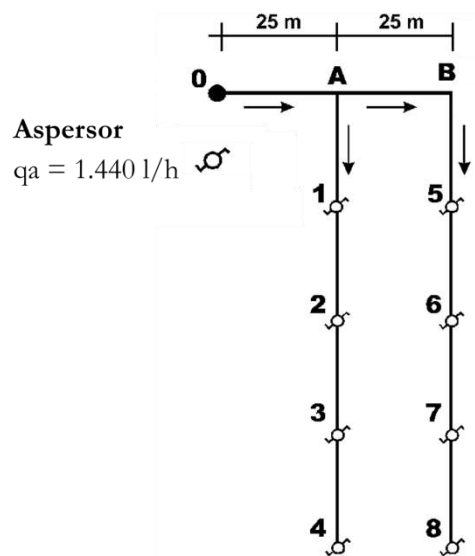


Figura 52. Esquema del Sistema de Riego

Notas:

- ✓ Todas las separaciones entre nudos consecutivos son de 25 m.
- ✓ Se desprecia el efecto del término cinético y las pérdidas menores.
- ✓ Emplear las siguientes tuberías comerciales de PVC.

Tabla 25. Precios de las Tuberías

Díámetro (mm)	36,4	46,4	59,2	70,6	84,6	103,6	117,6	131,8
Precio (centavos/m)	720	1.100	1.650	2.200	3.000	4.250	5.300	6.400

Primero, pasar las unidades del caudal del aspersor al sistema internacional.

$$q_a = 1.440 \frac{l}{h} \left[\frac{1 m^3}{1000 l} \right] \left[\frac{1 h}{3.600 s} \right] = 4 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

La presión máxima se dará en el aspersor más próximo a la alimentación (punto 0) y la mínima en el más alejado (punto crítico 8), por motivo de las pérdidas por longitud de tubería.

- ✓ **PRESIÓN MÁXIMA** Aspersor 1.
- ✓ **PRESIÓN MÍNIMA** Aspersor 8.

Para dimensionar la red se debe verificar la presión mínima permisible y calcular la pérdida máxima que puede existir.

$$\frac{P_0}{\gamma} = 28 \text{ mca} \quad \frac{P_8}{\gamma} = 25 \text{ mca}$$

Es decir, la pérdida máxima en el tramo crítico de (0-8) será de 3 mca.

$$h_{\text{máxima}} = 3 \text{ mca}$$

Se va a dividir en tramo principal desde 0-B (IP) y desde B-8 en tramo secundario (TS).

$$h_{0-A} + h_{A-B} + h_{B-5} + h_{5-6} + h_{6-7} + h_{7-8} \leq 3 \text{ mca}$$

En cada ramal del sistema de riego existe un caudal distinto por motivo de las ramificaciones existentes y sobre todo por el número de aspersores, se plantea la Ecuación de Bernoulli (ecuación 2-29) y se reemplaza las pérdidas por longitud de tubería (ecuación 3-1):

$$\frac{8 f L Q_{0-A}^2}{\pi^2 g D_{TP}^5} + \frac{8 f L Q_{A-B}^2}{\pi^2 g D_{TP}^5} + \frac{8 f L Q_{B-5}^2}{\pi^2 g D_{TS}^5} + \frac{8 f L Q_{5-6}^2}{\pi^2 g D_{TS}^5} + \frac{8 f L Q_{6-7}^2}{\pi^2 g D_{TS}^5} + \frac{8 f L Q_{7-8}^2}{\pi^2 g D_{TS}^5} \leq 3 \text{ mca}$$

El caudal no es uniforme en todos los tramos de tubería, pero se puede referir la pérdida de la tubería en función de la longitud de los tramos $L=25$ m y el caudal de un aspersor q_a .

$$\frac{8 f L}{\pi^2 g D_{TP}^5} ((8 q_a)^2 + (4 q_a)^2) + \frac{8 f L}{\pi^2 g D_{TS}^5} ((4 q_a)^2 + (3 q_a)^2 + (2 q_a)^2 + (1 q_a)^2) \leq 3 \text{ mca}$$

$$\frac{8 f L}{\pi^2 g D_{TP}^5} (80 q_a^2) + \frac{8 f L}{\pi^2 g D_{TS}^5} (30 q_a^2) \leq 3 \text{ mca}$$



Figura 53. Aspersores
Fuente: Plastigama (2018)

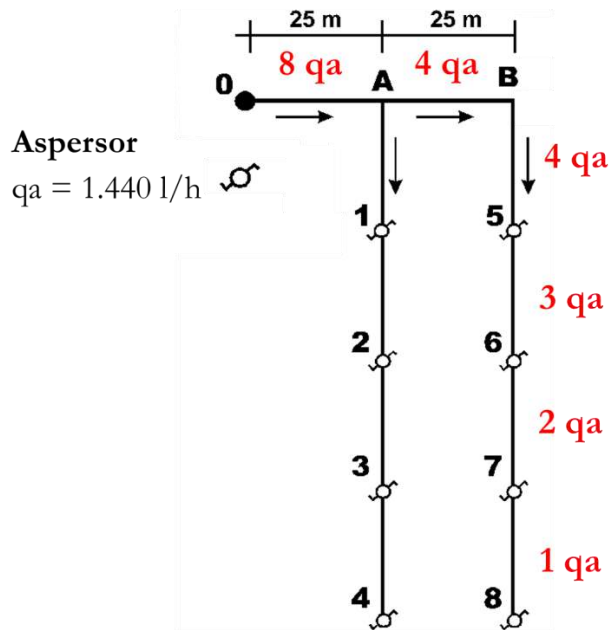


Figura 54. Detalles del caudal por cada tramo de tubería

En la siguiente ecuación se debe seleccionar diámetros para la tubería principal y secundaria que cumplan la siguiente condición:

$$\frac{8 f L}{\pi^2 g D_{TP}^5} (80 q_a^2) + \frac{8 f L}{\pi^2 g D_{TS}^5} (30 q_a^2) \leq 3 \text{ mca}$$

Para calcular el costo de la instalación será por medio de las ecuaciones:

$$\text{Costo Tubería (\$)} = \frac{L_{TP}(\text{Costo } D_{TP}) + L_{TS}(\text{Costo } D_{TS})}{100} \quad (4-5)$$

$$\text{Costo Tubería (\$)} = \frac{50 (\text{Costo } D_{TP}) + 200 (\text{Costo } D_{TS})}{100} \quad (4-6)$$

Procedimiento selección diámetros

1. Eliminar los diámetros que producen pérdidas superiores a 3 mca.
2. Seleccionar el diámetro de la tubería principal y calcular el diámetro de la tubería secundaria.
3. Evaluar los costos por medio de las ecuaciones (4-5), (4-6).

Con un diámetro principal de 46,4 mm se obtiene 3,07 mca de pérdidas. Se debe aumentar el diámetro principal, calcular los secundarios y obtener el precio económico de la instalación en estudio.

La solución más económica será colocar un diámetro de tubería principal de 59,2 mm y un tramo secundario de 46,4 mm con un costo de instalación de 3025 \$.

Tabla 26. Solución más Económica

Ø Tubería Principal	PÉRDIDAS (mca) Tramo H _{O-B}	Ø Tubería Secundaria	Ø Tubería Secundaria Nominal	PÉRDIDAS (mca) Tramo H _{B-8}	COSTOS (dólares) \$	PRESIÓN NUDO CRÍTICO (mca) ASPERSOR 8
36,4 mm	10,344					
46,4 mm	3,073					
59,2 mm	0,909	41,19 mm	46,4 mm	1,153	3025	25,938
70,6 mm	0,377	39,36 mm	46,4 mm	1,153	3300	26,47

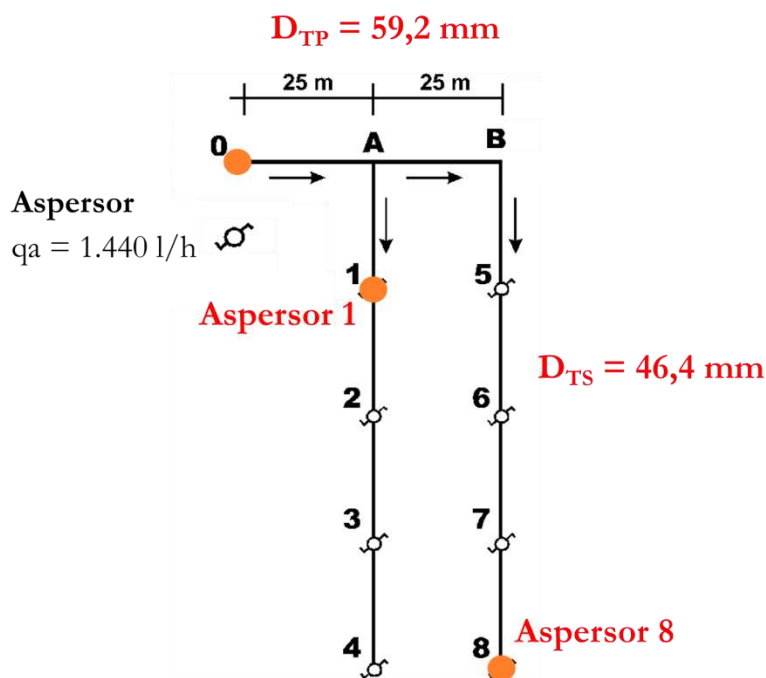


Figura 55. Presión Máxima y Mínima

Presión máxima. La presión máxima existe en el nudo (1) (Aspersor 1).

$$\frac{P_0}{\gamma} + \frac{V_0^2}{2g} + Z_0 = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + h_{Long\ 0-A} + h_{Long\ A-1}$$

$$\frac{P_1}{\gamma} = 28 - \frac{8 (0,025) (25) 8 (0,0004)^2}{\pi^2 (9,81) (0,0592)^5} - \frac{8 (0,025) (25) 4 (0,0004)^2}{\pi^2 (9,81) (0,0464)^5}$$

$$\frac{P_1}{\gamma} = 28 - 0,73 - 0,615 = 26,655\ mca$$

Presión mínima. La presión mínima existe en el nudo (8) (Aspersor 8) y se encuentra calculado en la **Tabla 26**. La Presión en el nudo crítico es 25,938 mca.

Objetivos y destrezas alcanzadas

- ✓ Aprender a resolver redes ramificadas (aspersores) en función de los diámetros de la Tubería Principal y secundaria.
- ✓ Conocer que en el diseño de aspersores existen puntos con presión máxima y otros con presiones bajas, es así que se debe garantizar una presión mínima de trabajo en el aspersor crítico.

Ejercicio de Aplicación 10

Se dese trasegar agua a 35 °C desde el depósito 1 hacia el depósito 2. Determine el flujo volumétrico si el desnivel entre ambos depósitos es de 15 m.

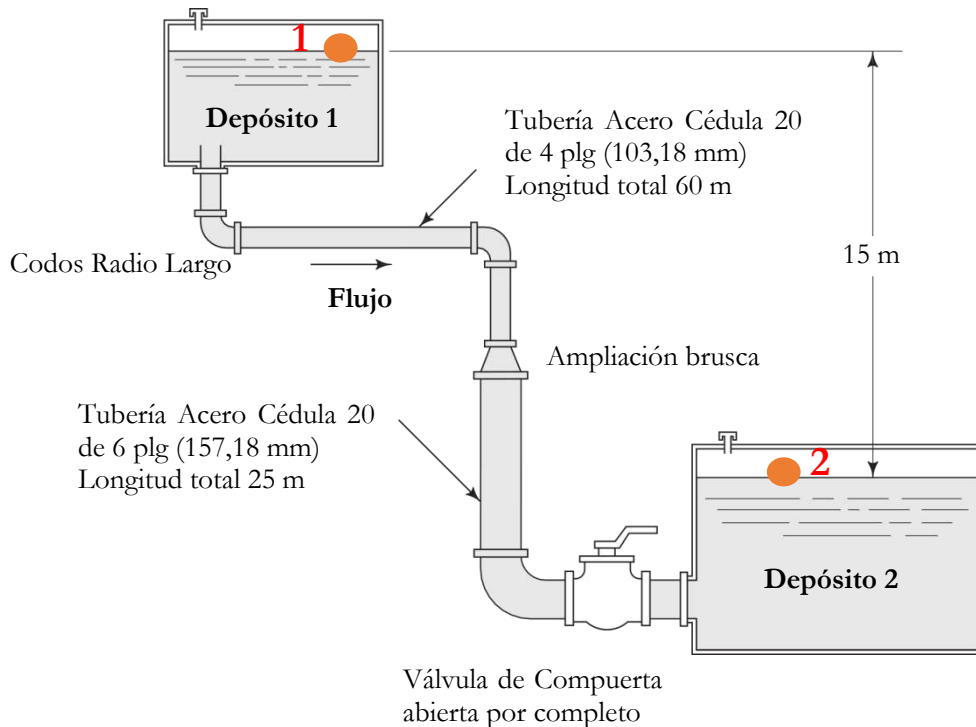


Figura 56. Instalación sistema

Fuente: Mott et al. (2006)

Para obtener el flujo volumétrico se plantea la ecuación de Bernoulli (ecuación 2-29) entre la lámina de agua del depósito (1) y (2):

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + h_{Long\ 1-2} + h_{acc}$$

De la **Tabla 1** se adquiere los datos de la Viscosidad Cinemática y el Peso Específico a 35 °C.

$$\nu = 7,22E - 07 \frac{m^2}{s}$$

$$\gamma = 9.750 \frac{N}{m^3}$$

Además, de la **Tabla 8** se obtiene el diámetro interior (103,18 mm) de la tubería de acero de 4 plg cédula 20 y el diámetro interior (157,18 mm) de la tubería de acero de 6 plg cédula 20.

El material de la tubería en estudio es Acero Comercial y la rugosidad absoluta se obtiene de la **Tabla 6**, siendo el valor de 4,6E-05 m.

Se verifica los términos de la ecuación:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + h_{Long\ 1-2} + h_{acc}$$

Las presiones son igual al cero (0) al trabajar en presiones manométricas y las pérdidas por velocidad se consideran despreciables (0) en las láminas de agua.

$$Z_1 = Z_2 + \frac{8 f L_1 Q^2}{\pi^2 9,81 D_1^5} + \frac{8 f L_2 Q^2}{\pi^2 9,81 D_2^5} + \frac{8 K Q^2}{\pi^2 9,81 D_1^4} + \frac{8 K Q^2}{\pi^2 9,81 D_2^4}$$

Para obtener los coeficientes de los accesorios se utiliza la **Tabla 16** y se clasifica en función del diámetro:

Accesorios de 103,18 mm (4 plg):

Tabla 27. Accesorios tubería de 103,18 mm (4 plg)

ACCESORIO	k	ACCESORIOS	k Total
Ampliación brusca	0,20	1	0,20
Codo largo de 90	0,40	2	0,80
k Total			1

Accesorios de 157,18 mm (6 plg):

Tabla 28. Accesorios tubería de 157,18 mm (6 plg)

ACCESORIO	k	ACCESORIOS	k Total
Válvula de compuerta abierta	5,00	1	5,00
Codo largo de 90	0,40	1	0,40
k Total			5,40

La ecuación de Bernoulli en función del caudal y del factor de fricción es:

$$Z_1 = Z_2 + \frac{8 f_1 L_1 Q^2}{\pi^2 9,81 D_1^5} + \frac{8 f_2 L_2 Q^2}{\pi^2 9,81 D_2^5} + \frac{8 K Q^2}{\pi^2 9,81 D_1^4} + \frac{8 K Q^2}{\pi^2 9,81 D_2^4}$$

$$Z_1 - Z_2 = \frac{8 f_1 (60) Q^2}{\pi^2 9,81 (0,10318)^5} + \frac{8 f_2 (25) Q^2}{\pi^2 9,81 (0,15718)^5} + \frac{8 (1) Q^2}{\pi^2 9,81 (0,10318)^4} + \frac{8 (5,40) Q^2}{\pi^2 9,81 (0,15718)^4}$$

$$15 = \frac{8 f_1 (60) Q^2}{\pi^2 9,81 (0,10318)^5} + \frac{8 f_2 (25) Q^2}{\pi^2 9,81 (0,15718)^5} + \frac{8 (1) Q^2}{\pi^2 9,81 (0,10318)^4} + \frac{8 (5,40) Q^2}{\pi^2 9,81 (0,15718)^4}$$

$$15 = \frac{8 f_1 (60) Q^2}{\pi^2 9,81 (0,10318)^5} + \frac{8 f_2 (25) Q^2}{\pi^2 9,81 (0,15718)^5} + \frac{8 (1) Q^2}{\pi^2 9,81 (0,10318)^4} + \frac{8 (5,40) Q^2}{\pi^2 9,81 (0,15718)^4}$$

$$15 = 423.930,6986 f_1 Q^2 + 21.531,5265 f_2 Q^2 + 729,0195 Q^2 + 135,37301 Q^2$$

Para poder realizar el cálculo del caudal se asume $f_1=f_2=f$.

$$15 = 445.462,225 f Q^2 + 864,3925 Q^2$$

$$15 = Q^2(445.462,225 f + 864,3925)$$

$$Q = \sqrt{\frac{15}{445.462,225 f + 864,3925}}$$

Como se puede observar existe una ecuación con dos incógnitas, para poder llegar a una solución se debe realizar iteraciones es decir se asume un factor de fricción (se recomienda comenzar con 0,02), se calcula el caudal y a continuación el Número de Reynolds y el factor de fricción, se compara el asumido con el calculado y si es respectivamente igual se finaliza el proceso de iteración.

Tabla 29. Iteraciones factor de fricción, diámetro de 103,18 mm (4 plg)

f Asumido	Caudal (m ³ /s)	Velocidad (m/s)	Reynolds	f Calculado
0,02000	0,039175769	2,018984928	4,40E+05	0,01647
0,01647	0,042769029	2,204169252	4,80E+05	0,01636
0,01636	0,042892884	2,210552312	4,81E+05	0,01636

Tabla 30. Iteraciones factor de fricción, diámetro de 157,18 mm (6 plg)

f Asumido	Caudal (m ³ /s)	Velocidad (m/s)	Reynolds	f Calculado
0,02000	0,039175769	4,685291311	6,70E+05	0,01718
0,01718	0,041963747	5,01872418	7,17E+05	0,01713
0,01713	0,042019184	5,025354264	7,18E+05	0,01713

Resumen ecuaciones utilizadas en las iteraciones:

Ecuación de Continuidad (ecuación 2-19):

$$V = \frac{4 Q}{\pi D^2}$$

Ecuación de Reynolds (ecuación 3-5):

$$Re = \frac{V D}{\gamma}$$

Ecuación de Swamee (ecuación 3-4):

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7 D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2}$$

El flujo volumétrico que pasa por la instalación es de 0,042 m³/s.

Objetivos y destrezas alcanzadas

- ✓ Realizar las iteraciones sucesivas para poder encontrar el factor de fricción a través de la Ecuación de Swamee.
- ✓ Verificar y analizar las propiedades del fluido según la temperatura de estudio.
- ✓ Analizar cada uno de los términos de la Ecuación de Bernoulli.

Ejercicio de Aplicación 11

Calcular las pérdidas totales para el siguiente sistema de distribución de agua a 25 °C, cuyo flujo volumétrico es de 24 gpm y se trata de una Tubería de Acero sin Costura CÉDULA 80. La velocidad de diseño a utilizar será de 3,2 m/s. (Las unidades de la **Figura 57** se encuentran en m).

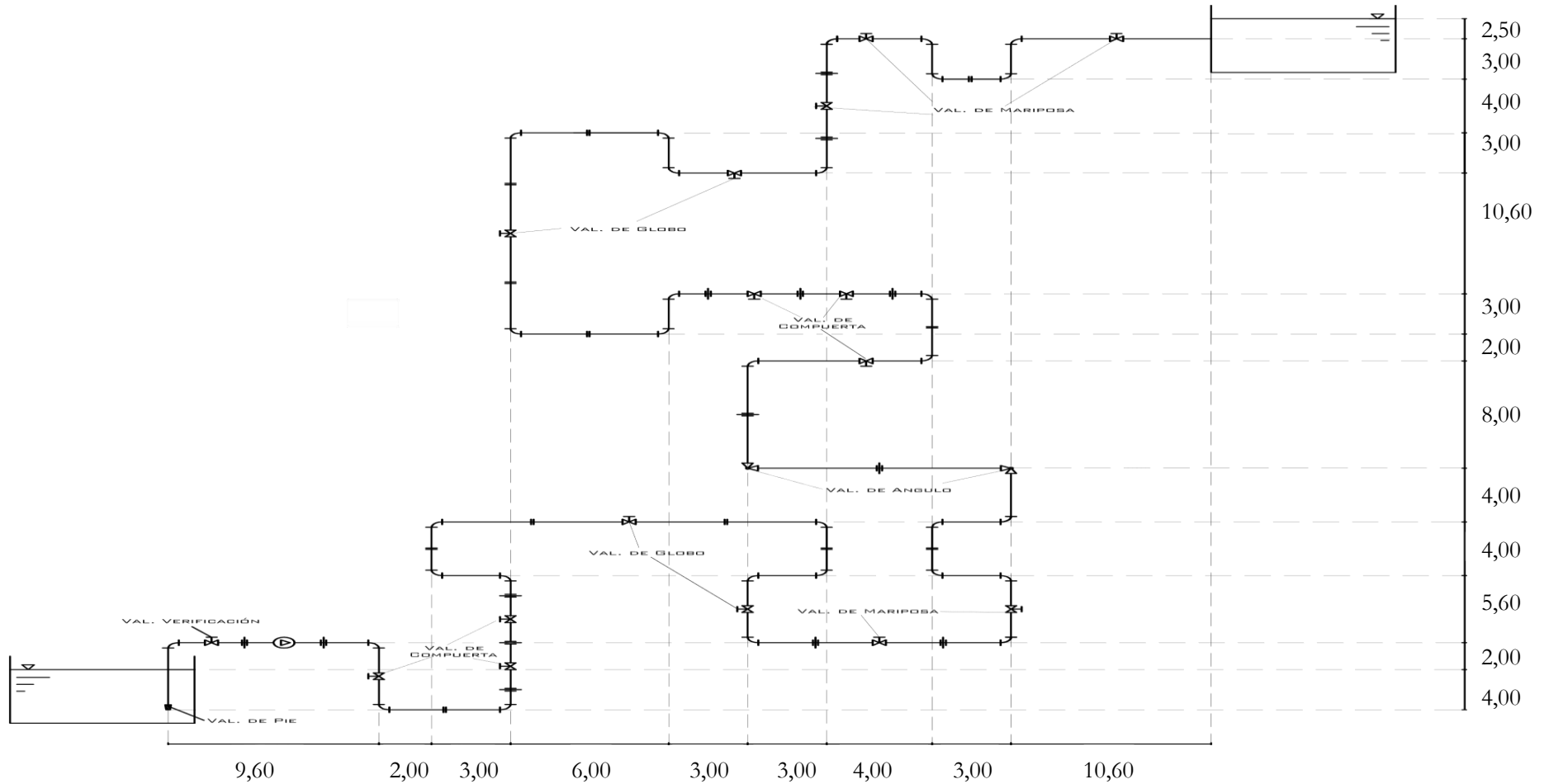


Figura 57. Esquema Instalación

Las ecuaciones para determinar las pérdidas por longitud de tubería (ecuación 3-1) y por accesorios (ecuación 4-2) que se encuentra en función del caudal.

$$h_{Long} = \frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

$$h_{acc} = \frac{8 k Q^2}{\pi^2 g D_{acc}^4}$$

Se debe transformar los 24 gpm a m³/s:

$$24 \frac{gal}{min} \left[\frac{3,785 l}{1 gal} \right] \left[\frac{1 min}{60 s} \right] \left[\frac{1 m^3}{1000 l} \right] = 0,001514 \frac{m^3}{s}$$

De la **Tabla 1** se adquiere los datos de la Viscosidad Cinemática y el Peso Específico a 25 °C.

$$\nu = 8,94E - 07 \frac{m^2}{s}$$

$$\gamma = 9.780 \frac{N}{m^3}$$

Para poder diseñar un tramo de tuberías se debe seleccionar la velocidad de diseño entre 0,5 – 4,5 m/s. Para este ejercicio se ha seleccionado una velocidad de 3,2 m/s.

El diámetro teórico se calcula mediante la ecuación de continuidad (ecuación 2-19):

$$Q = V \frac{\pi D^2}{4}$$

$$D_{Teórico} = \sqrt{\frac{4 Q}{\pi V}} = \sqrt{\frac{4 (0,001514)}{\pi (3,2)}} = 0,02454 m = 24,54 mm$$

Con este diámetro teórico se selecciona de la **Tabla 10** el diámetro normalizado 1 1/4 plg, que equivale a 32,5 mm. No se puede seleccionar la tubería de 1 plg puesto que al reducirse el diámetro la velocidad de la conducción sube por encima de la velocidad de diseño, es así que se selecciona un diámetro normalizado de 1 1/4 plg (diámetro interior de 32,5 mm, 0,0325 m).

Una vez seleccionado el diámetro de la conducción se calcula la velocidad real en la instalación a través de la ecuación de continuidad y se obtiene el factor de fricción.

Pérdidas primarias, por fricción o por longitud de Tuberías

Para el factor de fricción se debe obtener el número de Reynolds y posteriormente calcularlo a través de la ecuación de Swamee (ecuación 3-4).

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7 D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2}$$

El número de Reynolds se calcula mediante la ecuación (ecuación 3-5), con la viscosidad cinemática a 25° (8,94E-07 m²/s):

$$Re = \frac{V D}{\nu}$$

La velocidad se obtiene a través de la ecuación de la continuidad (ecuación 2-19):

$$Q = V A \quad Q = V \frac{\pi D^2}{4}$$

De la ecuación anterior se despeja la velocidad y se calcula con un caudal de 0,001514 m³/s y con un diámetro de la tubería de 1 ¼" (diámetro interior de 32,5 mm, 0,0325 m):

$$V = \frac{4 Q}{\pi D^2} \quad V = \frac{4 (0,001514)}{\pi (0,0325^2)} \quad V = 1,82503 \frac{m}{s}$$

Se calcula Reynolds:

$$Re = \frac{(1,82503) (0,0325)}{(8,94 E - 07)} = 66346,1689$$

A continuación, se calcula el factor de fricción a través de la ecuación de Swamee (ecuación 3-4).

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7 D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2}$$

El material de la tubería en estudio es Acero Comercial y la rugosidad absoluta se obtiene de la **Tabla 6**, siendo el valor de 4,6E-05 m.

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{(4,6 E - 05)}{3,7 (0,0325)} + \frac{5,74}{(66346,1689)^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,02456$$

El factor de fricción para la tubería de estudio es 0,02456. A continuación, se calcula las pérdidas por longitud de tubería a través de la ecuación de Darcy – Weisbach (ecuación 3-1). Para obtener la longitud total de la tubería se suma cada uno de los tramos que se encuentra en la gráfica de la instalación **Figura 57**.

Se obtiene una longitud total de 216,6 m.

$$h_{Long} = \frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

$$h_{Long} = \frac{8 (0,02456) (216,6) (0,001514)^2}{\pi^2 (9,81) (0,0325)^5} = 27,787 \text{ mca}$$

Las pérdidas primarias, por fricción, o por longitud de tubería es de 27,787 mca.

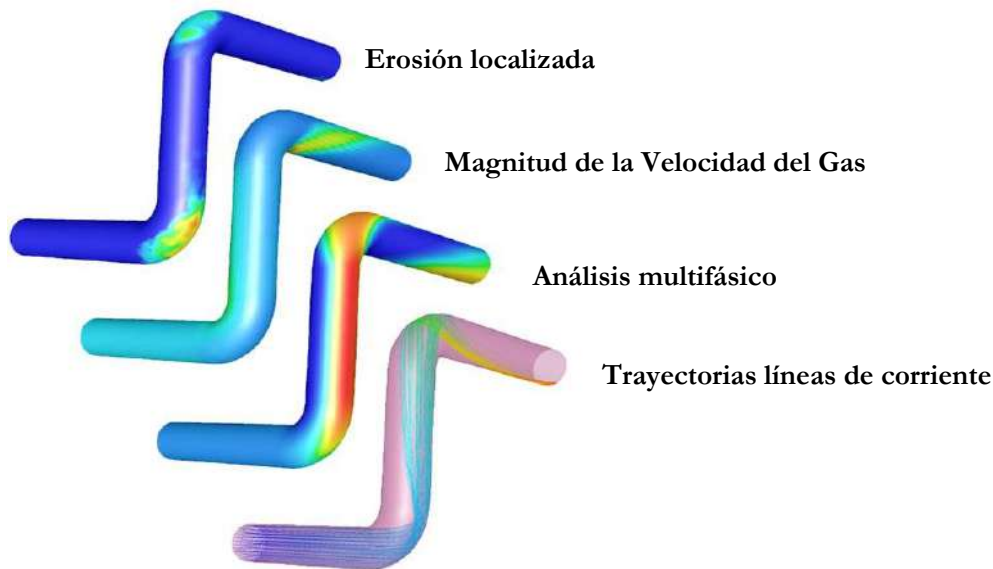


Figura 58. Conducciones posibilidades
Fuente: Ansys (2019)

Pérdidas por accesorios. Resistencia de accesorios expresada en longitud equivalente en diámetros de tubería L_e/D

El coeficiente de pérdidas se calcula a través de la ecuación (4-3):

$$K = f(L_e/D)$$

Se verifica los accesorios que existen en la instalación y mediante la **Tabla 17** se encuentra la longitud equivalente en diámetros de tubería L_e/D y se representan en la **Tabla 31**.

Tabla 31. Accesorios de la Instalación, longitud equivalente en diámetros de tubería L_e/D

ACCESORIOS	L_e/D	NÚMERO	f	ktotal
Válvula de globo (abierta por completo)	340	4	0,02456	33,4016
Válvula de ángulo (abierta por completo)	150	2	0,02456	7,368
Válvula de compuerta (abierta por completo)	8	6	0,02456	1,178
Válvula de verificación tipo giratorio	100	1	0,02456	2,456
Válvula de mariposa (abierta por completo) 2 - 8"	45	4	0,02456	4,4208
Válvula de pie (tipo disco vástago)	420	1	0,02456	10,3152
Codo estándar a 90°	30	31	0,02456	23,6022
Uniones	1	26	0,02456	0,6385

Se obtiene un K total de 83,3803 y se calcula las pérdidas por accesorios (ecuación 4-2):

$$h_{acc} = K \frac{V^2}{2g} = \frac{8 K Q^2}{\pi^2 g D^4}$$

$$h_{acc} = \frac{8 K Q^2}{\pi^2 g D^4} = \frac{8 (83,3803)(0,001514)^2}{\pi^2 (9,81) (0,0325)^4} = 14,155 \text{ mca}$$

Las pérdidas secundarias, o por accesorios es de 14,155 mca. Es decir, las pérdidas totales del sistema serán:

$$H_{totales} = h_{Long} + h_{acc}$$

$$H_{totales} = 27,787 + 14,155 = 41,942 \text{ mca}$$

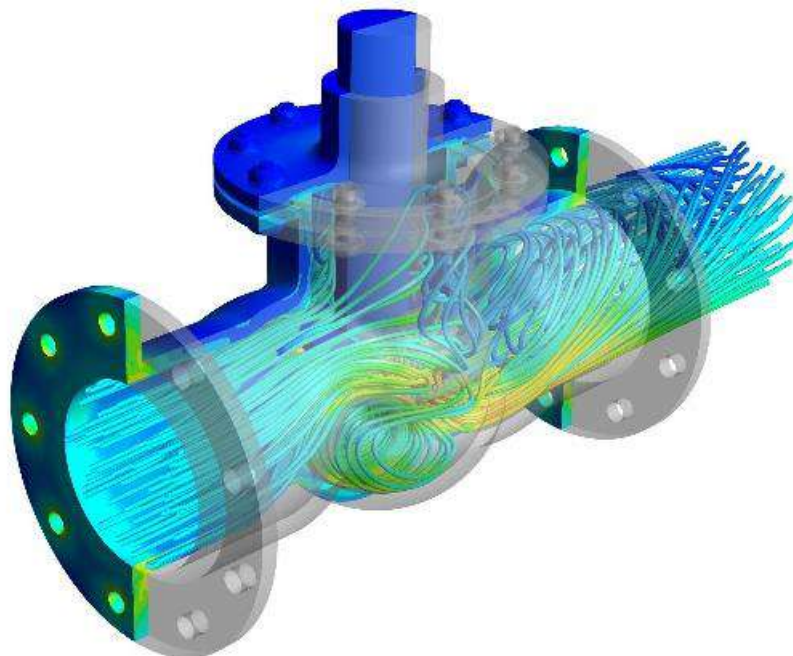


Figura 59. Pérdidas Accesorios (Válvula)

Fuente: Ansys (2019)

Objetivos y destrezas alcanzadas

- ✓ Clasificar los accesorios en función del diámetro, ya que la ecuación de las pérdidas por accesorios considera el diámetro de éstos.
- ✓ Verificar las propiedades de los fluidos en función de la temperatura.
- ✓ Utilizar y comprender las fórmulas de pérdidas por longitud de tubería y accesorios.

CAPÍTULO

5

VÁLVULAS



CAPÍTULO V

VÁLVULAS

Las válvulas dentro de un sistema de tuberías tienen diferentes aplicaciones, entre las cuales destacan: aislar una parte del sistema, regulación y/o proteger el sistema. A su vez, son empleadas para mejorar las condiciones hidráulicas mediante el control de la presión, caudal, temperatura, entre otros. En esta unidad se mostrará una tipología de las válvulas más utilizadas en Ingeniería, así como su principio de funcionamiento y su uso más común.

Además, se abordará los aspectos básicos en la caracterización hidráulica de las válvulas, la cual principalmente define cómo se comporta en función de las condiciones de operación de un sistema (Grado de Apertura, Condiciones de Cavitación).

Una mala operación y/o caracterización de las válvulas provocará daños en las instalaciones reduciendo la vida útil de la misma, por tal razón es vital realizar un estudio a profundidad de la instalación de cualquier tipo de válvula dentro de un sistema de distribución de fluidos.

Los objetivos de la unidad son:

- ✓ Conocer las principales tipologías de válvulas en redes.
- ✓ Realizar una correcta caracterización y dimensionado de una válvula.
- ✓ Definir el grado de apertura y condiciones de cavitación de una válvula.

5. Introducción

Una válvula no es más que un orificio variable, que controla el flujo. Este control lo realiza a través de una bola, cuchillo, compuerta, globo o compuerta deslizante, etc. Todas las válvulas controlan el flujo en función de la presión, la temperatura, el nivel o el flujo en sí. Existen diferentes tipos de válvulas y es importante comprender sus capacidades y deficiencias. La especificación y aplicación adecuada de las válvulas pueden reducir la inversión inicial de la instalación y los costos de mantenimiento por la ocurrencia de fallas imprevistas o innecesarias, Jordan Valves (2017).

Las válvulas son los componentes de un sistema que regulan ya sea el flujo o la presión del fluido. Esta tarea puede implicar detener, desviar e iniciar el flujo, controlar el caudal, controlar la presión o aliviarla y evitar el contraflujo. Estas tareas se realizan ajustando la posición del elemento interno de la válvula y así generar el cierre, lo que se puede hacer de forma manual o automática. La operación manual también incluye la operación de la válvula por medio de un operador eléctrico controlado manualmente, Smith & Zappe (2004).

Los diseños de las válvulas tienen rangos para la caída de presión (energía) que pueden absorber efectivamente. Por ejemplo, para bajas caídas de presión pueden ser manejadas a través de una válvula tipo mariposa. Si la caída de presión aumenta, se necesitaría una válvula de bola y, finalmente, para caídas de presión aún más grandes se necesitaría el cierre tipo de ángulo / movimiento lineal, es decir, válvulas de globo, en este sentido, cada vez se necesita un diseño más riguroso por los fabricantes.

En general, el costo de la válvula seleccionada aumenta con su capacidad para manejar caídas de presión más altas. Los fabricantes han desarrollado diseños para extender los rangos de caída de presión con el fin de servir al mercado con el primer equipo de menor costo. Generalmente, esta extensión de rangos se logra con materiales más duros que pueden tolerar los niveles de cavitación, erosión, vibración y ruido resultantes, Miller & Stratton (1997).



Figura 60. Tipos de Válvulas
Fuente: Kvc UK Ltd (2018)

Las válvulas de compuerta, globo y retención son utilizadas ampliamente en muchas industrias, entre ellas:

- ✓ Industrias de procesos: petróleo, petroquímica, refinación, química, pulpa y papel, farmacéutica, minería, procesamiento de alimentos y tratamiento de agua.
- ✓ Industrias energéticas: nuclear, combustibles fósiles (carbón y gas), y calefacción renovable y de distrito.

Se debe tener presente que, si no es posible operar la válvula de manera normal, suele ser un síntoma de que algo está mal con ella. Esto puede ser debido al diferencial de alta presión, la presión bloqueada en la carcasa de la válvula o la sobrepresión en la caja de empaquetadura. Otras causas pueden ser lubricación inadecuada, atasco o corrosión. ¡No se debe aplicar fuerza excesiva! Se debe iniciar el mantenimiento correctivo para evitar incidentes que podrían provocar fugas, NørskoljeYgas (2017).



Figura 61. Advertencia Mantenimiento
Fuente: NørskoljeYgas (2017)

5.1 Clasificación de las válvulas

Los principales objetivos de las válvulas son: aislar tramos de tuberías, regular caudales, presiones y sobre todo protección sobre depresiones y sobre presiones. Una clasificación reducida se detalla a continuación:

Válvulas de Seccionamiento o Corte

Las válvulas de seccionamiento se utilizan para aislar cualquier parte necesaria del sistema de distribución durante los procedimientos de mantenimiento, Nasseti Tibbi (2016). Las características principales son:

- ✓ Impedir o dejar pasar el caudal (La válvula debe trabajar o 100 por ciento abierta o cerrada por completo).
- ✓ Buena estanqueidad en el cierre.
- ✓ Baja pérdida de carga en el accesorio a válvula 100% abierta.

Válvulas de Regulación

Las válvulas de regulación es una parte crítica del circuito, ya que manipula un fluido que fluye, como gas, vapor, agua o compuestos químicos, para compensar la perturbación de la carga y mantiene la variable del proceso regulado lo más cerca posible del punto de ajuste deseado. Se utilizan para regular el caudal o las presiones en las conducciones (Generar pérdidas). Las características básicas son:

- ✓ Buena capacidad de regulación.
- ✓ Buen control de cavitación.
- ✓ Baja pérdida de carga a válvula abierta
- ✓ Accionamiento manual, automático.

Válvulas de Seguridad

Las válvulas de seguridad son la última barrera contra la sobrepresión. Éstas deben abrirse a un área segura para un alivio de presión adecuado. Deben abrirse a una presión determinada, debe probarse regularmente para asegurarse de que se abre a la presión regulada (Set point). Se requieren cursos especiales para realizar pruebas y mantenimiento de válvulas de seguridad, NorskoljeYgas (2017).

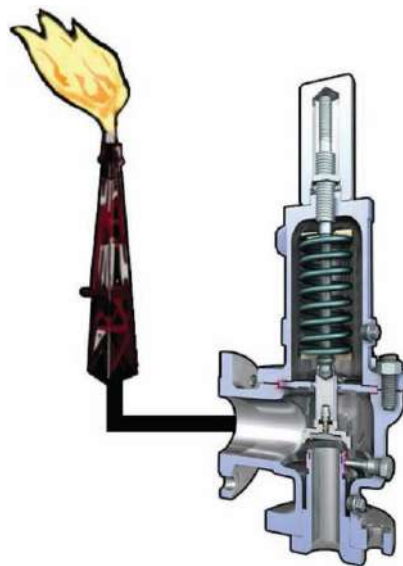


Figura 62. Válvula de Seguridad (Gas Petróleo)

Fuente: NorskoljeYgas (2017)

Las válvulas de alivio de presión se dividen en (2) grupos principales: válvulas de alivio de presión de acción directa que se accionan directamente por la presión del fluido del sistema y válvulas de alivio de presión operadas por piloto, en las cuales un piloto controla la apertura y el cierre de la válvula principal en respuesta a la Presión del sistema, Smith & Zappe (2004). Las características principales de las válvulas utilizadas frecuentemente en las industrias se describen a continuación:

5.1.1 Válvula de Compuerta

Las válvulas de compuerta sirven de encendido o apagado (Válvulas completamente abiertas o cerradas) y son eficientes con flujo en cualquier dirección. En un diseño de este tipo, una cuña deslizante cruza un pasaje general para controlar el flujo de fluido (compuerta deslizante). Una de las características significativas de este tipo de válvulas es su paso directo y sin obstrucciones, cuando se coloca en la posición de "completamente abierta". Como resultado, las válvulas de compuerta se caracterizan por un mínimo de turbulencia y caída de presión en funcionamiento, Jc Fábrica de Válvulas (2013).

Las válvulas de compuerta sirven de parada eficientes con flujo en ambas direcciones. Se utilizan donde es importante una caída de presión mínima. Éstas no deben utilizarse para la regulación, ya que parcialmente abiertas muestran características de flujo que no ayudarán a mantener un control de flujo preciso y consistente. Las válvulas de compuerta parcialmente abiertas pueden dañarse por la alta velocidad a través de los asientos de las válvulas, funcionan mejor como válvulas ON / OFF, ya sea completamente en posición abierta o totalmente cerrada, Kvc UK Ltd (2018).



Figura 63. Válvula de Compuerta
Fuente: Kvc UK Ltd (2018)

5.1.2 Válvula de Mariposa

La válvula de mariposa manual es de movimiento giratorio de un cuarto de vuelta (0 a 90°) que utiliza un disco redondo como elemento de cierre. Cuando está en la posición de apertura total, el disco es paralelo a la tubería y se extiende hacia la conducción. Éstas se utilizan para aplicaciones de encendido y apagado, control de flujo, donde se incluyen tanto líquidos y gases, polvo, purines, procesamiento de alimentos y productos farmacéuticos, Skousen (2004).

La válvula de mariposa ofrece un diseño simple, liviano, compacto y económico, particularmente en tamaños grandes. Consiste en un disco plano y circular con bisagras en su centro, que se cierra o se abre completamente con un cuarto de giro. Debido a los avances en el material del asiento, las válvulas de mariposa han encontrado una aceptación general en los campos de petróleo, gas, químicos, agua y procesos. La válvula se usa a menudo en lugar de una válvula de compuerta, pero tiene la ventaja adicional de regular el flujo, Emersor Fisher (2017).



Figura 64. Operación de la Válvula de Mariposa
Fuente: NorskoljeYgas (2017)

5.1.3 Válvula de Bola o Esfera

Una válvula de bola tiene una esfera de precisión entre dos asientos, éstas tienen varios tamaños del agujero para un cuerpo determinado y van de cerrado a abierto con un giro de 90° del vástago. Están disponibles en configuraciones de (2) y (3) vías. Para diferentes aplicaciones en la construcción de la válvula de bola incluye cuerpos de latón y hierro fundido, acero inoxidable, latón cromado y bolas de hierro fundido, asientos resistentes con varias clasificaciones de temperatura. Éstas proporcionan un cierre hermético, es decir, una buena estanqueidad en el cierre, HoneyWell (2016).

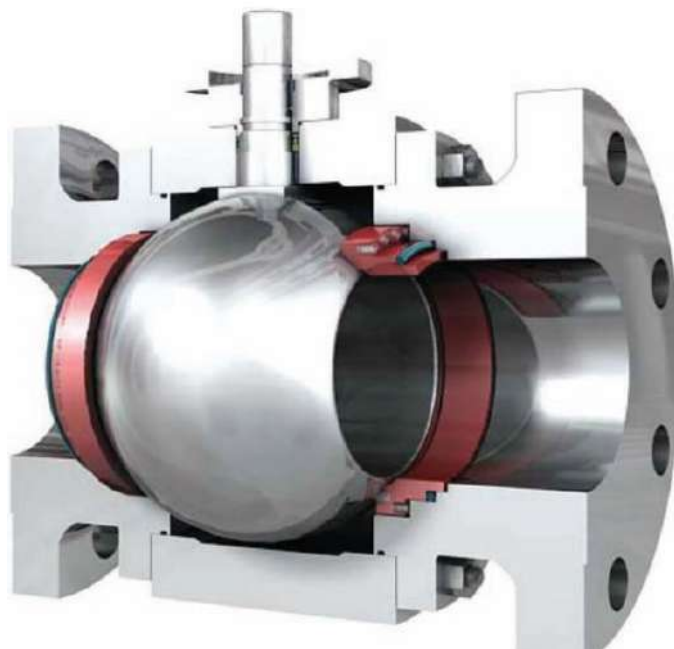


Figura 65. Válvula de Bola
Fuente: NorskoljeYgas (2017)

Las válvulas de bola están disponibles para una manipulación manual o motorizada o para aplicaciones de modulación con actuadores eléctricos de acoplamiento directo. Éstas tienen un costo relativamente bajo, proporcionan un cierre hermético y están disponibles en configuraciones de (2) y (3) vías. Al igual que con todas las demás válvulas, éstas deben tener el tamaño adecuado para proporcionar un buen control de flujo, HoneyWell (2016).

La bola, el vástago y los sellos deben estar hechos de materiales que minimicen la adherencia y el par de arranque (torque) para lograr un funcionamiento suave.

5.1.4 Válvula de Retención

Las válvulas de retención sirven para evitar el flujo en una dirección mientras se permiten en la otra. Son diseñadas para evitar que el fluido regrese al sistema (evitar el flujo inverso). Las aplicaciones de la vida real incluyen prevenir el reflujo en una línea de inyección o en una bomba.

El flujo de fluido abre la válvula forzando un disco o bola en una dirección, cuando el flujo se detiene, el disco o la bola se asienta y cierra la válvula. Se pueden instalar en tuberías de flujo ascendente horizontal o vertical, Jc Fábrica de Válvulas (2013).



Figura 66. Válvula Check
Fuente: Kvc UK Ltd (2018)

Cuando el cierre es muy rápido, el inconveniente de una válvula check es la aparición del golpe de ariete, es decir, la generación y el efecto de las ondas de choque de alta presión (transitorios) en fluidos relativamente incompresibles. Este golpe de ariete es causado por las ondas de choque que se generan cuando un líquido se detiene abruptamente en una tubería por un objeto como un disco de válvula. Los síntomas aparecen con vibraciones y ruidos de tubería que pueden resultar en la rotura de la brida y de las tuberías, daños en el equipo y daños en los soportes de las tuberías. El riesgo de que se forme un golpe de ariete es particularmente alto cuando la velocidad del fluido es alta, cuando hay una gran masa de fluido en movimiento y cuando hay grandes cambios de elevación dentro de los sistemas de tuberías, Dft Valves (2011).

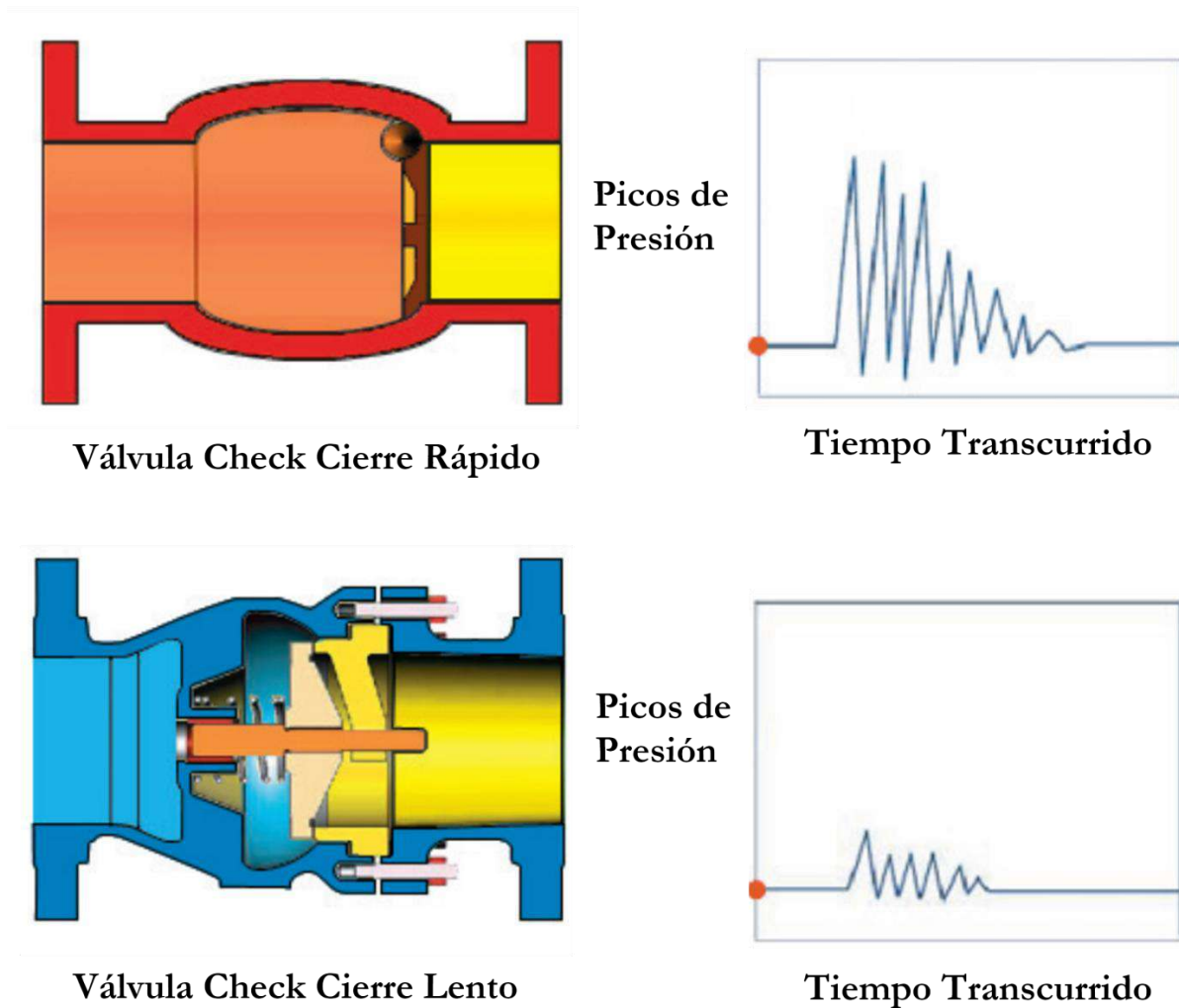


Figura 67. Válvula Check (Cierre Rápido, Lento)

Fuente: Dft Valves (2011)

Las ondas de alta presión actúan contra la tubería y la válvula, ejerciendo fuerzas muy altas. Esto provoca una presión sobre el metal y vibraciones en el sistema. Si el sistema no está diseñado para soportar estas altas fuerzas transitorias, la tubería podría romperse y otros componentes, como bombas y válvulas, podrían dañarse. Estos problemas pueden eliminarse o minimizarse en gran medida instalando una válvula de retención con cierre lento. Con el flujo inverso eliminado, se limitan sustancialmente las fuerzas necesarias para producir un golpe de ariete, tanto en el lado de aguas arriba como en el de abajo de las válvulas, Dft Valves (2011).

5.1.5 Válvula Reductora de Presión

Es una válvula que mantiene la presión de salida del fluido en un nivel determinado (Set point) más bajo que la de entrada. Las aplicaciones principales de estas válvulas son, Yoshitake (2016):

- ✓ Equipos de alimentación / lavandería.
- ✓ Estructura simple e ideal para caudales pequeños.
- ✓ Edificio / instalaciones de aire acondicionado.
- ✓ Excelente capacidad de control debido a la válvula principal controlada por grandes diafragmas que tienen una gran superficie de recepción de presión.
- ✓ Campo de riego, etc. Excelente durabilidad y amplio rango de aplicación desde caudales pequeños a grandes.

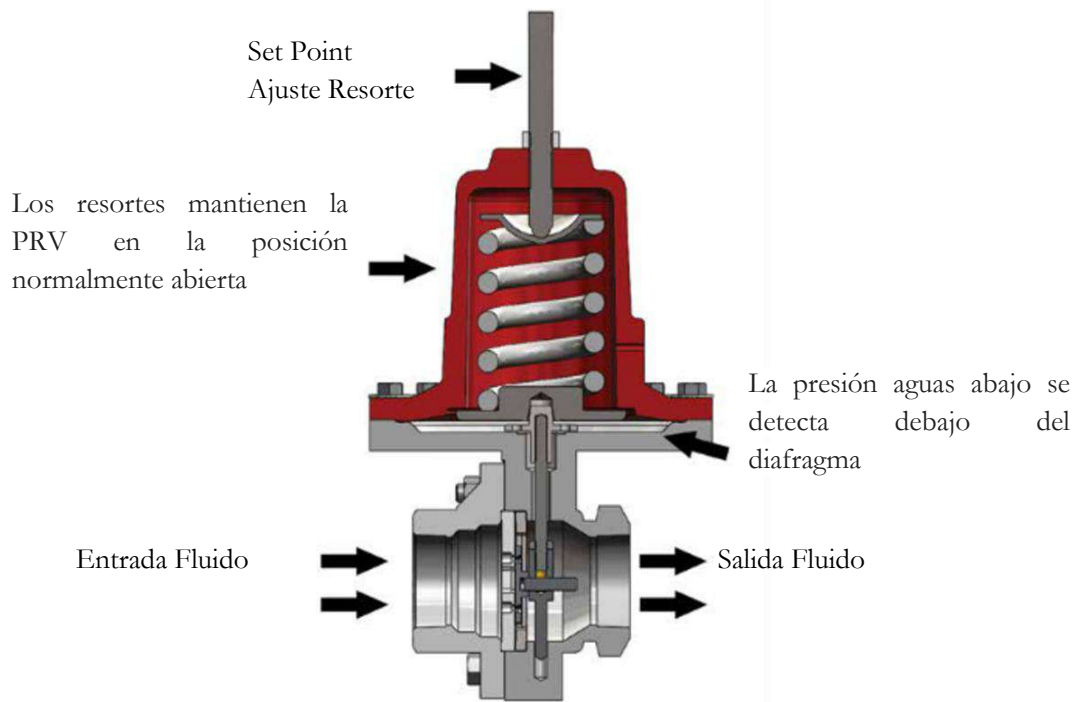


Figura 68. Reguladores de Presión (Set Point)
Fuente: Jordan Valves (2017)

A través del ajuste del resorte se puede garantizar la presión deseada aguas abajo de la instalación.

Tipos de Instalación de las Válvulas reductoras de presión Modelo 720 BERMAD, Bermad (2007).

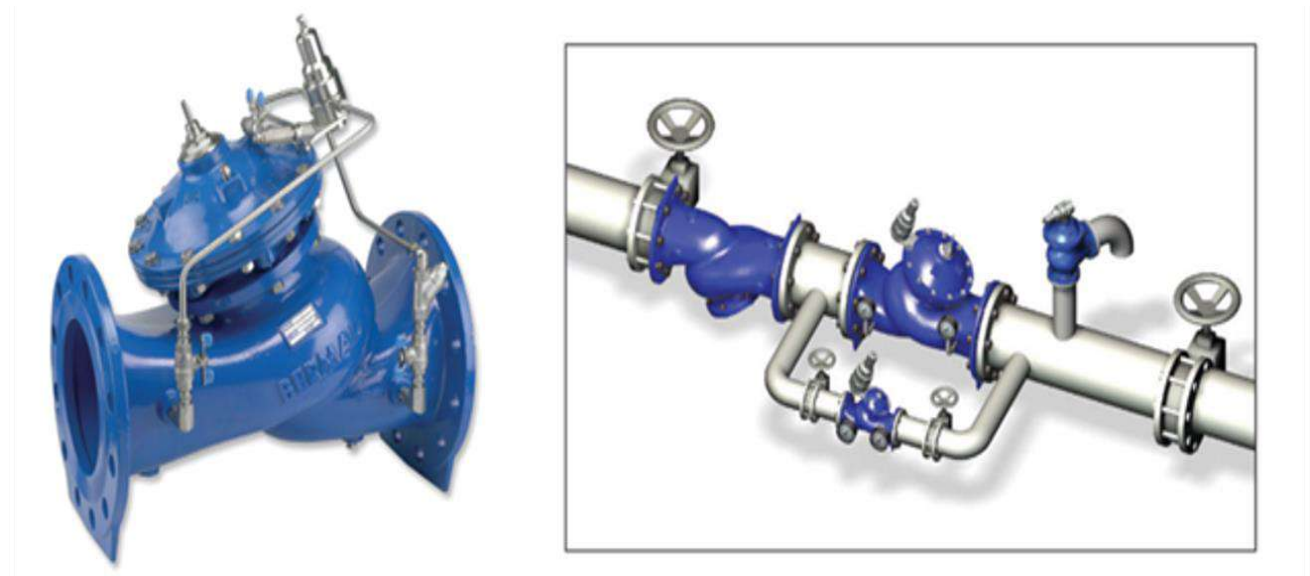


Figura 69. Instalación Típica Válvula Bermad
Fuente: Bermad (2007)

- ✓ (2) Válvulas de seccionamiento o de corte para poder realizar el mantenimiento respectivo.
- ✓ (1) Filtro para atrapar las partículas suspendidas de diámetros considerables.
- ✓ (1) Válvula de alivio para contrarrestar las sobrepresiones existentes en el sistema.
- ✓ (2) Válvulas reductoras de presión para que la producción no se vea afectada entre las horas de mantenimiento.

5.2 Criterios de Selección de una Válvula

Todas las válvulas están diseñadas para controlar las fuerzas de presión y el flujo de diferentes fluidos. Una válvula perfecta manejaría todo esto sin desgaste, pero en un mundo comercial, existen diferentes tipos de válvulas con propiedades priorizadas en función de los parámetros operativos. Por lo tanto, es importante conocer las características y peculiaridades de cada válvula y poder evaluarlas con respecto a la función que debe cumplir, NorskoljeYgas (2017).

Las válvulas se ven afectadas por las fuerzas de presión en el sistema y están diseñadas para una clasificación de presión determinada (presión de trabajo máxima permitida). La presión del sistema se expresa en bar o PSI.

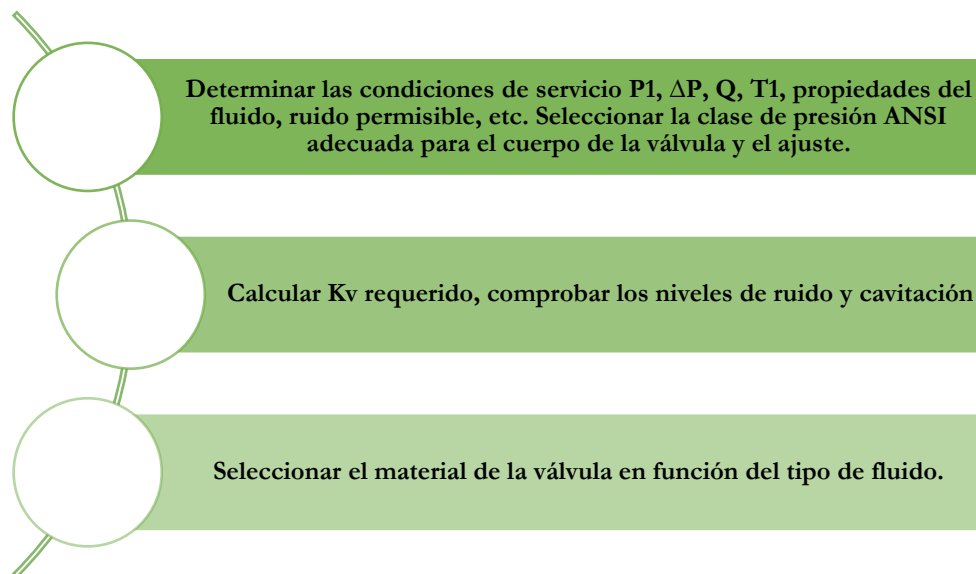


Figura 70. Proceso de Selección de una Válvula

Fuente: Emersor Fisher (2017)

1. Criterio de Aplicación

Tipo de fluido (agua caliente, vapor, petróleo, etc.).

Presión de entrada requerida en el sistema.

Tamaño de tubería o tubería existente.

2. Pérdida requerida en la Válvula

Para determinar el k_v , se deben identificar los siguientes parámetros:

Presión de entrada

Temperatura del fluido

Gravedad específica del fluido

Caudal de fluido en gpm (líquido)

Caudal de fluido en m^3/h (líquido)

Tabla 32. Guía de Selección, Aplicación (150LB - 600LB)

Características		Globo	Check	Compuerta	Bola
Requerimientos	Servicio constante	●	●	●	●
	Alta capacidad de flujo	●	●	●	●
	Bajo torque	●	●	●	●
	Mantenimiento reducido	●	●	●	●
Función	On/Off	●	●	●	●
	Estrangulamiento	●	○	○	○
Características fluido	Lodos Abrasivos	●	●	●	○
	Líquidos y gases limpios	●	●	●	●
	Líquidos y gases corrosivos	●	●	●	●
	Líquidos y gases sucios	●	●	●	●
	Materiales secos	○	○	○	○
	Líquidos y gases peligrosos	●	●	●	●
	Líquidos y lodos con escala	●	●	●	○
	Servicio de vacío	●	●	●	●
	Líquidos viscosos	●	●	●	●

Fuente: APV Australian Pipeline Valve (2015)

- **Recomendada**
- **Aplicación limitada**
- **No adecuado**

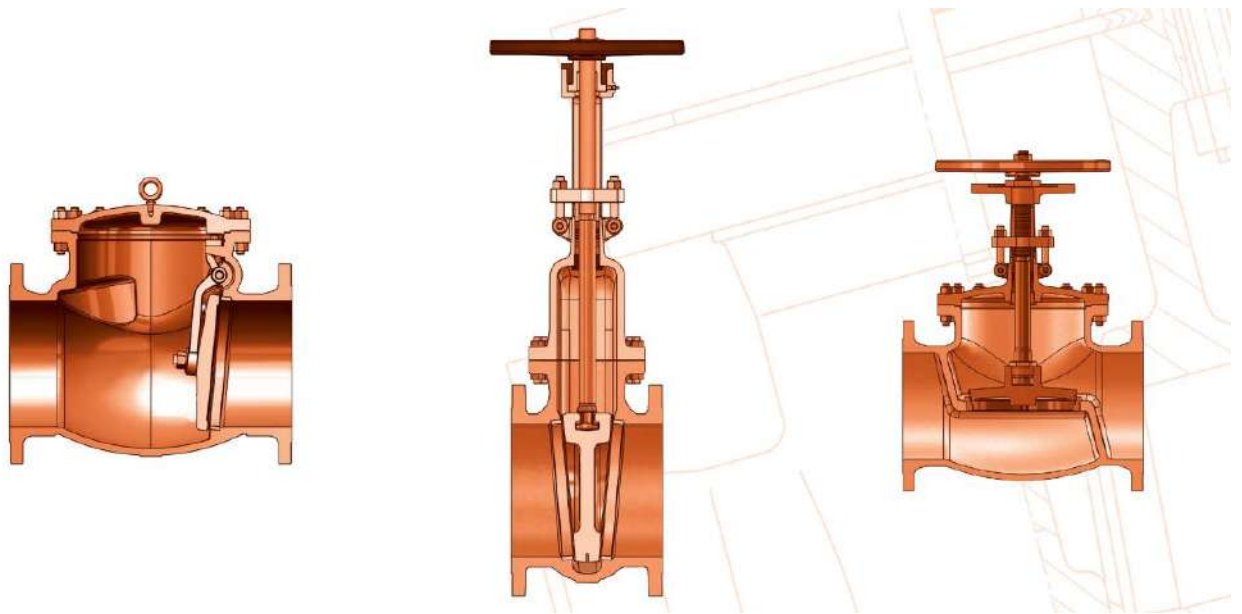


Figura 71. Tipos de Válvulas Selección
Fuente: APV Australian Pipeline Valve (2015)

3. Seleccionar el material

Tabla 33. Materiales para el Servicio

Cuerpo de la Válvula	Uso Aplicación
Hierro fundido / Acero Acero al Carbono Hierro fundido gris Hierro Maleable Hierro Nodular (SG) Hierro Austenítico	Agua, vapor, condiciones alcalinas, soluciones secas, sustancias orgánicas. La fundición gris y el acero al carbono no son adecuados para su uso en agua de mar sin protección (protección o recubrimiento catódico). Agua de mar, agua salobre, aguas residuales.
Aceros Inoxidables Martensítico Austenítico Duplex Super Austenítico Super Duplex	Generalmente buena resistencia a la corrosión a aguas alcalinas, algunos ácidos y solventes secos. Procesamiento de gas y petróleo. No apto para uso en agua de mar. Tipo 304 no apto para uso en agua de mar. El tipo 316 se puede usar en agua de mar, pero puede sufrir corrosión por grietas a menos que esté sujeto a una protección galvánica. Aleación 20 utilizada para tareas de ácido sulfúrico y fosfórico, más resistente a la corrosión que el tipo 316. Excelente resistencia a la corrosión en una amplia gama de fluidos, incluyendo agua de mar, salmueras, ácidos y minerales.
Aleaciones de Cobre Latón Bronce Bronce fosforado Bronce de Aluminio Bronce Niquel Aluminio	Agua, vapor, no apto para uso en agua de mar. Generalmente buena resistencia a la corrosión en aguas, incluyendo aguas marinas. Agua salobre, agua de mar. Tiene una buena resistencia a la corrosión en el agua de mar. No debe utilizarse cuando el agua es ácida, es decir, contiene sulfuro de hidrógeno.

Cuerpo de la Válvula	Uso Aplicación
Aleaciones de Níquel Aleaciones 400 Aleaciones 625 Aleaciones 825 Aleaciones B-2 Aleaciones C-276	Generalmente buena resistencia a una amplia gama de ácidos. Resistencia al agua de mar y salmuera, pero puede sufrir corrosión por fisuras. Excelente resistencia a la corrosión en aguas de mar. Resistente a las sales orgánicas, H ₂ S y algunos ácidos. Principalmente utilizado para HCl en condiciones reductoras. Buena resistencia a una amplia gama de aguas y productos químicos.
Titanio y aleaciones	Adecuado para una amplia gama de ácidos, álcalis y agua de mar. Pobres en condiciones reductoras.
No metálicos Plástico Reforzado (GRP) Cloruro de Polivinilo (PVC) Polipropileno	Apto para agua, agua de mar. Utilizado para ácidos, disolventes y otras sustancias orgánicas.
Cerámicos Sólidos Sinterizados Revestimientos	Utilizado para bolas de válvulas y asientos. Anillo de desgaste. Resistente a una amplia gama de fluidos.

Fuente: APV Australian Pipeline Valve (2015)

5.3 Cavitación en Válvulas

Cuando un líquido pasa a través de una válvula parcialmente cerrada, su velocidad aumenta y, por la conservación de la energía en un punto la presión, cae y, en ocasiones, puede alcanzar la presión de vapor del líquido. El líquido en la región de baja presión comienza a vaporizarse y formar cavidades llenas de vapor (burbujas de aire). Cuando el líquido alcanza nuevamente una región de alta presión, las burbujas de vapor colapsan repentinamente o implosionan, este proceso se llama cavitación.

Si las implosiones se producen cerca de los límites del cuerpo de la válvula o de la pared de la tubería pueden provocar fatigas locales que hacen que la superficie límite se vuelva áspera hasta que, eventualmente, se formen grandes cavidades. El rendimiento de cavitación de una válvula es típico y se define habitualmente por un índice, que indica el grado de cavitación o la tendencia de la válvula a cavitación. Este parámetro se presenta en la literatura en diversas formas, Smith & Zappe (2004).

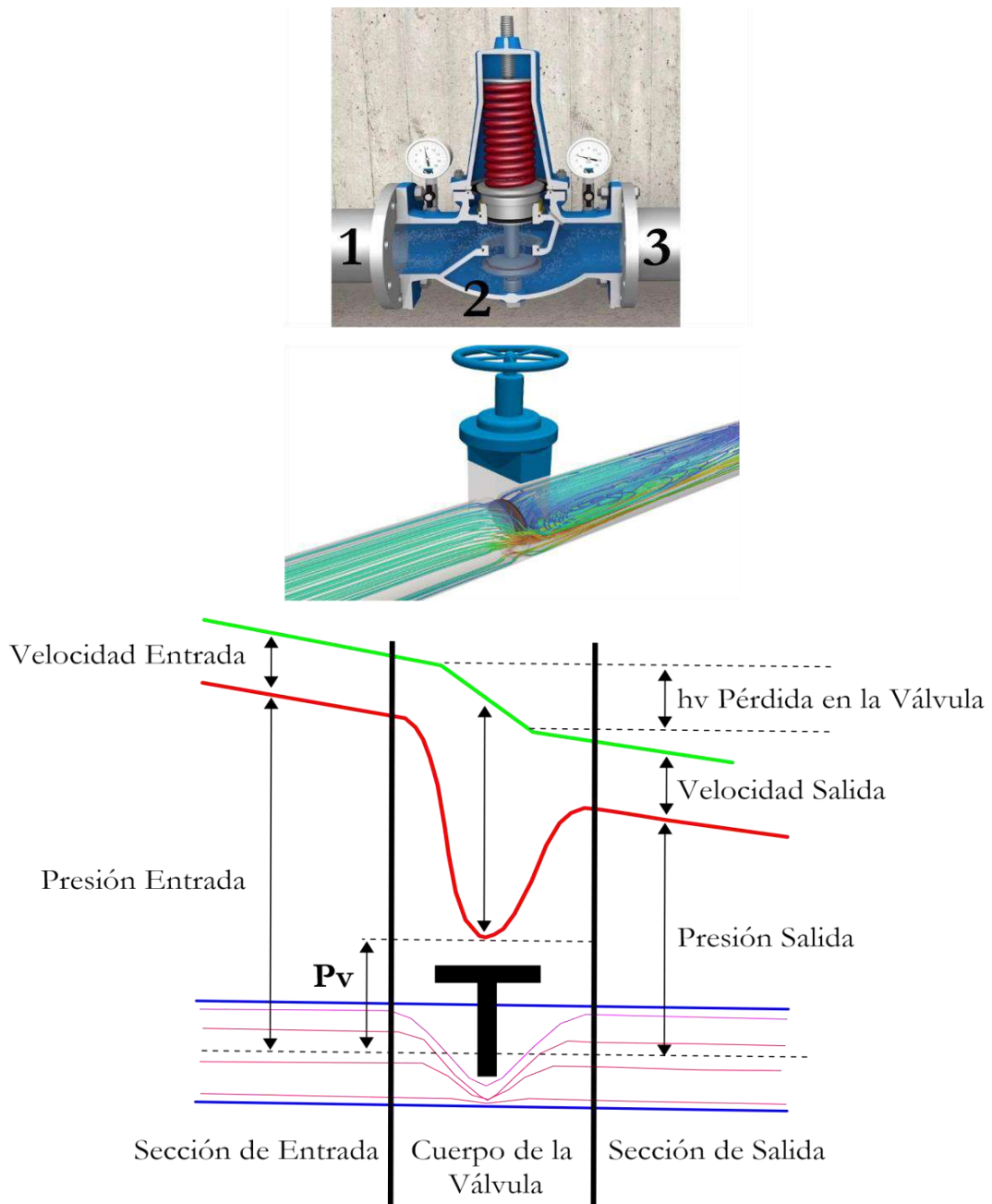


Figura 72. Proceso de la Cavitación

1. El fluido en el **punto 1** tiene una velocidad y presión de entrada.
2. En el **punto 2** al tener una reducción del área por el cierre de la válvula la velocidad se incrementa y por ende la presión disminuye, si esta presión baja por debajo del límite de la presión de vapor P_v el fluido cambia de estado formándose burbujas.
3. En el **punto 3** nuevamente el fluido pasa a un punto de mayor presión, es ahí donde las burbujas pueden crear una implosión causando erosión y desgaste en el material de la válvula o de la tubería.

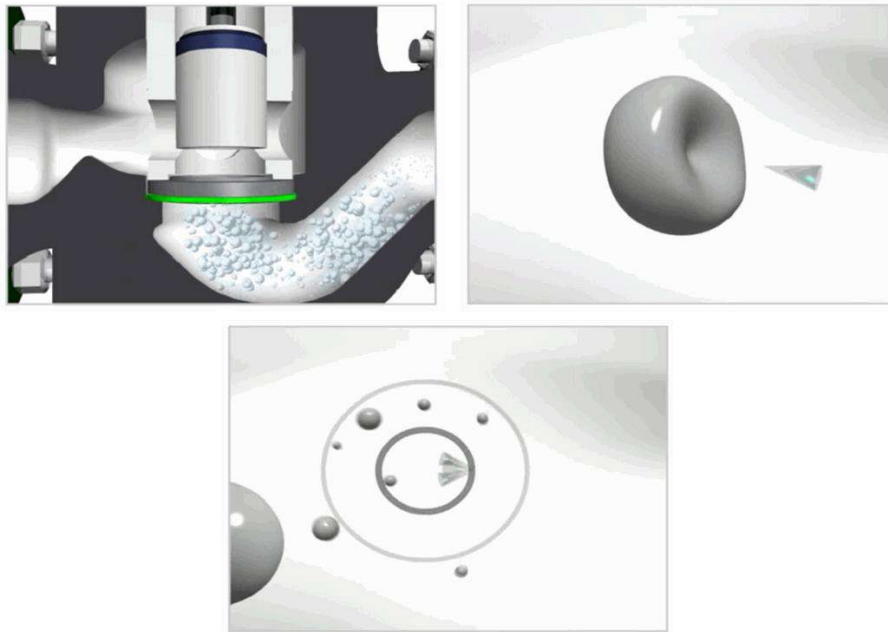


Figura 73. Implosión de las Burbujas

Una válvula se ve afectada por el fluido que fluye a través de ella. El fluido puede causar erosión, corrosión y cavitación en las superficies metálicas, es decir, la degradación de los sellos blandos, el desgaste de las superficies de los sellos, etc. Los materiales seleccionados para la válvula deben tener una resistencia a la corrosión aceptable contra el fluido al que está expuesta, la corrosión es totalmente inaceptable para las superficies de sellado, aunque puede ser aceptable en la carcasa durante la vida útil de la válvula, NorskoljeYgas (2017).

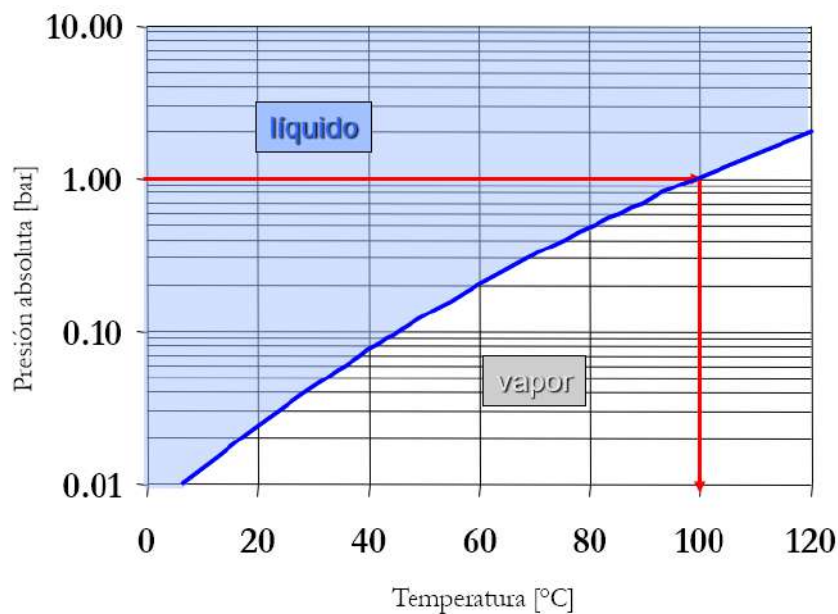


Figura 74. Curva de Presión de Vapor de Agua

El daño por cavitación se caracteriza por una apariencia áspera y con aspecto de ceniza de la superficie erosionada como se muestra en la **Figura 75**. La sección anterior describe cómo se produce la cavitación cuando la presión de la vena contracta es menor que la presión de Vapor P_v y P_2 es mayor que P_v . La cavitación puede ser tratada por varios medios.



Figura 75. Típica Apariencia Cavitación
Fuente: Emersor Fisher (2017)

El primero es eliminar la cavitación realizando una gestión de la caída de presión. Si la caída de presión a través de la válvula se puede controlar de manera que la local nunca caiga por debajo de la de vapor, entonces no se formarán burbujas. Sin burbujas de vapor que colapsen no hay cavitación. Para eliminar la cavitación, la caída de presión total a través de la válvula se divide, utilizando ajustes de múltiples etapas, en porciones más pequeñas, Emersor Fisher (2017).

Un segundo método no elimina la cavitación, sino que minimiza o aísla el daño de la válvula. Este método tiene como objetivo aislar la cavitación de las superficies de las válvulas y endurecer aquellas superficies donde impacta.

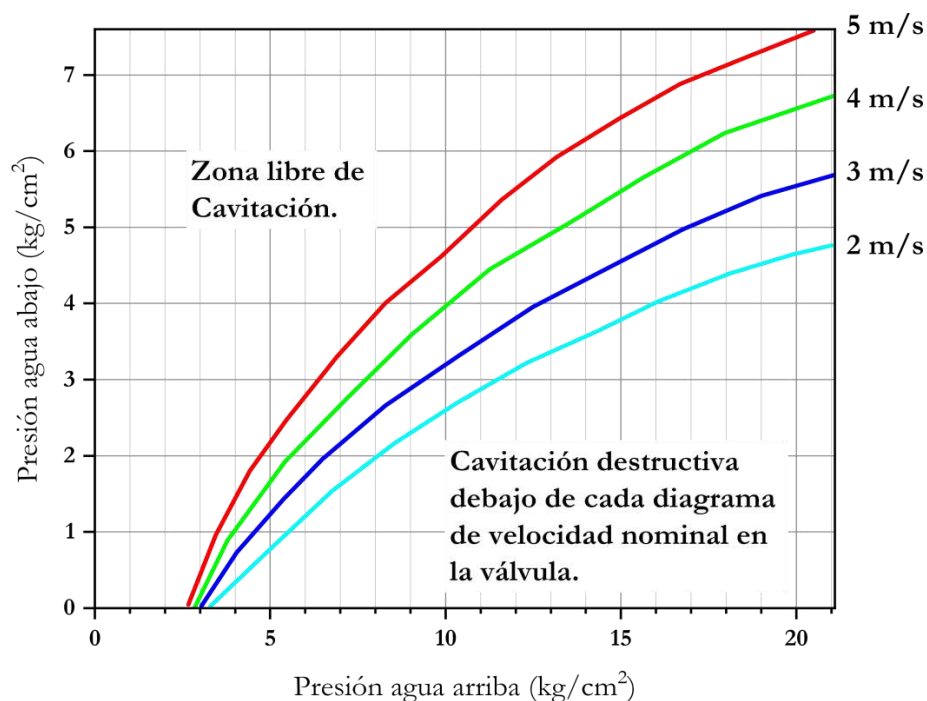


Figura 76. Grafica de Cavitación

En la mayoría de los ábacos se debe verificar la Presión aguas arriba y abajo y comparar con la velocidad nominal de la válvula y así verificar si se encuentra libre de cavitación. Se debe leer el catálogo del fabricante correspondiente para poder constatar los datos requeridos en las figuras de cavitación.

Presión de Entrada

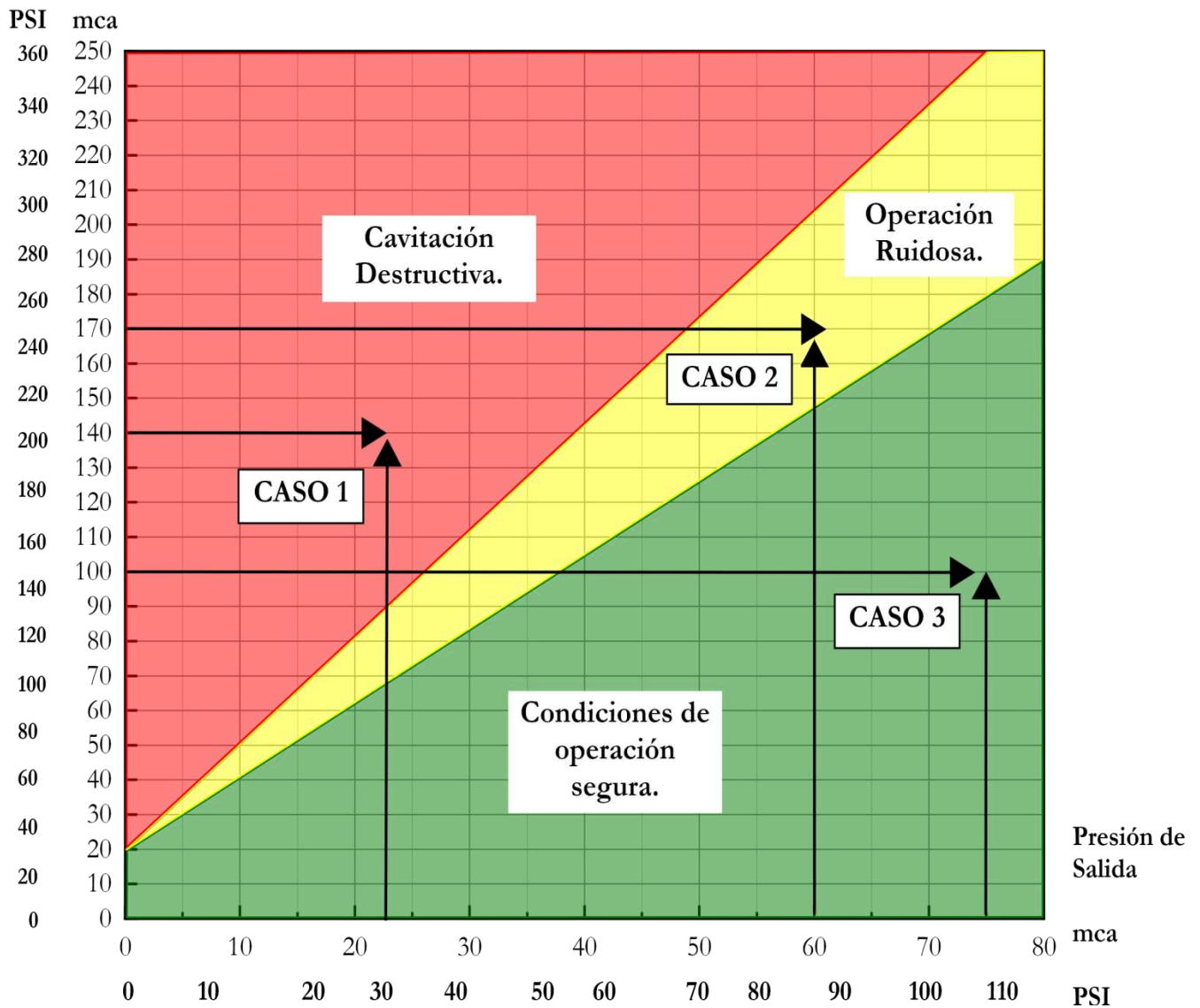


Figura 77. Diagrama de Cavitación

Fuente: Dorot (2010)

Se debe ingresar la presión aguas arriba y abajo de la instalación y el punto de intersección da la zona en la que la válvula se encuentra trabajando.

Caso 1: La Válvula cavita, el elemento puede desgastarse muy rápidamente y podría sufrir daños de erosión. Periodo de funcionamiento muy corto.

Caso 2: La Válvula funcionaría aceptablemente, pero con una operación ruidosa que podría sobrepasar los 80 decibeles.

Caso 3: La Válvula trabajaría en condiciones seguras de operación.

5.4 Caracterización Hidráulica

La característica de una válvula es la relación entre su movimiento y el flujo a través de ella a una presión diferencial constante. Varias características se han convertido en estándar durante el manejo: Apertura rápida

(QO), lineal (L), parabólica modificada (MP) y porcentaje (E%). La **Figura 78** indica estas relaciones gráficamente. Algunos fabricantes producirán una característica especial para adaptarse a una aplicación específica.

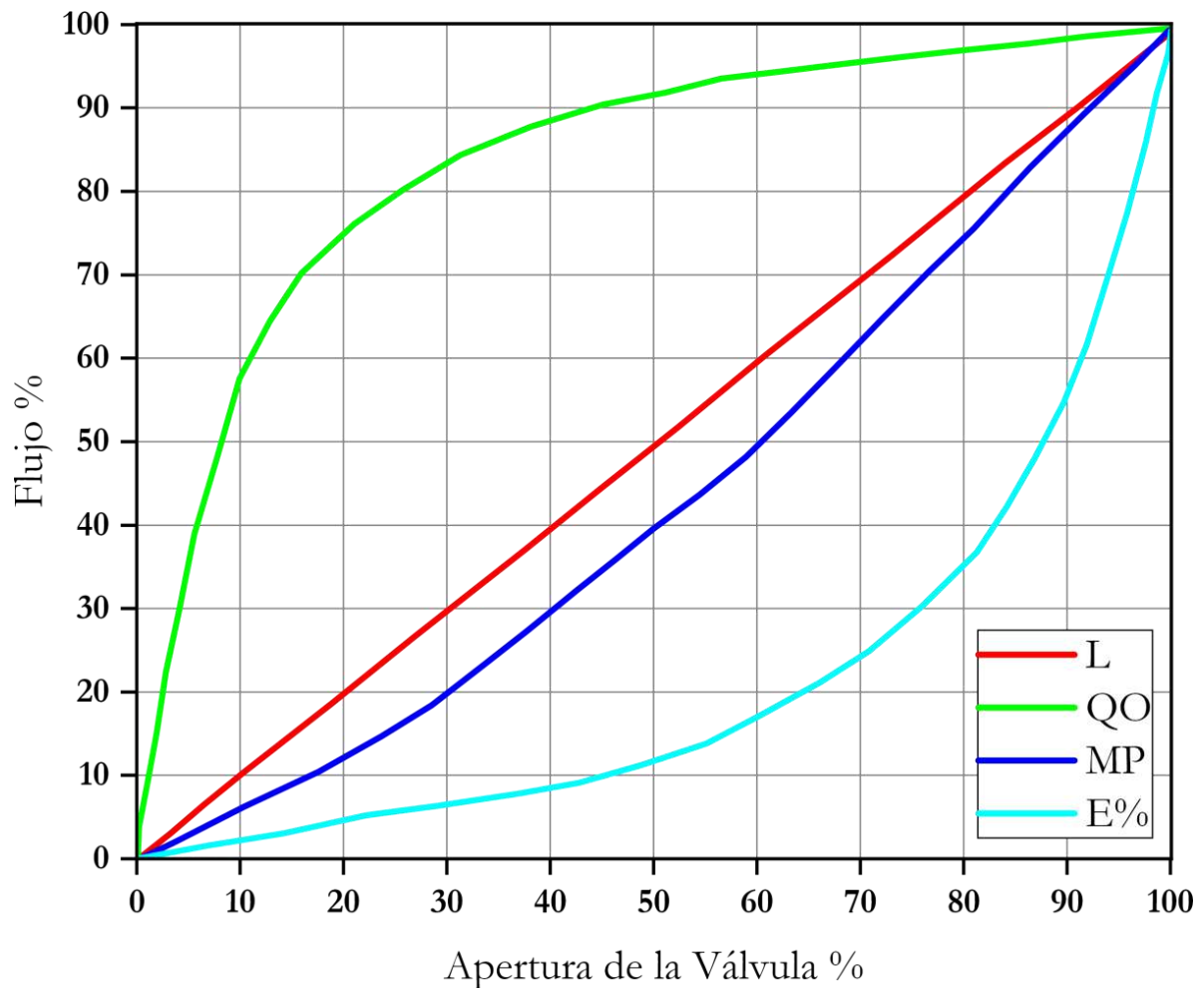


Figura 78. Comparación de las características de la válvula de control
Fuente: Nesbitt (2007)

Las válvulas de movimiento lineal son aquellas que tienen un diseño de vástago deslizante que empuja al elemento de cierre hacia el interior de su cuerpo. El dispositivo de cierre podría ser un disco, un listón o material flexible, como un diafragma. Las válvulas de movimiento lineal tienden a ser más lentas en el funcionamiento, pero tienen un mayor nivel de precisión y estabilidad en la posición de cierre.

Válvulas de compuerta, de globo, de retención, de diafragma, de tres vías y de ángulo pertenecen a la categoría de movimiento lineal.

Las válvulas de movimiento giratorio son aquellas que utilizan un elemento de cierre que gira a través de un cuarto de giro (45°) para abrir o cerrar el flujo. Las válvulas rotativas son generalmente más pequeñas en tamaño y pesan menos que las de movimiento lineal. Cabe señalar que las válvulas rotativas están limitadas a ciertas caídas de presión y se sabe que tienen problemas de cavitación. Sin embargo, a medida que la tecnología continúa avanzando, estos problemas son cada vez menos comunes.

Las válvulas de bola, de mariposa, de tapón y las esféricas pertenecen a válvulas de movimiento giratorio.

5.5 Coeficiente en función del Caudal

El coeficiente de flujo kv en el Sistema Internacional indica el número de metros cúbicos por hora de agua a una temperatura entre 5 y 40 °C que fluiría a través de la válvula con una pérdida de presión de un (1) bar en una posición de apertura específica, según lo define la ecuación, Smith & Zappe (2004):

$$Q = K_v \sqrt{\Delta P} \quad (5-1)$$

En la ecuación (5-1) es importante detallar cada uno de sus términos:

Q Caudal del Flujo en m³/h.

Kv Coeficiente de Flujo (m³/h)/(kg/cm²)^{0.5}.

ΔP Presión diferencial resultante (kg/cm²).

Cabe recalcar que en algunos catálogos de los fabricantes en vez de colocar el diferencial de presión en kg/cm² se utiliza en bares (Ba).

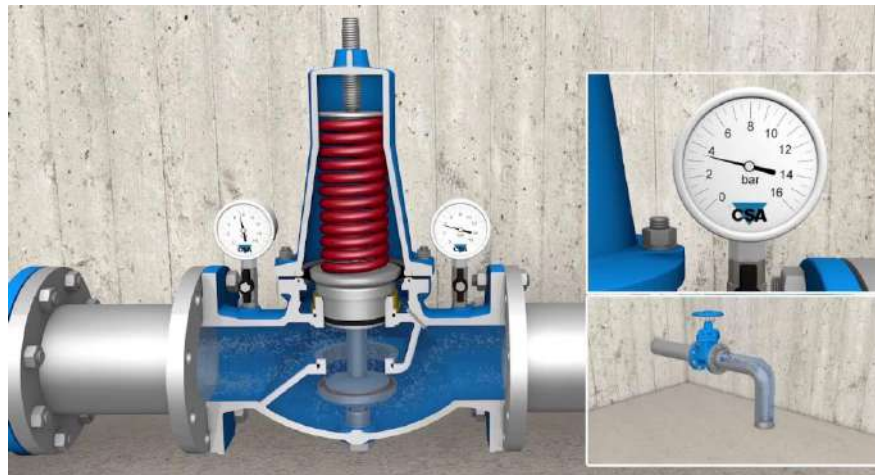


Figura 79. Pérdidas en la Válvula
Fuente: CSA VRCD-M (2017)

Para calcular la presión diferencial se debe obtener la pérdida que ejerce la válvula, para ello se aplica la ecuación de Bernoulli y se obtiene la pérdida en la válvula en mca. Para poder obtener en (kg/cm²) se transforma a Pascales y se afecta por el peso específico a la temperatura a la que se encuentra el fluido.

Ejercicio de Aplicación 12

Si en una instalación pasa un caudal de 0,6 m³/s y existe una pérdida en la válvula de 0,6 mca, calcular el coeficiente de flujo kv. Temperatura del fluido 20 °C.

A través de la ecuación (5-1):

$$Q = K_v \sqrt{\Delta P}$$

Para obtener el coeficiente de flujo, el caudal debe ser ingresado en m³/h y el ΔP en kg/cm².

Hay que recordar que, para obtener el diferencial de presión, la pérdida de la válvula se debe ver afectado por el peso específico a la temperatura del fluido. El peso específico a 20 °C es de 9.790 N/m³, **Tabla 1**.

$$\Delta P = h_v \gamma$$

$$\Delta P = h_{valv} \gamma = 0,6 \text{ mca} \left[\frac{9.770 \text{ N}}{\text{m}^3} \right] \left[\frac{1 \text{ kgf}}{9,81 \text{ N}} \right] \left[\frac{1 \text{ m}^2}{10.000 \text{ cm}^2} \right] = 0,0598 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$Q = 0,6 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \left[\frac{3.600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right] = 2.160 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$Q = K_v \sqrt{\Delta P}$$

$$K_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta P}} = \frac{2.160 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{\sqrt{0,0598 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}}$$

$$K_v = 8.832,897 \frac{\frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{\left(\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right)^{0,5}}$$

Se obtiene un valor del coeficiente de flujo kv de: 8.832,897 (m³/h)/(kg/cm²)^{0,5}

Objetivos y destrezas alcanzadas

- ✓ Calcular el coeficiente de flujo kv de la válvula para poder encontrar el grado de apertura que ésta tiene.
- ✓ Verificar que ΔP se puede encontrar al tener la pérdida en la válvula hv y multiplicarla por el peso específico tomando en cuenta la temperatura del fluido.

En ocasiones los catálogos de las válvulas utilizan el Sistema Inglés y el coeficiente de flujo se denota como Cv, indica el número de galones por minuto (gpm) de agua a una temperatura entre 5 y 40 °C que fluiría a través de la válvula con una pérdida de presión de un (1) psi en una posición de apertura específica, según lo define la ecuación, Bermad (2016):

$$Q = C_v \sqrt{\Delta P} \quad (5-2)$$

En la ecuación (5-2) es importante detallar cada uno de sus términos:

Q Caudal del Flujo en gpm.

kv Coeficiente de Flujo (gpm)/(psi)^{0,5}

ΔP Presión diferencial resultante (psi)

Para un cálculo directo y bajo bibliografía Cv = 1,155 kv, Bermad (2016).

Una vez que se encuentra el coeficiente de flujo se puede verificar el porcentaje de apertura que debe tener la válvula para garantizar las características del sistema.



Figura 80. Características Internas de la Válvula
Fuente: Flowtek (2013)

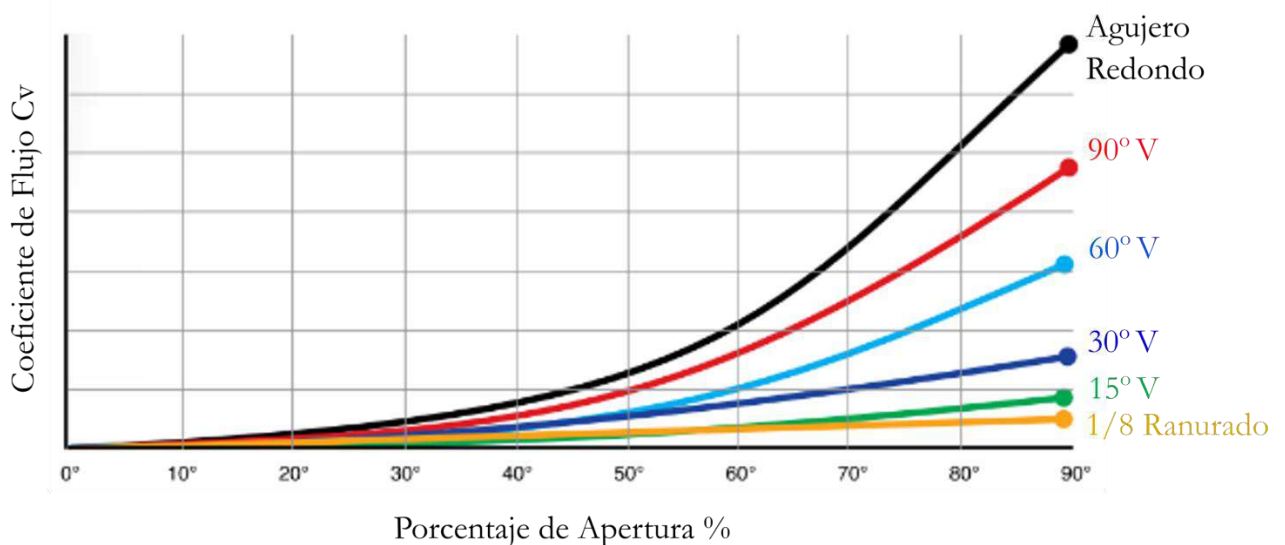


Figura 81. Coeficiente de Flujo Cv (Sistema Inglés)
Fuente: Flowtek (2013)

Para encontrar la apertura de la válvula en la **Figura 81** se debe considerar el coeficiente de flujo Cv y su forma interna de la válvula, con diseños internos en V caracterizados, puertos ranurados o personalizados. Las válvulas de bola con control en V proporcionan un control preciso del flujo.

Estas válvulas de Control ofrecen una excelente capacidad de rangos, repetibilidad y alta capacidad de flujo. Con su funcionamiento de un cuarto de vuelta son fácilmente automatizadas y constituyen un elemento de control ideal en los sistemas de tuberías de proceso, Flowtek (2013).

Para la selección de la apertura en la **Figura 82** se puede considerar el coeficiente de flujo kv, o a su vez Cv y la respectiva curva del accesorio seleccionado.

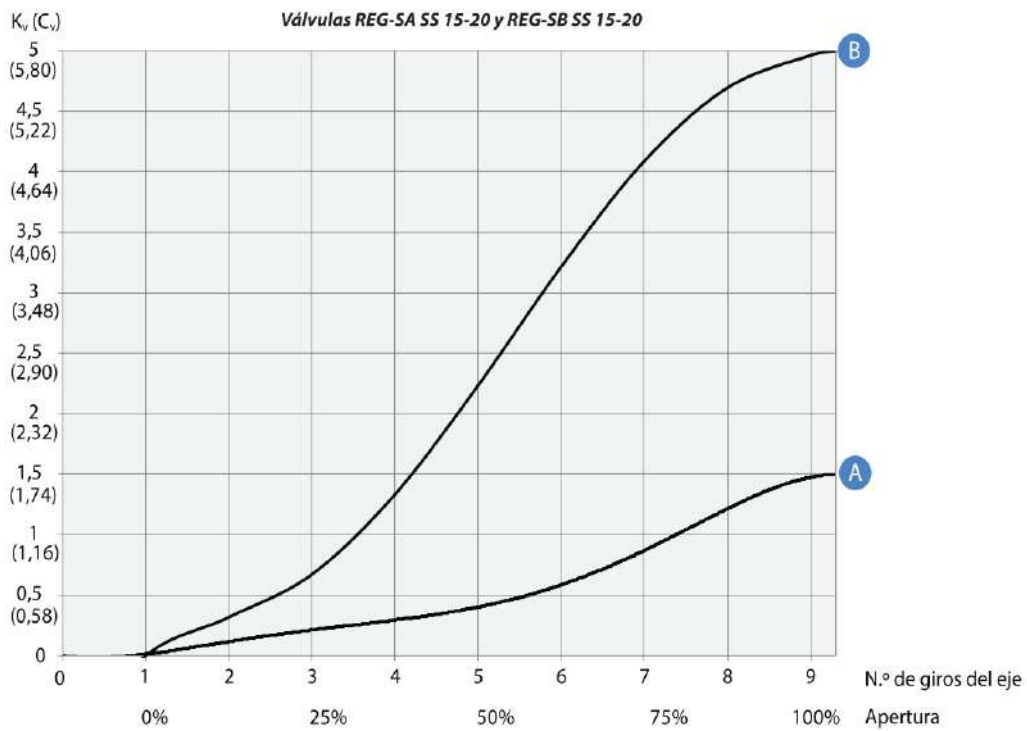


Figura 82. Coeficiente de Flujo kv, Cv =1,155 kv
Fuente: Danfoss (2017)

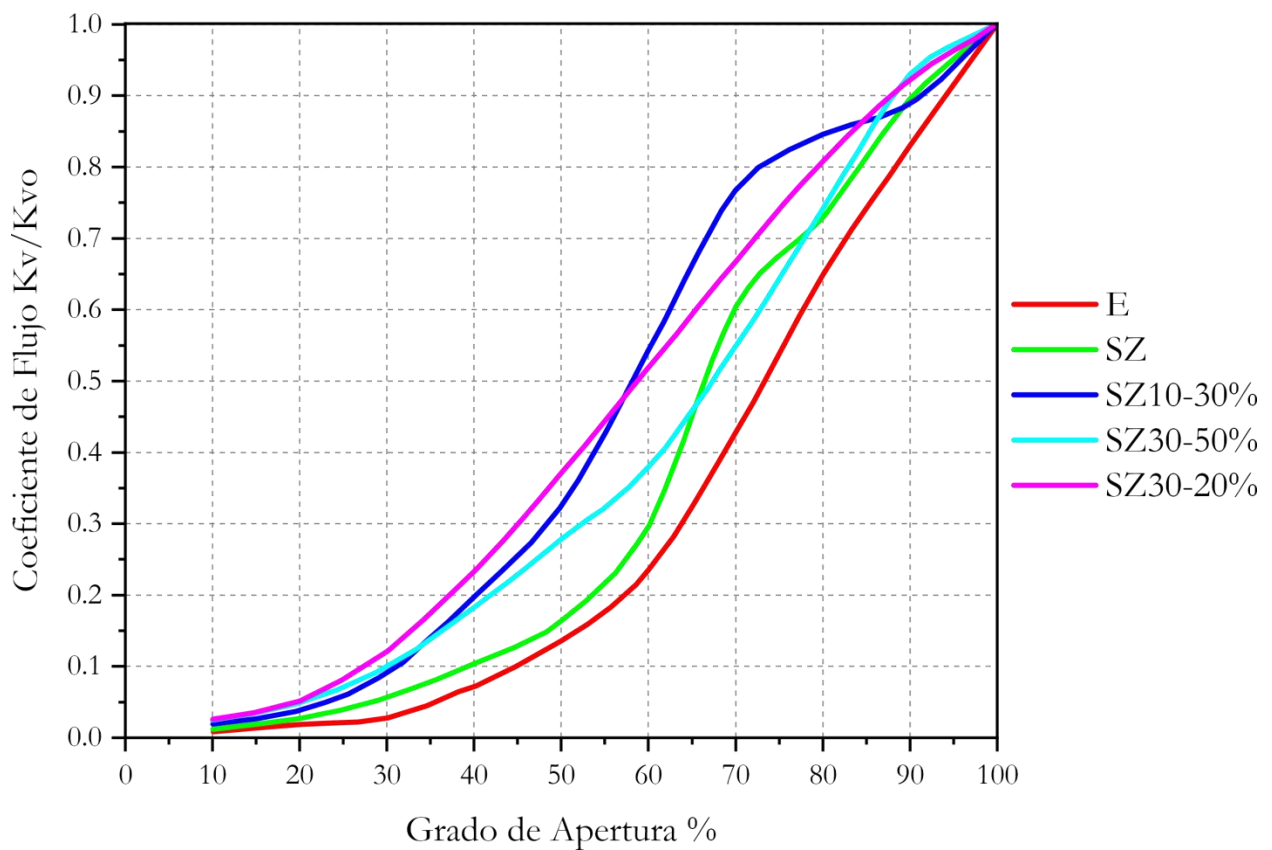


Figura 83. Coeficiente de flujo kv/kvo
Fuente: Riko Comeval (2012)

En el Catálogo Riko de la **Figura 83**, para obtener el grado de apertura de la válvula se debe calcular k_v/k_{vo} , donde k_{vo} es el coeficiente de flujo a válvula 100% abierta, que se encuentra tabulado en tablas respectivas dependiendo del fabricante **Tabla 34**:

Tabla 34. Valores de k_{vo} (Válvula 100% abierta)

TIPO	DIÁMETROS DE LAS VÁLVULAS (mm)					
	150	200	250	300	350	400
E	678	1.161	1.782	2.572	3.474	4.573
SZ10-30%	380	675	1.055	1.520	2.068	2.702
SZ30-50%	315	560	875	1.260	1.715	2.240
SZ30-20%	514	915	1.429	2.058	2.801	3.658

Fuente: Riko Comeval (2012)

5.6 Coeficiente Adimensional de Pérdidas

El diseño de tuberías y sistemas de bombeo para las industrias químicas, farmacéuticas y de procesamiento de alimentos requieren un conocimiento de la caída de presión debido al flujo en segmentos de tubería recta y a través de válvulas y accesorios. Las pérdidas por fricción causadas por la presencia de válvulas y accesorios suelen ser el resultado de alteraciones del flujo, que se ven obligadas a cambiar bruscamente de dirección para superar las obstrucciones de la trayectoria y adaptarse a cambios repentinos o graduales en la sección transversal o la forma del conducto. La evaluación de la pérdida por fricción implica la determinación del coeficiente de pérdida o resistencia apropiado (k), que se calcula a través de la siguiente expresión, la cual es proporcional al cuadrado de la velocidad del fluido, Polizelli et al. (2003):

$$h_v = k \frac{V^2}{2g} \quad (5-3)$$

$$h_v = \frac{8 k Q^2}{\pi^2 g D_{acc}^4} \quad (5-4)$$

En la ecuación (5-3), (5-4) es importante detallar cada uno de sus términos:

h_v Pérdida en la Válvula (mcf).

k Coeficiente de Flujo adimensional.

V^2 Velocidad del fluido en la válvula (Diámetro nominal) (m/s).

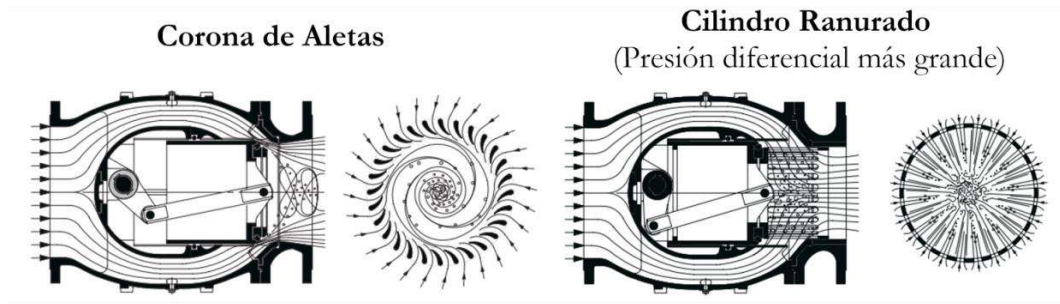
g Gravedad (9,81 m/s²).

Q Caudal (m³/s).

D_{acc} Diámetro Nominal del accesorio (m).



Figura 84. Válvula de Paso Anular. Ideales para Regulación
Fuente: Erhard (2015)



Cavitación en el centro de la Tubería.

Figura 85. Tipos de Válvula Anular
Fuente: Erhard (2015)

Se debe tomar en cuenta que las pérdidas por accesorios dependen del coeficiente de flujo k , que está en función del material y del fabricante que se utilice en el diseño del sistema de distribución. Además, se debe considerar si el proyecto es doméstico (plomaría) existen ábacos importantes de cada uno de los factores α , a su vez, se debe verificar los k exactos dependiendo de la válvula a utilizar en la industria, sistema, empresa, etc. A continuación, en la **Figura 86** se representa la apertura de la válvula en función del coeficiente de pérdida en el accesorio (k adimensional).

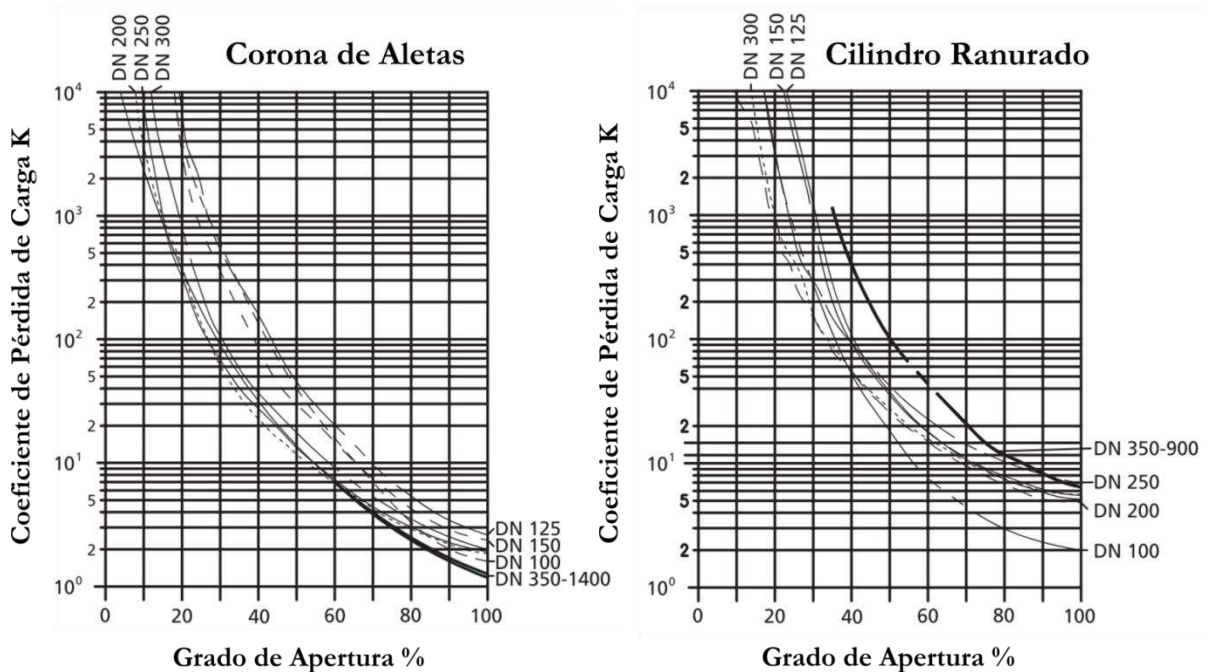


Figura 86. Corona de Aletas, Cilindro Ranurado Coeficiente k adimensional
Fuente: Erhard (2015)

Ejercicio de Aplicación 13

En la **Figura 87** aparece una aducción por gravedad entre dos depósitos situados a cota 100 y cota 60 m respectivamente. La conducción tiene un diámetro de 500 mm. Se considera el factor de fricción (f) constante, de valor 0,015. Determinar:

1. Sin ninguna válvula de regulación instalada en la conducción, ¿la instalación podría funcionar de manera correcta? Obtener resultados y razonar la respuesta.
2. Para lograr que toda la conducción funcione sin presiones negativas, se coloca una válvula de regulación en el punto de menor cota. La idea es que en cualquier punto de la conducción la presión sea de 5 mca como mínimo. Determinar:
 - ✓ El caudal máximo que podría circular.
 - ✓ La pendiente hidráulica j^* .
 - ✓ La pérdida de carga que deberá introducir la válvula.
 - ✓ Calcular la presión a la entrada y salida de la válvula.
 - ✓ El kv que deberá presentar la válvula.
3. Elegir la válvula para el literal anterior de manera que la velocidad en la misma sea igual o inferior a 4 m/s y determinar:
 - ✓ El grado de apertura necesario para dar el caudal del apartado anterior.
4. Calcular el Coeficiente adimensional de flujo y encontrar el porcentaje de la Válvula (Abaco Corona de Aletas DN 350 – 1400).

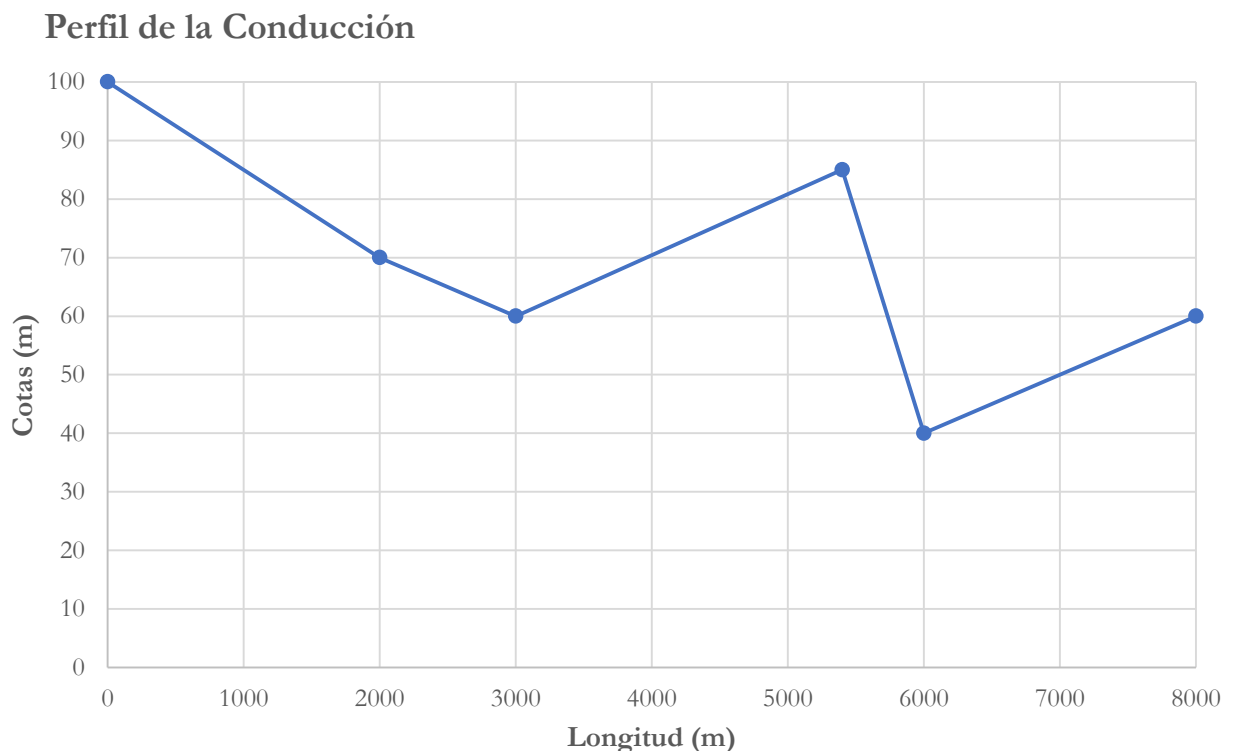


Figura 87. Perfil de la Conducción (Aducción por Gravedad)

Tabla 35. Perfil Longitudinal (Cotas)

Longitud(m)	Cota (m)
0	100
2.000	70
3.000	60
5.400	85
6.000	40
8.000	60

Literal 1

1. Como se observa a continuación si no se coloca una válvula existiría cavitación en la tubería en el punto (5.400,85 m) de longitud. Este punto tendría presiones negativas.

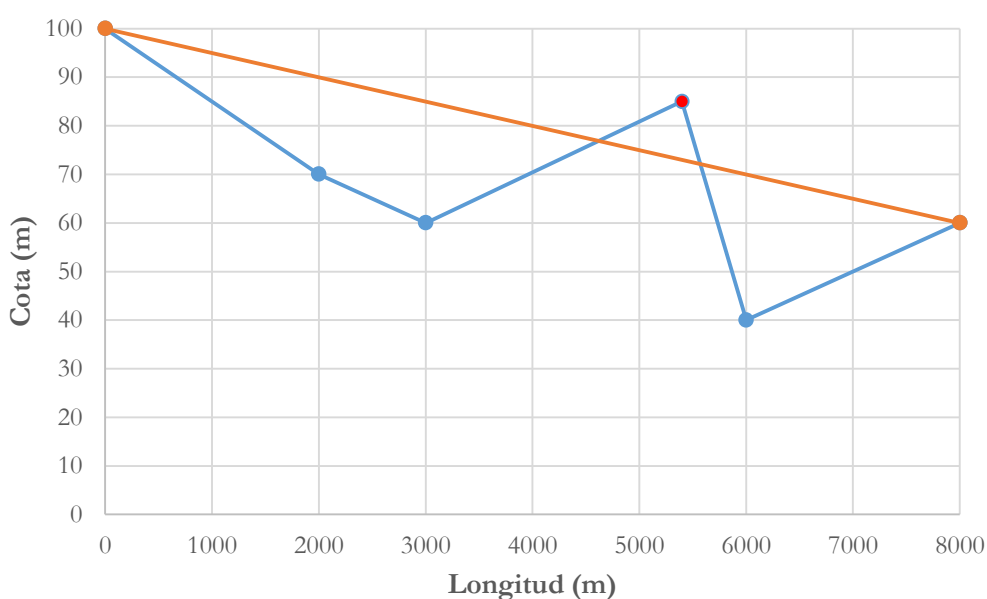


Figura 88. Línea piezométrica sin válvula en conducción

Presión Negativa: Puede ser detectada por un vacuómetro y ocurre cuando en el interior de la tubería existe una presión que se encuentra por debajo de la presión atmosférica.

Línea Piezométrica: Es la suma de las tres (3) clases de energía que aparecen en la ecuación de Bernoulli (Energía de flujo, Cinética y Potencial).

Literal 2

Para este literal se necesita colocar una válvula en el punto más bajo de la línea y asegurar una presión de 5 mca en el punto crítico para no crear presiones negativas:

- ✓ Se aplica Bernoulli (ecuación 2-29) entre los puntos (1) y (2) **Figura 89** y así calcular el caudal máximo:

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + h_{Long\ 1-2}$$

$$0 + 100 + 0 = 5 + 85 + 0 + 5400 \frac{8(0,02)Q^2}{\pi^2(9,81)(0,5)^5}$$

$$Q_{max} = \sqrt{\frac{10}{214,169}} = 0,216 \frac{m^3}{s}$$

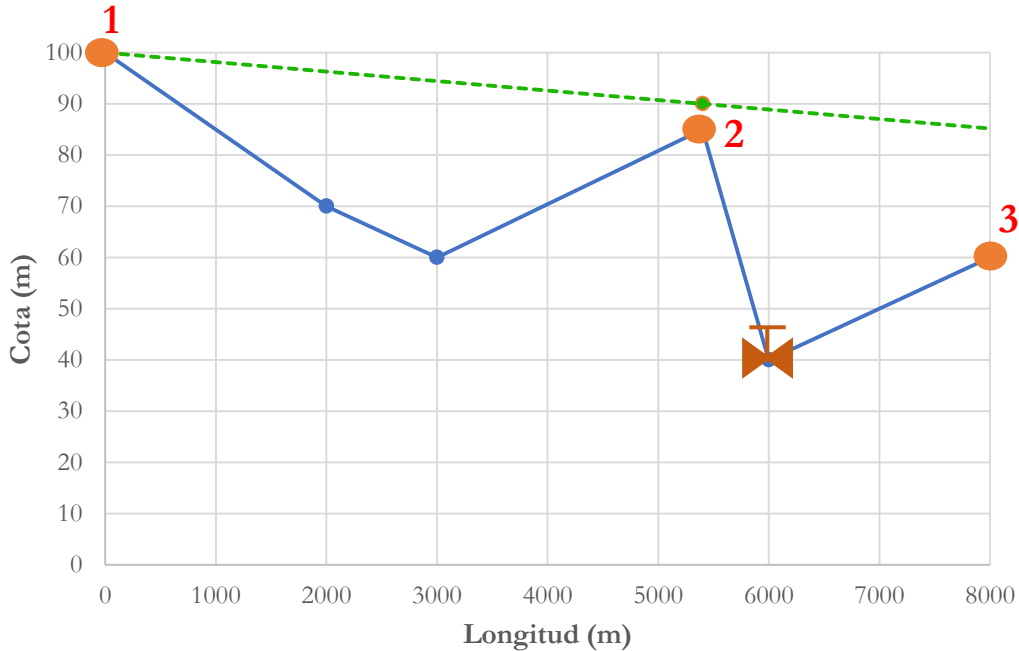


Figura 89. Caudal Máximo con una presión de 5 mca en el punto crítico 2

✓ Cálculo de la Pendiente hidráulica en forma de la pérdida de carga:

Pendiente Hidráulica: pérdida de carga unitaria (j^*): se define como la pérdida de carga por longitud de tubería. A través de la ecuación (3-1).

$$h_{Long} = \frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

$$\frac{h_{Long}}{L} = \frac{8 f Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

$$j^* = \frac{8 f Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

$$j^* = \frac{8 (0,015) (0,216)^2}{\pi^2 (9,81) (0,5)^5}$$

$$j = 0,00185$$

Se puede encontrar la pendiente hidráulica en función de la altura de cabecera.

$$j^* = \frac{H_0 - \left(\frac{P_{min}}{\gamma} + Z_i\right)}{\Sigma L} \quad (5-5)$$

En la ecuación (5-5) es importante detallar cada uno de sus términos:

H_0 Altura en cabecera (Punto de abastecimiento).

P_{min} Presión mínima en los puntos de análisis o de consumo.

Z_i Cota (altura) en el nudo de análisis.

ΣL Longitud total de las tuberías hasta el nudo de análisis.

$$j^* = \frac{H_{cabecera} - (Z_{5400} + P_{min})}{\Sigma L_{0-5400}}$$

$$j^* = \frac{100 - (85 + 5)}{5400}$$

$$j^* = 0,00185$$

- ✓ Para calcular la pérdida que debe ingresar la válvula se procede a realizar Bernoulli (ecuación 2-29) entre los puntos (2) y (3) **Figura 89**:

$$\frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} = \frac{P_3}{\gamma} + Z_3 + \frac{V_3^2}{2g} + h_{Long\ 2-3} + h_{valv}$$

$$5 + 85 + 0 = 0 + 60 + 0 + \frac{8(0,015)(8.000 - 5.400)(0,216)^2}{\pi^2(9,81)(0,5)^5} + h_{valv}$$

$$h_{valv} = 25,189\ mca$$

Se puede despreciar la velocidad en el punto 2 puesto que las pérdidas por velocidad son muy bajas.

Para calcular la presión a la entrada y salida de la válvula se verifica la gráfica a continuación y se calcula Bernoulli (ecuación 2-29) entre los puntos de estudio:

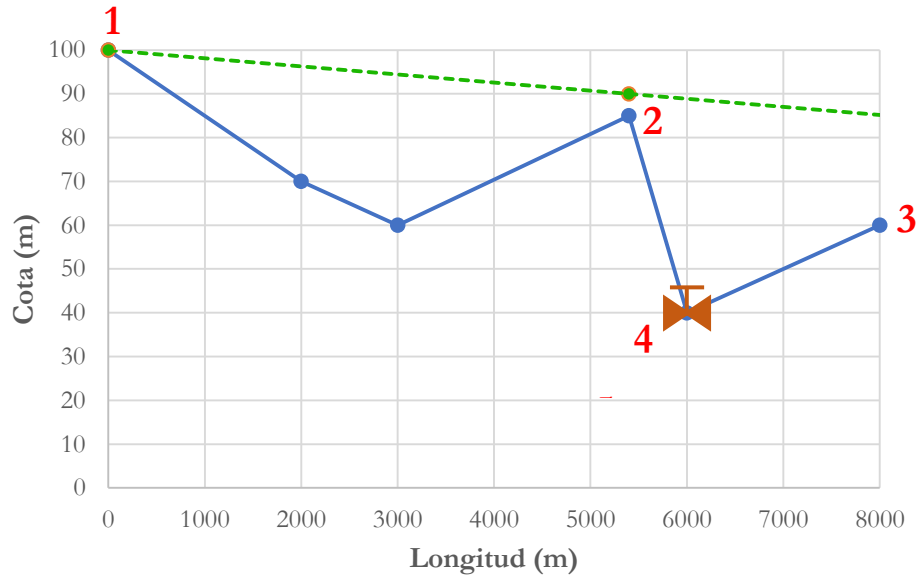


Figura 90. Presión de entrada y salida de la Válvula

- ✓ Se realiza Bernoulli (ecuación 2-29) entre los puntos (2) y (4) **Figura 90** y así calcular la presión a la entrada de la válvula.

$$\frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} = \frac{P_4}{\gamma} + Z_4 + \frac{V_4^2}{2g} + h_{Long\ 2-4}$$

$$5 + 85 + 0 = \frac{P_4}{\gamma} + 40 + 0 + \frac{8(0,015)(6.000 - 5.400)(0,216)^2}{\pi^2(9,81)(0,5)^5}$$

$$\frac{P_4}{\gamma} = 48,889\ mca$$

- ✓ Para la presión a la salida, se realiza Bernoulli (ecuación 2-29) entre los puntos (5) y (3) **Figura 90**.

$$\frac{P_5}{\gamma} + Z_5 + \frac{V_5^2}{2g} = \frac{P_3}{\gamma} + Z_3 + \frac{V_3^2}{2g} + h_{Long\ 5-3}$$

$$\frac{P_5}{\gamma} + 40 + 0 = 0 + 60 + 0 + \frac{8(0,015)(8.000 - 6.000)(0,216)^2}{\pi^2(9,81)(0,5)^5}$$

$$\frac{P_5}{\gamma} = 23,701\ mca$$

O a su vez se puede calcular desde el punto de vista de la pérdida en la válvula. Diferencia entre la presión aguas arriba y abajo.

$$h_{valv} = \frac{P_4}{\gamma} - \frac{P_5}{\gamma}$$

$$\frac{P_5}{\gamma} = 48,889 - 25,189 \quad \frac{P_5}{\gamma} = 23,701\ mca$$

✓ A continuación, se calcula el kv de la válvula ecuación (5-1):

Se transforma el caudal a m³/h.

$$Q[m^3/h] = k_v \sqrt{\Delta P [kp/cm^2]}$$

$$Q = 0,216 \frac{m^3}{s} \times \frac{3.600s}{1h} = 777,6 \frac{m^3}{h}$$

A una temperatura ambiente de 15 °C, el Peso específico es 9.810 N/m³.

$$\Delta P = h_{vatv} \gamma = 25,189 \text{ mca} \left[9.810 \frac{N}{m^2} \right] \left[\frac{1 \text{ kp}}{9,81 N} \right] \left[\frac{1 \text{ m}^2}{10.000 \text{ cm}^2} \right] = 2,5189 \frac{kp}{cm^2}$$

Despejando kv de la ecuación queda:

$$k_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta P}}$$

$$k_v = \frac{776,6 \frac{m^3}{h}}{\sqrt{2,5189 \frac{kp}{cm^2}}}$$

$$k_v = 489,95 \frac{m^3/h}{(kp/cm^2)^{\frac{1}{2}}}$$

Literal 3

Para elegir la válvula de manera que la velocidad en la misma sea igual o inferior a 4m/s se calcula el diámetro nominal a través de la ecuación de continuidad (ecuación 2-19):

$$Q = VA$$

$$\frac{Q}{V} = \pi \frac{D^2}{4} \quad D = \sqrt{\frac{4Q}{V\pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4(0,216)}{4\pi}}$$

$$D = 0,262m \times \frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}} \times \frac{1 \text{ plg}}{2,54 \text{ cm}} \quad D = 10,315 \text{ plg}$$

Como al reducir el área la velocidad aumenta, se debe seleccionar un diámetro mayor al calculado y así no sobrepasar los 4 m/s, de la **Tabla 36** se selecciona una válvula con diámetro nominal de 12 plg (Por motivos de tablas del catálogo en ocasiones se debe seleccionar en plg).

Tabla 36. Diámetros nominales de las válvulas

DIÁMETRO NOMINAL	kvo Abertura en V
6"	312
8"	546
10"	855
12"	1.229
16"	2.184

Para el grado de apertura, en la curva de la válvula se debe ingresar kv/kvo por lo que se calcula y se traza una recta hasta que corte la curva y así obtener el % de apertura.

$$\frac{k_v}{k_{vo}} = \frac{489,95}{1.229} \times 100\% = 40\%$$

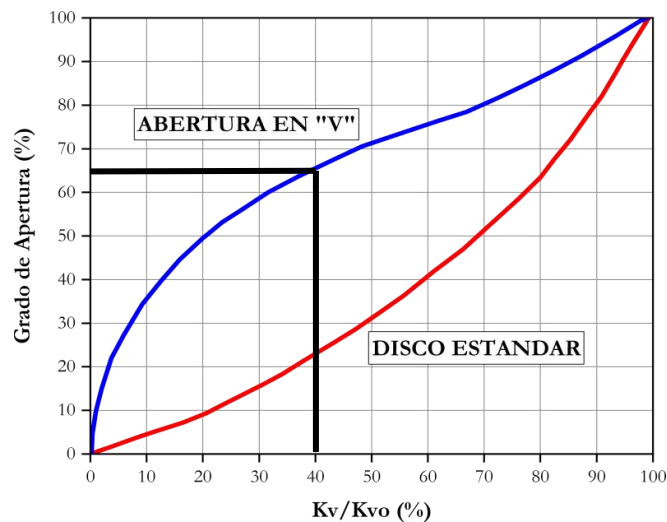


Figura 91. Ábaco porcentaje de apertura de la Válvula en V

El porcentaje de apertura de la válvula es de aproximadamente 65%.

Literal 4

Para calcular el coeficiente de flujo adimensional se realiza mediante la ecuación de las pérdidas en la válvula (ecuación 5-4), la pérdida h_v calculada en el literal 1 es de 25,189 mca:

$$h_v = \frac{8 k Q^2}{\pi^2 g D_{acc}^4} = 25,189$$

Se trabaja con el diámetro nominal de la válvula:

$$DN = 12" \left[\frac{0,0254 m}{1"} \right] = 0,3048 m$$

Se despeja el coeficiente adimensional de pérdidas:

$$k = \frac{25,189 (\pi^2)(9,81)(0,3048)^4}{8 (0,216)^2} = 5,64 \times 10^1$$

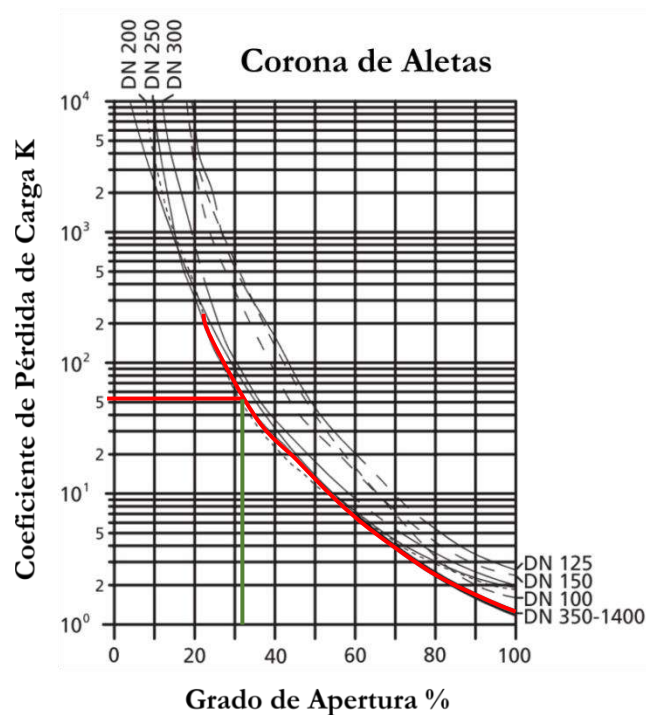


Figura 92. Corona de Aletas Coeficiente k adimensional (Apertura)

Fuente: Erhard (2015)

El porcentaje de apertura de la válvula es de aproximadamente 32%.

Objetivos y destrezas alcanzadas

- ✓ Calcular la pendiente hidráulica en función de las pérdidas por longitud de tubería.
- ✓ Verificar cada uno de los coeficientes de flujo y observar los ejes de cada uno de los ábacos para poder encontrar la apertura de las válvulas.

5.7 Coeficiente k Q²

En ocasiones el coeficiente de flujo en las válvulas está expresado en mca/(m³/s)², es decir está en función del caudal.

$$h_v = k Q^2 \tag{5-6}$$

Es decir, para adquirir la pérdida en la válvula solamente se tiene que multiplicar el coeficiente de flujo por el caudal al cuadrado y se obtiene en mca.

En la ecuación (5-6) es importante detallar cada uno de sus términos:

Q Caudal del Flujo en m³/s.

k Coeficiente de Flujo (mca)/(m³/s)².

En los catálogos de los fabricantes existen las curvas de apertura de la válvula en función del coeficiente adimensional, en kv, o en Cv, es decir se debe verificar el cambio respectivo para poder encontrar el valor de la apertura:

Para obtener la equivalencia entre estos coeficientes de flujo se igualan las fórmulas respectivas (ecuación 5-4), (ecuación 5-6):

$$h_v = \frac{8 k Q^2}{\pi^2 g D_{acc}^4} = k Q^2$$

Se determina el coeficiente de flujo adimensional o aquel con las unidades respectivas.

En relación con la ecuación que está en función del caudal y ΔP , se obtiene la pérdida en la válvula, se multiplica por el peso específico a la temperatura de trabajo y se despeja kv:

$$Q = K_v \sqrt{\Delta P}$$

Q Caudal del Flujo en m³/h

kv Coeficiente de Flujo (m³/h)/(kg/cm²)^{0,5}

ΔP Presión diferencial resultante (kg/cm²)

Ejercicio de Aplicación 14

Si en una instalación de 300 mm de DN pasa un caudal de 2,3 m³/s y existe una pérdida en la válvula de 1,2 mca, calcular el coeficiente de flujo kv Coeficiente de Flujo (m³/h)/(kg/cm²)^{0,5}, k Coeficiente de Flujo (mca)/(m³/s)² y K Coeficiente de Flujo (Adimensional). Temperatura del fluido 25 °C.

kv Coeficiente de Flujo (Unidades (m³/h)/(kg/cm²)^{0,5})

Para obtener el coeficiente de flujo kv (m³/h)/(kg/cm²)^{0,5}, el caudal debe ser ingresado en m³/h y el ΔP en kg/cm², ecuación (5-1).

$$Q = k_v \sqrt{\Delta P}$$

Hay que recordar que, para obtener el diferencial de presión, la pérdida de la válvula se debe ver afectado por el peso específico a la temperatura del fluido. El peso específico a 25 °C es de 9780 N/m³, **Tabla 1**.

$$\Delta P = h_v \gamma$$

$$\Delta P = h_{valv} \gamma = 1,2 \text{ mca} \left[\frac{9.780 \text{ N}}{\text{m}^3} \right] \left[\frac{1 \text{ kgf}}{9,81 \text{ N}} \right] \left[\frac{1 \text{ m}^2}{10.000 \text{ cm}^2} \right] = 0,1196 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$Q = 2,3 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \left[\frac{3.600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right] = 8.280 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$Q = K_v \sqrt{\Delta P}$$

$$k_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta P}} = \frac{8.280 \frac{m^3}{h}}{\sqrt{0,1196 \frac{kgf}{cm^2}}}$$

$$k_v = 23.942,238 \frac{\frac{m^3}{h}}{\left(\frac{kgf}{cm^2}\right)^{0,5}}$$

Se obtiene un valor del coeficiente de flujo k_v de: $23.942,238 (m^3/h)/(kg/cm^2)^{0,5}$

k Coeficiente de Flujo (Unidades (mca)/(m³/s)²)

Para obtener el coeficiente de flujo $k (mca)/(m^3/s)^2$, se debe despejar de la siguiente fórmula ecuación (5-6):

$$h_v = k Q^2$$

$$k = \frac{h_v}{Q^2}$$

Se debe ingresar el caudal en m^3/s y la pérdida en la válvula en mca.

$$k = \frac{1,2}{(2,3)^2} = 0,2268 \frac{mca}{\left(\frac{m^3}{s}\right)^2}$$

Se obtiene un valor del coeficiente de flujo k de: $0,2268 mca/(m^3/s)^2$

k Coeficiente de Flujo (Adimensional)

Para obtener el coeficiente de flujo k (adimensional), se debe despejar de la siguiente fórmula ecuación (5-4):

$$h_v = \frac{8 k Q^2}{\pi^2 g D_{acc}^4}$$

$$k = \frac{h_v \pi^2 g D_{acc}^4}{8 Q^2}$$

Se debe ingresar el caudal en m^3/s y el diámetro del accesorio (válvula) en metros.

$$k = \frac{1,2 (\pi^2) 9,81 (0,3)^4}{8 (2,3)^2} = 0,0222$$

Se obtiene un valor del coeficiente de flujo k de: $0,0222$

Objetivos y destrezas alcanzadas

- ✓ Observar y aplicar las fórmulas respectivas para el cálculo de los coeficientes de las válvulas industriales.

Ejercicio de Aplicación 15

La instalación de la **Figura 93** representa un abastecimiento por gravedad para poder abastecer cultivos de zanahoria.

- Diseñar los tramos de tubería a través de la pendiente hidráulica (diámetros normalizados), para garantizar una presión mínima de 70 mca en el punto (0) y de 25 mca en los puntos (A, B, C). (sin tomar en cuenta las válvulas).
- Una vez que se encuentran colocados los diámetros normalizados, determinar la apertura de la Válvula de Paso Anular para garantizar una presión exacta de 85 mca en el punto (0), (La única válvula existente en bodega es de 150 mm Tipo SZ 10-30%).
- Encontrar además las aperturas de las Válvulas Reductoras de Presión para garantizar una presión exacta de 25 mca, en los ramales A, B, C.

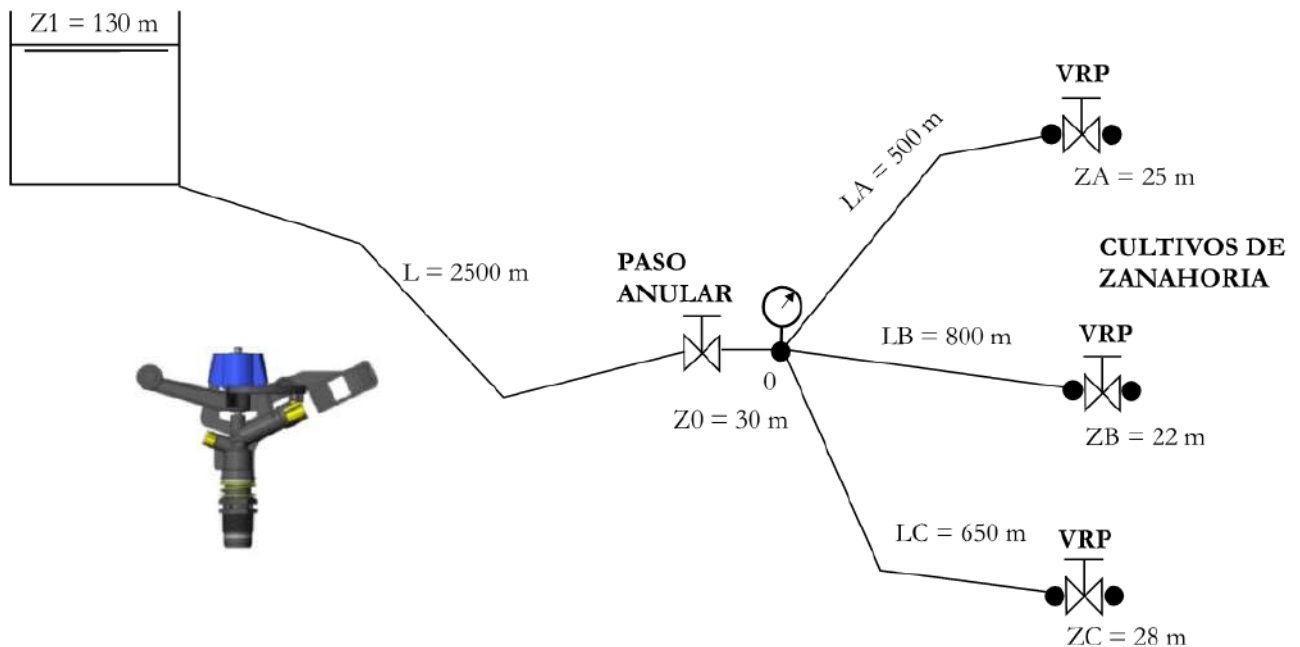


Figura 93. Esquema cultivo de Zanahorias

En el sector A existen (3) aspersores,

Sector B existen (2) aspersores

En el sector C existen (4) aspersores.

Notas:

- ✓ Factor de fricción para todas las tuberías = 0,02.
- ✓ Diámetros comerciales: 27, 40, 50, 100, 150, 200 mm.
- ✓ Caudal del aspersor 1.200 litros/hora.

Válvula Reductora de Presión (Abertura en V)

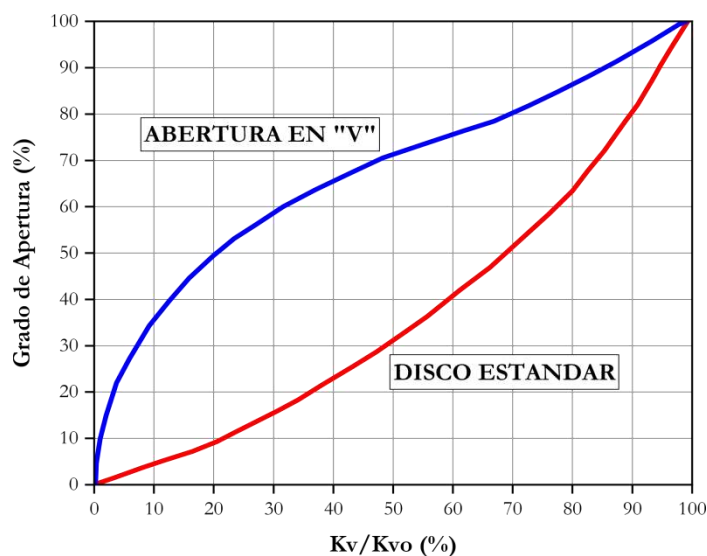


Figura 94. Ábaco porcentaje de apertura de la Válvula en V
Fuente: Dorot (2010)

Tabla 37. kvo para las válvulas (VRP)

DIÁMETRO NOMINAL	kvo Abertura en V	kvo Disco Estándar
27 mm	33	50
40 mm	78	120
50 mm	137	205
100 mm	312	505
150 mm	546	830
200 mm	855	1.280

Fuente: Dorot (2010)

Válvula de paso anular

Tabla 38. Válvula de paso Anular kvo

TIPO	150	200	250	300	350	400	450
SZ20/LH20	126	224	350	504	896	1.134	1.400
SZ30/LH30	178	317	495	713	1.267	1.604	1.980
SZ40/LH40	238	423	662	953	1.693	2.143	2.646
SZ10-30%	380	675	1.055	1.520	2.702	3.419	4.221
SZ30-50%	315	560	875	1.260	2.240	2.835	3.500
SZ30-20%	514	915	1.429	2.058	2.801	3.658	4.630

1. Diseñar los tramos de tubería a través de la pendiente hidráulica (diámetros normalizados), para garantizar una presión mínima de 70 mca en el punto 0 y de 25 mca en los puntos A, B, C. (sin tomar en cuenta las válvulas).

Se debe verificar el nudo crítico a través de la pendiente hidráulica.

Pendiente Hidráulica: (pérdida de carga unitaria) (j): se define como la pérdida de carga por longitud de conducción (tubería), ecuación (3-1).

$$h_{Long} = \frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

$$\frac{h_{Long}}{L} = \frac{8 f Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

$$j^* = \frac{8 f Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

Para mayor facilidad la pendiente hidráulica se calcula a través de la ecuación (5-5):

$$j^* = \frac{H_0 - \left(\frac{P_{min}}{\gamma} + Z_i\right)}{\Sigma L}$$

El nudo crítico será aquel que presente el mínimo valor de la pendiente hidráulica disponible, y el trayecto crítico estará compuesto por las tuberías que unen la cabecera con el nudo crítico.

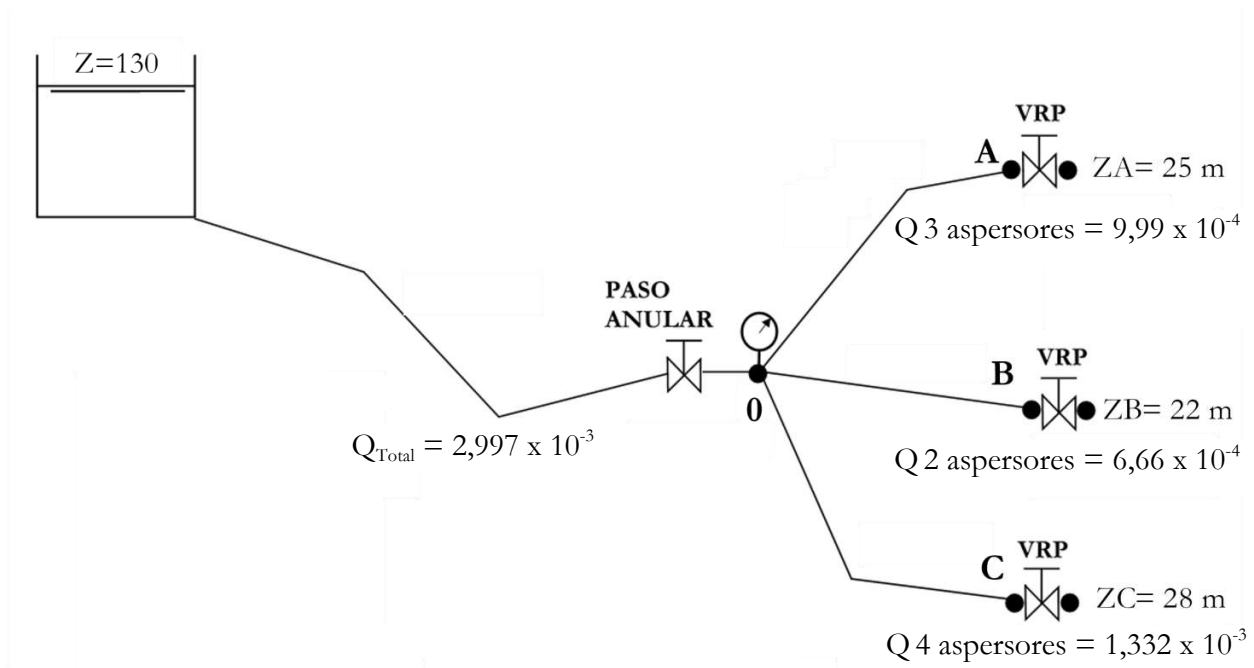


Figura 95. Esquema Caudales Aspersores

Primero se debe pasar las unidades del caudal del aspersor a Sistema Internacional.

$$q_a = 1.200 \frac{l}{h} \left[\frac{1 m^3}{1.000 l} \right] \left[\frac{1 h}{3.600 s} \right] = 3,33 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

Cálculo de las pendientes hidráulicas de los puntos (0, A, B, C), ecuación (5-5):

$$j^*0 = \frac{130 - (70 + 30)}{2.500} = 0,012 \frac{mca}{m}$$

$$j^*A = \frac{130 - (25 + 25)}{2.500 + 500} = 0,027 \frac{mca}{m}$$

$$j^*B = \frac{130 - (25 + 22)}{2.500 + 800} = 0,025 \frac{mca}{m}$$

$$j^*C = \frac{130 - (25 + 28)}{2.500 + 650} = 0,024 \frac{mca}{m}$$

El nudo crítico será aquel que presente el mínimo valor de la pendiente hidráulica disponible, y el trayecto crítico estará compuesto por las tuberías que unen la cabecera con el nudo crítico. **Nudo Crítico O.**

A continuación, se calcula el diámetro teórico con la pendiente del tramo crítico ($j^* O = 0,012$). Se despeja el diámetro de la ecuación de la Pendiente Hidráulica.

$$j^* = \frac{8 f Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

$$D_t = \sqrt[5]{\frac{8 f Q^2}{\pi^2 g j^*}} \quad (5-7)$$

$$D_t = \sqrt[5]{\frac{8 (0,02) (2,997 \times 10^{-3})^2}{\pi^2 (9,81) (0,012)}} = 0,06583 \text{ m} = 65,83 \text{ mm}$$

A continuación, se normaliza el diámetro, se calcula las pérdidas por longitud de tubería y se determina la altura piezométrica en el punto O. La altura piezométrica no es nada más que la suma de la Presión más la cota.

$$H_{\text{Altura Piezométrica}} = \text{Presión} + \text{Cota} \quad (5-8)$$

De los diámetros normalizados que se encuentran en el enunciado se selecciona uno de 100 mm. Y se calculan las pérdidas por fricción a través de la ecuación (3-1).

$$h_{\text{Long}} = \frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

$$h_{\text{Long}} = \frac{8 (0,02) (2.500) (2,997 \times 10^{-3})^2}{\pi^2 (9,81) (0,1)^5} = 3,7108 \text{ mca}$$

Las pérdidas primarias, por fricción, o por longitud de tubería es de 3,7108 mca.

$$H_{\text{Altura Piezométrica}} O = 130 - 3,7108 = 126,289 \text{ mca}$$

$$\text{Presión} = H_{\text{Altura Piezométrica}} - \text{Cota}$$

$$\text{Presión } O = 126,289 - 30 = 96,289 \text{ mca}$$

Una vez que se conoce la altura piezométrica en el nudo 0 (126,289 mca) se puede diseñar los tramos (A, B, C).

Diseño tramo A

$$j^*A = \frac{H_0 - \left(\frac{P_{A \min}}{\gamma} + Z_A\right)}{\sum L_A}$$

$$j^*A = \frac{126,289 - (25 + 25)}{500} = 0,1526 \frac{mca}{m}$$

$$D_{tA} = \sqrt[5]{\frac{8 (0,02) (9,99 \times 10^{-4})^2}{\pi^2 (9,81)(0,1526)}} = 0,02551 \text{ m} = 25,51 \text{ mm}$$

A continuación, se normaliza el diámetro, se calcula las pérdidas por longitud de tubería y se determina la altura piezométrica en el punto A.

$$H_{\text{Altura Piezométrica}} = \text{Presión} + \text{Cota}$$

De los diámetros normalizados que se encuentran en el enunciado se selecciona uno de 27 mm. Y se calculan las pérdidas por fricción a través de la ecuación (3-1).

$$h_{\text{Long } 0-A} = \frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

$$h_{\text{Long } 0-A} = \frac{8 (0,02) (500) (9,99 \times 10^{-4})^2}{\pi^2 (9,81) (0,027)^5} = 57,469 \text{ mca}$$

Las pérdidas primarias, por fricción, o por longitud de tubería es de 57,469 mca.

$$H_{\text{Altura Piezométrica } A} = 126,289 - 57,469 = 68,82 \text{ mca}$$

$$\text{Presión} = H_{\text{Altura Piezométrica}} - \text{Cota } A$$

$$\text{Presión } A = 68,82 - 25 = 43,82 \text{ mca}$$

Diseño tramo B

$$j^*B = \frac{H_0 - \left(\frac{P_{B \min}}{\gamma} + Z_B\right)}{\sum L_B}$$

$$j^*B = \frac{126,289 - (25 + 22)}{800} = 0,099 \frac{mca}{m}$$

$$D_{tB} = \sqrt[5]{\frac{8 (0,02) (6,66 \times 10^{-4})^2}{\pi^2 (9,81)(0,099)}} = 0,02365 \text{ m} = 23,65 \text{ mm}$$

A continuación, se normaliza el diámetro, se calcula las pérdidas por longitud de tubería y se determina la altura piezométrica en el punto B.

$$H_{\text{Altura Piezométrica}} = \text{Presión} + \text{Cota}$$

De los diámetros normalizados que se encuentran en el enunciado se selecciona uno de 27 mm. Y se calculan las pérdidas por fricción a través de la ecuación (3-1).

$$h_{\text{Long } 0-B} = \frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

$$h_{\text{Long } 0-B} = \frac{8 (0,02) (800) (6,66 \times 10^{-4})^2}{\pi^2 (9,81) (0,027)^5} = 40,867 \text{ mca}$$

Las pérdidas primarias, por fricción, o por longitud de tubería es de 40,867 mca.

$$H_{\text{Altura Piezométrica } B} = 126,289 - 40,867 = 85,422 \text{ mca}$$

$$\text{Presión} = H_{\text{Altura Piezométrica}} - \text{Cota } B$$

$$\text{Presión } B = 85,422 - 22 = 63,422 \text{ mca}$$

Diseño tramo C

$$j^* C = \frac{H_0 - \left(\frac{P_C \text{ min}}{\gamma} + Z_C \right)}{\sum L_C}$$

$$j^* C = \frac{126,289 - (25 + 28)}{650} = 0,1128 \frac{\text{mca}}{\text{m}}$$

$$D_{tc} = \sqrt[5]{\frac{8 (0,02) (1,332 \times 10^{-3})^2}{\pi^2 (9,81) (0,1128)}} = 0,03041 \text{ m} = 30,41 \text{ mm}$$

A continuación, se normaliza el diámetro, se calcula las pérdidas por longitud de tubería y se determina la altura piezométrica en el punto C.

$$H_{\text{Altura Piezométrica}} = \text{Presión} + \text{Cota}$$

De los diámetros normalizados que se encuentran en el enunciado se selecciona uno de 40 mm. Y se calculan las pérdidas por fricción a través de la ecuación (3-1).

$$h_{\text{Long } 0-C} = \frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

$$h_{\text{Long } 0-C} = \frac{8 (0,02) (650) (1,332 \times 10^{-3})^2}{\pi^2 (9,81) (0,04)^5} = 18,611 \text{ mca}$$

Las pérdidas primarias, por fricción, o por longitud de tubería es de 18,611 mca.

$$H_{\text{Altura Piezométrica } B} = 126,289 - 18,611 = 107,678 \text{ mca}$$

$$\text{Presión} = H_{\text{Altura Piezométrica}} - \text{Cota } C$$

$$\text{Presión } B = 107,678 - 28 = 79,678 \text{ mca}$$

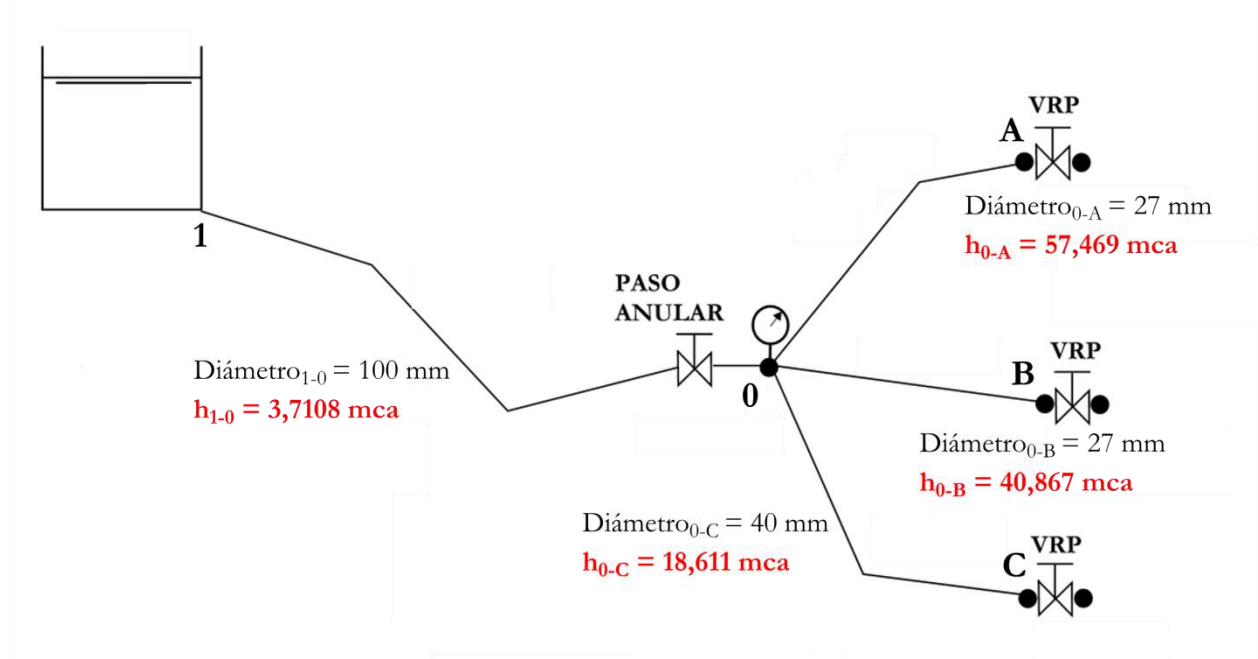


Figura 96. Diámetros, Pérdidas por longitud de tubería

- Una vez que se encuentran colocados los diámetros normalizados, determinar la apertura de la Válvula de Paso Anular para garantizar una presión exacta de 85 mca en el punto 0. (La única válvula existente en bodega es de 150 mm Tipo SZ 10-30%).

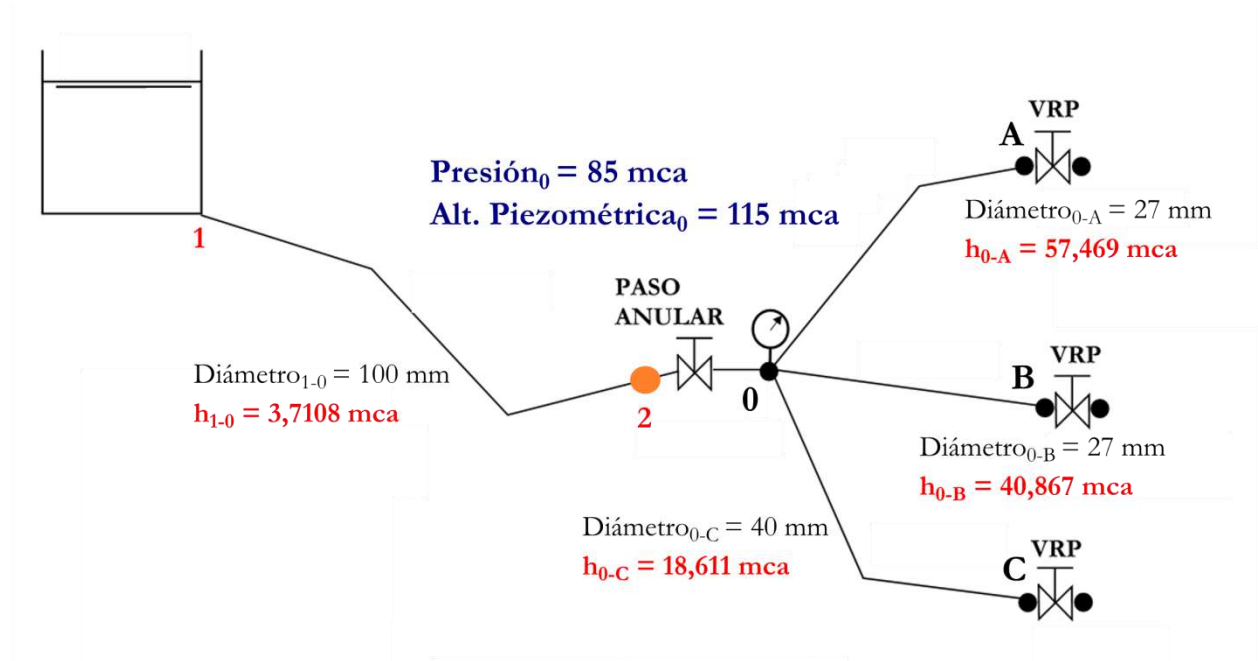


Figura 97. Presión constante en el Punto 0 de 85 mca

La altura piezométrica hasta el punto 2 será, ecuación (5-8):

$$H_{\text{Altura Piezométrica}} = \text{Presión} + \text{Cota}$$

Las pérdidas primarias, por fricción, o por longitud de tubería es de 3,7108 mca en el tramo (1-0), **Figura 97**, es decir si el sistema comienza con una energía de 130 y en el primer tramo pierde 3,7108 la energía en el punto (2) será 126,289 mca.

$$H_{\text{Altura Piezométrica}2} = 130 - 3,7108 = 126,289 \text{ mca}$$

$$\text{Presión} = H_{\text{Altura Piezométrica}} - \text{Cota}$$

$$\text{Presión } 2 = 126,289 - 30 = 96,289 \text{ mca}$$

La pérdida en la válvula será la presión de entrada menos la de salida.

$$P_2 = 96,289 \text{ mca} \quad P_0 = 85 \text{ mca}$$



Figura 98. Presión antes y después de la Válvula

$$h_v = 96,289 - 85 = 11,289 \text{ mca}$$

$$\Delta P = h_v \gamma$$

$$\Delta P = h_{\text{válvula}} \gamma = 11,289 \text{ mca} \left[\frac{9.810 \text{ N}}{\text{m}^3} \right] \left[\frac{1 \text{ kgf}}{9,81 \text{ N}} \right] \left[\frac{1 \text{ m}^2}{10.000 \text{ cm}^2} \right] = 1,1289 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

El caudal se debe pasar de unidades:

$$Q = 2,997 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \left[\frac{3.600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right] = 10,789 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Mediante la ecuación (5-1):

$$Q = K_v \sqrt{\Delta P}$$

$$K_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta P}} = \frac{10,789 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{\sqrt{1,1289 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}}$$

$$K_v = 10,155 \frac{\frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{\left(\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right)^{0,5}}$$

Se obtiene un valor del coeficiente de flujo kv de: 10,155 (m³/h)/(kg/cm²)^{0,5}.

Para el grado de apertura, en la **Tabla 39** se debe ingresar kv/kvo por lo que se calcula y se observa que apertura posee. La única válvula existente en bodega es de 150 mm Tipo SZ 10-30%, por lo cual de la **Tabla 38** se adquiere kvo igual a 380.

$$\frac{k_v}{k_{vo}} = \frac{10,155}{380} \times 100\% = 2,67\%$$

Tabla 39. Apertura de la Válvula kv/kvo

%	SZ10-30%	SZ30-50%	SZ30-20%
10	0,01	0,01	0,02
20	0,02	0,03	0,04
30	0,03	0,06	0,09
40	0,07	0,10	0,20
50	0,14	0,16	0,33
60	0,23	0,30	0,54
70	0,43	0,60	0,77
80	0,65	0,73	0,85
90	0,83	0,89	0,89
100	1,00	1,00	1,00

El grado de apertura de la válvula de paso anular es del 26,7%.

3. Encontrar además las aperturas de las Válvulas Reductoras de Presión para garantizar una presión exacta de 25 mca, en los ramales A, B, C.

El nudo común que sería la altura en cabecera es el punto 0, con una altura piezométrica para los 3 sectores de 115 mca, y la presión de salida es de 25 mca exactos.

Tabla 40. Resultados Válvulas Sectores

SECTOR	CAUDAL (m ³ /h)	PÉRDIDAS (mca)	ALTURA PIEZ.	COTA VÁLVULA	PRESIÓN NUDO	h _v (mca)	ΔP (kgf/cm ²)	kv
A	3,596	57,469	57,531	25	32,531	7,531	0,753	4,144
B	2,398	40,867	74,133	22	52,133	27,133	2,713	1,456
C	4,795	18,611	96,389	28	68,389	43,389	4,339	2,302

Válvula A (Diámetro 27 mm)

Para la válvula A de diámetro de 27 mm completamente abierta, el coeficiente kvo = 33 (m³/hora) / (kp/cm²)^(1/2) de la **Tabla 37**.

$$\frac{k_v}{k_{vo}} = \frac{4,144}{33} \times 100\% = 12,56\%$$

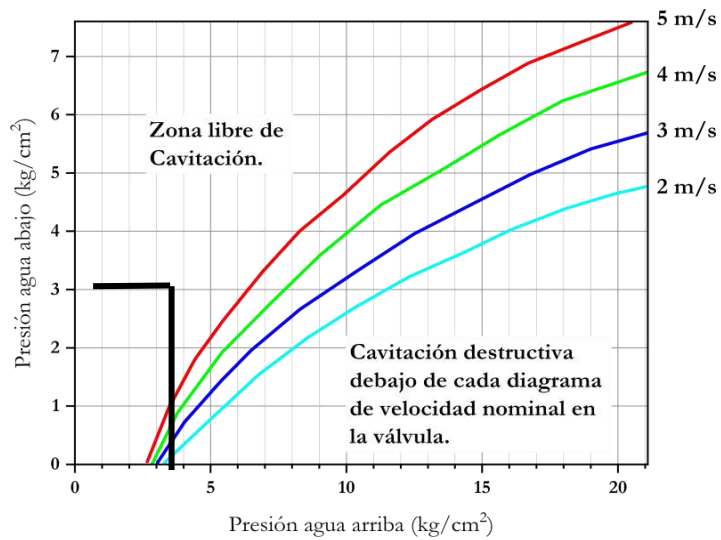


Figura 99. Apertura de la Válvula V

Apertura aproximada de la Válvula del 40%.

Válvula B (diámetro 27 mm)

Para la válvula B de diámetro de 27 mm completamente abierta, el coeficiente $k_{vo} = 33 \text{ (m}^3\text{/hora) / (kp/cm}^2\text{)}^{(1/2)}$ de la **Tabla 37**.

$$\frac{k_v}{k_{vo}} = \frac{1,456}{33} \times 100\% = 4,41\%$$

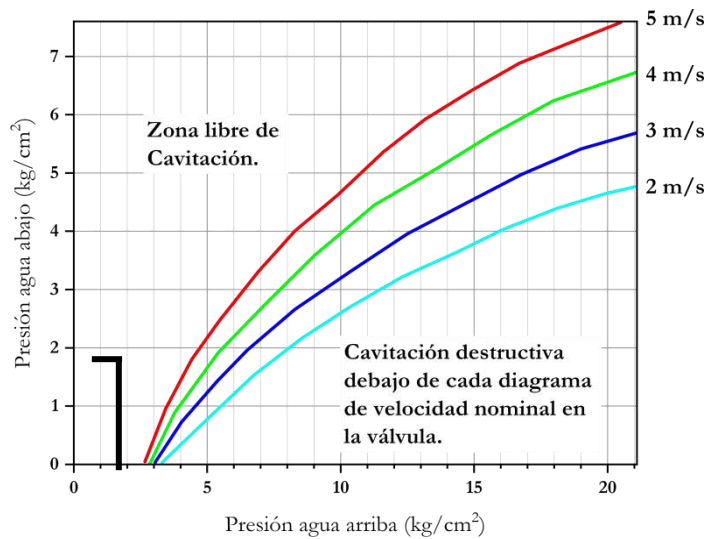


Figura 100. Apertura de la Válvula V

Apertura aproximada de la Válvula del 25%.

Válvula C (Diámetro 40 mm)

Para la válvula C de diámetro de 40 mm completamente abierta, el coeficiente $k_{vo} = 78 \text{ (m}^3\text{/hora) / (kp/cm}^2\text{)}^{(1/2)}$ de la **Tabla 37**.

$$\frac{k_v}{k_{vo}} = \frac{2,302}{78} \times 100\% = 2,951\%$$

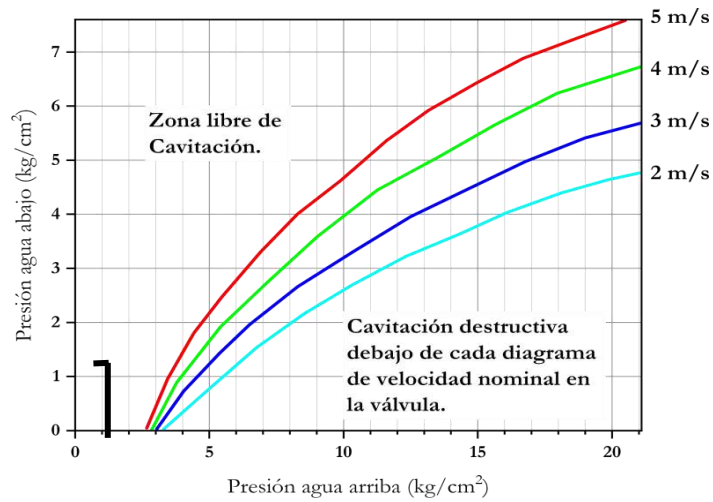


Figura 101. Apertura de la Válvula V

Apertura aproximada de la Válvula del 18%.

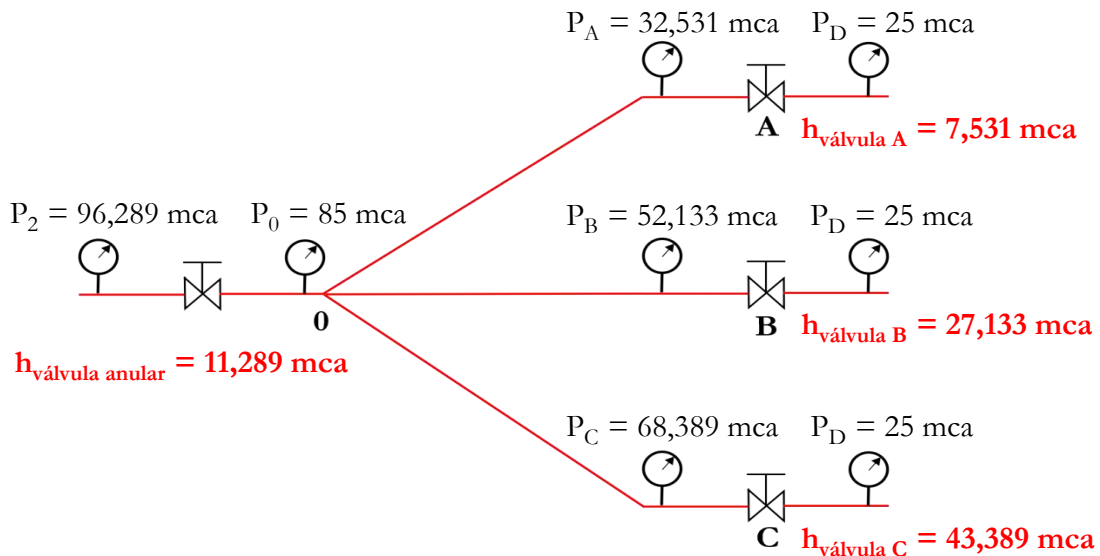


Figura 102. Resultados Presiones manométricas sectores

P_2, P_A, P_B, P_C Presión antes del Manómetro, P_D Presión después del Manómetro.

Tabla 41. Aperturas de las Válvulas en los Sectores (A, B, C)

SECTOR	CAUDAL (m ³ /h)	PÉRDIDAS (mca)	h_v (mca)	ΔP (kgf/cm ²)	k_v	APERTURA (%)
A	3,596	57,469	7,531	0,753	4,144	40%
B	2,398	40,867	27,133	2,713	1,456	25%
C	4,795	18,611	43,389	4,339	2,302	18%

Objetivos y destrezas alcanzadas

- ✓ Calcular y verificar las alturas piezométricas en distintos puntos de estudio, por medio de la pendiente hidráulica. Utilizar distintos ábacos para la verificación de las aperturas de las válvulas en este caso de estudio de Válvula Anular y Válvulas reductoras de presión.

Ejercicio de Aplicación 16

Se instala una válvula de 8 plg (0,2032 mm) de diámetro con pasos en V para que funcione como reductora de presión. La presión de tarado debe ser de 3 kg/cm². Determinar el grado de apertura, la presión a la salida y la existencia o no de cavitación para cada una de las situaciones siguientes:

Tabla 42. Presiones de Entrada y Caudal

CASOS	P entrada (mca)	Caudal (l/s)
1	100	120
2	120	25
3	32	140
4	120	0

En el caso de que exista cavitación buscar una solución y determinar las nuevas condiciones de funcionamiento.

Tabla 43. Coeficientes de pérdidas 100% abierta

Diámetro Nominal	Diámetro (mm)	kvo Disco Estándar	kvo Abertura en V
2"	0,0508	50	33
3"	0,0762	120	78
4"	0,1016	205	137
6"	0,1524	505	312
8"	0,2032	830	546
10"	0,254	1.280	855
12"	0,3048	1.960	1.229

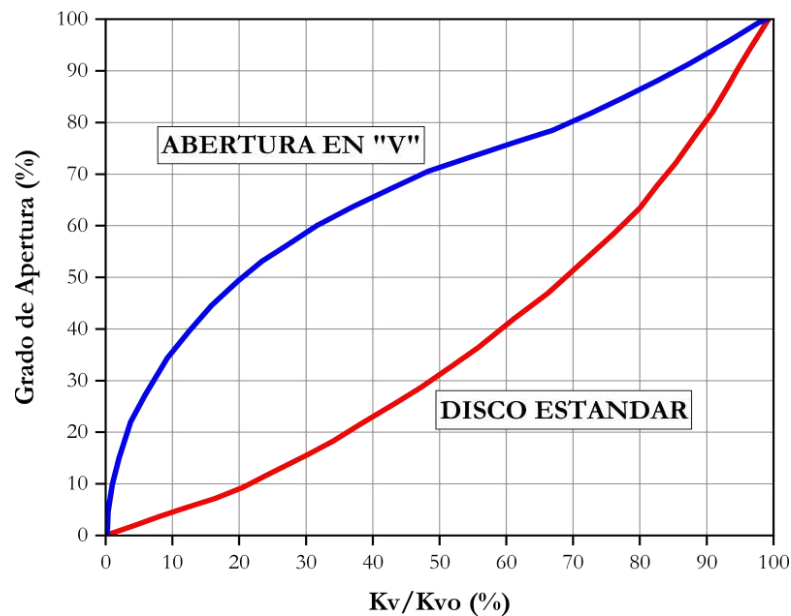


Figura 103. Ábaco porcentajes de apertura de la Válvula

Fuente: Dorot (2010)

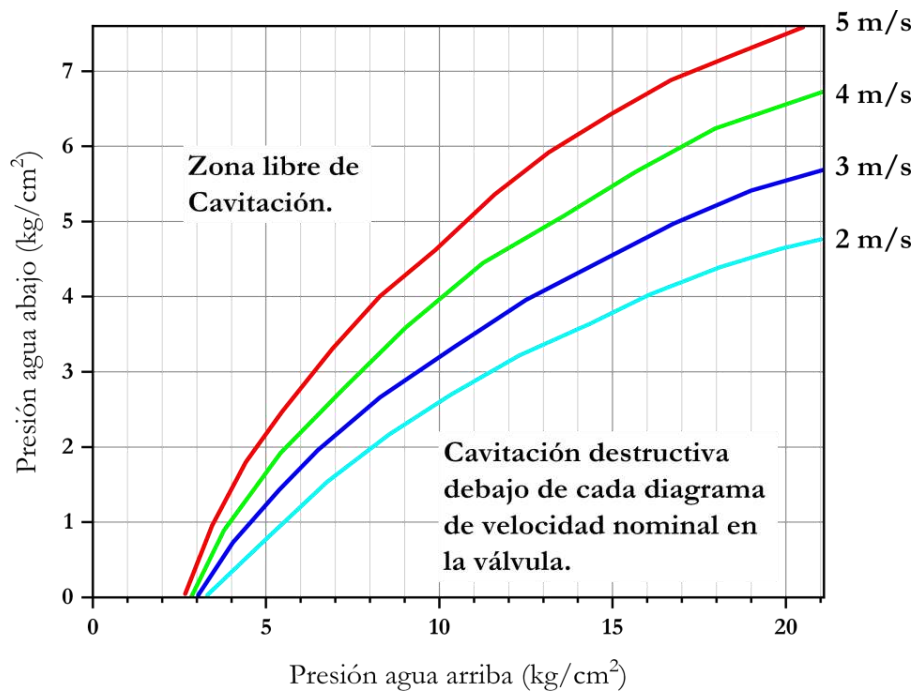


Figura 104. Grafica de Cavitación

Solución:

Tabla 44. Datos Ejercicio

CASO	P entrada (mca)	Caudal (l/s)	P entrada (kg/cm ²)	P Tarado (kg/cm ²)	Caudal (m ³ /h)	ΔP (mca)	OBSERVACIONES
1	100	120	10	3	432	7	Regulando
2	120	25	12	3	90	9	Regulando
3	32	140	3,2	3	504	0,2	Verificar Abierta 100%
4	120	0	12	3	0		CERRADA

Es decir, posiblemente las dos primeras situaciones la válvula estará regulando, en la tercera hay que comprobar si estará completamente abierta o regulando y en la última situación la válvula estará cerrada.

Caso 1

Válvula reguladora de presión: La relación entre el caudal y la presión viene dada según la ecuación (5-1):

$$Q = K_v \sqrt{\Delta P}$$

Caudal (m³/hora), ΔP (kp/cm²)

Para obtener kv y conocer el grado de apertura se debe calcular ΔP restando la presión de entrada y la presión de tarado:

$$\Delta P = 10 - 3 = 7 \frac{Kp}{cm^2}$$

El caudal en el caso 1 es de 432 m³/hora:

Para la válvula completamente abierta de la Válvula Abertura en "V", el coeficiente $k_{vo} = 546 \text{ (m}^3/\text{horas) / (kp/cm}^2)^{(1/2)}$ de la **Tabla 43**.

De la expresión de la válvula se despeja k_v :

$$Q = K_v \sqrt{\Delta P} \quad K_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta P}} \quad K_v = \frac{432 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{\sqrt{7 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}}} = 163,28 \frac{\frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{\left(\frac{\text{kp}}{\text{cm}^2}\right)^{0,5}}$$

$$\frac{k_v}{k_{vo}} = \frac{163,28}{546} \times 100\% = 30\%$$

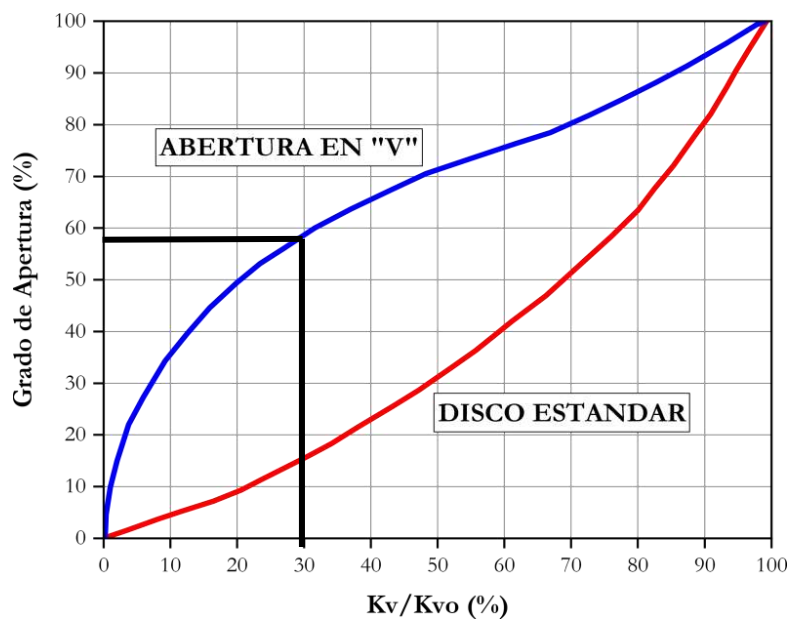


Figura 105. Ábaco porcentaje de apertura de la Válvula en V

El porcentaje de apertura de la válvula es de aproximadamente 58%.

Para verificar si la válvula cavita se debe calcular la velocidad que se obtiene a través de la ecuación de la continuidad (ecuación 2-19):

$$Q = V A \quad Q = V \frac{\pi D^2}{4}$$

De la ecuación anterior se despeja la velocidad y se calcula con un caudal de 120 l/s (0,12 m³/s) y con un diámetro de la válvula de 8 plg (0,2032 m) **Tabla 43**.

$$V = \frac{4 Q}{\pi D^2} \quad V = \frac{4 (0,12)}{\pi (0,2032^2)} \quad V = 3,7 \text{ m/s}$$

Con la presión de entrada (Aguas Arriba) de 10 kg/cm², la presión de salida (Aguas Abajo) de 3 kg/cm² y la velocidad de 3,7 m/s se verifica si la válvula cavita.

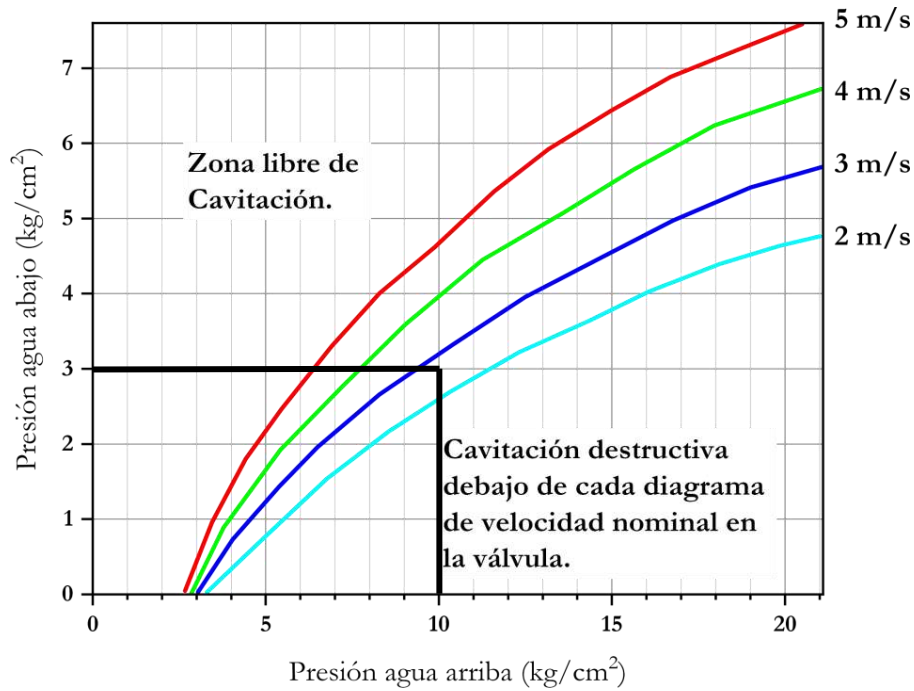


Figura 106. Índice de Cavitación de la Válvula

Como el punto está por debajo del diagrama de velocidad nominal en la válvula, la cavitación es destructiva. La cavitación ocurre puesto que existe una ΔP grande, se debería colocar 2 válvulas reductoras en serie.

Caso 2

Válvula reguladora de presión: La relación entre el caudal y la presión viene dada según la ecuación (5-1):

$$Q = K_v \sqrt{\Delta P}$$

Caudal (m³/hora), ΔP (kp/cm²)

Para obtener k_v y conocer el grado de apertura se debe calcular ΔP restando la presión de entrada y la presión de tarado:

$$\Delta P = 12 - 3 = 9 \frac{Kp}{cm^2}$$

El caudal en el caso 2 es de 90 m³/hora:

Para la válvula completamente abierta de la Válvula Abertura en "V", el coeficiente $k_{vo} = 546$ (m³/horas) / (kp/cm²)^(1/2) de la **Tabla 43**.

De la expresión de la válvula se despeja k_v :

$$Q = K_v \sqrt{\Delta P} \quad K_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta P}}$$

$$K_v = \frac{90 \frac{m^3}{h}}{\sqrt{9 \frac{kp}{cm^2}}} = 30 \frac{\frac{m^3}{h}}{\left(\frac{kp}{cm^2}\right)^{0,5}}$$

$$\frac{k_v}{k_{vo}} = \frac{30}{546} \times 100\% = 5,5\%$$

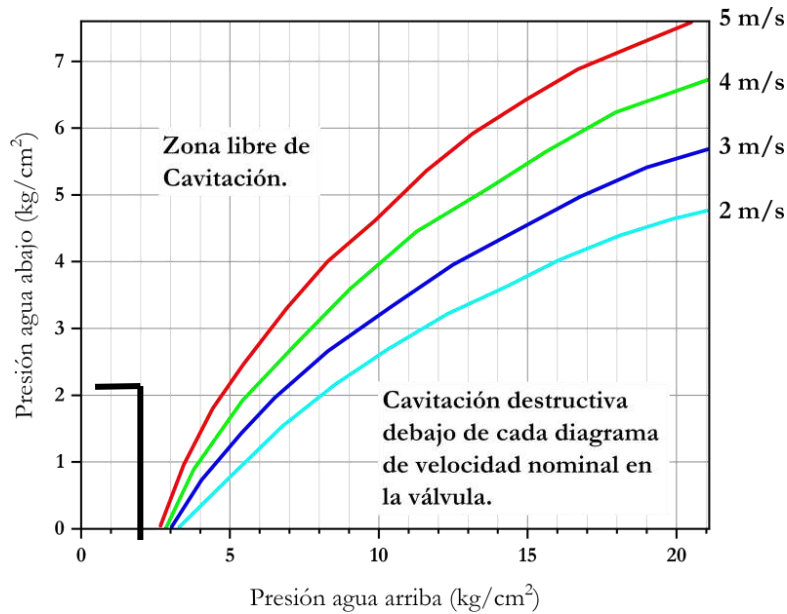


Figura 107. Ábaco porcentaje de apertura de la Válvula en V

El porcentaje de apertura de la válvula es de aproximadamente 29%.

Para verificar si la válvula cavita se debe calcular la velocidad que se obtiene a través de la ecuación de la continuidad (ecuación 2-19):

$$Q = V A \quad Q = V \frac{\pi D^2}{4}$$

De la ecuación anterior se despeja la velocidad y se calcula con un caudal de 25 l/s (0,025 m³/s) y con un diámetro de la válvula de 8 plg (0,2032 m) **Tabla 43.**

$$V = \frac{4 Q}{\pi D^2}$$

$$V = \frac{4 Q}{\pi D^2} \quad V = \frac{4 (0,025)}{\pi (0,2032^2)} \quad V = 0,77 \text{ m/s}$$

Con la presión de entrada (Aguas Arriba) de 12 kg/cm², la presión de salida (Aguas Abajo) de 3 kg/cm² y la velocidad de 0,77 m/s se verifica si la válvula cavita.

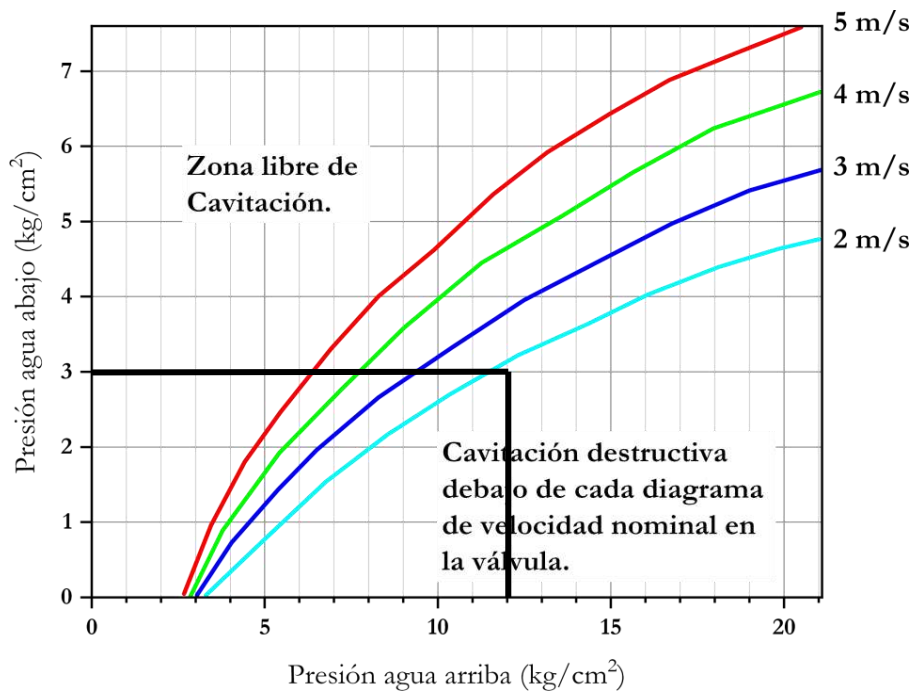


Figura 108. Índice de Cavitación de la Válvula

Como el punto está por encima del diagrama de velocidad nominal en la válvula, la zona es libre de cavitación.

Caso 3

Válvula reguladora de presión: La relación entre el caudal y la presión viene dada según la ecuación (5-1):

$$Q = K_v \sqrt{\Delta P}$$

Caudal (m³/hora), ΔP (kp/cm²)

Para obtener k_v y conocer el grado de apertura se debe calcular ΔP restando la presión de entrada y la presión de tarado:

$$\Delta P = 3,2 - 3$$

$$\Delta P = 0,2 \frac{Kp}{cm^2}$$

El caudal en el caso 3 es de 504 m³/hora:

Para la válvula completamente abierta de la Válvula Abertura en “V”, el coeficiente $k_{vo} = 546 \text{ (m}^3\text{/horas) / (kp/cm}^2\text{)}^{(1/2)}$ de la **Tabla 43**.

De la expresión de la válvula se despeja k_v :

$$Q = K_v \sqrt{\Delta P} \quad K_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta P}}$$

$$K_v = \frac{504 \frac{m^3}{h}}{\sqrt{0,2 \frac{kp}{cm^2}}} = 1.126,98 \frac{m^3}{h} \left(\frac{kp}{cm^2}\right)^{0,5}$$

$$\frac{k_v}{k_{vo}} = \frac{1.126,98}{546} \times 100\% = 206,4\%$$

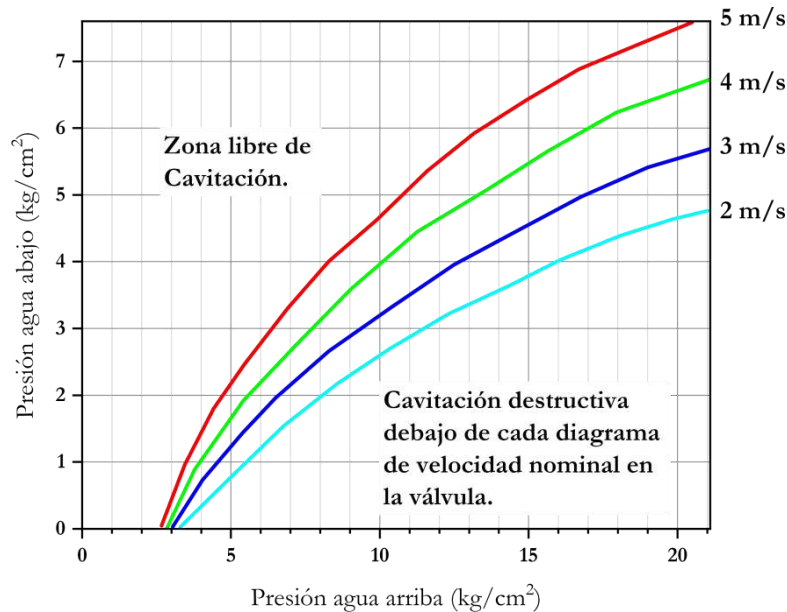


Figura 109. Ábaco porcentaje de apertura de la Válvula en V

El porcentaje de apertura de la válvula es del 100% puesto que k_v/k_{vo} es de 206%, apertura completa.

Para verificar si la válvula cavita se debe calcular la velocidad que se obtiene a través de la ecuación de la continuidad (ecuación 2-19):

$$Q = V A \quad Q = V \frac{\pi D^2}{4}$$

De la ecuación anterior se despeja la velocidad y se calcula con un caudal de 140 l/s (0,14 m³/s) y con un diámetro de la válvula de 8 plg (0,2032 m) **Tabla 43.**

$$V = \frac{4 Q}{\pi D^2}$$

$$V = \frac{4 (0,14)}{\pi (0,2032^2)} \quad V = 4,32 \text{ m/s}$$

Con la presión de entrada (Aguas Arriba) de 3,2 kg/cm², la presión de salida (Aguas Abajo) de 3 kg/cm² y la velocidad de 4,32 m/s se verifica si la válvula cavita.

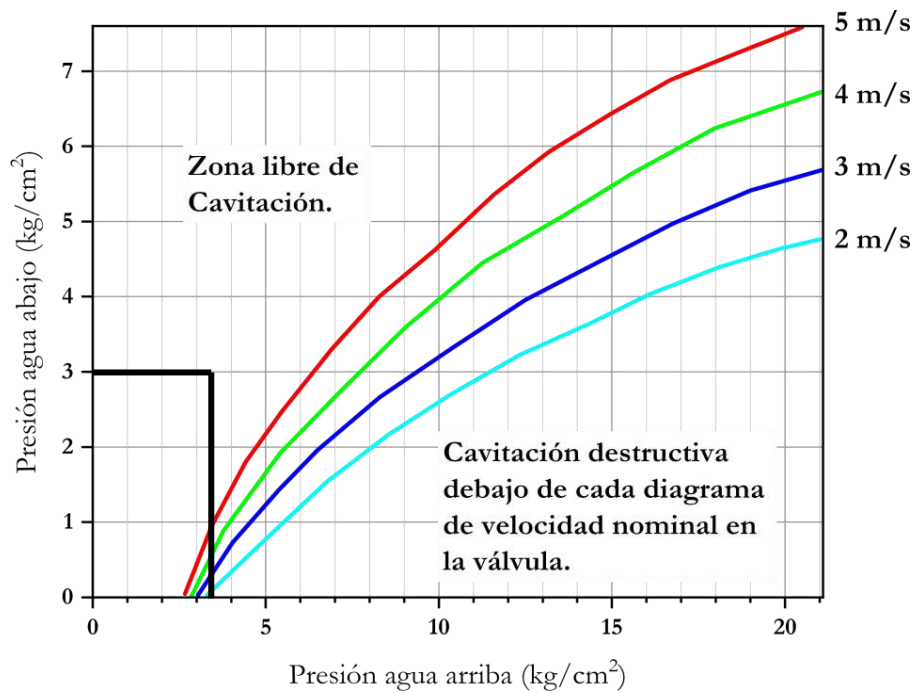


Figura 110. Índice de Cavitación de la Válvula

Como el punto está por encima del diagrama de velocidad nominal en la válvula, la zona es libre de cavitación.

- ✓ **En el caso de que exista cavitación, buscar una solución (grados de apertura) y determinar las nuevas condiciones de funcionamiento**

En el primer caso como el punto está por debajo del diagrama de velocidad nominal existe cavitación destructiva. (La cavitación ocurre puesto que existe un ΔP grande, se debería colocar 2 válvulas reductoras en serie).

Para disminuir las pérdidas en la instalación se va a colocar 2 válvulas en serie y así que cada una de ellas que pierda lo mismo. El ΔP se obtiene restando la presión de entrada y la presión de tarado:

$$\Delta P = 10 - 3 = 7 \frac{Kp}{cm^2}$$

Es decir, cada una de las válvulas debe tener una pérdida de 3,5 kg/cm².

Válvula 1 Colocada en Serie:

Tabla 45. Datos de la Válvula 1 (Solución en Serie)

VAL.	P entrada (mca)	Caudal (l/s)	P entrada (kg/cm ²)	P Salida (kg/cm ²)	Caudal (m ³ /h)	ΔP (mca)	OBSERVACIONES
1	100	120	10	6,5	432	3,5	Primera Válvula

Válvula reguladora de presión: La relación entre el caudal y la presión viene dada según la ecuación (5-1):

$$Q = K_v \sqrt{\Delta P}$$

Caudal (m³/hora), ΔP (kp/cm²)

Para obtener kv y conocer el grado de apertura se debe calcular ΔP restando la presión de entrada y la presión de tarado:

$$\Delta P = 10 - 6,5$$

$$\Delta P = 3,5 \frac{Kp}{cm^2}$$

El caudal de estudio es de 432 m³/hora:

Para la válvula completamente abierta de la Válvula Abertura en “V”, el coeficiente kvo = 546 (m³/horas) / (kp/cm²)^(1/2) de la **Tabla 43**.

De la expresión de la válvula se despeja kv:

$$Q = K_v \sqrt{\Delta P} \quad K_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta P}} \quad K_v = \frac{432 \frac{m^3}{h}}{\sqrt{3,5 \frac{kp}{cm^2}}} = 230,9 \frac{\frac{m^3}{h}}{\left(\frac{kp}{cm^2}\right)^{0,5}}$$

$$\frac{k_v}{k_{vo}} = \frac{230,9}{546} \times 100\% = 42\%$$

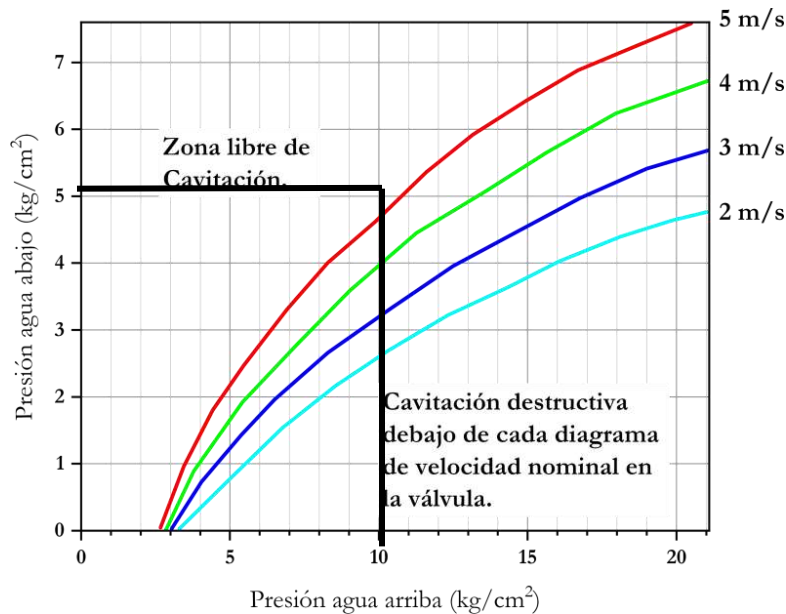


Figura 111. Ábaco porcentaje de apertura de la Válvula en V

El porcentaje de apertura de la válvula es de aproximadamente 68%.

Para verificar si la válvula cavita se debe calcular la velocidad que se obtiene a través de la ecuación de la continuidad (ecuación 2-19):

$$Q = V A \quad Q = V \frac{\pi D^2}{4}$$

De la ecuación anterior se despeja la velocidad y se calcula con un caudal de 120 l/s (0,12 m³/s) y con un diámetro de la válvula de 8 plg (0,2032 m) **Tabla 43**.

$$V = \frac{4 Q}{\pi D^2} \quad V = \frac{4 (0,12)}{\pi (0,2032^2)} \quad V = 3,7 \text{ m/s}$$

Con la presión de entrada (Aguas Arriba) de 10 kg/cm², la presión de salida (Aguas Abajo) de 6,5 kg/cm² y la velocidad de 3,7 m/s se verifica si la válvula cavita.

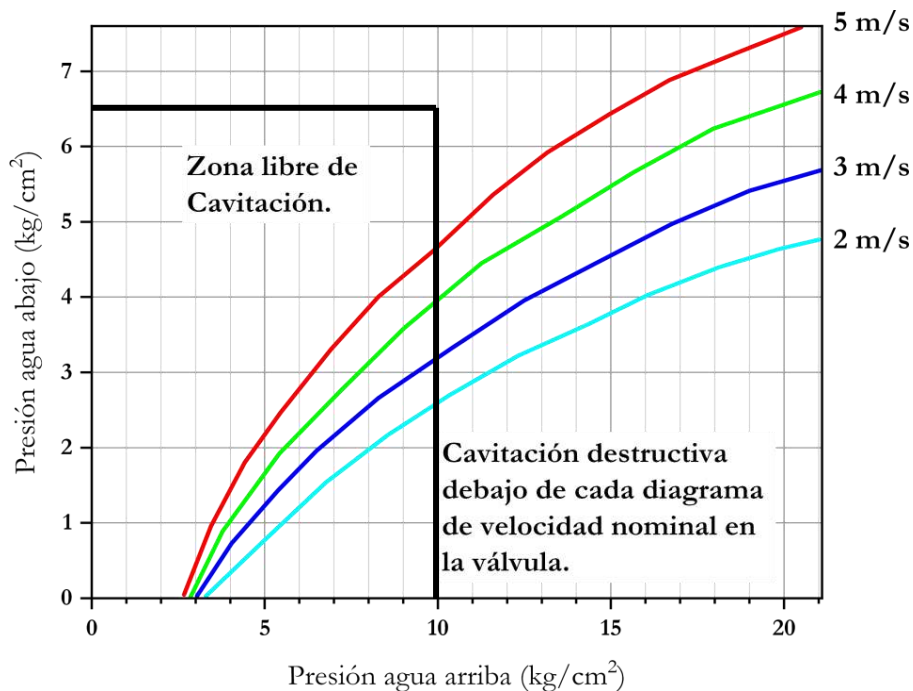


Figura 112. Índice de Cavitación de la Válvula

Como el punto está por encima del diagrama de velocidad nominal en la válvula, la zona es libre de cavitación.

Válvula 2 Colocada en Serie:

Tabla 46. Datos de la Válvula 2 (Solución en Serie)

VAL.	P entrada (mca)	Caudal (l/s)	P entrada (kg/cm ²)	P Salida (kg/cm ²)	Caudal (m ³ /h)	ΔP (mca)	OBSERVACIONES
2	65	120	6,5	3	432	3,5	Segunda Válvula

Válvula reguladora de presión: La relación entre el caudal y la presión viene dada según la ecuación (5-1):

$$Q = K_v \sqrt{\Delta P}$$

Caudal (m³/hora), ΔP (kp/cm²)

Para obtener kv y conocer el grado de apertura se debe calcular ΔP restando la presión de entrada y la presión de tarado:

$$\Delta P = 6,5 - 3 = 3,5 \frac{Kp}{cm^2}$$

El caudal de estudio es de 432 m³/hora:

Para la válvula completamente abierta de la Válvula Abertura en “V”, el coeficiente kvo = 546 (m³/horas) / (kp/cm²)^(1/2) de la **Tabla 43**.

De la expresión de la válvula se despeja kv:

$$Q = K_v \sqrt{\Delta P} \quad K_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta P}} \quad K_v = \frac{432 \frac{m^3}{h}}{\sqrt{3,5 \frac{kp}{cm^2}}} = 230,9 \frac{\frac{m^3}{h}}{\left(\frac{kp}{cm^2}\right)^{0,5}}$$

$$\frac{k_v}{k_{vo}} = \frac{230,9}{546} \times 100\% = 42\%$$

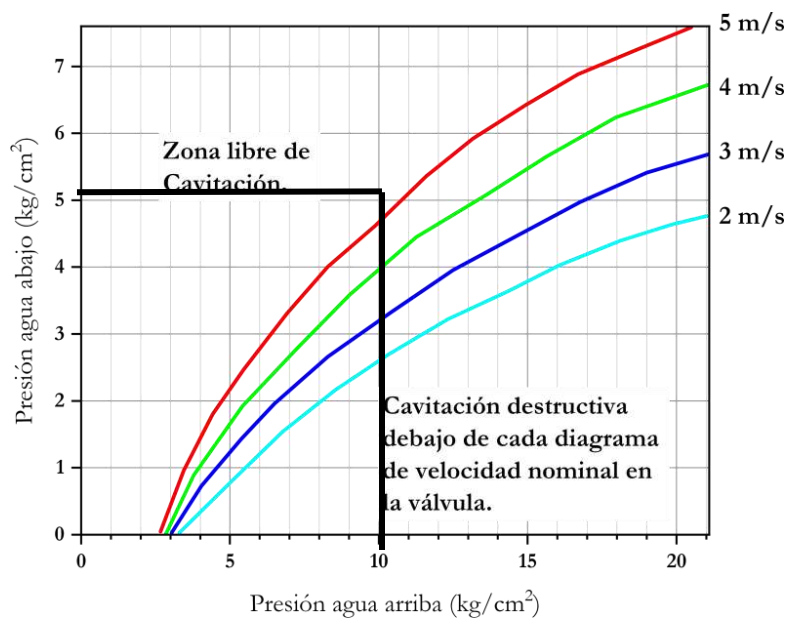


Figura 113. Ábaco porcentaje de apertura de la Válvula en V

El porcentaje de apertura de la válvula es de aproximadamente 68%.

Para verificar si la válvula cavita se debe calcular la velocidad que se obtiene a través de la ecuación de la continuidad (ecuación 2-19):

$$Q = V A \quad Q = V \frac{\pi D^2}{4}$$

De la ecuación anterior se despeja la velocidad y se calcula con un caudal de 120 l/s (0,12 m³/s) y con un diámetro de la válvula de 8 plg (0,2032 m) **Tabla 43**.

$$V = \frac{4 Q}{\pi D^2} \quad V = \frac{4 (0,12)}{\pi (0,2032^2)} \quad V = 3,7 \text{ m/s}$$

Con la presión de entrada (Aguas Arriba) de $6,5 \text{ kg/cm}^2$, la presión de salida (Aguas Abajo) de 3 kg/cm^2 y la velocidad de $3,7 \text{ m/s}$ se verifica si la válvula cavita.

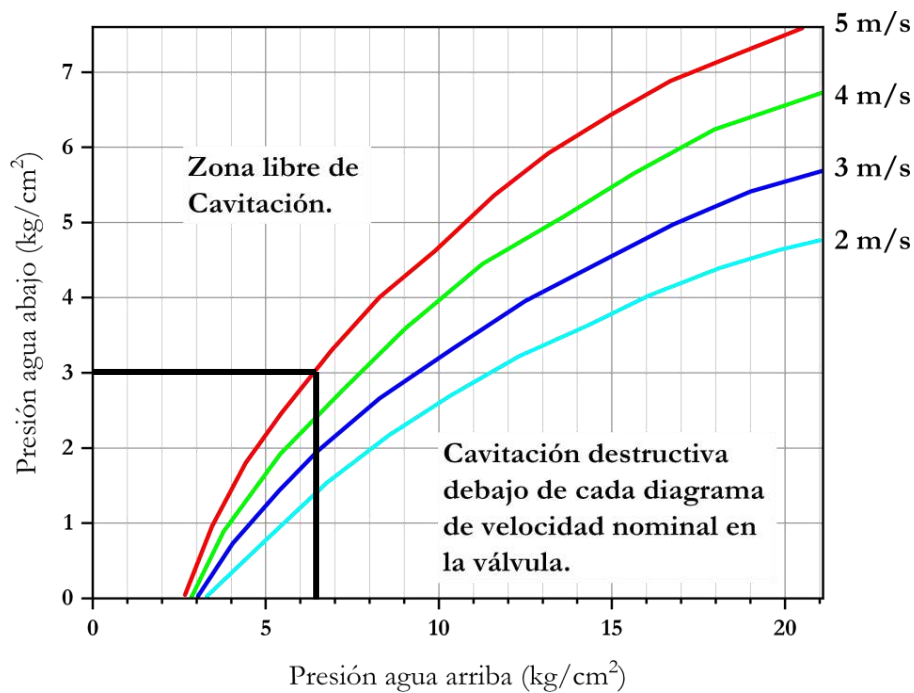


Figura 114. Índice de Cavitación de la Válvula

Como el punto está por encima del diagrama de velocidad nominal en la válvula, la zona es libre de cavitación. Es decir, colocando las dos (2) válvulas en serie se ha solucionado el inconveniente de cavitación.

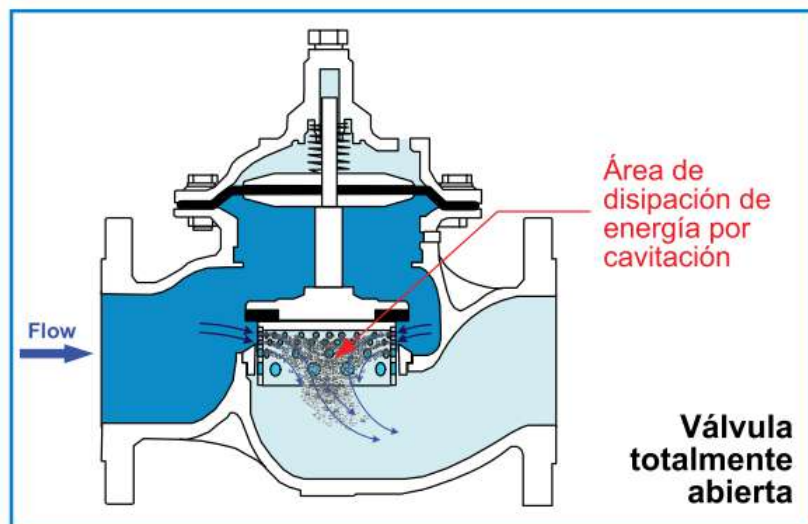


Figura 115. Válvula Reductora de Presión

Fuente: Dorot (2010)

Objetivos y destrezas alcanzadas

- ✓ Verificar y comprender las curvas de cavitación de las válvulas de estudio.
- ✓ Solucionar y ver la opción óptima para garantizar que las válvulas no se vean afectadas por la cavitación.
- ✓ Entender que cada válvula industrial tiene catálogos y gráficas propias para poder comprender la selección en campo.

CAPÍTULO 6

BOMBAS CENTRÍFUGAS

6



CAPÍTULO VI

BOMBAS CENTRÍFUGAS

Las bombas son elementos muy utilizados en los sistemas a presión. Estas máquinas convierten la energía mecánica que reciben del motor eléctrico que las arrastra y la transforman en hidráulica. En este capítulo se realizará un breve análisis del principio de funcionamiento y clasificación de bombas centrífugas, a su vez se realizará un análisis del conjunto de las partes constituyentes de una bomba. Además, en esta unidad se comprenderá el papel específico que juega su morfología (curvas características, potencia hidráulica y curva de rendimiento) en la determinación de la curva resistente que adoptará una instalación y en efecto las aplicaciones que tendrá la bomba en las diferentes aplicaciones en la que pueda encontrarse.

Los objetivos de la unidad son:

- ✓ Identificar diferentes bombas y entender su funcionamiento.
- ✓ Determinar la curva resistente de una instalación en función de sus condiciones de operación.
- ✓ Determinar el punto de funcionamiento de una bomba y realizar su preselección.
- ✓ Identificar el rendimiento de una bomba y determinar sus condiciones de cavitación.

6. Bombas Centrífugas

Una bomba es un dispositivo que gasta energía para elevar, transportar o comprimir líquidos. Los primeros dispositivos de bombeo conocidos se remontan unos miles de años, uno de esos primeros se llamaba ' noria ', similar a las ruedas de agua romanas, Paresh & Octo (2005).

Los tiempos han cambiado, pero las bombas siguen operando en el mismo principio fundamental: gastar energía para elevar, transportar o comprimir líquidos. Con el tiempo, su aplicación en el sector agrícola se ha expandido para abarcar también otros dominios. Los siguientes son algunos dominios principales donde se utilizan:

Aguas residuales: Para recoger y tratar Aguas residuales. Drenaje: Para controlar el nivel de agua en una locación. Agua Suministro: Para abastecer de agua. Industria Petrolera: Se utiliza en todas las fases del petróleo. Producción transporte y Refinería. Acerías: Para transportar el agua de refrigeración. Minería: Construcción de servicio pesado, agua de lavado, bombeo de relaves, control de aguas subterráneas y aguas superficiales. Riego: Para hacer que las tierras cultivadas secas sean productivas. Industria química: Para transportar sustancias químicas a varios sitios de la planta.



Figura 116. Aplicaciones Bombas

Fuente: Group (2019)



Figura 117. Tipos de Bombas
Fuente: Pumps (2000)

En 1986 el físico Denis Papin inventó la Bomba Centrífuga y hoy en día es la más utilizada alrededor del mundo. Esta bomba fue construida con un principio simple: el líquido es dirigido hacia el centro del rodete y mediante la fuerza centrífuga se lanza hacia la periferia del rodete incrementando la presión de salida en la turbomáquina. La construcción es bastante económica, robusta, simple y su alta velocidad hace posible conectar directamente a un motor asíncrono. Proporciona un flujo constante de líquido y puede acelerarse fácilmente sin causar ningún daño a la bomba.

La **Figura 118** muestra el flujo del líquido a través de la bomba. La entrada de la bomba lleva el líquido al centro del impulsor giratorio (rodete) y a continuación es lanzado hacia la periferia. Esta estructura proporciona una alta eficiencia y es adecuada para el manejo de líquidos puros.

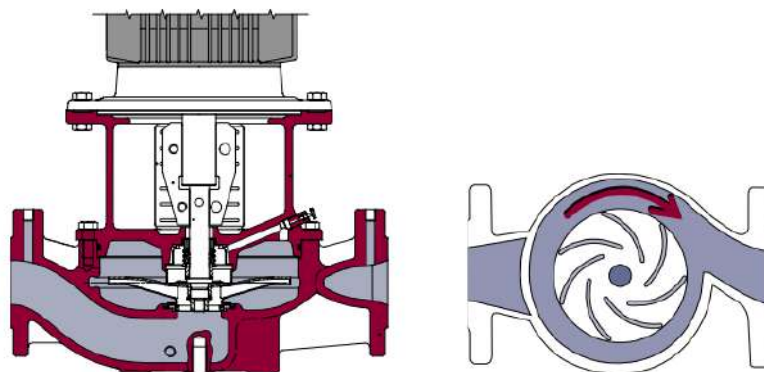


Figura 118. Funcionamiento Bomba Centrífugas
Fuente: Grundfos (2004)

Si se produce una diferencia de presión en el sistema mientras la bomba centrífuga no funciona (está apagada), el líquido aún puede pasar a través de él, debido a su diseño abierto. Ésta se puede clasificar en diferentes grupos: Bombas de flujo radial, bombas de flujo axial y bombas de flujo mixto.

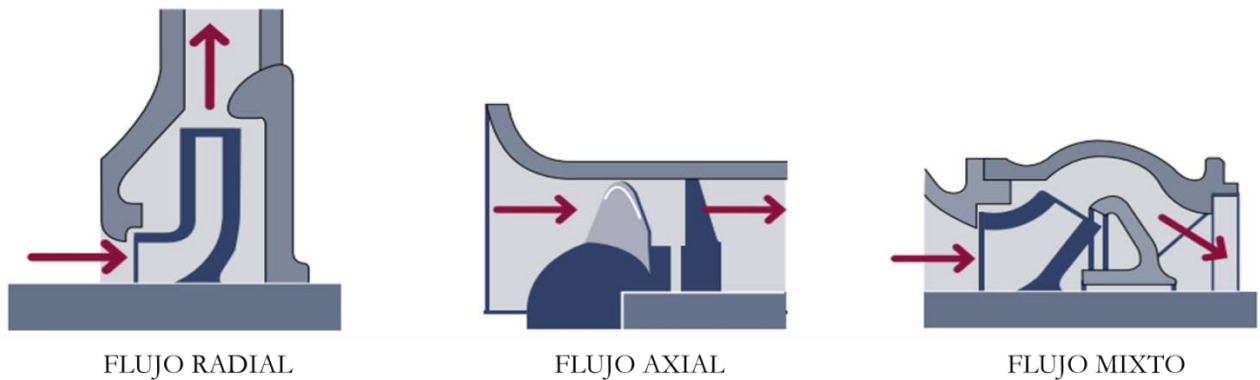


Figura 119. Clasificación de las bombas Centrífugas
Fuente: Grundfos (2004)

Las diferentes demandas sobre el rendimiento de las bombas centrífugas, especialmente con respecto a la altura, el flujo y la instalación, junto con las de funcionamiento económico, son algunas de las razones por las que existen tantos tipos. La **Figura 120** muestra los diferentes tipos de bombas con respecto al flujo y la presión.

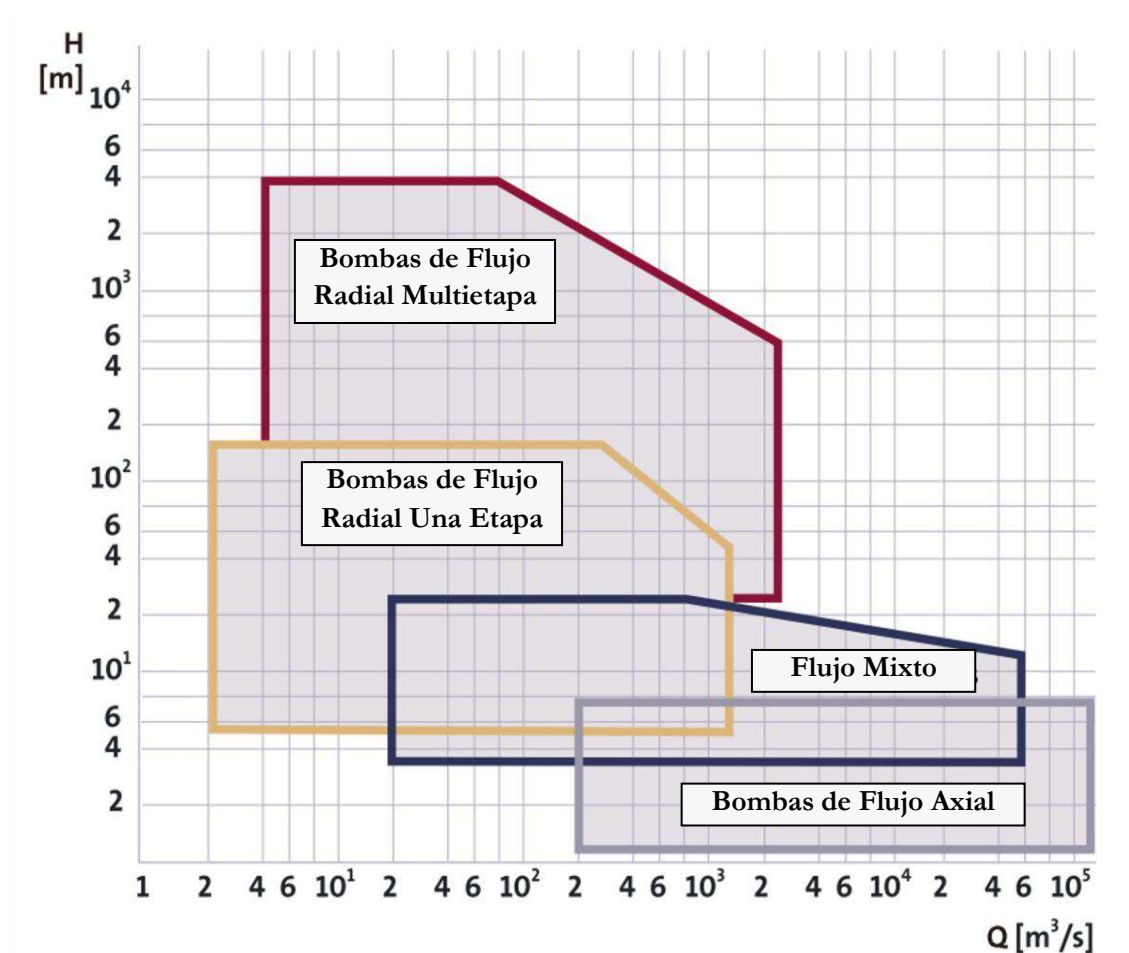


Figura 120. Altura y Caudal para diferentes tipos de Bombas
Fuente: Grundfos (2004)

6.1 Elementos constitutivos de una bomba centrífuga

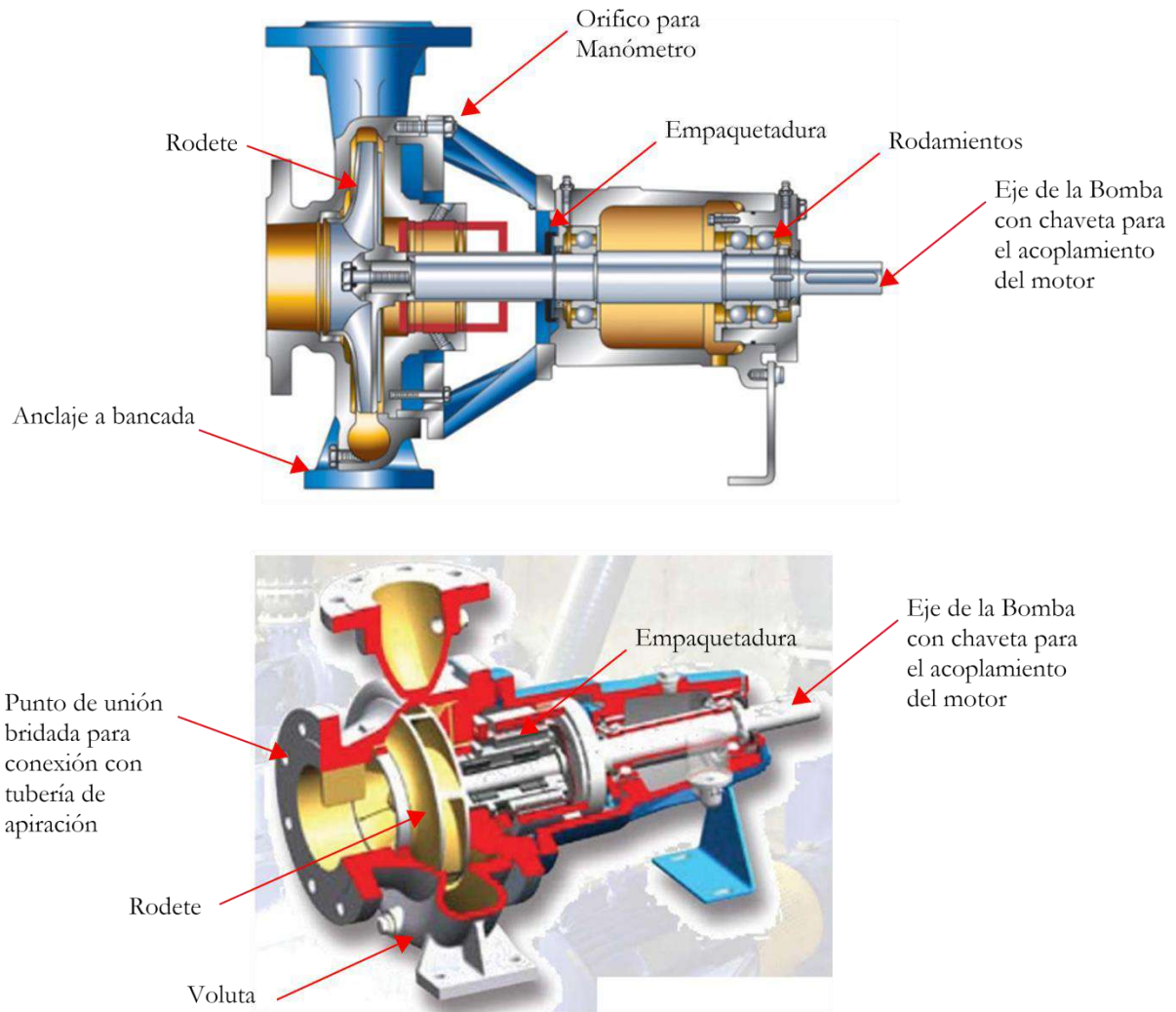


Figura 121. Elementos Constitutivos de una Bomba Centrífuga

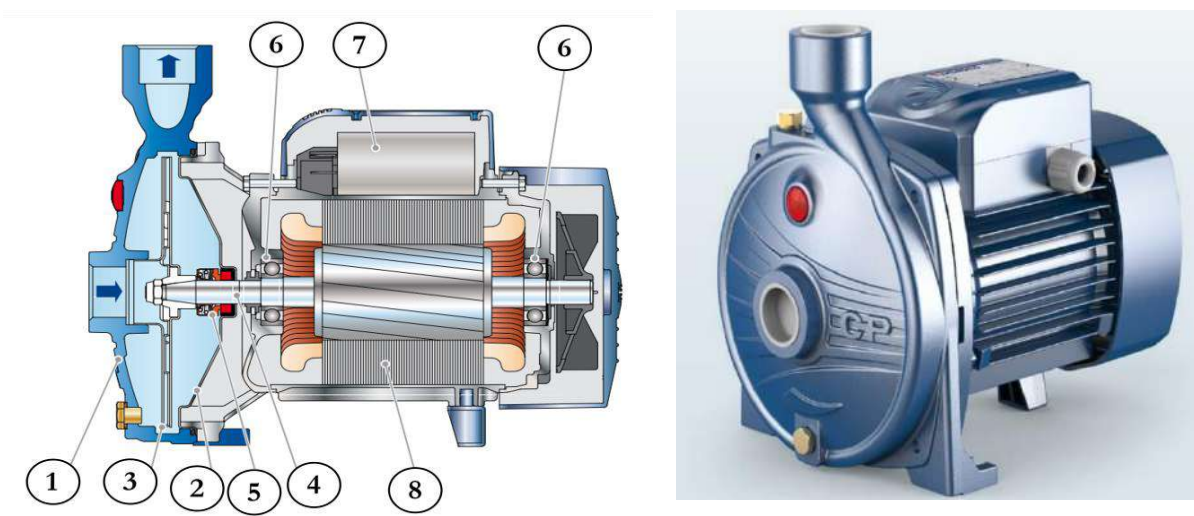


Figura 122. Partes Principales Bomba Pedrollo
Fuente: Pedrollo (2012)

1. **Cuerpo de la Bomba:** Es también llamada carcasa de la bomba. En la salida del impulsor, la velocidad del líquido puede ser tan alta como 30 a 40 m/s. Esta velocidad debe reducirse dentro de un rango de 3 a 7 m/s en la tubería de descarga. La reducción de la velocidad se lleva a cabo en la carcasa de la bomba mediante recuperadores, esta energía cinética en el líquido en la salida se convierte en energía de presión, Paresh & Octo (2005).
2. **Cuerpo del Motor:** carcasa con la función principal de proteger al motor eléctrico.
3. **Rodete o Impulsor:** La velocidad de rotación de la rueda imparte energía cinética al líquido en forma de velocidad que se convertirá en energía de presión. Cada bomba centrífuga tiene un impulsor que está oculto en el cuerpo de la bomba y está montado en el eje. Hay dos (2) tipos principales de impulsores (tipo abierto y tipo cerrado). Los impulsores de tipo abierto se utilizan normalmente para líquidos espesos (basura, etc.) o que contienen sólidos, mientras que los impulsores de tipo cerrado se usan principalmente para líquidos delgados (agua, jugos, leche, etc.).
4. **Eje del motor:** transmite la fuerza del motor hacia la bomba. El conjunto del rotor de la bomba comprende el eje, el impulsor, los sellos (elemento giratorio), los cojinetes o las superficies de los cojinetes. El eje, sin embargo, es el elemento clave del rotor. El motor primario impulsa el impulsor y desplaza el fluido en el impulsor y la bomba.

El eje de la bomba es un elemento estresado porque durante la operación puede estar en tensión, compresión, flexión y torsión, como estas cargas son de naturaleza cíclica es probable que la falla del eje se deba a la fatiga, Paresh & Octo (2005).

El diseño del eje se limita no sólo a la evaluación de tensión, sino que también depende de otros factores tales como:

- ✓ Desviación del eje.
- ✓ Tensiones de la llave.
- ✓ Componentes montados.
- ✓ Velocidades críticas (rotación dinámica).

5. **Sello Mecánico:** Los sellos mecánicos constan de dos (2) partes básicas, un elemento giratorio unido al eje de la bomba y un elemento estacionario unido a la carcasa de la bomba. Cada uno de estos tiene una superficie de sellado altamente pulida. Las caras pulidas de los elementos giratorios y estacionarios entran en contacto entre sí para formar un sello que evita las fugas a lo largo del eje.
6. **Rodamientos:** Permiten la rotación adecuada de los ejes. Se recomienda la lubricación con aceite para velocidades de bomba superiores a 2.400 rpm. Las bombas lubricadas con aceite deben mantenerse en una posición horizontal, Magnum et al. (2019).
7. **Capacitor motor:** el capacitor de arranque del motor se utiliza durante la fase de arranque del motor y se desconectan del circuito una vez que el rotor alcanza una velocidad predeterminada, que generalmente es aproximadamente el 75% de la velocidad máxima. Estos capacitores generalmente tienen valores de capacitancia de más de 150 μF . Vienen en varias clasificaciones de voltaje, dependiendo de la aplicación para la que fueron diseñados.
8. **Motor eléctrico:** encargado de generar el par motor al impulsor, por lo que es el componente principal de la transmisión de energía mecánica.

6.2 Clasificación de las Bombas

Las bombas se pueden usar para mover fluidos que fluyen de regiones de baja cota a de alta cota, aumentando la presión del fluido. Antes de comprar una bomba, se debe especificar el tipo de bomba y asegurarse de que es capaz de entregar un caudal dado a una presión determinada. Hay dos (2) tipos principales de bombas: rotodinámicas y de desplazamiento positivo. En una bomba rotodinámica, un impulsor giratorio imparte energía al fluido, el tipo más común es la bomba centrífuga. La cantidad de líquido que pasa a través de la bomba es inversamente proporcional a la presión en la salida. En otras palabras, el caudal de salida de una bomba rotodinámica varía de forma no lineal con la presión.

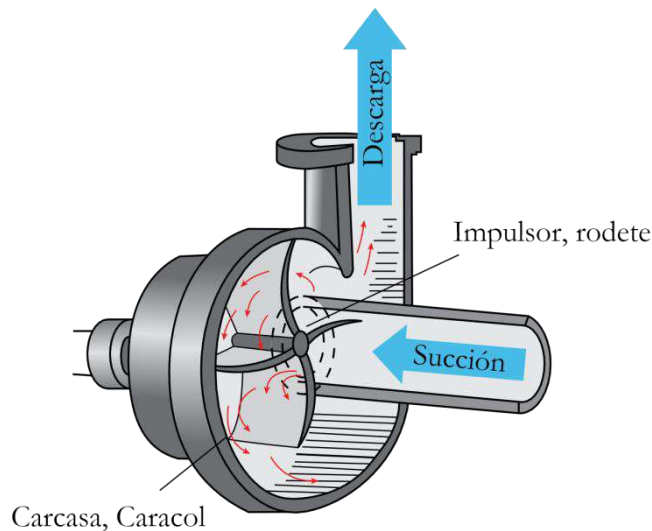


Figura 123. Bomba Centrífuga

Fuente: Moran (2016)

Una cantidad discreta de líquido es atrapada en una bomba de desplazamiento positivo, forzada a incrementar su presión por una variación de volumen a través de ella y, finalmente, ser descargada. Una bomba de engranajes es un ejemplo de una bomba de desplazamiento positivo, este principio de bombeo produce un flujo pulsante, en lugar de uno suave. Su flujo tiende a variar poco con respecto a la presión en la salida de la bomba, debido a que el mecanismo de desplazamiento en movimiento empuja el líquido fuera a una velocidad constante.

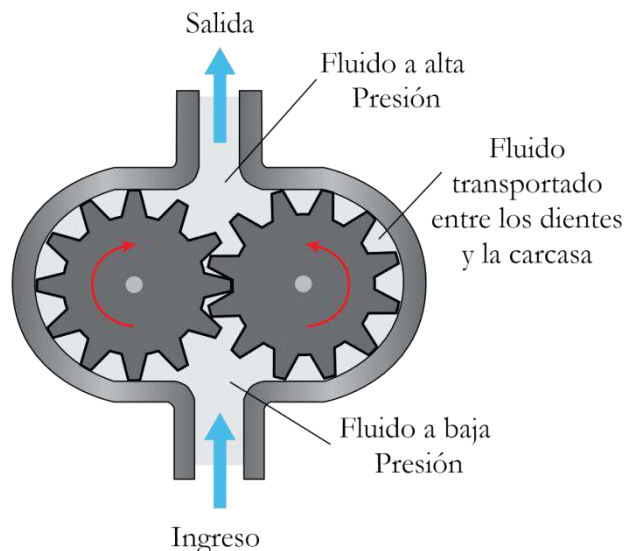


Figura 124. Bomba de Engranajes

Fuente: Moran (2016)

Para lograr uniformidad y estándares mínimos de diseño y dimensiones de bombas centrífugas, se han desarrollado una serie de estándares. Estos incluyen el API (American Petroleum Institute), ISO (International Standards Organisation), ANSI (American National Standards Institute), DIN (alemán), NFPA (Nation Fire Protection Agency) y AS-NZ (Australia – Nueva Zelanda). Algunos de los estándares reconocidos, que se utilizan en el desarrollo y la fabricación de bombas centrífugas, son API 610, ISO 5199, 2858, ANSI B73.1, DIN 24256, NFPA-21, Paresh & Octo (2005).

A continuación, se observa una pequeña clasificación de las bombas centrífugas.

6.3 Bombas Horizontales

Las bombas centrífugas horizontales están diseñadas para transferir el flujo con caudales rápidos utilizando el motor de accionamiento directo. Éstas proporcionan un alto rendimiento y un flujo de fluido eficiente sin problemas. Este tipo de bombas son herméticas y seguras para el medio ambiente. La disponibilidad de diferentes materiales de construcción, dependiendo de la resistencia química y térmica del medio o del entorno, garantiza una fiabilidad absoluta de funcionamiento y una larga vida útil de la bomba.

Las principales aplicaciones son:

- Aumento de presión.
- Transferencia de agua.
- Riego de césped y jardín.
- Relleno de cisternas.

Bomba horizontal Compacta (Monoblock)

Estas bombas se caracterizan por la ausencia de un acoplamiento entre el motor y ella. El eje del motor tiene una longitud extendida y el impulsor está montado en un extremo. Cabe recalcar que las bombas monobloc verticales tienen las bridas de succión y descarga a lo largo de un eje y se pueden montar entre tuberías. También se denominan "bombas en línea", Paresh & Octo (2005).



Figura 125. Bomba Monoblock

Fuente: Suite (2016)

Bomba horizontal Eje libre (Acoplamiento)

Las bombas de eje libre tienen un acoplamiento flexible que la conecta al motor. Este tipo de acoplamiento está disponible como acoplamiento básico o como espaciador. Si la bomba está conectada al motor por un acoplamiento básico, es necesario desmontarlo cuando necesita servicio. Por lo tanto, es necesario alinear la bomba durante el montaje. Por otro lado, si la bomba está equipada con un acoplamiento espaciador, es posible darle servicio sin desmontar el motor. Por lo tanto, la alineación no es un problema.

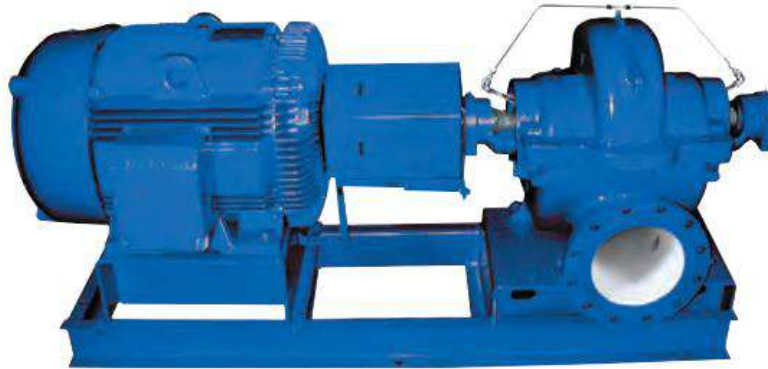


Figura 126. Bomba de Eje Libre
Fuente: Pumps (2000)

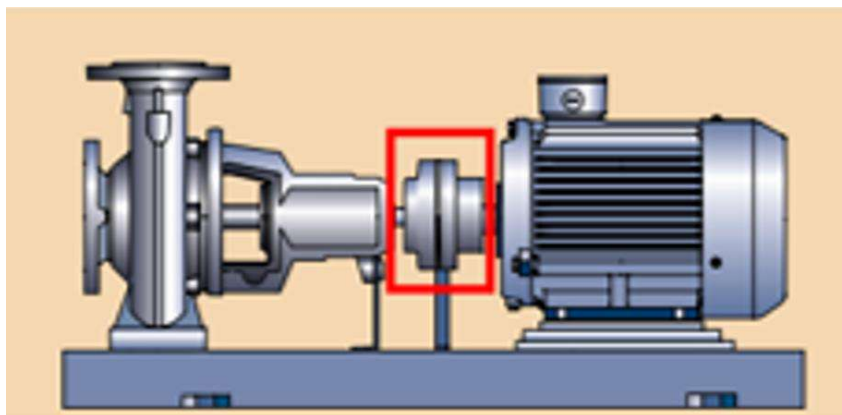


Figura 127. Acople Básico
Fuente: Grundfos (2016)

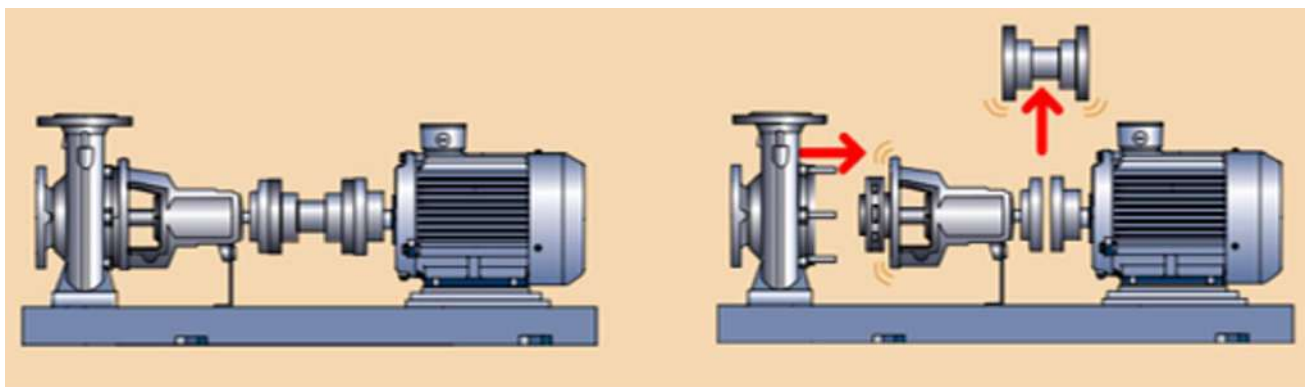


Figura 128. Acople Espaciador
Fuente: Grundfos (2016)

6.4 Bombas Verticales

Las bombas centrífugas verticales tienen su eje en el plano vertical. Usan una configuración única de soporte de eje y rodamiento que permite que la voluta cuelgue en el sumidero mientras que los rodamientos están fuera del sumidero.

Las principales aplicaciones son:

- Abastecimiento de agua primaria - agua dulce o agua de mar.
- Procesos de minería: agua de refrigeración, desbordamiento de espesadores, recuperación de agua, filtraciones de minas, procesos de bombeo de pozos, suministro de agua, desagüe de minas, electrolito, aumento de presión y transferencia.
- Extracción por solvente / electro generación (SX/EW): refinado, lixiviación en pilas, aumento de la presión del agua ácida y transferencia
- Desagüe: sumideros, pozos profundos, estanques.
- Filtración de agua: sumidero o bote de refuerzo.
- Producción de petróleo y gas: en tierra, costa afuera y tubería.
- Agricultura – Riego.
- Aguas y aguas residuales municipales, Neptuno Pumps (2016).



Figura 129. Bombas Verticales
Fuente: Booklet (2018)

6.5 Bombas Centrífugas monocelulares, multicelulares

Dependiendo del número de rodetes o impulsores en la bomba, las bombas se pueden clasificar en:

Una sola etapa (MONOCELULARES): una bomba de un rodete (una sola etapa) tiene un diseño simple y un fácil mantenimiento. Ideal para grandes caudales e instalaciones de baja presión, se utilizan comúnmente en servicios de bombeo de alto flujo y altura de bombeo moderada. En general, las bombas de una etapa se utilizan en aplicaciones que no requieren una altura de bombeo superior a 150 m. Normalmente, funcionan en el intervalo de 2-100 m, la bomba de una etapa viene en un diseño tanto vertical como horizontal, Grundfos (2016).

Dos etapas (MULTICELULARES): este tipo de bomba tiene dos (2) rodetes que operan uno al lado del otro y se utilizan para aplicaciones de altura de bombeo media.

Multietapa (MULTICELULARES): la bomba tiene tres (3) o más rodetes en serie para incrementar la presión de salida de la bomba. La altura de bombeo final que puede entregar una bomba de etapas múltiples es igual a la suma de presión que puede proporcionar cada una de las etapas o rodetes.

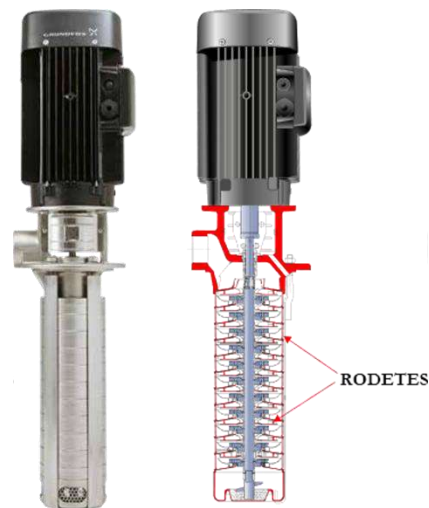


Figura 130. Bomba Multietapa

Fuente: Grundfos (2016)

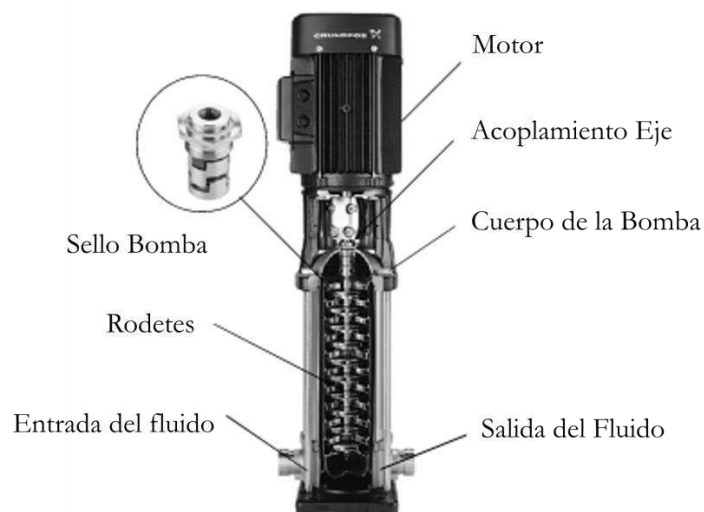


Figura 131. Elementos constitutivos Bomba Multietapa

Fuente: Grundfos (2012)

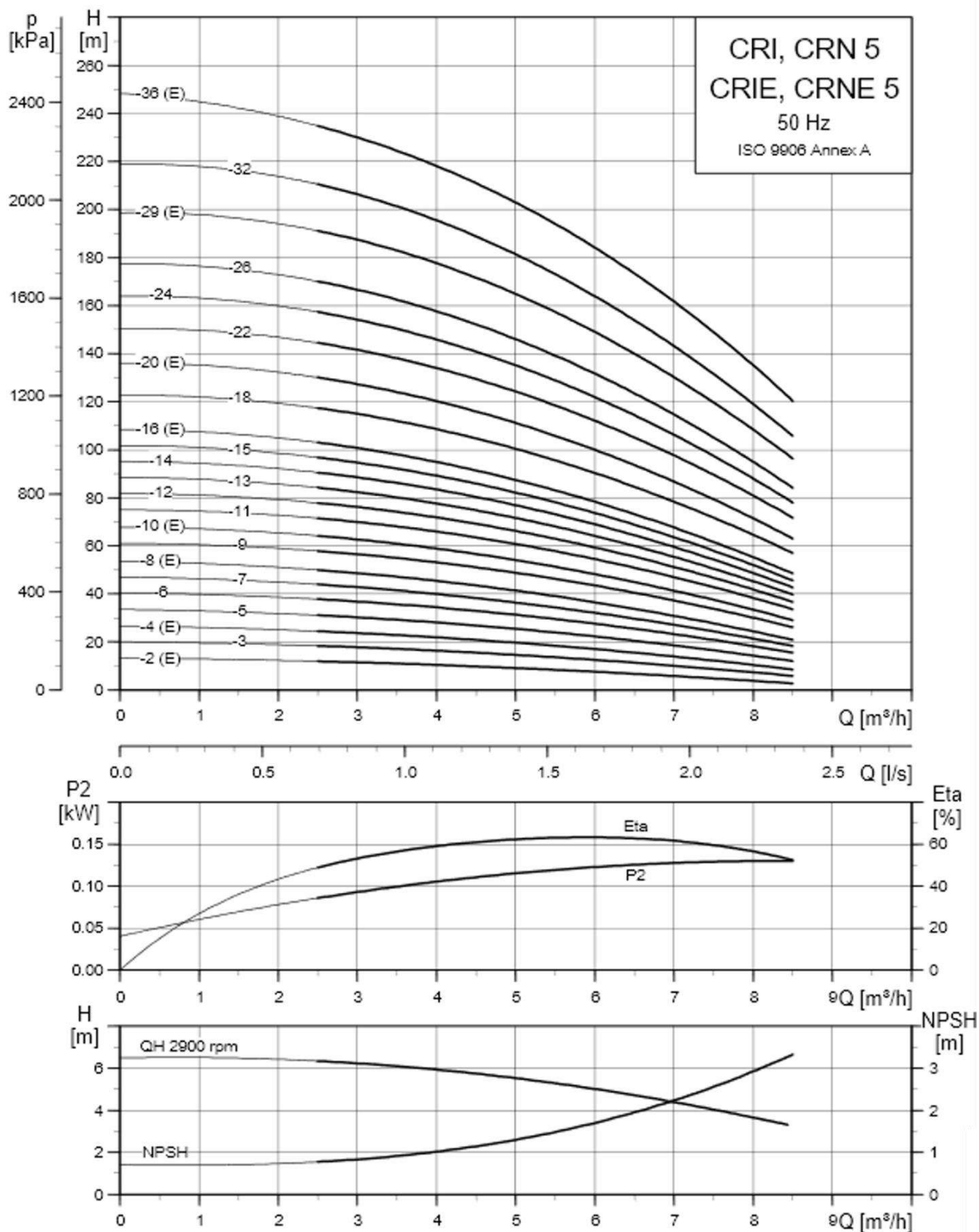


Figura 132. Curvas Características de una Bomba Multietapa

Fuente: Grundfos (2012)

En las gráficas anteriores se pueden observar los rodetes que se deben instalar en el sistema en función del punto de funcionamiento. Además, se puede verificar el rendimiento (ETA), la Potencia y el NPSH requerido para la instalación.

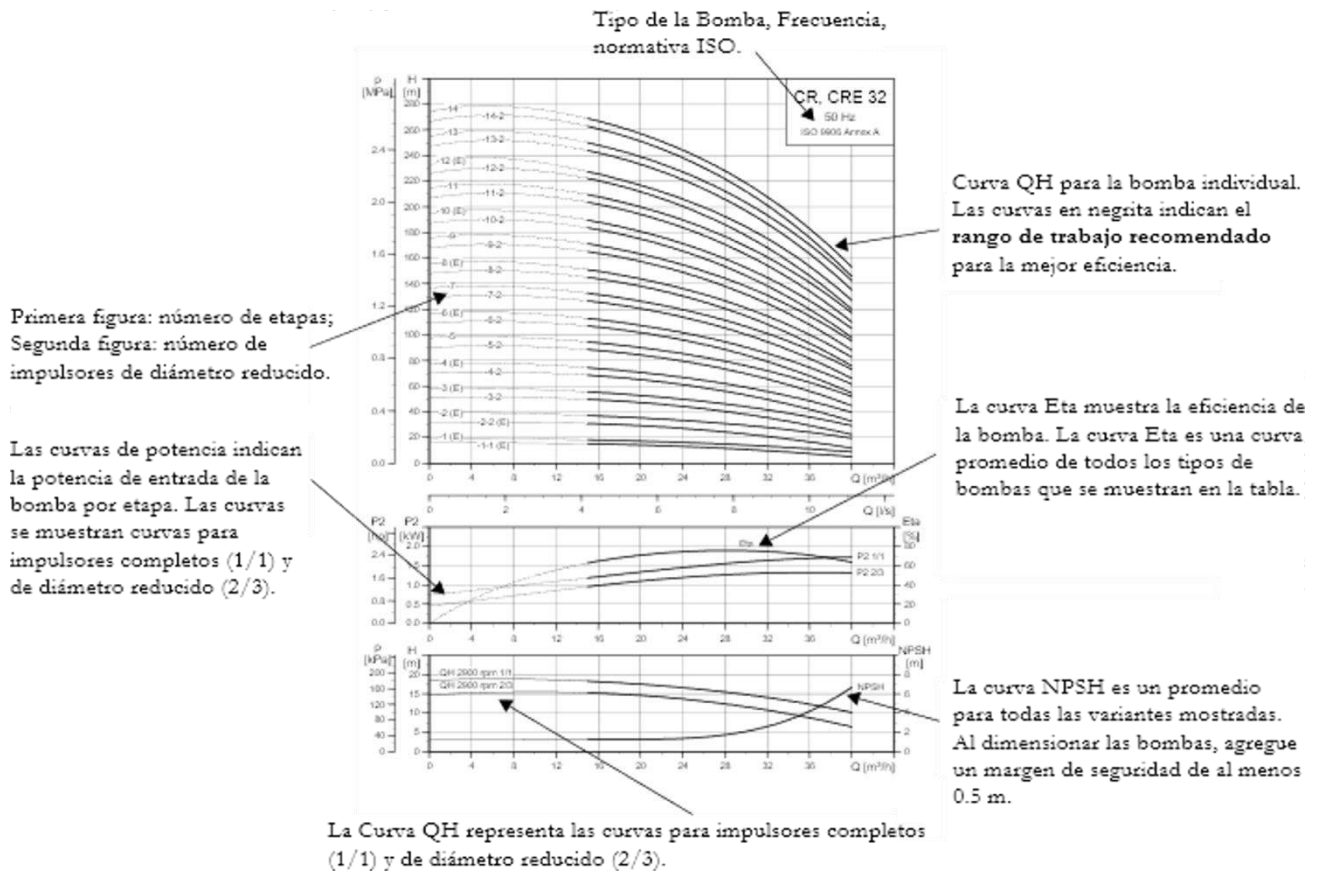


Figura 133. Lectura de las Gráficas de la Bomba
Fuente: Grundfos (2012)

6.6 Curvas Características de una Bomba Centrífuga

En primera instancia se va a detallar cada una de las alturas y pérdidas existentes en un grupo de bombeo.

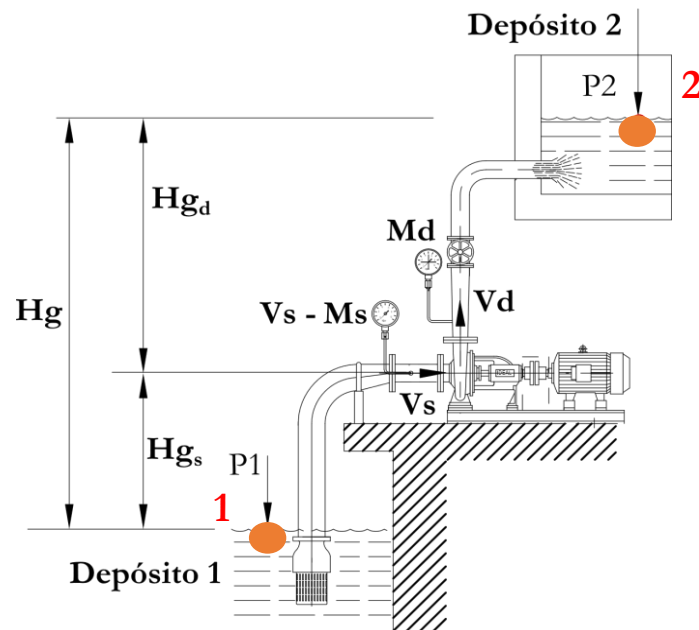


Figura 134. Detalles importantes Sistema de Bombeo

Detalles:

Hg Desnivel Geométrico existente (m).

Hgd Desnivel succión (m).

Hgs Desnivel descarga (m).

Vs - Ms Manómetro o Vacuómetro para realizar la lectura en la Succión. (Puede ser positiva o negativa en función de la colocación del depósito 1), (m/s).

Md Manómetro para realizar la lectura en la Descarga (mcf).

P1/γ Presión manométrica en el Depósito 1 (mcf).

P2/γ Presión manométrica en el Depósito 2 (mcf).

Vs Vd Velocidades en las tuberías de succión y descarga (m/s).

Para poder calcular la altura manométrica que proporciona la bomba se plantea la Ecuación de Bernoulli (ecuación 2-29) entre el punto (1) y punto (2) **Figura 134**.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + H_B = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + h_{Long} + h_{acc}$$

Las presiones en (1) y (2) atmosféricas, es decir, la presión manométrica cero (0).

Las pérdidas por velocidad aproximadamente cero (0).

$$H_B = (Z_2 - Z_1) + h_{Long} + h_{acc}$$

$$H_B = Hg + h_{Long} + h_{acc} \quad (6-1)$$

Una curva de la bomba es un gráfico de la presión de salida en función del flujo y es característico de ciertos tipos. El uso más frecuente de las curvas es la selección de bombas centrífugas, ya que el caudal varía drásticamente con la presión del sistema.

Con cada bomba, el fabricante proporciona una curva que representa el rendimiento, la altura de bombeo, el NPSH o el comportamiento de la bomba bajo diversas condiciones Paresh & Octo (2005). La curva de altura de la bomba también se conoce como curva H/Q, esta puede ser empinada o plana. Las características H/Q normalmente tienen una curva estable, lo que significa que la altura desarrollada cae a medida que el caudal Q aumenta, a medida que disminuye el caudal Q, la curva es inestable y con rendimientos bajos. A menos que se indique lo contrario, las curvas características se aplican a la densidad y la viscosidad cinemática de agua fría y desairada, (kSB, 2005).

La ecuación que modela la curva característica de diseño de las bombas rotodinámicas es, Martínez Valdés & Riaño Valle (2018):

Curva Altura Caudal, (H-Q):

$$H_B = A \mp BQ \mp CQ^2 \quad (6-2)$$

H: carga que desarrolla la bomba (mcf).

A: coeficiente del polinomio representativo de la curva H-Q que define el valor de la carga que desarrolla la bomba para caudal cero o válvula cerrada.

B y C: coeficientes del polinomio representativo de la curva.

H-Q que están en función de las pérdidas de carga en el interior de la bomba.

Q: caudal impulsado por la bomba (m³/s).

Para obtener las curvas características de las bombas se utiliza el siguiente banco de pruebas para adquirir cada uno de los puntos a diferentes caudales.

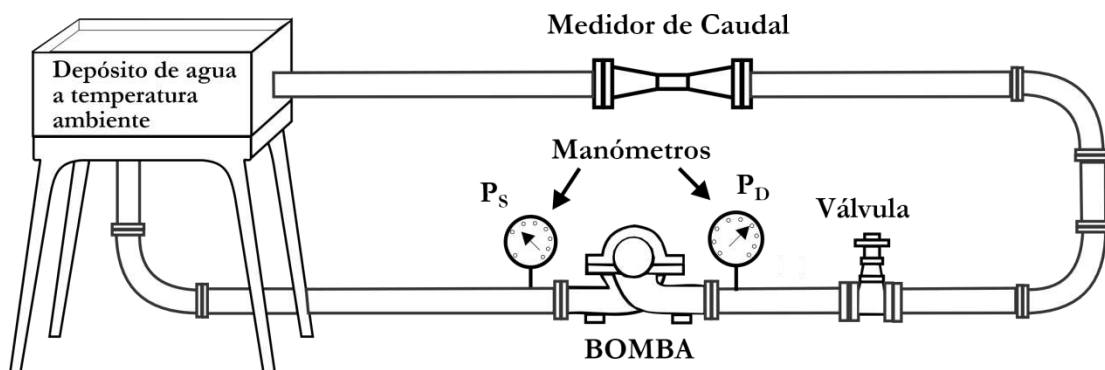


Figura 135. Banco de Pruebas Curvas Características
Fuente: Centro de Entrenamiento de Productos (2008)

Procedimiento

1. Se verifica cada uno de los elementos (funcionamiento) y se inicia el procedimiento con la válvula completamente cerrada ($Q=0$), para obtener la altura máxima que puede generar la bomba instalada, este valor se puede verificar en el manómetro de descarga. A esta altura a caudal cero se la conoce como H_0 .
2. A continuación, se va abriendo lentamente la válvula, se controla el caudal con el medidor correspondiente y se toma los datos en el manómetro de descarga. Este procedimiento se realiza con un incremento de abertura de 5%.

Tabla 47. Datos Caudal, Altura

Caudal (Q)	Altura (H)
Q0	H0
Q1	H1
Q2	H2
Q3	H3

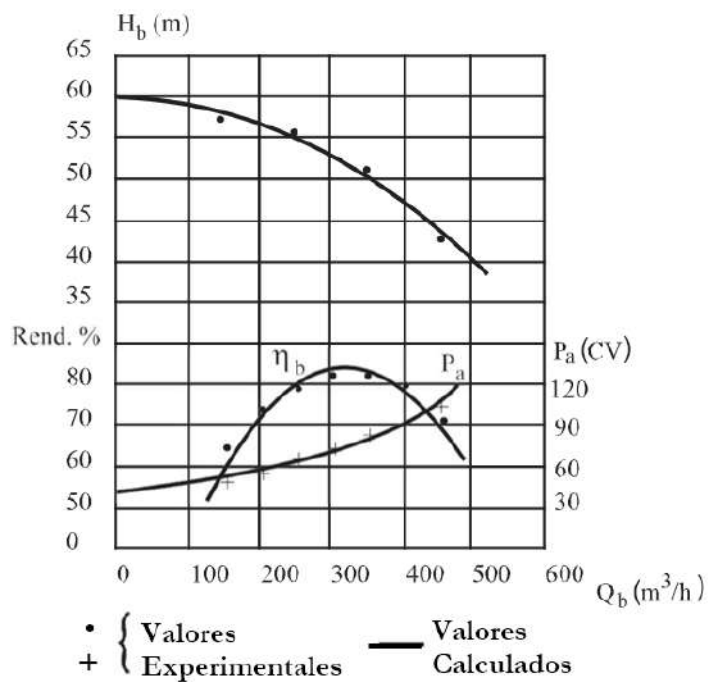


Figura 136. Datos Experimentales

- Finalmente, el fabricante obtiene las curvas características de la bomba con diferentes diámetros de rodete.

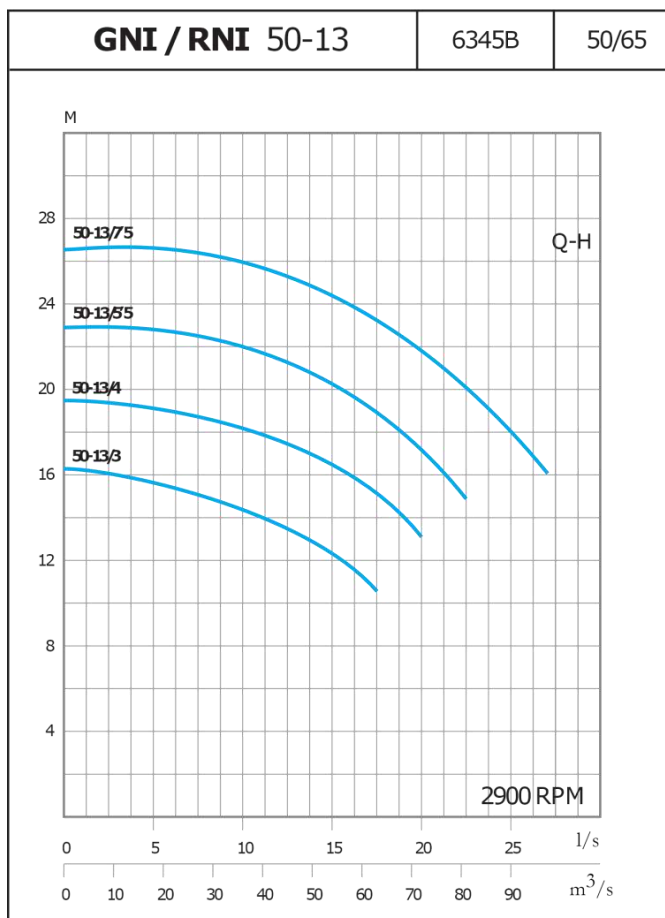


Figura 137. Curvas Motrices o Características. H/Q
Fuente: Ideal (2017)

6.6.1 Potencia Hidráulica

El rendimiento de la bomba o rendimiento global es la relación entre la potencia hidráulica y la consumida o al freno. Este es, en general, suministrado por los constructores de la bomba y considera las pérdidas por fugas (rendimiento volumétrico) y por rozamientos en ejes y caras del impulsor (rendimiento mecánico).

La potencia al freno absorbida al motor por el eje de la bomba se obtiene en laboratorio mediante un dinamómetro o freno, aplicando la relación:

$$P_{FRENO} = 0,001396 F d N (cv) \quad (6-3)$$

$$P_{FRENO} = 0,001396 T N (cv) \quad (6-4)$$

Donde:

T = F d torque aplicado en el eje de la bomba (kgf*m).

F carga aplicada en el dinamómetro (kgf).

d longitud del brazo (m).

N número de rpm.

$$Conversión = kg \ m \frac{rev}{min} \left[\frac{9,81 N}{1 kgf} \right] \left[\frac{1 min}{60 s} \right] \left[\frac{2 \pi}{1 rev} \right] \left[\frac{1 CV}{736 W} \right] = 0,0013$$

La potencia hidráulica se calcula a través de la ecuación:

$$P_{hidráulica} = \frac{\gamma Q H_B}{75} (cv) \quad (6-5)$$

γ Peso específico (kgf/m³).

Q Caudal (m³/s).

H_B Altura de bombeo (mcf).

$$Conversión = \frac{kgf}{m^3} \frac{m^3}{s} m \left[\frac{9,81 N}{1 kgf} \right] \left[\frac{1 HP}{736 W} \right] = 0,013 = \frac{1}{75}$$

$$\eta = \frac{P_{HIDRÁULICA}}{P_{FRENO}} = \frac{P_H}{P_F} \quad (6-6)$$

O a su vez la potencia consumida o al freno, será el cociente de la potencia hidráulica y el rendimiento de la bomba.

$$P_F = \frac{\gamma Q H_B}{75 \eta_B} (cv) \quad (6-7)$$

γ Peso específico (kgf/m³).

Q Caudal (m³/s).

H_B Altura de bombeo (mcf).

η_B Rendimiento de la Bomba.

Hay cuatro (4) Potencias relacionadas con el grupo de bombeo

1. Potencia absorbida por la red eléctrica (P1).
2. Potencia hidráulica entregada al fluido (P2).
3. Potencia absorbida por el eje de la bomba (P3).
4. Potencia nominal del motor (P4).

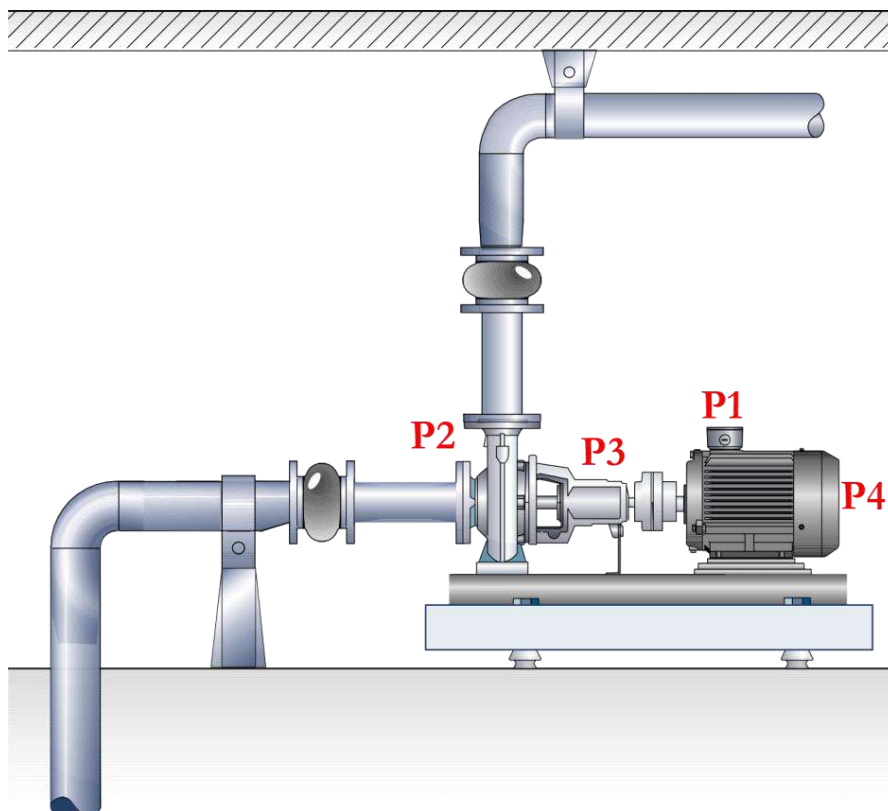


Figura 138. Potencias en un Grupo de Bombeo

Potencia eléctrica (P1)

La potencia eléctrica suministrada a las bombas (P1) se puede calcular mediante las siguientes expresiones:

Motor Monofásico

$$P_{Eléctrica}(W) = V I \cos \varphi \quad (6-8)$$

Motor Trifásico

$$P_{Eléctrica}(W) = \sqrt{3} U I \cos \varphi \quad (6-9)$$

I Intensidad. Intensidad absorbida por el motor (A).

P Potencia activa. Potencia nominal del motor, potencia en el eje (W).

U Tensión de línea para suministros trifásicos. Tensión de fase para suministros monofásicos (V).

FP = $\cos \varphi$ Factor de potencia (adimensional).

Dependiendo del tipo de instalación existe dos (2) tipos de motores: los monofásicos y trifásicos dependiendo del tipo de instalación donde se va a instalar.

Potencia hidráulica (P2)

La potencia entregada al fluido viene determinada por la siguiente expresión:

$$P_{hidráulica} = \gamma Q H_B (kW) \quad (6-10)$$

γ Peso específico (N/m³).

Q Caudal (m³/s).

H_B Altura de bombeo (mcf).

La potencia al freno absorbida al motor por el eje de la bomba (P3)

La potencia absorbida por el eje de la bomba (P3) tiene en cuenta las pérdidas en la bomba, establecidas a partir del rendimiento de ésta:

$$P_F = \frac{\gamma Q H_B}{\eta_B} (kW) \quad (6-11)$$

γ Peso específico (N/m³).

Q Caudal (m³/s).

H_B Altura de bombeo (mcf).

η_B Rendimiento de la Bomba.

Potencia nominal del motor (P4)

La potencia nominal del motor eléctrico (P4) tiene en cuenta además las pérdidas en el propio motor a través de su rendimiento eléctrico.

$$P_F = \frac{\gamma Q H_B}{\eta_B \eta_{MOT}} \text{ (kW)} \quad (6-12)$$

γ Peso específico (N/m³).

Q Caudal (m³/s).

H_B Altura de bombeo (mcf).

η_B Rendimiento de la Bomba.

η_{MOT} Rendimiento del motor.

6.6.2 Curva de Rendimiento o eficiencia de una Bomba Centrífuga

La eficiencia de la bomba se define como la relación de la potencia impartida en el fluido por la bomba en relación con la suministrada para impulsarla. Para las bombas centrífugas, la eficiencia tiende a aumentar con la velocidad de flujo hasta un punto intermedio del rango operativo (eficiencia máxima) y luego disminuye a medida que las tasas de flujo aumentan aún más. Los datos de rendimiento de la bomba generalmente los proporciona el fabricante antes de su selección. La eficiencia tiende a disminuir con el tiempo debido al desgaste, Technical Learning College (2018). Cuando el diseño de un sistema incluye una bomba centrífuga, se debe seleccionar la bomba para que funcione en el punto de su máxima eficiencia o cerca de él.

La bomba no convierte completamente la energía cinética en presión, ya que parte de la cinética se pierde en este proceso. Principalmente, hay tres (3) áreas donde esta energía se disipa y no se convierte en trabajo útil. La eficiencia de la bomba es un factor que explica estas pérdidas, ésta es un producto de las siguientes tres (3) eficiencias:

1. **Eficiencia hidráulica** (fricción del líquido con las cubiertas del impulsor). Esta es una función de la velocidad y la geometría del impulsor. Otras pérdidas son por golpes durante cambios rápidos de dirección a lo largo del impulsor y la voluta.
2. **Eficiencia volumétrica** (pérdidas de recirculación en anillos de desgaste, casquillos entre etapas y otros).
3. **Eficiencia mecánica** (fricción en sellos o empaquetaduras y cojinetes), Paresh & Octo (2005).

La ecuación que modela la curva de rendimiento de las bombas rotodinámicas es, Martínez Valdés & Riaño Valle (2018):

Curva Rendimiento Caudal, (η -Q):

$$\eta_B = \mp EQ \mp FQ^2 \quad (6-13)$$

η_B Rendimiento de la Bomba.

E y F: coeficientes del polinomio representativo de la curva.

Q: caudal impulsado por la bomba (m^3/s).

Curvas de Isorendimiento

Las curvas de rendimiento de las bombas, que se encuentran en los catálogos técnicos de los fabricantes, se presentan en algunos casos graficadas individualmente. Es decir, el rendimiento obtenido para cada diámetro de rodete en función del caudal. En otros casos, que son los más comunes, se grafican sobre las curvas de los diámetros de los rodetes. Esta nueva presentación se basa en graficar sobre la curva de H/Q de cada rodete, el valor de rendimiento común para todos los demás.

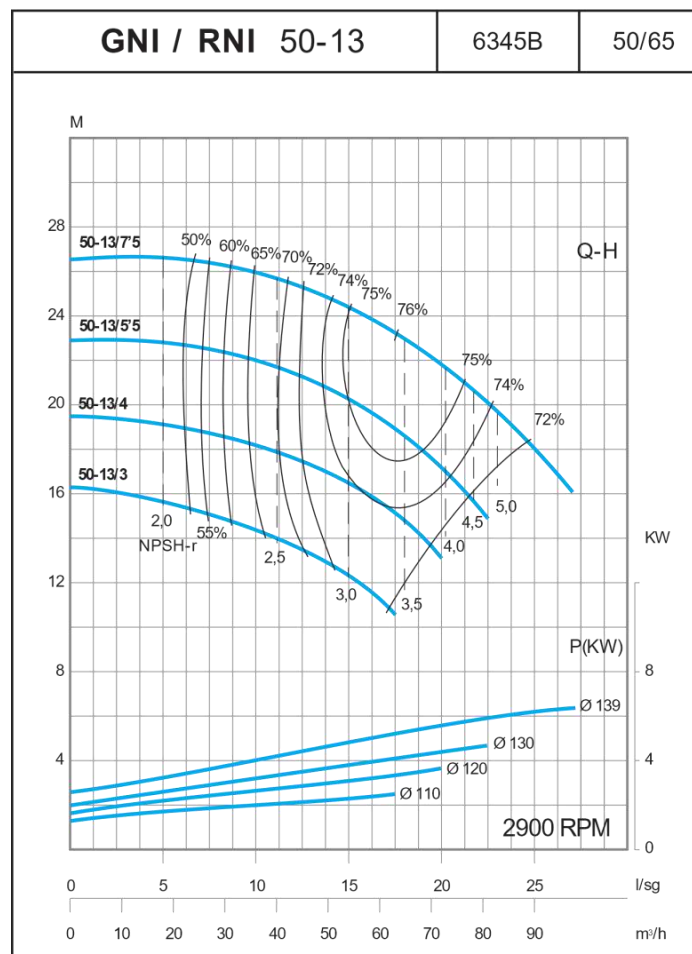


Figura 139. Curvas de Isorendimiento

Fuente: Ideal (2017)

Ejercicio de Aplicación 17

Una bomba centrífuga gira a 2.900 rpm cuando la frecuencia es de 60 Hz. Determinar la ecuación de la curva característica H/Q y la de rendimiento. Se dispone de las curvas de altura manométrica, y rendimiento en función del caudal.

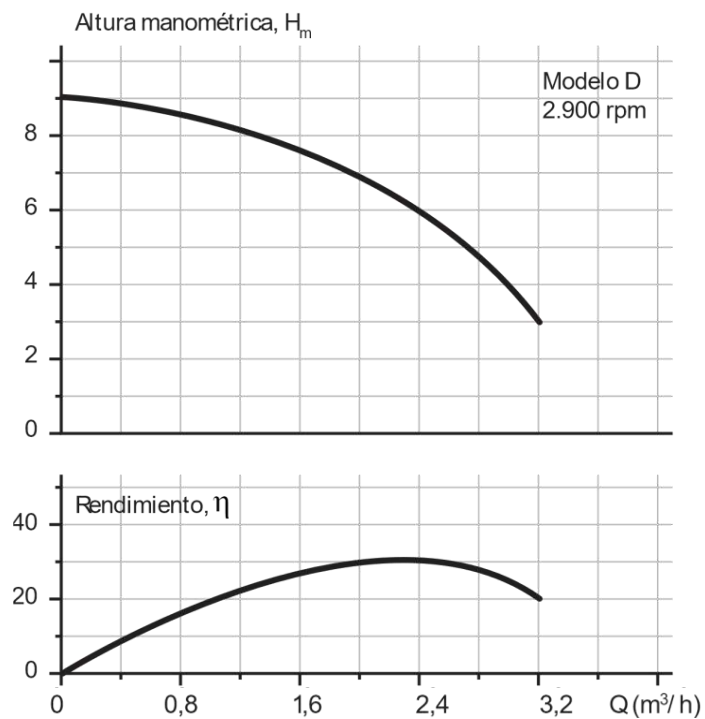


Figura 140. Datos del Catálogo

Fuente: Idae (2013)

De las curvas se extraen datos, en este caso de cinco (5) puntos (Altura Manométrica, Rendimiento).

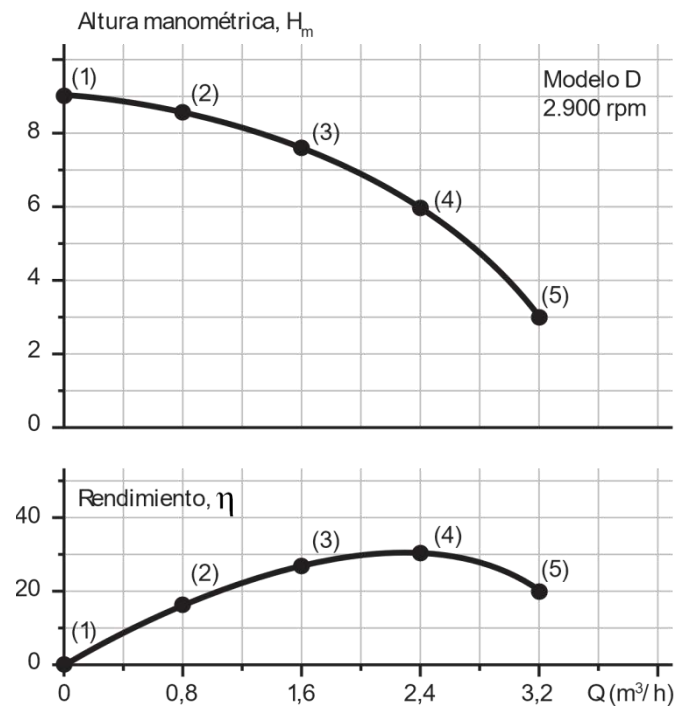


Figura 141. Puntos para extraer datos

Fuente: Idae (2013)

Tabla 48. Datos de Altura, Caudal.

Punto	Caudal (m ³ /h)	Altura (mca)
1	0	9
2	0,8	8,6
3	1,6	7,6
4	2,4	6
5	3,2	3

Los datos se llevan a una hoja Excel en la cual se realiza la gráfica y se obtiene la ecuación de la curva motriz mediante una línea de tendencia polinomial de 2^{do} grado.

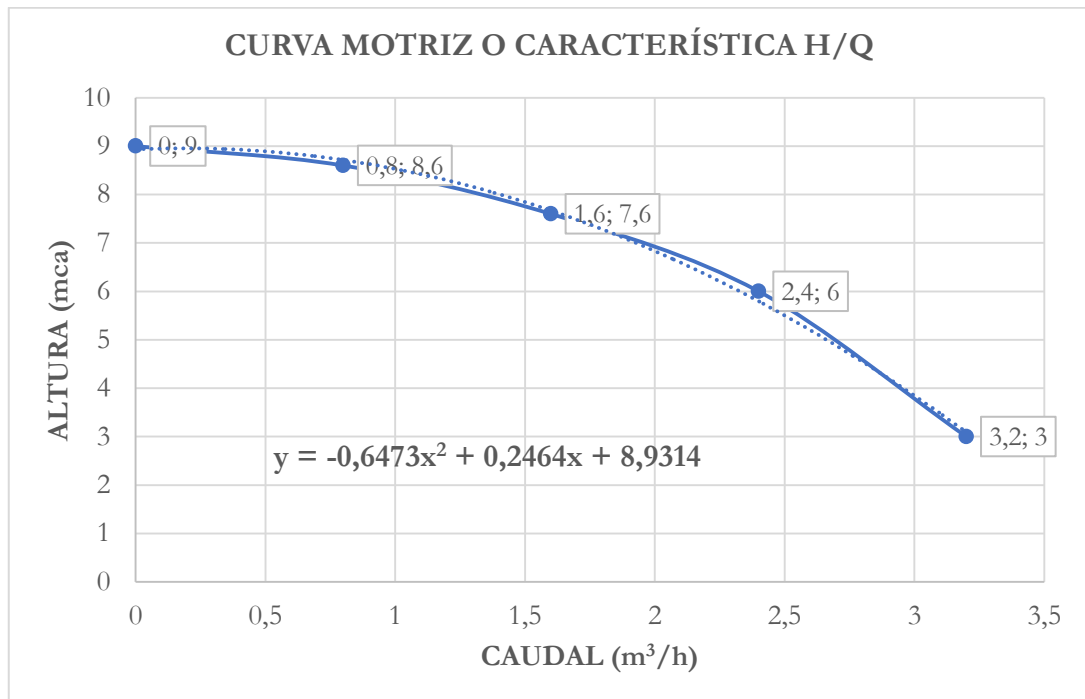


Figura 142. Línea de Tendencia Curva H/Q (Polinomial 2do Grado)

La ecuación que se obtiene es la siguiente:

$$H_B = 8,9314 + 0,2464 Q - 0,6473Q^2$$

Ahora se obtiene la ecuación de la Curva del Rendimiento

Tabla 49. Datos de Rendimiento, Caudal.

Punto	Caudal (m ³ /h)	Rendimiento (%)
1	0	0
2	0,8	17,5
3	1,6	27,0
4	2,4	29,0
5	3,2	19,5

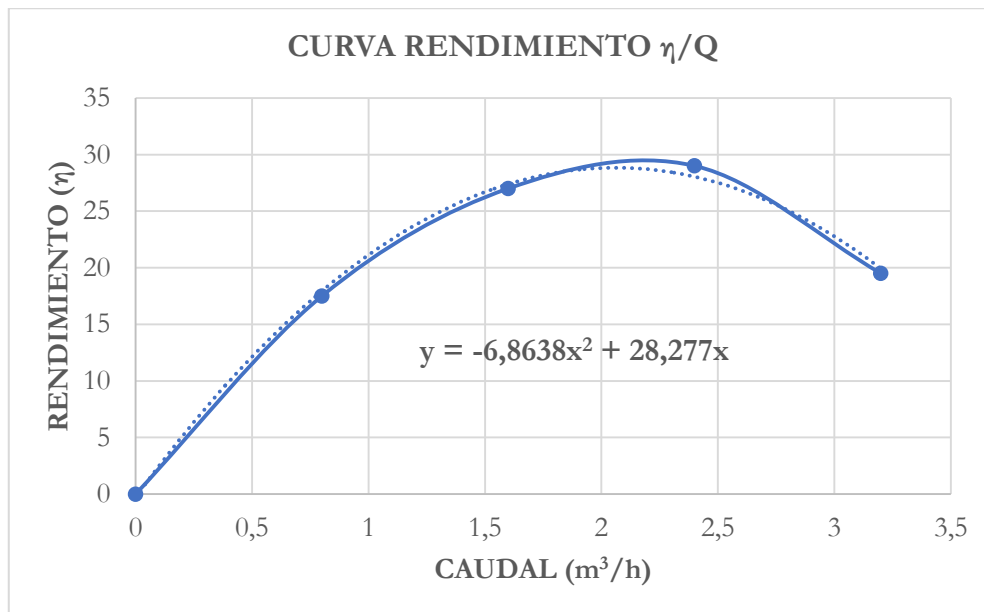


Figura 143. Línea de Tendencia Curva Rendimiento (Polinomial 2do Grado)

La ecuación que se obtiene es la siguiente:

$$\eta_B = -0,6473Q^2 + 28,277 Q$$

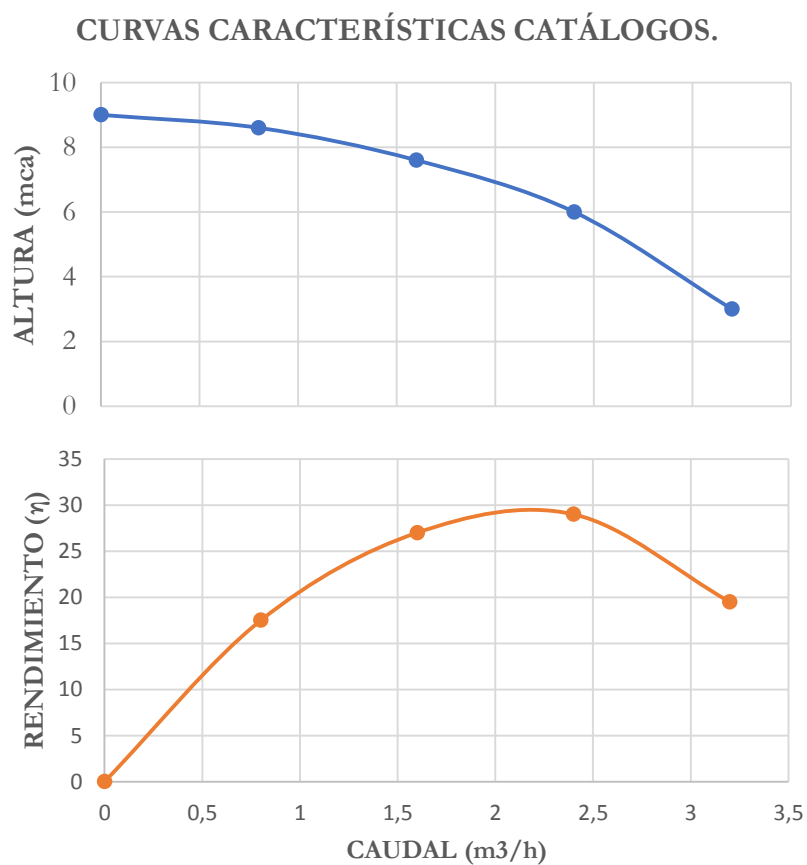


Figura 144. Curvas Catálogo

Fuente: Idae (2013)

Mínimos cuadrados

Para poder adquirir las ecuaciones de altura y rendimiento de las bombas se puede utilizar la metodología de los mínimos cuadrados, es decir ajustar los datos que se observan en un catálogo a una curva polinomial de segundo grado.

$$y = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 \quad (6-14)$$

Para la ejecución de los mínimos cuadrados se debe tomar en cuenta los siguientes pasos:

$$1. \quad m a_0 + a_1 \sum_{i=1}^m x_i + a_2 \sum_{i=1}^m x_i^2 = \sum_{i=1}^m y_i$$

Donde m es el número de datos.

Tabla 50. Datos de Altura, Caudal Mínimos Cuadrados (Paso 1)

Punto i	x	y	xi ²
1	0	9	0
2	0,8	8,6	0,64
3	1,6	7,6	2,56
4	2,4	6	5,76
5	3,2	3	10,24
Σ totales	8	34,2	19,2

La ecuación será:

$$5 a_0 + 8 a_1 + 19,2 a_2 = 34,2$$

$$2. \quad a_0 \sum_{i=1}^m x_i + a_1 \sum_{i=1}^m x_i^2 + a_2 \sum_{i=1}^m x_i^3 = \sum_{i=1}^m x_i y_i$$

Tabla 51. Datos de Altura, Caudal Mínimos Cuadrados (Paso 2)

Punto i	x	y	xi ²	xi ³	xi yi
1	0	9	0	0	0
2	0,8	8,6	0,64	0,512	6,88
3	1,6	7,6	2,56	4,096	12,16
4	2,4	6	5,76	13,824	14,4
5	3,2	3	10,24	32,768	9,6
Σ totales	8	34,2	19,2	51,2	43,04

La ecuación será:

$$8 a_0 + 19,2 a_1 + 51,2 a_2 = 43,04$$

$$3. a_0 \sum_{i=1}^m x_i^2 + a_1 \sum_{i=1}^m x_i^3 + a_2 \sum_{i=1}^m x_i^4 = \sum_{i=1}^m x_i^2 y_i$$

Tabla 52. Datos de Altura, Caudal Mínimos Cuadrados (Paso 3)

Punto i	x	y	xi ²	xi ³	xi ⁴	xi ² yi
1	0	9	0	0	0	0
2	0,8	8,6	0,64	0,512	0,4096	5,504
3	1,6	7,6	2,56	4,096	6,5536	19,456
4	2,4	6	5,76	13,824	33,1776	34,56
5	3,2	3	10,24	32,768	104,8576	30,72
Σ totales	8	34,2	19,2	51,2	144,9984	90,24

La ecuación será:

$$19,2 a_0 + 51,2 a_1 + 144,9984 a_2 = 90,24$$

Resolución de ecuaciones:

$$5 a_0 + 8 a_1 + 19,2 a_2 = 34,2$$

$$8 a_0 + 19,2 a_1 + 51,2 a_2 = 43,04$$

$$19,2 a_0 + 51,2 a_1 + 144,9984 a_2 = 90,24$$

Para dar solución a este sistema de ecuaciones se realiza mediante calculadora.

$$a_0 = 8,9314$$

$$a_1 = 0,2464$$

$$a_2 = -0,6473$$

$$y = 8,9314 + 0,2464 x - 0,6473 x^2$$

La ecuación que se obtiene es la siguiente:

$$H_B = 8,9314 + 0,2464 Q - 0,6473 Q^2$$

Objetivos y destrezas alcanzadas

- ✓ Aprender a obtener la curva motriz y de rendimiento a través de un paquete computacional o a su vez por medio del método de los mínimos cuadrados.
- ✓ Interpretar cada una de las curvas y analizar los datos respectivos.

6.7 Cavitación Bombas Centrífugas (NPSH)

El NPSH (cabeza de succión positiva neta) está relacionada con el problema de la cavitación, además de la demanda de potencia y capacidad, representa uno de los factores operativos más importantes de una bomba. Debe distinguirse entre el NPSH requerido o proporcionado por el catálogo de la bomba y, además, el disponible por la instalación. Por simple comparación entre el NPSH disponible y el requerido uno puede juzgar si la seguridad operacional de cualquier bomba seleccionada para el sistema respectivo está garantizada o no. La condición para el funcionamiento sin cavitación es:

$$NPSH_{disponible} \geq NPSH_{requerido} + 0,5 \text{ mca} \quad (6-15)$$

El 0,5 mca de columna de agua aparece como un factor de seguridad para garantizar el funcionamiento óptimo sin cavitación de la bomba, Hermetic (2010). El sistema en el lado de entrada de la bomba debe permitir que un fluido suave ingrese a la bomba a una presión suficientemente alta para evitar la cavitación, Gillain (2002).

Sugerencias para evitar la cavitación:

- Mantenga la caída de presión en la línea de entrada al mínimo, es decir, la longitud de la línea lo más corta posible, el diámetro lo más grande posible y el uso mínimo de accesorios de tubería tales como tees, válvulas, etc.
- Mantenga una cabeza estática lo más alto posible.
- Reduzca la temperatura del fluido, aunque es necesario tener precaución ya que esto puede tener el efecto de aumentar la viscosidad del fluido, lo que aumenta la caída de presión, Gillain (2002).

NPSH requerido: depende sólo de los datos de la bomba y no de los del sistema. Cambia para cualquier bomba en función del caudal y de la velocidad, siendo siempre positiva. Los valores de NPSH indicados se basan en mediciones realizadas con agua fría como líquido de bombeo. El NPSH requerido define la capacidad de succión de una bomba en un determinado punto de operación, Hermetic (2010), este valor se obtiene de datos del catálogo de la bomba seleccionada.

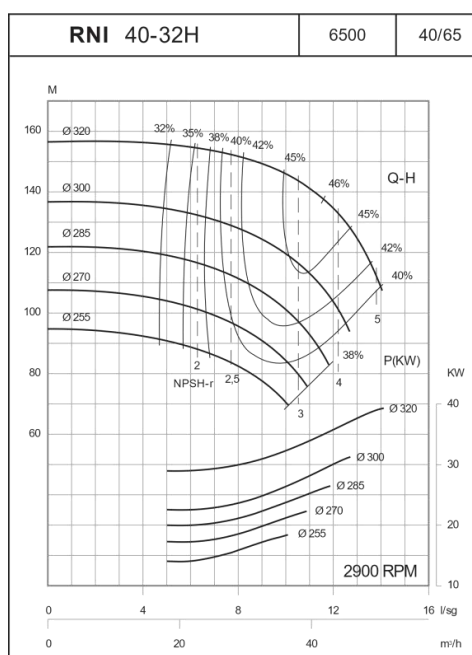


Figura 145. NPSH requerido Catálogo

Fuente: Ideal (2017)

El NPSH disponible: es la altura total disponible en la instalación (boquilla de succión de la bomba) y se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$NPSH_{disponible} = P_{asp} \pm \Delta Z - T_v - h_{pérdidas} \quad (6-16)$$

En la ecuación (6-14), el NPSH disponible estará en mca, es decir P_{asp} , ΔP , T_v , $h_{pérdidas}$ se deben ingresar en mca. Es importante recalcar que depende del fluido que se esté transportando en la instalación.

P_{asp} : Es la presión de aspiración, debe ser ingresada en presión absoluta, es decir Presión manométrica + Presión Atmosférica. Hay que recordar que la presión atmosférica depende de la altura a la cual se va a colocar la instalación.

Tabla 53. Influencia de la altitud en la Presión Atmosférica y el Punto de ebullición

ALTITUD SOBRE EL NIVEL DEL MAR (m)	PRESIÓN ATMOSFÉRICA (Pa)	PUNTO DE EBULLICIÓN (°C)
0	101.300	100
200	98.900	99
500	95.500	98
1.000	89.900	97
2.000	79.500	93
4.000	61.600	87
6.000	47.200	81

Fuente: Ksb (2006)

ΔZ : Es el desnivel geométrico medido desde la lámina de agua de aspiración hasta el eje de la bomba instalada. Puede tener un signo positivo y negativo desde el punto de vista de instalación de la estación de bombeo.

ΔZ (Positivo): Para operación con presión de entrada positiva **Figura 146**, la bomba está instalada por debajo del nivel del líquido.

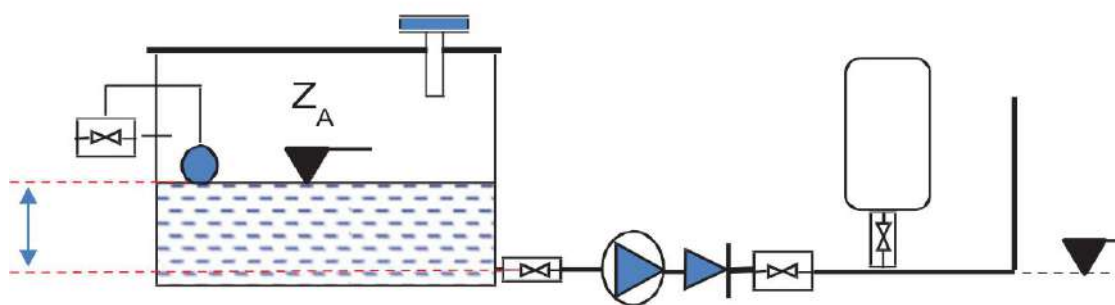


Figura 146. Instalación con carga positiva

Fuente: Ksb (2006)

ΔZ (Negativo): Para la operación de elevación por succión **Figura 147**, la bomba se instala por encima del nivel de agua de succión.

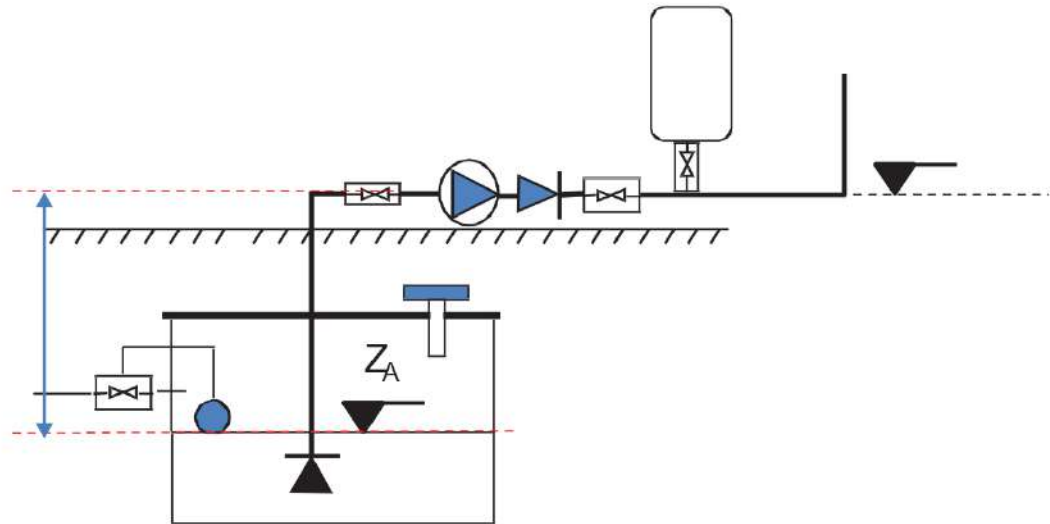


Figura 147. Instalación con carga negativa
Fuente: Ksb (2006)

P_v: La presión de vapor de un líquido a una temperatura dada (t), es la presión que hace que el líquido hierva (se evapore) formando burbujas internas.

Tabla 54. Presión de vapor del Agua

TEMPERATURA °C	PESO ESPECÍFICO (N/m ³)	PRESIÓN DE VAPOR P _v (kPa)
0	9.810	0,61
5	9.810	0,87
10	9.810	1,23
15	9.810	1,71
20	9.790	2,33
25	9.780	3,40
30	9.770	4,25
35	9.750	5,62
40	9.730	7,38
45	9.710	9,60
50	9.690	12,3
55	9.670	15,7
60	9.650	19,9
65	9.620	25,1
70	9.590	31,2
75	9.560	38,6
80	9.530	47,5
85	9.500	57,9
90	9.470	70,1
95	9.440	84,7
100	9.400	101,3

Fuente: Gillain (2002)

hpérdidas: son las pérdidas existentes en el tramo de aspiración del sistema de bombeo tanto por longitud de tubería y por accesorios. Las ecuaciones para determinar las pérdidas por longitud de tubería (ecuación 3-1) y por accesorios (ecuación 4-2) que se encuentra en función del caudal.

$$h_{Long} = \frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

$$h_{acc} = \frac{8 k Q^2}{\pi^2 g D_{acc}^4}$$

6.8 Curva Resistente de la Instalación

Los sistemas de bombeo en las estaciones se usan con mayor frecuencia para transferir agua de un área a otra (por ejemplo, el sistema de agua de alimentación) o hacer circular agua en un circuito cerrado (por ejemplo, el sistema de transporte de calor primario). Una de sus características es la energía que debe agregarse a un líquido para garantizar que fluya a través del sistema a una velocidad de flujo especificada.

La curva resistente de la instalación representa las condiciones de funcionamiento impuestas por el sistema. Tiene en cuenta tanto el desnivel geométrico de bombeo (Hg), como las pérdidas totales de carga (tuberías y accesorios). En este libro a la curva resistente se la denota como Hr.

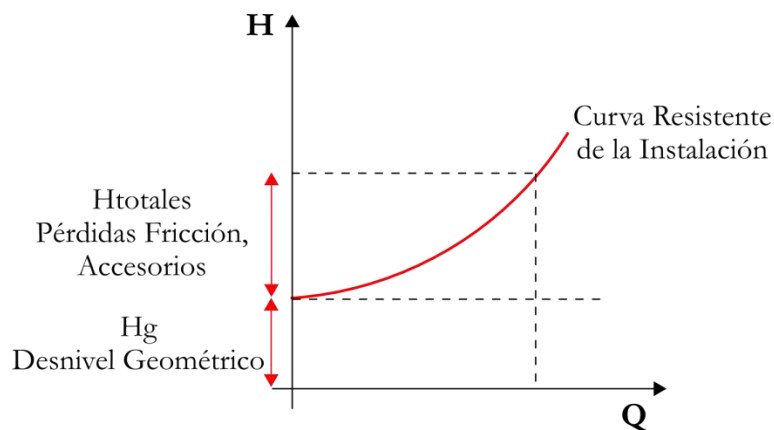


Figura 148. Curva Resistente de la Instalación

Consideraciones en el desnivel geométrico existente.

1. Puntos de análisis láminas de agua (Puntos críticos).

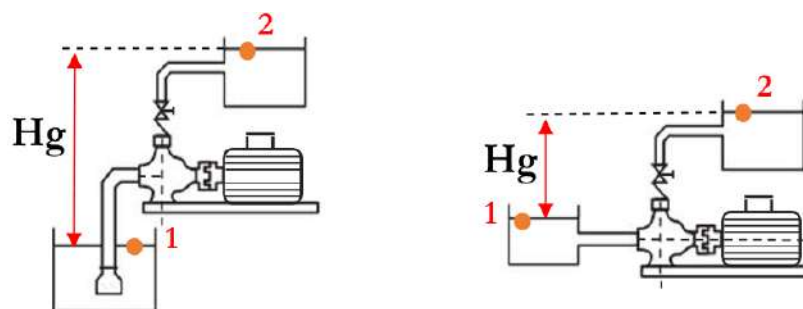


Figura 149. Desnivel Láminas de agua

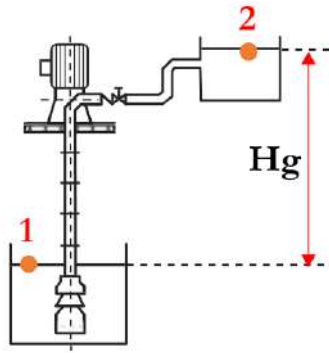


Figura 150. Desnivel Láminas de agua

2. Puntos de análisis, Lámina de agua y Punto de consumo (Puntos críticos).

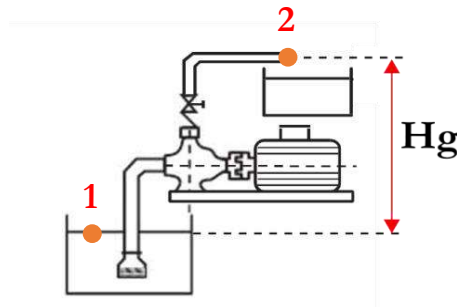


Figura 151. Desnivel punto de consumo

3. Puntos de análisis, Lámina de agua y Tanque presurizado.

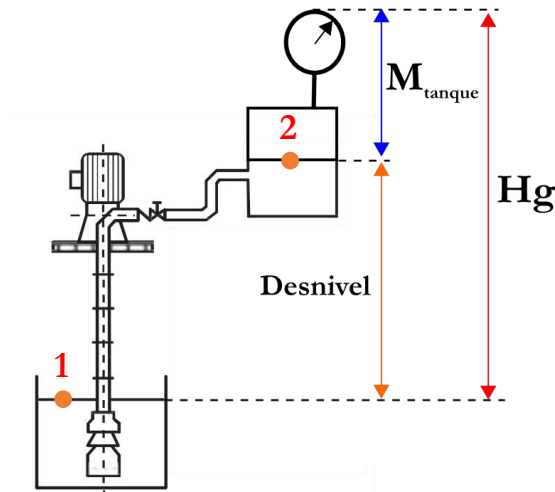


Figura 152. Desnivel tanque presurizado

Hay que recordar que M_{tanque} sería la lectura del manómetro en mcf.

Para una mejor demostración se aplica Bernoulli (ecuación 2-29) entre las láminas de agua, punto (1) y punto (2).

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + H_B = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + h_{Long} + h_{acc}$$

La presión en (1) es atmosférica, es decir la presión manométrica cero (0). Las pérdidas por velocidad aproximadamente cero (0).

$$H_B = \left[\frac{P_2}{\gamma} + (Z_2 - Z_1) \right] + h_{Long} + h_{acc}$$

Es decir, el desnivel geométrico sería, el desnivel existente entre las láminas de agua más lo que marca el manómetro. Si fuese abierto a la atmósfera la presión sería cero (0).

Para verificar la curva resistente se analiza el siguiente sistema.

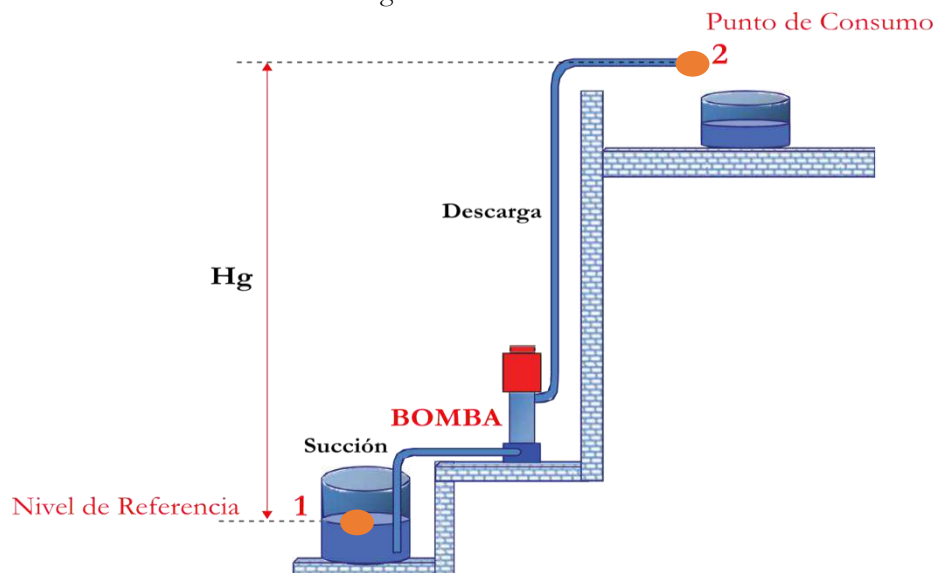


Figura 153. Sistema de Bombeo (Casas Domiciliarias)

Para poder calcular la altura manométrica que proporciona la bomba se plantea la ecuación de Bernoulli (ecuación 2-29) entre el punto (1) y punto (2) **Figura 153.**

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + H_B = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + h_{Long} + h_{acc}$$

Las presiones en uno (1) y dos (2) atmosféricas, es decir la presión manométrica cero (0). Las pérdidas por velocidad aproximadamente cero (0).

$$H_B = (Z_2 - Z_1) + h_{Long} + h_{acc}$$

$$H_B = Hg + h_{Long} + h_{acc} \tag{6-17}$$

Es decir, bajo la definición de la curva resistente, la cual es igual al desnivel geométrico de bombeo (Hg), más las pérdidas totales de carga (tuberías y accesorios), la ecuación queda:

$$H_r = H_B = Hg + h_{Long} + h_{acc}$$

$$H_r = Hg + h_{Long} + h_{acc} \tag{6-18}$$

6.9 Punto de Funcionamiento

El punto de funcionamiento de la bomba se representa como la intersección de la curva motriz de la bomba y la curva resistente del sistema. Con el tiempo, algunos parámetros de la bomba o del sistema pueden cambiar y como consecuencia, el punto de operación se desplaza a lo largo de la curva motriz, Garibotti (2016).

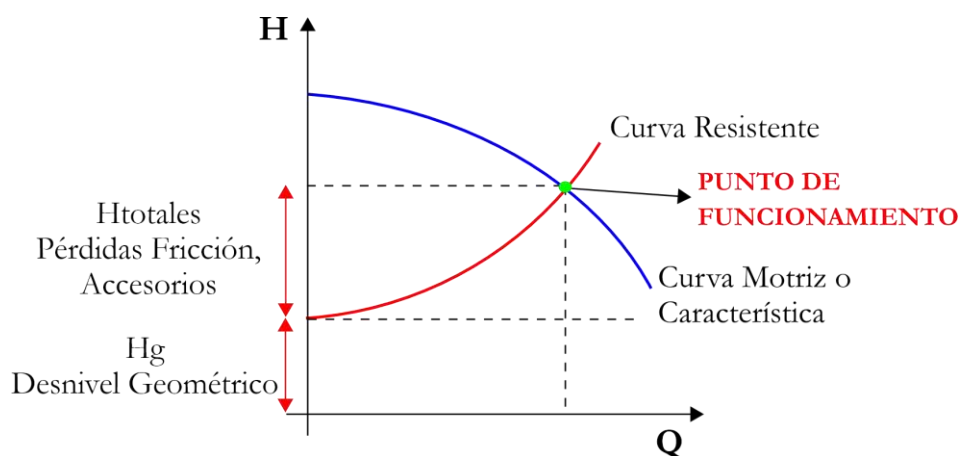


Figura 154. Punto de Funcionamiento

Factores que modifican el punto de funcionamiento

En este libro únicamente se va a estudiar el cambio del punto de funcionamiento por consecuencia de la alteración de la curva resistente de la Instalación. Aspectos para tomar en cuenta:

- ✓ Variación en las presiones de los depósitos.
- ✓ Variación en la cota de las láminas de agua.
- ✓ Cambios de diámetro de la tubería u obstrucción de estas.
- ✓ Quitar o agregar accesorios en el sistema.
- ✓ Variación de las aperturas de las válvulas (Abrir o Cerrar).
- ✓ Modificación del lay out de las tuberías de la instalación.

Instalación recomendada

- ✓ Instalar y fijar la bomba en una base que no esté afectada por vibraciones de otras máquinas.
- ✓ Dejar espacio suficiente alrededor de la bomba para sacar el motor, montar y desmontar la bomba.
- ✓ Instalar la bomba lo más cerca posible al tanque y en una posición más baja que el tanque (succión por inundación).
- ✓ El usuario ha de garantizar que el fluido bombeado no contenga sólidos o partículas extrañas. En caso contrario el usuario ha de colocar una protección en el conducto de aspiración de la bomba.
- ✓ Utilice codos y una longitud pequeña de tubería (aspiración).
- ✓ Instalar el soporte de la tubería de tal forma que el peso de la tubería no cargue directamente la bomba.
- ✓ Instalar la válvula de compuerta en la tubería de descarga para ajustar el índice de caudal y proteger el motor de una sobrecarga.
- ✓ Instalar un manómetro en la tubería de descarga para comprobar las condiciones de funcionamiento como la altura de descarga.
- ✓ Instalar una válvula check, se recomienda el siguiente montaje: Bomba, Válvula check, Válvula de compuerta, Seven Seas (2017).

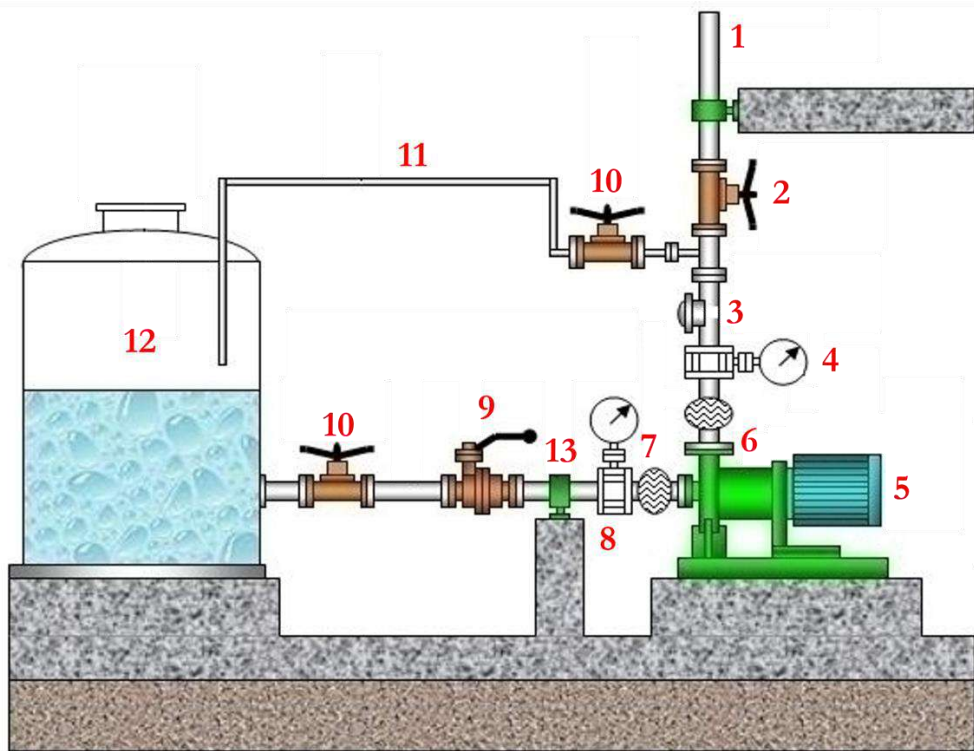


Figura 155. Instalación Recomendada

Fuente: Seven Seas (2017)

Tabla 55. Elementos de una Instalación Recomendada

N ^{ro}	ELEMENTO	N ^{ro}	ELEMENTO
1	Tubería	8	Vacuómetro - Manómetro
2	Válvula de Descarga	9	Válvula de Aspiración
3	Válvula check	10	Válvula de Compuerta
4	Manómetro	11	Tubería de Purga
5	Motor Eléctrico	12	Depósito lámina de agua
6	Bomba	13	Soporte
7	Junta Flexible		

Fuente: Seven Seas (2017)



Figura 156. Manómetro, Vacuómetro

Fuente: Genebre (2016)

Análisis de la apertura de una válvula

La variación de la resistencia de la instalación modificará el punto de funcionamiento, por ejemplo, la apertura parcial de una válvula (aumento de la demanda), desplaza la curva hacia abajo (aumenta el caudal y por tanto las pérdidas de presión disminuyen en el tramo).

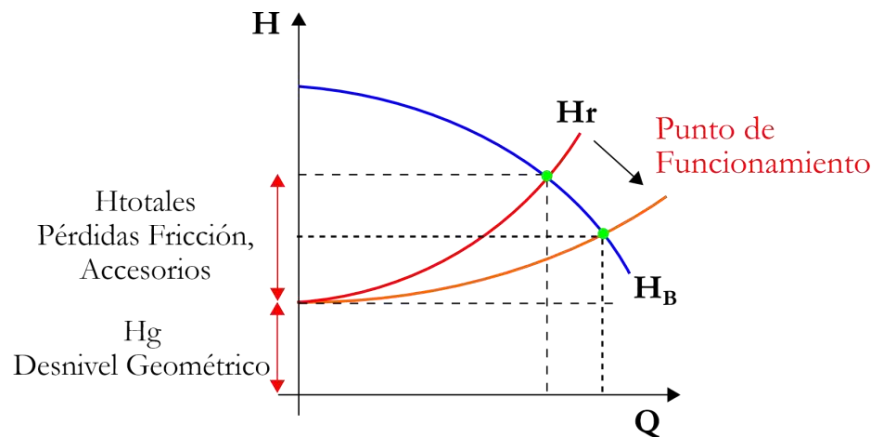


Figura 157. Disminución de Pérdidas Hr

Análisis del cierre de una válvula

De forma similar, el cierre de una válvula aumenta las pérdidas, aumentando la pendiente de la curva resistente y reduciendo el caudal. El caso extremo es el cierre total (pérdidas infinitas) que origina la anulación total del caudal.

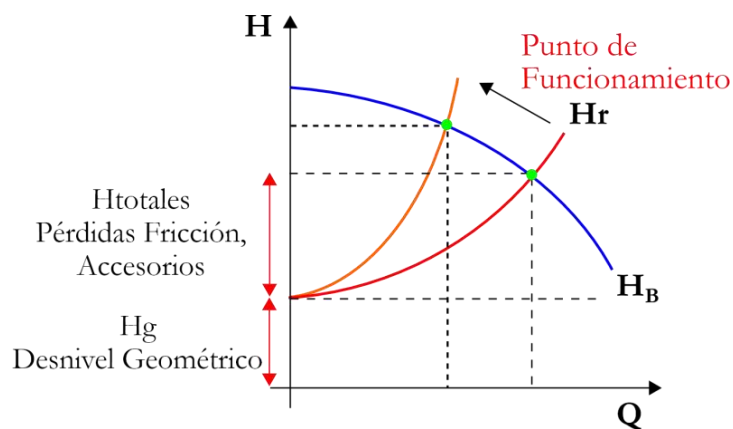


Figura 158. Aumento de Pérdidas Hr

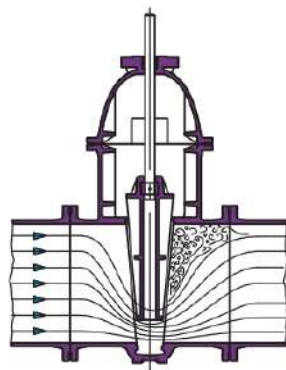


Figura 159. Válvula de Compuerta
Fuente: Erhard (2015)

Análisis del cambio del nivel de la lámina de agua (Tanque se vacía)

La variación del desnivel modificará el punto de funcionamiento, por ejemplo, el vaciado del depósito desplaza la curva resistente hacia arriba (aumenta H_g), y al mismo tiempo se reduce el caudal bombeado (aumenta H_b).

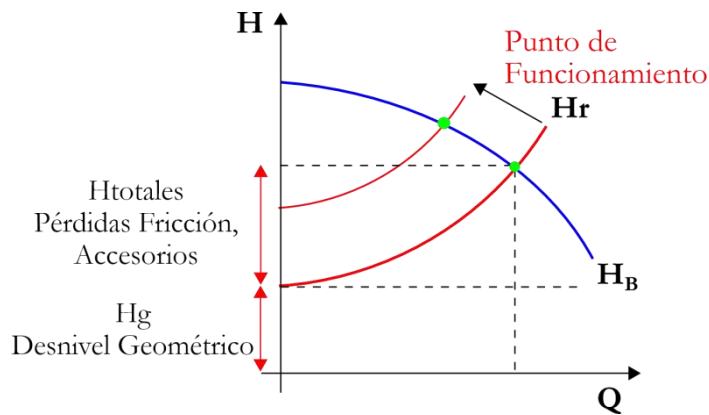


Figura 160. Nivel del Tanque Baja

Análisis del cambio del nivel de la lámina de agua (tanque se llena)

El llenado del depósito reduce la altura necesaria por la bomba y aumenta el caudal bombeado. Por lo tanto, las modificaciones en la instalación son las responsables de la variación del punto de funcionamiento.

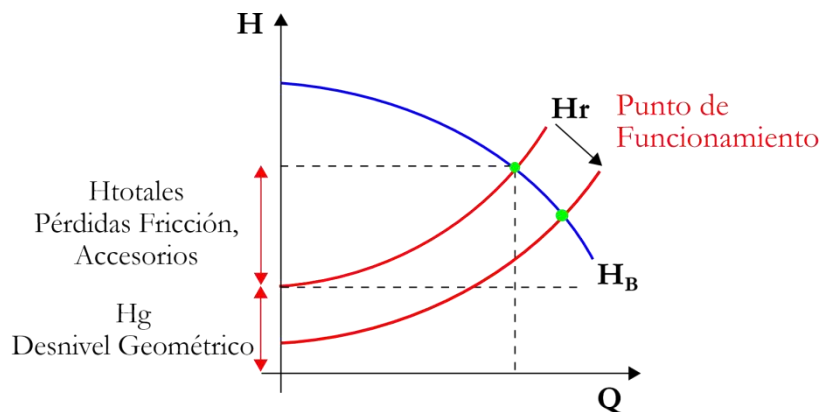


Figura 161. Nivel del Tanque sube

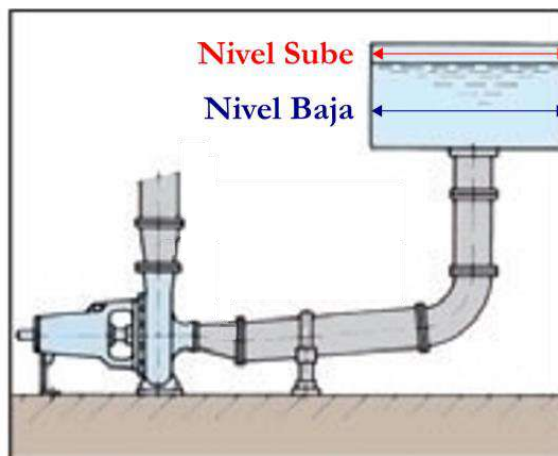


Figura 162. Variación de la Lámina de Agua en el Depósito
Fuente: Ksb (2018)

6.10 Selección de una Bomba Centrífuga (Fluido Agua)

La selección de la bomba está determinada principalmente por la especificación de las condiciones de funcionamiento; en otras palabras, las propiedades de funcionamiento para las que se suministrarán. Las condiciones de funcionamiento comprenden principalmente datos sobre el fluido manejado (por ejemplo, temperatura, densidad, viscosidad, contenido de sustancia seca, o de arena u otras sustancias en el fluido), el caudal del sistema y la altura requerida, el comportamiento de succión y la velocidad de la bomba centrífuga, Know-how (2012). Cuando funcionan a velocidad constante, su caudal (Q) aumenta a medida que disminuye su altura (H).

La bomba sólo puede funcionar de manera confiable si los sistemas de la planta, el fluido a manipular (propiedades y composición), el de control y el modo de funcionamiento coincide con las características de la bomba centrífuga y su sistema hidráulico.

Es importante darse cuenta de que la curva del sistema no siempre permanece constante en el tiempo. Cualquier cambio en la curva da como resultado una modificación en el punto de funcionamiento de la bomba. El rango total de posibles condiciones de carga versus descarga para un sistema dado debe evaluarse antes de que se pueda seleccionar una bomba eficiente para un sistema en particular. La bomba debe tener la capacidad de trabajar en un buen rendimiento en diferentes puntos de funcionamiento, Haman et al. (1994).

6.10.1 Selección preliminar de la Bomba Hidráulica

Un ábaco hace posible hacer una selección preliminar de la bomba hidráulica mirando una amplia gama de tamaños de carcasa de bomba para una velocidad específica del impulsor. Este cuadro ayuda a reducir la elección de bombas que satisfagan los requisitos del sistema.

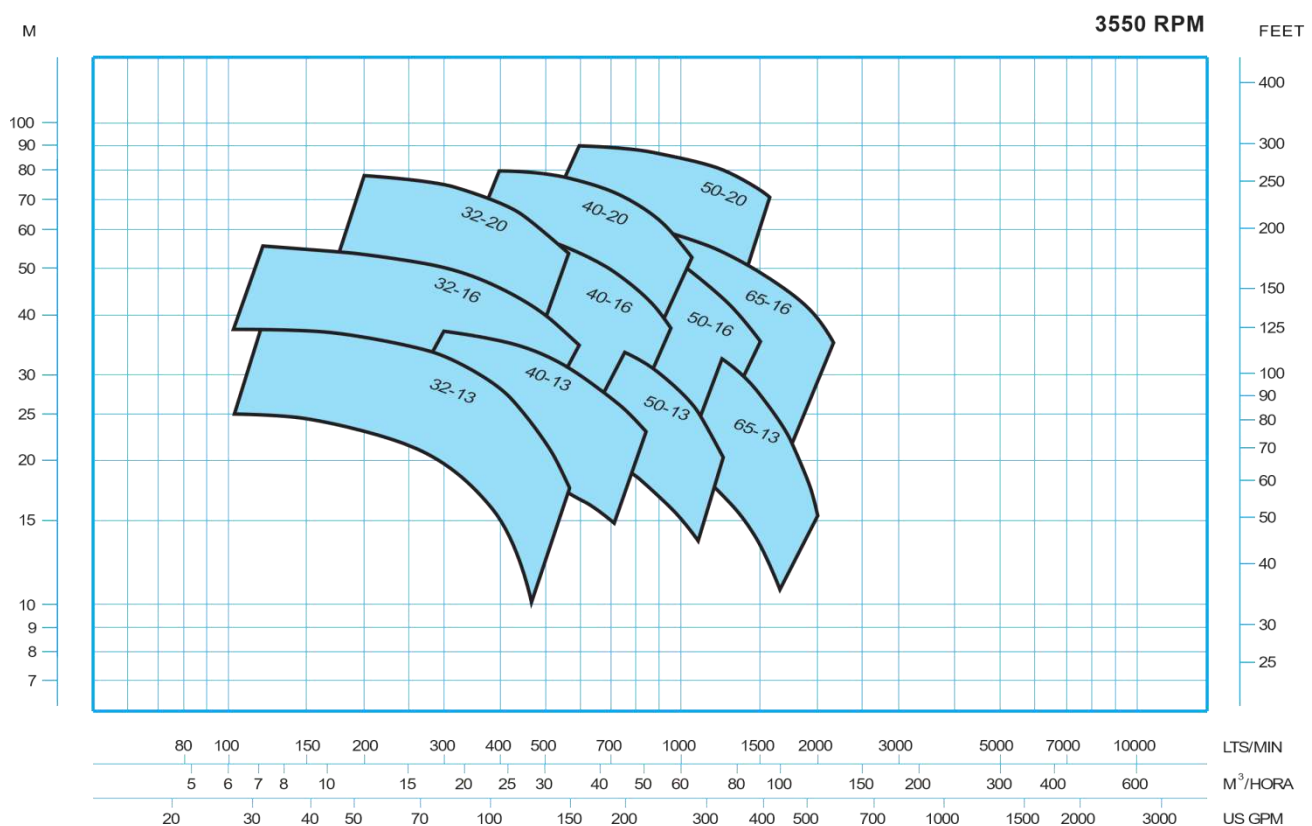


Figura 163. Preselección Bombas ideal, 3550 rpm, 60 Hz

Fuente: Bombas Ideal (2017)

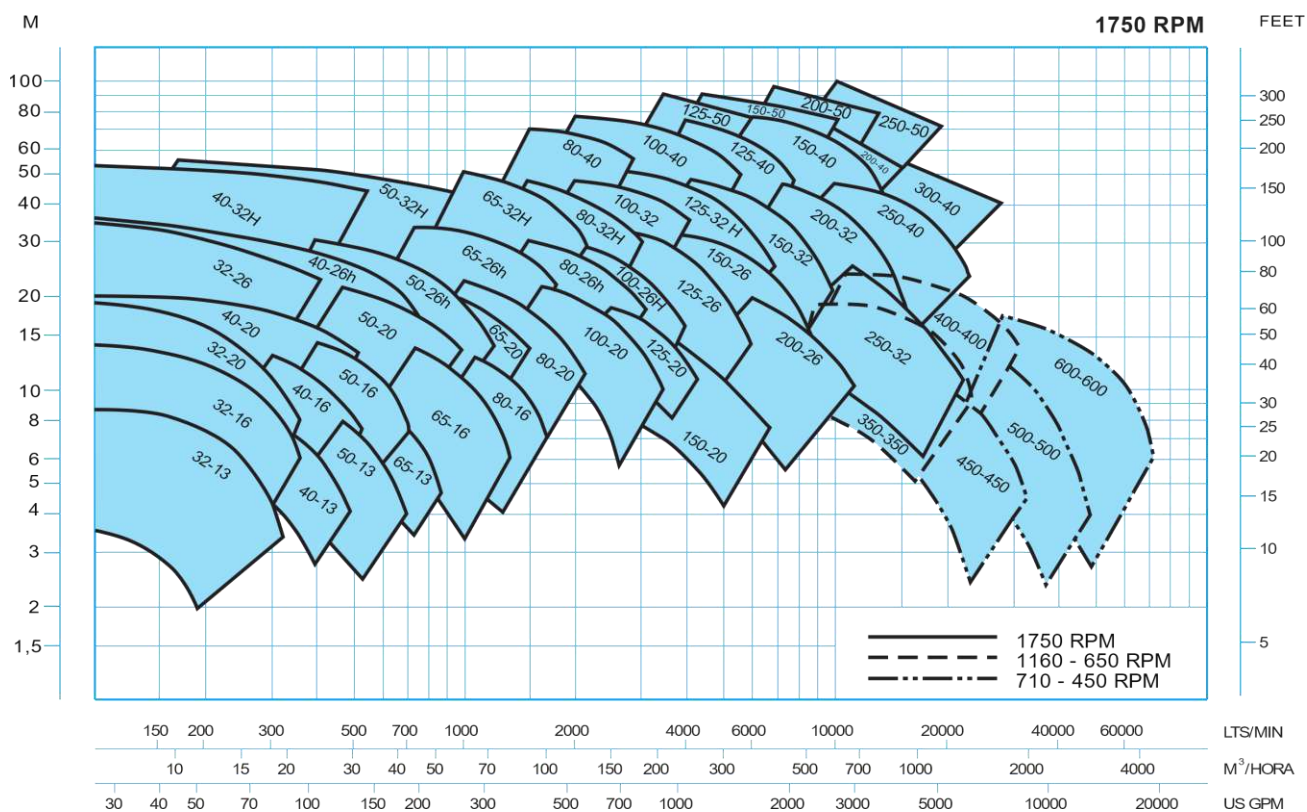


Figura 164. Preselección Bombas ideal, 1750 rpm, 60 Hz

Fuente: Bombas Ideal (2017)

Para poder realizar la preselección de la bomba se necesita el caudal y la altura del punto de funcionamiento, que dependen principalmente del desnivel geométrico y de las pérdidas totales de la instalación.

Como se puede observar en las figuras anteriores existen bombas de distintas velocidades garantizando diferentes puntos de funcionamiento, según la instalación. En el eje de las X se encuentra el caudal que se desea trasegar en la instalación y está en diferentes unidades según el cálculo realizado, y en el eje de las Y está la altura de bombeo en mca o pies.

Bombas con terminación en H o PF, rodamientos lubricados por aceite, resto por grasa.

6.10.2 Selección de la Bomba Hidráulica

Una vez realizada la preselección se verifica la gráfica respectiva, la cual da una presentación compuesta de varias curvas características del impulsor, además da los datos de capacidad y altura, la información de eficiencia, potencia y altura neta de succión positiva requerida. Esta abundancia de datos hidráulicos, todos mostrados simultáneamente en el mismo plano de coordenadas, Whitesides (2003).

En este caso en la utilización de bombas ideal existen las siguientes alternativas:

RNI Electrobombas Centrifugas Horizontales NORMA DIN 24255.

GNI Electrobombas Centrifugas NORMA DIN 24255.

Bombas adecuadas para elevación y trasiego de líquidos en: Minas, industrias, riego, construcción, instalaciones de calefacción y aire acondicionado, municipios, equipos contraincendios, etc., Bombas Ideal (2017).

Diámetro nominal impulsión (mm)

Diámetro rodete aproximado (cm)

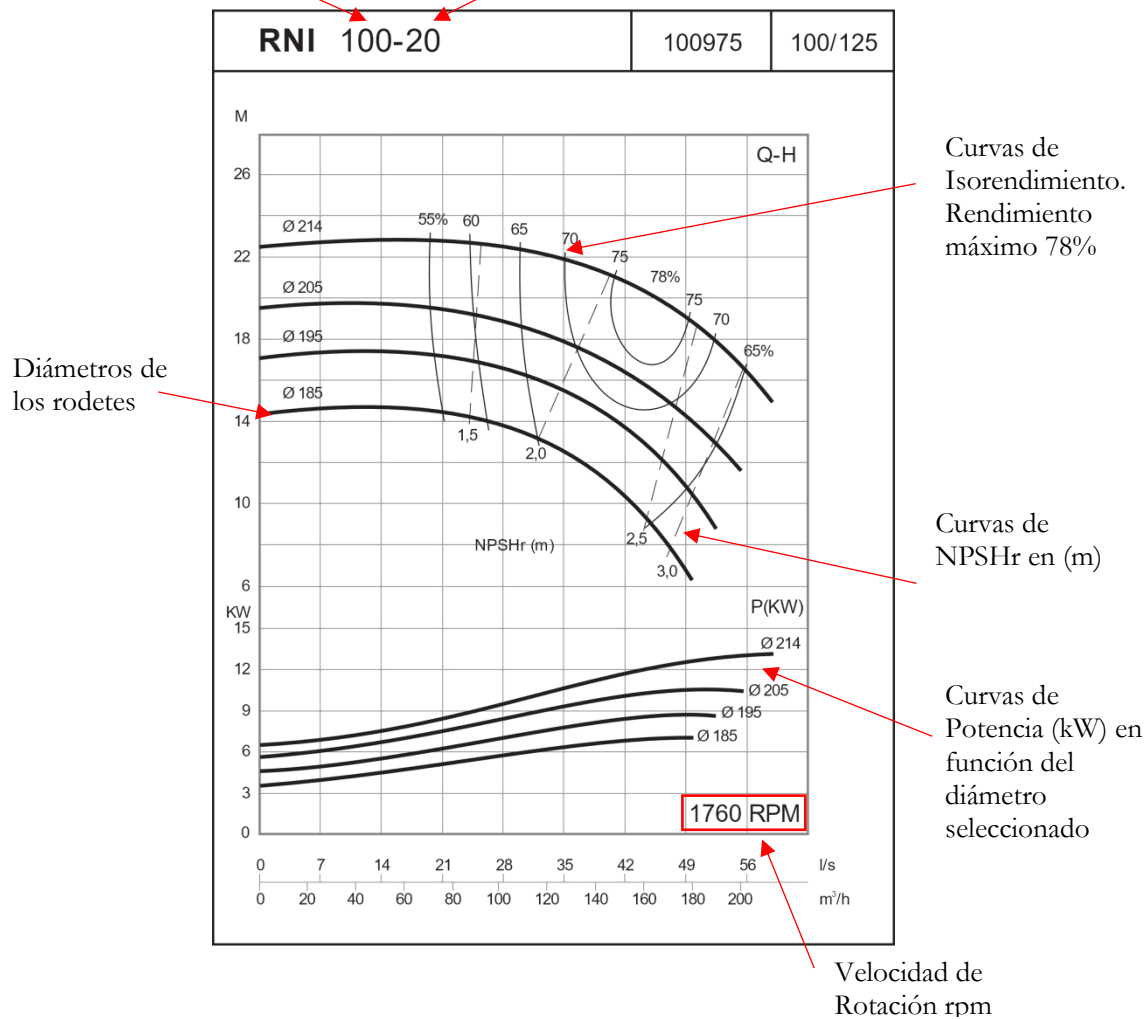


Figura 165. Selección Bombas ideal RNI 100-20, 1760 rpm, 60 Hz
Fuente: Bombas Ideal (2017)





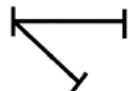



6.10.3 Procedimiento para la selección de una Bomba Centrífuga

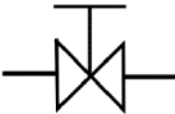

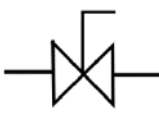











1. Calcular la Curva resistente de la Instalación que está en función de un desnivel geométrico y de las pérdidas por longitud de tubería y accesorios. Considerar el fluido a trasegar: temperatura, la viscosidad cinemática, el peso específico etc.
2. Reemplazar el caudal de funcionamiento para poder obtener la altura de Bombeo, es decir el punto de funcionamiento.
3. O a su vez se puede tener directamente el punto de funcionamiento. Caudal (Q) y altura de bombeo (HB) datos proporcionados por la instalación.
4. Realizar la preselección de la bomba en función del punto de funcionamiento.
5. Verificar la gráfica de la preselección, trazar nuevamente el punto de funcionamiento y seleccionar el rodete adecuado para nuestra instalación.
6. Identificar el rendimiento con el cual trabajará nuestra bomba, así como la potencia y el NPSH requerido para que no se produzca el fenómeno de cavitación.

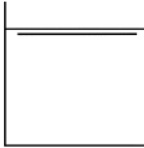

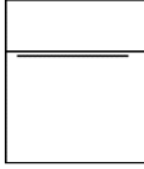
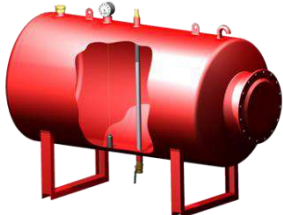



6.10.4 Simbología para la resolución de los Ejercicios de Aplicación

A continuación, se plantean los símbolos que se van a utilizar en los esquemas hidráulicos en la ejecución de los ejercicios de aplicación.

Tabla 56. Simbología

DESCRIPCIÓN	SÍMBOLO	FIGURA
BOMBA		
DEPÓSITO ANTIARETE		
FILTRO		
REJILLA, VÁLVULA DE PIE		

DESCRIPCIÓN	SÍMBOLO	FIGURA
LLAVE DE COMPUERTA		
LLAVE DE BOLA		
MANÓMETRO		
VÁLVULA CHECK CHECK		
VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL		
VÁLVULA REDUCTORA DE PRESIÓN		
VÁLVULAS DE AIRE (VENTOSAS)		

DESCRIPCIÓN	SÍMBOLO	FIGURA
DEPÓSITO ATMOSFÉRICO		
DEPÓSITO PRESURIZADO		
TUBERÍA DE IDA IMPULSIÓN AGUA FRÍA		
TUBERÍA DE IDA IMPULSIÓN AGUA CALIENTE		

Fuente: Sección HS4 (2003)

Ejercicio de Aplicación 18

Se instala una bomba en un sistema con los siguientes datos:

Caudal $240 \text{ m}^3/\text{h}$, el líquido es agua a $20 \text{ }^\circ\text{C}$, $P_1 = 0,5 \text{ bar}$, diámetro de succión $D_1 = 150 \text{ mm}$, $P_2 = 8,1 \text{ bar}$, diámetro de descarga $D_2 = 125 \text{ mm}$. Diferencia de altura entre la conexión de manómetros 355 mm .

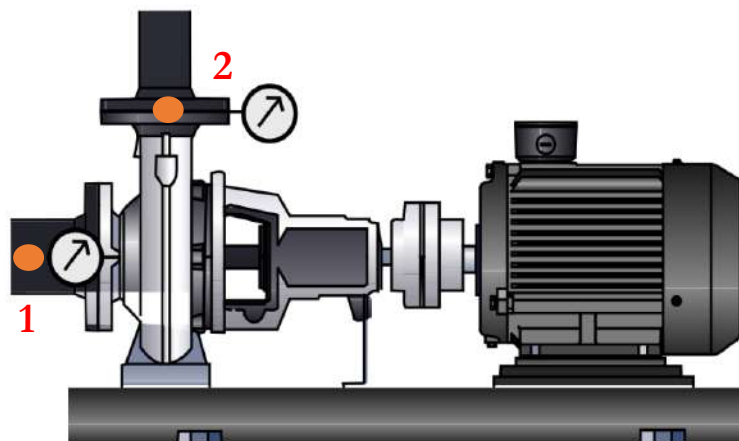


Figura 166. Puntos de análisis

Se aplica Bernoulli (ecuación 2-29) entre el manómetro de entrada (1) y el de salida (2), para obtener la altura de bombeo.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + H_B = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + h_{Long} + h_{acc}$$

Las velocidades se encuentran en función del caudal.

$$H_B = \left[\left(\frac{P_2}{\gamma} - \frac{P_1}{\gamma} \right) + (Z_2 - Z_1) + \left(\frac{8 Q^2}{\pi^2 g D_2^4} - \frac{8 Q^2}{\pi^2 g D_1^4} \right) \right] + h_{Long} + h_{acc} \quad (6-19)$$

No existiría entre los puntos de análisis pérdidas por longitud de tubería ni accesorios.

$$H_B = \left[\left(\frac{P_2}{\gamma} - \frac{P_1}{\gamma} \right) + (Z_2 - Z_1) + \left(\frac{8 Q^2}{\pi^2 g D_2^4} - \frac{8 Q^2}{\pi^2 g D_1^4} \right) \right]$$

De la **Tabla 1** se adquiere los datos de la Viscosidad Cinemática y el Peso Específico a 20 °C.

$$\nu = 1,02E - 06 \frac{m^2}{s}$$

$$\gamma = 9.790 \frac{N}{m^3}$$

El caudal se expresa en m³/s:

$$Q = 240 \frac{m^3}{h} \left[\frac{1 h}{3.600 s} \right] = 0,0667 \frac{m^3}{s}$$

Las presiones se transforman a Pascal y se divide para el peso específico del fluido a 20 °C para obtener en mca.

$$\frac{P_1}{\gamma} = \frac{0,5 \text{ bar} \left[\frac{100.000 \frac{N}{m^2}}{1 \text{ bar}} \right]}{9.790 \frac{N}{m^3}} = 5,107 \text{ mca}$$

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{8,1 \text{ bar} \left[\frac{100.000 \frac{N}{m^2}}{1 \text{ bar}} \right]}{9.790 \frac{N}{m^3}} = 82,737 \text{ mca}$$

El desnivel entre los manómetros es de 355 mm es decir 0,355 m.

Para obtener la altura de bombeo se reemplaza cada uno de los términos en la ecuación (6-19):

$$H_B = \left[\left(\frac{P_2}{\gamma} - \frac{P_1}{\gamma} \right) + (Z_2 - Z_1) + \left(\frac{8 Q^2}{\pi^2 g D_2^4} - \frac{8 Q^2}{\pi^2 g D_1^4} \right) \right]$$

$$H_B = \left[(82,737 - 5,107) + (0,355) + \left(\frac{8 (0,0667)^2}{\pi^2 9,81 (0,125)^4} - \frac{8 (0,0667)^2}{\pi^2 9,81 (0,150)^4} \right) \right]$$

$$H_B = 77,63 + 0,355 + 0,77956$$

$$H_B = 78,76456 \text{ mca}$$

Con los datos de caudal y altura de bombeo se preselecciona la bomba centrífuga.

$$Q = 240 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_B = 78,76456 \text{ mca}$$

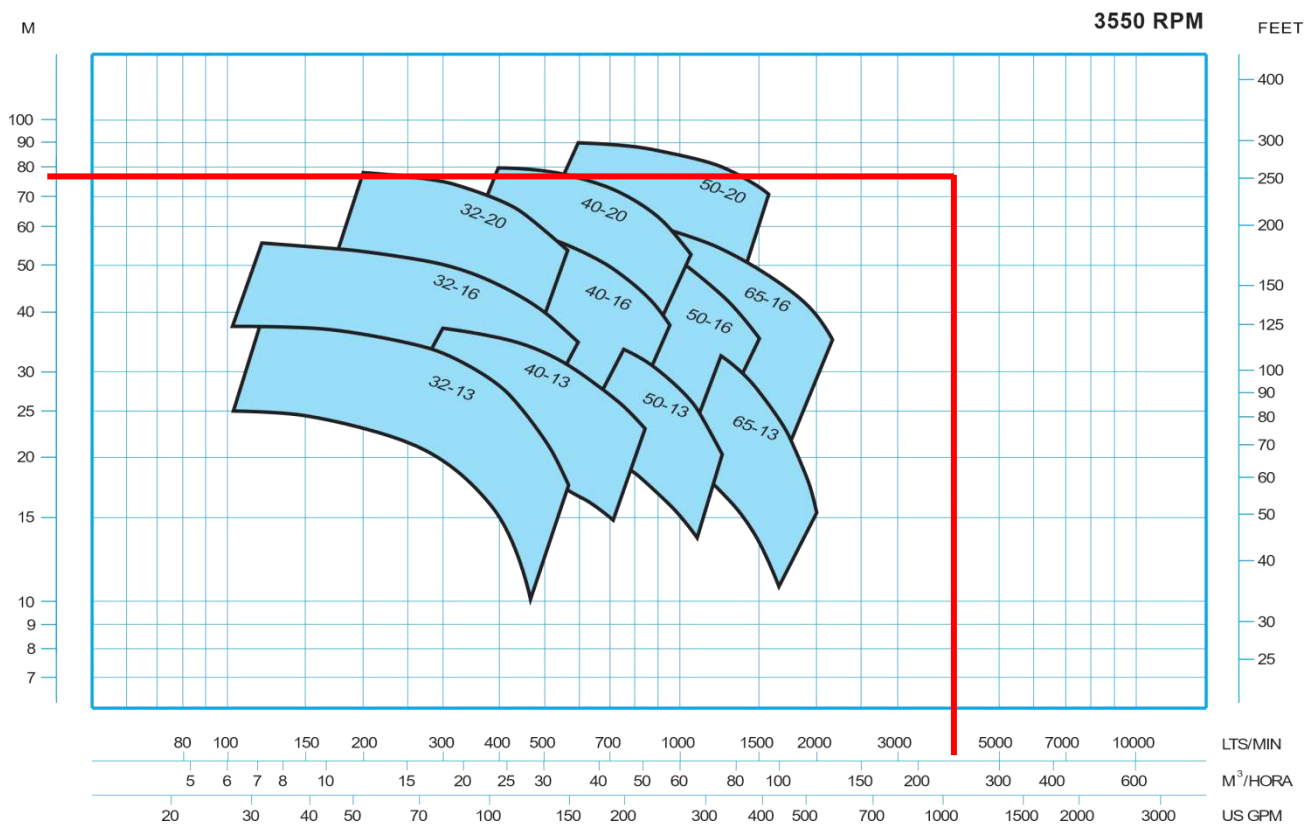


Figura 167. Preselección Caudal 240 m³/h, Altura 78,76 m

Fuente: Bombas Ideal (2017)

Como se puede observar no existe alguna bomba de 3.550 rpm que pueda satisfacer nuestras necesidades, es así que se traza el punto de funcionamiento en los ábacos de 1.750 rpm.

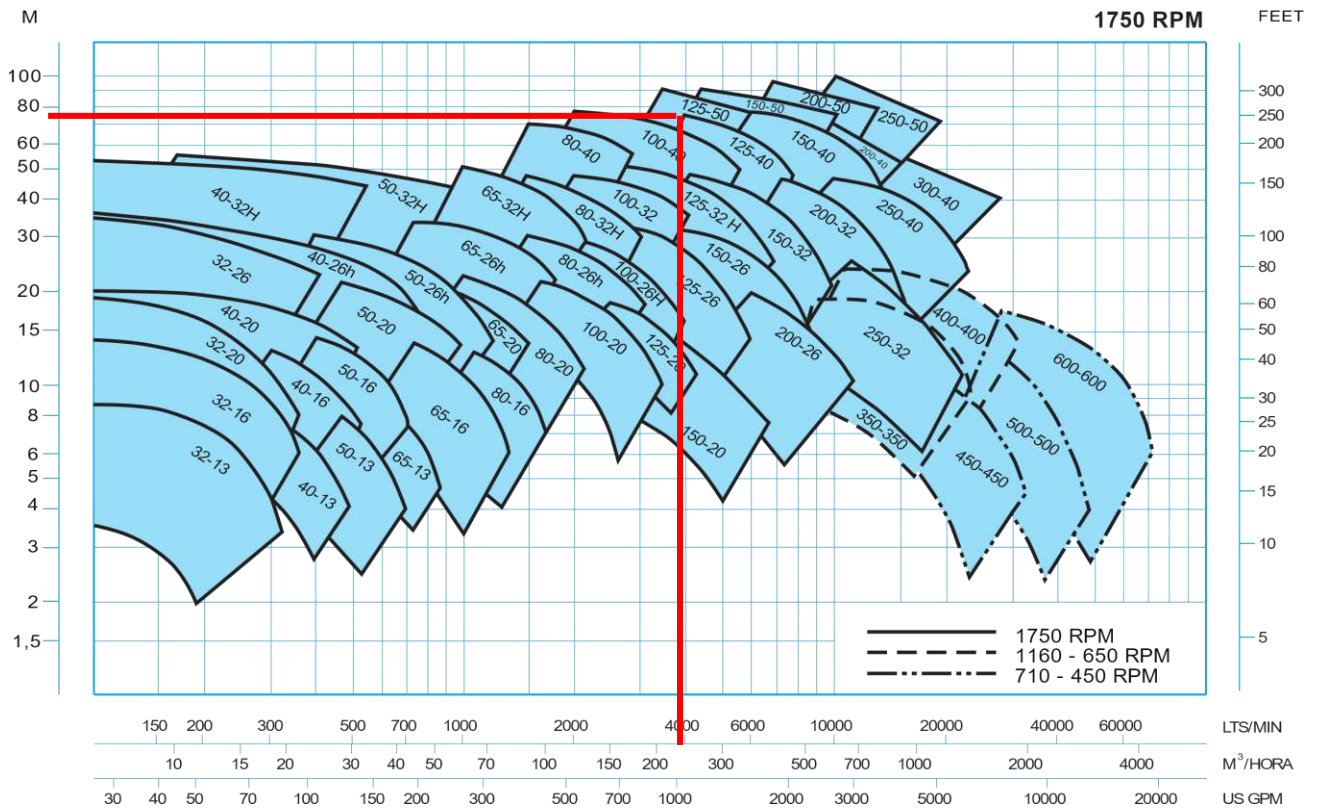


Figura 168. Preselección Caudal 240 m³/h, Altura 78,76 m (RNI 125-50)

Fuente: Bombas Ideal (2017)

Con el punto de funcionamiento trazado se preselecciona la bomba centrífuga **RNI 125-50**.

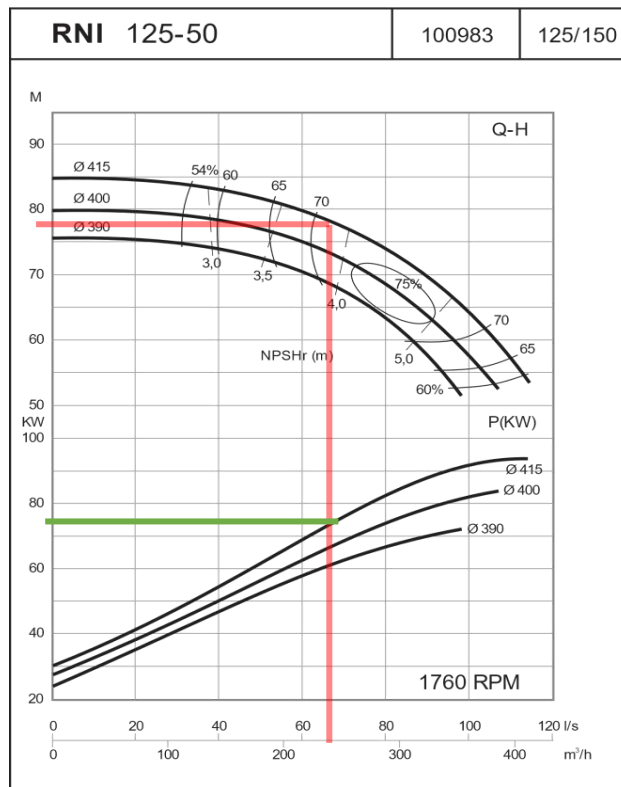


Figura 169. Bomba Centrífuga RNI 125-50 Bombas ideal

Fuente: Bombas Ideal (2017)

Conclusión

La bomba RNI 125-50 seleccionada tendrá las siguientes características.

- ✓ Diámetro del rodete 415 mm.
- ✓ Diámetro nominal de impulsión 125 mm.
- ✓ Rendimiento aproximado 71,5%.
- ✓ Potencia aproximada 72 kW.
- ✓ NPSH requerido de 3,8 m.
- ✓ 1.760 rpm.

Para calcular la potencia de la bomba:

$$P_F(kW) = \frac{\gamma Q H_B}{\eta_B}$$

$$P_F(kW) = \frac{9,79 (0,06667) (78,76456)}{0,715}$$

$$P_F(kW) = 71,8979$$

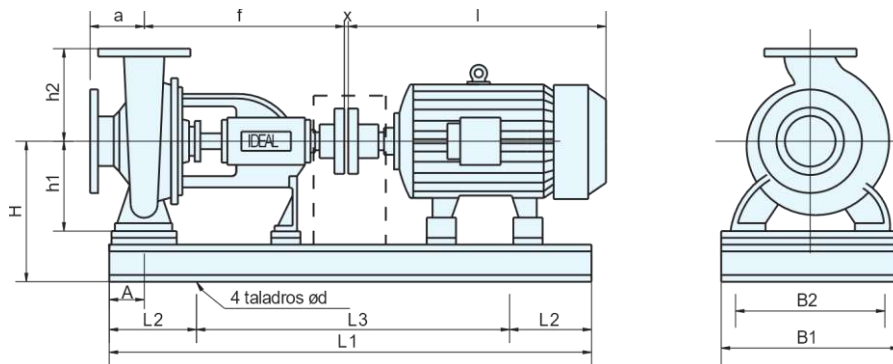


Figura 170. Selección Bombas ideal RNI 125-50, 1760 rpm, 60 Hz

Fuente: Bombas Ideal (2017)

Objetivos y destrezas alcanzadas

- ✓ Aprender a seleccionar una bomba centrífuga y verificar el mejor punto de funcionamiento de la misma.
- ✓ Entender que para la preselección de las bombas se necesitan dos datos fundamentales, caudal y la altura de Bombeo.

Ejercicio de Aplicación 19

Dado la instalación de la **Figura 171** y las curvas facilitadas, seleccionar una bomba comercial que permita trasegar 80 l/s. Los datos característicos de la tubería de impulsión son: LAB = 1.000m, D=250 mm, f=0,017. Y de la válvula instalada en A: k=124 mca/(m³/s)² y D=250 mm.

A continuación, verificar si la bomba cavita calculando el NPSH disponible considerando la válvula de regulación antes de la bomba con un coeficiente adimensional de 12 (Diámetro de 250 mm). Temperatura del fluido 25 °C.

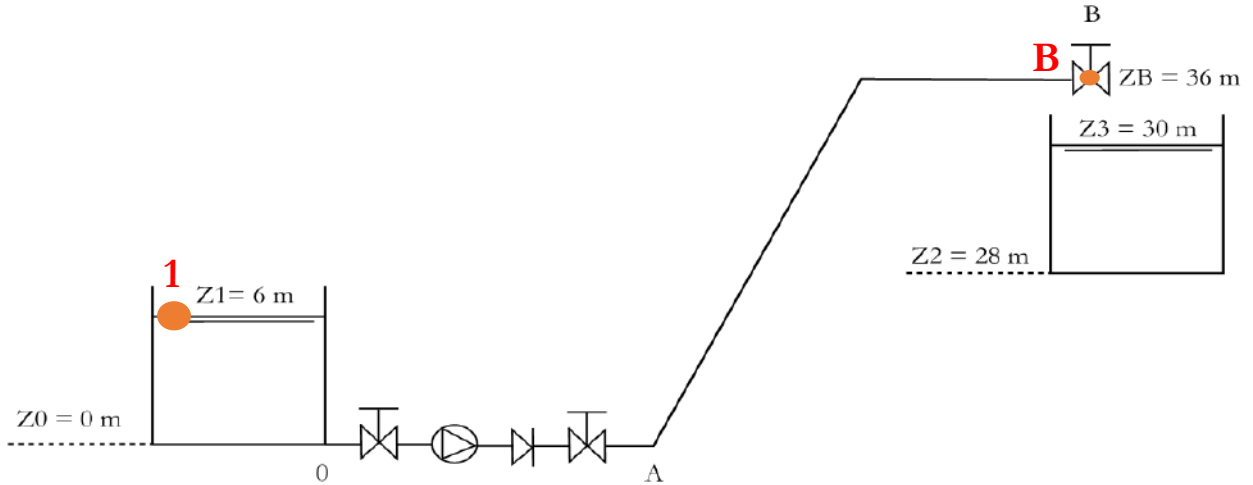


Figura 171. Esquema sistema de bombeo

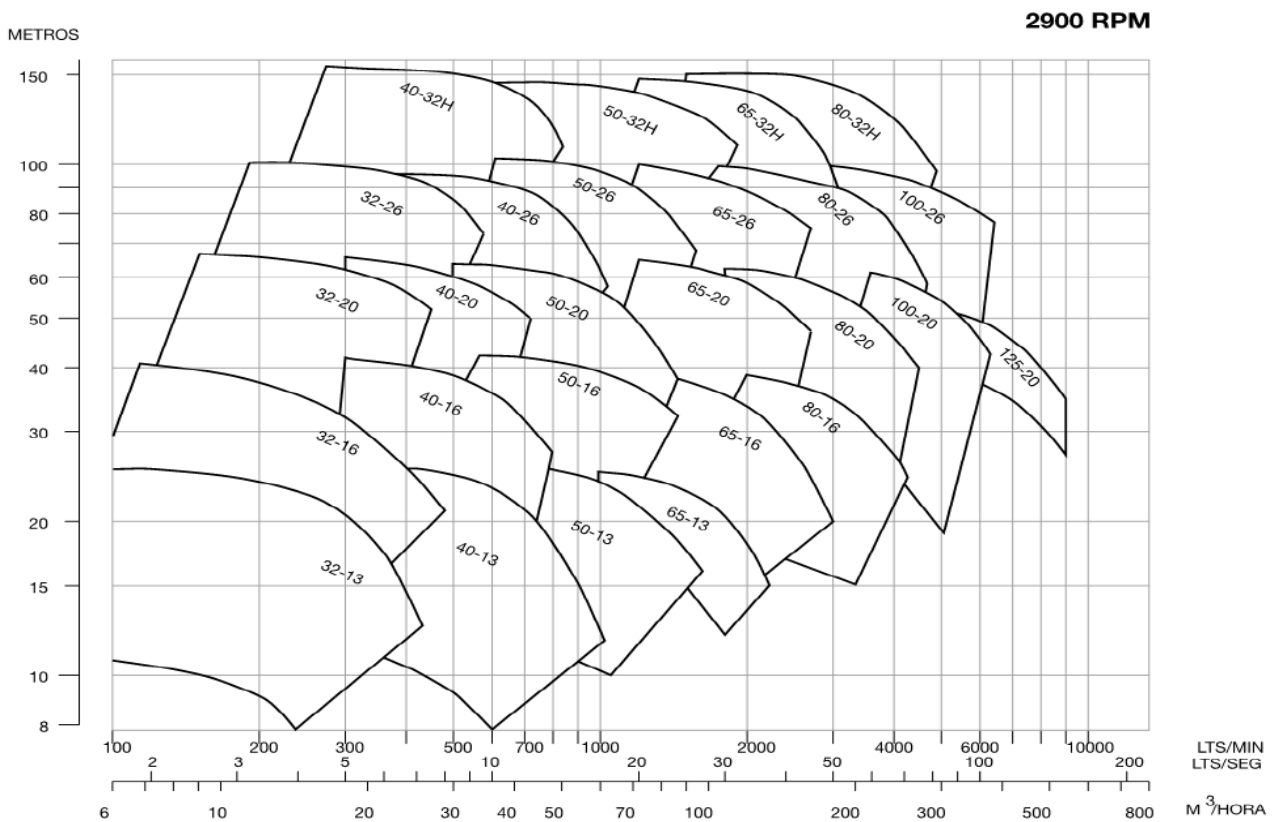


Figura 172. Diagrama preselección de la Bomba

Fuente: Ideal (2018)

Solución

Se aplica la ecuación de Bernoulli (ecuación 2-29) entre los puntos de análisis (1) y (B) estableciendo como nivel de referencia la horizontal que pasa por el punto Z_0 .

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + H_B = \frac{P_B}{\gamma} + Z_B + \frac{V_B^2}{2g} + h_{Long\ 1-B} + h_{acc}$$

Las ecuaciones para determinar las pérdidas por longitud de tubería (ecuación 3-1) y por accesorios (ecuación 5-6) que se encuentra en función del caudal.

$$h_{Long} = \frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

$$h_v = k Q^2$$

Reemplazamos los datos del problema en la ecuación de Bernoulli para hallar la curva resistente.

$$H_B = (36 - 6) + \frac{8(0,017)(1.000)Q^2}{\pi^2 (9,81) (0,25)^5} + (124) Q^2$$

$$H_B = 30 + 1.562,29Q^2$$

Por definición, el desnivel geométrico más las pérdidas por longitud de tuberías y accesorios es la curva resistente de la instalación:

Curva resistente de la instalación

$$H_r = 30 + 1.562,29Q^2$$

En la ecuación de la curva resistente se reemplaza el valor del caudal para obtener la altura de bombeo de acuerdo con las condiciones dadas del ejercicio y así poder ingresar al diagrama de selección de bombas con Q y Hr.

$$H_B = 30 + 1.562,29Q^2$$

$$Q = 0,08 \frac{m^3}{s}$$

$$H_B = 40 \text{ mca}$$

Con los datos obtenidos de Q y HB se verifica en el diagrama el punto de intersección y se preselecciona la bomba. Como se puede observar en el diagrama el punto de intersección para un caudal ($Q = 80 \text{ l/s}$) y una altura de bombeo ($H_B = 40 \text{ mca}$), se ajusta en la preselección **100-20** por lo que se debe seleccionar una bomba con esas características.

Con los datos de la preselección **RNI 100-20** se verifica el diagrama para determinar las posteriores características de la bomba:

METROS

2900 RPM

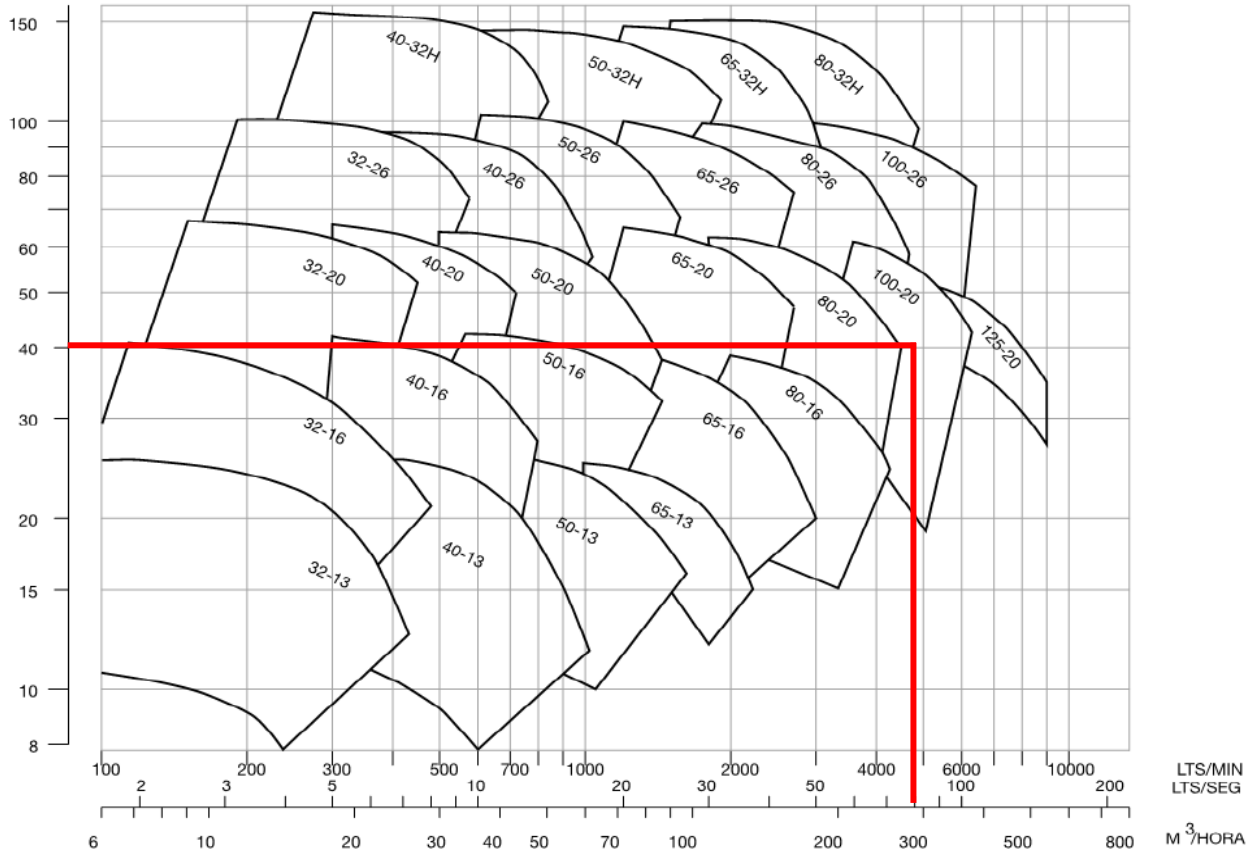


Figura 173. Preselección Caudal 80 l/s, Altura 40 m (RNI 125-50)

Fuente: Ideal (2018)

Con el punto de funcionamiento trazado se preselecciona la bomba centrífuga RNI 100-20.

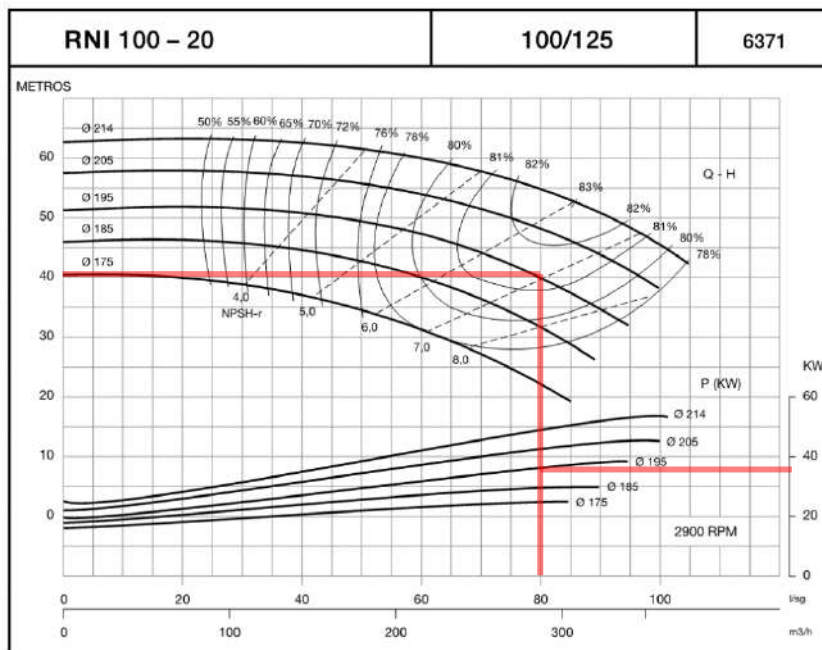


Figura 174. Bomba Centrífuga RNI 100-25 Bombas ideal

Fuente: Ideal (2018)

Conclusión

La bomba RNI 100-25 seleccionada tendrá las siguientes características.

- ✓ Diámetro del rodete 195 mm, Diámetro nominal de impulsión 100 mm.
- ✓ Rendimiento aproximado 82%, Potencia aproximada 38 kW.
- ✓ NPSH requerido de 7 m, 2.900 rpm.

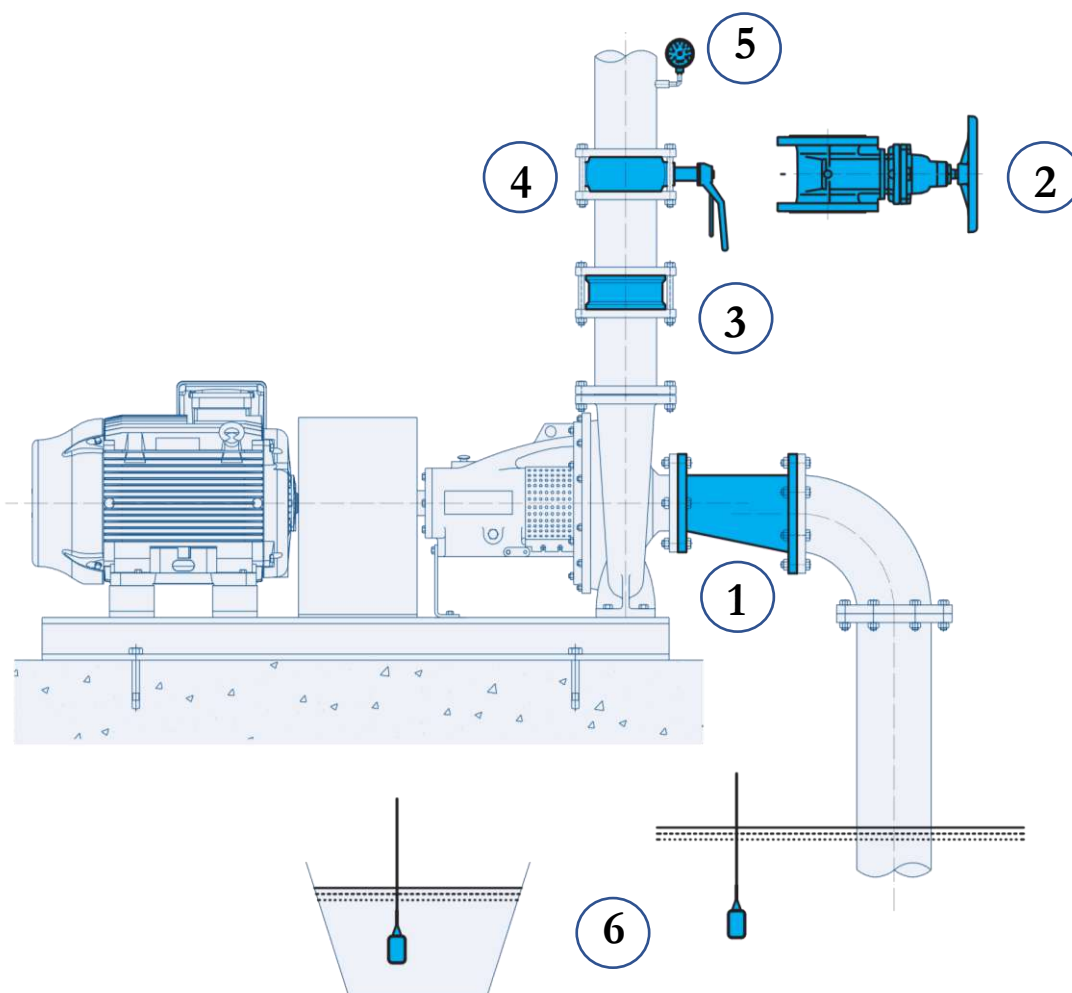


Figura 175. Instalación recomendada

Tabla 57. Instalación Recomendada Bombas Ideal

N ^{ro}	ELEMENTO
1	Cono excéntrico en aspiración
2	Válvula de Regulación
3	Válvula de Retención
4	Válvula de mariposa entre bridas
5	Manómetro
6	Interruptor de nivel

Fuente: Ideal (2018)

Para comprobar si la bomba seleccionada cavita o no se debe cumplir con la siguiente condición (ecuación 6-15):

$$NPSH_{disponible} \geq NPSH_{requerido} + 0,5 \text{ mca}$$

$$NPSH_{disponible} \geq 7 + 0,5 \text{ mca}$$

$$NPSH_{disponible} \geq 7,5 \text{ mca}$$

Para el cálculo del NPSH disponible se utiliza la siguiente ecuación (6-16):

$$NPSH_{disponible} = P_{asp} \pm \Delta Z - T_v - h_{pérdidas}$$

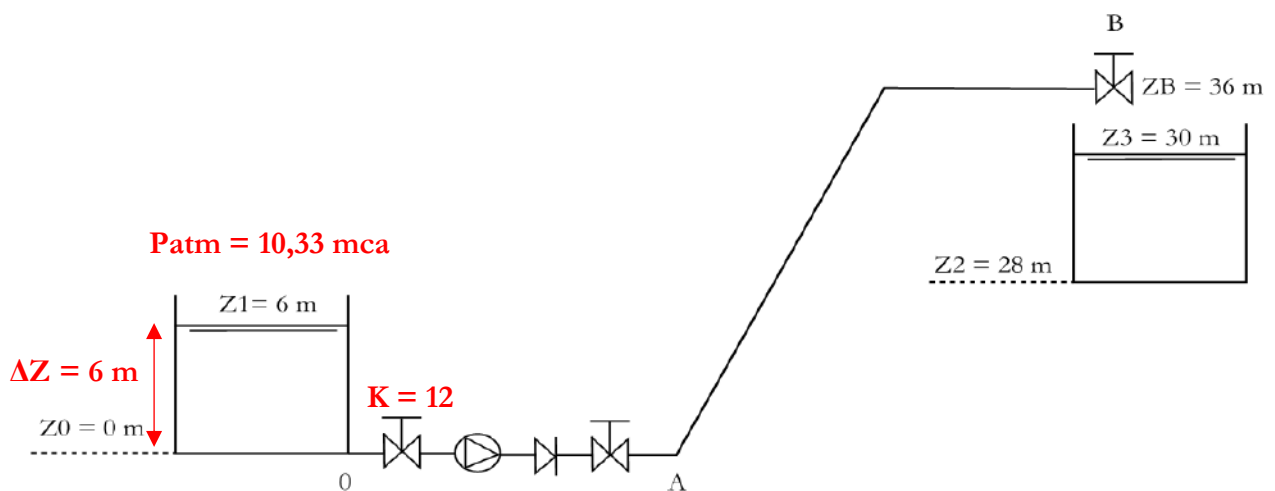


Figura 176. Instalación aspiración

En la **Tabla 54** se puede apreciar la presión de vapor a 25 °C con un valor de 3,47 kPa, este valor se debe ver afectado por el peso específico (9.780 N/m³) para obtener en mca. Valor de la Presión de vapor 0,3476 mca. Se consideran despreciables las pérdidas por longitud de tubería al ser tramos muy cortos.

Se reemplaza los datos (Caudal 0,08 m³/s, y diámetro de la válvula de 250 mm) y se obtiene:

$$NPSH_{disponible} = 10,33 + 6 - 0,3476 - \frac{8(12)(0,08)^2}{\pi^2(9,81)(0,25)^4} = 14,358 \text{ mca}$$

Es decir, la bomba no cavita puesto que:

$$14,358 \geq 7,5 \text{ mca}$$

Objetivos y destrezas alcanzadas

- ✓ Aprender a seleccionar una bomba centrífuga y obtener el NPSH requerido en la instalación para que no se produzca cavitación.
- ✓ Verificar la condición de cavitación y dar alguna solución posible si las bombas se encontrarían en estado de cavitación.

Ejercicio de Aplicación 20

Se desea elegir una bomba para impulsar un caudal de 50 l/s, entre los depósitos indicados en la **Figura 177** posterior. La tubería de impulsión, tubería AB, tendrá una longitud de 7.000 m, diámetro 250 mm y factor de fricción de 0,018. Las válvulas de retención y regulación indicadas en la **Figura 177** tendrán un diámetro de 200 mm, siendo sus coeficientes de pérdidas adimensionales de 1,5 y 5 respectivamente.

- Determinar mediante el diagrama de selección adjunto, la bomba más adecuada para cumplir las exigencias de la instalación.

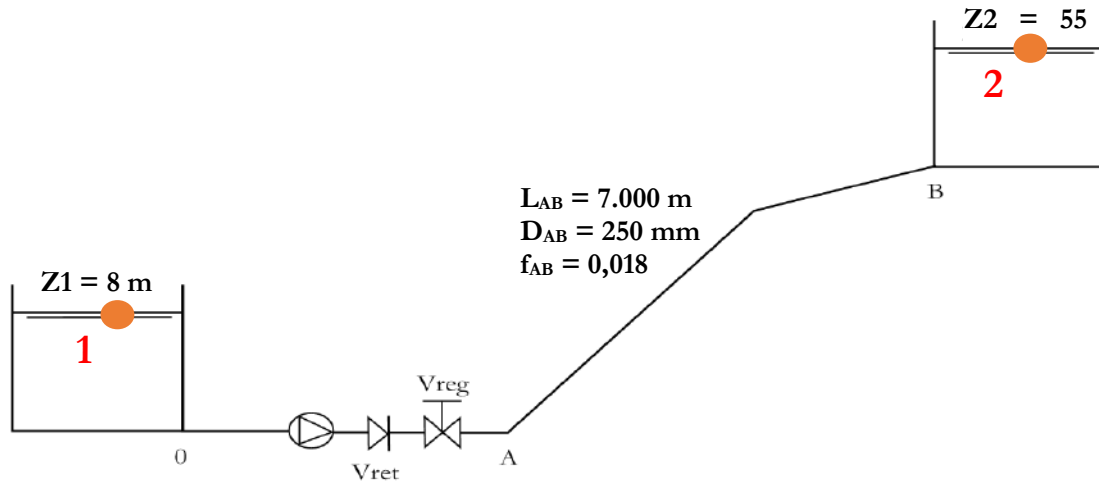


Figura 177. Esquema sistema de bombeo

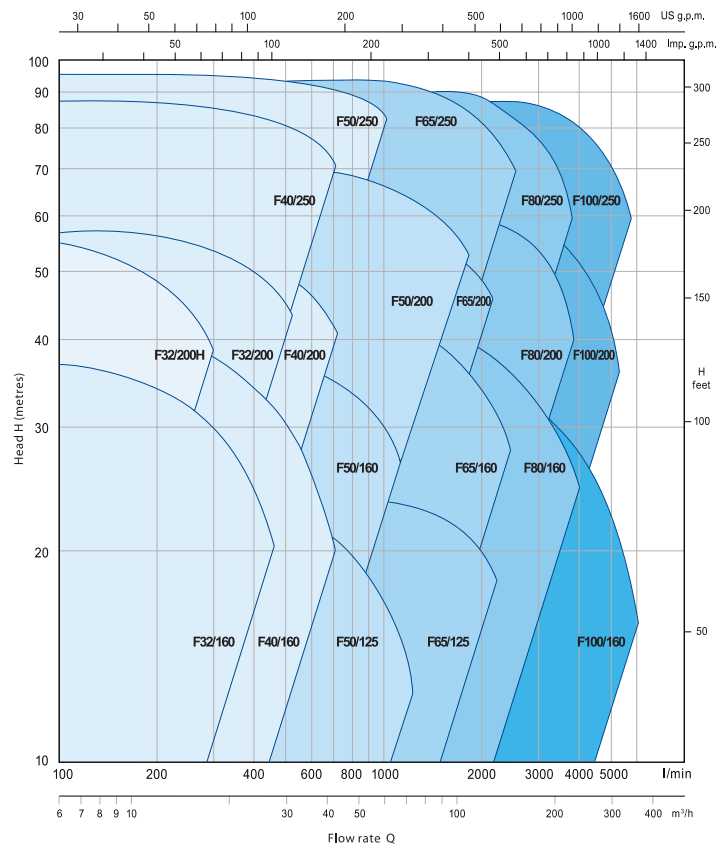


Figura 178. Preselección Bomba Pedrollo
Fuente: Pedrollo (2018)

- Obtener la curva de la bomba seleccionada mediante el método de los mínimos cuadrados y a través del paquete computacional Excel.

Solución

Se aplica la ecuación de Bernoulli (ecuación 2-29), entre los puntos de análisis (1) y (2) estableciendo como nivel de referencia la horizontal que pasa por el punto Z_0 .

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + H_B = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + h_{Long\ 1-2} + h_{acc}$$

Las ecuaciones para determinar las pérdidas por longitud de tubería (ecuación 3-1) y por accesorios (ecuación 4-2) que se encuentra en función del caudal.

$$h_{Long} = \frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

$$h_{acc} = \frac{8 k Q^2}{\pi^2 g D_{acc}^4}$$

Reemplazando los datos del problema en la ecuación de Bernoulli para hallar la curva resistente se obtiene:

$$8 + H_B = 55 + (h_{Long\ 1-2}) + (h_{acc})$$

$$H_B = 55 - 8 + \left(\frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5} \right) + \frac{8 K_v Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

El factor de fricción para todas las tuberías es de 0,018, la longitud del tramo de estudio es de 7000 metros, el diámetro de la tubería de 250 mm y el diámetro de los accesorios de 200 mm:

$$H_B = 47 + \left(\frac{8 (0,018) (7.000) Q^2}{\pi^2 (9,81) (0,25^5)} \right) + \frac{8 (1,5 + 5) Q^2}{\pi^2 (9,81) (0,2^5)}$$

Finalmente, la ecuación de la altura de bombeo es:

$$\mathbf{H_B = 47 + 12.339,206 Q^2}$$

Por definición, el desnivel geométrico más las pérdidas por longitud de tuberías y accesorios es la curva resistente de la instalación:

Curva resistente de la instalación

$$\mathbf{H_R = 47 + 12.339,206 Q^2}$$

En la ecuación de la curva resistente se reemplaza el valor del caudal para obtener la altura de bombeo de acuerdo con las condiciones dadas del ejercicio y así poder ingresar al diagrama de preselección de bombas con Q y Hr.

$$Q = 0,05 \frac{m^3}{s}$$

$$H_B = 77,848 \text{ mca}$$

Con los datos obtenidos de Q y H_B se verifica en el diagrama el punto de intersección y se preselecciona la bomba. Como se puede observar en el diagrama el punto de intersección para un caudal (Q = 3.000 l/min) y una altura de bombeo (H_B = 77,848 mca), se ajusta en la preselección **F80/250** por lo que se debe seleccionar una bomba con esas características.

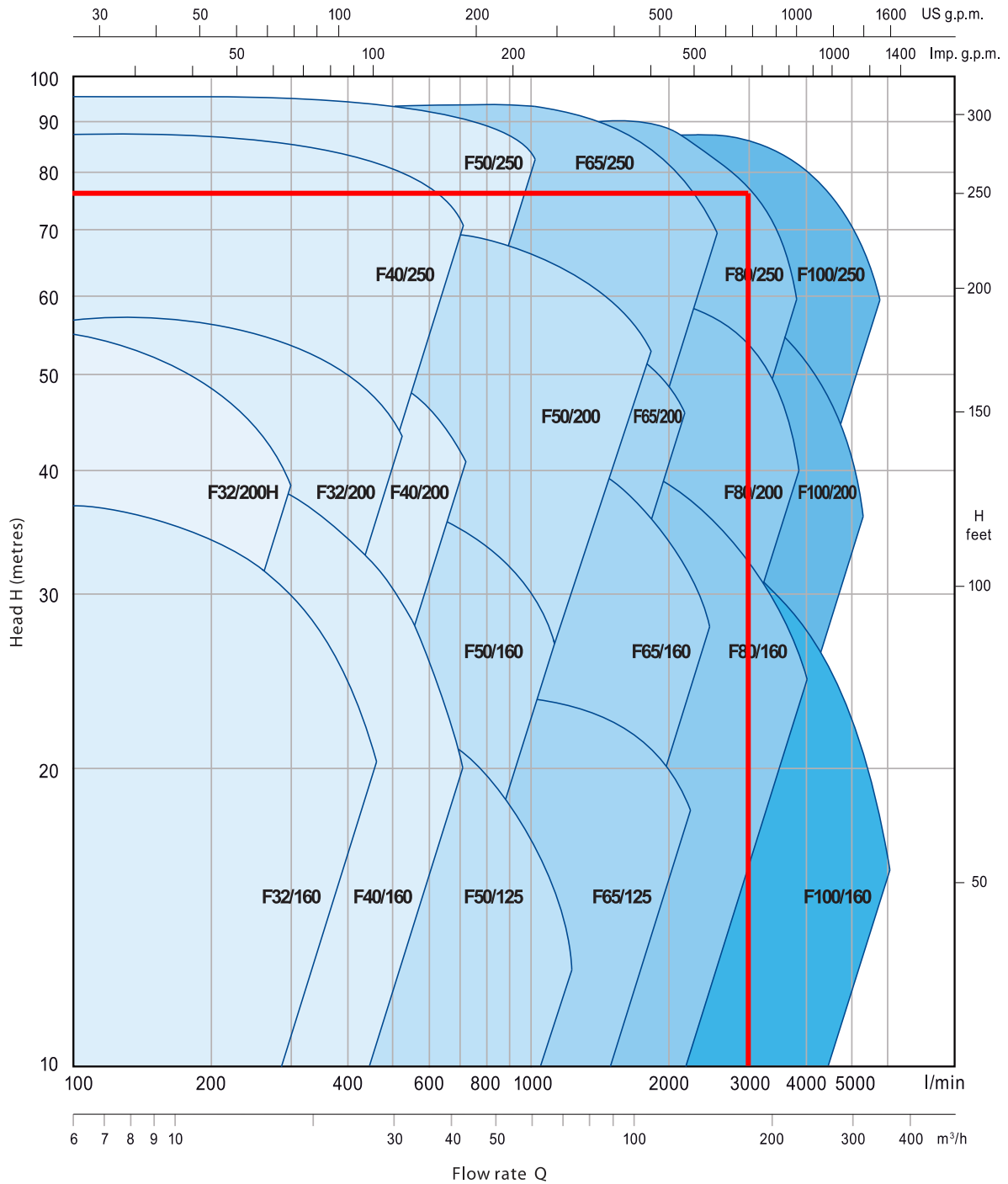


Figura 179. Preselección Caudal 50 l/s, Altura 77,848 m (F80/250)

Fuente: Pedrollo (2018)

Con el punto de funcionamiento trazado se preselecciona la bomba centrífuga **F80-250A**.

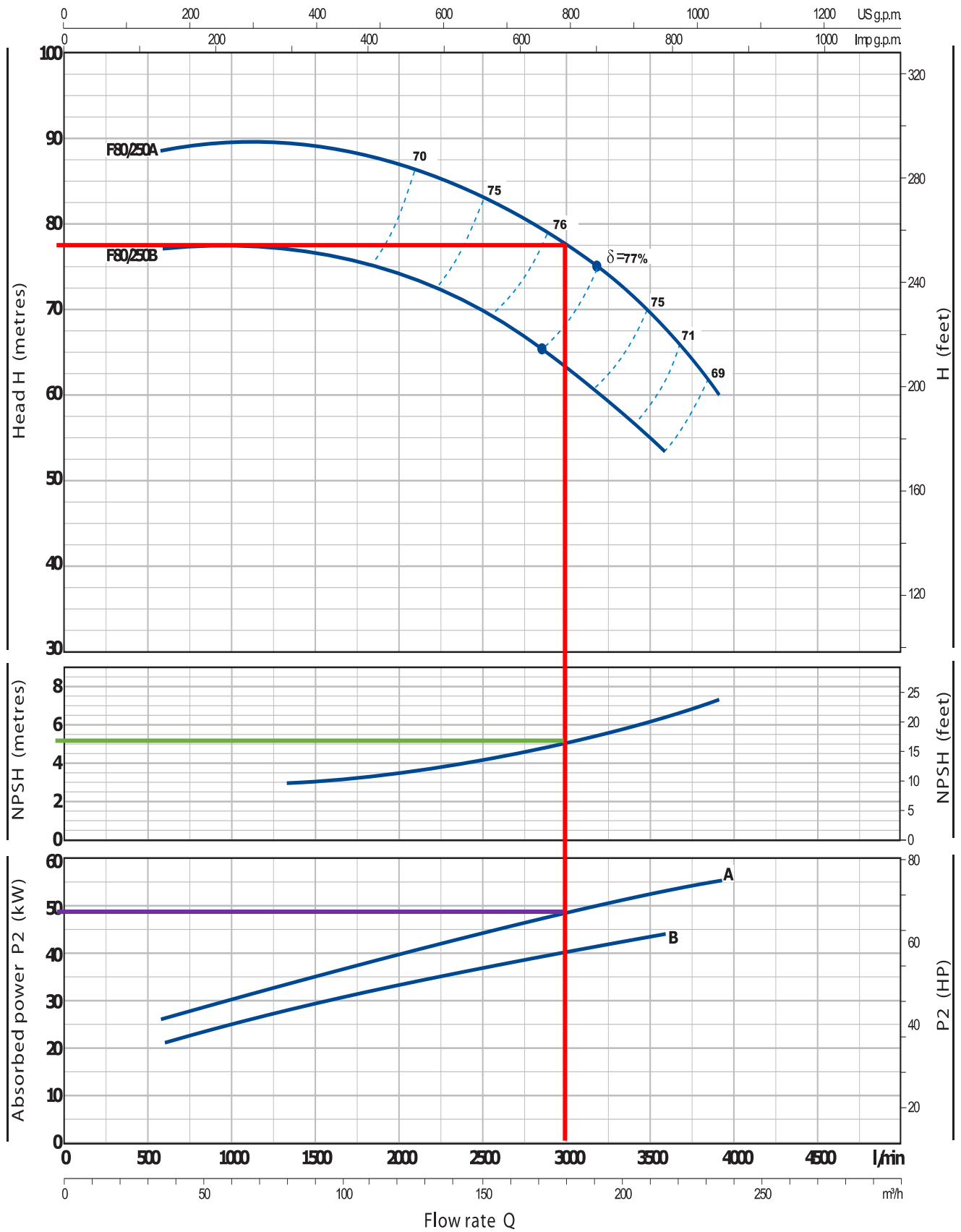


Figura 180. Bomba Centrífuga F80-250 Bombas Pedrollo
Fuente: Pedrollo (2018)

Conclusión

La bomba F80-250A seleccionada tendrá las siguientes características.

- ✓ Diámetro aspiración 100 mm.
- ✓ Diámetro nominal de impulsión 80 mm.
- ✓ Rendimiento aproximado 76,4%.
- ✓ Potencia aproximada 49 kW.
- ✓ NPSH requerido de 5,2 m.

Para calcular la potencia de la bomba:

$$P_F(kW) = \frac{\gamma Q H_B}{\eta_B}$$

$$P_F(kW) = \frac{9,81 (0,05) (77,848)}{0,763}$$

$$P_F(kW) = 49,979$$

2. Para obtener la curva de la bomba seleccionada mediante el método de los mínimos cuadrados y a través del paquete computacional Excel se debe trazar verticales y obtener datos de caudal y altura de la curva seleccionada.

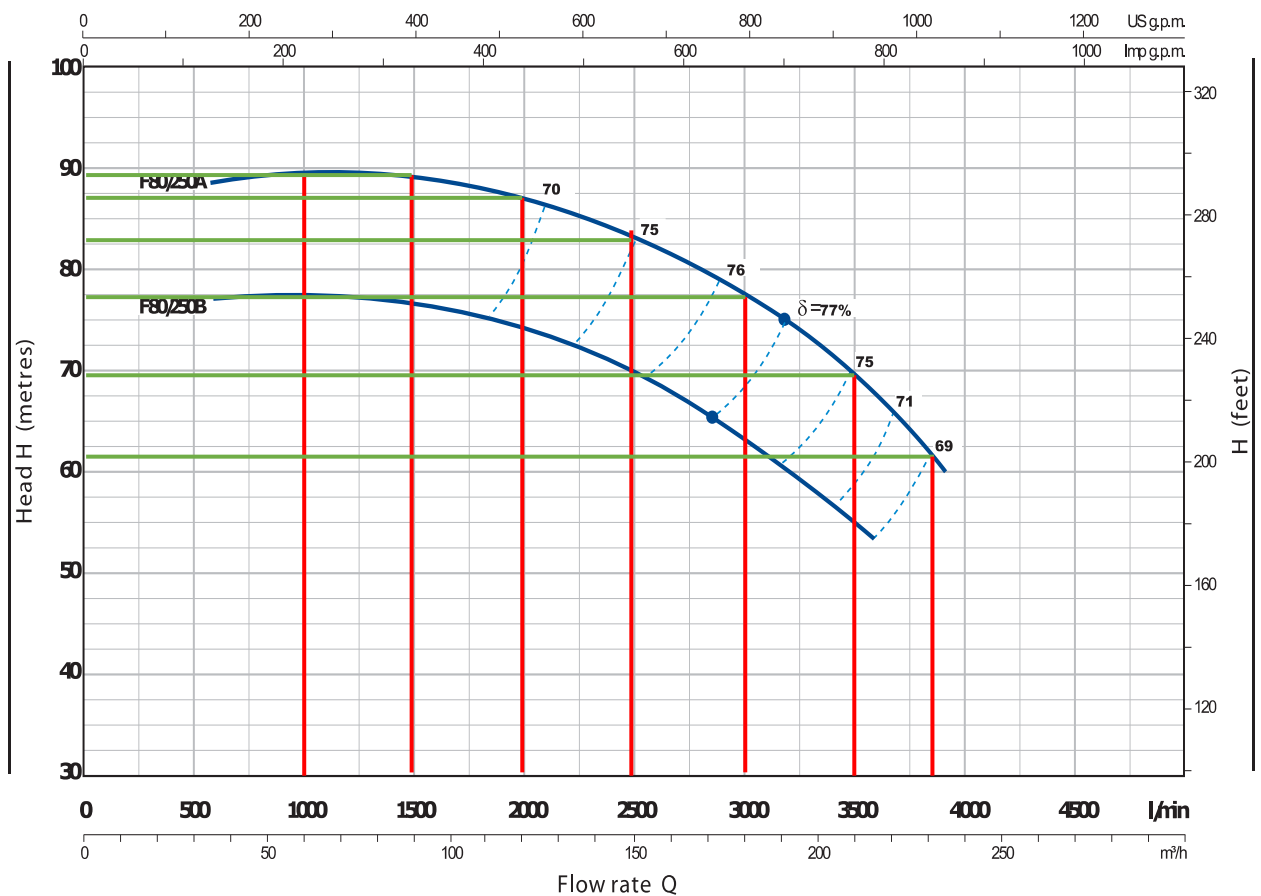


Figura 181. Puntos para extraer datos

Fuente: Pedrollo (2018)

De la curva se extraen datos, en este caso de 7 puntos, (Altura Manométrica, Caudal).

Tabla 58. Datos de Altura, Caudal

Punto	Caudal (l/min)	Altura (mca)
1	1.000	89
2	1.500	89
3	2.000	86
4	2.500	84
5	3.000	77
6	3.500	69
7	3.800	62

Los datos se llevan a una hoja Excel en la cual se realiza la gráfica y se obtiene la ecuación de la curva motriz mediante una línea de tendencia polinomial de 2^{do} grado.

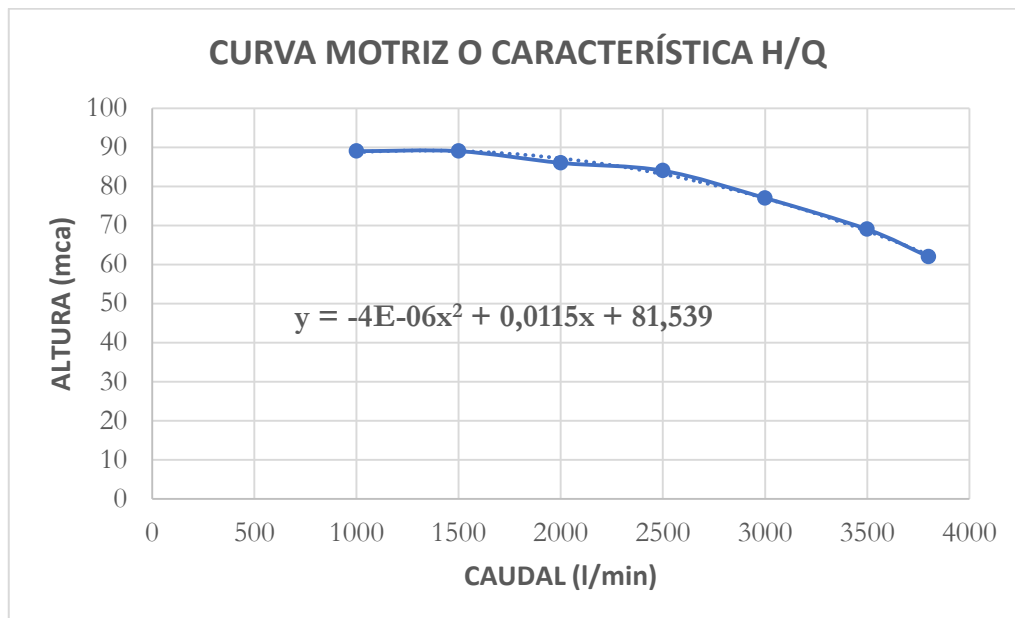


Figura 182. Línea de Tendencia Curva H/Q (Polinomial 2do Grado)

La ecuación que se obtiene es la siguiente:

$$H_B = 81,539 + 0,0115 Q - 0,000004 Q^2$$

Mínimos cuadrados

Para la ejecución de los mínimos cuadrados se debe tomar en cuenta los siguientes pasos:

1. $m a_0 + a_1 \sum_{i=1}^m x_i + a_2 \sum_{i=1}^m x_i^2 = \sum_{i=1}^m y_i$

Donde m es el número de datos.

Tabla 59. Datos de Altura, Caudal Mínimos Cuadrados (Paso 1)

Punto i	x	y	xi ²
1	1.000	89	1.000.000
2	1.500	89	2.250.000
3	2.000	86	4.000.000
4	2.500	84	6.250.000
5	3.000	77	9.000.000
6	3.500	69	12.250.000
7	3.800	62	14.440.000
Σ totales	17.300	556	49.190.000

La ecuación será:

$$7 a_0 + 17300 a_1 + 49190000 a_2 = 556$$

$$2. \quad a_0 \sum_{i=1}^m x_i + a_1 \sum_{i=1}^m x_i^2 + a_2 \sum_{i=1}^m x_i^3 = \sum_{i=1}^m x_i y_i$$

Tabla 60. Datos de Altura, Caudal Mínimos Cuadrados (Paso 2)

Punto i	x	y	xi ²	xi ³	xi yi
1	1.000	89	1.000.000	1.000.000.000	89.000
2	1.500	89	2.250.000	3.375.000.000	133.500
3	2.000	86	4.000.000	8.000.000.000	172.000
4	2.500	84	6.250.000	15.625.000.000	210.000
5	3.000	77	9.000.000	27.000.000.000	231.000
6	3.500	69	12.250.000	42.875.000.000	241.500
7	3.800	62	14.440.000	54.872.000.000	235.600
Σ totales	17.300	556	49.190.000	1,52747E+11	1.312.600

La ecuación será:

$$17300 a_0 + 49190000 a_1 + 1,52747 E + 11 a_2 = 1312600$$

$$3. \quad a_0 \sum_{i=1}^m x_i^2 + a_1 \sum_{i=1}^m x_i^3 + a_2 \sum_{i=1}^m x_i^4 = \sum_{i=1}^m x_i^2 y_i$$

Tabla 61. Datos de Altura, Caudal Mínimos Cuadrados (Paso 3)

Punto i	x	y	xi ²	xi ³	xi ⁴	xi ² yi
1	1.000	89	1.000.000	1.000.000.000	1E+12	89.000.000
2	1.500	89	2.250.000	3.375.000.000	5,0625E+12	200.250.000
3	2.000	86	4.000.000	8.000.000.000	1,6E+13	344.000.000
4	2.500	84	6.250.000	15.625.000.000	3,90625E+13	525.000.000
5	3.000	77	9.000.000	27.000.000.000	8,1E+13	693.000.000
6	3.500	69	12.250.000	42.875.000.000	1,50063E+14	845.250.000
7	3.800	62	14.440.000	54.872.000.000	2,08514E+14	895.280.000
Σ totales	17.300	556	49.190.000	1,52747E+11	5,00701E+14	3.591.780.000

La ecuación será:

$$49.190.000 a_0 + 1,52747 E + 11 a_1 + 5,00701 E + 14 a_2 = 3.591.780.000$$

Resolución de ecuaciones:

$$7 a_0 + 17.300 a_1 + 49.190.000 a_2 = 556$$

$$17.300 a_0 + 49.190.000 a_1 + 1,52747 E + 11 a_2 = 1.312.600$$

$$49.190.000 a_0 + 1,52747 E + 11 a_1 + 5,00701 E + 14 a_2 = 3.591.780.000$$

Para dar solución a este sistema de ecuaciones se realiza mediante calculadora.

$$a_0 = 81,539$$

$$a_1 = 0,0115$$

$$a_2 = -4,3486 E - 6$$

$$y = 81,539 + 0,0115 x - 0,000004 x^2$$

La ecuación que se obtiene es la siguiente:

$$H_B = 81,539 + 0,0115 Q - 0,000004 Q^2$$

En la ecuación de la bomba la altura está en mca y el caudal está en l/min. Ahora se pretende cambiar la ecuación a unidades de Altura en mca y el caudal a m³/s. A continuación, se debe cambiar las unidades de la bomba:

Ecuación de la bomba:

$$H_B = 81,539 + 0,0115 Q - 0,000004 Q^2$$

$$0,000004 Q^2 = Valor Q^2$$

Para el término Q² se reemplaza un caudal referencial en l/min y en m³/s.

$$0,000004 (60000)^2 = Valor (1)^2$$

$$Valor = 14.400$$

Para el término Q se reemplaza un caudal referencial en l/min y en m³/s.

$$0,0115 (60.000) = Valor (1)$$

$$Valor = 690$$

La ecuación de la bomba con el caudal Q en m³/s y H_B en mca queda:

$$H_B = 81,539 + 690 Q - 14.400 Q^2$$

Comprobación:

Caudal de 2500 l/min = 0,041667 m³/s

Ecuación con el caudal de 2500 l/min:

$$H_B = 81,539 + 0,0115 Q - 0,000004 Q^2$$

$$H_B = 81,539 + 0,0115 (2500) - 0,000004 (2500)^2$$

$$H_B = 85,289 \text{ mca}$$

Ecuación con el caudal de 0,041667 m³/s:

$$H_B = 81,539 + 690 Q - 14400 Q^2$$

$$H_B = 81,539 + 690 (0,041667) - 14400 (0,041667)^2$$

$$H_B = 85,289 \text{ mca}$$

Finalmente se comprueba que las dos ecuaciones arrojan el mismo resultado.

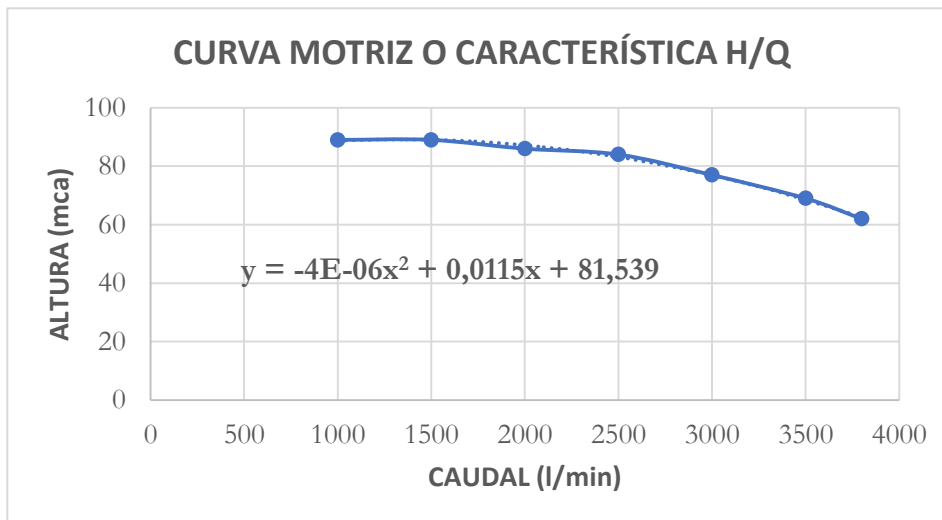
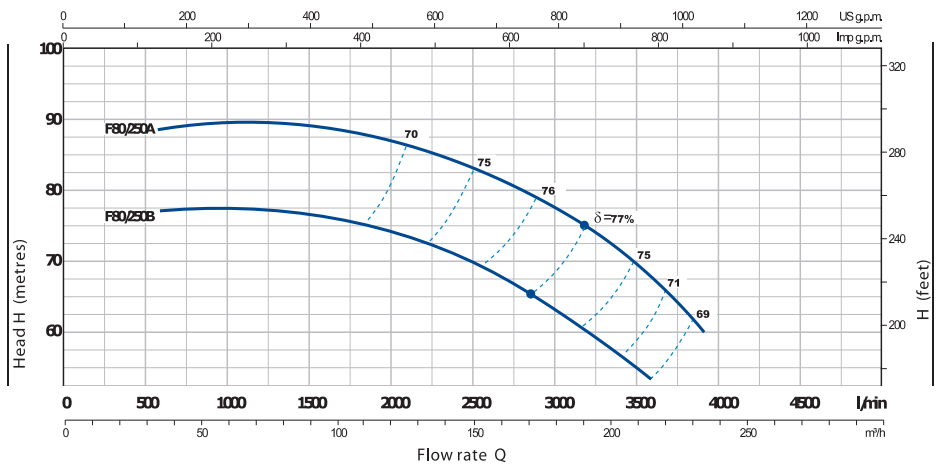


Figura 183. Comparación Curvas Características de la Bomba seleccionada

Ejercicio de Aplicación 21

Dado el esquema de la **Figura 184**, seleccionar de la serie comercial de bombas RNI el modelo necesario (RNI-XXX-XX) y el diámetro de rodete mínimo que debería tener para impulsar un caudal de 100 l/s garantizando en el punto A una presión mínima de 1 bar.

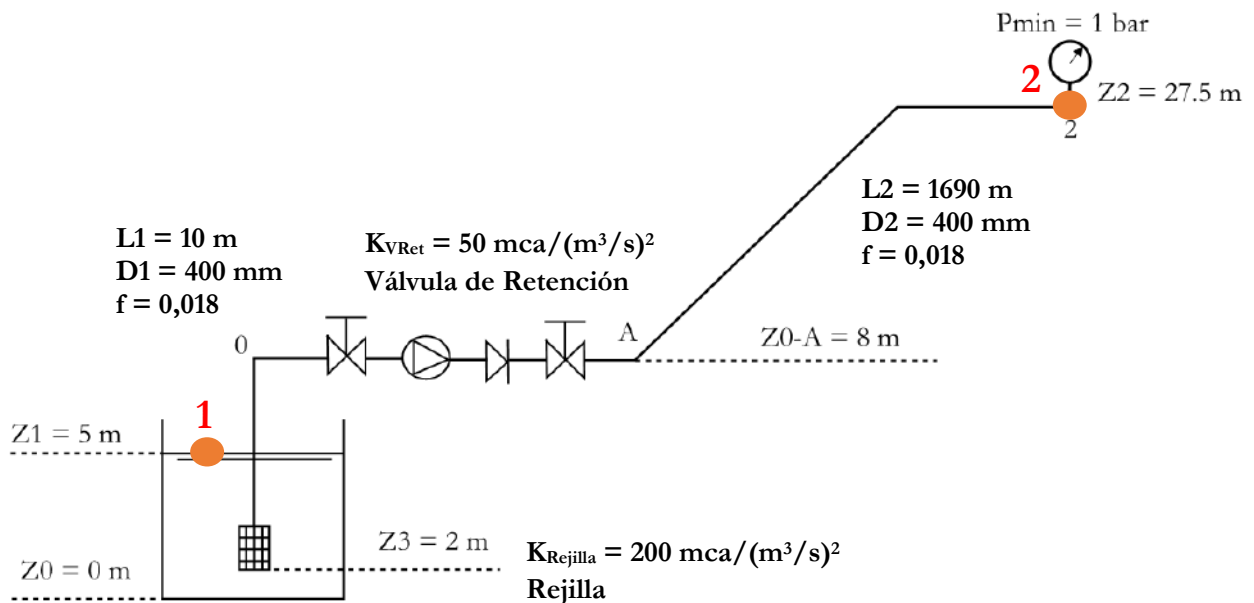


Figura 184. Sistema de Bombeo Instalación

Además:

- a) Si la altura neta positiva requerida de la bomba seleccionada es $NPSHr = 4 + 30 Q^2$, Q en m^3/s , indicar si cavita dicha bomba a ese caudal, considerar una T_v de 0,24 mca a 20 °C.

Solución

Se aplica la ecuación de Bernoulli (ecuación 2-29) entre los puntos de análisis (1) y (2) estableciendo como nivel de referencia la horizontal que pasa por el punto Z_0 .

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + H_B = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + h_{Long\ 1-2} + h_{acc}$$

Las ecuaciones para determinar las pérdidas por longitud de tubería (ecuación 3-1) y por accesorios (ecuación 5-6) que se encuentra en función del caudal.

$$h_{Long} = \frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

$$h_{acc} = k Q^2$$

Reemplazando los datos del problema para hallar la curva resistente se obtiene:

$$5 + H_B = 10,2 + 27,5 + (h_{Long\ 1-2}) + (h_{acc})$$

$$H_B = 32,7 + \left(\frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5} \right) + k Q^2$$

El factor de fricción para todas las tuberías es de 0,018, la longitud del tramo de estudio es de 1700 metros y el diámetro de la tubería de 400 mm:

$$H_B = 32,7 + \left(\frac{8 (0,018) (10 + 1690) Q^2}{\pi^2 (9,81) (0,4^5)} \right) + (200 + 50) Q^2$$

Finalmente, la ecuación de la altura de bombeo es:

$$H_B = 32,7 + 496,912 Q^2$$

Por definición, el desnivel geométrico más las pérdidas por longitud de tuberías y accesorios es la curva resistente de la instalación:

Curva resistente de la instalación

$$H_R = 32,7 + 496,912 Q^2$$

En la ecuación de la curva resistente se reemplaza el valor del caudal para obtener la altura de bombeo de acuerdo con las condiciones dadas del ejercicio y así poder ingresar al diagrama de preselección de bombas con Q y Hr.

$$H_B = 32,7 + 496,912 Q^2$$

$$Q = 0,1 \frac{m^3}{s}$$

$$H_B = 37,669 mca$$

Con los datos obtenidos de Q y H_B se verifica en el diagrama el punto de intersección y se preselecciona la bomba. Como se puede observar en el diagrama el punto de intersección para un caudal (Q = 100 l/s) y una altura de bombeo (H_B = 37,669 mca), se ajusta en la preselección **150-40** por lo que se debe seleccionar una bomba con esas características.

Se selecciona una bomba con una velocidad nominal de 1.450 rpm. La bomba seleccionada es una “150-40” con las siguientes características:

La designación según el fabricante: $\left\{ \begin{array}{l} 150 = \text{DN impulsión (mm)} \\ 40 = \text{Dmáx. Rodete (cm)} \\ H = \text{Lubricación aceite} \end{array} \right.$

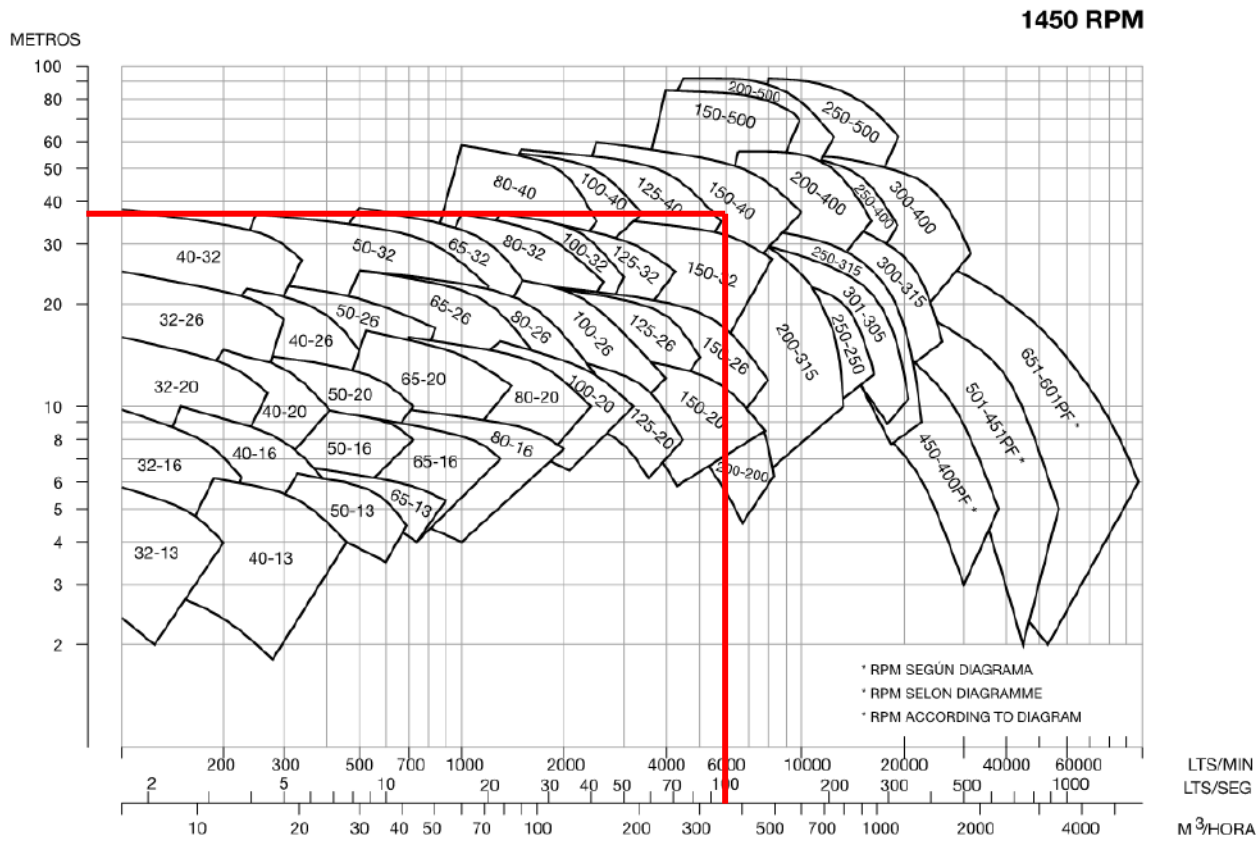


Figura 185. Preselección Caudal 100 l/s, Altura 37,669 m (150-40)
Fuente: Bombas Ideal (2017)

Con el punto de funcionamiento trazado se preselecciona la bomba centrífuga **RNI 150-40**.

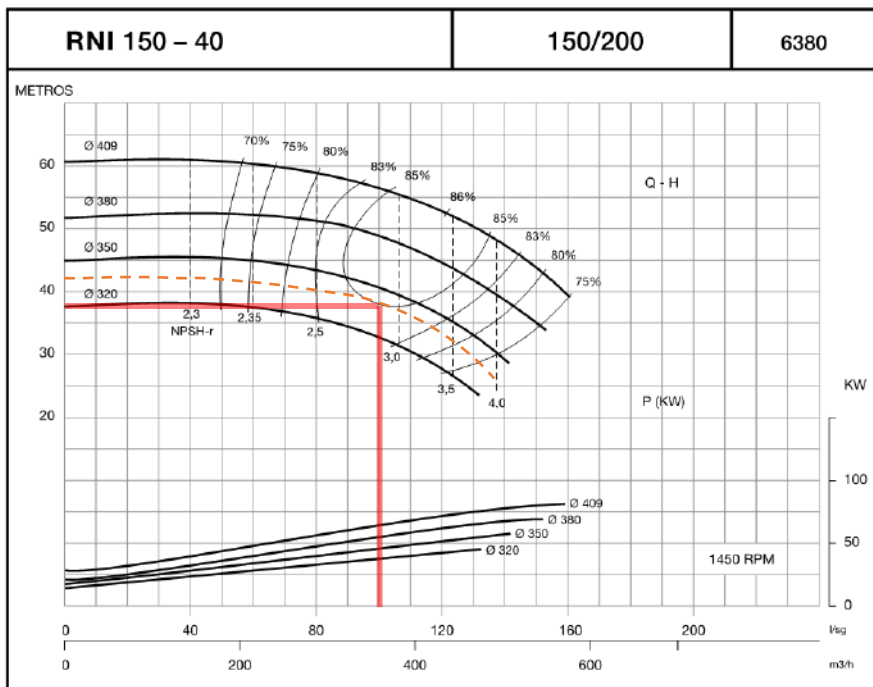


Figura 186. Bomba Centrífuga RNI 150-40 Bombas ideal
Fuente: Bombas Ideal (2017)

Al tomar en cuenta un caudal ($Q = 100 \text{ l/s}$) y una altura de bombeo ($H_B = 37,669 \text{ mca}$), se observa que la intersección de las siguientes características de la bomba.

Diámetro de rodete = 320 mm o 350 mm

Eficiencia = 85%, aproximadamente.

- ✓ Si el diámetro de rodete seleccionado es de **350 mm** la bomba entrega más de **100 l/s** pero para garantizar el punto de funcionamiento de 100 l/s existe dos formas: mediante un variador de frecuencia (siempre y cuando el factor α tenga valores entre 0,88 - 1,12), o a su vez un recorte de rodete mediante mecanizado (siempre y cuando λ sea como mínimo 0,88). Hay que verificar que la bomba opere con una eficiencia óptima.
 - ✓ Si el diámetro de rodete seleccionado es de **320 mm** y se desea garantizar el punto de funcionamiento de 100 l/s se debe colocar un variador de frecuencia (siempre y cuando el factor α tenga valores entre 0,88 - 1,12).
- a) Si la altura neta positiva requerida de la bomba seleccionada es $NPSH_r = 4 + 30 Q^2$, Q en m^3/s , indicar si cavita dicha bomba a ese caudal, considerar un T_v de 0,24 mca a 20 °C.

Para garantizar que la bomba no cavite se debe cumplir con la siguiente condición (ecuación 6-15):

$$NPSH_{Disponible} > NPSH_{requerida} + 1 \text{ mca}$$

Se calcula el NPSH requerido:

$$NPSH_r = 4 + 30 Q^2$$

$$NPSH_r = 4 + 30 (0,1)^2$$

$$NPSH_r = 4,3 \text{ mca}$$

Para el cálculo del NPSH disponible se utiliza la siguiente ecuación (6-16):

$$NPSH_d = \frac{P_{asp}}{\gamma} - \Delta Z_{asp} - T_v - h_{asp}$$

$$\frac{P_{asp}}{\gamma} = 1 \text{ atm} = 10,33 \text{ mca}$$

$$\Delta Z_{asp} = (8 - 5) \text{ mca} = 3 \text{ mca}$$

$$T_v(20^\circ\text{C}) = 0,24 \text{ mca}$$

$$h_{asp} = KQ^2 = 200 (0,1^2) = 2 \text{ mca}$$

$$h_{Long-aspiración} = \frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5} = \frac{8 (0,018)(10)(0,1)^2}{\pi^2 (9,81)(0,4^5)} = 0,015 \text{ mca}$$

$$NPSH_d = 10,33 - 3 - 0,24 - 2 - 0,015$$

$$NPSH_d = 5,075 \text{ mca}$$

Verificación

$$NPSH_{Disponible} > NPSH_{requerida} + 1 \text{ mca}$$

$$5,075 > 4,3 + 1$$

$$5,075 > 5,3$$

Por lo tanto, la bomba cavita.

Posibles soluciones, objetivos y destrezas alcanzadas

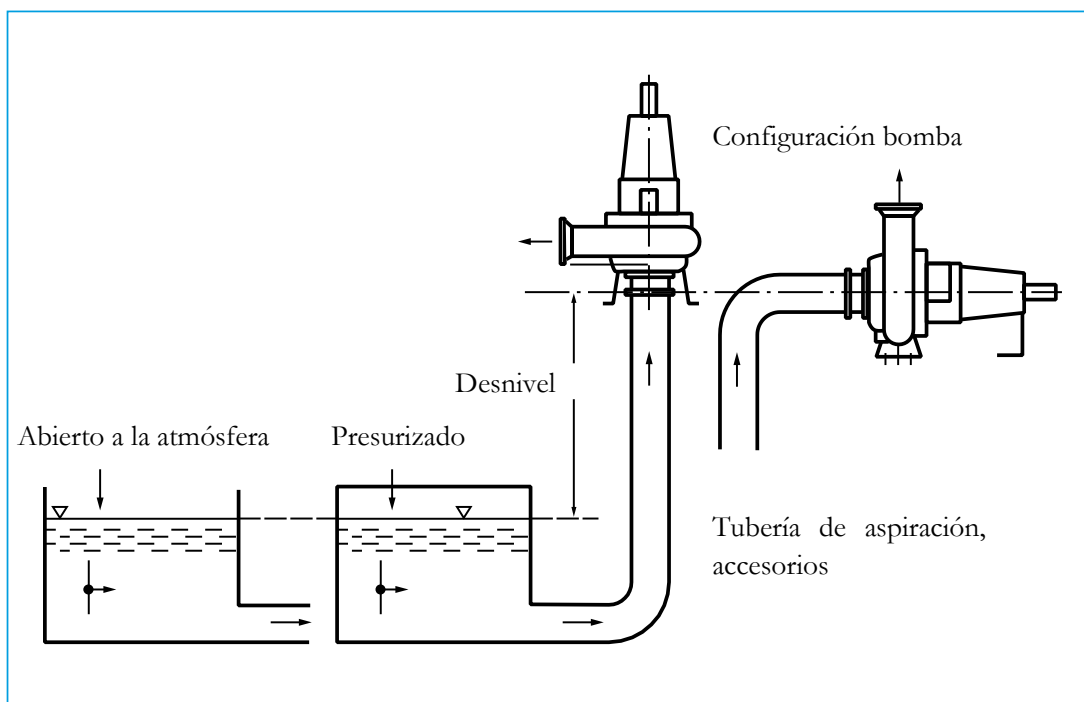


Figura 187. Alternativas NPSH disponible en la instalación

Fuente: Ksb (2005)

- ✓ Presurizar el tanque. El NPSH disponible toma en cuenta la presión absoluta, es decir si se presuriza el tanque se debe sumar a la presión atmosférica en el lugar de estudio.
- ✓ Disminuir el desnivel de aspiración, este es uno de los parámetros más críticos en el cálculo puesto que si existe un desnivel grande, el valor del NPSH disponible bajará considerablemente con la posibilidad de que la bomba cavite.
- ✓ Cambiar los accesorios y así las pérdidas serán menores. Se puede considerar en el diseño de la instalación la colocación de accesorios que no ejerzan pérdidas importantes en el sistema de aspiración.
- ✓ Cambiar el diámetro de aspiración. Esta solución se debe estudiar tranquilamente puesto que si se incrementa el diámetro los costos de instalación van a aumentar considerablemente, además se puede verificar en los cálculos de este ejercicio que las pérdidas por longitud de tubería son muy pequeñas.

Ejercicio de Aplicación 22

Se desea llenar un depósito de 6.000 m^3 desde un pozo mediante una tubería de características:

$L = 4500 \text{ m}$, $D = 300 \text{ mm}$, $f = 0,018$

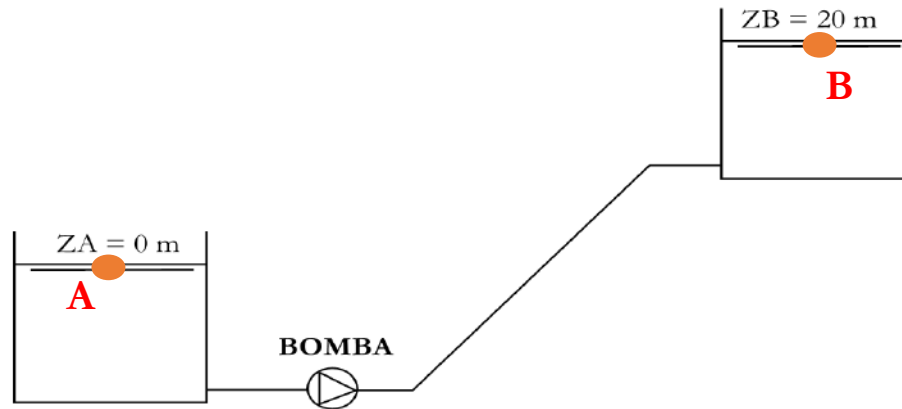


Figura 188. Sistema de Bombeo Depósitos

Para ello se cuenta con una bomba, siendo las curvas características las siguientes:

$$H_b = 45 - 1.500 Q^2 \quad \left(H \text{ en mca}, Q \text{ en } \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$$

$$\eta = 20 Q - 110 Q^2 \quad \left(\eta \text{ en tanto por uno}, Q \text{ en } \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$$

1. ¿Cuánto tiempo tardará en llenarse el depósito si se utiliza una sola bomba de forma ininterrumpida a partir de las 0:00 horas?
2. Calcular cuál es el costo por pagar en el apartado 1.

Tabla 62. Tarifas de la Energía Eléctrica

PERIODOS	HORARIO	PRECIO (\$/kWh)
Madrugada	0:00 – 8:00	0,05
Día	8:00 – 17:00	0,10
Noche	17:00 – 24:00	0,07

Solución

Se calcula la curva resistente de la instalación aplicando Bernoulli (ecuación 2-29) entre el punto (A) y el punto (B).

$$\frac{P_A}{\gamma} + Z_A + \frac{V_A^2}{2g} + H_B = \frac{P_B}{\gamma} + Z_B + \frac{V_B^2}{2g} + h_{Long A-B} + h_{acc}$$

La ecuación para determinar las pérdidas por longitud de tubería (ecuación 3-1):

$$h_{Long} = \frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

Reemplazando los datos del problema para hallar la curva resistente se obtiene:

$$0 + 0 + H_B = 0 + 20 + (H_{Long A-B})$$

$$H_B = 20 + \left(\frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5} \right)$$

El factor de fricción para todas las tuberías es de 0,018, la longitud del tramo de estudio es de 4500 metros y el diámetro de 300 mm:

$$H_B = 20 + \left(\frac{8 (0,018) (4.500) Q^2}{\pi^2 (9,81) (0,3^5)} \right)$$

Finalmente, la ecuación de la altura de bombeo es:

$$\mathbf{H_B = 20 + 2.754,229 Q^2}$$

Por definición, el desnivel geométrico más las pérdidas por longitud de tuberías y accesorios es la curva resistente de la instalación:

Curva Resistente de la Instalación

$$\mathbf{H_R = 20 + 2.754,229 Q^2}$$

1. ¿Cuánto tiempo tardará en llenarse el depósito si se utiliza una sola bomba de forma ininterrumpida a partir de las 0:00 horas?

Para encontrar el punto de funcionamiento, es decir el caudal de intersección se iguala la curva resistente con la curva característica de la bomba:

$$H_R = 20 + 2.754,229 Q^2 \quad H_B = 45 - 1.500 Q^2$$

$$20 + 2.754,229 Q^2 = 45 - 1.500 Q^2$$

$$2.754,229 Q^2 + 1.500 Q^2 = 45 - 20$$

Despejando el caudal se obtiene:

$$Q = 76,71/s \quad \text{o} \quad 0,0767 \text{ m}^3/s \quad H_B = 36,203 \text{ mca}$$

Para calcular el tiempo que tardará en llenarse se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{V}{t} \quad t = \frac{V}{Q} \quad (6-20)$$

El volumen del depósito es de 6000 m³ y el caudal que brinda una sola bomba es 0,0767 m³/s:

$$t = \frac{6.000 \text{ m}^3}{0,0767 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}$$

$$t = 78.226,86 \text{ s} \left[\frac{1 \text{ h}}{3.600 \text{ s}} \right] = 21,73 \text{ horas}$$

Costo Alternativa 1

Para ello se debe calcular la Potencia funcionando una bomba, multiplicar por el número de horas de funcionamiento y posteriormente multiplicar por el costo del kWh (ecuación 6-11).

$$\text{Potencia (kW)} = \frac{9,81 Q H_B}{\eta}$$

Ahora se calcula el rendimiento del sistema de bombeo analizado ecuación (6-13):

Ecuación Rendimiento Bomba.

$$\eta_B = D Q + E Q^2$$

$$\eta_B = 20 Q - 110 Q^2 \quad \eta_B = 20 (0,0767) - 110 (0,0767)^2$$

$$\eta_B = 88,69 \%$$

A continuación, se calcula la Potencia (kW):

$$\text{Potencia (kW)} = \frac{9,81 (0,0767)(36,203)}{0,8869}$$

$$\text{Potencia (kW)} = 30,714$$

Tabla 63. Costos Apartado 1

PERIODO	Pot (kW)	HORAS	kWh	\$/kWh	DÓLARES (\$)
Madrugada	30,714	8	245,712	0,05	12,286
Día	30,714	9	276,426	0,1	27,643
Noche	30,714	4,73	145,277	0,07	10,169
		21,73			50,098

Objetivos y destrezas alcanzadas

- ✓ Analizar tarifas eléctricas y verificar el consumo de una bomba centrífuga.
- ✓ Calcular el tiempo en llenarse un volumen determinado y así encontrar el caudal de funcionamiento.

Ejercicio de Aplicación 23

La estación de bombeo de la **Figura 189** alimenta una red de distribución mediante la bomba cuya curva característica y curva de rendimiento (velocidad nominal 2900 rpm), son las indicadas más abajo. El rendimiento del motor eléctrico es de 88% para cualquier velocidad de giro.

$$H = 100 - 4.000 Q^2$$

$$\eta = 23 Q - 163 Q^2$$

Caudal (m^3/s), H (mca), η tanto por uno

La entrada a la red se encuentra 30 m por encima de la cota de aspiración de la bomba. Para transportar el caudal se dispone de una conducción de 2.000 m de longitud y 250 mm de diámetro con rugosidad absoluta de 0,1 mm.

Durante las horas diurnas la presión a la entrada de la población es la adecuada para su abastecimiento, pero durante las horas nocturnas (de 12 de la noche a 8 de la mañana), la presión es excesiva. El consumo nocturno se supone constante de 35 l/s.

A fin de conseguir unos niveles de presión adecuados para las horas nocturnas se estudian dos posibilidades: colocar una válvula reguladora de presión a la entrada de la población (Válvula de abertura en V de 6 pulgadas de diámetro nominal. Se fija como presión de referencia la adecuada a la entrada de la población (Punto E) 35 mca.

Determinar

1. Determinar la presión que existirá en horas nocturnas a la entrada de la población si no se dispone de ningún método de regulación.
2. Calcular el costo energético de bombeo (dólares) durante las 8 horas nocturnas para el caso de no existir regulación.
3. En el caso de regular con la válvula, determinar su porcentaje de apertura para lograr la citada presión de referencia a la entrada.
4. Calcular el costo energético de bombeo (dólares) durante las 8 horas nocturnas para el caso de regular con la válvula.

Nota:

Temperatura del fluido: 15 °C.

El coste del kWh es de 0,09 \$ y existe un subsidio en las horas nocturnas del 43%.

Válvula reguladora de presión: La relación entre el caudal y la presión viene dada según la expresión (ecuación 5-1):

$$Q = k_v \sqrt{\Delta P}$$

Caudal (m^3/hora), ΔP (kp/cm^2)

Para la válvula completamente abierta, el coeficiente $k_{vo} = 350 (\text{m}^3/\text{horas}) / (\text{kp}/\text{cm}^2)^{1/2}$. En la gráfica adjunta se refleja cada porcentaje de apertura.

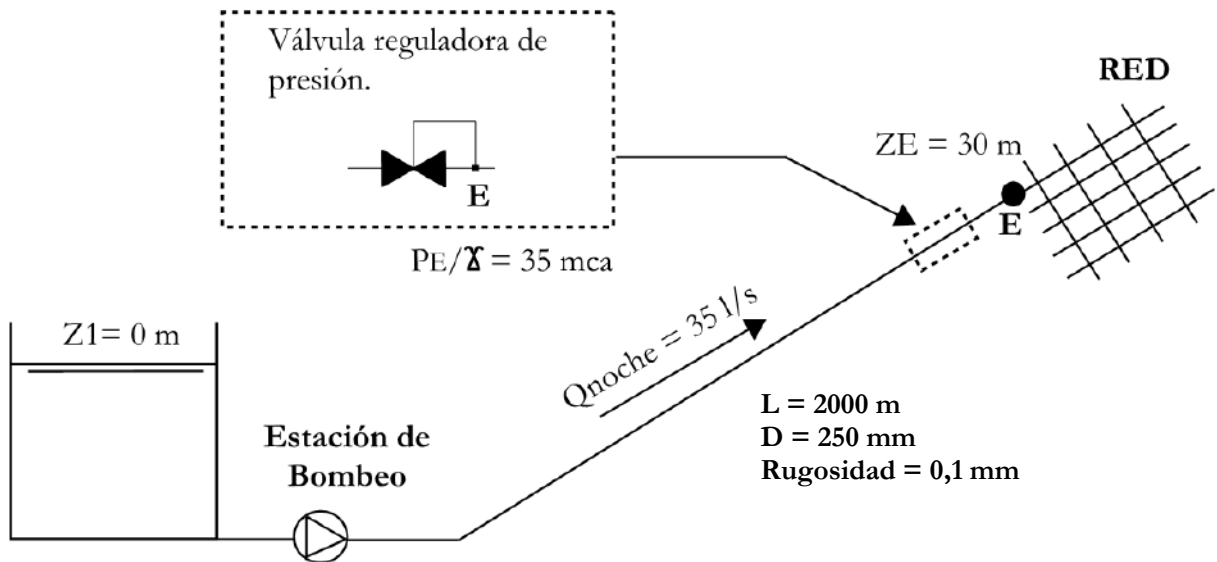


Figura 189. Abastecimiento a la Red

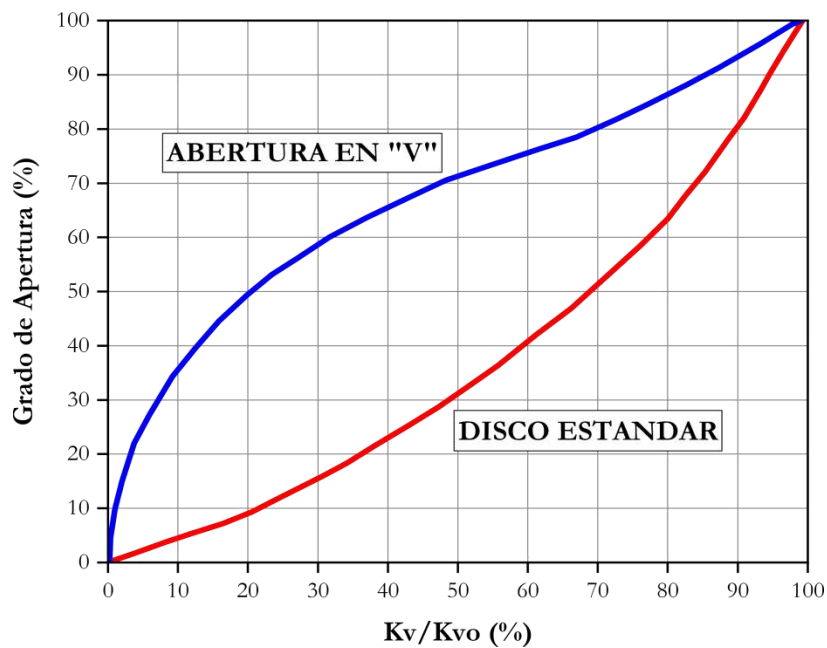


Figura 190. Ábaco porcentajes de apertura de la Válvula
Fuente: Dorot (2010)

1. Determinar la presión que existirá en horas nocturnas a la entrada de la población si no se dispone de ningún método de regulación

Solución

Se calcula la curva resistente de la instalación aplicando Bernoulli entre el punto 1 y el punto E.

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + H_B = \frac{P_E}{\gamma} + Z_E + \frac{V_E^2}{2g} + h_{Long\ 1-E} + h_{acc}$$

Las ecuaciones para determinar las pérdidas por longitud de tubería (ecuación 3-1) y por accesorios (ecuación 4-2) que se encuentra en función del caudal.

$$h_{Long} = \frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

$$h_{acc} = \frac{8 k Q^2}{\pi^2 g D_{acc}^4}$$

Reemplazando los datos del problema para hallar la curva resistente se obtiene:

$$H_B = \frac{P_E}{\gamma} + 30 + (H_{Long\ 1-E})$$

$$H_B = \frac{P_E}{\gamma} + 30 + \frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

El factor de fricción el tramo 1-E debe ser calculado (rugosidad 0,1 mm dato del ejercicio), la longitud del tramo es de 2.000 m y el diámetro de 250 mm.

Para el factor de fricción se debe obtener el número de Reynolds y posteriormente calcularlo a través de la ecuación de Swamee (ecuación 3-4).

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7 D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2}$$

El número de Reynolds se calcula mediante la ecuación (3-5):

$$Re = \frac{V D}{\nu}$$

La velocidad se obtiene a través de la ecuación de la continuidad (2-19):

$$Q = V A \quad Q = V \frac{\pi D^2}{4}$$

De la ecuación anterior se despeja la velocidad y se calcula con un caudal de 35 l/s (Consumo nocturno constante) y con un diámetro de la tubería de 250 mm:

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad V = \frac{4(0,035)}{\pi(0,25^2)} \quad V = 0,713 \text{ m/s}$$

De la **Tabla 1** se adquiere los datos de la Viscosidad Cinemática y el Peso Específico a 15 °C.

$$\nu = 1,15E - 06 \frac{m^2}{s}$$

$$\gamma = 9,810 \frac{N}{m^3}$$

Se calcula Reynolds:

$$Re = \frac{(0,713)(0,25)}{(1,15E - 6)}$$

$$Re = 155.000$$

A continuación, se calcula el factor de fricción a través de la ecuación de Swamee.

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2}$$

La rugosidad absoluta es 0,1 mm dada por el ejercicio.

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{(0,1)}{3,7(250)} + \frac{5,74}{(155.000)^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$f = 0,019$$

Reemplazando los datos del problema para hallar la presión en el punto E se obtiene:

$$H_B = \frac{P_E}{\gamma} + 30 + \frac{8fLQ^2}{\pi^2 g D^5}$$

$$\frac{P_E}{\gamma} = H_B - 30 - \left(\frac{8(0,019)(2.000)(0,035)^2}{\pi^2(9,81)(0,25^5)} \right)$$

La altura de bombeo se obtiene mediante la ecuación de la Bomba impuesta por el enunciado:

$$H_B = 100 + 4.000 Q^2$$

$$H_B = 100 + 4.000 (0,035)^2$$

$$H_B = 95,1 \text{ mca}$$

Entonces la presión en el punto E es:

$$\frac{P_E}{\gamma} = 95,1 - 30 - 3,94$$

$$\frac{P_E}{\gamma} = 61,16 \text{ mca}$$

2. Calcular el costo energético de bombeo (dólares) durante las 8 horas nocturnas para el caso de no existir regulación

Para ello se debe calcular la Potencia funcionando la bomba (sin existir la regulación). Multiplicar por el número de horas de funcionamiento y posteriormente multiplicar por el costo del kWh (ecuación 6-11).

$$\text{Potencia (Kw)} = \frac{9,81 Q H_B}{\eta}$$

Datos:

El caudal de bombeo es de 0,035 m³/s:

$$H_B = 100 + 4.000 Q^2$$

$$H_B = 100 + 4.000 (0,035)^2 = 95,1 \text{ mca}$$

Ahora se calcula el rendimiento del sistema de bombeo analizado (ecuación 6-13):

Ecuación Rendimiento Bomba.

$$\eta_B = D Q + E Q^2$$

$$\eta_B = 23 Q - 163 Q^2 \quad \eta_B = 23 (0,035) - 163 (0,035)^2$$

$$\eta_B = 60,5 \%$$

A continuación, se calcula la Potencia (kW):

$$\text{Potencia (kW)} = \frac{9,81 (0,035)(95,1)}{(0,605)(0,88)}$$

$$\text{Potencia (kW)} = 61,33$$

El tiempo de funcionamiento es de 8 horas y el costo del kWh es de 0,09 \$, pero en las horas nocturnas existe un subsidio del 43%, es decir se paga 0,0513 \$ por el kWh.

$$\text{COSTO (\$)} = 61,33 \text{ kW (8 h)} = 490,65 \text{ kWh} \left[\frac{0,0513 \$}{\text{kWh}} \right]$$

$$\text{COSTO (Dólares)} = 25,17 \$$$

3. En el caso de regular con la válvula, determinar su porcentaje de apertura para lograr la citada presión de referencia a la entrada

Para calcular la pérdida que debe ingresar la válvula se procede a realizar Bernoulli (ecuación 2-29) entre el punto (1) y punto (E):

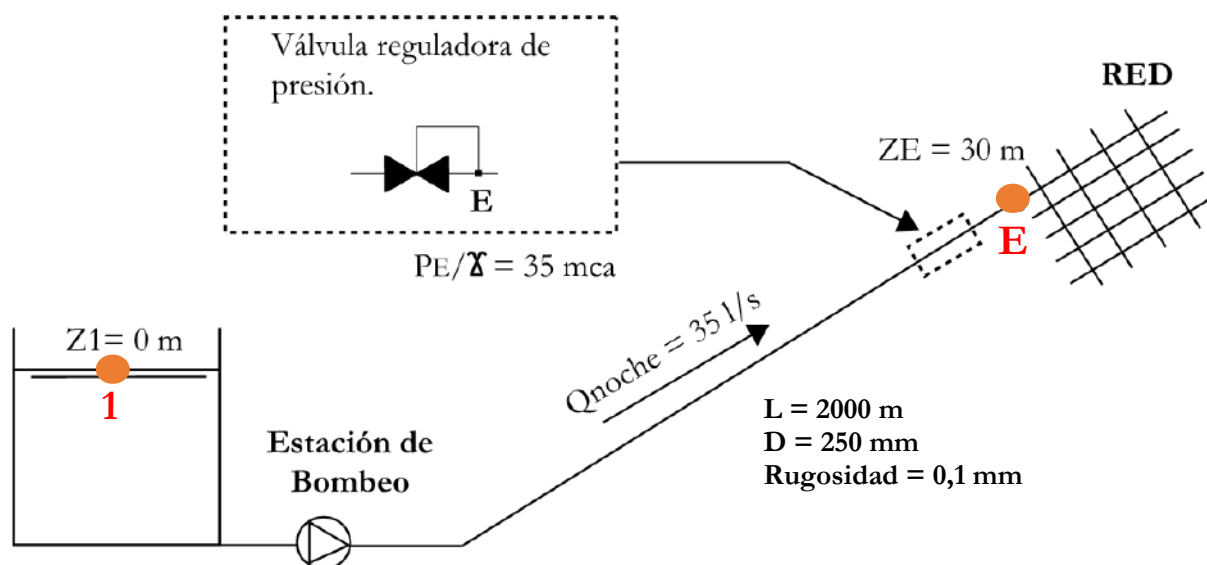


Figura 191. Colocación Válvula Reguladora de Presión

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + H_B = \frac{P_E}{\gamma} + Z_E + \frac{V_E^2}{2g} + h_{Long\ 1-E} + h_{acc}$$

$$H_B = \frac{P_E}{\gamma} + Z_E + \frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g D^5} + h_v$$

$$H_B = \frac{P_E}{\gamma} + Z_E + \frac{8(0,019)(2.000)(0,035)^2}{\pi^2(9,81)(0,25)^5} + h_v$$

La altura de bombeo se obtiene mediante la ecuación de la Bomba impuesta por el enunciado:

$$H_B = 100 + 4.000 Q^2$$

$$H_B = 100 + 4.000 (0,035)^2$$

$$H_B = 95,1\ mca$$

$$95,1 = 35 + 30 + \frac{8(0,019)(2.000)(0,035)^2}{\pi^2(9,81)(0,25)^5} + h_v$$

$$h_v = 26,16\ mca$$

Válvula reguladora de presión: La relación entre el caudal y la presión viene dada según la expresión (ecuación 5-1):

$$Q = K_v \sqrt{\Delta P}$$

Caudal (m³/hora), ΔP (kp/cm²)

Para obtener kv y conocer el grado de apertura se debe calcular ΔP multiplicando la pérdida en la válvula por el peso específico del fluido a 15 °C, **Tabla 1**.

$$\Delta P = 26,16 \text{ mca} \left(9,810 \frac{N}{m^3} \right) = 256.629,6 \frac{N}{m^2} \left[\frac{1 \text{ kgf}}{9,81 N} \right] \left[\frac{1 \text{ m}^2}{1.000 \text{ cm}^2} \right]$$

$$\Delta P = 2,616 \frac{Kp}{cm^2}$$

El caudal debe estar en m³/hora:

$$Q = 0,035 \frac{m^3}{s} \left[\frac{3.600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right] = 126 \frac{m^3}{h}$$

Para la válvula completamente abierta, el coeficiente kv0 = 350 (m³/horas) / (kp/cm²)^(1/2). (Dato del ejercicio).

De la expresión de la válvula se despeja kv:

$$Q = K_v \sqrt{\Delta P} \quad K_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta P}} \quad K_v = \frac{126 \frac{m^3}{h}}{\sqrt{2,616 \frac{kp}{cm^2}}} = 77,90 \frac{\frac{m^3}{h}}{\left(\frac{kp}{cm^2}\right)^{0,5}}$$

$$\frac{k_v}{k_{v0}} = \frac{77,90}{350} \times 100 \% \quad \frac{k_v}{k_{v0}} \approx 22,25 \%$$

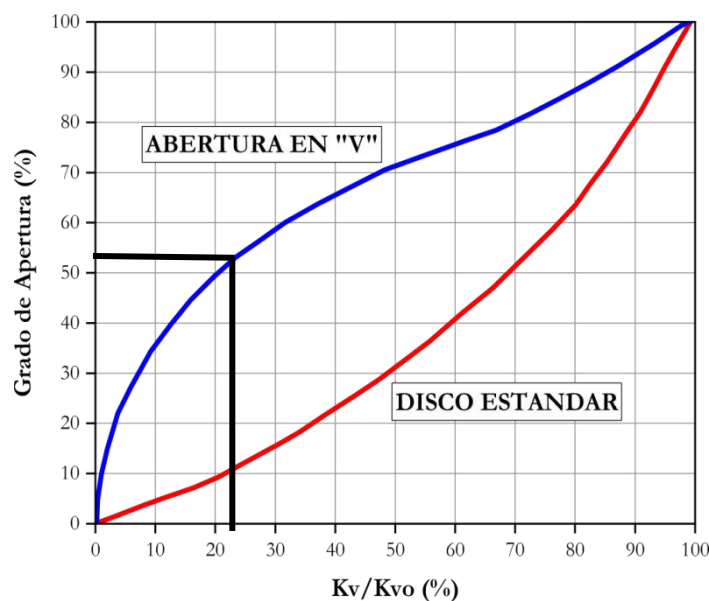


Figura 192. Ábaco porcentajes de apertura de la Válvula
Fuente: Dorot (2010)

El porcentaje de apertura de la válvula es de 52,5% aproximadamente.

4. Calcular el costo energético de bombeo (dólares) durante las 8 horas nocturnas para el caso de regular con la válvula

Para ello se debe calcular la Potencia funcionando la bomba (sin existir la regulación), multiplicar por el número de horas de funcionamiento y posteriormente multiplicar por el costo del kWh (ecuación 6-11).

$$Potencia (kW) = \frac{9,81 Q H_B}{\eta}$$

Datos:

El caudal de bombeo es de 0,035 m³/s:

$$H_B = 100 + 4.000 Q^2$$

$$H_B = 100 + 4.000 (0,035)^2 = 95,1 \text{ mca}$$

Ahora se calcula el rendimiento del sistema de bombeo analizado (ecuación 6-13):

Ecuación Rendimiento Bomba.

$$\eta_B = D Q + E Q^2$$

$$\eta_B = 23 Q - 163 Q^2 \quad \eta_B = 23 (0,035) - 163 (0,035)^2$$

$$\eta_B = 60,5 \%$$

A continuación, se calcula la Potencia (kW):

$$Potencia (kW) = \frac{9,81 (0,035)(95,1)}{(0,605)(0,88)}$$

$$Potencia (kW) = 61,33$$

El tiempo de funcionamiento es de 8 horas y el costo del kWh es de 0,09 \$, pero en las horas nocturnas existe un subsidio del 43%, es decir se paga 0,0513 \$ por le kWh.

$$COSTO (\$) = 61,33 \text{ kW} (8 \text{ h}) = 490,65 \text{ kWh} \left[\frac{0,0513 \$}{\text{kWh}} \right]$$

$$COSTO (\text{Dólares}) = 25,17 \$$$

Objetivos y destrezas alcanzadas

- ✓ Reducir los costos energéticos para mejorar la competitividad de las empresas y así ser eficiente, reducir los costes, de manera “seria y cuidadosamente planificada”.
- ✓ Planificar estrategias y medidas para reducir los costos energéticos.
- ✓ Dar posibles soluciones en función de la colocación o no de una válvula reductora de presión, analizando las ventajas y desventajas de la instalación por medio del costo energético.

BIBLIOGRAFÍA

- Ansys. (2019). *Pipelines* | ANSYS. <https://www.ansys.com/solutions/solutions-by-industry/energy/oil-and-gas/transport-and-storage/pipelines>
- APV Australian Pipeline Valve. (2015). *Valve Selection Criteria Applications (150LB ~ 600LB) Globe Swing Check Wedge Gate Ball Application Requirements Extended Service Fugitive Emission Possible High Flow Capacity*. http://globalsupplyline.com.au/wp-content/uploads/2014/10/Valve_Selection_Criteria.pdf
- Arregui, J., Cabrera, E., Ricardo, R., Jordán, C., Gómez, E., Javier, S., & Olivares, S. (2017). *Apuntes de Mecánica de Fluidos*. [https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/78258/PDF-Arregui%3BCabrera%3BCobacho - Apuntes de mecánica de fluidos.pdf?sequence=1](https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/78258/PDF-Arregui%3BCabrera%3BCobacho-Apuntes%20de%20mec%C3%A1nica%20de%20fluidos.pdf?sequence=1)
- Bermad. (2007). *Bermad Abastecimiento de agua*. https://www.bermad.com/wp-content/uploads/2016/06/ww-720_spanish.pdf
- Bermad. (2016). *700 Metric SI 800 Metric SI Series Patterns and Sizes*. https://www.bermad.com/wp-content/uploads/2016/06/93_engineering-data-700-800_build_final.pdf
- Bombas Ideal. (2017). *Serie RNI-GNI*. <https://www.bombasideal.com/wp-content/uploads/2018/11/400-CAT-RNI-GNI-50-60-Hz-D-081018.pdf>
- Booklet. (2018). *SCR, SCRI, SCRNI Vertical Multistage*. http://tazewellpumps.com/wp-content/uploads/2014/12/SRN-60Hz-Booklet_New_Final-dt-03-01-13-update.pdf
- Brown, G. O. (2002). The History of the Darcy-Weisbach Equation for Pipe Flow Resistance. *Environmental and Water Resources History*, 38(7), 34–43. <http://bae.okstate.edu/faculty-sites/Darcy/DarcyWeisbach/HistoryoftheDarcyWeisbachEq.pdf>
- Cengel, Y. A. ., & Cimbala, J. M. . (2014). *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*. http://highered.mheducation.com/sites/0073380326/information_center_view0/index.html
- Cengel, Y. A., Cimbala, J. M., & Campos, V. (2006). *Mecánica de fluidos : fundamentos y aplicaciones*. McGraw Hill. <https://www.casadellibro.com/libro-mecanica-de-fluidos3a-fundamentos-y-aplicaciones-4aa-ed/9789701056127/1091253>
- Centro de Entrenamiento de Productos. (2008). *Manual de entrenamiento: Selección y Aplicación de Bombas Centrífugas*. 1–286. http://www.hidroterm.com.ve/documentacion/tutoriales/Manual_Entrenamiento_KSB_CSB.pdf
- Chen, X. D. (2019). Laminar-to-Turbulence Transition Revealed Through a Reynolds Number Equivalence. *Engineering*, xxx, 0–3. <https://doi.org/10.1016/j.eng.2018.09.013>
- Comisión Nacional del Agua. (2007). *Manual para la elaboración y revisión de proyectos ejecutivos de sistemas de riego parcelario*. [ftp://ftp.conagua.gob.mx/Mapas/libros pdf 2007/Lineamientos T%20E9cnicos para Estudios y Proyectos de Agua y Alcantarillado.pdf](ftp://ftp.conagua.gob.mx/Mapas/libros%20pdf%202007/Lineamientos%20Tecnicos%20para%20Estudios%20y%20Proyectos%20de%20Agua%20y%20Alcantarillado.pdf)
- Comisión Nacional del Agua. (2016). *Manual de Agua Potable, Alcantarillado y Saneamiento Conducciones*. <http://www.mapasconagua.net/libros/SGAPDS-1-15-Libro10.pdf#page=>
- Crane, V. (1992). *Flujo de fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías*. (E. S. de Ingeniería (ed.); Segunda). McGraw Hill.
- CSA VRCD-M. (2017). *CSA VRCD-M válvula reductora de presión aguas-abajo con diafragma* - YouTube. <https://www.youtube.com/watch?v=rxjuM7-rbFg>
- Danfoss. (2017). *Válvulas de Acero Inoxidable para Instalaciones de refrigeración industrial*. [http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/01/DKRCI.PD.K00.D1.05_IR stainless steel valves.pdf](http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/01/DKRCI.PD.K00.D1.05_IR%20stainless%20steel%20valves.pdf)

- Dft Valves. (2011). *The Check Valve Doctor*. <http://www.streatersales.com/images/DFT-Catalog.pdf>
- Domingo, A. M. (2011). *Apuntes de Mecánica de Fluidos* (Versión 1.). <http://creativecommons.org/licenses/by-sa/3.0/es>
- Dorot. (2010). *Válvulas serie 300 Válvulas serie 300 Contenido*. <https://www.globalriego.cl/pdf/valvula-dorot.pdf>
- Educaplus. (n.d.). *Laboratorio de densidad*. <http://www.educaplus.org/game/laboratorio-de-densidad>
- Emersor Fisher. (2017). Control Valve Selection. In *Control Valve Handbook* (Vol. 5). <https://www.emerson.com/documents/automation/control-valve-handbook-en-3661206.pdf>
- Erhard. (2015). *Válvulas de paso anular*. http://www.cagcanalizaciones.com/upload/secciones-publicas/paso-anularcastellano_original.pdf
- Faulkner, B. E., & Ytreberg, F. M. (2011). Understanding Bernoulli's principle through simulations. *American Journal of Physics*, 79(2), 214–216. <https://doi.org/10.1119/1.3533216>
- Flowtek. (2013). *Ball Valve Selection Guide*. http://cca54520de545be69264-cd6844ebeabf35ce76089ee04af4af7.r83.cf2.rackcdn.com/F-2101_EN_VSG_2013-05.pdf
- Fox, R., & McDonald, A. (1990). *Introducción a la Mecánica de Fluidos* (Segunda Ed). McGraw-Hill Interamericana de México.
- Garibotti, E. (2016). Centrifugal Pump Handbook. In *Centrifugal Pump Handbook*. <https://doi.org/10.1016/c2009-0-15015-8>
- Genebre. (2016). *Línea Hidrosanitaria*. https://www.interempresas.net/FeriaVirtual/Catalogos_y_documentos/81451/GENEBRE_CATALOGO_INDUSTRIAL_2016-baja.pdf
- Gillain. (2002). *Alfa Laval in brief* (Alfa Laval Pump (ed.); Second edi, pp. 1–257). http://www.gillain.com/userfiles/files/Bibliotheek/Alfa_Laval_Pump_Handboo_02.pdf
- Group, R. (2019). *Ruhrpumpen Industrial Pumps Catalog*. <http://www.ruhrpumpen.com/downloads/resources/company/52-industrial-pumps-catalog-en/file>
- Grundfos. (2004). *Grundfos Pump Handbook*. 1–153. [http://noteswww.grundfos.com/web/homeind.nsf/Grafikopslag/handbookPDF/\\$file/Pump_handbook_industry.pdf](http://noteswww.grundfos.com/web/homeind.nsf/Grafikopslag/handbookPDF/$file/Pump_handbook_industry.pdf)
- Grundfos. (2012). *Vertical multistage centrifugal pumps Grundfos*. https://planetaklimata.com.ua/instr/Grundfos/Grundfos_CR_CRI_CRN_CRE_CRIE_CRNE_Data_Sheet_Eng.pdf
- Grundfos. (2016). *Grundfos Pump Handbook*. https://www.grundfos.com/content/dam/MarketingAssets/Program/GrundfosForEngineers/PremiumContent/Premium-Content_PumpHandbook_EN_INT_Article-Learning.pdf
- Guillermo, L., & Mustafá, Y. (2008). Guías prácticas para los sistemas de flujo. Practical Guidelines for Flow Systems. *Scientia Et Technica, Año XIV*(40), 250–255.
- Haktanır, T., & Ardiçloğlu, M. (2004). Numerical modeling of Darcy–Weisbach friction factor and branching pipes problem. *Advances in Engineering Software*, 35(12), 773–779. <https://doi.org/10.1016/j.advengsoft.2004.07.005>
- Haman, D. Z., Zazueta, F. S., & Izuno, F. T. (1994). *Selection Of Centrifugal Pumping Equipment 1*. 1–11

- Hermetic. (2010). *Information NPSH of Pump Units and Pumping Systems*. https://www.hermetic-pumpen.com/system/assets/325/INFO_NPSH_E.pdf
- HoneyWell. (2016). *Appendix A: Valve Selection and Sizing Appendix A: Valve Selection and Sizing Introduction*. [https://customer.honeywell.com/Documents/Commercial selection guide/ValveSelectionSizing.pdf](https://customer.honeywell.com/Documents/Commercial%20selection%20guide/ValveSelectionSizing.pdf)
- Idae. (2013). Guía técnica de selección de equipos de transporte de fluidos. In *Journal of Chemical Information and Modeling* (Vol. 53). <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Ideal, B. (2017). *Catálogo Bombas Ideal*. <https://www.bombasideal.com/wp-content/uploads/2018/11/400-CAT-RNI-GNI-50-60-Hz-D-081018.pdf>
- Ideal, B. (2018). *Bucaramanga, febrero de 2018* (Vol. 9). <https://www.bombasideal.com/wp-content/uploads/2018/11/1001-CAT-C-9-D-210918.pdf>
- Ipac. (2018). *Tubería sin costura ASTM A 106 Gr. B/A 53/API 5L*. <http://www.ipac-acero.com/assets/img/upload/big/29360b08eeab6c53c0dd126357a1f0fa.pdf>
- Jc Fábrica de Válvulas. (2013). *Gate, Globe, Check Valves*. http://es.jc-valves.com/public/media/pdf/PDF_GGC.pdf
- Jordan Valves. (2017). *Training Manual*. <https://www.jordanvalve.com/wp-content/uploads/2017/08/JVTrainingManual.pdf>
- Know-how, K. S. B. (2012). KRT Planning Information 2 ×. *KSB Know-How*, 7. <https://www.ksb.com/blob/18194/0c6c06cb068fafc7d188731dc9a8c003/band-7-en-planungshinweise-krt-data.pdf>
- Ksb. (2005). *Selecting Centrifugal Pumps*. <http://www.ksb.com/linkableblob/ksb-en/1549040-408445/data/Selecting-Centrifugal-Pumps-data.pdf>
- Ksb. (2006). *Technical information. Selecting Centrifugal Pumps*. [https://doi.org/ISBN 3-00-017841-4](https://doi.org/ISBN%203-00-017841-4)
- Ksb. (2018). *Catálogo y Manual de Bombas*. [https://www.hidroterm.com.ve/documentacion/catalogo general ksb/Bomba ksb MANUAL ENTRENAMIENTO.pdf](https://www.hidroterm.com.ve/documentacion/catalogo%20general%20ksb/Bomba%20ksb%20MANUAL%20ENTRENAMIENTO.pdf)
- Kvc UK Ltd. (2018). *Cast steel valves Gate, Globe and Check*. <https://kvc-uk.com/wp-content/uploads/2018/07/Cast-Steel-Valves-Gate-Globe-and-Check-Catalogue.pdf>
- Luszczewski, A. (1999). *Redes industriales de tuberías: bombas para agua, ventiladores y compresores* (A. Luszczewski (ed.); Primera). <https://books.google.com.ec/books?id=1k3qRVvyFRcC&pg=PT98&lp=PT98&dq=velocidades+de+diseño+tuberias+0.5+a+4.5&source=bl&ots=lawiFYUMeh&sig=ACfU3U0R6KzA6l0GwnWKK7aQ5Gn3HYWA&hl=es&sa=X&ved=2ahUKEwjo95iWwILiAhVEhOAKHQKdBUUQ6AEwC3oECAgQAQ#v=onepage&q&f=false>
- Magnum, S., Xp, M. TM, & Sandmaster TM. (2019). *One Company Unlimited Solutions Mission TM Centrifugal Pumps Mission TM Centrifugal Pumps*. <http://www.continentaldrillingsupply.com/Centrifugal-Pump.pdf>
- Martínez-Padilla, L. P., & Linares García, J. A. L. (2001). Resistance coefficients of fittings for power-law fluids in laminar flow. *Journal of Food Process Engineering*, 24(2), 135–144. <https://doi.org/10.1111/j.1745-4530.2001.tb00536.x>
- Martínez Valdés, Y., & Riaño Valle, F. (2018). Deducción analítica de las curvas características de las bombas rotodinámicas en paralelo. *Ingeniería Hidráulica y Ambiental*, 39(1), 112–126. <http://scielo.sld.cu/pdf/riha/v39n1/riha09118.pdf>

- McKeon, B. J., Swanson, C. J., Zagarola, M. V., Donnelly, R. J., & Smits, A. J. (2004). Friction factors for smooth pipe flow. *Journal of Fluid Mechanics*, 511, 41–44. <https://doi.org/10.1017/S0022112004009796>
- Miller, H., & Stratton, L. R. L. (1997). Fluid Kinetic Energy as a Selection Criteria for Control Valves. *ASME Fluids Engineering Division, Summer ...*, 2. [http://lms.i-know.com/pluginfile.php/28763/mod_resource/content/82/Fluid Kinetic Energy as Selection Criteria for Valves.pdf](http://lms.i-know.com/pluginfile.php/28763/mod_resource/content/82/Fluid%20Kinetic%20Energy%20as%20Selection%20Criteria%20for%20Valves.pdf)
- Moran, S. (2016). HALT: bridging the gap between theory and practice. *American Institute of Chemical Engineers*, 548–554. <https://doi.org/10.1109/test.1994.527998>
- Mott, R., Enríquez, J., & Cárdenas, L. (2006). *Mecánica de fluidos* (Pearson Educación de México (ed.); sexta edic). Prentice-Hall.
- Mott, R. L. (2015). *Mecánica de Fluidos sexta edición*. Pearson Education. Biblioteca de Mecánica.
- Nasseti Tibbi. (2016). *Sectioning Valve*. [http://www.frankshospitalworkshop.com/equipment/documents/medical_gas_supply/user_manuals/Nasseti Sectioning Valve - User manual.pdf](http://www.frankshospitalworkshop.com/equipment/documents/medical_gas_supply/user_manuals/Nasseti%20Sectioning%20Valve%20-%20User%20manual.pdf)
- Nayyar, M. L., Fellow, P. E. A., Nayyar, M. L., King, R. C., Crocker, S., San, N. Y., Washington, F., Auckland Bogotá, D. C., Lisbon, C., Madrid, L., City, M., New, M. M., San, D., & Singapore, J. (1976). *PIPING HANDBOOK Seventh Edition MCGRAW-HILL* (McGraw-Hill (ed.); Seventh Ed). https://s3.amazonaws.com/academia.edu.documents/52604632/HBPIPING.PDF?AWSAccessKeyId=AKIAIWOWYYGZ2Y53UL3A&Expires=1557096359&Signature=VFKXcAdVhBWT%2BITISI2%2BcMmUu58%3D&response-content-disposition=inline%3Bfilename%3DPIPING_HANDBOOK_Seventh_Edition_MC
- Neptuno Pumps. (2016). *Engineered Pump Catalog Perfomance Curves*. 1–137. <http://www.neptunopumps.com/assets/neptuno-pumps-engineered-pump-catalog-50-hz-perfomance-curves.pdf>
- Nesbitt, B. (2007). Handbook of Valves and Actuators. In *Handbook of Valves and Actuators* (Issue August). Elsevier Science & Technology Books. <https://doi.org/10.1016/B978-1-85617-494-7.X5027-5>
- NorskoljeYgas. (2017). *Valve Technology*. <https://www.norskoljeoggass.no/globalassets/dokumenter/drift/hc-lekkasjer/handboker/norwegian-valve-handbook-211217.pdf>
- Paresh, G., & Octo, M. (2005). Practical Centrifugal Pumps Design, Operation and Maintenance. *British Library Cataloguing in Publication Data*, 1–260. <https://doi.org/10.1016/B978-0-7506-6273-4.X5000-4>
- PCE Instruments. (2018). *Manómetro*. www.pce-instruments.com/chile
- Pedrollo. (2012). *Cp Installation and Use*. <https://www.pedrollo.co.uk/pdf/2016/CP.pdf>
- Pedrollo. (2018). *Construction and Safety Standards*. 68–71. <https://www.vip-tehnika.si/produkti/pedrollo/pdf/pedrollo-f-50hz.pdf>
- Perueduca. (n.d.). *Estados de la Materia*. <http://www.perueduca.pe/recursosedu/objetos-de-aprendizaje/secundaria/cta/los-cambios-de-estado/index.html>
- Phet Colorado. (n.d.). *Peso específico*. https://phet.colorado.edu/sims/density-and-buoyancy/density_es.html
- Plastigama. (2018). *Tubosistemas de pvc orientado (pvc-o) para presión con unión por sellado elastomérico y alma de polipropileno*. <https://www.ditecna.com.ec/files/documentos/Plastigama/Infraestructura/Biax.PDF>
- Polizelli, M. A., Menegalli, F. C., Telis, V. R. N., & Telis-Romero, J. (2003). Friction losses in valves and fittings for power-law fluids. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, 20(4), 455–463. <https://doi.org/10.1590/S0104-66322003000400012>

- Pritchard, P., & Leylegian, J. (2011). *Introduction to Fluid Mechanics* (John Wiley & Sons (ed.); 8th edition).
- Promo Lab. (2010). *Alla France*. http://www.allafrance.com/images/File/CATAWEB_ES.pdf
- Pumps, G. (2000). Pump Selection Guide. *Pumps*, 1–82. https://brownbros.com.au/files/Brochures/BROCHURE_Xylem_-_Pump_Selection_Guide__0412.pdf
- Riko Comeval. (2012). *Válvulas de Control de Paso Anular - RIKO* ®. <https://www.comeval.es/productos-comeval/>
- Romeo, E., Royo, C., & Monzón, A. (2002). Improved explicit equations for estimation of the friction factor in rough and smooth pipes. *Chemical Engineering Journal*, 86(3), 369–374. [https://doi.org/10.1016/S1385-8947\(01\)00254-6](https://doi.org/10.1016/S1385-8947(01)00254-6)
- Saleta, M. E., Tobia, D., & Gil, S. (2012). *Experimental study of Bernoulli's equation with losses*. 598(2005). <https://doi.org/https://doi.org/10.1119/1.1858486>
- Sección HS4. (2003). *Sección HS 4 Suministro de agua*. <http://www.ayto-pinto.es/documents/20912/9ad676c0-dab8-46a9-afb1-d6b3fbb92e5e>
- Seven Seas. (2017). *Libro de Instrucciones para la Instalación, puesta en marcha y mantenimiento*.
- Skousen, P. (2004). Valve Handbook. *Zeitschrift Für Papyrologie Und Epigraphik*, 101(1988), 1–436. <https://doi.org/10.1002/pi>
- Smith, P., & Zappe, R. (2004). *Engineering fundamentals for selecting the right valve design for every industrial flow application* (5th ed., Vol. 5). Gulf Professional Publishing is an imprint of Elsevier. https://www.energyinformation.ir/images/k2/www.EnergyInformation.ir_Valve-Selection-Handbook.pdf
- Suite, N. (2016). *Quick Guide for*. https://www.dabpumps.com/sites/default/files/2017-10/60118741_QUICK_GUIDE_FOR_PUMP_SELECTION_ENG.pdf
- Technical Learning College. (2018). *Pumps and motors continuing Education Professional Development Course*. <https://abctlc.com/downloads/courses/PUMPSMOTORS.pdf>
- White, F. M. (1976). *VISCOUS FLUID FLOW Second Edition*. https://s3.amazonaws.com/academia.edu.documents/46451905/2.1_TEXT_Viscous_Fluid_Flow_frank_m_white_second_edition.pdf?AWSAccessKeyId=AKIAIWOWYYGZ2Y53UL3A&Expires=1557077372&Signature=XACsRMopbvqb%2FhBqowA49iGkmH0%3D&response-content-disposition=inline%3Bfilename%3DVISCOUS_FLUID_FLOW_Second_Edition.pdf
- Whitesides, R. W. (2003). Selecting a Centrifugal Pump by System Analysis. *Engineer*, 128, 1–20. www.PDHcenter.com
- Yoshitake. (2016). *Pressure Reducing Valve*. http://www.yoshitake.jp/download/image/01_Pressure_reducing_valve.pdf

CIDE
EDITORIAL

The logo for CIDE Editorial features the word "CIDE" in a large, bold, sans-serif font above the word "EDITORIAL" in a smaller, all-caps, sans-serif font. Below the text is a stylized graphic of an open book with its pages fanning out.

ISBN: 978-9912-802-00-2



9789942802552