



Universidad de San Carlos de Guatemala  
Facultad de Ingeniería  
Escuela de Ingeniería Mecánica

## **GUÍA PARA EL CURSO MÁQUINAS HIDRÁULICAS**

**WALTER EDGARDO REYES CARRILLO**

Asesorado por el ing. José Ismael Véliz Padilla

Guatemala, agosto de 2010

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

**GUÍA PARA EL CURSO MÁQUINAS HIDRÁULICAS**

TRABAJO DE GRADUACIÓN

PRESENTADO A JUNTA DIRECTIVA DE LA

FACULTAD DE INGENIERÍA

POR

**WALTER EDGARDO REYES CARRILLO**

ASESORADO POR EL ING. JOSÉ ISMAEL VÉLIZ PADILLA

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE

**INGENIERO MECÁNICO**

GUATEMALA, AGOSTO DE 2010

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA  
FACULTAD DE INGENIERÍA



**NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA**

DECANO	Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos
VOCAL I	Inga. Glenda Patricia García Soria
VOCAL II	Inga. Alba Maritza Guerrero de López
VOCAL III	Ing. Miguel Ángel Dávila Calderón
VOCAL IV	Br. Luís Pedro Ortiz de León
VOCAL V	Br. José Alfredo Ortiz Herincx
SECRETARIO	Ing. Hugo Humberto Rivera Pérez

**TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO**

DECANO	Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos
EXAMINADOR	Ing. Fredy Mauricio Monroy Peralta
EXAMINADOR	Ing. Esdras Feliciano Miranda Orozco
EXAMINADOR	Ing. Elvis José Álvarez Valdez
SECRETARIA	Inga. Marcia Ivonne Véliz Vargas

**HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR**

Cumpliendo con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

**GUÍA PARA EL CURSO MÁQUINAS HIDRÁULICAS,**

tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica el 03 de marzo de 2010.

Walter Edgardo Reyes Carrillo

Guatemala, 05 de julio de 2010

**Ingeniero.**  
**Julio Campos Paiz**  
**Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica**  
**Facultad de Ingeniería**  
**Universidad de san Carlos de Guatemala.**

Señor Director:

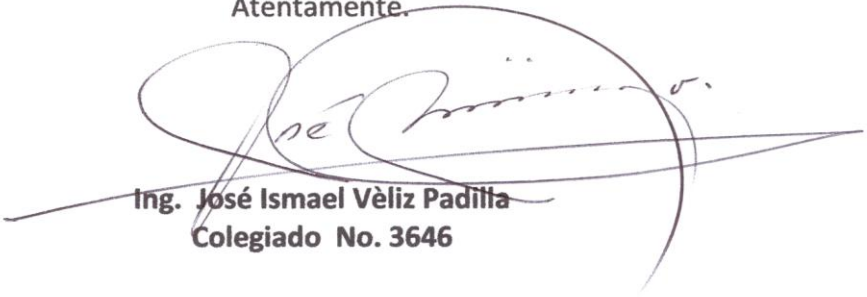
Por este medio me dirijo a usted, para informarle que he llevado a cabo la revisión final del trabajo de graduación titulado; **"GUIA PARA EL CURSO DE MÁQUINAS HIDRAULICAS"** Presentado por el estudiante Walter Edgardo Reyes Carrillo, con carné **No. 93-12880.**

El trabajo se ha desarrollado de acuerdo con el programa y los objetivos iniciales planteados y considero que llena los requisitos para ser aprobado como trabajo de graduación.

Finalmente, considero importante resaltar la utilidad que el trabajo tendrá como apoyo a todos los estudiantes del curso de Máquinas Hidráulicas y a profesionales que tienen relación con estos temas.

Agradeciendo la atención a la presente aprovecho la oportunidad de suscribirme de usted.

Atentamente.



**Ing. José Ismael Véliz Padilla**  
**Colegiado No. 3646**

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS  
DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERIA  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

El Coordinador del Área Complementaria de la Escuela de Ingeniería Mecánica, luego de conocer el dictamen del Asesor y habiendo revisado en su totalidad el trabajo de graduación titulado, **GUÍA PARA EL CURSO MÁQUINAS HIDRÁULICAS**, del estudiante Walter Edgardo Reyes Carrillo, recomienda su aprobación.

**ID Y ENSEÑAD A TODOS**

A handwritten signature in dark ink, appearing to read 'Carlos Humberto Pérez Rodríguez'.



Ing. Carlos Humberto Pérez Rodríguez  
**Coordinador de Área**

Guatemala, julio de 2010.

/bedei

**UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS  
DE GUATEMALA**



**FACULTAD DE INGENIERIA  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA**

El Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, después de conocer el dictamen del asesor, con la aprobación del Coordinador del Área Complementaria al Trabajo de Graduación titulado, **GUÍA PARA EL CURSO DE MÁQUINAS HIDRÁULICAS**, del estudiante Walter Edgardo Reyes Carrillo, procede a la autorización del mismo.

**ID Y ENSEÑAD A TODOS**

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Julio Cesar Campos Paiz', written over a rectangular stamp.

Ing. Julio Cesar Campos Paiz  
**DIRECTOR**

Guatemala, agosto de 2010

Universidad de San Carlos  
de Guatemala



Facultad de Ingeniería  
Decanato

Ref. DTG. agosto 2010

El Decano de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, al trabajo de graduación titulado: **GUÍA PARA EL CURSO MÁQUINAS HIDRÁULICAS**, presentado por el estudiante universitario **WALTER EDGARDO REYES CARRILLO**, autoriza la impresión del mismo.

IMPRÍMASE.

Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos  
DECANO



Guatemala, agosto de 2010

/cc



# **ACTO QUE DEDICO A**

## **DIOS**

Por ser mi luz, mi fortaleza, mi refugio y el centro que guía mi vida, por todas las bendiciones y la oportunidad de culminar un sueño, por la familia que me ha dado.

## **MIS PADRES**

Rubén Darío Reyes Fuentes y Deyanira Beatriz Carrillo de Reyes; gracias por el apoyo, amor y esfuerzo brindado para llegar a este logro, siendo una pequeña recompensa a sus múltiples esfuerzos.

## **MI ESPOSA**

Evelyn del Aguila, por estar a mi lado en todo momento y por los dos más grandes regalos de mi vida, que Dios te bendiga.

## **MIS HIJAS**

Bianka Ruth y Ana Beatriz, por ser el mayor incentivo de mi vida, y porque sea este un digno ejemplo a seguir en la formación de su futuro, las amo.

## **MI HERMANA**

Lucky, por sus sabios consejos, apoyo y ayuda incondicional en todo momento.

## **MIS ABUELOS**

Efraín Reyes Monterrosa (Q.E.P.D), Carmen Fuentes de Reyes, Enio Carrillo Rosales (Q.E.P.D), Beatriz Vides de Carrillo por toda su sabiduría, consejos y amor.

## **MIS SOBRINAS**

Estefy, Titi, Valentina, con cariño y para que sea una motivación y así logren sus sueños.

## **MI CUÑADO**

Eduardo Bóleres, por ser un amigo y hermano.

## **MIS AMIGOS**

Que Dios los bendiga y los proteja, gracias por acompañarme y permitirme compartir con ellos alegrías y tristezas.

## **AGRADECIMIENTOS ESPECIALES A**

### **LA UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA**

Casa de estudios que me ha forjado como profesional y me ha preparado para el largo camino que debo recorrer.

### **MI ASESOR**

Ing. José Ismael Véliz Padilla, por dedicarme su tiempo para lograr que este trabajo de graduación se haya culminado.

# ÍNDICE GENERAL

<b>ÍNDICE DE ILUSTRACIONES</b>	<b>XI</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS</b>	<b>XV</b>
<b>LISTA DE SÍMBOLOS Y ABREVIATURAS</b>	<b>XVII</b>
<b>GLOSARIO</b>	<b>XIX</b>
<b>RESUMEN</b>	<b>XXIII</b>
<b>OBJETIVOS</b>	<b>XXV</b>
<b>INTRODUCCIÓN</b>	<b>XXVII</b>
<b>1. GENERALIDADES</b>	<b>1</b>
1.1 Concepto de máquinas hidráulicas	1
1.2 Clasificación general	2
1.2.1 Bombas de desplazamiento positivo	3
<b>2. BOMBAS</b>	<b>7</b>
2.1 Nociones sobre la instalación de una estación de bombeo	7
2.2 Altura de elevación, caudal y consumo de energía de una bomba	11
2.2.1 Carga	11
2.2.2 Carga total	12
2.2.2.1 Carga estática	12
2.2.2.1.1 Carga estática total	12
2.2.2.1.2 Carga estática de succión	12
2.2.2.1.3 Carga estática de descarga	12
2.2.3 Carga de fricción	12
2.2.4 Pérdidas de entrada y salida	13
2.2.5 Elevación correspondiente a la velocidad	13
2.2.6 Carga total de succión y elevación de succión ( $h_s$ )	13

2.2.7	NPSH (carga neta positiva de succión)	14
2.2.8	Carga de descarga	14
2.2.9	Carga total	15
2.2.10	Nivel estático	15
2.2.11	Nivel dinámico o de bombeo	15
2.2.12	Abatimiento	15
2.2.13	Sumergencia	15
2.2.14	Potencia al freno	16
2.2.15	Caudal	16
2.2.16	Pérdidas	17
2.2.17	Prueba de aforo	18
	2.2.17.1 Aforo volumétrico	19
	2.2.17.2 Prueba de bombeo	22
2.3	Descripción de los principales tipos de bombas	23
	2.3.1 Clasificación de las bombas por el tipo de succión	23
	2.3.2 Clasificación de las bombas por su dirección de flujo	23
	2.3.3 Clasificación de las bombas por la posición de su flecha	23
2.4	Bombas de émbolo	24
	2.4.1 Bombas de émbolo simple	25
	2.4.2 Bombas de émbolos múltiples	26
	2.4.3 Bombas de diafragma	27
2.5	Bombas rotativas	27
	2.5.1 Bombas de leva y pistón	30
	2.5.2 Bombas de engranes externos	31
	2.5.3 Bombas de engrane interno	31
	2.5.4 Bombas lobulares	32
	2.5.5 Bombas de tornillo	33
	2.5.6 Bombas de paletas	33
	2.5.7 Bombas de junta universal	34

2.5.8	Bombas de tubo flexible	34
2.6	Bombas centrífugas, horizontales, de turbina.vertical y sumergible	35
2.6.1	Bombas centrífugas	35
2.6.2	Características de la bombas centrífugas	36
2.6.3	Limitación de la altura se succión de una bomba centrífuga	37
2.6.4	Tipos de flujo	41
2.6.5	Aplicaciones de bombas centrífugas	42
2.6.6	Funcionamiento de las bombas centrífugas	43
2.6.7	Bomba tipo voluta	44
2.6.8	Bombas de difusor o bombas–turbina	45
2.6.9	Bomba vertical y horizontal	46
2.6.10	Bombas horizontales	47
2.6.11	Bombas monobloc	48
2.6.12	Bombas de silla	49
2.6.13	Bombas de caja partida horizontal	50
2.6.14	Bombas verticales	51
2.6.15	Bombas verticales de funcionamiento en seco	51
2.6.16	Bombas verticales sumergidas	52
2.6.16.1	Descripción general del equipo	55
2.6.16.2	Condiciones de operación	56
2.6.16.3	Composición del equipo	57
2.6.16.3.1	Cuerpo de bomba	57
2.6.16.3.2	Tazones	57
2.6.16.3.3	Impulsores	58
2.6.16.3.4	Columna lubricada por agua	59
2.6.16.3.5	Columna exterior	59
2.6.16.3.6	Columna interior	59
2.6.16.3.7	Linterna o cabezal de descarga	60
2.6.16.3.8	Sistema de prelubricación	61

2.6.17	Bombas de turbina verticales de motor normal superior	61
2.6.18	Bombas de turbina verticales de motor sumergido o electrobombas	62
2.6.18.1	Descripción general del equipo	62
2.6.18.2	Condiciones de operación	63
2.6.18.3	Composición del equipo	64
2.6.18.3.1	Cuerpo de impulsores	64
2.6.19	Bombas verticales de hélice	65
2.6.20	Bomba con impulsor de flujo axial, radial y mixto	66
2.6.21	Bombas de impulsor abierto, semiabierto y cerrado	69
2.6.21.1	Impulsores abiertos	71
2.6.21.2	Impulsores semiabiertos	72
2.6.21.3	Impulsores cerrados	74
2.6.22	Relaciones de las características de las bombas centrífugas	76
2.6.23	Instalación de bombas	77
2.6.23.1	Bombas centrífugas de eje horizontal	77
2.6.23.1.1	Planeamiento de la instalación	77
2.6.23.1.2	Cimentación	78
2.6.23.1.3	Alineación de la bomba y motor	78
2.6.23.1.4	Conexiones a la tubería	79
2.6.23.1.5	Verificación final de alineamiento	80
2.6.23.2	Bombas de turbina vertical	81
2.6.23.2.1	Cimiento	81
2.6.23.2.2	Alineamiento	82
2.6.23.2.3	Instalación	83
2.6.23.2.3.1	Pozos para las bombas	83

2.6.23.2.3.2	Instalación del tubo de succión	83
2.6.23.2.3.3	Instalación de cuerpo de bomba	83
2.6.23.2.3.4	Instalación de columna de descarga	89
2.6.23.2.3.5	Instalación de la cabeza de descarga	89
2.6.23.2.3.6	Tuberías y accesorios de impulsión	93
2.7	Bombas de desplazamiento positivo y sistema hidráulico de aceite	96
2.7.1	Factor de multiplicación	96
2.7.2	El flujo de fluido en tuberías	98
2.7.3	Tuberías en aire comprimido	100
2.7.4	Cañerías de servicio	101
2.7.5	Cañerías de interconexión	101
2.7.6	Caída de presión en tuberías	101
2.7.7	Caídas de presión en válvulas	102
2.7.8	Válvulas hidráulicas	103
2.7.9	Válvulas neumáticas	103
2.7.10	Pérdida de presión en un circuito automático	103
2.7.11	Caída de presión en el circuito de una prensa hidráulica	105
2.7.12	Tanques y depósitos	111
2.7.13	Accesorios para tanques	113



2.7.14	Tapa de llenado	114
2.7.15	Filtros	115
2.7.15.1	Coladera de succión	115
2.7.15.2	Filtro en línea	116
2.7.15.3	Algunos circuitos de filtrado	116
2.7.15.3.1	En la línea de presión	116
2.7.15.3.2	En la línea de retorno	117
2.7.15.3.3	Cuidado	118
2.8	Dispositivos de seguridad en las estaciones de bombeo	118
2.8.1	Consecuencias	121
2.8.2	Dispositivos para controlar el golpe de ariete	122
<b>3.</b>	<b>SIMILITUD Y TEORÍA DE LAS MÁQUINAS HIDRÁULICAS</b>	<b>125</b>
3.1	Generalidades	125
3.2	Ampliación de análisis de dimensional a la semejanza de máquinas hidráulicas	125
3.2.1	Formas de conexión de las bombas	127
3.2.1.1	Conexión de bombas en serie	127
3.2.1.2	Conexión de bombas en paralelo	128
3.3	Teoría aplicable tanto a las turbinas de reacción como a las bombas	129
3.3.1	Grado de reacción de una turbomáquina	129
<b>4.</b>	<b>CAVITACIÓN</b>	<b>133</b>
4.1	El fenómeno físico	133
4.2	Manifestación de la cavitación en las turbo máquinas	134
4.2.1	El fenómeno de la cavitación en función del caudal elevado	136
4.3	Origen del fenómeno de cavitación de las turbo máquinas	138
4.3.1	Presión estática, (ps)	138

4.3.2	Presión dinámica (pd)	138
4.3.3	Presión total (pt)	139
4.3.4	Relación entre ps, pd y pt	139
4.3.5	Mecanismo de la cavitación	140
4.3.5.1	Etapa 1. Formación de burbujas	141
4.3.5.1.1	Cálculo de la cabeza total de succión a la entrada de la bomba.	145
4.3.5.1.2	Caída de presión en el sistema interno de succión de la bomba	147
4.3.5.2	Etapa 2. Crecimiento de las burbujas	150
4.3.5.3	Etapa 3. Colapso de las burbujas	150
4.3.6	Síntomas generales de cavitación y sus efectos sobre el desempeño de la bomba y de sus componentes	151
4.3.6.1	Reducción de la capacidad de bombeo	152
4.3.6.2	Disminución en la generación de cabeza	152
4.3.6.3	Vibración y ruido anormal	153
4.3.6.4	Daños a los componentes erosión o picaduras	154
4.3.6.4.1	Nota	155
4.3.6.5	Deformaciones mecánicas	157
4.3.6.6	Corrosión con cavitación	157
<b>5.</b>	<b>SELECCIÓN DE LAS MÁQUINAS HIDRÁULICAS</b>	<b>161</b>
5.1	Selección del tipo de turbina	161
5.1.1	Cabeza bruta (Hb)	161
5.1.2	Cabeza máxima (Hmax)	162
5.1.3	Cabeza mínima (Hmin)	162
5.1.4	Cabeza neta (Hn)	162
5.1.5	Cabeza nominal (Hr)	162
5.2	Cálculo de las dimensiones de las turbinas	164

5.2.1	Potencia de la turbina	164
5.2.2	Velocidad específica	164
5.2.3	Clasificaciones de las centrales para turbinas	166
5.2.4	Centrales de alta presión	166
5.2.5	Centrales de media presión	166
5.2.6	Centrales de baja presión	166
<b>6.</b>	<b>TURBINAS HIDRÁULICAS</b>	<b>167</b>
6.1	Principio de turbo máquina	167
6.2	Descripción de los principales tipos de turbinas	168
6.3	Turbinas Francis	169
6.4	Generalidades	170
6.5	Clasificación	171
6.6	Principios de funcionamiento	172
6.6.1	Caracol o cámara espiral	174
6.6.2	El distribuidor	174
6.6.3	El rodete	175
6.6.4	Difusor	176
6.6.5	Tubo de aspiración	176
6.6.6	Eje de una turbina Francis	177
6.7	Turbinas Pelton	178
6.8	Teoría de la turbina Pelton	179
6.8.1	El distribuidor	180
6.8.2	Cámara de distribución	181
6.8.2.1	Inyector	182
6.8.2.2	Tobera	182
6.8.2.3	Aguja	182
6.8.2.4	Deflector	182
6.8.2.5	Equipo regulador de velocidad	183

6.8.3	El rotor o rodete	183
6.8.3.1	Rueda motriz	183
6.8.3.2	Cangilones	184
6.8.4	La carcasa	185
6.8.5	La cámara de descarga	186
6.8.6	Sistema de frenado	186
6.8.7	Eje de la turbina	187
6.9	Análisis del funcionamiento de una turbina Pelton	187
6.10	Disposición del número de inyectores	189
6.11	Turbina Kaplan y Deriaz	192
6.12	Generalidades	193
6.13	Órganos principales y análisis de funcionamiento	194
6.14	Turbina tipo Straflo	198
<b>7</b>	<b>EJEMPLOS TEÓRICOS</b>	<b>199</b>
	<b>CONCLUSIONES</b>	<b>205</b>
	<b>RECOMENDACIONES</b>	<b>207</b>
	<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>209</b>



# ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

## FIGURAS

1. Vista detallada de una bomba hidráulica	1
2. Vista interior del cilindro en que se mueve el émbolo	3
3. Esquema de una instalación típica de bombeo	7
4. Succión negativa	10
5. Succión positiva	10
6. Esquema de aforo libre	20
7. Bomba de émbolo	25
8. (a) bomba simple, (b) bomba dúplex	26
9. Bomba de diafragma	27
10. Bomba de leva y pistón	30
11. Bombas de engranes externos	31
12. Bombas de engrane interno	32
13. Bomba de lóbulos	32
14. Bombas de tornillo	33
15. Bomba de paletas	34
16. Bomba centrífuga y su esquema	35
17. Bomba centrífuga seccionada y sus componentes	37
18. Bomba centrífuga, empaquetadura y brida	41
19. Bombas con carcasa tipo voluta	45
20. Bomba de difusor	45
21. Corte longitudinal de una bomba monobloc para alta presión	48
22. Vista exterior de una bomba de silla montada en fábrica sobre base estructural	49
23. Bomba con caja partida horizontal destapada	50
24. Bomba de eje vertical	54

25. Campos de aplicación de los tres tipos de bombas centrífugas	68
26. Relación entre el rendimiento de diversas bombas centrífugas y su velocidad específica	69
27. Tipos de impulsores	70
28. Tipos de rodetes de bomba	70
29. Empuje axial en impulsor abierto con álabes posteriores	71
30. Impulsor de una bomba de torbellino con álabes radiales a ambos lados del disco	74
31. Empuje axial en impulsor cerrado	75
32. Instalación de una bomba - colocación de las planchas	80
33. Ajuste del acoplamiento elástico sin manguito intermedio	80
34. Ajuste del acoplamiento elástico con manguito intermedio	81
35. Alineación y acoplamiento de bomba y motor	81
36. Etapas de instalación de una bomba turbina vertical en un pozo	91
37. Ejemplo de multiplicación de fuerza	96
38. Analogía mecánica de un sistema hidráulico	97
39. Comportamiento de flujo laminar	98
40. Comportamiento de flujo turbulento	98
41. Comportamiento de fluido en tubería con restricción	99
42. Curva brusca	99
43. Curva amplia	99
44. Diseño de cañerías	100
45. Caída de presión	101
46. Pérdidas de presión	102
47. Presiones normales	102
48. Circuito automático	104
49. Circuito automático con pérdida de presión	105
50. Funcionamiento de bomba sin circulación	105
51. Funcionamiento de bomba con circulación	106

52. Equipo de protección	108
53. Lubricador	109
54. Lubricador de gota	110
55. Conjunto de protección	111
56. Sistema hidráulico con tanque	112
57. Tanque de un sistema hidráulico	112
58. Nivel de tanque	113
59. Orificio de llenado con tapadera y filtro	114
60. Orificio de llenado con filtro para atmosferas limpias	114
61. Filtro	115
62. Filtro en línea	116
63. Sistema con bomba, filtro y coladera	117
64. Filtro de retorno	117
65. Material destruido por un golpe de ariete	118
66. Curvas características de la bomba centrífuga	127
67. Gráfico cavitación-caudal	135
68. Procesos de la cavitación	141
69. Sistema de succión con bomba externa	143
70. Sistema de succión con bomba interna	149
71. Colapso de una burbuja de vapor	151
72. Cavitación como erosión y picadura	155
73. Daños por cavitación agujeros en los impulsores	156
74. Abaco para selección del tipo de turbina	163
75. Turbina Francis	169
76. Esquema de turbina Francis	171
77. Situación generalizada de una turbina Francis	173
78. Detalles posiciones, cerrado o abierto, de las palas directrices del distribuidor	174
79. Rodete de turbina Francis	175



80. Situación del tubo de aspiración en una turbina francis de eje vertical	177
81. Turbina Pelton	178
82. Esquema de un distribuidor	181
83. Detalles de la cámara de distribución de una turbina Pelton	183
84. Rodete de turbina Pelton	184
85. Cangilones, cucharas o álabes del rodete	185
86. Carcasa de turbina Pelton	186
87. Eje ensamblado en el rodete de turbina Pelton	187
88. Disposición de 6 inyectores en turbina Pelton	189
89. Principales dimensiones del distribuidor para una turbina Pelton	190
90. Disposición de cuatro inyectores en turbina Pelton	191
91. Sección transversal de una turbina Kaplan	192
92. Eje y rodete de turbina Deriaz	193
93. Rodete de una turbina Kaplan	197
94. Sección transversal de una turbina Straflo	198

## TABLAS

1. Gráfica de la curva del cálculo de área hidráulica	21
2. Tabla altura, gasto, eficiencia de bombas centrifugas	38
3. Alturas máximas de succión	84
4. Diámetro de tubería de succión en función de la velocidad	85
5. Valores del coeficiente C de Hazen-Williams	88
6. Valores aproximados de K (pérdidas de carga locales)	88
7. Disminución de la presión atmosférica	92
8. Presión de vapor del agua	93



## LISTA DE SÍMBOLOS Y ABREVIATURAS

<b>A.D.T.</b>	Altura dinámica total de bombeo
<b>ASA</b>	( <i>Automotive Service Association</i> ) Asociación de servicio automotriz
<b>cm</b>	Centímetros
<b>f.s.</b>	Factor de seguridad
<b>Hp</b>	Caballos de potencia
<b>Hz</b>	Hertz
<b>H.I.S.</b>	( <i>Hydraulic institute standards</i> ) Instituto de Normas Hidráulicas
<b>kg/cm<sup>2</sup></b>	Kilogramo por centímetro cuadrado
<b>kPa</b>	Kilo Pascales
<b>kW</b>	Kilowatts
<b>l/s</b>	Litros por segundo
<b>m/s</b>	Metros por segundo
<b>m</b>	Metros
<b>NPSH</b>	( <i>Net Positive Suction Head</i> ) Carga neta positiva de succión
<b>NPSHr</b>	Carga neta positiva de succión mínima o requerida

<b>nq</b>	Velocidad específica
<b>PVC</b>	Policloruro de vinilo
<b>P.S.I.</b>	<i>(Ponds per square inch)</i> Unidad de medida de presión cuyo valor equivale a 1 libra por pulgada cuadrada
<b>Q</b>	Caudal
<b>rpm</b>	Revoluciones por minuto
<b>SAE</b>	<i>(Society of automotive engineers)</i> Sociedad de ingenieros automotrices
<b>1 atmósfera</b>	Equivale a la presión que ejerce la atmósfera terrestre al nivel del mar, utilizado para medir presiones elevadas en el sistema internacional de unidades. Equivale a 14.69594877551 P.S.I

## GLOSARIO

<b>Acuífero</b>	Una o más capas subterráneas de roca o de otros estratos geológicos que tienen la suficiente porosidad y permeabilidad para permitir ya sea un flujo significativo de aguas subterráneas o la extracción de cantidades significativas de aguas subterráneas.
<b>Aforo</b>	Medir la cantidad de agua que lleva una corriente en una unidad de tiempo.
<b>Álabe</b>	Cada una de las paletas curvas de una rueda hidráulica o de una turbina.
<b>Anclajes</b>	Mecanismos o estructuras especiales de hormigón, mamposterías o metálicos, etc., usados para la fijación y apoyo de tuberías, accesorios, motores, etc.
<b>Argamasa</b>	Mortero empleado como material de construcción en albañilería, compuesto por una mezcla de cal, arena y agua.
<b>Biela</b>	Barra metálica que une la cabeza del pistón y el eje de cigüeñal, permitiendo así que se transmita el movimiento y se transforme de rectilíneo en circular.
<b>Bridas</b>	Reborde circular plano de hierro fundido o acero dispuesto en el extremo de los tubos y accesorios, que sirve para acoplarse entre sí y a otros accesorios mediante pernos.

<b>Camisa</b>	En mecánica, se refiere a un revestimiento interior, el cual se coloca en los cilindros del bloque, cuando tienen un desgaste demasiado grande.
<b>Carcasa</b>	Cuerpo o componente que protege todas sus partes internas.
<b>Caudal</b>	Volumen de líquido que circula por cada una de las secciones de conducción abierta o cerrada por unidad de tiempo ( $m^3/s$ ).
<b>Cebado</b>	Consiste en llenar de líquido la tubería de aspiración succión y la carcasa de la bomba, para facilitar la succión de líquido, evitando que queden bolsas de aire en el interior o que el mecanismo trabaje en seco.
<b>Cédula</b>	Espesor de la pared de un tubo.
<b>Chumacera</b>	Pieza de metal o madera, con una muesca en que descansa y gira cualquier eje de maquinaria.
<b>Coplas</b>	Su función es la de unir dos conexiones con terminación macho del mismo diámetro, mantiene la misma dirección e invariablemente sus extremos son hembras.
<b>Difusor</b>	Válvulas que cambian su sección de paso cuando se modifican las propiedades del fluido que las cruza.
<b>Fittings</b>	Unión, copla.

<b>Embalse</b>	Depósito artificial en el que se almacenan las aguas de un río o de un arroyo, generalmente mediante una presa o un dique que cierra la boca de un valle.
<b>Efecto Venturi</b>	Consiste en que un fluido en movimiento dentro de un conducto cerrado disminuye su presión al aumentar la velocidad después de pasar por una zona de sección menor. Si en este punto del conducto se introduce el extremo de otro conducto, se produce una aspiración del fluido contenido en este segundo conducto.
<b>Grifo</b>	Dispositivo que regula el flujo de agua en una cañería.
<b>Micrones</b>	Un micrón o micrómetro es la milésima parte de un milímetro o la millonésima de un metro.
<b>Niple</b>	Trozo muy corto de cañería con rosca macho en al menos uno de sus extremos, el otro puede tener rosca macho o hembra, que sirve para unir cañerías más extensas.
<b>Probeta</b>	Tubo de cristal abierto en uno de los extremos, es utilizado en los laboratorios para contener líquidos, permite medir volúmenes.
<b>Rodete</b>	Disco perpendicular al eje de giro, compuesto por alabes curvados en dirección contraria al movimiento.



<b>Salto de agua</b>	Paso brusco o caída de masas de agua desde un nivel, más o menos constante, a otro inmediatamente inferior. Numéricamente se define como la diferencia de cota (altura de salto).
<b>Tubo Pitot</b>	Inventado por el ingeniero francés Henri Pitot en 1,732, sirve para calcular la presión total, también llamada presión de estancamiento, presión remanente o presión de remanso (suma de la presión estática y de la presión dinámica). Es simplemente un tubo hueco de sección circular de pequeño diámetro, doblado en L y cuyo eje se alinea con la dirección de la velocidad del flujo en el punto de medida.
<b>Válvulas</b>	Accesorios que se utilizan en las redes de distribución para controlar el flujo y se pueden clasificar en función de la acción específica que realizan. Las válvulas más comunes en una red de distribución son las de compuerta y sirven para aislar segmentos de la misma.
<b>Voluta</b>	Cámara o carcasa en forma de espiral de una bomba centrífuga dentro de la cual gira el rodete y que recoge el fluido propulsado radialmente por éste, dirigiéndolo hacia los de tubos de salida.

## RESUMEN

Por lo general, el dispositivo mecánico como una bomba, suministra la energía o la fuerza impulsora que incrementa la energía mecánica del fluido. Esta energía se puede usar para aumentar la velocidad, la presión o elevación del fluido, de acuerdo con la ecuación de Bernoulli que relaciona velocidad con presión, densidad y trabajo.

Existen diversos tipos de bombas y aplicaciones en los sistemas de agua. Las bombas que se utilizan para transportar agua a través del sistema están dentro de la categoría de desplazamiento variable o centrifugas.

La tasa de descarga de esas bombas varía de acuerdo con la carga (a medida que aumenta la elevación o carga, disminuye la producción de la bomba). Estas bombas no son autocebantes; por ello, dependen de la carga de succión positiva o de un sello hermético en la entrada de la bomba si el nivel del agua que se va a bombear está por debajo del impulsor de la bomba. El tipo de bomba de desplazamiento variable más común es la centrifuga.

Las bombas centrifugas equipadas con un sólo impulsor se denominan bombas de una sola etapa, mientras que las que tienen dos o más impulsores se llaman bombas de múltiples etapas.

El ruido, vibración y calor excesivos indican problemas graves, como falla en los rodamientos, falta de alineación del eje, cavitación de la bomba, desgaste del impulsor o avería del motor.

Las centrales hidroeléctricas representan la principal aplicación de las turbinas hidráulicas, al aprovechar la energía potencial del agua fluvial para generar energía eléctrica.

Desde el embalse el agua destinada a la generación eléctrica es conducida por medio de tuberías de presión (tubería forzada) hasta la entrada de la turbina.

Existe una gran variedad en turbinas para esta utilización las que se clasifican en acción y reacción, siendo la única de acción la turbina tipo Pelton, mientras que las de reacción son las turbinas Francis, Kaplan, Deriaz y Straflo.

## **OBJETIVOS**

### **➤ GENERAL**

Proporcionar una guía para el curso de máquinas hidráulicas capaz de sufragar todas las inquietudes de los alumnos de dicho curso, así como el de introducirlos a las nuevas tendencias de utilización en la industria.

### **➤ ESPECÍFICOS**

1. Describir la teoría y los conceptos básicos de los temas citados en el contenido del programa del curso Máquinas Hidráulicas.
2. Brindar apoyo escrito a los alumnos del curso de máquinas hidráulicas, en forma clara y concisa, además de proveerles imágenes claras y equipos seccionados para un mejor entendimiento de los puntos programáticos del curso, basado en el programa de estudio establecido por la Facultad de Ingeniería de la Universidad San Carlos de Guatemala.
3. Proporcionar una herramienta básica para solucionar las dudas generadas en el curso, actualizando la información existente.
4. Dejar una base lógica en la guía del curso de máquinas hidráulicas en forma digital para las nuevas oportunidades en plataformas de páginas de Internet, como la de la Facultad de Ingeniería, principalmente en la de la Escuela de Ingeniería Mecánica, para generar nuevas tendencias educativas como son los cursos virtuales.



## INTRODUCCIÓN

El presente trabajo es el resultado de la inquietud de contar con un manual para la asignatura de máquinas hidráulicas, en el cual se recopiló la información de manera breve, concisa, clara y precisa de todo lo referente al cálculo y selección de bombas y turbomáquinas hidráulicas y así contar con un documento extra de respaldo para los estudiantes.

Las máquinas hidráulicas pertenecen a un grupo muy importante llamando máquinas de fluido. Aunque rara es la máquina en que no intervienen uno o varios fluidos como refrigerantes, lubricantes; sólo eso no es suficiente para incluir dicha máquina en el grupo de máquinas de fluido.

Las bombas que bombean líquidos distintos al agua (gasolina, ácidos, etc.) también son máquinas hidráulicas. Aunque el líquido bombeado este caliente la máquina no es térmica, sino seguirá siendo hidráulica.

Máquinas hidráulicas son aquellas máquinas en que el fluido proporciona la energía que absorbe la máquina (por ejemplo, el agua que se suministra a una turbina posee una energía preferentemente de presión, proveniente de la energía geodésica que poseía el embalse y que a su vez la turbina transforma la energía mecánica) o bien aquellas en que el fluido es el receptor de energía, al que la máquina restituye la energía mecánica absorbida.

La energía potencial del agua se transforma en energía de presión y en energía cinética. Tal energía puede transformarse en trabajo cuando el agua golpea un objeto tal que la dirección del flujo del agua cambie y el objeto se mueva como resultado de la acción del agua.

Si se utiliza una máquina adecuada, la energía existente en el agua que fluye o en el agua almacenada en un nivel apropiado, puede convertirse en potencia mecánica, que puede utilizarse para muchas aplicaciones o usos.

Dependiendo de alguna propiedad particular, las turbinas pueden clasificarse de distintas formas.

Normalmente un generador hidráulico (bomba) es accionado por un motor eléctrico, térmico, etc. mientras que un motor hidráulico (turbina) acciona un generador eléctrico.

Asimismo también se pueden dividir las turbinas en axiales o radiales, según que la columna de líquido se desplace en el rodete a lo largo del eje de rotación, o bien normalmente al mismo, es decir, de forma radial.

Las turbinas también se pueden clasificar según se utilicen para saltos de poca altura (Francis y de hélice, saltos que no sobrepasen los 10 m y grandes caudales de incluso centenares de metros cúbicos), para saltos de mediana altura y elevados (Francis, hasta unos 400 m y caudales medianos), o para saltos de gran altura (Pelton, superiores a 1,700m y caudales pequeños, no más de 5 m<sup>3</sup>/s).

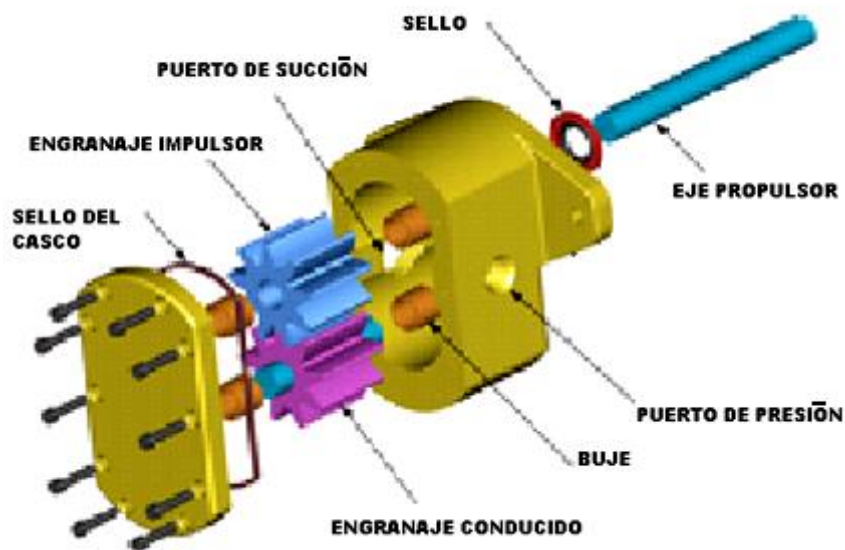
# 1. GENERALIDADES

## 1.1 Concepto de máquinas hidráulicas

Una máquina hidráulica es una variedad de máquina de fluido que emplea para su funcionamiento las propiedades de un fluido incompresible o que se comporta como tal, debido a que su densidad en el interior del sistema no sufre variaciones importantes.

Convencionalmente se especifica para los gases un límite de 100 mbar para el cambio de presión; de modo que si éste es inferior, la máquina puede considerarse hidráulica. Dentro de las máquinas hidráulicas el fluido experimenta un proceso adiabático, es decir no existe intercambio de calor con el entorno.

**Figura 1. Vista detallada de una bomba hidráulica**





Una máquina hidráulica es un transformador de energía, esto es, recibe energía mecánica que puede proceder de un motor eléctrico, térmico, etc., y la convierte en energía que un fluido adquiere en forma de presión, de posición, o de velocidad.

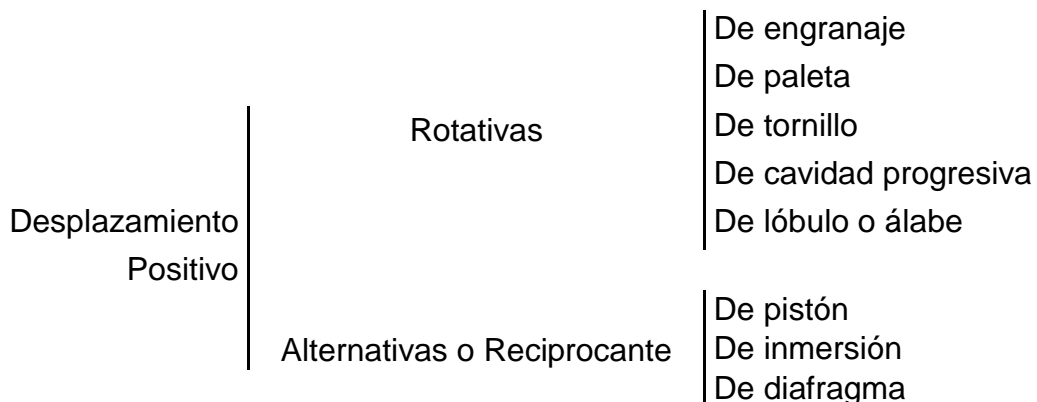
Otra definición puede ser: máquina hidráulica (bomba), es un dispositivo empleado para elevar, transferir o comprimir líquidos y gases.

Para una mayor claridad, buscando una analogía con las máquinas eléctricas, y por el caso específico del agua, una bomba sería un generador hidráulico.

## 1.2 Clasificación general

Los factores más importantes que permiten escoger un sistema de bombeo adecuado son: la presión última, presión de proceso, velocidad de bombeo, tipo de gases a bombear (la eficiencia de cada bomba varía según el tipo de gas).

Los tipos de bombas comúnmente utilizados para la entrega del fluido se pueden clasificar como:



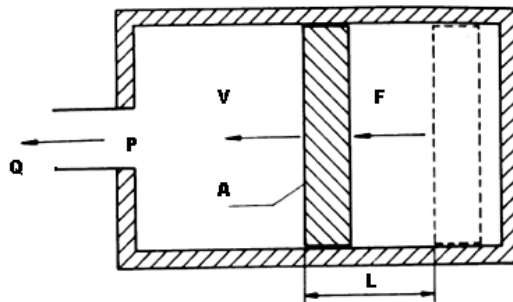
Dinámicas	Centrífuga	De flujo radial De flujo axial
	Especiales	Ariete hidráulico Aire comprimido
	De flujo mixto De propulsión o tipo eyector	

### 1.2.1 Bombas de desplazamiento positivo

El funcionamiento de las máquinas de desplazamiento positivo no se basa en la ecuación de Euler, sino que se mueve un émbolo con movimiento uniforme y velocidad  $V$  y un fluido a presión  $P$ . Supondrá que tanto el cilindro como el émbolo son rígidos o indeformables y que el fluido es incomprensible. El movimiento del émbolo se debe a la fuerza aplicada  $F$ . El émbolo al moverse desplaza al fluido a través de un orificio. Si el émbolo recorre un espacio  $l$  hacia la izquierda, el volumen ocupado por el líquido se reducirá en un valor igual a  $Al$  donde  $A$  es el área transversal del émbolo. Como el fluido es incomprensible el volumen del fluido que sale por el orificio será también  $Al$ . El tiempo  $t$  empleado en recorrer la distancia  $l$  es:

$$t = \frac{l}{v}$$

Figura 2. Vista interior del cilindro en que se mueve el émbolo



La explicación del principio de desplazamiento positivo: al disminuir el volumen a la izquierda del émbolo el fluido se verá obligado a salir, sea cual fuere la presión, siempre que la fuerza  $F$  sea suficientemente grande y las paredes del cilindro suficientemente robustas.

El caudal  $Q$ , o volumen desplazado en la unidad de tiempo, será:

$$Q = \frac{Al}{t}$$

Si no hay rozamiento la potencia comunicada al fluido será:

$$P = Fv$$

Pero  $F = pA$ ; luego

$$P = Fv = pAv = Qp$$

El principio de desplazamiento positivo consiste en el movimiento de un fluido causado por la disminución del volumen de una cámara, por tanto, en una máquina de desplazamiento positivo, el órgano intercambiador de energía no tiene necesariamente movimiento alternativo (émbolo), sino que puede tener movimiento rotativo (rotor). Sin embargo, en las máquinas de desplazamiento positivo tanto alternativas como rotativas, siempre hay una cámara que aumenta de volumen (succión en una bomba) y disminuye el volumen (impulsión). Por eso estas máquinas se llaman también máquinas volumétricas.

Las bombas de desplazamiento positivo entregan una cantidad fija de fluido en cada revolución del rotor de la bomba. Por lo tanto, excepto por resbalamientos pequeños debido al paso libre entre el rotor y la estructura, la entrega o capacidad de la bomba no se ve afectada por los cambios en la presión que debe desarrollar.

Según el tipo de movimiento del desplazador las máquinas de desplazamiento positivo se clasifican en:

- Máquinas alternativas y
- Máquinas rotativas.

Un segundo criterio para clasificar, es según la variabilidad del desplazamiento:

- Máquinas de desplazamiento fijo y
- Máquinas de desplazamiento variable.

En resumen, teniendo los dos criterios enunciados, las máquinas de desplazamiento positivo se clasifican en cuatro grupos:

1. Máquinas alternativas de desplazamiento fijo;
2. Máquinas alternativas de desplazamiento variable;
3. Máquinas rotativas de desplazamiento fijo;
4. Máquinas rotativas de desplazamiento variable.

Su campo de aplicación es en el bombeo de líquidos, transmisión y controles hidráulicos y neumáticos.

Las bombas de desplazamiento positivo o son aplicables para:

- ✓ Gastos pequeños
- ✓ Presiones altas
- ✓ Líquidos limpios.

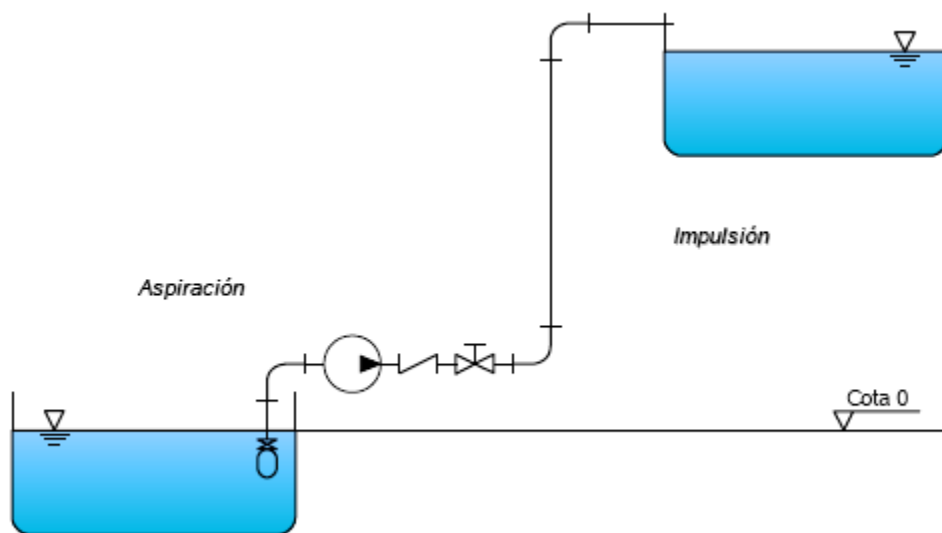
Las rotatorias para:

- ✓ Gastos pequeños y medianos
- ✓ Presiones altas
- ✓ Líquidos viscosos.

## 2. BOMBAS

### 2.1 Nociones sobre la instalación de una estación de bombeo

Figura 3. Esquema de una instalación típica de bombeo



Las instalaciones hidráulicas son aquellas enfocadas a suministrar un líquido en unas determinadas condiciones de caudal y presión.

Una instalación típica es aquella que emplea una bomba para trasvasar agua de un depósito a otro de mayor altura.

Se debe tomar en cuenta la carga o altura dinámica total de bombeo (A.D.T) que representa todos los obstáculos que tendrá que vencer el líquido impulsado por la máquina (se expresa en metros de columna del mismo) para poder llegar hasta el punto específico considerado como la toma más desfavorable.

La expresión para el cálculo de A.D.T. proviene de la ecuación de Bernoulli y es:

$$ADT = h + \sum hf + \frac{V}{2g} + hr$$

Donde

**h** = Altura geométrica entre el nivel inferior y el superior del líquido.

$\sum hf$  = La sumatoria de todas las pérdidas (tanto en tubería recta como en accesorios) que sufre el fluido entre el nivel de succión y de descarga.

$\frac{V}{2g}$  = Energía cinética o presión dinámica.

La expresión de la ecuación A.D.T. se ve modificada en función de la configuración de la red y del tipo de succión, positiva o negativa, (si el nivel del líquido se encuentra por encima o por debajo respectivamente del eje de la bomba) a la cual estará sometida la bomba. En la medida de lo posible es conveniente colocar la bomba en succión positiva, ya que así se mantiene llena de fluido, a la vez que se le disminuye el A.D.T., debido a la presión adicional agregada por la altura del líquido.

En el caso de la succión negativa con sus respectivos accesorios se muestra la caída de presión en la tubería de succión por efecto del roce que se denotará **hfs**, una velocidad **Vs**, una altura de succión **hs**, y un diámetro de succión **Ds**. En la descarga se tendrá un **hfd**, una velocidad de descarga **Vd**, una altura de descarga **hd** y un diámetro de descarga **Dd** al cual se considera como el inmediato superior al de la succión.

Para este caso y considerando cada tramo por separado, la ecuación de la Altura Dinámica Total queda de la siguiente forma:

$$\mathbf{ADT = (hd+hs)+hfs+hfd+Vd/2g+hrs+hrd}$$

En este caso, al encontrarse ambos tanques abiertos a la atmósfera las presiones hrs y hrd se anulan.

Cuando los tanques uno inferior y otro superior se encuentran sellados y poseen una presión residual hrs y hrd. En la ecuación A.D.T. la presión hrd tiene que sumarse mientras que la presión hrs debe restarse por ser energía adicional que va a tener el sistema y que va a ayudar al trabajo de bombeo. La ecuación resultante es:

$$\mathbf{ADT = (hd+hs)+hfs+hfd+Vd/2g+hrs-hrd}$$

Al encontrarnos con una succión positiva, la altura geométrica que la bomba debe vencer en este caso, es menor; para este caso el ADT será:

$$\mathbf{ADT = (hd-hs) +hfs+hfd+Vd/2g}$$

Con ambos tanques abiertos a la atmósfera, las presiones residuales hrs y **hrd** se elimina. Si en cambio el tanque de descarga se mantiene con una determinada presión, a la ecuación anterior se le suma el valor de **hrd** y si además el tanque de succión se mantiene también presurizado, a la misma ecuación se le restará hrs.



Figura 4. Succión negativa

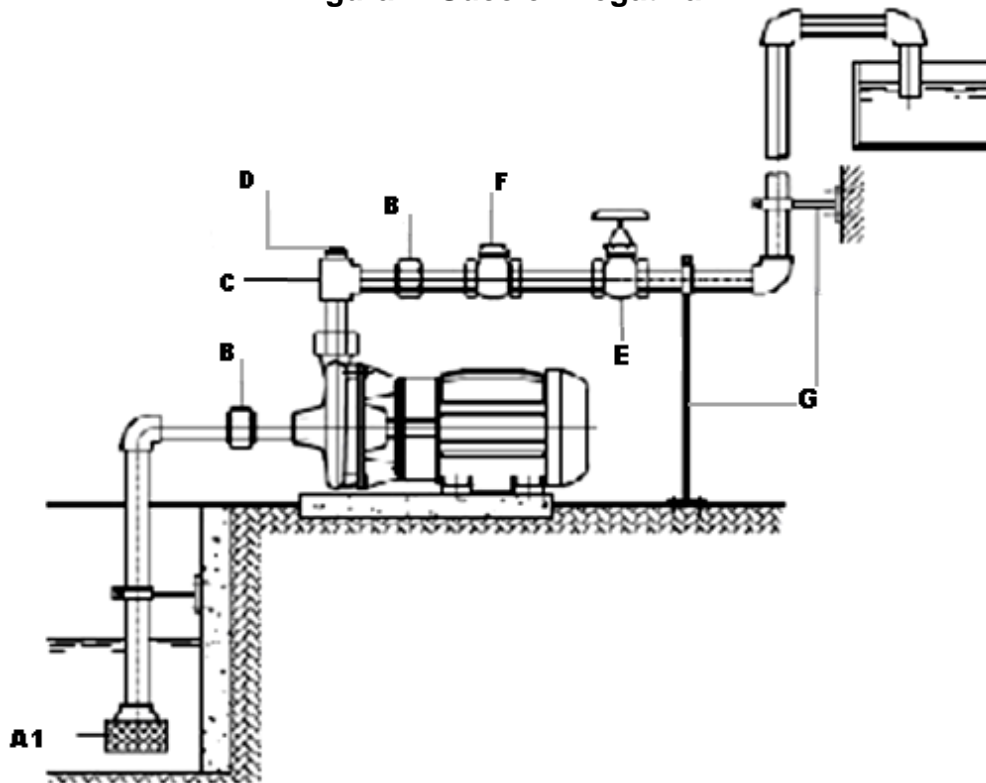
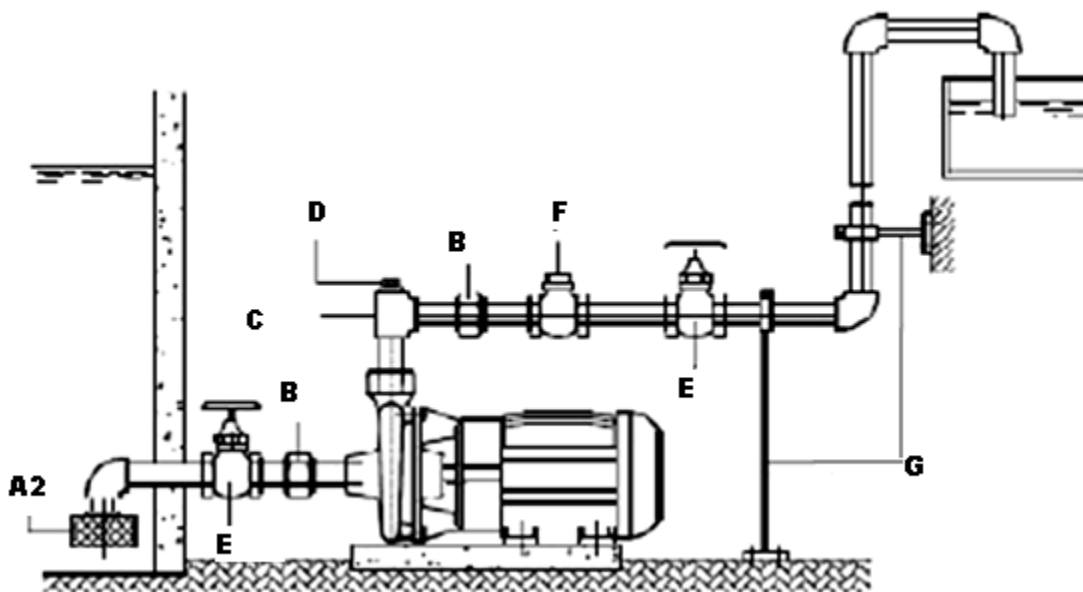


Figura 5. Succión positiva



De las figuras 4 y 5 se describen algunos componentes importantes de algunos accesorios necesarios para el correcto funcionamiento de la estación de bombeo:

A1: Válvula de pie con canastilla

A2: Canastilla

B: Unión reductor

C: Tee

D: Tapón de cebado

E: Válvula de compuerta

F: Válvula de *check*

G: Soportes para las tuberías.

## **2.2 Altura de elevación, caudal y consumo de energía de una bomba**

En la preparación de un pozo para extracción de agua es necesario tener el conocimiento de conceptos importantes para el buen funcionamiento del sistema de bombeo, teniendo en cuenta que una diferenciación de términos facilitará en gran medida, evitando paros inesperados que ocasionan pérdidas y daños a los componentes en general; dentro de estos conceptos tenemos:

### **2.2.1 Carga**

Es la conversión equivalente de presión (en Pa o psi) en columnas de agua (mts) a una gravedad específica igual a 1.00.

## **2.2.2 Carga total**

La carga total de un sistema contra la cual debe operar una bomba está compuesta de los siguientes componentes:

### **2.2.2.1 Carga estática**

Se refiere a la diferencia de elevación. Hay tres tipos de carga estática:

#### **2.2.2.1.1 Carga estática total**

Es la diferencia entre el nivel del líquido de descarga y el nivel del líquido de succión.

#### **2.2.2.1.2 Carga estática de succión**

Es la diferencia entre la línea del centro de la bomba y el nivel del líquido de succión.

#### **2.2.2.1.3 Carga estática de descarga**

Que es la diferencia entre el nivel del líquido de descarga y la línea del centro de la bomba.

## **2.2.3 Carga de fricción**

Es la carga equivalente en metro de líquido bombeado, que es necesaria para vencer las pérdidas de fricción causadas por el flujo del líquido a través de la tubería incluyendo todos los accesorios. Varía con:

- La cantidad de flujo
- El tamaño, tipo y condición de la tubería y accesorios
- El carácter del líquido bombeado

#### **2.2.4 Pérdidas de entrada y salida**

La mayor parte de veces, el líquido bombeado viene de un tanque de alguna forma; el punto de conexión de la tubería de succión a la pared, se llama entrada de la tubería de succión, la pérdida por fricción en ese punto se llama “pérdida de entrada”. Del mismo modo existe una “pérdida de salida” en el punto salida de la tubería de descarga.

#### **2.2.5 Elevación correspondiente a la velocidad**

Es la energía cinética de un líquido en cualquier punto ( $\text{kg}\cdot\text{m} / \text{kg}_{\text{líquido}}$ ), si un líquido se está moviendo a cierta velocidad, la elevación correspondiente a la velocidad es equivalente a la distancia que la masa de agua tendría que caer para adquirir esa velocidad.

#### **2.2.6 Carga total de succión y elevación de succión ( $h_s$ )**

Se define como la carga estática en la línea de succión de la bomba arriba de la línea del centro de la bomba menos todas las pérdidas de carga por fricción para la capacidad que se considera, más cualquier presión que exista en el abastecimiento de la succión. La elevación de succión es la carga total de succión negativa medida abajo de la presión atmosférica.

### **2.2.7 NPSH (carga neta positiva de succión)**

Es la carga disponible, medida en la abertura de succión de la bomba. Es la carga total de succión menos la presión de vapor del líquido.

Una bomba operando con elevación de succión manejará una cierta capacidad máxima de agua fría sin cavitación. La NPSH o cantidad de energía disponible en la boquilla de succión de esa bomba es la presión atmosférica menos la suma de la elevación de succión y la presión de vapor del agua. Para manejar esta la misma cantidad se debe disponer de la misma cantidad de energía.

Existen dos tipos de NPSH:

- **Requerida:** es una función del diseño de la bomba, representa un margen mínimo requerido entre la carga de succión y la presión de vapor a una capacidad determinada.
- **Disponible:** es una característica del sistema en el que trabaja una bomba, representa la diferencia entre la carga de succión absoluta existente y la presión de vapor a la temperatura dominante.

### **2.2.8 Carga de descarga**

Es la altura de elevación medida en la boquilla de la descarga. Es la suma algebraica de la descarga estática, las pérdidas por fricción a la capacidad que se está considerando, la pérdida de la salida en el extremo de la línea de descarga y la carga ternita o presión.

### **2.2.9 Carga total**

Es la energía impartida al líquido por la bomba, es decir, la diferencia entre la carga de descarga y la elevación de succión.

### **2.2.10 Nivel estático**

Es el nivel original del acuífero en donde el agua permanece dentro de un pozo cuando no se está aplicando ninguna forma de extracción.

### **2.2.11 Nivel dinámico o de bombeo**

Se refiere al nivel del agua del pozo conforme avanza el bombeo.

### **2.2.12 Abatimiento**

Es el descenso que experimenta el nivel del agua cuando se está bombeando; también se puede decir que es la diferencia de longitud entre el nivel dinámico y el nivel estático.

### **2.2.13 Sumergencia**

La sumergencia de la bomba es un **dato experimental de cada máquina**, que está tabulado por el organismo *Hydraulic Institute Standard*, en función de la presión de trabajo y la velocidad específica en su valor medio.

La sumergencia es un valor que se define en función de evitar los límites de cavitación.

Además, la correcta definición de este parámetro, evitará la producción de remolinos (vórtices), que serían tragados por la máquina en su acción de bombeo. Cada sumergencia para una determinada máquina depende de:

- El propio diseño de la estación.
- La velocidad de aproximación a la bomba.
- El diseño de la campana de aspiración.
- La interferencia con bombas adyacentes.

En cualquier caso, la sumergencia mínima **no podrá ser inferior a 1,5 metros** contados desde la línea inmediatamente por encima del cono de aspiración. Como el dimensionamiento de la bomba es importante para la obra civil en cada caso, podremos establecer este parámetro en una forma más precisa para bombas de aspiración de baja velocidad (0,6 a 0,9 m/s), o bombas de pequeño tamaño (hasta 15 pulgadas): la sumergencia mínima puede ser  $D/2$ . En donde  $D$  es el diámetro del cono de aspiración en su máxima dimensión, que nunca será menos del doble del diámetro del ojo del impulsor.

#### **2.2.14 Potencia al freno**

Es la potencia requerida para mover la bomba; generalmente se determina en caballos de fuerza y se llama potencia al freno.

#### **2.2.15 Caudal**

Flujo de agua por unidad de tiempo.

### 2.2.16 Pérdidas

En toda máquina real se produce una serie de pérdidas que en máquinas hidráulicas se pueden agrupar en:

- Pérdidas hidráulicas: pérdidas de carga debidas al rozamiento del agua en las bombas, movimientos turbulentos, viscosidad y rugosidad de las paredes.
- Pérdidas volumétricas: pérdidas de caudal debidas a las fugas entre el estator y el rotor.
- Pérdidas mecánicas: pérdidas producidas por el rozamiento mecánico en los órganos de transmisión, como cojinetes y pivotes, por ventilación y por arrastre de los aparatos auxiliares.

Las pruebas experimentales y prácticas que se realizan en los pozos como aprovechamientos hidráulicos son los siguientes:

- Prueba de aforo
- Prueba de bombeo

El objetivo de realizar estas pruebas es llegar a conocer adecuadamente el funcionamiento de los pozos y del acuífero con el fin de explotar a este último adecuadamente. Cada una de ellas tiene una finalidad y se puede obtener datos acerca de las características hidráulicas del funcionamiento de los pozos y del acuífero que explotan.



### 2.2.17 Prueba de aforo

Operación que se debe realizar para determinar el caudal óptimo y niveles de operación de los pozos.

El objetivo esencial consiste en construir experimentalmente mediante métodos gráficos la curva característica del aprovechamiento.

También es conocida como prueba de pozo, de esta se puede obtener la siguiente información:

- ✓ La transmisibilidad puntual en el entorno del pozo y su gasto crítico.
- ✓ Pérdidas de carga tanto en el pozo como en el acuífero.
- ✓ Abatimiento del nivel estático en función del gasto.
- ✓ Eficiencia del pozo.
- ✓ Gasto óptimo de la explotación del pozo.

Existen varias pruebas de aforo, ellas dependen del tiempo que se utilice para realizarla; una de ellas es mínimo de 24 horas y el agua debe caer libre sin tope, o sea que la descarga es libre, hay pruebas largas de 96 horas y pruebas escalonadas aplicadas en periodos de tiempo con diferentes caudales para probar el nivel estático. El equipo y los materiales a utilizar son los siguientes:

- Cronómetro.
- Cinta métrica, con graduaciones en centímetros y pulgadas.
- Regla de perfil cuadrado, graduada en centímetros, para medición de altura libre y las coordenadas X, Y

- Balde plástico de 10 a 100 l de capacidad, con graduaciones de 1 l, para aforo volumétrico.
- Probeta plástica, de 100 a 1000 ml de capacidad, para aforo volumétrico de caudales bajos.

### 2.2.17.1 Aforo volumétrico

La medición del caudal se realiza en forma manual, utilizando un cronómetro y un recipiente aforado, generalmente un balde. El procedimiento a seguir es tomar un volumen de muestra cualquiera ( $V$ ) y medir el tiempo transcurrido ( $t$ ) desde que se introduce a la descarga hasta que se retira de ella; la relación de estos dos valores permite conocer el caudal ( $Q$ ) en ese instante de tiempo. Se debe tener un especial cuidado en el momento de la toma de muestra y la medición del tiempo, ya que es un proceso simultáneo donde el tiempo comienza a tomarse en el preciso instante que el recipiente se introduce en la descarga y se detiene en el momento en que se retira de ella. Se deben realizar varias mediciones y calcular el promedio.

El caudal se calcula como:  $Q = \frac{V}{t}$

Siendo:

$Q$  = caudal, en L/s;

$V$  = volumen, en L;

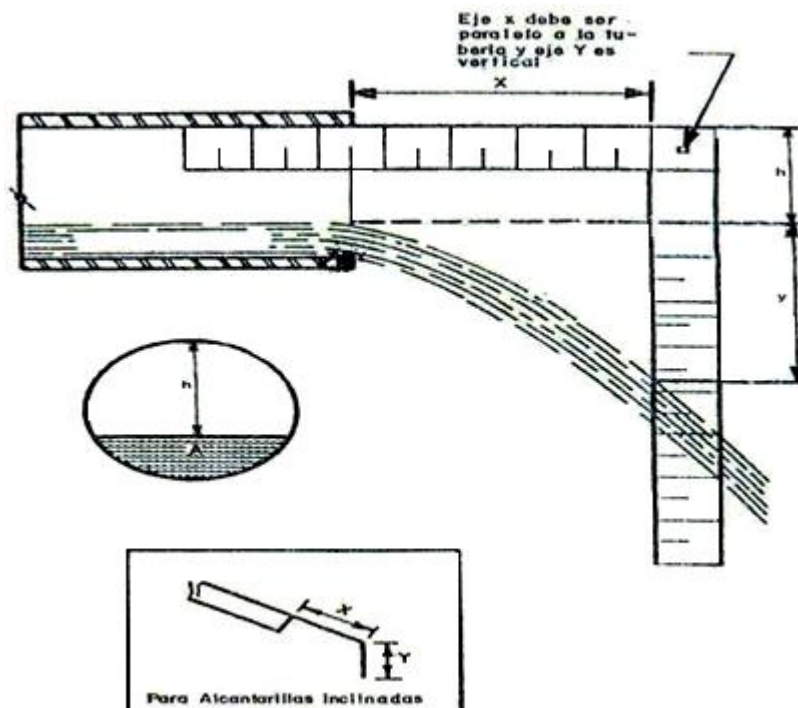
$t$  = tiempo, en segundos.

Este método tiene la ventaja de ser el más sencillo y confiable, siempre y cuando el lugar donde se realice el aforo garantice que al recipiente llegue todo el volumen de agua que sale por la descarga.

Entre sus desventajas se cuenta que la mayoría de veces es necesario adecuar el sitio de aforo para evitar pérdida de muestra en el momento de aforar. Los métodos de aforo se debe medir varias veces el caudal y calcular el promedio; si se tienen dudas de los resultados, se deben obtener y registrar varios datos sucesivos del caudal. Cuando sea posible, se pueden utilizar dos o más métodos de aforo, para establecer la repetitividad de resultados entre ellos y registrar todos los resultados.

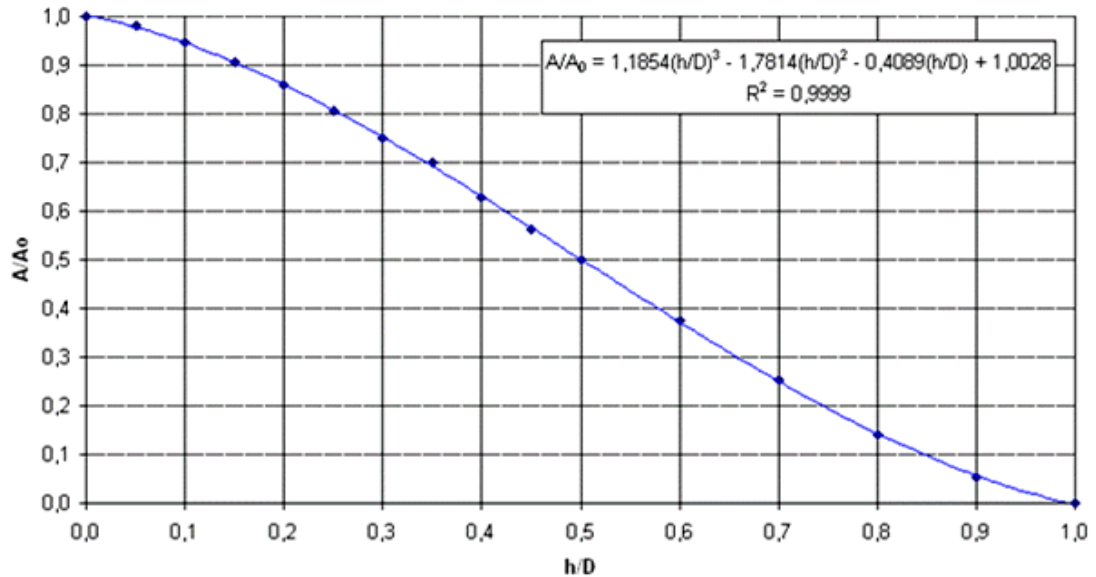
Es posible hacer el cálculo del aforo aproximado del caudal que es descargado libremente por una tubería, midiendo las longitudes en las direcciones X, Y del chorro, una vez ha dejado la tubería como se muestra a continuación.

**Figura 6. Esquema de aforo libre**



Después de medido los valores de X, Y se procede a medir el área hidráulica (A) utilizando la gráfica 1:

**Gráfica 1. Gráfica de la curva del cálculo de área hidráulica**



Donde:

**D** = Diámetro de la tubería (cm)

**A<sub>0</sub>** = Área total de la tubería (cm<sup>2</sup>)

**h** = Borde libre (cm)

**A** = Área hidráulica (cm<sup>2</sup>)

Con los valores anteriores se calcula el valor del caudal con la siguiente ecuación:

$$Q \left( \frac{L}{s} \right) = \frac{0,0221 * A * X}{\sqrt{y}}$$

**Q** = Caudal en litros /seg.

**0.0221** = Factor de conversión L\* cm<sup>5/2</sup> \* 1/s

**A** = Área hidráulica en  $\text{cm}^2$

**X** = Valor de abscisa en cm.

**Y** = Valor de la ordenada en cm.

**S** = Segundos.

Existen unas conversiones de unidades muy útiles que son:

$$1 \text{ pie}^3/\text{s} = 28.31 \text{ L/s};$$

$$1 \text{ m}^3/\text{s} = 1000 \text{ L/s}$$

### **2.2.17.2 Prueba de bombeo**

Se realiza solo con fines de investigación, cuando se requiere determinar las propiedades hidráulicas de los acuíferos, son las más difíciles de ejecutar debido a sus requerimientos técnicos y al equipo que se emplea para su realización.

Estas pruebas también son conocidas como pruebas de acuíferos, de estas se puede obtener la información necesaria para determinar los siguientes aspectos:

- Transmisibilidad del acuífero.
- Coeficiente de almacenamiento.
- Características del acuífero.
- Presencia y situación de límites.
- Geometría y características hidrodinámicas del sistema acuífero.

## **2.3 Descripción de los principales tipos de bombas**

Las bombas según las necesidades, se pueden clasificar de diferentes formas algunas de estas serían:

### **2.3.1 Clasificación de las bombas por el tipo de succión**

- Simple succión.
- Doble succión.

### **2.3.2 Clasificación de las bombas por su dirección de flujo**

- Bombas de flujo radial.
- Bombas de flujo axial.
- Bombas de flujo mixto.

### **2.3.3 Clasificación de las bombas por la posición de su flecha**

- Bombas horizontales.
- Bombas verticales.
- Bombas con motor sumergido.

Para la selección de cada tipo de bomba, deberán tomarse en cuenta los siguientes factores proporcionados por el fabricante:

- a) Succión
- b) Número de pasos.
- c) Tipo de impulsores.

- d) Curvas características.
- e) Velocidad.
- f) Sumergencia, carga neta positiva de succión (NPSH), y estudio de cavitación si fuera necesario.

## 2.4 Bombas de émbolo

Se pueden encontrar de dos tipos, de pistón y émbolo y de diafragma.

Las bombas de émbolo están formadas por un pistón que, gracias a la acción de un mecanismo biela-manivela, desliza en el interior de un cilindro. En ellas, una válvula de entrada (aspiración) y otra de salida (impulsión) regulan el flujo del fluido; debido a lo cual presentan un coste elevado.

Sólo son aptas para caudales bajos y líquidos limpios y poco viscosos, sin embargo, pueden proporcionar una presión prácticamente ilimitada. Además, son autocebantes y sus rendimientos son elevados.

El caudal teórico bombeado vendrá dado por:

$$Qt = \frac{A * S * n}{60}$$

Donde:

$n$  = el número de revoluciones por minuto

$A$  = Área del pistón.

$S$  = Recorrido del pistón.

$Qt$  = Caudal teórico.

Dado que existen pérdidas de caudal por fugas, se tendrá que el caudal realmente bombeado vendrá dado por su rendimiento volumétrico, de tal modo que:

$$Q = \eta v * Qt$$

Donde:

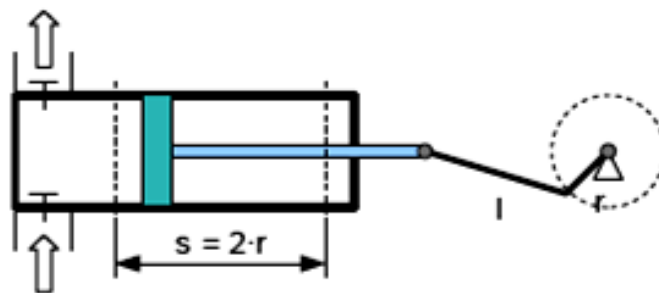
$Q$  = Caudal real

$n$  = Número de revoluciones por minuto

$v$  = Volumen

$Qt$  = Caudal teórico

**Figura 7. Bomba de émbolo**



Para este tipo de bombas existe multitud de configuraciones, entre las que se destaca:

#### **2.4.1 Bombas de émbolo simple**

- De simple efecto, dado que el bombeo solo se produce en un lado del pistón, con lo que  $\epsilon = \pi$ .
- De doble efecto, dado que el bombeo se produce a ambos lados del pistón, con lo que  $\epsilon = \pi/2$ .



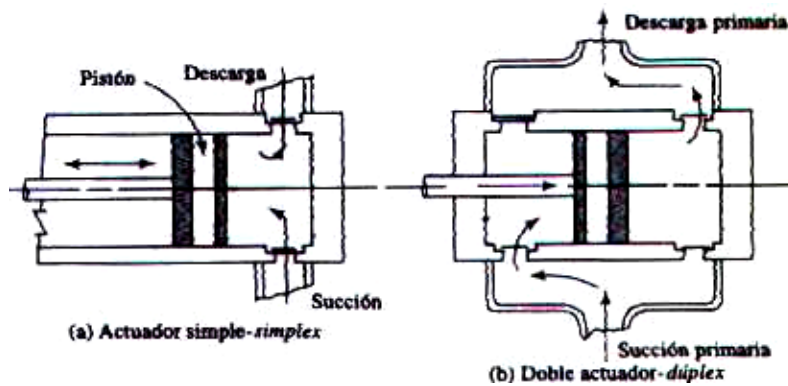
## 2.4.2 Bombas de émbolos múltiples

- Bomba Triplex: está formada por tres bombas de simple efecto con aspiración e impulsión comunes, y con un desfase entre ciclos de  $120^\circ$ , con lo que  $\epsilon = \pi/3$ .
- Bomba cuádruples: está formada por dos bombas de doble efecto desfasadas  $90^\circ$ , con lo que  $\epsilon = 1.41 * \pi/4$ .

Donde  $\epsilon$  es el coeficiente de regularidad para indicar la regularidad del caudal bombeado y viene dado por:

$$\epsilon = \frac{Q_{max}}{Q_{med}}$$

Figura 8. (a) Bomba simple, (b) Bomba dúplex

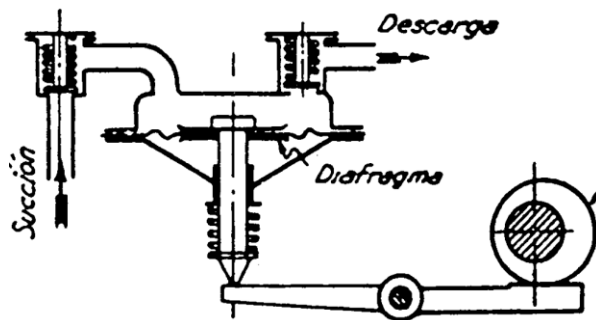


### 2.4.3 Bombas de diafragma

La variación de volumen se genera por medio de la deformación del diafragma que crea la cámara. La presencia del diafragma hace que su carrera sea corta y por tanto, su rendimiento bajo, aunque tienen buenas características de aspiración y su curva característica es prácticamente vertical.

Las aplicaciones típicas de este tipo de bombas son la manipulación de líquidos corrosivos y de aquellos que contengan partículas sólidas; dado que, al no existir partes móviles en contacto, no existe desgaste, ver figura 9.

Figura 9. Bomba de Diafragma



### 2.5 Bombas rotativas

Hay muchas variedades de bombas rotatorias para aplicaciones normales o especiales. En *Hydraulic Institute Standard* se describe la bomba rotatoria como “una bomba de desplazamiento positivo, consistente en una cámara en donde están colocados engranes, excéntricos, tornillos, aspas (alabes), émbolos o elementos similares accionados por la rotación relativa del eje (árbol) de propulsión y la carcasa, que no tiene válvulas separadas para admisión y descarga”.

La pérdida llamada a veces flujo inverso, es un factor importante porque influye directamente en la descarga neta de la bomba y varía según el tipo de líquido que se maneje. Se puede definir como la diferencia entre el desplazamiento teórico de una bomba dada (en volumen por revolución o por unidad de tiempo) y la descarga real neta,  $Q$ , y se expresa con:

$$Q = D - S$$

En donde:

$Q$  = es la capacidad real: g.p.m.;

$D$  = es el desplazamiento: r.p.m., y

$S$  = es la pérdida.

Los elementos rotatorios se llaman rotores, engranes, tornillos o lóbulos. Otros tipos de bombas rotatorias tienen movimiento con placas oscilantes, con excéntrica y pistón, pistón circunferencial, rotor con alabes deslizables con tubo flexible o camisa flexible como elementos rotatorios y se denominarán con esos términos específicos.

La holgura es importante en las bombas rotatorias. Indica los espacios entre los elementos rotatorios y la carcasa, o entre los elementos entre sí. Se expresa como axial y diametral. A menudo se desearía conocer estas holguras para ayudar a evaluar diferentes bombas, o para un indicador de desgaste para darles mantenimiento.

Desde luego, la pérdida está en relación directa con las holguras dentro de la bomba y la capacidad de cualquier bomba rotatoria se reducirá conforme se agranden las holguras por el desgaste.

En lugar de impulsar el líquido como en una bomba centrífuga, una bomba gira y a diferencia de una bomba de pistón, la bomba rotatoria descarga un flujo continuo. Aunque generalmente se les considera como bombas para líquidos viscosos, las bombas rotatorias no se limitan a este servicio solamente.

Pueden manejar casi cualquier líquido que esté libre de sólidos abrasivos. Incluso puede existir la presencia de sólidos duros en el líquido si una chaqueta de vapor alrededor de la caja de la bomba los puede mantener en condición fluida.

El funcionamiento en las bombas volumétricas rotativas, el órgano desplazador traslada el fluido desde la aspiración hasta la impulsión mediante un movimiento rotativo en tres fases se llenan y cierran las cámaras de bombeo, se traslada el líquido de la aspiración a la impulsión y se desaloja el líquido. Al tener aisladas la cámara de aspiración y la de impulsión evitan la existencia de válvulas y con ellas sus inconvenientes.

Como ventaja adicional, ofrecen su capacidad de bombeo en ambas direcciones y su reversibilidad, pudiendo funcionar como motor cuando se le suministra líquido a presión. Su caudal es más uniforme que en las de émbolo, dado que funcionan a mayor velocidad por no presentar un mecanismo biela-manivela, y dado que el caudal teórico se define a partir del número de cámaras ( $Z$ ) y de su volumen ( $V$ ), siendo:

$$Qt = \frac{D * Z}{60}$$

Donde:

$Z$  = Número de cámaras

$D$  = Desplazamiento

$Qt$  = Es el desplazamiento de la bomba.

El caudal es independiente de la altura manométrica, pero el rendimiento volumétrico disminuye con la presión, debido al aumento de las fugas. Además, no existe límite de presión salvo el impuesto por la resistencia mecánica.

Las bombas rotatorias se clasifican según el órgano desplazador en:

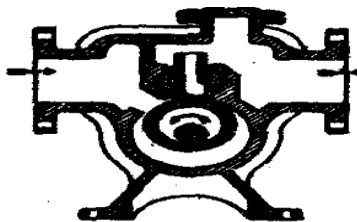
- Máquinas de émbolos
- Máquinas de engranajes
- Máquinas de lóbulos
- Máquinas de paletas
- Máquinas de tornillos

### **2.5.1 Bombas de leva y pistón**

También se llaman bombas de émbolo rotatorio, y consisten de un excéntrico con un brazo ranurado en la parte superior.

La rotación de la flecha hace que el excéntrico atrape el líquido contra la caja. Conforme continúa la rotación el líquido se fuerza de la caja a través de la ranura a la salida de la bomba. Ver figura 10.

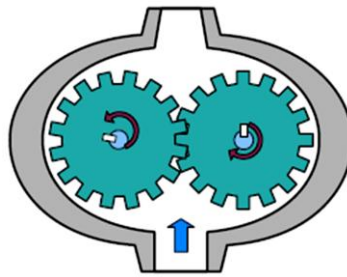
**Figura 10. Bomba de leva y pistón**



### 2.5.2 Bombas de engranes externos

Constituyen el tipo rotatorio más simple. Conforme los dientes de los engranes se separan en el lado, el líquido llena el espacio, entre ellos. Este se conduce en trayectoria circular hacia afuera y es exprimido al engranar nuevamente los dientes. Los engranes pueden tener dientes simples, dobles, o de involuta. Algunos diseños tienen agujeros de flujo radiales en el engrane loco, que van de la corona y del fondo de los dientes a la perforación interna. Estos permiten que el líquido se comuniqué de un diente al siguiente, evitando la formación de presiones excesivas que pudiesen sobrecargar las chumaceras y causar una operación ruidosa. Así se aprecia en la figura 11.

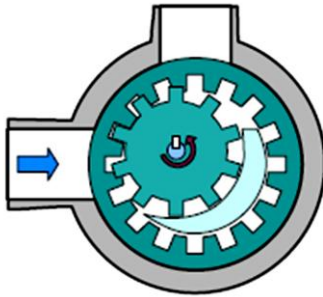
**Figura 11. Bombas de engranes externos**



### 2.5.3 Bombas de engrane interno

Tienen un rotor con dientes cortados internamente, (ver figura 12), que encajan en un engrane loco, cortado externamente. Puede usarse una partición en forma de luna creciente para evitar que el líquido pase de nuevo al lado de succión de la bomba.

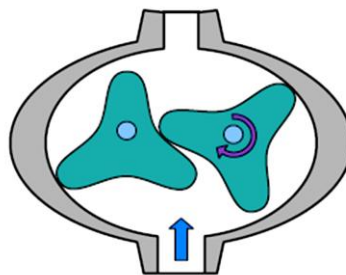
**Figura 12. Bombas de engrane interno**



#### **2.5.4 Bombas lobulares**

Se asemejan a las bombas del tipo de engranes en su forma de acción, tienen dos o más rotores cortados con tres, cuatro, o más lóbulos en cada rotor. Los rotores se sincronizan para obtener una rotación positiva por medio de engranes externos. Debido a que el líquido se descarga en un número más reducido de cantidades mayores que en el caso de la bomba de engranes, ver figura 13, el flujo del tipo lobular no es tan constante como en la bomba del tipo de engranes. Existen también combinaciones de bombas de engrane y lóbulo.

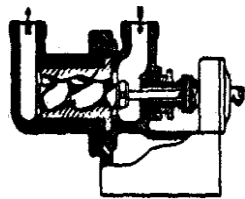
**Figura 13. Bomba de lóbulos**



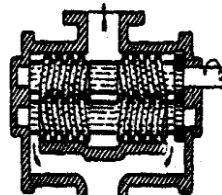
### 2.5.5 Bombas de tornillo

Estas bombas tienen de uno a tres tornillos roscados convenientemente que giran en una caja fija. Existe un gran número de diseños apropiados para varias aplicaciones como se ve en los diferentes tipos en la figura 14. Las bombas de un solo tornillo tienen un rotor en forma espiral que gira excéntricamente en un estator de hélice interna o cubierta. El rotor es de metal y la hélice es generalmente de hule duro o blando, dependiendo del líquido que se maneje. Las bombas de dos y tres tornillos tienen uno o dos engranes locos, respectivamente, el flujo se establece entre las roscas de los tornillos, y a lo largo del eje de los mismos. Pueden usarse tornillos con roscas opuestas para eliminar el empuje axial en la bomba.

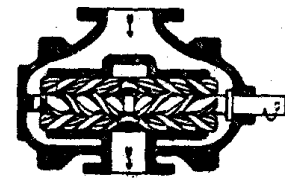
Figura 14. Bombas de tornillo



Tornillo simple



Tornillo doble



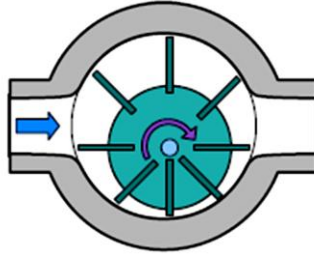
Tornillo triple

### 2.5.6 Bombas de paletas

Este tipo de bombas presentan un rotor dotado de una serie de paletas que se ajustan a un anillo interior por medio de una serie de muelles, (ver figura 15). Así, el fluido entra según aumenta el espacio existente entre el anillo y el rotor, es transportado en ese espacio mediante el empuje de las paletas, y finalmente, se descarga cuando el espacio disminuye.



**Figura 15. Bomba de paletas**



### **2.5.7 Bombas de junta universal**

Tienen un pequeño tramo de flecha en el extremo libre del rotor, soportado en una chumacera y 80 grados con la horizontal. El extremo opuesto del rotor se encuentra unido al motor. Cuando el rotor gira, cuatro grupos de superficies planas se abren y cierran para producir una acción de bombeo o cuatro descargas por revolución. Un excéntrico en una cámara flexible produce la acción de bombeo exprimiendo al miembro flexible contra la envoltura de la bomba para forzar el líquido hacia la descarga.

### **2.5.8 Bombas de tubo flexible**

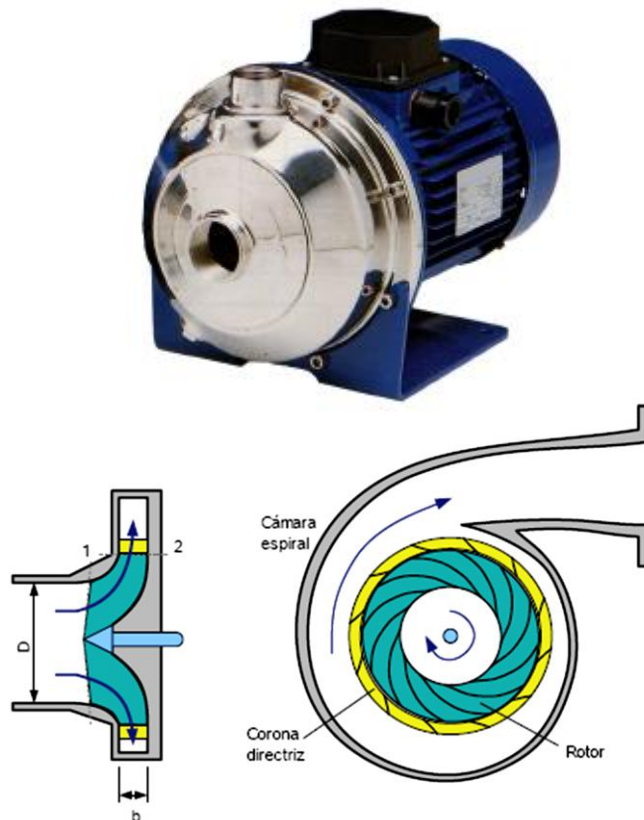
Tienen un tubo de hule que se exprime por medio de un anillo de compresión sobre un excéntrico ajustable. La flecha de la bomba, unida al excéntrico, lo hace girar. Las bombas de este diseño se construyen con uno o dos pasos. Existen otros diseños de bombas de tubo flexible.

Las rotatorias se utilizan para:

- ✓ Gastos pequeños y medianos
- ✓ Presiones altas
- ✓ Líquidos viscosos

## 2.6 Bombas centrífugas, horizontales, de turbina vertical y sumergible

Figura 16. Bomba centrífuga y su esquema



### 2.6.1 Bombas centrífugas

Las bombas centrífugas, también denominadas rotativas, tienen un rotor de paletas giratorio sumergido en el líquido. El líquido entra en la bomba cerca del eje del rotor, y las paletas lo arrastran hacia sus extremos a alta presión. El rotor también proporciona al líquido una velocidad relativamente alta que puede transformarse en presión en una parte estacionaria de la bomba, conocida como difusor.

En bombas de alta presión, pueden emplearse varios rotores en serie, y los difusores posteriores a cada rotor pueden contener aletas de guía para reducir poco a poco la velocidad del líquido. En las bombas de baja presión, el difusor suele ser un canal en espiral cuya superficie transversal aumenta en forma gradual para reducir la velocidad. El rotor debe ser cebado antes de empezar a funcionar, es decir, debe estar rodeado de líquido cuando se arranca la bomba. Esto puede lograrse colocando una válvula de retención en el conducto de succión, que mantiene el líquido en la bomba cuando el rotor no gira. Si esta válvula pierde, puede ser necesario cebar la bomba introduciendo líquido desde una fuente externa, como el depósito de salida.

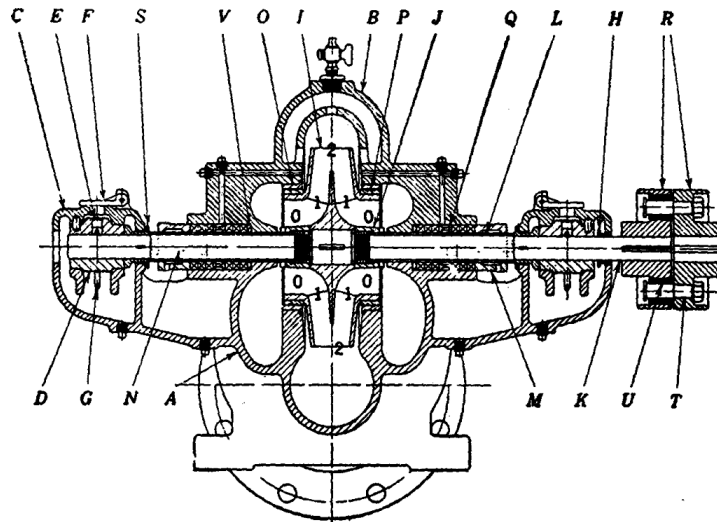
Por lo general, las bombas centrífugas tienen una válvula en el conducto de salida para controlar el flujo y la presión.

En el caso de flujos bajos y altas presiones, la acción del rotor es en gran medida radial. En flujos más elevados y presiones de salida menores, la dirección de flujo en el interior de la bomba es más paralela al eje del rotor (flujo axial). En ese caso, el rotor actúa como una hélice. La transición de un tipo de condiciones a otro es gradual, y cuando las condiciones son intermedias, se habla de flujo mixto.

### **2.6.2 Características de la bombas centrífugas**

La figura 17, muestra la sección axial de un compresor centrífugo de tres escalonamientos de presión, con las denominaciones de los diferentes elementos de que está constituida la máquina.

**Figura 17. Bomba centrífuga seccionada y sus componentes**



- |                                 |                                     |
|---------------------------------|-------------------------------------|
| A Cubierta inferior             | L Manguito del árbol                |
| B Cubierta superior             | M Tapa del prensaestopas (mitad)    |
| C Tapa del cojinete             | N Pernos del prensaestopas          |
| D Mitad inferior del cojinete   | O Aros de cierre de la cubierta     |
| E Mitad superior del cojinete   | P Aros de cierre del rodete         |
| F Tapa del agujero de engrase   | Q Anillo linterna                   |
| G Anillo de engrase             | R Platos de acoplamiento            |
| H Anillo de retención de aceite | S Collar de empuje                  |
| I Rodete                        | R Pernos y tuercas del acoplamiento |
| J Tuerca del rodete             | U Bujes del acoplamiento            |
| K Árbol                         | V Extremo de la caja prensaestopas  |

### **2.6.3 Limitación de la altura se succión de una bomba centrífuga**

Entre los factores más importantes que afectan la buena operación o funcionamiento de una bomba centrífuga, están las condiciones existentes en la succión.

Alturas de succión exageradas, por regla general, reduce la capacidad de funcionamiento y la eficiencia de la bomba centrífuga y puede originar serios problemas o dificultades debido a la presencia del fenómeno de cavitación.

Por mucho tiempo, se consideró y se sigue considerando que 4.6 metros al nivel del mar, manejando agua limpia a 15.6° c es la altura máxima de succión, conveniente para un buen funcionamiento de la bomba centrífuga, sin embargo en la actualidad se dice que una bomba centrífuga es capaz de trabajar correctamente con alturas de succión mayores a 4.6 metros si tales alturas han sido fijadas convenientemente.

Por el hecho de considerar de tanta importancia los límites de succión, es porque los fabricantes de bombas centrífugas construyen curvas límites de altura de succión para cada bomba en particular, deduciendo estas en forma experimental.

La razón para tanto interés en limitar la altura de succión es la influencia tan decisiva que tiene, tanto en el gasto elevado como en la eficiencia de la bomba, tal como se ha comprobado por la experiencia y cuyos resultados han sido consignados en la tabla 1.

**Tabla 1. Tabla altura, gasto, eficiencia de bombas centrífugas**

Altura de succión (m)	Gasto (Lts/segundo)	Eficiencia mecánica (%)
4.6	44.3	77
5.5	43.2	76
6.4	33.1	66
7.3	24.3	65
8.25	15.8	49

Estos datos nos indican, sin lugar a duda, la gran reducción tanto en el gasto como en la eficiencia mecánica que da una bomba centrífuga, a medida de que se aumenta la altura de succión y enfatiza la necesidad de tener la altura de succión correcta, si se desea obtener el gasto necesario y la mayor eficiencia posible. Pero no solo la eficiencia de la bomba se ve afectada, sino también la estructura física de la bomba se ve perjudicada debido a la cavitación.

Las bombas de tipo centrífugo son utilizadas para:

- ✓ Gastos grandes
- ✓ Presiones reducidas o medianas
- ✓ Líquidos de todos tipos, excepto viscosos
- ✓ Las bombas reciprocantes se usaron mucho y su sustitución por las centrífugas han corrido al parejo de la sustitución del vapor por energía eléctrica, como fuentes de energía.

La potencia requerida por una bomba se calcula en forma aproximada por la formula:

$$P = \frac{Q \times H \times 10^{-2}}{\eta}$$

Donde:

**H** = altura manométrica en metros

**P** = potencia en kW

**Q** = capacidad de la bomba en litros/s.

**$\eta$**  = rendimiento de la bomba. Se toma: 0.4 a 0.8 para bombas centrífugas y 0.6 a 0.7 para bombas de pistón.

También se puede usar la fórmula simplificada:

$$HP = \frac{Q \times H}{75 \eta}$$

Donde:

**HP** = Potencia de la bomba en HP.

**H** = Altura de elevación del agua en metros.

**$\eta$**  = rendimiento de la instalación (0.6 a 0.7)

**Q** = capacidad de la bomba en litros/s.

Las bombas de desplazamiento variable se usan para grandes volúmenes donde se requiere una tasa de caudal constante (para transportar agua a través de los sistemas de tratamiento y distribución). La tasa de descarga de esas bombas varía de acuerdo con la carga (a medida que aumenta la elevación o carga, disminuye la producción de la bomba).

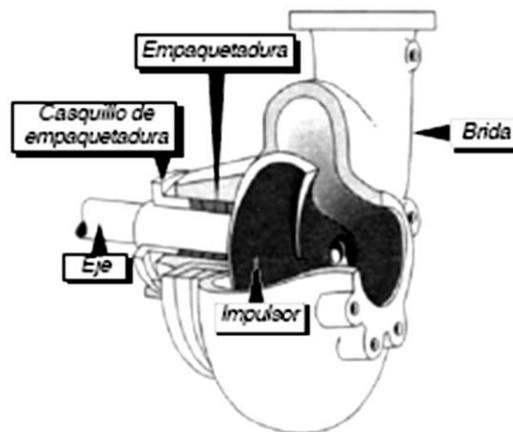
Estas bombas no son autocebantes; por ello, dependen de la carga de succión positiva o de un sello hermético en la entrada de la bomba si el nivel del agua que se va a bombear está por debajo del impulsor de la bomba. El tipo de bomba de desplazamiento variable más común es la centrífuga.

Las bombas centrífugas tienen un impulsor giratorio montado en un eje conectado a la fuente de energía. El impulsor giratorio aumenta la velocidad del agua y la descarga a una tubería diseñada para disminuir el caudal de agua y convertir la velocidad en presión.

Las bombas centrífugas (figura 18) equipadas con un sólo impulsor se denominan bombas de una sola etapa, mientras que las que tienen dos o más impulsores se llaman bombas de múltiples etapas.

Estas últimas pueden bombear a mayores alturas de descarga, pero no aumentan el caudal.

**Figura 18. Bomba centrífuga, empaquetadura y brida**



#### **2.6.4 Tipos de flujo**

El flujo puede ser mixto o axial, las bombas de flujo mixto desarrollan su columna parcialmente por fuerza centrífuga y parcialmente por el impulsor de los álabes sobre el líquido. El diámetro de descarga de los impulsores es mayor que el de entrada. Las bombas de flujo axial desarrollan su columna por la acción de impulso o elevación de las paletas sobre el líquido.



### 2.6.5 Aplicaciones de bombas centrífugas

Las bombas centrífugas, debido a sus características, son las bombas que más se aplican en la industria. Las razones de estas preferencias son las siguientes:

- Son aparatos giratorios.
- No tienen órganos articulados y los mecanismos de acoplamiento son muy sencillos.
- La impulsión eléctrica del motor que la mueve es bastante sencilla.
- Para una operación definida, el gasto es constante y no se requiere dispositivo regulador.
- Se adaptan con facilidad a muchas circunstancias.

Aparte de las ventajas ya enumeradas, se unen las siguientes ventajas económicas:

- El precio de una bomba centrífuga es aproximadamente  $\frac{1}{4}$  del precio de la bomba de émbolo equivalente.
- El espacio requerido es aproximadamente  $\frac{1}{8}$  del de la bomba de émbolo equivalente.
- El peso es muy pequeño y por lo tanto las cimentaciones también lo son.
- El mantenimiento de una bomba centrífuga sólo se reduce a renovar el aceite de las chumaceras, los empaques del prensaestopas y el número de elementos a cambiar es muy pequeño.

### 2.6.6 Funcionamiento de las bombas centrífugas

Las bombas centrífugas mueven un cierto volumen de líquido entre dos niveles; son las máquinas hidráulicas que transforman un trabajo mecánico en otro de tipo hidráulico. Los elementos constructivos de que constan son:

- a) Una tubería de aspiración, que concluye prácticamente en la brida de aspiración.
- b) El impulsor o rodete, formado por una serie de álabes de diversas formas que giran dentro de una carcasa circular. El rodete va unido solidariamente al eje y es la parte móvil de la bomba. El líquido penetra axialmente por la tubería de aspiración hasta el centro del rodete, que es accionado por un motor, experimentando un cambio de dirección más o menos brusco, pasando a radial, (en las centrífugas), o permaneciendo axial, (en las axiales), adquiriendo una aceleración y absorbiendo un trabajo.

Los álabes del rodete someten a las partículas de líquido a un movimiento de rotación muy rápido, siendo proyectadas hacia el exterior por la fuerza centrífuga, de forma que abandonan el rodete hacia la voluta a gran velocidad, aumentando su presión en el impulsor según la distancia al eje. La elevación del líquido se produce por la reacción entre éste y el rodete sometido al movimiento de rotación; en la voluta se transforma parte de la energía dinámica adquirida en el rodete, en energía de presión, siendo lanzados los filetes líquidos contra las paredes del cuerpo de bomba y evacuados por la tubería de impulsión.

La carcasa, (voluta), está dispuesta en forma de caracol, de tal manera, que la separación entre ella y el rodete es mínima en la parte superior; la separación va aumentando hasta que las partículas líquidas se encuentran frente a la abertura de impulsión; en algunas bombas existe, a la salida del rodete, una directriz de álabes que guía el líquido a la salida del impulsor antes de introducirlo en la voluta.

- c) Una tubería de impulsión. La finalidad de la voluta es la de recoger el líquido a gran velocidad, cambiar la dirección de su movimiento y encaminarle hacia la brida de impulsión de la bomba.

La voluta es también un transformador de energía, ya que disminuye la velocidad (transforma parte de la energía dinámica creada en el rodete en energía de presión), aumentando la presión del líquido a medida que el espacio entre el rodete y la carcasa aumenta.

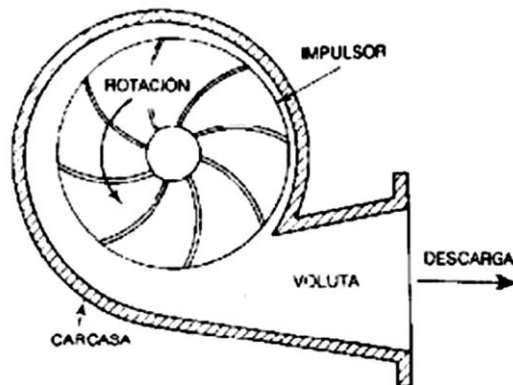
Este es, en general, el funcionamiento de una bomba centrífuga aunque existen distintos tipos y variantes.

La estructura de las bombas centrífugas es análoga a la de las turbinas hidráulicas, salvo que el proceso energético es inverso; en las turbinas se aprovecha la altura de un salto hidráulico para generar una velocidad de rotación en la rueda, mientras que en las bombas centrífugas la velocidad comunicada por el rodete al líquido se transforma, en parte, en presión, lográndose así su desplazamiento y posterior elevación.

### **2.6.7 Bomba tipo voluta**

La carcasa en este tipo de bombas es de voluta y no tienen paletas difusoras como se ve en la figura 19.

**Figura 19. Bombas con carcasa tipo voluta**



La voluta recibe el líquido que sale del impulsor y transforma la mayor parte de la energía cinética en energía de presión. El área de la sección transversal de la voluta aumenta progresivamente en el arco de  $360^\circ$  descrito en torno al impulsor. Debido a que la voluta no es simétrica existe un desbalance de presiones a lo largo de la misma, lo cual origina una fuerza radial muy considerable en caso de que la bomba trabajara fuera del punto de rendimiento óptimo la magnitud de este empuje radial puede compensarse con un aumento del diámetro del eje con un sobredimensionamiento de los cojinetes, lo que encarece la bomba.

### **2.6.8 Bombas de difusor o bombas-turbina**

**Figura 20. Bomba de difusor**



Este tipo de bomba se caracteriza por poseer, fijas a la carcasa, paletas direccionadoras del flujo de agua que sale del impulsor, el que recorre el camino establecido por las paletas fijas, a lo largo de las cuales ocurre la transformación de energía cinética en energía de presión.

Hay que hacer notar que las bombas con difusor presentan el serio inconveniente de proporcionar el choque entre las partículas de agua a la entrada de difusor, cuando la bomba trabaja en un punto diferente al de diseño. Si existe una alteración en el funcionamiento de la bomba, en relación a lo considerado en el diseño, cambia el ángulo de salida de los diferentes líquidos, pero no se altera el ángulo de los difusores, presentándose el choque entre partículas, con la consecuente pérdida de eficiencia de la máquina.

Las bombas con difusores fueron muy utilizadas al inicio del desarrollo de las bombas centrifugas, pero fueron perdiendo importancia al perfeccionarse las técnicas para construir carcasas.

Bombas de tipo turbina también se conocen como bombas de vértice, periféricas y regenerativas.

### **2.6.9 Bomba vertical y horizontal**

El eje de rotación de una bomba puede ser horizontal ó vertical, (rara vez inclinado). De esta disposición se derivan diferencias estructurales en la construcción de la bomba que a veces son importantes, por lo que también las aplicaciones de los dos tipos de construcción suelen ser, a menudo, distintas y bien definidas.

### **2.6.10 Bombas horizontales**

La disposición del eje de giro horizontal presupone que la bomba y el motor se hallan a la misma altura; este tipo de bombas se utiliza para funcionamiento en seco, exterior al líquido bombeado que llega a la bomba por medio de una tubería de aspiración.

Las bombas centrífugas, sin embargo, no deben rotar en seco, ya que necesitan del líquido bombeado como lubricante entre aros rozantes e impulsor, y entre empaquetadura y eje.

Como no son autoaspirantes requieren, antes de su puesta en marcha, el estar cebadas; esto no es fácil de conseguir si la bomba no trabaja en carga, estando por encima del nivel del líquido, que es el caso más corriente con bombas horizontales, siendo a menudo necesarias las válvulas de pie, (retención), y los distintos sistemas de cebado.

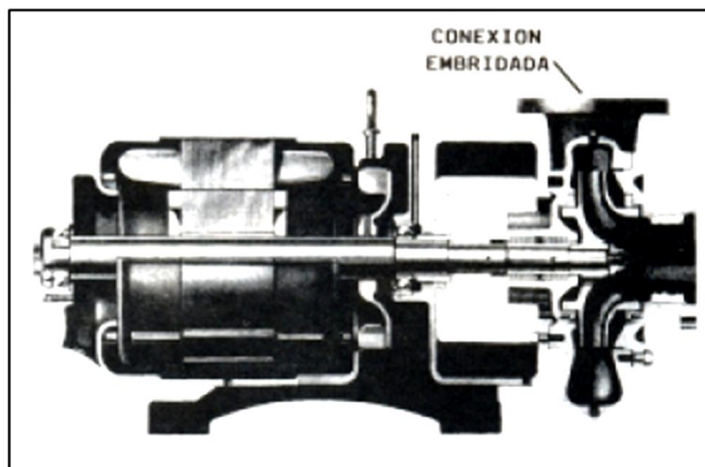
Como ventajas específicas se puede decir que las bombas horizontales, (excepto para grandes tamaños), son de construcción más baratas que las verticales y, especialmente, su mantenimiento y conservación es mucho más sencillo y económico; el desmontaje de la bomba se suele hacer sin necesidad de mover el motor y al igual que en las de cámara partida, sin tocar siquiera las conexiones de aspiración e impulsión.

De acuerdo con las variantes constructivas, estos equipos se pueden clasificar en los siguientes:

### 2.6.11 Bombas monobloc

Son equipos sencillos que forman un conjunto compacto con su electromotor. Tienen una caja compacta integral, en los tamaños pequeños, y/o partida verticalmente en los de gran tamaño. La succión es axial y la descarga tangencial. Los modelos pequeños tienen conexión de succión y descarga roscada y los modelos más grandes, a bridas. Tienen dos impulsores cerrados que pueden trabajar en serie o en paralelo (véase figura 21). Este tipo de bombas es adecuado para pequeñas instalaciones, cuya potencia no sea mayor a 10 HP.

**Figura 21. Corte longitudinal de una bomba monobloc para alta presión  
(El impulsor tiene anillo posterior de sello)**



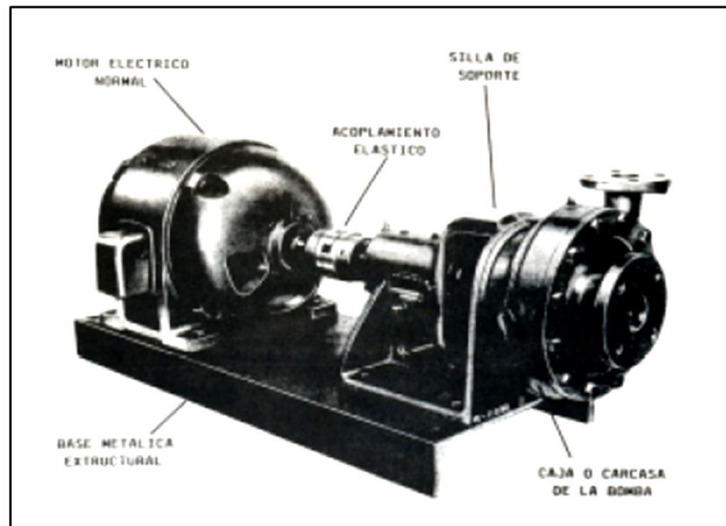
### 2.6.12 Bombas de silla

Son equipos algo más complicados porque tienen cuatro partes distintas:

- a) La carcasa de la bomba, sujeta en voladizo a un soporte especial o silla, que a su vez sirve de soporte al eje de la bomba.
- b) Un motor eléctrico.
- c) Una base metálica común.
- d) Un acoplamiento elástico para los ejes.

Estas bombas también tienen dos impulsores, que pueden ser iguales o diferentes y trabajar en serie o en paralelo (véase figura 22).

**Figura 22. Vista exterior de una bomba de silla montada en fábrica sobre base estructural**

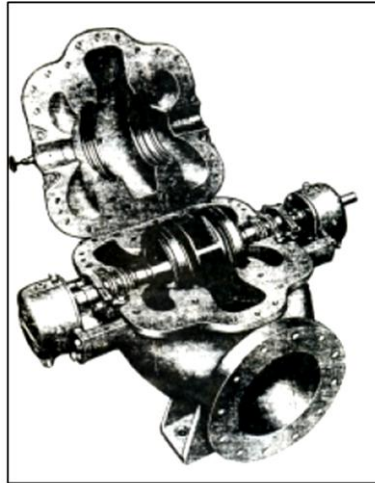




### 2.6.13 Bombas de caja partida horizontal

En estos equipos, la caja de la bomba está dividida en dos partes según un plano horizontal que pasa por su eje. Generalmente, son construidas de tamaño grande. Pueden tener dos o más impulsores, pero por lo general tienen solo uno de gran tamaño y de doble entrada, lo que obliga a bifurcar tanto la conexión de la succión como la descarga (véase figura 23). Este tipo de bombas es adecuado para emplearlas en medias y grandes casetas de bombeo.

**Figura 23. Bomba con caja partida horizontal destapada**



**Nota:** como el eje debe atravesar la caja de la bomba en dos sitios, estas bombas requieren doble juego de prensa estopas.

#### **2.6.14 Bombas verticales**

Las bombas con eje de giro en posición vertical tienen, casi siempre, el motor a un nivel superior al de la bomba, por lo que es posible, al contrario que en las horizontales, que la bomba trabaje sumergida por el líquido a bombear, estando, sin embargo, el motor por encima de éste.

#### **2.6.15 Bombas verticales de funcionamiento en seco**

En las bombas verticales no sumergidas, el motor puede estar inmediatamente sobre la bomba, o muy por encima de ella. El elevarlo responde a la necesidad de protegerlo de una posible inundación, o para hacerlo más accesible si por ejemplo, la bomba trabaja en un pozo.

El eje alargado puede ser rígido o flexible por medio de coplas o juntas universales, lo que simplifica el siempre difícil problema del alineamiento.

Se emplean muy a menudo las mismas bombas horizontales modificadas únicamente en sus cojinetes.

La aspiración es lateral, (horizontal); en las bombas grandes, frecuentemente, es por abajo, aunque a veces se transforma en lateral mediante un simple codo.

La ventaja de las bombas verticales, es que requieren muy poco espacio horizontal que las hace insustituibles en barcos, pozos, etc.; sin embargo se necesita un espacio vertical superior suficiente para permitir su cómodo montaje y desmontaje.

Para bombas de gran caudal, la construcción vertical resulta en general más barata que la horizontal. Las bombas verticales se emplean normalmente en aplicaciones marinas, para aguas sucias, drenajes, irrigación, circulación de condensadores, etc.

### **2.6.16 Bombas verticales sumergidas**

El funcionamiento sumergido de las bombas centrífugas elimina el inconveniente del cebado, por lo que el impulsor se halla continuamente, aún parado, rodeado por el líquido a impulsar y, por lo tanto, la bomba está en disposición de funcionar en cualquier momento.

El control de la unidad requiere únicamente la puesta en marcha del motor de accionamiento, sin necesidad de dispositivos adicionales de cebado previo.

Si esta profundidad es menor de lo debido, 2 ó 3 veces el diámetro del orificio de aspiración, se pueden crear en la superficie vórtices o remolinos por cuyo centro se introduce aire en la bomba, con la consiguiente pérdida de caudal y deficiente funcionamiento.

El eje del que van provistas estas bombas, va guiado normalmente por cojinetes de fricción separados a intervalos regulares (de 1.5 a 3 metros) y lubricados por aceite, grasa, o el mismo líquido bombeado; en este último caso, el eje se suele disponer en el interior de la tubería de impulsión vertical, cerca del motor, en que ésta se desvía horizontalmente mediante un codo adecuado.

En los casos de lubricación por grasa o aceite, el eje va dentro de un tubo portador de los cojinetes, siendo este conjunto, a su vez, exterior o interior a la tubería de impulsión.

La otra solución tiene la ventaja de requerir un menor espacio, siendo en ambos casos innecesaria la empaquetadura, lo que constituye también una circunstancia muy favorable, dados los inconvenientes que lleva a veces consigo.

Las bombas sumergidas tienen la ventaja de ocupar un espacio horizontal mínimo, sólo el necesario para acomodar el motor vertical y la impulsión, siendo incluso a veces subterránea.

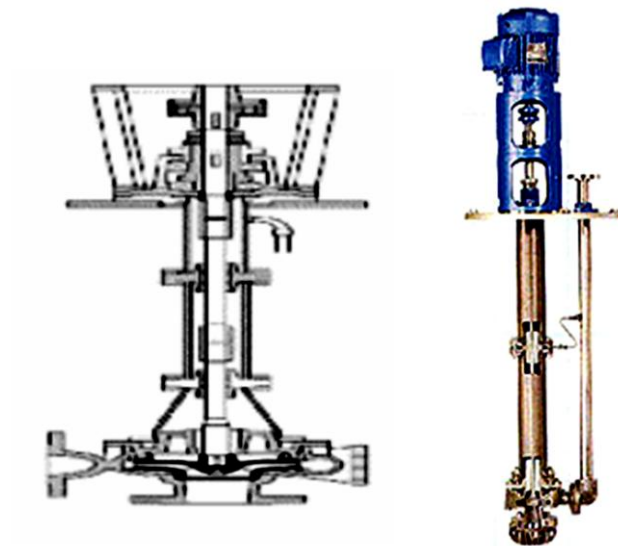
Las ventajas hidráulicas son evidentes al desaparecer todos los problemas de aspiración que constituyen el principal inconveniente en el funcionamiento de las bombas centrífugas.

Desde un punto de vista mecánico, esta disposición presenta grandes inconvenientes respecto de la horizontal. Las bombas son inicialmente más caras y su mantenimiento mucho más elevado, ya que cualquier reparación exige el desmontaje de la bomba para izarla a la superficie.

El eje alargado, somete a los cojinetes a un trabajo duro que sobre todo, si están lubricados por agua o líquidos sin grandes propiedades lubricantes, hace que su vida sea corta e imprevisible.

Los tipos más importantes de bombas verticales sumergidas son, las bombas de turbina vertical o de pozo profundo, las bombas de hélice y las bombas de voluta sumergidas. Ver figura 24.

**Figura 24. Bomba de eje vertical**



Entre las bombas sumergidas, las más importantes son las llamadas de pozo profundo, de sondeo o de turbina vertical, que fueron desarrolladas para la explotación de pozos, perforaciones y sondeos de diámetro reducido. Esta circunstancia limita forzosamente la altura por etapa, lo que conduce al concepto de bombas multietapas para reducir el espacio.

El impulsor de aspiración simple puede ser radial o diagonal, según las condiciones de servicio y su construcción cerrada o semiabierta. Los impulsores semiabiertos, sin embargo, aparte de su mayor empuje axial, hasta el 50% mayor, requieren un ajuste vertical más cuidadoso durante el montaje.

El conjunto de difusores del cuerpo de bomba y la tubería de impulsión, cuelgan del cabezal sobre el que va montado el motor, constituyendo el codo de desviación de la impulsión.

A veces, los difusores se recubren interiormente de un esmalte especial que disminuye la rugosidad de la fundición y las pérdidas hidráulicas consiguientes, aumentando el rendimiento dotando de cierta uniformidad a las distintas unidades, lográndose una mejor resistencia a la corrosión y a la abrasión.

La construcción de estas bombas permite montar el número de etapas deseado, que puede llegar a 20 ó más, añadiendo simplemente difusores e impulsores semejantes uno sobre otro, lo que dota de cierta elasticidad a las aplicaciones, con las consiguientes ventajas de estandarización, disponibilidad de repuestos, etc.; no obstante, estas bombas participan de las desventajas mencionadas para las bombas verticales sumergidas, de ser caras y exigir unos costos de mantenimiento elevados.

Las bombas verticales de turbina han llegado a un grado de perfección notable con rendimientos altos y determinadas ventajas hidráulicas; aunque empezaron siendo empleadas exclusivamente para riegos en pozos y perforaciones, sus aplicaciones industriales aumentan cada vez más, siendo en la actualidad más numerosas que las agrícolas, por lo que la denominación de bombas de pozo profundo va desapareciendo para adaptarse a la de bombas de turbina vertical. Dentro de este tipo se pueden distinguir las bombas provistas de eje alargado y accionadas por motor sumergible dispuesto inmediatamente por debajo de la bomba o bombas buzo.

#### **2.6.16.1 Descripción general del equipo**

La bomba turbina vertical de eje lubricado por agua es utilizada en pozos profundos para la explotación de las aguas subterráneas.

El equipo consta de un cuerpo de bomba cuyo elemento impulsor es accionado por un motor eléctrico de eje hueco desde la superficie a través de un eje de transmisión, el líquido impulsado por la bomba se conduce hasta la superficie por un tubo de columna que protege y alinea al eje de transmisión.

En la superficie, se dispone de un elemento denominado linterna de descarga, que sirve como orientador del flujo, soporte de la bomba con su columna y eje, y como base del motor eléctrico.

#### **2.6.16.2 Condiciones de operación**

La selección del equipo dependerá de las siguientes condiciones:

- Altura dinámica total de bombeo, caudal requerido y longitud de la columna de bomba.
- La elongación de la columna de ejes a válvula cerrada ( $Q=0$ ) no será mayor al 60% de la luz axial máxima de regulación del cuerpo de impulsores.
- La eficiencia mínima de la bomba deberá ser: 76%, para  $Q$  de 10 a 19 l/s; 77%, para  $Q$  de 20 a 34 l/s; 80%, para  $Q$  de 35 a 74 l/s; 81 %, para  $Q$  de 75 a 99 l/s; 82% para  $Q$  de 100 a 150 l/s.
- La pérdida de carga en la columna no será mayor al 5% de su longitud y la velocidad de flujo en la columna no será menor de 1.20 m/s.
- La longitud de la columna de bomba se considerará desde el borde del tazón superior de descarga, hasta la brida superior del tubo de la columna más próxima a la linterna.
- La variación máxima en el comportamiento operativo de la bomba, no será mayor al 5% de las condiciones solicitadas.

- En la curva característica, no se aceptará ubicación del punto de trabajo a la izquierda de la máxima eficiencia de la bomba, debido a la disminución progresiva del rendimiento del pozo que se produce por efecto del descenso del nivel freático.

### **2.6.16.3 Composición del equipo**

#### **2.6.16.3.1 Cuerpo de bomba**

El cuerpo de la bomba vertical de turbina está conformado por tazones e impulsores que deberán cumplir las siguientes especificaciones:

#### **2.6.16.3.2 Tazones**

Son cajas de formas cilíndricas que alojan a los impulsores; están construidas con diámetros exteriores nominales que pueden variar desde 3.5 pulgadas para las bombas pequeñas y hasta 18 pulgadas para las bombas grandes. Su función principal es desviar y orientar el flujo de agua hacia arriba, transformando su carga de velocidad en carga de presión. Serán de tres tipos: el de succión, los intermedios y el de descarga.

El tazón de succión y el intermedio, deberán permitir incluir un anillo de desgaste, el cual puede ser restituido para recuperar la eficiencia. El tazón de succión en su parte inferior será roscado para poder acoplarse con el tubo de succión.



El tazón de descarga llevará una bocina especial que anulará el sistema de drenaje. Su extremo superior será roscado para poder acoplarse con las columnas exteriores e interiores, siendo su cubo reforzado con almas.

En los cubos de los tazones irán alojadas bocinas de bronce, cuyas dimensiones serán no menores a 1.5 de diámetro del eje. Los tazones serán de hierro o hierro fundido gris u otro similar o mejorado; las bocinas de bronce y/o Neopreno. Los tazones deben estar libres de porosidad y cualquier otro defecto de fabricación. El eje de la bomba será de acero inoxidable, o de características superiores en calidad debidamente torneado y rectificado.

En las bombas pequeñas, con menos de 6 pulgadas de diámetro, el acoplamiento en serie de los tazones se hace por uniones de rosca, mientras que para los diámetros mayores se hacen por bridas empernadas, de modo que faciliten el armado inicial y las maniobras posteriores para su desmontaje y reparación.

#### **2.6.16.3.3 Impulsores**

Serán cerrados y balanceados estáticamente, fijados al eje por medio de cuñas cónicas de acero inoxidable, debiendo permitir un anillo de desgaste cambiable. Su regulación axial se hará con una tuerca roscada en el eje ubicado en la parte superior del motor. Serán de bronce o de un material que ofrezca mayor resistencia al desgaste.

#### **2.6.16.3.4 Columna lubricada por agua**

Existe una columna exterior conformada por tubos y una columna interior constituida por los ejes de línea.

#### **2.6.16.3.5 Columna exterior**

Constituida por tubos sin costura cédula 40 de 3 m (10') de longitud (incluido el retenedor porta cojinete) y de 1.50 m (5') solamente en la primera y última sección, si el diseño lo exige.

Los tubos serán roscados en ambos extremos, con no menos de 8 hilos/pulgada, y sus caras transversales paralelas para asegurar un alineamiento y ajuste correcto. Se conectarán con uniones fabricadas con tubos sin costura cédula 80, los cuales serán lo suficientemente largas para permitir el alojamiento entre tramos, de los retenedores porta cojinetes y el roscado de por lo menos de 50 mm (2") de tubo de columna.

#### **2.6.16.3.6 Columna interior**

Conformado por el eje superior o eje cabezal y el eje de transmisión. Tendrán 3 m (10') de longitud exceptuando el eje cabezal, cuya longitud depende de diseños particulares de cada fabricante. En los extremos serán roscados, para que tienda a ajustarse durante el trabajo y cuando estén unidos entre sí a través de coples. Su diámetro será tal que su elongación máxima durante el trabajo, permita un rango de regulación de los impulsores.

### **2.6.16.3.7 Linterna o cabezal de descarga**

Sirve como base del motor y soporta la columna y la bomba sobre el nivel de descarga, además, tiene incorporado un codo de descarga con sus respectivas bridas. La superficie inferior y superior debe ser maquinada y con acabado liso perfectamente paralelos.

La base inferior llevará una empaquetadura y junta, para una placa de asiento que puede ser cimentada y empernada a la base de concreto.

La brida de descarga del cabezal de descarga será diseñada para recibir una tubería con brida estándar ASA. Debe poseer bridas en la succión y en la descarga, asimismo bridas de empalme para ser roscada con la columna de la bomba y la tubería del árbol de descarga.

Todas las uniones bridadas llevarán empaquetaduras.

Incluye un sistema completo de lubricación, que asegura un adecuado y continuo suministro de agua (libre de impurezas), para lubricar las bocinas de la columna antes de poner en operación el equipo. Estará constituido por una línea desde la salida de la válvula cheque (del árbol de descarga) hasta la toma de lubricación de la linterna.

La linterna con bridas de empalme será de hierro fundido gris clase 30 o tipo Mechanite u otro material similar. La bocina estopera será de bronce.

#### **2.6.16.3.8 Sistema de prelubricación**

El sistema deberá asegurar que el motor eléctrico vertical no pueda arrancar antes que todos los cojinetes se hayan humedecido, y se detenga si el suministro de agua lubricante falla en el transcurso del funcionamiento.

El agua lubricante se filtra, para prevenir el ingreso de partículas suspendidas a los cojinetes.

#### **2.6.17 Bombas de turbina verticales de motor normal superior**

En estas bombas, el eje va por el interior de la tubería de impulsión, desnudo si la lubricación es por aceite, o dentro de un tubo protector si la lubricación es por agua de una fuente externa.

El conjunto de impulsores y eje soportado por los cojinetes de empuje están colocados en el mismo cabezal o en la parte superior del motor, si su eje y el de la bomba están rígidamente acoplados (motores de eje hueco).

Los problemas que ocasiona cualquier imperfección en la rectitud del eje, que influye en gran manera en la vida de los cojinetes y en la vibración del funcionamiento, crecen enormemente con la longitud del eje. Se puede considerar que la seguridad del eje es proporcional a su rigidez o resistencia a la flexión viniendo dada por el factor  $4D^3/3L$ , siendo D el diámetro del eje y L su longitud.

### **2.6.18 Bombas de turbina verticales de motor sumergido o electrobombas**

Con objeto de evitar las desventajas que se derivan de la excesiva longitud del eje, en las bombas sumergidas se han desarrollado motores eléctricos capaces de funcionar a su vez rodeados de líquido y de dimensiones tales que les permite ir montados en el interior del pozo. De esta forma, colocando los motores inmediatamente por debajo de la bomba, desaparece la necesidad del eje, cojinetes y tubo protector, por lo que la columna puede ser de menor diámetro para pérdidas de carga semejantes.

Los motores pueden ser de funcionamiento en seco con cierre hermético, o inundados, en cuyo caso los aislamientos han de tener características muy especiales.

Las ventajas del motor sumergido se hacen apreciables, sobre todo, en pozos muy profundos de más de 30 m, o bien inclinados o curvados. El espacio requerido en la superficie es, evidentemente mínimo, e incluso, nulo con descarga subterránea.

#### **2.6.18.1 Descripción general del equipo**

La electrobomba sumergible es un equipo utilizado para la explotación de las aguas subterráneas de pozos profundos; consta de un motor y bomba acoplados directamente y diseñados para trabajar en sumergencias mayores. Debe garantizar el sellado hermético, la vida útil de los conductores y el motor con respecto al medio de trabajo.

El líquido impulsado por la electrobomba se conduce hasta la superficie a través de una columna de descarga, que a la vez sostiene a la electrobomba; en la superficie se dispone de un elemento denominado codo de descarga, que sirve como orientador del flujo y a la vez como soporte de la electrobomba y de la columna.

#### **2.6.18.2 Condiciones de operación**

La selección del equipo dependerá de las siguientes condiciones:

- Altura dinámica total de bombeo, caudal requerido, tensión de servicio y longitud de la columna de bomba.
- La eficiencia mínima de la bomba deberá ser: 69% para Q de 10 a 19 l/s; 73% para Q de 20 a 29 l/s; 75% para Q de 30 a 39 l/s; 77% para Q de 40 a 49 l/s; 78% para Q mayores a 50 l/s.
- La pérdida de carga en la columna no será mayor al 5% de su longitud y la velocidad de flujo en la columna no será menor de 1.20 m/s.
- Para el pozo profundo, la longitud de la columna de la bomba se considerará desde el borde del tazón superior de descarga, hasta la brida superior del tubo de la columna más próxima al codo de descarga.
- La variación máxima en el comportamiento operativo de la bomba, no será mayor al 5% de las condiciones solicitadas.
- En la curva característica, no se aceptará ubicación del punto de trabajo a la izquierda de la máxima eficiencia de la bomba, debido a la disminución progresiva del rendimiento del pozo, que se produce por efecto del descenso del nivel freático.

- La caída de tensión en el cable de alimentación del equipo no será mayor del 3% y la electrobomba debe suministrarse con camisa de refrigeración, en previsión a su instalación frente a filtros y asegurar su refrigeración del motor. Deberá ser ubicado en posición superior a los filtros del pozo.

### **2.6.18.3 Composición del equipo**

#### **2.6.18.3.1 Cuerpo de impulsores**

Tipo turbina vertical, con válvula de retención incorporada de cierre rápido y hermético con pérdida de carga no mayor al 3.5%, de las siguientes características constructivas:

- Tazones de hierro o hierro fundido de alta calidad o acero.
- Los tazones deberán estar preparados para permitir incluir un anillo de desgaste.
- Impulsores cerrados de bronce debidamente balanceados.
- Eje y canastilla de acero inoxidable.
- La válvula *check* incorporada a la electrobomba debe ser con cuerpo de hierro o hierro fundido de alta resistencia; elemento metálico de cierre, bronce o acero inoxidable.
- Su diámetro exterior no debe exceder el diámetro de la electrobomba.
- Motor eléctrico sumergible de inducción, asíncrono, trifásico, 60Hz., factor de seguridad 1.15, encapsulados o rebobinables para potencias de hasta 30 caballos de fuerza inclusive, y sólo rebobinables para potencias mayores con sistema de enfriamiento interior, protegido contra la corrosión.

Deberá contar con las siguientes características constructivas:

- a) Carcasa exterior de acero inoxidable u otro material no degradable por la oxidación o corrosión.
- b) Rotor y Estator protegidos con revestimientos resistentes e inatacables por el agua y sus componentes.
- c) El motor estará diseñado para una operación continua de trabajo a una temperatura máxima de 40° C, debiendo contar con una camisa de refrigeración para su enfriamiento y mejor la circulación del agua.
- d) Los motores serán garantizados por un año, contra cualquier defecto de aislamiento y tendrá que estar acompañados por un protocolo de pruebas de fábrica certificando: la velocidad de giro alcanzada, el aislamiento probado y la temperatura alcanzada por el motor para las condiciones de trabajo requeridas y su rango de diseño.
- e) Los motores hasta 20 caballos de fuerza serán realizados para arranque directo y por lo tanto con una sola terna de cables que salen del motor.

Los motores de más de 20 caballos de fuerza serán realizados para arranque estrella - delta, es decir del motor saldrán dos ternas de cables, aun cuando su instalación sea para arranque directo (arrancador de estado sólido).

Las desventajas son un menor rendimiento y menor vida del motor y la necesidad ineludible del desmontaje total para cualquier revisión o reparación de la bomba o del motor.

### **2.6.19 Bombas verticales de hélice**

Para operar grandes caudales con pequeñas alturas, a menudo se utilizan bombas hélice en posición vertical y funcionamiento sumergido.



La simplicidad de estas bombas llega algunas veces a ser máxima, consistiendo sólo en el impulsor axial abierto provisto de un eje vertical, que gira dentro de la columna o tubería de impulsión.

A veces pueden llevar un difusor o algunos álabes directores; a la entrada se pueden disponer también álabes directores, en alguna de estas bombas, con objeto de evitar o aminorar una prerotación excesiva de la vena líquida en la aspiración, que puede dar lugar a remolinos o vórtices en la superficie del líquido.

El eje puede estar lubricado por aceite, en cuyo caso va dispuesto dentro del correspondiente tubo protector con los cojinetes de apoyo.

El impulsor puede ir montado en voladizo o bien tener cojinete inferior, este crea un pequeño estorbo para la aspiración, pero tiene un papel importante dado la estrecha tolerancia radial entre el impulsor y la tubería que le rodea.

En ciertas bombas de este tipo es posible desmontar desde arriba el eje y el impulsor, sin necesidad de retirar la columna, facilitándose algo la accesibilidad y el mantenimiento, lo que es posiblemente el más grave inconveniente de las bombas sumergidas.

### **2.6.20 Bomba con impulsor de flujo axial, radial y mixto**

Hemos considerado como bombas centrífugas al conjunto de las propiamente centrífugas o radiales, en las que la energía se cede al líquido esencialmente mediante la acción de la fuerza centrífuga, hasta las axiales, en las que la energía se cede al líquido por la impulsión ejercida por los álabes sobre el mismo.

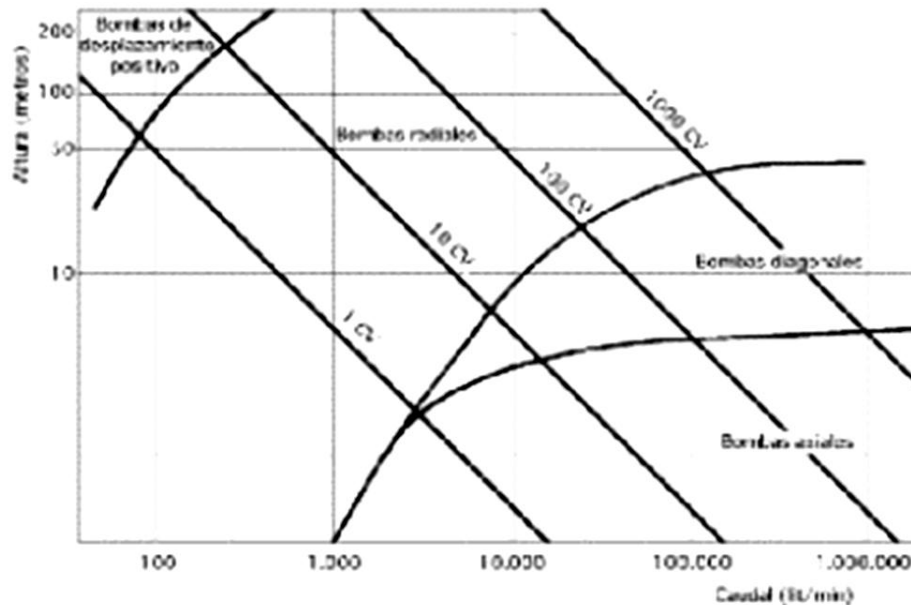
En las bombas centrífugas radiales, la corriente líquida se verifica en planos radiales; en las axiales, en superficies cilíndricas alrededor del eje de rotación y en las diagonales, se verifica radial y axialmente, denominándose también de flujo mixto.

El tipo de una bomba, según esta primera clasificación, que atiende al diseño hidráulico del rodete impulsor, viene indicado por su velocidad específica en el punto de máximo rendimiento de la curva característica. El número específico de revoluciones  **$nq$**  no varía para un impulsor determinado, aunque lo haga su velocidad de giro  **$n$** , ya que  **$q$**  y  **$Hm$**  se modifican también al mismo tiempo. Cada impulsor tiene una velocidad específica determinada, si bien depende también del sistema difusor.

El valor de  **$nq$**  tampoco cambia al alterar las dimensiones absolutas de un impulsor; todos los impulsores de rendimiento aceptable que tienen una misma velocidad específica son geoméricamente semejantes, aunque pueden tener ligeras variaciones en el ángulo de salida, forma del álabe, etc.

La velocidad específica del impulsor es un índice de su geometría y proporciona una idea de sus dimensiones principales, figura 25. La relación entre los diámetros de entrada y salida  $d_1/d_2$ , es (dentro de ciertos límites) directamente proporcional a  **$nq$**  y era uno de los índices utilizados antes de que se impusiera el concepto de velocidad específica. La forma de los álabes en los impulsores de flujo radial es, en general, curvada hacia atrás respecto del sentido de giro,  $b_2 < 90^\circ$ , donde  $b_2$  representa el ángulo de curvatura, con superficies de simple curvatura, siendo la generatriz paralela al eje de rotación; en los impulsores helicoidales, los álabes son de doble curvatura y en los axiales tienen, además, un determinado perfil aerodinámico.

**Figura 25. Campos de aplicación de los tres tipos de bombas centrífugas**



Rendimiento-velocidad específica. En el extremo de las  $nq$  bajas, las pérdidas por rozamiento son grandes, de la forma:

- a) Pérdidas de carga debidas al más largo recorrido interno
- b) Pérdidas por rozamiento de las paredes del rodete impulsor de gran diámetro al girar en el líquido, (rozamiento del disco). Las pérdidas por fugas son también grandes.

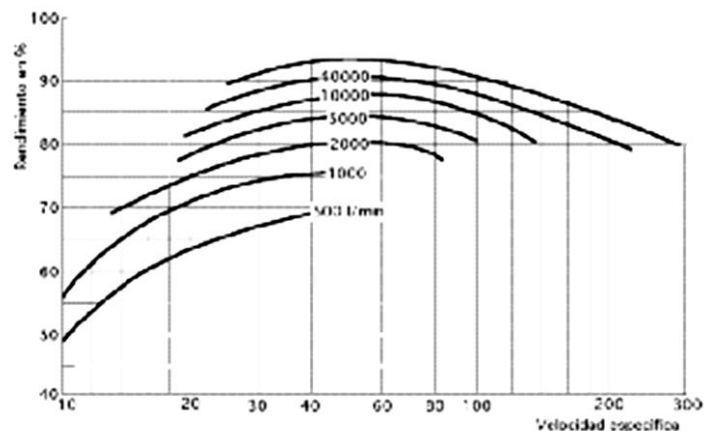
Al crecer la velocidad específica  $nq$ , el rendimiento mejora hasta un cierto valor de la misma, por encima del cual, pérdidas superiores de difusión y deficiencia en el guiado del líquido le hacen disminuir de nuevo, aunque de manera más suave.

Los rendimientos óptimos se calculan para una velocidad específica  $nq$  del orden de 50 metros, figura 25, en la que la combinación de las pérdidas descritas, unas decrecientes y otras crecientes con  $nq$ , tiene un efecto mínimo.

El que bombas de igual velocidad específica puedan tener rendimientos diferentes, menores para caudales más bajos, se debe a que las leyes de semejanza hidráulica no se cumplen exactamente con tener sólo en cuenta la semejanza geométrica existente.

En la actualidad, las curvas (rendimiento-velocidad específica) se van desplazando paulatinamente en sentido ascendente según figura 26, al ir consiguiendo la técnica bombas cada vez más perfeccionadas.

**Figura 26. Relación entre el rendimiento de diversas bombas centrífugas y su velocidad específica**



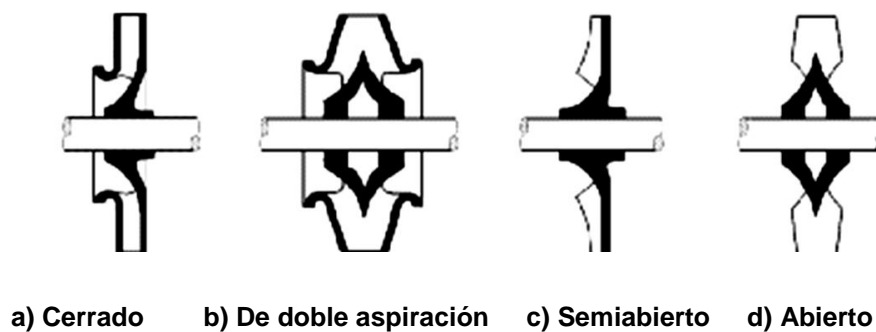
### 2.6.21 Bombas de impulsor abierto, semiabierto y cerrado

Teniendo en cuenta su diseño mecánico o estructural, se pueden distinguir tres tipos de impulsores:

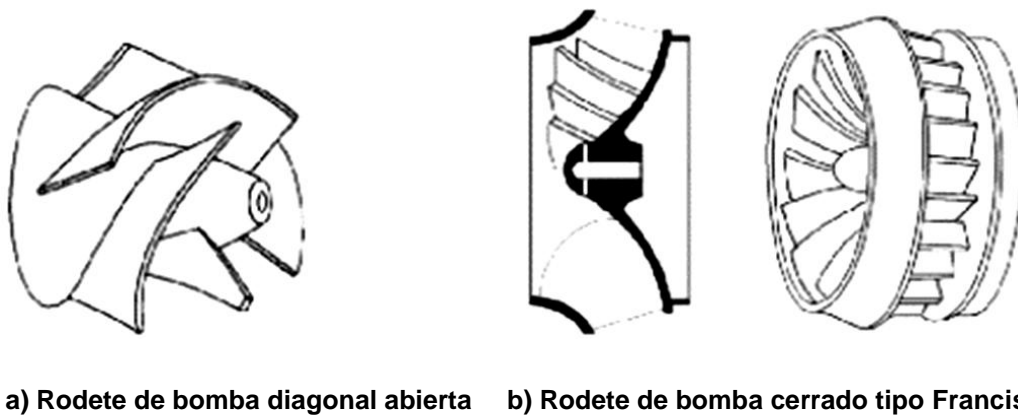
- De álabes aislados (abiertos)
- Con una pared o disco lateral de apoyo (semiabiertos)
- Con ambas paredes laterales (cerrados).

Esta clasificación es independiente de la más general, que se refiere al tipo de diseño hidráulico, (ver figura 27), por lo que en esta nueva clasificación puede haber impulsores centrífugos y de flujo mixto, abiertos, semiabiertos o cerrados.

**Figura 27. Tipos de impulsores**



**Figura 28. Tipos de rodetes de bomba**



Los impulsores axiales, por su misma estructura, sólo pueden ser semiabiertos o cerrados, ya que sus álabes se pueden considerar como apoyados lateralmente en el eje de rotación, que hace las veces de cubo del impulsor, como si fuese la pared posterior de los radiales y diagonales.

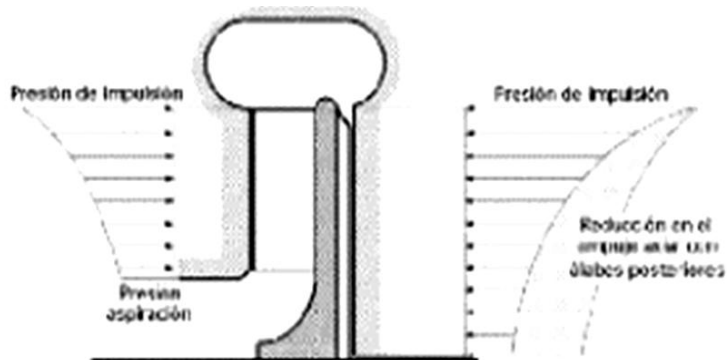
### 2.6.21.1 Impulsores abiertos

En un impulsor abierto, los álabes desnudos van unidos únicamente al eje de giro y se mueven entre dos paredes laterales fijas pertenecientes a la carcasa de la bomba, con tolerancias laterales lo más estrechas posibles para evitar fugas.

Esta construcción es mecánicamente débil, por el largo voladizo en que trabajan los álabes, por lo que estos impulsores disponen siempre de una fracción de pared posterior para dar a los álabes la rigidez necesaria, según la figura 29.

En la práctica, no se hace distinción entre impulsores abiertos y semiabiertos, designando a ambos como abiertos, en oposición a los cerrados. Los impulsores abiertos se utilizan en algunas bombas radiales pequeñas y para el bombeo de líquidos abrasivos.

**Figura 29. Empuje axial en impulsor abierto con álabes posteriores**



### **2.6.21.2 Impulsores semiabiertos**

Los impulsores con una sola pared lateral, que siempre es la posterior, se emplean con cierta frecuencia, destacando las bombas de flujo mixto y todas las axiales.

Al igual que en los abiertos, su buen rendimiento está basado en una tolerancia lateral muy estrecha, del orden de 0.3 mm, que evita fugas de la periferia al centro y en los canales del impulsor entre sí. Estas fugas son tanto mayores cuanto menos viscoso es el líquido por lo que con líquidos algo viscosos el caudal y la altura pueden aumentar, a pesar de las mayores pérdidas por rozamiento, lo que les hace más apropiados que los abiertos para trabajar con líquidos a altas temperaturas.

Cuando el juego lateral se hace grande por el desgaste, es necesario cambiar el impulsor. El desgaste del impulsor es proporcional a la velocidad relativa del líquido y no es radialmente uniforme, sino algo mayor en la periferia.

Para el servicio con líquidos abrasivos, algunas veces se disponen placas laterales de desgaste de fácil intercambio, construidas con materiales especiales como el acero inoxidable que tiene mayor dureza, que no resulta costoso, ya que el cuerpo de la bomba sigue siendo de fundición.

La escasa tolerancia lateral del impulsor hace que una posible desviación del eje pueda tener graves consecuencias, al igual que las dilataciones o contracciones anormales, que en esta situación tienen mucha mayor importancia que en los impulsores cerrados.

El empuje axial en los impulsores abiertos es mayor que en los cerrados, pues la parte anterior está sometida a una presión media menor; para paliar este defecto se les provee de álabes posteriores según la figura 30, que disminuyen en gran manera la presión media en la cara posterior.

También sirven para evitar que el líquido quede estancado cerca del eje y empaquetaduras, ya que si aquel fuese abrasivo podría resultar muy perjudicial.

El flujo a través de los agujeros de equilibrio en los impulsores abiertos provistos de álabes posteriores es, a menudo, de sentido contrario al normal en los cerrados, es decir, el líquido entra en ellos del lado de la aspiración.

Las ventajas del impulsor abierto sobre el cerrado son:

- a) La menor tendencia a obstruirse que le hace adecuado para líquidos sucios.
- b) El menor roce hidráulico del disco, al tener sólo una pared girando, de lo que se deduce un buen rendimiento.
- c) Una mayor accesibilidad de los álabes para el mecanizado, lo que permite conseguir mejores acabados.
- d) Una mayor facilidad de construcción, con modelos más sencillos, por lo que se puede utilizar una mayor variedad de materiales constructivos con un costo menor de fabricación.

Aunque al principio los impulsores se hacían abiertos, de doble aspiración, hoy en día han caído en desuso por dificultades de ajuste y sólo se fabrican los de aspiración simple.



**Figura 30. Impulsor de una bomba de torbellino con álabes radiales a ambos lados del disco**



### **2.6.21.3 Impulsores cerrados**

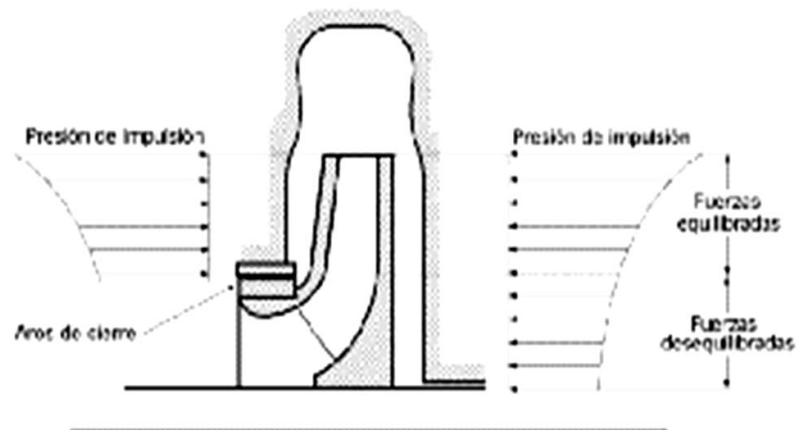
Los impulsores cerrados tienen los álabes colocados entre dos paredes laterales, anterior o de aspiración y posterior, ver figura 31. El estrecho margen de tolerancias.

El estrecho margen de tolerancias existente para evitar fugas de retroceso entre la impulsión y la aspiración suele ser axial y está constituida por unas superficies anulares muy próximas, situadas alrededor del orificio de aspiración (oído del impulsor) y formadas por los aros de cierre, uno estacionario montado en el cuerpo y el otro que gira montado en el impulsor.

La principal ventaja de esta solución es que los aros de cierre se pueden cambiar fácilmente cuando se desgastan, recuperando la tolerancia primitiva, evitando así fugas mayores.

Respecto del desgaste, se pueden hacer de materiales especiales para condiciones de funcionamiento y servicio particularmente duras. a menudo. (Ver figura 31) las fuerzas equilibradas.

**Figura 31. Empuje axial en impulsor cerrado**



A menudo, en vez de estos aros dobles se utiliza sólo un aro montado en el cuerpo, de forma que la superficie rozante móvil pertenece al propio impulsor; en estos casos, en el impulsor se deja material suficiente para poder rectificar su superficie desgastada, si procede, cambiando el aro del cuerpo por uno nuevo de diámetro ligeramente diferente, de forma que deje el juego conveniente con el impulsor.

Los impulsores de doble aspiración llevan aros de cierre en los dos oídos; sus ventajas son, ausencia de empuje axial, una menor NPSH y una mayor capacidad de aspiración. Se pueden considerar como dos impulsores de aspiración simple, opuestos y en paralelo.

Los impulsores de aspiración simple, cuando están provistos en la parte posterior de cámara de equilibrado del empuje hidráulico axial en comunicación con la aspiración a través de los agujeros de equilibrio, sólo tienen aros a ambos lados, lo que implica una desventaja para el equilibrado que, hidráulicamente, es bastante eficaz.

Los impulsores cerrados pueden resistir mucho mejor cualquier flexión del eje, o contracciones y dilataciones mayores de las previstas, por lo que son más adecuados para servicios de altas temperaturas.

Tienen la desventaja de que sus canales son normalmente inaccesibles para cualquier tipo de mecanizado, lo que exige métodos constructivos especiales, más difíciles, con modelos más complicados que en los abiertos.

Hidráulicamente, el rozamiento de disco al tener el impulsor dos paredes, es doble que en los abiertos, pero las pérdidas por fugas son menores.

La posibilidad de obstrucción con líquidos sucios es mayor y para ello se diseñan impulsores especiales con oído de gran área, canales lo más amplios posibles, pequeño número de álabes, 2 ó 3, y éstos con los bordes de entrada redondeados.

### **2.6.22 Relaciones de las características de las bombas centrífugas**

Existen ciertas relaciones que permiten que el funcionamiento de una bomba centrífuga se pueda predecir para una velocidad que no sea aquella para la cual se conoce la característica de la bomba, las cuales son:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Q_1}{Q_2} = \sqrt{\frac{H_1}{H_2}} = \sqrt[3]{\frac{P_1}{P_2}}$$

Donde:

***n***: la velocidad en r.p.m.

***Q***: la capacidad en litro por minuto a la velocidad *n*

***H***: la carga en metros a la velocidad deseada *n* par a la capacidad *Q*

***P***: la potencia al freno en caballos de fuerza al velocidad deseada *n* con *H* y *Q*.

## **2.6.23 Instalación de bombas**

### **2.6.23.1 Bombas centrífugas de eje horizontal**

#### **2.6.23.1.1 Planeamiento de la instalación**

La bomba deberá ser colocada de modo que la tubería de succión y descarga puedan ser usadas directamente. Proyecte la tubería de modo que se emplee el mínimo de curvas, codos o accesorios; es decir, instalarla tan cerca como sea posible del suministro de agua.

Recuerde que al aumentar la longitud de la tubería aumenta las pérdidas por fricción y reduce la efectividad de la instalación.

Asegúrese que haya suficiente espacio en la instalación para permitir cualquier inspección y mantenimiento de la bomba y del equipo auxiliar. El lugar seleccionado para la instalación de las bombas deberá estar protegido contra inundaciones.

### **2.6.23.1.2 Cimentación**

La base de concreto deberá colocarse adecuadamente antes de montar el equipo. La superficie deberá ser horizontal y plana. La unidad completa se alinea con un nivel de burbuja (en el eje/lado de descarga) cuando se instala en la base preparada. Debe considerarse la distancia entre las dos mitades del acoplamiento, como se indica en el manual de instrucciones de instalación, suministrado por el fabricante. Las planchas deberán colocarse siempre directamente al lado de los elementos de unión entre la plataforma y la estructura de base. Si la distancia entre los elementos de uniones es mayor que 800 mm, las planchas adicionales deberán estar a una distancia media entre ambas.

Todas las planchas deberán estar en contacto pleno con la superficie de base (véanse figuras 32, 33, 34).

El siguiente paso consiste en ajustar los pernos uniforme y firmemente. Luego, la plataforma de base se sella con argamasa (sin contracción), impidiendo la formación de cavidades. Los acoplamientos flexibles no deben ser usados para compensar el desalineamiento de los ejes de la bomba y motor.

El acoplamiento flexible permite los cambios de temperatura y transmite la potencia del motor a la bomba.

### **2.6.23.1.3 Alineación de la bomba y motor**

Cuando la plataforma de base está en una posición firme, el acoplamiento tiene que verificarse cuidadosamente y, en caso necesario, la bomba debe alinearse nuevamente con la máquina generadora de energía.

Es necesario revisar siempre el acoplamiento y realineamiento, aun cuando la bomba y el motor hayan sido acoplados y montados en una plataforma de base común y alineados. Una bomba está bien alineada cuando se coloca una regla axialmente sobre ambas mitades del acoplamiento y quedan equidistantes de cada eje, a la vez que se mantiene en posición correcta (véase figura 35).

Además, ambas mitades del acoplamiento deberán estar a la misma distancia entre sí en toda la circunferencia. Esto se verificará con un calibrador. La diferencia entre las dos partes del acoplamiento no deberán ser mayor que 0,1 mm en la superficie axial o radial (véanse figuras 33 y 34).

#### **2.6.23.1.4 Conexiones a la tubería**

La eficiente operación de su bomba dependerá en gran parte de que las conexiones de las tuberías de succión y descarga sean efectuadas correctamente. La tubería deberá quedar bien alineada y coincidir libremente en forma natural con las bridas de la bomba.

No debe ser forzada a su lugar por medio de los pernos de las bridas, ya que originará la desnivelación o desalineamiento de la bomba.

La tubería debe tener sus propios soportes independientes e instalados de tal manera que no ejerzan tensiones sobre la caja de la bomba, en ningún sentido. Una vez instalada la tubería se tiene que verificar otra vez el alineamiento y la nivelación y, de ser necesario, practicar las correcciones procedentes.

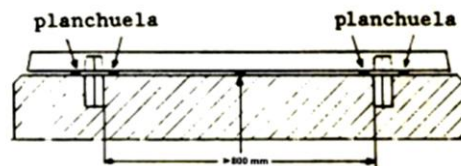
Si la tubería de descarga es excepcionalmente larga debe intercalarse una junta de expansión por deslizamiento con empaquetadura para compensar la elongación de la tubería originada por la presión. No usar codos cerca de la succión o la descarga de la bomba.

### 2.6.23.1.5 Verificación final de alineamiento

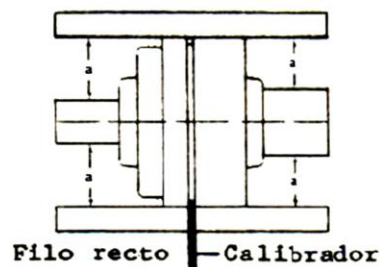
Se deberá comprobar una vez más el alineamiento, al terminar totalmente la instalación de la tubería, ya que existe la posibilidad de que las tensiones que se producen al interconectar los tubos pueden ocasionar desajustes en el alineamiento.

Después de ajustar correctamente el estopero y verificar el alineamiento entre la bomba y su motor, la unidad podrá hacerse girar suavemente a mano.

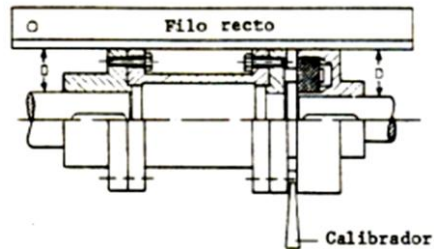
**Figura 32. Instalación de una bomba - colocación de las planchas**



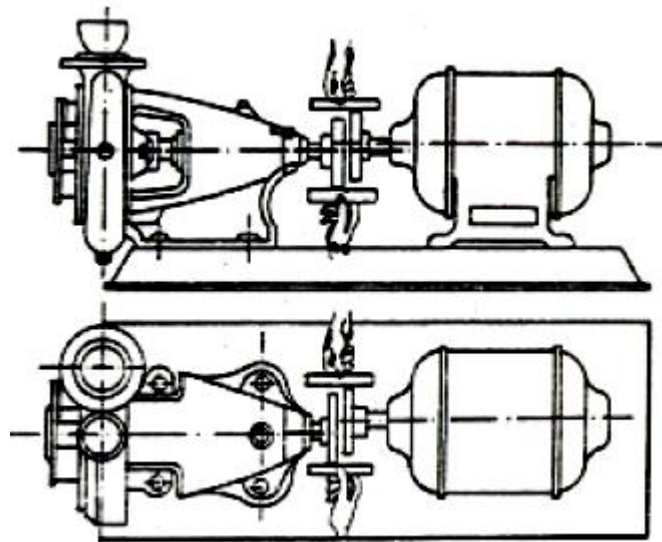
**Figura 33. Ajuste del acoplamiento elástico sin manguito intermedio**



**Figura 34. Ajuste del acoplamiento elástico con manguito intermedio**



**Figura 35. Alineación y acoplamiento de bomba y motor**



### **2.6.23.2 Bombas de turbina vertical**

#### **2.6.23.2.1 Cimiento**

Una base de concreto o acero fabricado deberá ser provista para soportar el peso de bomba llena de líquido (el empuje hidráulico de los impulsores no es transmitido a los cimientos).



Es preciso asegurar que el hueco en los cimientos sea mayor que el diámetro externo del cuerpo de la bomba o de la columna de descarga.

### **2.6.23.2.2 Alineamiento**

La bomba está diseñada para operar en posición vertical con todas sus piezas alineadas correctamente.

La bomba deberá estar suspendida libremente desde los cimientos y no deberá ser forzada tanto al introducirla en el pozo y tampoco al nivelarla con los cimientos. Un mal alineamiento causará vibraciones y fuerte desgaste en la bomba.

Para la instalación de bombas verticales, se necesitará el siguiente equipo:

- Una grúa o cualquier otro conjunto con suficiente capacidad para alzar la bomba completamente armada.
- Abrazaderas para sujetar la columna de descarga.
- Llaves de cadena y llaves de tubo (Stillson).
- Cadena o cable metálico (estrobo).
- Juego de herramientas de mecánico.
- Un empujador de cuñas cónicas de los impulsores y un tapón hueco con su perno para fijar el eje, eso cuando se trata de armar o desarmar el conjunto de impulsores y tazones (cuerpo de bomba).
- Pasta para proteger las conexiones con rosca: mezcle 5 partes de grafito en polvo con una parte de rojo minio (azarcón) con aceite lubricante SAE 20 ó 30 hasta llegar a una consistencia como de pintura. Aplíquese a todas las conexiones con rosca sin excepción.

### **2.6.23.2.3 Instalación**

#### **2.6.23.2.3.1 Pozos para las bombas**

Mídase el pozo para asegurarse que es lo suficientemente profundo para permitir la instalación de la bomba. Si el diámetro y la profundidad exacta del pozo no se conocen, médase bajando un tubo de diámetro exterior igual al del cuerpo de la bomba. Se debe medir aún más bajo que el nivel en donde la bomba será instalada. Asegurarse que el pozo sea vertical y no esté torcido, en caso que el perforador del pozo no suministre este dato deberá verificarse antes de instalar la bomba.

#### **2.6.23.2.3.2 Instalación del tubo de succión**

Enroscar la canastilla con el tubo de succión aplicando la mezcla para rosca. Colocar las abrazaderas a aproximadamente 10" de la extremidad libre del tubo de succión.

Levantar el conjunto cuidadosamente por medio del estrobo y bajarlo en el pozo hasta hacer descansar las abrazaderas sobre el cimientto (véase figura 35 paso 1).

#### **2.6.23.2.3.3 Instalación de cuerpo de bomba**

Al sacar el cuerpo de bomba de su embalaje, tener la precaución de no doblar el eje. Dar vuelta al eje de la bomba a mano para tener la seguridad de que el eje y los impulsores den vuelta libremente.

En caso de utilizar con la bomba un tubo de succión con canastilla, se debe proceder como se ha detallado en párrafo anterior, pero en vez de bajar el cuerpo de bomba en el pozo, es preciso enroscarlo firmemente sobre el tubo de succión después de haber aplicado la mezcla para rosca. En seguida, se levanta el conjunto, se quitan las abrazaderas del tubo de succión y se baja cuidadosamente el conjunto en el pozo hasta hacer descansar las abrazaderas sobre el cimientó. Fijar las abrazaderas debajo de la brida del primer tazón intermedio superior. Para los cuerpos de bomba de más de 2 m de largo es recomendable levantar el conjunto en su posición vertical antes de sacarlo de la base de madera que le sirvió de embalaje. En seguida, se levanta cuidadosamente el cuerpo de bomba y se le introduce en el pozo, bajándolo hasta descansar la abrazadera sobre el cimientó, teniendo siempre el cuidado de que el estrobo no roce con el eje de la bomba (véase figura 35 pasos 2 y 3).

En la tabla 2 se especifican las alturas máximas permisibles de succión en función de la presión atmosférica.

**Tabla 2. Alturas máximas de succión**

Altitud (m)	Presión Atmosférica (m H <sub>2</sub> O)	Límite práctico de succión (m)
0	10.33	7.60
300	10.00	7.40
600	9.64	7.10
900	9.30	6.80
1200	8.96	6.50
1500	8.62	6.25
1800	8.27	6.00
2100	8.00	5.70
2400	7.75	5.50
2700	7.50	5.40
3000	7.24	5.20

Nota: La altura de succión admisible para un determinado tipo de bomba depende de otras condiciones y deberá ser verificada en cada caso

Fuente: Manual de Hidráulica de Azevedo Netto.

El diámetro de la entrada de la bomba no debe ser tomado como indicación para el diámetro de la tubería de succión. Para la tubería se adoptan diámetros mayores con el objeto de reducir las pérdidas de carga.

El diámetro de la tubería de succión debe ser tal que la velocidad en su interior no supere los valores especificados en la tabla 3. La pérdida de carga por fricción a lo largo de la tubería de succión puede calcularse mediante la fórmula de Hazen – Williams:

$$V = 0.8494CR_H^{0.63}S_f^{0.54}$$

Donde:

$V$  = Velocidad media, m/s.

$R_H$  = Radio hidráulico, m.=  $D_i/4$ , un cuarto del diámetro interno.

$S_f$  = Pérdida de carga unitaria, m/m.

$C$  = Coeficiente que depende de la naturaleza de la paredes de los tubos (material y estado). Ver tabla 4 los valores más empleados del coeficiente de pérdida de carga.

**Tabla 3. Diámetro de tubería de succión en función de la velocidad**

Diámetro (mm)	Velocidad (m/s)
50	0,75
75	1,10
100	1,30
150	1,45
200	1,60
250	1,60
300	1,70
400 o mayor	1,80

Fuente: Manual de Hidráulica de Azevedo Netto.

Para el cálculo de las pérdidas de carga localizadas en la tubería de succión o impulsión se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$h_f = K \frac{v^2}{2g}$$

Donde:

**h<sub>f</sub>** = Pérdida de carga, m.

**K** = Coeficiente de pérdida de carga singular adimensional. Ver tabla 5.

**V** = Velocidad media en la sección, m/s.

**g** = Aceleración de la gravedad, m/s<sup>2</sup>.

Para piezas o accesorios comunes, se utilizarán los coeficientes de pérdida de carga especificadas en la tabla 5.

El diámetro interno de la tubería de succión puede calcularse con la siguiente expresión:

$$d = 1.1284 \sqrt{\frac{Q}{V}}$$

Donde:

**d** = Diámetro interno de la tubería de succión, m.

**Q** = Caudal de bombeo, m<sup>3</sup>/s.

**V** = Velocidad media de succión, m/s.

Otros aspectos que deben tomarse en consideración en el diseño y cálculo de tubería de succión son los siguientes:

- En la extremidad de la tubería de succión debe ser instalada una rejilla, con un área libre de los orificios de la criba de 2 a 4 veces la sección de la tubería de succión.
- En el caso de que no se disponga de otro medio de cebar la bomba, deberá ser prevista la utilización de válvula de pie en la extremidad de la tubería de succión.
- Cuando el diámetro de la tubería de succión es mayor que el de admisión de la bomba, la conexión debe realizarse por medio de una reducción excéntrica con su parte superior horizontal a fin e evitar la formación de bolsas de aire.
- En tuberías de succión verticales, las reducciones serán concéntricas.
- La tubería de succión generalmente tiene un diámetro comercial inmediatamente superior al de la tubería de descarga.
- En una tubería de succión con presión positiva debe instalarse una válvula de compuerta.
- En una tubería de succión que no trabaje con presión positiva debe instalarse una válvula de retención en su extremo inferior para evitar el cebado.
- Siempre que las diversas bombas tuvieran sus tuberías de succión conectadas a una tubería única (de mayor diámetro), las conexiones deberán ser hechas por medio de Y (uniones), evitándose el empleo de *Tees*.
- No deben ser instaladas curvas horizontales, codos o *tees* junto a la entrada de las bombas.

**Tabla 4. Valores del coeficiente C de Hazen-Williams**

<b>Material</b>	<b>C</b>
Acero galvanizado	125
Acero soldado, tubos nuevos.	130
Acero soldado, tubos en uso.	90
Hierro fundido, nuevos	130
Hierro fundido, después de 15 o 20 años	100
Hierro fundido, gastados	90
PVC	140
Concreto, con buena terminación	130
Concreto, con terminación común	120

Fuente: Netto Azevedo. Manual de Hidráulica,

**Tabla 5. Valores aproximados de K (pérdidas de carga locales)**

<b>Pieza o accesorio</b>	<b>K</b>
Compuerta abierta	1.00
Codo 90°	0.90
Codo 45°	0.40
Curva de 90°	0.40
Curva de 45°	0.20
Curva de 22.30°	0.10
Rejilla	0.75
Boquillas	2.75
Válvula de angula abierta	5.00
Válvula de compuerta abierta	0.20
Válvula tipo globo abierta	10.0
Salida de tubo	1.00
Entrada normal de tubo	0.50
Entrada de borda	1.00
Válvula de pie	1.75
Válvula de retención	2.50
Ampliación gradual	0.30*
Reducción gradual	0.15*

**\*Con base en la velocidad mayor (sección menor)**

Fuente: Netto Azevedo. Manual de hidráulica.

#### **2.6.23.2.3.4 Instalación de columna de descarga**

Instalar por tramos los ejes de la columna interior y los tubos de la columna exterior de acuerdo con el manual de instalación del fabricante. Si la bomba está integrada con columnas interiores de diferentes tamaños, es preciso principiar el armado de la columna interior con el tramo de mayor diámetro. Para impedir la entrada de material extraño en el cuerpo de la bomba, o la columna, es una buena práctica utilizar una placa, una placa trampa o algo similar para cubrir la parte superior de las piezas instaladas. Al instalar la siguiente pieza es preciso sacar la trampa.

Antes de instalar el próximo tramo de la columna, debe asegurarse de que la columna interior con su eje se encontrarán aproximadamente en el centro de la columna exterior. En caso de que estuvieran demasiado fuera del centro, el separador de jebe (araña) ejercería un esfuerzo sobre la columna interior y sobre su eje.

Así que si la columna interior y su eje no están centrados, es preciso verificar las uniones de las columnas y de los ejes. Los cortes de las mismas así como la rectitud del eje. Se debe seguir armando hasta no tener esa condición correcta (véase figura 36, pasos 4, 5 y 6).

#### **2.6.23.2.3.5 Instalación de la cabeza de descarga**

Por medio de un estrobo levantar la cabeza en posición vertical encima de la columna. Asegúrense de que la rosca está limpia y libre de suciedades.



Después de aplicar la mezcla para rosca sobre los hilos de la columna, bajar la cabeza encima del eje cabecero y de la bocina tensora, teniendo mucho cuidado de no dañar la rosca del eje o de la bocina tensora.

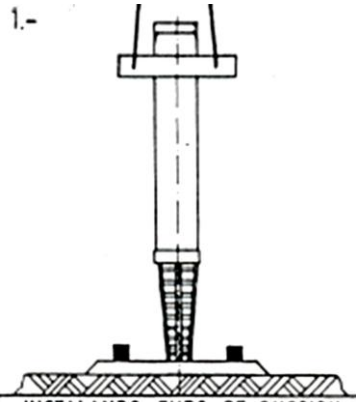
La cabeza debe estar exactamente centrada encima de la bomba como para evitar empujes laterales sobre el eje al momento en que éste entra en la cabeza.

Una vez que la cabeza descansa en su posición sobre la extremidad superior de la columna, desenganchar el estrobo dejando descansar el peso de la cabeza sobre la columna, teniendo la precaución de centrar cuidadosamente la cabeza y evitando de montar las roscas.

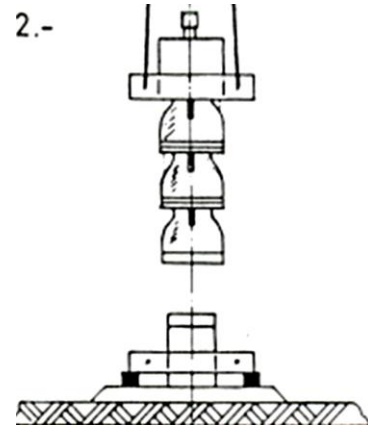
Enroscar la cabeza sobre la columna exterior hasta obtener la unión metal contra metal. Tomar la precaución de no dañar al eje cabecero.

Entonces, utilizando el estrobo, girar la bomba completa hasta poner el centro de la línea de descarga en su posición correcta, levantar la bomba, sacar las abrazaderas y bajar la bomba sobre la base, según figura 36.

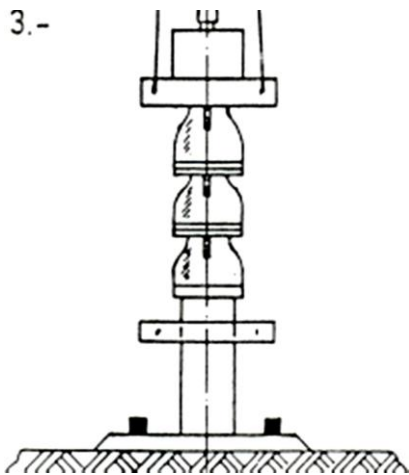
**Figura 36. Etapas de instalación de una bomba turbina vertical en un pozo**



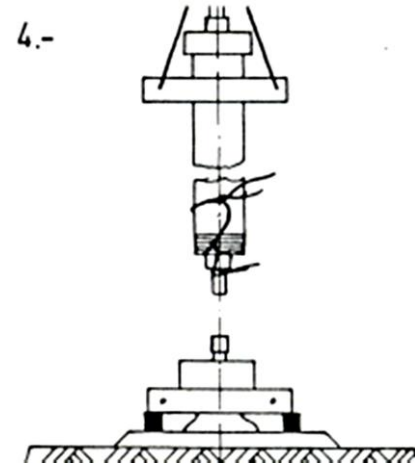
**Paso 1.- Instalación de tubería de succión**



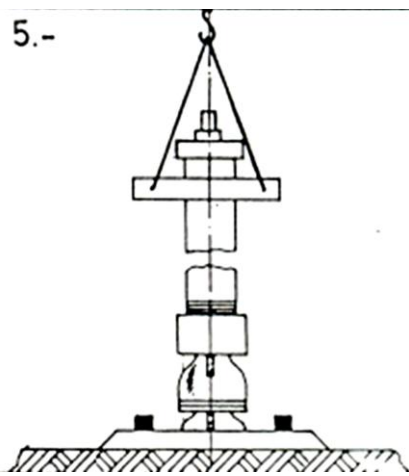
**Paso 2.- Conexión del cuerpo de la bomba**



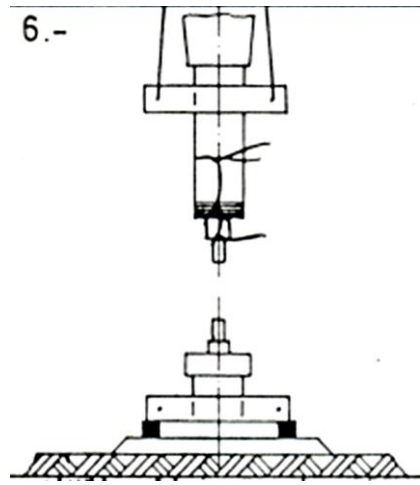
**Paso 3.- Bajada del cuerpo y tubo de succión.**



**Paso 4.- Instalación del tramo inferior de la columna**



**Paso 5: Descenso de la columna y el cuerpo**



**Paso 6: Conexión de un tramo inferior.**

En la tabla 6 se puede observar cómo la altura sobre el nivel del mar varía junto con la presión atmosférica, estos dos factores están involucrados en la succión que realizan las bombas para agua y tomarlos en cuenta al calcular la bomba adecuada.

**Tabla 6. Disminución de la presión atmosférica**

Altura sobre el nivel del mar		Presión atmosférica (Pa)	
m	ft	m	Pa
0	0	10.33	14.69
250	820	10.03	14.26
500	1640	9.73	13.83
750	2640	9.43	13.41
1000	3280	9.13	12.98
1250	4101	8.83	12.55
1500	4291	8.53	12.13
1750	5741	8.25	11.73
2000	6561	8.00	11.38
2250	73.81	7.75	11.02
2500	8202	7.57	10.68
2750	9022	7.28	10.35
3000	9842	7.05	10.02
3250	10662	6.83	9.71
3500	11483	6.62	9.42
3750	12303	6.41	9.12
4000	13123	6.20	8.82
4250	13943	5.98	8.52
4500	14764	5.78	8.22

La tabla 7 ilustra cómo cambia la presión del vapor y su peso específico con respecto a la temperatura, tomarlo en cuenta para los cálculos para prevenir daños en el sistema como la cavitación.

**Tabla 7. Presión de vapor del agua**

Temperatura		Peso específico Kg/dm <sup>3</sup>	Presión de vapor (P.V.P)	
C°	F°		M. Abs.	P.SI.Abs
0	32	0.9998	0.062	0.088
5	41	1.000	0.089	0.127
10	50	0.9996	0.125	0.1781
5	59	0.9990	0.174	0.247
20	68	0.9982	0.238	0.338
25	77	0.9970	0.323	0.459
30	86	0.9955	0.432	0.614
35	95	0.9939	0.573	0.815
40	104	0.9921	0.752	1.070
45	113	0.9900	0.977	1.389
50	122	0.9880	1.258	1.789
55	131	0.9857	1.605	2.283
60	140	0.9831	2.031	2.889
70	158	0.977	3.177	4.519
75	167	0.9748	3.931	5.591
80	179	0.9718	4.829	6.869
85	185	0.9687	5.894	8.383
90	194	0.9653	7.149	10.168
95	203	0.9619	8.619	12.259
100	212	0.9583	10.332	14.696

### 2.6.23.2.3.6 Tuberías y accesorios de impulsión

El diámetro de la tubería de impulsión deberá ser determinado con base en un análisis técnico económico; teóricamente, puede asumir cualquier valor; sin embargo, existe un valor para el cual cumple los criterios mencionados.

El análisis debe considerar que si el diámetro adoptado es grande, la pérdida de carga en la tubería será pequeña y por tanto la potencia de la bomba será reducida; consecuentemente, el costo de la bomba será reducido, pero el de la tubería de impulsión será elevado. El análisis inverso también es válido, es decir, si adoptamos un diámetro pequeño, al final, el costo de la tubería de impulsión será reducido y el de la bomba será elevado.

El cálculo de la tubería de impulsión para sistemas que trabajan continuamente se puede calcular empleando la fórmula de Bresse:

$$D = K\sqrt{Q}$$

Donde:

**D** = Diámetro económico, m.

**K** = Coeficiente de pérdidas locales entre 0.9-4.0. Ver tabla 5.

**Q** = Caudal de bombeo, m<sup>3</sup>/s.

De acuerdo con esta fórmula la medición de una línea de impulsión se hace básicamente por imposiciones económicas, por tanto, el valor del coeficiente K es consecuencia del precio de la energía eléctrica, de los materiales y de las máquinas empleadas en las instalaciones, variando por esto con el tiempo y con la región considerada. Tratándose de instalaciones pequeñas, como son las que existen en el área rural, la fórmula de Bresse puede llevar a un diámetro aceptable.

Para el caso de grandes instalaciones, dará una primera aproximación y es conveniente un análisis económico, en el cual sean investigados los diámetros más próximos inferiores y superiores.

Para estaciones que no son operadas las 24 horas del día, el diámetro económico viene dado por la siguiente expresión:

$$D = 1.3\lambda^{1/4}\sqrt{Q}$$

Donde:

$$\lambda = \frac{\text{Número de horas de bombeo}}{24}$$

En el diseño y cálculo de tuberías de impulsión, además, se deben tomar en cuenta los siguientes aspectos:

- Dotar al sistema de los dispositivos que aseguren los riesgos debido al fenómeno del golpe de ariete.
- A la salida de la bomba debe proyectarse una válvula de retención y una de compuerta. Asimismo, debe considerarse la instalación de uniones flexibles para mitigar los efectos de vibración.
- En todo cambio de dirección debe considerarse elementos de anclaje y sujeción.
- El diámetro de las tuberías largas, debe ser calculado con velocidades relativamente bajas, generalmente entre 0.65 a 1.50 m/s.
- El diámetro de la tubería de impulsión, para distancias cortas, debe calcularse para velocidades mayores, que esté entre 1.50 a 2.00 m/s.

La tubería de impulsión no debe ser diseñada con cambios bruscos de dirección de flujo. Deben instalarse los dispositivos necesarios para evitar el contra flujo del agua, cuando la bomba deja de trabajar o en caso de que exista falla eléctrica.

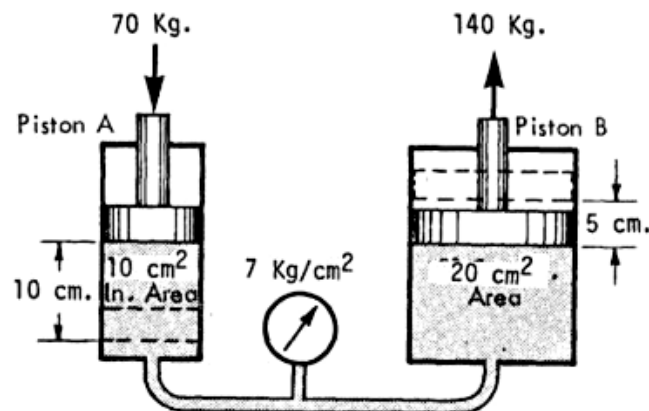
## 2.7 Bombas de desplazamiento positivo y sistema hidráulico de aceite

La utilización de bombas de desplazamiento positivo no se dedica únicamente a fluidos de bajo coeficiente de fricción, sino que posee una amplia variedad de aplicaciones en la industria, siendo de gran ayuda en la elevación de grandes pesos con un esfuerzo mínimo; es un dispositivo empleado para elevar, transferir o comprimir líquidos y gases, transformando la energía mecánica del fluido en forma de presión de posición o de velocidad.

### 2.7.1 Factor de multiplicación

En la figura 37 vemos un método de multiplicar la fuerza en un sistema hidráulico. Una fuerza de 70 kg. es aplicada sobre el pistón A. Mediante el cálculo que hemos descrito, se origina una presión disponible de 7 kg/cm<sup>2</sup>.

Figura 37. Ejemplo de multiplicación de fuerza



Esta presión actúa sobre la superficie del pistón B de  $20 \text{ cm}^2$  produciendo una fuerza de empuje de 140 kg. es decir, que la fuerza aplicada sobre el pistón A es multiplicada en la misma relación, que la existente entre las áreas de los dos pistones. Este principio, de multiplicación de fuerza, es empleado en el freno de los automóviles y en las prensas hidráulicas.

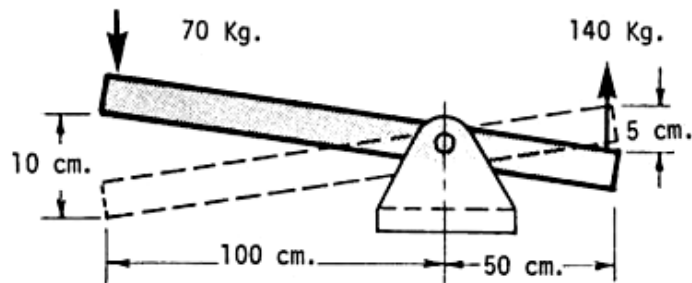
Refiriéndonos nuevamente a la figura 37, vemos que la multiplicación de fuerzas se hace a expensas de sacrificar la carrera del cilindro B. El pistón A se mueve una distancia de 10 cm desplazando  $100 \text{ cm}^3$ , esta cantidad de aceite mueve el pistón B solo 5 cm.

La velocidad de la carrera se ha sacrificado. El pistón B se mueve 5 cm. en el mismo tiempo que el pistón A recorre 10 cm.

En la figura 38, vemos una analogía mecánica al sistema hidráulico descrito. El producto de las fuerzas por las distancias debe ser igual en ambos sistemas de acuerdo con las leyes de la mecánica.

En el extremo izquierdo  $70 \times 0,10 = 7 \text{ kgm.}$ , en el extremo derecho  $140 \times 0,5 = 70 \text{ kgm.}$

**Figura 38. Analogía mecánica de un sistema hidráulico**

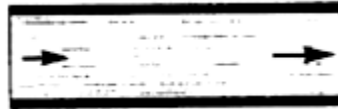




### 2.7.2 El flujo de fluido en tuberías

La situación ideal del flujo en una tubería se establece cuando las capas de fluido se mueven en forma paralela una a la otra. Esto se denomina "flujo laminar" (figura 39) las capas de fluido próximas a las paredes internas de la tubería se mueven lentamente, mientras que las cercanas al centro lo hacen rápidamente. Es necesario dimensionar las tuberías de acuerdo con el caudal que circulará por ellas, una tubería de diámetro reducido provocará elevadas velocidades de circulación y como consecuencia, pérdidas elevadas por fricción; una tubería de gran diámetro resultará costosa y difícil de instalar.

**Figura 39. Comportamiento de flujo laminar**



**Figura 40. Comportamiento de flujo turbulento**



En la figura 40, se ve una situación de flujo turbulento donde las partículas de fluido se mueven en forma desordenada respecto de la dirección del flujo. La turbulencia es causada por el exceso de velocidad de circulación, cambios bruscos del diámetro de la tubería, y por su rugosidad interna la turbulencia produce excesiva pérdida de presión en los sistemas y sobrecalentamiento del aceite. A menudo puede ser detectada por el ruido que produce la circulación por las tuberías.

Para prevenir la turbulencia, las tuberías deben ser de diámetro adecuado, no tener cambios bruscos de diámetro u orificios restrictores de bordes filosos que produzcan cambios de velocidad.

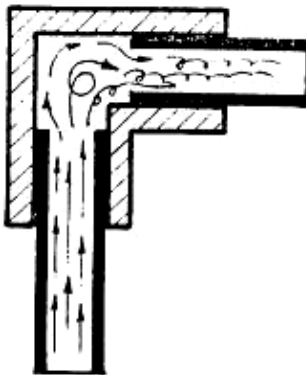
**Figura 41. Comportamiento de fluido en tubería con restricción**



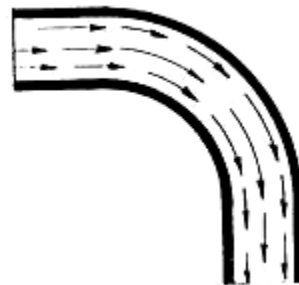
En la figura 41 se ve una sección de tubería con flujo laminar, las partículas se mueven a alta velocidad en el centro, pero paralelas una a la otra. La restricción se ha realizado de manera que presenta una transición lenta de velocidades; de esta forma se evita la turbulencia.

Las dos figuras 42 y 43 muestran qué sucede con la corriente fluida; cuando toma una curva de radio amplio se mantienen las condiciones de flujo laminar, a la derecha el cambio de dirección es abrupto, induciendo un flujo turbulento.

**Figura 42. Curva brusca**



**Figura 43. Curva amplia**



### 2.7.3 Tuberías en aire comprimido

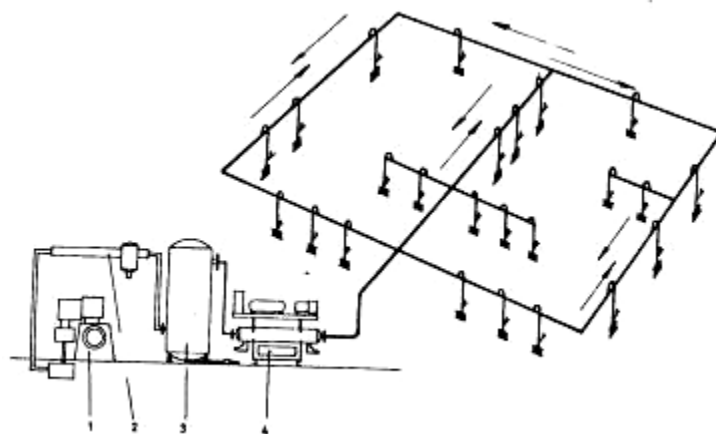
Para el transporte del aire comprimido se reconocen tres tipos de canalizaciones

- Cañería principal
- Cañería secundaria
- Cañerías de servicio

Se denomina cañería principal, a aquella que saliendo del tanque de la estación compresora conduce la totalidad del caudal de aire. Debe tener una sección generosa considerando sus futuras ampliaciones. En ella no debe superarse la velocidad de 8 m/s.

Cañerías secundarias son las que, tomando el aire de la principal, se ramifican cubriendo áreas de trabajo y alimentan a las cañerías de servicio como lo apreciamos en la figura 44.

**Figura 44. Diseño de cañerías**



#### 2.7.4 Cañerías de servicio

Estas cañerías o "bajadas" constituyen las alimentaciones a los equipos y dispositivos y herramientas neumáticas; en sus extremos se disponen acoplamientos rápidos y equipos de protección integrados por filtros, válvula reguladora de presión y lubricador neumático. Su dimensión debe realizarse en forma que en ellas no se supere la velocidad de 15 m/segundo.

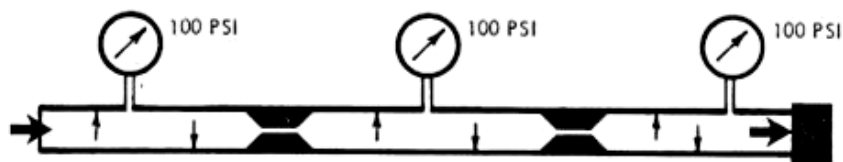
#### 2.7.5 Cañerías de interconexión

El dimensionado de estas tuberías no siempre se tiene en cuenta y esto ocasiona serios inconvenientes en los equipos, dispositivos y herramientas neumáticas alimentados por estas líneas. Teniendo en cuenta que estos tramos de tubería son cortos podemos dimensionarlos para velocidades de circulación mayores del orden de los 20 m/s.

#### 2.7.6 Caída de presión en tuberías

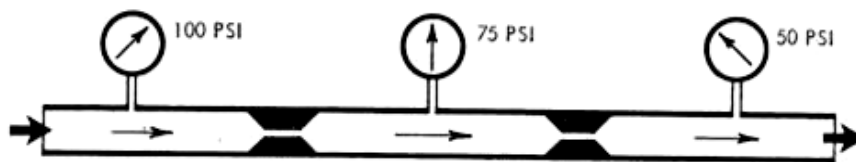
Es importante recordar que la pérdida de presión en tuberías "solo" se produce cuando el fluido está en "movimiento", es decir, cuando hay circulación; cuando cesa, (caso de la figura 45) las caídas de presión desaparecen y los tres manómetros darán idéntico valor.

Figura 45. Caída de presión



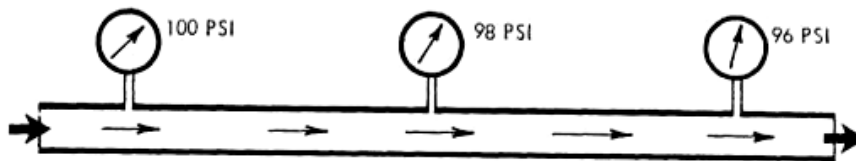
Si al mismo circuito de la figura anterior le retiramos el tapón del extremo, aparecerán pérdidas de presión por circulación que podemos leer en los manómetros de la figura 46 cuanto más larga sea la tubería y más severas las restricciones, mayores serán las pérdidas de presión.

**Figura 46. Pérdidas de presión**



Si se quitan las restricciones, una gran proporción de la pérdida de presión desaparece. En un sistema bien dimensionado, la pérdida de presión natural a través de la tubería y válvulas será realmente pequeña como lo indican los manómetros de la figura 47.

**Figura 47. Presiones normales**



### 2.7.7 Caídas de presión en válvulas

Las válvulas presentan pérdidas de presión localizadas, por ello deben ser correctamente dimensionadas. Una válvula subdimensionada provocará pérdidas de potencia y velocidad, una sobredimensionada será económicamente cara.

Las recomendaciones precisas figuran en los catálogos de los fabricantes, pero para establecer una norma general se dirá:

### **2.7.8 Válvulas hidráulicas**

Una velocidad de 4 m/s. es considerada estándar para aplicaciones generales. Por ello el tamaño de la válvula puede ser el mismo que el diámetro de cañería de la tabla para líneas de presión.

En condiciones especiales pueden utilizarse tamaños mayores o menores.

### **2.7.9 Válvulas neumáticas**

Una regla similar puede utilizarse aquí. El tamaño de los orificios de conexión de los cilindros neumáticos es una guía razonable para el tamaño de la válvula. Como excepción se presentan los siguientes casos:

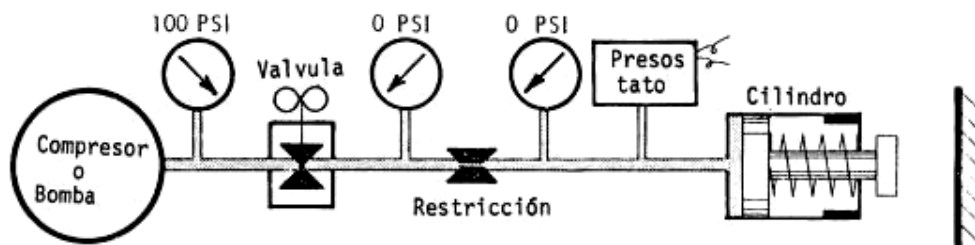
- Cuando una válvula comanda varios cilindros.
- Cuando se requieren altas velocidades de operación en un cilindro.
- Cuando el cilindro operara siempre a bajas velocidades.

### **2.7.10 Pérdida de presión en un circuito automático**

No todas las caídas de presión son malas. En la figura 48 hay un diagrama que ilustra una técnica importante utilizada en la automatización de circuitos, y aplicada en neumática e hidráulica. Cuando el cilindro llega a su posición de trabajo, una señal eléctrica es obtenida para poner en funcionamiento la próxima operación en un ciclo automático.

La descripción comienza con plena presión disponible en la bomba o compresor, pero con la válvula de control cerrada, de manera que el cilindro se encuentra retraído. El primer manómetro indica 100 PSI (7Kg/cm<sup>2</sup>). Las dos restantes indican 0. El presostato está ajustado a 80 PSI.

**Figura 48. Circuito automático**

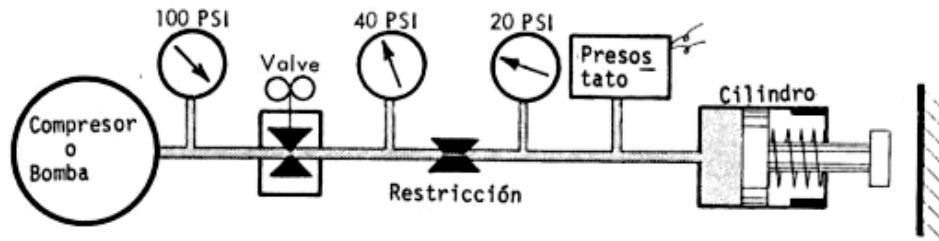


Con la válvula abierta, el fluido se dirige al cilindro. La restricción representa la pérdida de carga de una tubería.

Cuando el fluido comienza a circular, una pérdida de presión es generada, y está ilustrada con la figura 49, por la lectura de los sucesivos manómetros. El cilindro se desplaza libremente, requiriendo solamente 20 PSI para moverse; el remanente de presión disponible es consumido a lo largo de la línea. El presostato ajustado a 80 PSI no se conmuta mientras el cilindro hace su carrera libre.

Cuando el cilindro llega al final de su carrera o a un tope positivo el movimiento de fluido cesa y en la cámara del cilindro (y en el presostato) la presión alcanza su valor máximo 100 PSI. Una señal eléctrica procedente del presostato comandará la siguiente función de un ciclo automático.

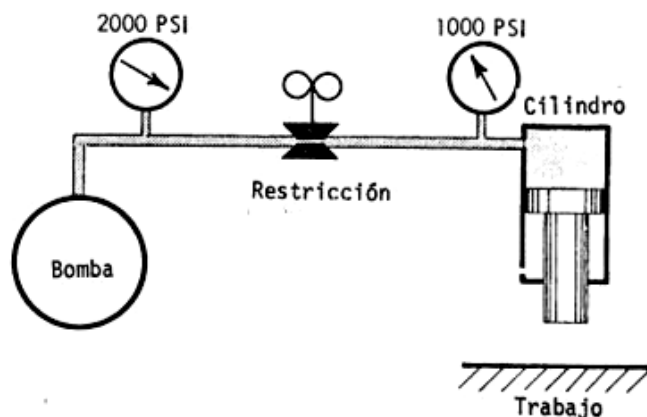
**Figura 49. Circuito automático con pérdida de presión**



### 2.7.11 Caída de presión en el circuito de una prensa hidráulica

En las figuras 50 y 51 se ven dos diagramas de bloques que muestran dos estados de un mismo ciclo de trabajo de una prensa. Se pueden efectuar grandes economías, cuando las necesidades de máxima fuerza a desarrollar por la prensa, son necesarias únicamente en condiciones estáticas, o a través de muy cortas carreras. Las válvulas y tuberías se subdimensionan a propósito por razones económicas, pero en la operación de la prensa esto no tiene efectos perjudiciales. Esto es cierto ya que se basa en el principio ya visto de que no hay caídas de presión cuando no existe circulación. He aquí cómo opera:

**Figura 50. Funcionamiento de bomba sin circulación**

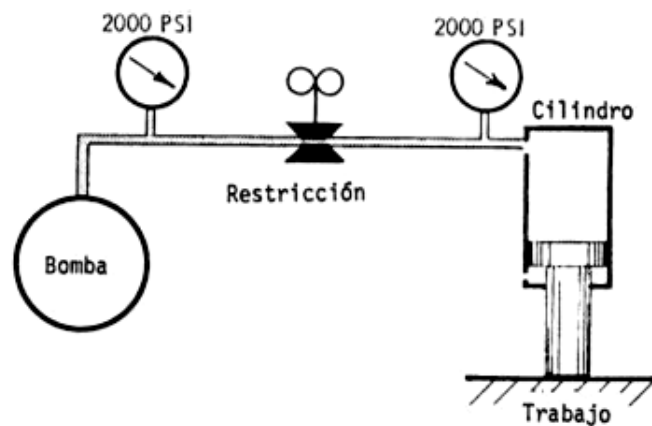




El cilindro recibe fluido hidráulico desde la bomba y se mueve libremente. La restricción en la línea representa la resistencia a la circulación a través de válvulas y tuberías subdimensionadas. Esta restricción no reduce el volumen de aceite procedente de la bomba hidráulica de desplazamiento positivo, tal como se verá al estudiar estos elementos.

La restricción en cambio, consume una buena proporción de la presión que es capaz de desarrollar la bomba, pero esto no tiene importancia porque solamente una muy pequeña presión es necesaria para mover el cilindro en su carrera libre.

**Figura 51. Funcionamiento de bomba con circulación**



En este diagrama, el cilindro llega a su posición de trabajo. Cuando el cilindro se detiene, cesa la circulación de fluido a través de las válvulas y tubería y la caída de presión desaparece del sistema. Toda la fuerza de empuje es obtenida, entonces, a pesar de lo pequeño de las válvulas y tuberías. Estas figuras 50 y 51, son diagramas en bloque en la realidad cuando el cilindro se detiene, todo el caudal de la bomba es descargado al tanque a través de una válvula de alivio no mostrada en la figura 51.

El aire comprimido debe ser filtrado, lubricado, y a veces deshumidificado antes de su empleo en cilindros, válvulas, motores y dispositivos de precisión similar.

Todos los compresores aspiran aire húmedo y sus filtros de aspiración no pueden modificar esto ni eliminar totalmente las partículas salidas del aire atmosférico.

Al aire comprimido conteniendo sólidos, y vapor de agua, debe agregársele el aceite de lubricación del compresor, que atravesando los aros se incorpora a la salda.

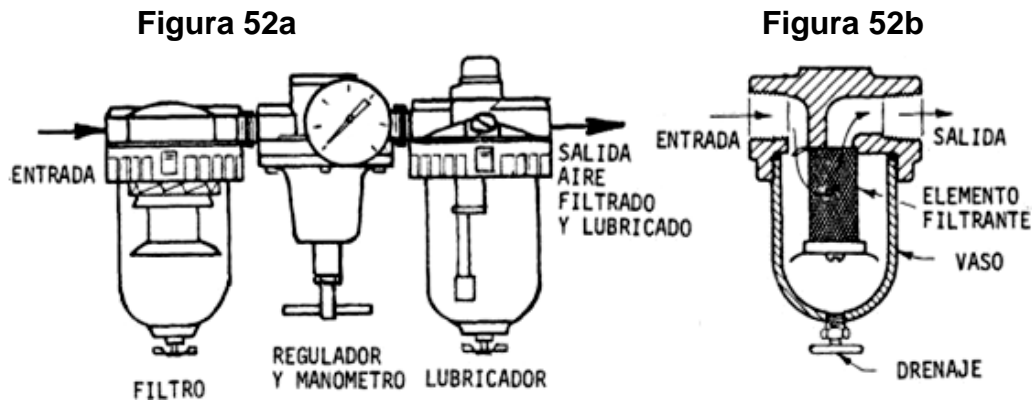
Si bien una parte de esta mezcla de agua y aceite de color blancuzco y características ácidas, se deposita en el tanque, para luego ser drenada, una buena parte de ella se incorpora a las líneas de distribución provocando serios daños en los con ponentes de los circuitos.

La unidad de la figura 52 denominada "Equipo de Protección" está constituida por un filtro, regulador con manómetro y lubricador.

El conjunto está montado de tal forma que el filtro protege los elementos siguientes, siendo el último elemento el lubricador de forma que la niebla de aceite que el produce no se precipite en el regulador.

Cuando se instala un equipo de protección debe cuidarse la dirección de circulación del aire, ya que en forma inversa el conjunto no funciona correctamente.

## Figuras 52. Equipo de protección



El filtro llamado ciclónico tiene dos acciones: El aire al entrar pasa a través de baffles que le confiere una circulación rotativa, de esta forma las grandes partículas sólidas y el líquido se deposita en las paredes del vaso por la acción centrífuga. Luego el aire atraviesa el elemento filtrante, de malla metálica, papel, o metal sinterizado. Este filtro de 20 o 40 micrones retiene las partículas sólidas. (Figura 52b).

Esta acción de filtrado se denomina "mecánica" ya que afecta únicamente a la contaminación mecánica del aire, y no, por ejemplo, a su contenido de humedad.

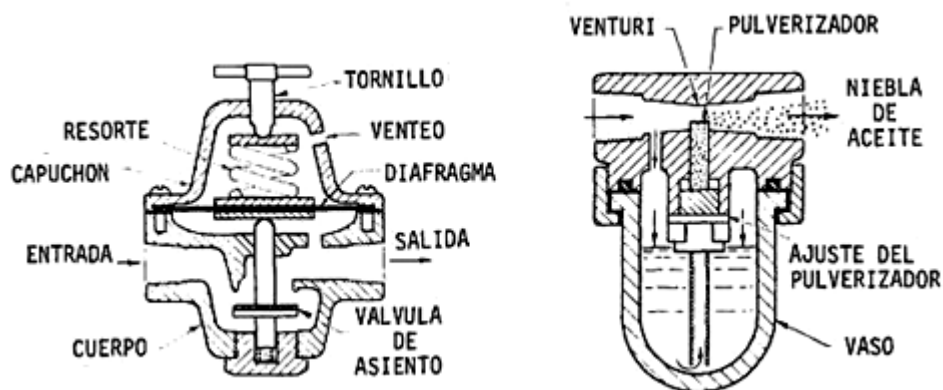
El regulador o válvula reductora y reguladora de presión es una necesidad de todo circuito neumático para establecer una presión segura para ciertos componentes o para fijar un valor exacto de empuje de un cilindro. En todo circuito es deseable el regulador para mantener constante la presión de trabajo independientemente de las variaciones que experimente la línea de alimentación.

El regulador tiene su válvula de asiento abierta por la acción de un resorte que fue comprimido por el tornillo ajustable; en este estado, hay circulación desde la entrada hacia la salida, cuando la presión en la salida se va acercando al nivel establecido por la posición del tornillo, el aire a través del orificio piloto actúa sobre el diafragma comprimiendo el resorte y cerrando el pasaje previniendo un incremento de la presión de salida. En la práctica, el regulador se autoajusta rápidamente para balancear las condiciones establecidas creando una pérdida de carga en la válvula de asiento que mantiene la presión de salida constante.

La reguladora con "alivio" contiene una válvula de retención ubicada en el apoyo del vástago, de forma que cuando el operador ajusta el tornillo para valores de presión más bajos, permite que el aire pase a la atmósfera hasta alcanzarse en la salida el valor deseado.

El regulador tiene un sentido de circulación y por ello debe ser instalado respetando el mismo.

**Figura 53. Lubricador**



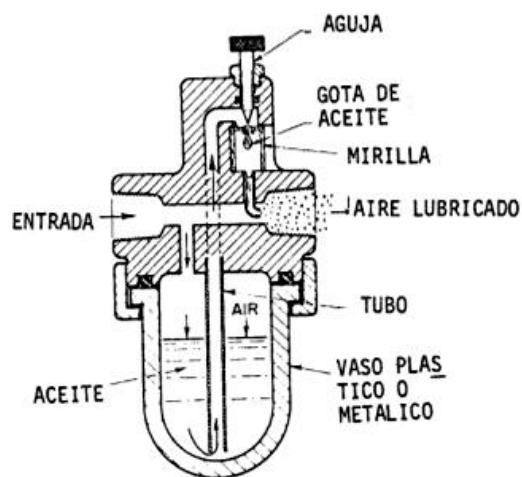
El lubricador es un elemento muy importante ya que los cilindros y válvulas requieren ser lubricados para su correcto funcionamiento y larga vida útil.

En la figura 53, el flujo de aire a través de una ligera restricción llamada "Venturi", provoca una pequeña caída de presión usualmente 1 PSI entre la entrada y la salida. Esta pequeña presión es suficiente, para que aplicada sobre la superficie del aceite contenido en el vaso, provoque su ascenso hasta el cuello del tubo. El flujo de aire pulveriza en ese punto el aceite.

Ajustando la altura del tubo en la corriente de aire, se aumenta la superficie expuesta y se incrementa la alimentación de aceite. Cuando cesa el flujo de aire la caída de presión a través del Venturi desaparece el aceite y asciende por el tubo.

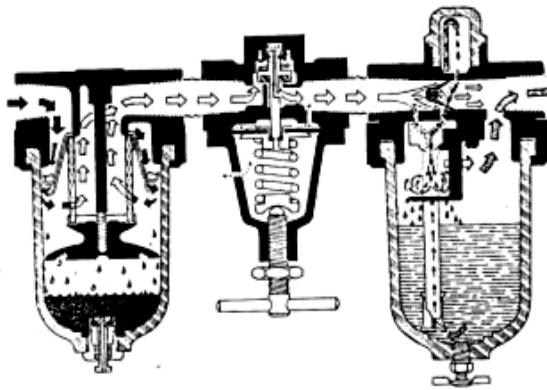
Los lubricadores no deben ser instalados a más de 3 metros del equipo al cual deben lubricar.

**Figura 54. Lubricador de gota**



En la figura 54, se ve un lubricador de gota, el aire a través del Venturi crea una presión diferencial que actúa sobre la superficie del aceite empujándolo hacia la válvula de aguja. El rango de goteo puede ajustarse con la aguja y observarse en la mirilla. La corriente de aire atomiza el aceite y lo conduce a la línea. Cuando el flujo cesa, la diferencial de presión desaparece de la superficie del aceite y cesa la subida.

**Figura 55. Conjunto de protección**



En la figura 55, se observa un conjunto de protección o equipo combinado en corte donde podemos apreciar la circulación a través de sus componentes.

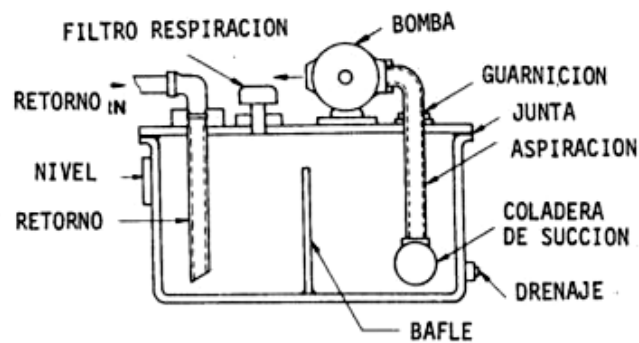
### **2.7.12 Tanques y depósitos**

La mayoría de los sistemas hidráulicos de tamaño pequeño a mediano utilizan los tanques o depósitos como base de montaje para la bomba, motor eléctrico, válvula de alivio, y a menudo otras válvulas de control. Este conjunto se llama "unidad de bombeo", "unidad generadora de presión", etc.

La tapa del tanque puede ser removida para permitir la limpieza e inspección.

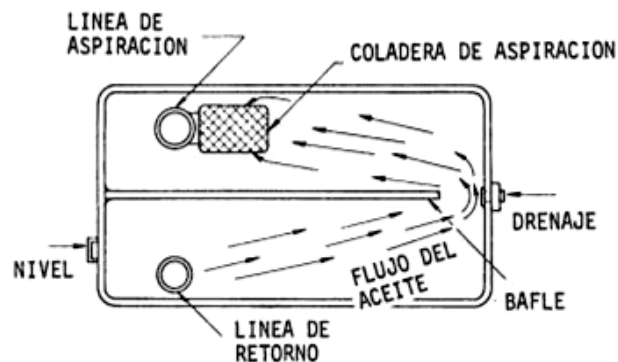
Cuando no es la lateral y constituye la parte superior del tanque, lleva soldadas coplas para recibir la conexión de tuberías de retorno y drenaje. Se colocan guarniciones alrededor de las tuberías que pasan a través de la tapa para eliminar la entrada de aire (véase figura 56).

**Figura 56. Sistema hidráulico con tanque**



El tanque se completa con un indicador de nivel, un filtro de respiración que impide la entrada de aire sucio. La posición de los baffles o separadores dentro del tanque es muy importante (ver figura 57). En primer lugar establecer la separación entre la línea de succión y la descarga de retorno.

**Figura 57. Tanque de un sistema hidráulico**



En segundo lugar, la capacidad de radiación de temperatura del tanque puede ser incrementada si el separador se coloca de forma que el aceite circule en contacto con las paredes externas como lo muestra la figura 57.

Para sistemas de corrientes, el tamaño del tanque debe ser tal que el aceite permanezca en su interior de uno a tres minutos antes de recircular. Esto quiere decir que sí el caudal de la bomba es de 60 litros por minuto, el tanque debe tener una capacidad de 60 a 180 litros.

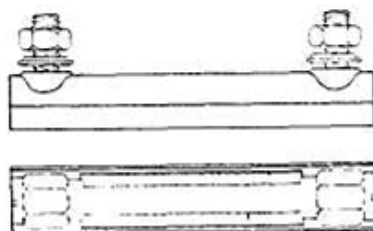
En muchas instalaciones, la disponibilidad de espacio físico no permite el empleo de tanques de gran capacidad, especialmente en equipos móviles. Las transmisiones hidrostáticas en lazo cerrado, constituyen una excepción a la regla, ordinariamente emplean tanques relativamente pequeños.

Tener un tanque muy grande a veces puede ser una desventaja en sistemas que deben arrancar a menudo u operar en condiciones de bajas temperaturas.

### 2.7.13 Accesorios para tanques

En la figura 58 se observa un nivel visible para tanques, este elemento construido en plástico permite que el operador no solo verifique el nivel sino también la condición de emulsión del aceite.

**Figura 58. Nivel de tanques**





### 2.7.14 Tapa de llenado

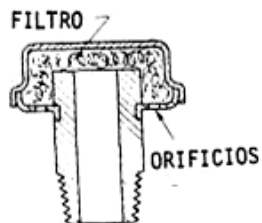
El orificio de llenado debe ser cubierto por una tapa preferentemente retenida por una cadena. En la figura 59 se ilustra un tipo que usa una coladera para filtrar el aceite que se verterá hacia el tanque. Los depósitos hidráulicos están venteados a la atmósfera. Por ello la conexión de venteo debe estar protegida por un filtro.

**Figura 59. Orificio de llenado con tapadera y filtro**



Cuando los sistemas operan en una atmósfera limpia, puede emplearse un filtro de respiración de bajo costo como el de la figura 60, pero si se opera en atmósferas muy contaminadas deben emplearse filtros de alta calidad, capaces de retener partículas mayores de 10 micrones.

**Figura 60. Orificio de llenado con filtro para atmósferas limpias**



## 2.7.15 Filtros

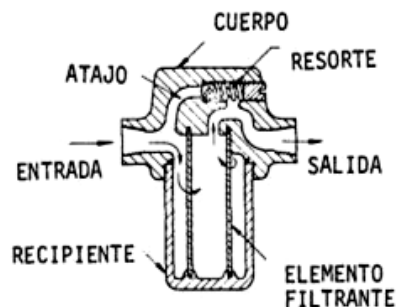
### 2.7.15.1 Coladera de succión

La mayoría de las bombas utilizan para su protección un filtro destinado a retener partículas sólidas en la aspiración. La práctica usual cuando se emplean aceites minerales estándar, es utilizar coladeras de malla metálica capaces de retener partículas mayores de 150 micrones. Cuando se emplean fluidos ignífugos que tienen un peso específico superior al aceite, es preferible emplear coladeras de malla 60 capaces de retener partículas mayores de 200 micrones, para evitar la cavitación de la bomba.

Con la introducción de bombas y válvulas con alto grado de precisión, operación a presiones elevadas y altas eficiencias, el empleo de la coladera de aspiración no es protección suficiente para el sistema, si se quiere obtener una larga vida.

El propósito de la filtración no es solo prolongar la vida útil de los componentes hidráulicos, sino también evitar paradas producidas por la acumulación de impurezas en las estrechas holguras y en los orificios de las modernas válvulas y servoválvulas.

**Figura 61. Filtro**



La figura 61 no muestra un filtro micrónico que puede ser empleado en el retorno o el envío, el elemento filtrante de papel impregnado en fibra de vidrio, metal sinterizado, u otros materiales puede ser removido desenroscando el recipiente. Cuando el fluido caliente a presión pasa a través del elemento se incrementa, para evitar su colapso; una válvula de retención se abre dando paso libre al aceite.

### 2.7.15.2 Filtro en línea

Una configuración popular y económica es el filtro en línea de la figura 62 que también lleva incluida una válvula de retención, su desventaja consiste en que hay que desmontar la tubería para su mantenimiento.

**Figura 62. Filtro en línea**



### 2.7.15.3 Algunos circuitos de filtrado

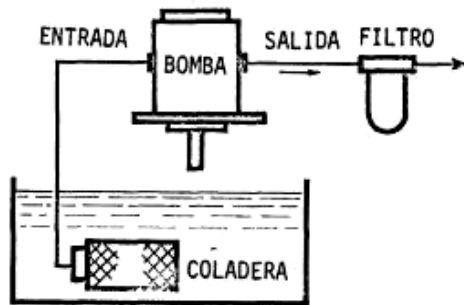
Los circuitos que veremos a continuación utilizan filtros micrónicos de 10 micrones.

#### 2.7.15.3.1 En la línea de presión

La figura 63 se observa un filtro instalado a la salida de la bomba y delante de la válvula reguladora de presión y alivio.

Estos filtros deben poseer una estructura que permite resistir la máxima presión del sistema. Por seguridad deben poseer una válvula de retención interna. La máxima pérdida de carga recomendada con el elemento limpio es de 5 PSI.

**Figura 63. Sistema con bomba, filtro y coladera**

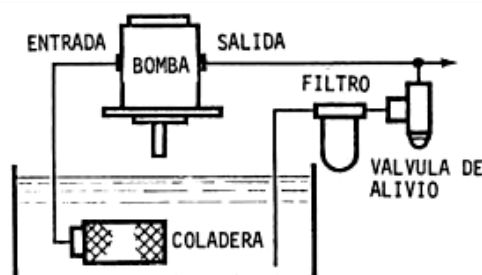


En este punto, figura 64, puede emplearse un filtro de baja presión. Es una disposición ideal cuando trabajan válvulas de control de flujo en serie y el caudal de exceso se dirige vía la válvula de alivio permanentemente al tanque. La máxima pérdida de carga recomendada es de 2 PSI con el elemento limpio.

### 2.7.15.3.2 En la línea de retorno

El aceite que retorna del sistema puede pasar a través de un filtro cuando se dirige a tanque.

**Figura 64. Filtro de retorno**



### 2.7.15.3.3 Cuidado

Cuando seleccione el tamaño de un filtro así, recuerde que el caudal de retorno puede ser mucho mayor que el de la bomba, debido a la diferencia de secciones de ambos lados de los cilindros.

## 2.8 Dispositivos de seguridad en las estaciones de bombeo

Las estaciones de bombeo deben presentar algunos dispositivos para su protección, ya que en su funcionamiento existen riesgos que ponen en gran peligro todos sus componentes.

Dentro de los peligros que enfrentan se tiene el golpe de ariete o pulso de Joukowski, llamado así por el ingeniero ruso Nikolái Zhukovski, es el principal causante de averías en tuberías e instalaciones hidráulicas.

**Figura 65. Material destruido por un golpe de ariete**



El golpe de ariete se origina debido a que el fluido es ligeramente elástico (aunque en diversas situaciones se puede considerar como un fluido no compresible). En consecuencia, cuando se cierra bruscamente una válvula o un grifo instalado en el extremo de una tubería de cierta longitud, las partículas de fluido que se han detenido, son empujadas por las que vienen inmediatamente detrás y que siguen aún en movimiento. Esto origina una sobrepresión que se desplaza por la tubería a una velocidad que puede superar la velocidad del sonido en el fluido. Esta sobrepresión tiene dos efectos, comprime ligeramente el fluido, reduciendo su volumen, y dilata ligeramente la tubería. Cuando todo el fluido que circulaba en la tubería se ha detenido, cesa el impulso que la comprimía y, por tanto, tiende a expandirse. Por otro lado, la tubería que se había ensanchado ligeramente tiende a retomar su dimensión normal.

Conjuntamente, estos efectos provocan otra onda de presión en el sentido contrario. El fluido se desplaza en dirección contraria, pero al estar la válvula cerrada, se produce una depresión respecto de la presión normal de la tubería. Al reducirse la presión, el fluido puede pasar al estado líquido a gaseoso formando una burbuja mientras que la tubería se contrae. Al alcanzar el otro extremo de la tubería, si la onda no se ve disipada, por ejemplo, en un depósito a presión atmosférica, se reflejará siendo mitigada progresivamente por la propia resistencia a la compresión del fluido y a la dilatación de la tubería.

Si el cierre o apertura de la válvula es brusco, es decir, si el tiempo de cierre es menor que el tiempo que tarda la onda en recorrer la tubería ida y vuelta, la sobrepresión máxima se calcula como

$$C \cdot \frac{V_0}{g}$$

Donde:

- $C$  es la velocidad de la onda (velocidad relativa respecto al fluido) de sobrepresión o depresión.
- $V_o$  es la velocidad media del fluido, en régimen
- $g = 9.81 \text{ m/s}^2$  es la aceleración de la gravedad.

A su vez, la velocidad de la onda se calcula como:

$$C = \sqrt{\frac{\frac{K}{r_o}}{1 + K \cdot \frac{D}{E \cdot e}}}$$

Donde:

- $K$  es el módulo elástico del fluido.
- $r_o$  es la densidad del fluido.
- $E$  es el módulo de elasticidad (módulo de Young) de la tubería que naturalmente depende del material de la misma.
- $e$  es el espesor de las paredes de la tubería
- $D$  es el diámetro de la tubería.

Para el caso particular de tener agua como fluido:

- $r_o = 1000 \text{ kg / m}^3$  densidad del agua.
- $K = 2.074E + 09 \text{ N / m}^2$  módulo de elasticidad del agua.

Esta expresión se llega a la fórmula de Allievi:

$$C = \frac{9900}{\sqrt{47.3 + \lambda \cdot \frac{D}{e}}}$$

donde se introduce una variable ( $\lambda$ ) que depende del material de la tubería, y a modo de referencia se da el siguiente valor:

- $\lambda_{acero} = 0.5$

El problema del golpe de ariete es uno de los problemas más complejos de la hidráulica, y se resuelve generalmente mediante modelos matemáticos que permiten simular el comportamiento del sistema.

Las bombas de ariete funcionan gracias a este fenómeno.

### 2.8.1 Consecuencias

Este fenómeno es muy peligroso, ya que la sobrepresión generada puede llegar a entre 60 y 100 veces la presión normal de la tubería, ocasionando roturas en los accesorios instalados en los extremos (grifos, válvulas, etc.).

La fuerza del golpe de ariete es directamente proporcional a la longitud del conducto, ya que las ondas de sobrepresión se cargarán de más energía, e inversamente proporcional al tiempo durante el cual se cierra la llave: cuanto menos dura el cierre, más fuerte será el golpe.



El golpe de ariete estropea el sistema de abastecimiento de fluido, a veces hace reventar tuberías de hierro colado, ensancha las de plomo, arranca codos instalados, etc.,

### **2.8.2 Dispositivos para controlar el golpe de ariete**

Para evitar este efecto, existen diversos sistemas:

- Para evitar los golpes de ariete causados por el cierre de válvulas, hay que estrangular gradualmente la corriente de fluido, es decir, cortándola con lentitud utilizando para ello, por ejemplo, válvulas de asiento. Cuanto más larga es la tubería, tanto más deberá durar el cierre.
- Sin embargo, cuando la interrupción del flujo se debe a causas incontrolables como, por ejemplo, la parada brusca de una bomba eléctrica, se utilizan tanques neumáticos con cámara de aire comprimido, torres piezométricas o válvulas de muelle que puedan absorber la onda de presión, mediante un dispositivo elástico.
- Otro método es la colocación de ventosas de aireación, preferiblemente trifuncionales:
  - 1ª función: introducir aire cuando en la tubería se extraiga el fluido, para evitar que se generen vacíos.
  - 2ª función: extracción de grandes bolsas de aire que se generen, para evitar que una columna de aire empujada por el fluido acabe reventando codos o, como es más habitual en las crestas de las redes donde acostumbran a acumularse las bolsas de aire.

- 3ª función: extracción de pequeñas bolsas de aire, debido a que el sistema de las mismas ventosas por lado tienen un sistema que permite la extracción de grandes cantidades y otra vía para las pequeñas bolsas que se puedan alojar en la misma ventosa).
- Otro caso común de variación brusca de la velocidad del flujo en la tubería se da en las centrales hidroeléctricas, cuando se produce una caída parcial o total de la demanda. En estos casos tratándose de volúmenes importantes de fluido que deben ser absorbidos, se utilizan en la mayoría de los casos torres piezométricas que se conectan con la presión atmosférica, o válvulas de seguridad.



### 3. SIMILITUD Y TEORÍA DE LAS MÁQUINAS HIDRÁULICAS

#### 3.1 Generalidades

Existen ciertas relaciones que permiten que el funcionamiento de una bomba centrífuga se pueda predecir para una velocidad que no sea aquella para la cual se conoce la característica de la bomba; estas relaciones se utilizan en los siguientes casos:

- Para obtener la curva característica de la bomba que tiene una velocidad de rotación diferente, de aquella para la cual se conoce su curva característica.
- Predecir la nueva curva característica de una bomba, si fue reducido el diámetro del rotor.

#### 3.2 Ampliación de análisis de dimensional a la semejanza de máquinas hidráulicas

Para el análisis dimensional de las máquinas hidráulicas se utiliza la teoría de la semejanza, que no es más que la comparación de las dimensiones de las bombas a utilizar y despejar la que se necesita.

Las relaciones a utilizar son las siguientes:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\eta_1}{\eta_2} = \frac{D_1}{D_2}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{\eta_1}{\eta_2}\right)^2 = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{\eta_1}{\eta_2}\right)^3 = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3$$

Donde:

$Q_1$  y  $Q_2$  = caudales en litro por minuto a la velocidad  $n$

$D_1$  y  $D_2$  = diámetros del rodete en metros.

$\eta_1$  y  $\eta_2$  = velocidades de rotación en r.p.m.

$H_1$  y  $H_2$  = alturas en metros.

$P_1$  y  $P_2$  = potencias absorbidas en caballos de fuerza.

También se puede utilizar las relaciones en la siguiente forma:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Q_1}{Q_2} = \sqrt{\frac{H_1}{H_2}} = \sqrt[3]{\frac{P_1}{P_2}}$$

Donde:

$n$ : la velocidad en r.p.m.

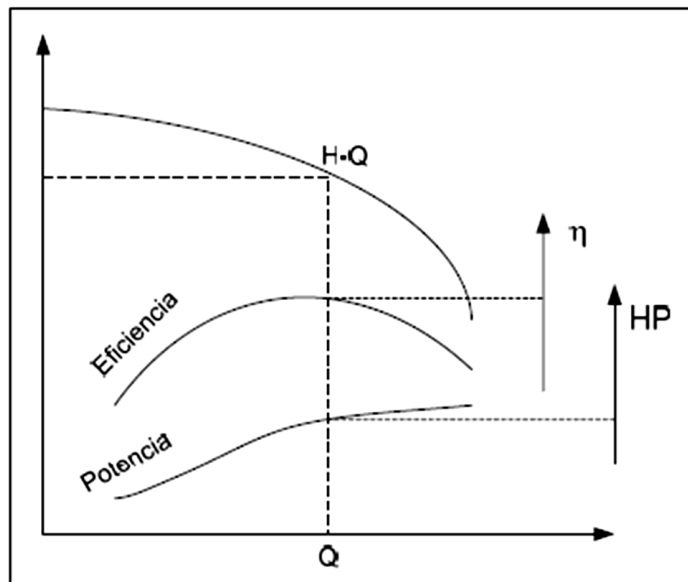
$Q$ : la capacidad en litro por minuto a la velocidad  $n$

$H$ : la carga en metros a la velocidad deseada  $n$  par a la capacidad  $Q$

$P$ : la potencia al freno en caballos de fuerza al velocidad deseada  $n$  con  $H$  y  $Q$ .

La confiabilidad de estas relaciones es limitada a variaciones de más o menos 20% respecto de las características originales, especialmente por lo que se refiere a la relación de potencia; puesto que en ellas se supone que el rendimiento se mantiene constante, condición que no se verifica en la práctica.

**Figura 66. Curvas características de la bomba centrífuga**



### **3.2.1 Formas de conexión de las bombas**

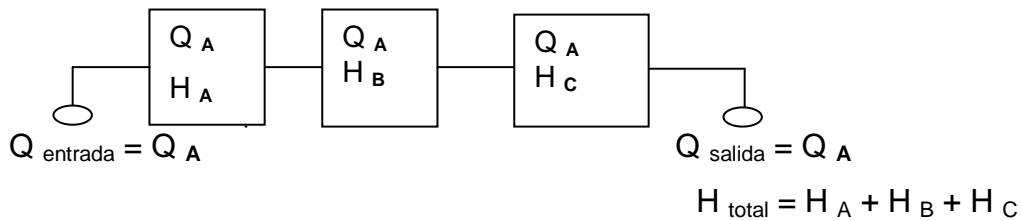
Dos o más bombas se pueden conectar en diferentes formas de acuerdo con el objetivo que se requiera.

#### **3.2.1.1 Conexión de bombas en serie**

Al conectar dos o más bombas se logra un aumento proporcional de la presión total o final del sistema. De esta forma existe una tubería de succión insertada en la fuente de agua y la salida de la primera bomba se conecta a la entrada de la siguiente, y así sucesivamente. Así, si se tienen tres bombas conectadas en serie, entonces:

Caudal:  $Q_{TOTAL} = Q_A = Q_B = Q_C$

Presión:  $H_{TOTAL} = H_A + H_B + H_C$

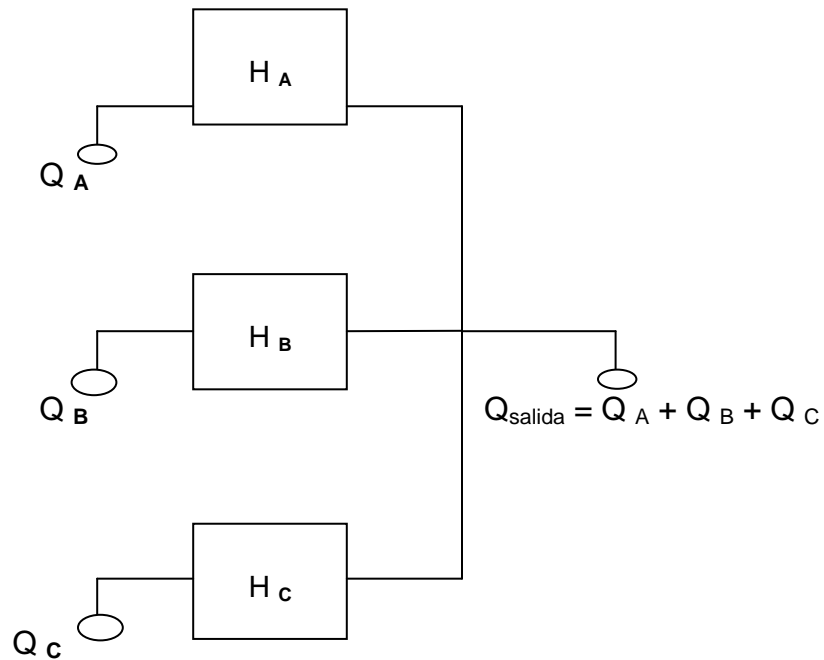


### 3.2.1.2 Conexión de bombas en paralelo

Si dos o más bombas se acoplan en paralelo, se logra como resultado un aumento del caudal elevado, sin un aumento de la presión. En este caso, cada bomba tiene su chupador inserto en la fuente de agua y se conectan todas las salidas a una común. De la misma forma, si se tienen tres bombas acopladas en paralelo, entonces:

Caudal:  $Q_{TOTAL} = Q_A + Q_B + Q_C$

Presión:  $H_{TOTAL} = H_A = H_B = H_C$



### 3.3 Teoría aplicable tanto a las turbinas de reacción como a las bombas

Las turbinas son turbomáquinas que permiten la transferencia de la energía del agua en energía de giro a un rotor provisto de álabes mientras que el flujo pasa a través de estos, transforma la energía hidráulica en energía mecánica de rotación de su eje.

#### 3.3.1 Grado de reacción de una turbomáquina

Se define como grado de reacción de una turbomáquina, al cociente entre la altura de presión y la altura total que absorbe, en el caso de las turbinas, o que cede en el caso de las bombas.



En ellas, el potencial energético disponible en un chorro de vapor o gas es captado por una rueda provista de álabes. Se clasifican en turbinas de acción y en turbinas de reacción.

En las primeras, la expansión del vapor se realiza en órganos fijos (toberas), y en las segundas en órganos móviles (rodetes). La turbina a reacción pura no es hoy una proposición práctica, por lo cual las hoy llamadas turbinas a reacción son realmente mixtas acción-reacción.

### Grado de reacción

$$\sigma = \frac{H_p}{H}$$

Donde:

$H_p$  = Altura de Presión (Salto)

$H$  = Altura Total que absorbe.

Si el grado de reacción  $\sigma = 0$  la turbina se denomina de acción

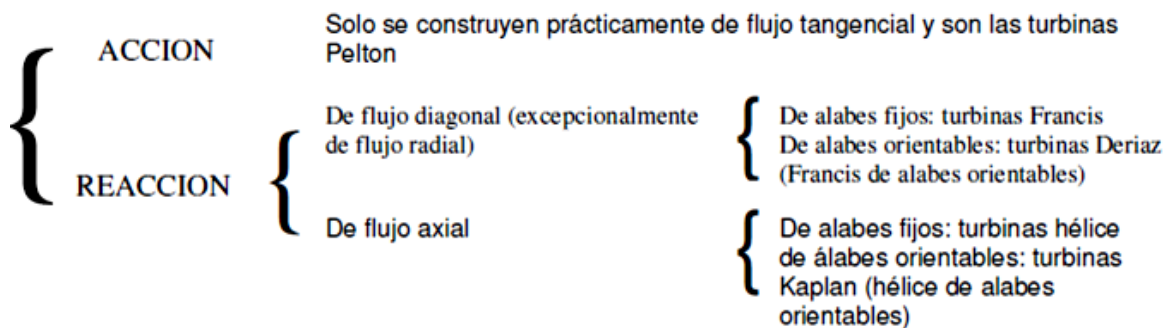
Si el grado de reacción  $\sigma > 0$  la turbina se denomina de reacción.

La idea de que la transferencia de energía entre el fluido y el rodetes se realiza bajo forma de energía cinética y de energía de flujo (el término  $pV$ , o también el cambio de presión, lo que implica un cambio de entalpía) lleva a la definición de grado de reacción, que es la fracción de energía total entregada al fluido que es dada en forma de presión, en otras palabras, es el cociente entre la altura de presión del rodetes entre la altura de presión total.

$$R = \frac{\text{energía entregada en forma de presión}}{\text{energía total entregada}}$$

La magnitud física presión (fuerza por unidad de área) no tiene un significado energético directo, en cambio está íntimamente ligada a la entalpía, que si tiene un grandísimo significado energético. Por esta razón, en el lenguaje de las turbomáquinas es frecuente hablar de cambios de presión para referirse a cambios de entalpía o viceversa. Más aún, si la energía interna de un fluido varía poco en su paso por el rotor, el cambio de entalpía será proporcional al cambio de presión, y así es posible escribir otra definición de grado de reacción:

$$R = \frac{\text{energía entregada en forma de entalpía}}{\text{energía total entregada}}$$





## 4. CAVITACIÓN

### 4.1 El fenómeno físico

La cavitación es un fenómeno muy común, pero es el menos comprendido de todos los problemas de bombeo. Tiene distintos significados para diferentes personas. Algunos la definen como el ruido de golpeteo que se produce en una bomba. Otros la llaman “patinaje” debido a que la presión de la bomba decrece y el caudal se torna errático.

Cuando se produce cavitación, la bomba no solamente no cumple con su servicio básico de bombear un líquido, sino que también experimenta daños internos, fallas de los sellos, rodamientos, etc. En resumen, la cavitación es una condición anormal que puede producir pérdidas de producción, daños al equipo y lo peor de todo, lesiones al personal. Los profesionales de la planta deben estar capacitados para detectar rápidamente los signos de cavitación, identificar correctamente su tipo y la causa que la produce, para poder eliminarla o atenuarla. Una comprensión correcta de los conceptos envueltos es clave para el diagnóstico y corrección de cualquier problema de bombeo relacionado con cavitación.

Cavitación procede del latín “*cavus*”, que significa espacio hueco o cavidad. En los diccionarios técnicos se define como la rápida formación y colapso de cavidades en zonas de muy baja presión en un flujo líquido.

En la literatura sobre bombas centrifugas, en lugar de cavidad, se usan varios términos como: bolsones de vapor, bolsones de gas, hoyos, burbujas, etc.

Se conoce con el nombre de cavitación al fenómeno que se produce cuando en un punto de una corriente líquida, la presión se hace inferior a la tensión de vapor correspondiente a la temperatura que se encuentra en el líquido, el descenso de la presión, origina que el líquido hierva a una temperatura muy inferior a los 100°C o sea que comience a vaporizar. En algunos casos, dependiendo de las condiciones de circulación, se formará un émbolo de vapor, que llegará en ocasiones a obstruir por completo la circulación: en otros, las cavidades serán pequeñas, ocupadas por burbujas de vapor, que arrastrará la corriente y que al llegar a lugares que exista una presión mayor, colapsarán, acompañando este colapso con esfuerzos de compresión súbitos de gran intensidad.

El hecho de formación de burbujas o émbolos de vapor no tiene en sí mayores consecuencias, el colapso súbito con los esfuerzos que le acompañan es el que origina los inconvenientes de la cavitación. El ruido que se produce por el colapso de las burbujas, es característico del fenómeno, así como las vibraciones.

Si el punto de colapso, es decir, el punto donde aumenta la presión está cerca de una superficie sólida, resulta que esta superficie recibe una cantidad innumerable de impactos intermitentes y al final fallará por fatiga del material.

#### **4.2 Manifestación de la cavitación en las turbo máquinas**

En las bombas centrifugas, el lugar de menos presión se encuentra en la entrada del impelente, pero la presión aumenta inmediatamente después.

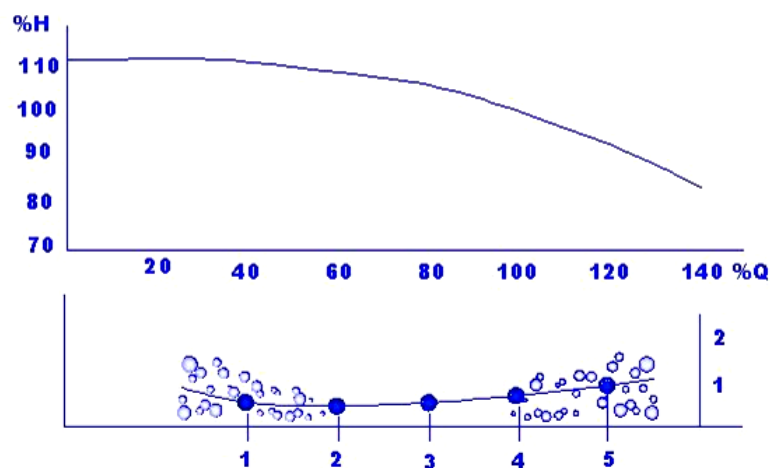
En cuanto el líquido entra a los conductos que forman los alabes del impelente, y si se ha producido la evaporación del líquido porque la presión a la entrada lo permite, se producirá el colapso de las burbujas sobre las paredes, con el efecto consiguiente.

El aspecto de la superficie afectada por la cavitación es el de una superficie sobre la que ha actuado una inmensa corrosión. Estos efectos reducen la eficiencia de la bomba, llegando a su inutilización y su operación costosa, de ahí la importancia de evitar que se produzca este fenómeno.

Para evitar la cavitación en toda instalación de bombeo se procurará que el valor de la presión absoluta obtenida no sea inferior a la necesaria para producir la aceleración del líquido y sea superior a la tensión del vapor del líquido impulsado a la temperatura existente.

De aquí la importancia en las bombas y los cuidados que deben tenerse para evitarlo.

**Figura 67. Gráfico cavitación-caudal**



#### **4.2.1 El fenómeno de la cavitación en función del caudal elevado**

1. Cuando el caudal suministrado por la bomba se reduce al 25% del caudal óptimo ( $Q_{op} = 100\%$ ), se produce una elevación del NPSH<sub>r</sub> (máxima turbulencia). Este valor va disminuyendo hasta alcanzar un valor mínimo en el punto 1 (40%  $Q_{op}$ ).
2. Entre los puntos 1 y 2 (40 y 60%  $Q_{op}$ ) el valor de NPSH<sub>r</sub> se mantiene en su valor mínimo (turbulencia mínima).
3. A partir del punto 2 (60%  $Q_{op}$ ), el valor de NPSH<sub>r</sub> va aumentando progresivamente pasando por los puntos 3 y 4 ( $Q_{op}$ ) y alcanzando el punto de máximo valor, cuando el caudal elevado es del 130% de  $Q_{op}$  (turbulencia máxima).

Generalmente las burbujas que se forman dentro de un líquido son de dos tipos:

- Las burbujas de vapor se forman debido a la vaporización del líquido bombeado. La cavitación inducida por la formación y colapso de estas burbujas se conoce como Cavitación Vaporosa.
- Las burbujas de gas se forman por la presencia de gases disueltos en el líquido bombeado (generalmente aire pero puede ser cualquier gas presente en el sistema). La cavitación inducida por la formación y colapso de estas burbujas se conoce como Cavitación Gaseosa.

En ambos tipos, las burbujas se forman en un punto interior de la bomba en el que la presión estática es menor que la presión de vapor del líquido (cavitación vaporosa) o que la presión de saturación del gas (cavitación gaseosa).

La cavitación vaporosa es la forma de cavitación más común en las bombas de proceso. Generalmente ocurre debido a un insuficiente NPSH disponible o a fenómenos de recirculación interna.

Se manifiesta como una reducción del desempeño de la bomba, ruido excesivo, alta vibración y desgaste en algunos componentes de la bomba. La extensión del daño puede ir desde unas picaduras relativamente menores después de años de servicio, hasta fallas catastróficas en un corto periodo de tiempo.

En el contexto de las bombas centrifugas, el término cavitación implica un proceso dinámico de formación de burbujas dentro del líquido, su crecimiento y subsecuente colapso a medida que el líquido fluye a través de la bomba.

La cavitación gaseosa se produce por efecto de gases disueltos (más comúnmente aire) en el líquido. Esta cavitación raramente produce daño en el impulsor o carcasa. Su efecto principal es una pérdida de capacidad. No debe confundirse con el ingreso de aire o bombeo de líquidos espumosos, situaciones que no necesariamente producen cavitación, pero sí reducción de capacidad, detención del bombeo y otros problemas. Para el bombeo de líquidos espumosos se han diseñado y se siguen desarrollando bombas especiales (*Froth pumps*) que han logrado un considerable mejoramiento en el manejo de estos fluidos.



### **4.3 Origen del fenómeno de cavitación de las turbo máquinas**

Para poder identificar los tipos de cavitación es necesario entender primero sus mecanismos, es decir, como ocurre.

#### **4.3.1 Presión estática, (ps)**

La presión estática en una corriente de fluido es la fuerza normal por unidad de área actuando sobre un plano o contorno sólido en un punto dado.

Describe la diferencia de presión entre el interior y el exterior de un sistema, despreciando cualquier movimiento en el líquido. Por lo tanto, la presión estática en un punto de un ducto, es la diferencia entre la presión interna y externa en ese punto, omitiendo cualquier movimiento del flujo en su interior. En términos de energía, la presión estática es una medida de la energía potencial de un fluido.

#### **4.3.2 Presión dinámica (pd)**

Un fluido en movimiento ejerce una presión más alta que la presión estática debido a la energía cinética ( $mv^2/2$ ) del fluido. Esta presión adicional se define como presión dinámica. Se puede medir convirtiendo la energía cinética del fluido en energía potencial.

En otras palabras, es la presión que existiría en una corriente de fluido que ha sido desacelerada desde su velocidad “v” a velocidad “cero”.

### 4.3.3 Presión total (pt)

Se define como la suma de la presión estática más la presión dinámica. Es una medida de la energía total de una corriente de fluido en movimiento. Esto es, energía cinética más energía potencial.

### 4.3.4 Relación entre ps, pd y pt

En un fluido incompresible la relación se puede medir usando un aparato llamado Tubo Pitot. La relación también puede establecerse aplicando un simple balance energético:

**Energía potencial + energía cinética = energía total (constante)**

o en términos de presión:

**Presión estática + presión dinámica = presión total.**

La energía cinética es una función de la velocidad “v” y de su masa comúnmente representada por la densidad del fluido ( $\rho$ ). Entonces:

**E.C. = pd =  $\frac{1}{2} \rho v^2$ . En términos de presión total: pt = ps +  $\frac{1}{2} \rho v^2$ .**

En lugar de utilizar unidades de presión se prefiere expresar la energía de bombeo como energía por unidad de peso de líquido bombeado, la que se indica en Newton-metro por Newton o justamente en **metros** de columna de líquido; esta magnitud se identifica universalmente como “**cabeza**” (**head en inglés**). Esto es necesario debido a que la altura de la columna que produce una bomba centrífuga es independiente de la densidad del líquido.

Por ejemplo una bomba 'X' corriendo a 'N' rpm, producirá una misma cabeza 'H' metros de agua, o de ácido sulfúrico concentrado, o de cualquier otro fluido; sin embargo, la potencia empleada será proporcional a la densidad de cada fluido.

Los términos de presión pueden convertirse en metros de cabeza dividiendo la presión en kPa por 9.81 (g) y por la densidad específica ( $\rho$ ) del fluido.

**Cabeza estática (he)** = Presión estática /  $g \cdot \rho$

**Cabeza de velocidad (hv)** = Presión dinámica /  $g \cdot \rho = (\frac{1}{2} \rho v^2) / (\rho \cdot g) = v^2 / 2 g$

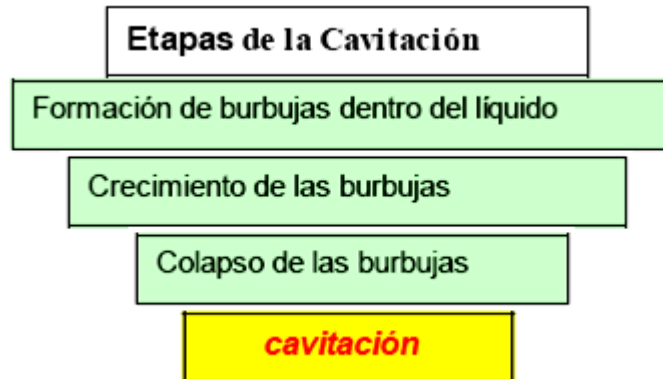
**Presión de vapor (pv)** = Es la presión requerida para mantener a un líquido en estado líquido. Si la presión que se aplica sobre la superficie de un líquido no es suficiente para mantener sus moléculas estrechamente unidas entre sí, las moléculas se desprenderán en la forma de gas o vapor.

La presión de vapor es dependiente de la temperatura del líquido. A mayor temperatura más alta es la presión de vapor.

#### 4.3.5 Mecanismo de la cavitación

El fenómeno de la cavitación es un proceso progresivo de varias etapas como se aprecia en la figura 68.

**Figura 68. Procesos de la cavitación**



#### **4.3.5.1 Etapa 1. Formación de burbujas**

Las burbujas se forman dentro del líquido cuando se vaporiza. Esto es, cuando cambia desde la fase líquida a la de vapor. La vaporización de cualquier líquido dentro de un contenedor se produce, ya sea porque la presión sobre la superficie del líquido disminuye hasta ser igual o inferior a su presión de vapor (a la temperatura actual), o bien porque la temperatura del líquido sube hasta hacer que la presión de vapor sobrepase a la presión sobre la superficie de líquido.

Por ejemplo, en un depósito abierto a nivel del mar, la superficie del agua está sometida a una presión atmosférica de aprox. 10 bar por lo que la temperatura tendría que subir a 100 °C para que su presión de vapor sobrepase los 10 bar y se inicie la ebullición (formación de burbujas). A 4000 m. de altitud la presión atmosférica se reduce a 6.2 bar por lo que la temperatura tendría que subir solamente a unos 85 °C para que se inicie la ebullición. Si en un contenedor cerrado se reduce la presión a 0.3 bar, la ebullición se iniciará con el agua a 25 °C. También se producirá la ebullición si la presión permanece constante en alrededor de 0.3 bar pero la temperatura sube sobre 25 °C.

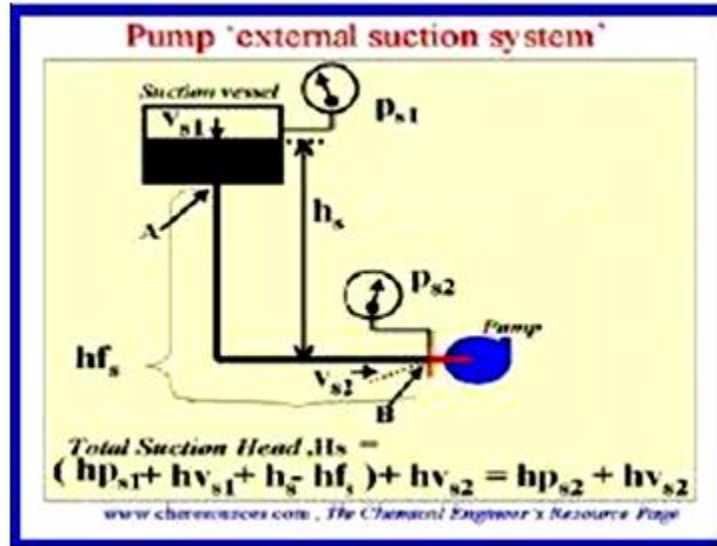
En resumen, la vaporización se produce por **adición de calor** o por **reducción de la presión estática** (para la definición de cavitación se excluirá la acción dinámica del líquido). Lo mismo que en un contenedor cerrado, la vaporización del líquido puede ocurrir en las bombas centrífugas cuando la presión estática en algún punto se reduce a un valor menor que la presión de vapor del líquido (a la temperatura en dicho punto).

Por lo tanto, el concepto clave es: **las burbujas de vapor se forman dentro de la bomba cuando la presión estática en algún punto, baja a un valor igual o menor que la presión de vapor del líquido.**

La presión estática en algún punto dentro de la bomba puede bajar hasta un nivel inferior a la presión de vapor bajo dos condiciones:

1. Porque la caída de presión actual en el sistema externo de succión es mayor que la que se consideró durante el diseño del sistema. (Es una situación bastante corriente). Esto resulta en que la presión disponible en la succión de la bomba (NPSHa) no es suficientemente alta para suministrar la energía requerida para superar la caída de presión interna (NPSHr) propia del diseño de la bomba.
2. Porque la caída de presión actual dentro de la bomba (NPSHr) es más grande que la informada por el fabricante y que se usó para seleccionar la bomba.

Figura 69. Sistema de succión con bomba externa



### Nomenclatura usada en la figura 69

$\rho$  = Densidad específica del líquido

$p_{sn}$  = 'p' presión estática local (absoluta).

's' = indica succión y

'n' = posición de la medición. La presión en cualquier punto puede convertirse en 'cabeza' dividiendo su valor en kPa por el factor

' $\rho g$ '. ( $g = 9.81$ )

$p_{s1}$  = Presión estática (absoluta) del estanque de succión en kPa.

$h_{p_{s1}}$  = Cabeza estática de succión. Es la presión estática absoluta sobre la superficie del líquido en el estanque de succión, convertida en metros de cabeza ( $p_{s1} / \rho g$ ).

En un estanque de agua abierto a nivel del mar, la cabeza estática de succión es igual a la presión atmosférica (101.3 kPa) dividida por  $\rho=1$  (agua) y por 9.81; esto es 10.3 m. de cabeza.

$v_{s1}$  = Velocidad del líquido en la superficie del estanque m/s.

$h_{v_{s1}}$  = Cabeza de velocidad. Se define como la energía de un líquido resultante de su movimiento a una velocidad determinada. Equivale a la distancia vertical (en un vacío perfecto) que tendría que caer la masa líquida para adquirir la velocidad  $v_{s1}$ .

En estanques relativamente grandes su valor es insignificante y no se considera en los cálculos.

$h_s$  = Cabeza estática de succión. Corresponde a la elevación relativa del líquido con respecto a la línea centro de la bomba. Si el nivel está sobre la línea,  $h_s$  es positivo: Si el nivel está bajo la línea,  $h_s$  es negativo, esta condición se suele nombrar como succión aspirante o de levante.

$H_{f_s}$  = Cabeza de fricción. Cabeza (energía) requerida para vencer la resistencia que oponen al flujo las tuberías, válvulas, uniones (*fittings*), etc., existentes entre el punto A y la brida (*flange*) de succión de la bomba, (punto B).

Debe incluir la pérdida por entrada del líquido desde el estanque a la línea de succión ( $h_i$ ). La cabeza de fricción es dependiente del tamaño, condición y tipo o material del tubo; del número y tipo de uniones (*fittings*) y válvulas; del caudal y naturaleza del fluido. Para su cálculo se requieren conocimientos e información especializada.

$p_{s2}$  = Presión estática absoluta en la brida (*flange*) de succión, en kPa

$h_{p_{s2}}$  = Cabeza estática en la brida (*flange*) de succión. =  $p_{s2} / g \cdot \rho$ .

$v_{s2}$  = Velocidad del líquido pasando por la brida (*flange*) de succión, m/s. La tubería de succión se dimensiona de modo que la velocidad en la succión permanezca baja.

$h_{v_{s2}}$  = Cabeza de velocidad en la brida (*flange*) de succión. Esto es, energía del líquido moviéndose a una velocidad promedio  $v_{s2}$ . En este caso:  $h_{v_{s2}} = v_{s2}^2 / 2g$

$p_v$  = Presión de vapor absoluta del líquido a la temperatura de bombeo, en kPa.

Los valores se encuentran tabulados en los textos especializados.

$h_{pv}$  = Cabeza de vapor. Presión de vapor absoluta convertida en metros de cabeza.  $h_{pv} = p_v / g \cdot \rho$

$H_s$  = Cabeza total de succión en la brida (*flange*) de entrada de la bomba, en metros.

#### 4.3.5.1.1 Cálculo de la cabeza total de succión a la entrada de la bomba

La bomba se alimenta desde un estanque que debe tener un cierto nivel de líquido y que puede estar sobre o bajo el centro de la brida (*flange*) de succión de la bomba (+  $Z_m$  o -  $Z_m$ ). El estanque puede estar abierto a la atmósfera ( $H_{at}$ ), o presurizado (+  $H_{pr}$ ), o bajo vacío (- $H_{pr}$ ). El flujo tiene que vencer la resistencia de las tuberías y accesorios entre la salida del estanque y la entrada a la bomba ( $H_{fs}$ ,  $H_i$ , etc.).

El sistema externo de succión tiene que suministrar una cierta cantidad de cabeza (energía) en la brida (*flange*) de admisión de la bomba. Esto se conoce como **NPSHa**, (**Net Positive Suction Head available**) cabeza neta positiva de succión disponible. El término cabeza medido en metros, se usa como una expresión de la energía del líquido en cualquier punto en el sistema de flujo. Los líquidos incompresibles pueden contener energía en la forma de velocidad, presión, o elevación.



El sistema externo de succión tiene que diseñarse de modo que la presión estática en la brida (*flange*) de succión sea siempre positiva, mayor que la presión de vapor y suficientemente alta para vencer las pérdidas internas en la zona de succión de la bomba, cuyo valor lo especifica el fabricante y es conocido como NPSHr (requerido).

En términos prácticos, el NPSHa (en metros) en la brida (*flange*) de succión de un sistema simple, está dado por la ecuación algebraica de cabeza neta positiva de succión disponible:

$$\text{NPSHa} = + \text{Hat} + (\text{Zm}) + \text{Hvs} + (\text{Hpr}) - \text{Hvap} - \text{Hfs} - \text{Hi}.$$

En donde:

Hat = Cabeza de presión atmosférica en el lugar de aplicación

Zm = Cabeza estática de succión. Altura estática del líquido. Positivo sobre el eje de la bomba y negativo bajo el eje de la bomba.

Hvs = Cabeza de velocidad en la brida (*flange*) de admisión  $V = 1273 \times \text{Caudal} (l/s)/d^2$ , donde d = diámetro (mm)

Hpr = Cabeza de presión del estanque de succión. Positivo sobre y negativo bajo la presión atmosférica.

Hvap = Cabeza de presión de vapor (a la temperatura del líquido) en la brida (*flange*) de admisión.

Hfs = Cabeza de fricción. Cabeza (energía) requerida para vencer la resistencia que oponen al flujo las tuberías, válvulas, uniones (*fittings*), expansiones, restricciones, etc., existentes entre el punto A y la brida de succión de la bomba, (punto B en figura 69). Es función de la velocidad y características del fluido y de las características de la tubería según factores empíricos encontrados en tablas y gráficos especializados.

$H_i$  = Cabeza de ingreso a la línea de succión (Punto A). Representa la energía gastada en el ingreso del fluido desde el estanque a la línea de succión. Es función de la velocidad del fluido y de la forma de unión del estanque al tubo de succión.  $H_i = k \cdot V^2/2g$  donde  $k$  = factor tabulado en textos especializados.

**Nota.** Todos los términos de presión se convierten en metros de cabeza, dividiendo la presión en kPa por 9.81 y por la densidad específica del fluido.

En instalaciones existentes, el **NPSHa** también se puede calcular con la lectura (presión manométrica absoluta) de un manómetro conectado cerca de la brida de succión.

**Nota:** El manómetro sólo indica la presión estática en el punto de conexión por lo que debe incorporarse la cabeza dinámica  $H_{vs}$ .

$$\text{NPSHa} = + H_{at} - H_{vap} + H_{vs} + (H_{ms})$$

$H_{ms}$  = Cabeza de succión manométrica. Positiva si la presión manométrica es superior a la presión atmosférica y negativa si es inferior.

#### 4.3.5.1.2 Caída de presión en el sistema interno de succión de la bomba

El sistema interno de succión incluye el cuello de admisión (desde la brida), el ojo del impulsor y la zona de entrada de los alabes.

Cuando el líquido ingresa a la bomba se produce una caída adicional de presión durante su trayecto desde la brida por el cuello de admisión hacia el ojo del impulsor y hasta el punto en el cual recibe energía desde el impulsor.

La magnitud de las pérdidas depende de la forma y diseño del sistema interno de succión y obviamente de la velocidad del fluido y rpm del impulsor.

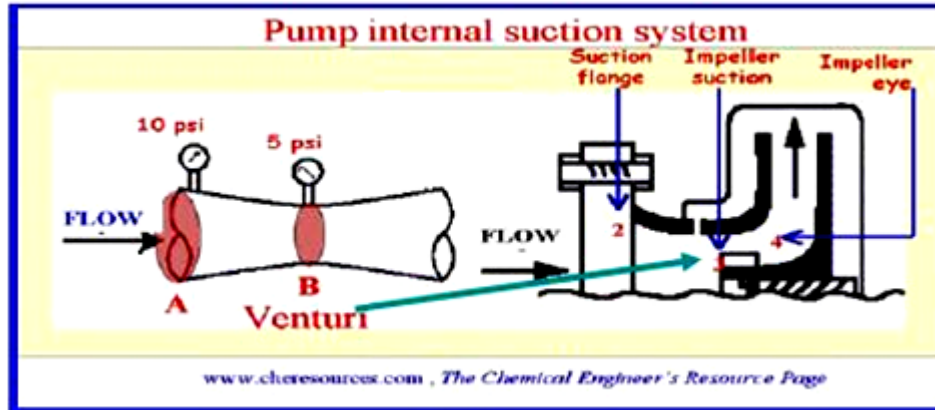
Normalmente la sección de menor área corresponde al ojo del impulsor y por lo tanto, de acuerdo al principio de Bernoulli (efecto Venturi), es aquí donde se tiene la presión estática más baja del sistema.

La caída de presión por el efecto Venturi es la más significativa, pero también hay caídas por fricción y por choques y turbulencias del líquido a la entrada de los alabes.

El efecto neto de todas las caídas de presión es la creación de una zona de muy baja presión alrededor del ojo del impulsor y en el inicio del borde interno de los alabes. Si baja hasta un valor inferior a la presión de vapor se produce la formación de burbujas. La presión mínima para evitar la formación de burbujas, para un flujo determinado, se conoce como **NPSHr (Net Positive Suction Head requerido)**. El NPSHr es una característica particular de cada modelo, tipo y tamaño de bomba. Es independiente del sistema externo y lo determina y certifica el fabricante de la bomba.

La energía necesaria para superar esta presión mínima la suministra el sistema externo de succión (NPSHa).

Figura 70. Sistema de succión con bomba interna



Los fabricantes determinan experimentalmente las curvas de NPSHr usando agua como fluido y condiciones de prueba estandarizados.

La medición del NPSHr se basa en una convención del Instituto de Normas Hidráulicas (*Hdraulic institute standards*) según la cual su valor se determina cuando se produce una pérdida de cabeza de 3% debida a la cavitación.

En realidad esta alta pérdida de cabeza significa que la cavitación ya estaba presente con un flujo más alto y antes de que se notara una baja en el funcionamiento de la bomba. En la práctica se han observado diferencias superiores a 1.5 metros en el NPSHr entre bombas del mismo tamaño y modelo equipadas con impulsores iguales. Estas variaciones se pueden deber a pequeñas diferencias constructivas, terminaciones de superficie, juegos interiores, etc. Por eso es imperativo proveer un margen entre el NPSHr informado por el fabricante y el NPSHa en las condiciones de operación.

Un margen razonable de 1.5 m para el caudal de operación es comúnmente utilizado para la mayoría de los servicios. Aplicaciones especiales pueden requerir márgenes más altos.

En general el NPSHr tiende a aumentar con el aumento del flujo y cabeza, sin embargo existen casos excepcionales en que esta tendencia no se cumple.

#### **4.3.5.2 Etapa 2. Crecimiento de las burbujas**

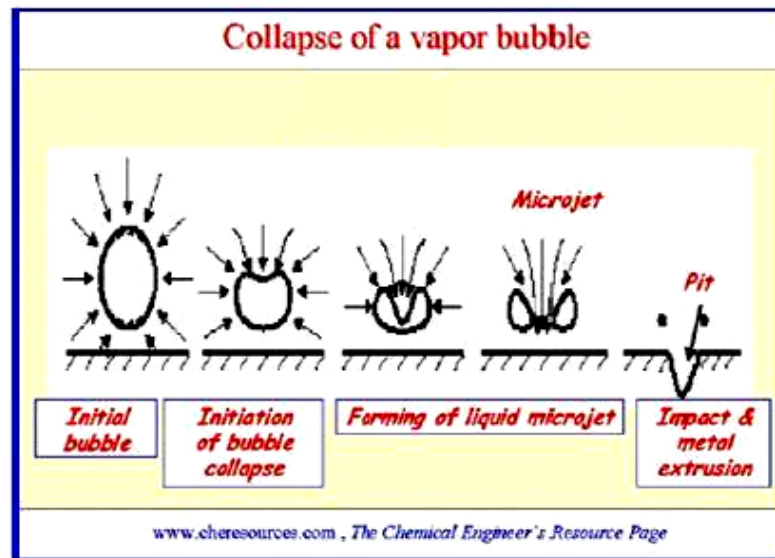
Si no se produce ningún cambio en las condiciones de operación, se seguirán formando burbujas nuevas y las viejas seguirán creciendo en tamaño. Luego serán arrastradas por el líquido desde el ojo del impulsor hacia los alabes y la periferia del impulsor. Debido a la rotación del impulsor las burbujas adquieren alta velocidad y se desplazan hacia las regiones de alta presión dentro del impulsor donde empiezan a colapsar. El ciclo de vida de una burbuja se ha estimado en alrededor de 0.003 segundos.

#### **4.3.5.3 Etapa 3. Colapso de las burbujas**

A medida que las burbujas se desplazan, la presión que las rodea va aumentando hasta que llegan a un punto donde la presión exterior es mayor que la interior y las burbujas colapsan. El proceso es una implosión. Cientos de burbujas colapsan en aproximadamente el mismo punto de cada alabe. Las burbujas no colapsan simétricamente de modo que el líquido que las rodea se precipita a llenar el hueco produciendo un micro jet. Subsecuentemente los micro jet rompen las burbujas con tal fuerza que produce una acción de martilleo.

Se han reportado presiones de colapso de burbujas superiores a 1 GPa (145 x 10<sup>6</sup> psi). El martilleo altamente focalizado puede producir desprendimiento de material (socavaciones) en el impulsor.

**Figura 71. Colapso de una burbuja de vapor**



Después del colapso, emana una onda de choque desde el punto de colapso. Esta onda es la que se escucha y que usualmente se identifica como cavitación.

#### **4.3.6 Síntomas generales de cavitación y sus efectos sobre el desempeño de la bomba y de sus componentes**

**La cavitación se produce cuando el NPSHa es Igual o Menor al NPSHr**

Las indicaciones perceptibles de la cavitación son los ruidos y vibraciones más o menos presión de descarga con una súbita y drástica reducción de la cabeza de descarga y capacidad de la bomba.

Dependiendo del tamaño y cantidad de burbujas, los problemas van desde una pérdida parcial de capacidad y cabeza hasta una falla total de bombeo junto con daños irreparables de los componentes internos de la bomba. Se requiere una investigación cuidadosa, mucha experiencia y conocimientos acerca de los efectos de la cavitación sobre los componentes de la bomba para poder identificar el tipo de cavitación y su causa original. La siguiente es una descripción detallada de los síntomas generales más comunes:

#### **4.3.6.1 Reducción de la capacidad de bombeo**

Las burbujas ocupan un volumen que reduce el espacio disponible para el líquido y esto disminuye la capacidad de bombeo. Por ejemplo, cuando el agua pasa del estado líquido al de vapor, su volumen aumenta en aproximadamente 1700 veces. Si la generación de burbujas en el ojo del impulsor es suficientemente grande, la bomba se puede ahogar y quedar sin nada de succión con una reducción total del flujo. La formación y colapso de las burbujas es desigual y disparejo, esto genera fluctuaciones en el flujo y el bombeo se produce en chorros intermitentes.

**Este síntoma es común a todos los tipos de cavitación**

#### **4.3.6.2 Disminución en la generación de cabeza**

A diferencia de los líquidos, las burbujas son compresibles. La cabeza desarrollada por la bomba disminuye drásticamente debido a que se gasta energía en aumentar la velocidad del líquido empleado en llenar las cavidades que dejan las burbujas colapsadas. Lo mismo que la reducción en capacidad, este síntoma es común a todos los tipos de cavitación.

Por lo tanto, el efecto hidráulico de la cavitación en una bomba es que su funcionamiento cae fuera de la curva de desempeño esperada, produciendo una cabeza y flujo más bajo que el correspondiente a su condición normal de operación.

#### **4.3.6.3 Vibración y ruido anormal**

El desplazamiento de las burbujas a muy alta velocidad desde el área de baja presión hacia una zona de alta presión y el subsiguiente colapso crea ondas de choque que producen ruidos y vibraciones anormales. Se estima que durante el colapso de las burbujas, se desarrollan ondas de choque con presiones del orden de 104 atmósferas.

El sonido de la cavitación puede describirse como algo similar a pequeñas partículas duras chocando o rebotando rápidamente en el interior de una bomba o válvula. Se usan varios términos para describirlo; traqueteo, golpeteo, crepitación, etc. El ruido de una bomba cavitando va desde el golpeteo grave y uniforme (como sobre una puerta) hasta una crepitación aguda y errática (similar a un impacto metálico). El ruido de cavitación puede confundirse fácilmente con el de un rodamiento en mal estado.

Para distinguir si el ruido es debido a un rodamiento o a cavitación basta con operar la bomba sin flujo, si el ruido desaparece, quiere decir que existe cavitación.

La vibración se debe al efecto de cargas dispares actuando sobre el impulsor y que son generadas por una mezcla no uniforme de líquido y vapor, así como por las ondas de choque por el colapso de las burbujas.



En los manuales, existe muy poco acuerdo sobre las características de la vibración primaria asociada con la cavitación en las bombas centrífugas. La formación y el colapso de las burbujas se alternará periódicamente con la frecuencia resultante de la velocidad y número de alabes. Algunos sugieren que la vibración asociada con la cavitación produce un pico de banda ancha a frecuencias sobre 2000 Hertz. Otros sugieren que la cavitación sigue la frecuencia de paso del alabe (número de álabes por la frecuencia de la velocidad de rotación). Otros indican que afecta a la amplitud de la vibración pico. Todas estas indicaciones pueden ser correctas, ya que la cavitación en la bomba puede producir varias frecuencias de vibración dependiendo del tipo de cavitación, diseño de la bomba, instalación y aplicación.

La vibración excesiva por cavitación comúnmente produce fallas en los sellos y/o rodamientos. Este es el modo de falla más probable en una bomba cavitando.

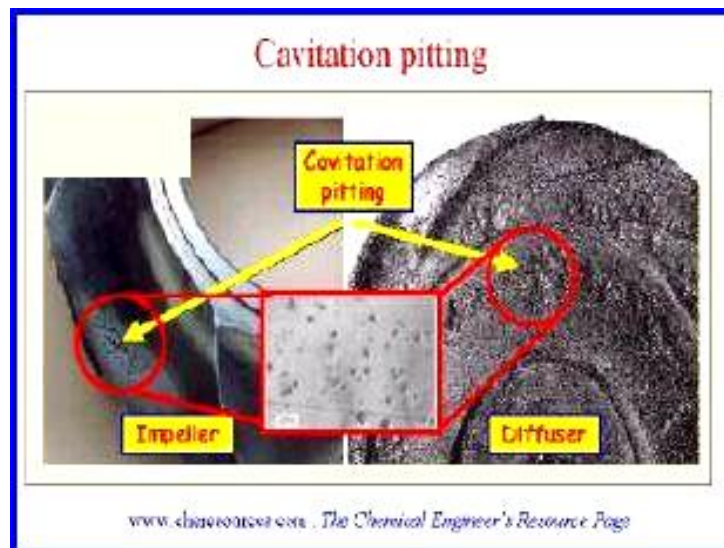
#### **4.3.6.4 Daños a los componentes erosión o picaduras**

Durante la cavitación, el colapso de las burbujas ocurre a velocidades sónicas eyectándose micro chorros de líquido a altísima velocidad (sobre 1000 m/s) con una fuerza suficiente para erosionar componentes de la bomba, particularmente el impulsor.

La burbuja es presionada para colapsar desde todos lados, pero si la burbuja está apoyada sobre una pieza de metal como puede ser el impulsor o la voluta, no puede colapsar desde ese lado. Entonces el fluido se mete por el lado opuesto con su alta velocidad y explota contra el metal creando la impresión de que la superficie metálica fue golpeada con un martillo de bola.

El daño empieza a hacerse visible en la forma de hendiduras, las cuales son deformaciones plásticas muy pequeñas (micrométricas). El daño causado por el colapso de las burbujas se conoce comúnmente como erosión o picaduras (*pitting*) por cavitación. En la foto de la figura 72 se observa su efecto sobre la superficie de un impulsor y un difusor.

**Figura 72. Cavitación como erosión y picadura**



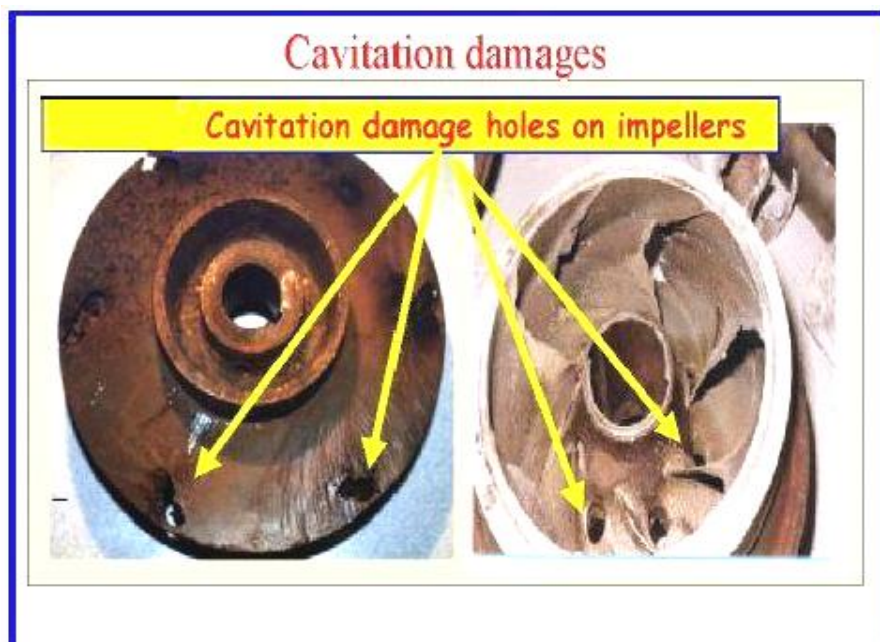
#### **4.3.6.4.1 Nota**

Si el fluido contiene pequeñas partículas sólidas erosivas (como en bombeo de pulpas minerales), el daño se puede acelerar considerablemente por el efecto de las partículas impulsadas por los pequeños vórtices que se forman en las incipientes picaduras. La erosión por colapso de burbujas ocurre primeramente como una fractura por fatiga, debido a la repetición de implosiones sobre la superficie, seguida de desprendimiento de material.

El efecto es muy similar al de una operación de arenado. Las bombas de alta cabeza son más proclives a sufrir erosión por cavitación, (la fuerza de impacto de las implosiones es mayor), por lo que es un fenómeno más típico de las bombas de alta energía.

Las áreas más sensitivas a la erosión por cavitación se observan en los lados de baja presión de los alabes del impulsor, cerca de los bordes de entrada. Sin embargo, los daños en el impulsor pueden estar más o menos diseminados. Las picaduras también se han observado en otros puntos de los alabes de impulsión, en los alabes difusores y en la periferia del impulsor. En ocasiones, la cavitación ha sido suficientemente severa para producir perforaciones y dañar los alabes hasta un grado que hace al impulsor completamente inefectivo.

**Figura 73. Daños por cavitación agujeros en los impulsores**



#### **4.3.6.5 Deformaciones mecánicas**

Además de la erosión de los componentes, en bombas grandes, la cavitación prolongada puede causar desbalance (debido a una distribución desigual en la formación y colapso de las burbujas) de los esfuerzos radiales y axiales sobre el impulsor. Este desbalance comúnmente lleva a los siguientes problemas mecánicos:

- Torcedura y deflexión de los ejes
- Daño a los rodamientos y roces por la vibración radial
- Daño en el rodamiento de empuje por movimiento axial
- Rotura de la tuerca de fijación del impulsor (cuando la usa)
- Daño en los sellos.

Las deformaciones mecánicas pueden arruinar completamente a la bomba y requerir reemplazo de partes. El costo de tales reemplazos puede ser enorme.

#### **4.3.6.6 Corrosión con cavitación**

Frecuentemente, la cavitación está combinada con corrosión. La implosión de las burbujas destruye las capas protectoras dejando a la superficie del metal permanentemente activada para el ataque químico. En esta condición, el material puede sufrir un daño considerable aun con niveles bajos de cavitación. La severidad de la erosión puede acentuarse si el líquido mismo tiene agentes corrosivos, como agua con ácidos o gran cantidad de oxígeno disuelto.

Una investigación y diagnóstico cuidadoso de los síntomas y problemas descritos más arriba ayuda a detectar el tipo de cavitación y sus causas.

Sin embargo, el objetivo fundamental debe ser el de eliminar o a lo menos reducir la cavitación, considerando que se trata de una condición anormal dentro de la bomba que se produce por la formación y subsiguiente colapso de burbujas de vapor y que las burbujas se forman cuando existe una presión externa sobre el líquido inferior a su presión de vapor.

Por lo tanto, la cavitación se puede combatir reduciendo la presión de vapor o aumentando la presión exterior sobre el líquido. La Presión de Vapor se reduce disminuyendo la temperatura del líquido.

En el punto de menor presión dentro de la bomba, las burbujas se producen cuando el NPSHa es igual o inferior al NPSHr. ( $NPSHa = NPSHr$ ).

El NPSHa se puede aumentar actuando sobre cualquiera de los factores de la ecuación algebraica de cabeza neta positiva de succión disponible, descrita en la pagina 146.

El NPSHr lo entrega el fabricante y es característico de cada bomba. Generalmente disminuye con el caudal por lo que la cavitación se podría combatir reduciendo el caudal de bombeo. La reducción de caudal generalmente aumenta el NPSHa y reduce el NPSHr.

Si no se puede reducir el caudal ni mejorar el NPSHa, se tendría que sustituir la bomba por otra (apta para la aplicación) de mejor NPSHr (generalmente de mayor tamaño y menor rpm).

En muchas instalaciones, el nivel de succión (factor  $Z_m$  en la ecuación algebraica de cabeza neta positiva de succión disponible, explicada en la página 146) es crítico para obtener una relación  $NPSH_a/NPSH_r$  adecuada.

Un rango de 0.5 m. o menos puede hacer la diferencia entre cavitación o no. En estos casos, es altamente recomendable implementar un sistema regulador de flujo que permita mantener  $Z_m$  dentro de determinados límites. El método más efectivo y universal, para todo tipo de aplicaciones, es controlar el nivel del estanque de succión por medio de un **variador de frecuencia**, que regule automáticamente la velocidad de la bomba (y por ende el caudal) en función del nivel de succión.



## **5. SELECCIÓN DE LAS MÁQUINAS HIDRÁULICAS**

### **5.1 Selección del tipo de turbina**

Si se utiliza una máquina adecuada, la energía existente en el agua que fluye o en el agua almacenada en un nivel apropiado, puede convertirse en potencia mecánica, que puede utilizarse para muchas aplicaciones o usos para los cuales se utilizan los siguientes tipos de turbinas, dependiendo de la altura o caudal a utilizar. Las de mayor utilización son las siguientes: Pelton, Francis, Déraiz, Kaplan, Estraflo; hay que añadir las bombas turbinas reversibles de los grupos binarios de las centrales de acumulación por bombeo. La turbina Pelton es de acción y las otras cuatro de reacción.

La naturaleza provee los saltos hidráulicos con potencias muy variadas y una misma potencia con combinaciones múltiples de caudal y salto neto.

Por tanto, aquí como en las bombas, el rodete de las turbinas hidráulicas va cambiando insensiblemente de forma para adaptarse a las diferentes condiciones de servicio.

Para el entendimiento correcto de los saltos netos y caudales se hace referencia a algunos conceptos.

#### **5.1.1 Cabeza bruta (H<sub>b</sub>)**

Es la diferencia de nivel existente entre la superficie del agua en el embalse y la cota de descarga en la turbina.



### **5.1.2 Cabeza máxima (Hmax)**

Es la cabeza bruta que se obtiene al operar la planta con una turbina al 5% de su capacidad nominal ( $Q \approx 0.05Q_n$ ) y con la cota del embalse a nivel del vertedero. Bajo esta condición, las pérdidas hidráulicas son despreciables y pueden no tenerse en cuenta.

### **5.1.3 Cabeza mínima (Hmin)**

Es la cabeza neta que se obtiene al operar la planta con todas las turbinas a plena carga y con la cota del embalse a un nivel mínimo de operación. Bajo esta condición, las pérdidas hidráulicas son máximas.

### **5.1.4 Cabeza neta (Hn)**

También llamada cabeza efectiva, se define como la diferencia entre la cabeza bruta y las pérdidas totales por fricción y pérdidas en accesorios en el sistema de conducción.

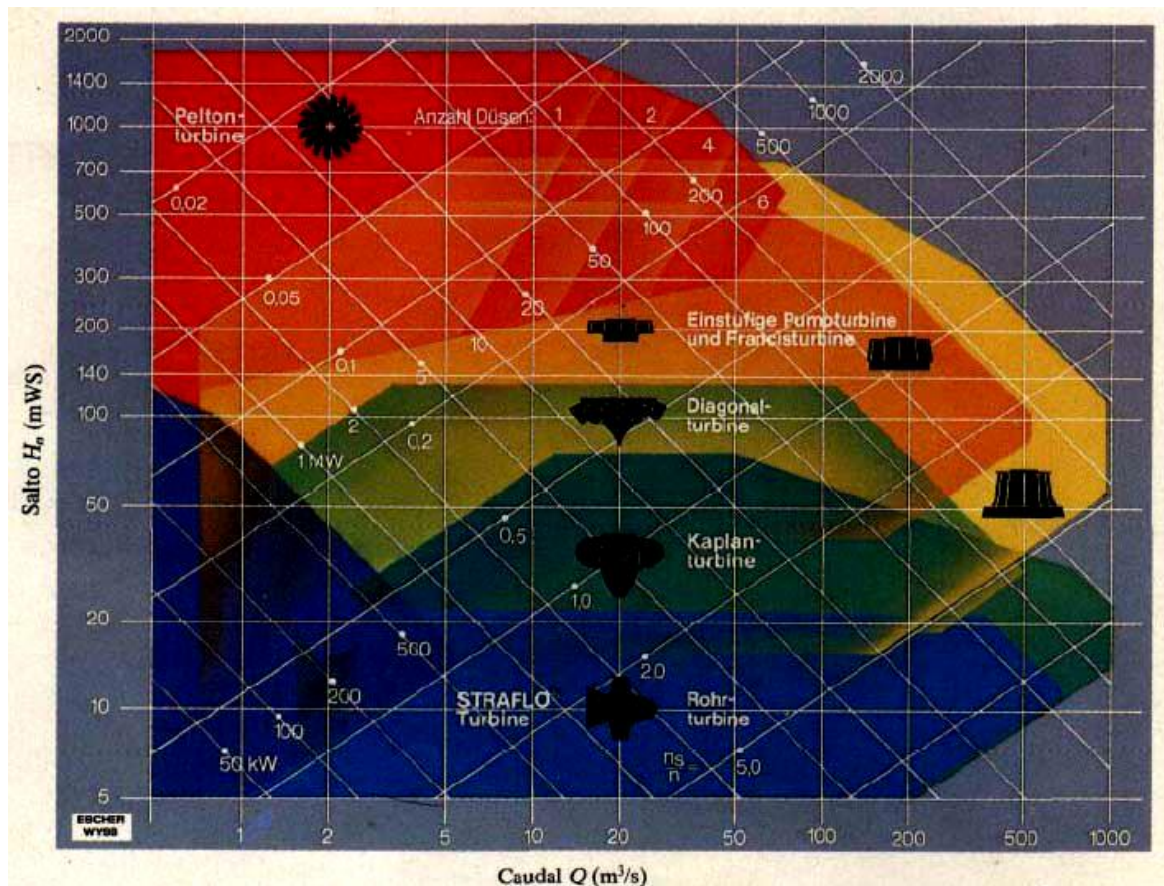
En el cálculo de ésta no se incluyen las pérdidas propias de la turbina. La cabeza neta es la cabeza disponible para realizar el trabajo sobre la turbina.

### **5.1.5 Cabeza nominal (Hr)**

Es la cabeza neta a plena apertura de la turbina que entrega la capacidad nominal del generador. Generalmente se encuentra en la placa de la turbina.

La siguiente figura corresponde a un ábaco para la selección del tipo de turbina, dependiendo del salto (cabeza) y del caudal.

**Figura 74. Ábaco para selección del tipo de turbina**



Fuente: Escher Wyss. Catálogo de fabricante.

Se puede observar cómo para saltos altos y caudales relativamente bajos, se aplican las turbinas tipo Pelton y para saltos medios y caudales relativamente altos se seleccionan turbinas tipo Francis, mientras que para cabezas extremadamente bajas y grandes caudales las turbinas Kaplan, resaltando estos tres tipos de turbinas como los más representativos.

Se encuentran zonas de intersección en las cuales cumplen dos tipos de turbinas, por ejemplo Pelton y Francis, caso en el cual se utilizan criterios económicos para la selección final. Es posible que en ciertos casos en los cuales las variables económicas son muy similares se utilicen otros criterios de selección como la calidad del agua.

## **5.2 Cálculo de las dimensiones de las turbinas**

### **5.2.1 Potencia de la turbina**

Se puede demostrar que la potencia de la turbina está dada por la expresión:

$$P = 9.81 H_n Q \eta \text{ (kW)}$$

Donde:

**H<sub>n</sub>**: Cabeza neta de diseño en metros.

**Q**: Caudal nominal en m<sup>3</sup>/s.

**η**: Eficiencia de la turbina.

### **5.2.2 Velocidad específica**

De las leyes de similitud de las máquinas hidráulicas que definen similitud geométrica, cinemática y dinámica, se deduce la relación analítica para la velocidad específica. La similitud geométrica requiere una razón común entre dimensiones correspondientes.

La cinemática, requiere una razón común para las velocidades correspondientes y la dinámica una razón común para las fuerzas correspondientes (por ejemplo fricción, gravedad, y tensión superficial).

La velocidad específica ( $N_s$ ), es aquella velocidad a la cual gira un modelo geoméricamente semejante a la turbina real o prototipo, bajo una cabeza de un metro para producir una potencia de 1 kW. La clasificación más precisa de las turbinas hidráulicas es una clasificación numérica, que se hace asignando a toda familia de turbinas geoméricamente semejantes un número, a saber, el número específico de revoluciones,  $n_s$ .

$$N_s = \frac{N\sqrt{P}}{H_n^{1.25}} \text{ r.p.m.}$$

Donde:

**$N_s$ :** Velocidad sincrónica (rpm).

**P:** Potencia de la turbina (kW).

**$H_n$  :** Cabeza neta de diseño (m).

Para determinar la velocidad específica definitiva, se procede de la forma siguiente:

1. Se halla una velocidad específica que se denominará de prueba, con base en curvas de fabricantes o ecuaciones empíricas.
2. De la ecuación de velocidad específica se despeja  $N$  reemplazando la  $N_s$  por el valor obtenido en el numeral 1.
3. Se determina, entonces, un número de polos de la expresión (para el caso de sistemas a 60 Hz):

$$p = \frac{7200}{N}$$

4. El número de polos  $p$  se aproxima al número par más próximo y se calcula nuevamente la velocidad sincrónica.
5. Con la velocidad sincrónica hallada en 4, se calcula la velocidad específica definitiva, teniendo la precaución que no se desvíe más, menos el 10% del valor de la velocidad específica de prueba.

La velocidad específica así hallada será la velocidad específica definitiva para el dimensionamiento preliminar de la turbina.

### **5.2.3 Clasificaciones de las centrales para turbinas**

- De alta presión
- De media presión
- De baja presión.

### **5.2.4 Centrales de alta presión**

- ✓ Saltos grandes ( $> 200$  m), pequeños caudales desalojados ( $20 \text{ m}^3/\text{s}$ )
- ✓ Turbinas Pelton (principalmente) y Francis
- ✓ Tuberías de gran longitud
- ✓ Zonas de alta montaña.

### **5.2.5 Centrales de media presión**

- ✓ Saltos medios (20-200 m), caudales medios ( $200 \text{ m}^3/\text{s}$ )
- ✓ Turbinas Francis
- ✓ Embalses grandes

### **5.2.6 Centrales de baja presión**

- ✓ Saltos pequeños ( $< 20$  m) y caudales grandes ( $> 300 \text{ m}^3/\text{s}$ )
- ✓ Turbinas Francis y Kaplan (principalmente)
- ✓ Valles amplios de baja montaña.

## **6. TURBINAS HIDRÁULICAS**

### **6.1 Principio de turbo máquina**

Las turbomáquinas hidráulicas utilizan una serie de álabes situados sobre una rueda para transformar la energía cinética y de presión de un líquido en energía mecánica de rotación o a la inversa.

Las centrales hidroeléctricas representan la principal aplicación de las turbinas hidráulicas, al aprovechar la energía potencial del agua fluvial para generar energía eléctrica.

Para ello, utilizan embalses creados por medio de presas que retienen el agua elevando el nivel del río y permitiendo regular la disponibilidad hidráulica. Desde el embalse el agua destinada a la generación eléctrica es conducida por medio de tuberías de presión (tubería forzada) hasta la entrada de la turbina.

Debido a que cuando se cierran las válvulas de la central se puede producir el fenómeno del golpe de ariete se instalan en la conducción chimeneas de equilibrio que, aunque no son más que conductos verticales, permiten asegurar que al cerrar las válvulas de la central la energía cinética que tiene el agua en la conducción se libere en ese elemento como un aumento de nivel, transformándose en energía potencial.

Una vez en la central, por medio de la turbina, se convierte la energía del agua en energía mecánica que será usada para accionar el rotor del generador, el cual, típicamente, será una máquina síncrona de eje vertical de pequeña longitud, de gran diámetro y alto número de polos (baja velocidad), siendo el que establezca la velocidad de rotación requerida de la turbina.

Finalmente, tras pasar por la turbina, el agua abandona la central por la tubería de desagüe hasta llegar nuevamente al cauce del río.

La turbina hace girar un alternador que ha de generar la electricidad a una determinada frecuencia (en Europa, 50 Hz; en EEUU y Japón, 60 Hz). Por tanto, la velocidad de la turbina debe ser tal que conjugada con el número de pares de polos, gire a la frecuencia de red (velocidad síncrona).

$$n = \frac{60f}{p} = \frac{3000}{p} \text{ si } f = 50\text{Hz}$$

Donde:

**f** = Frecuencia de la red.

**p** = Número de pares de polos.

**n** = Velocidad de la turbina.

## 6.2 Descripción de los principales tipos de turbinas

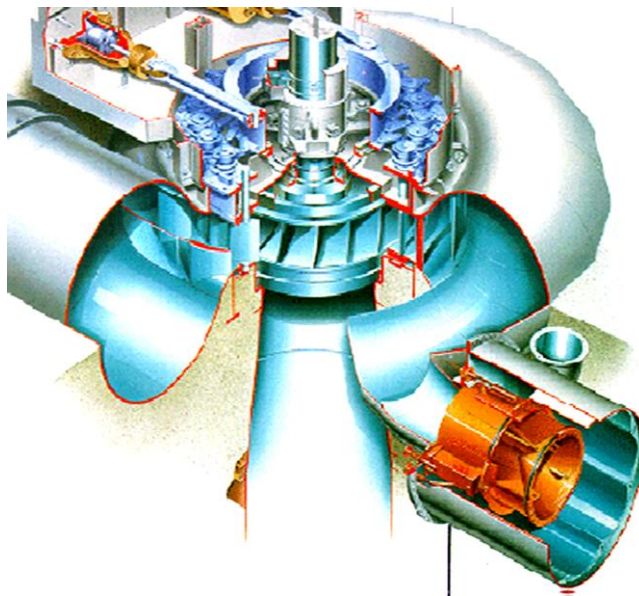
Los principales tipos de turbina son clasificados según los caudales y los saltos en que estas trabajan y son:

- Francis,
- Pelton,
- Déraiz,
- Kaplan,
- Etraflo.

### 6.3 Turbinas Francis

En el año **1849** James Bichano Francis introduce mejoras a la turbina hecha por Samuel Dowd en **1843**, fueron tales perfeccionamientos que mereció su nombre.

**Figura 75. Turbina Francis**





## 6.4 Generalidades

El agua llega a la cámara espiral, voluta o caracola, encargada de distribuir de forma uniforme el caudal por medio de un conducto circular de diámetro decreciente que envuelve al rotor describiendo una espiral y de este modo alimenta el distribuidor de forma simétrica.

En el distribuidor el agua se orienta y el caudal se regula por medio de una corona fija de álabes convergentes dispuestos en pares que se mueven de forma síncrona. Así, el flujo de entrada en el rodete presenta unas características determinadas, y además se logra el control de la potencia de la máquina por medio de la regulación del caudal que permite la apertura o cierre de distribución, quedando definido el grado de apertura por medio de la reducción de sección del área útil.

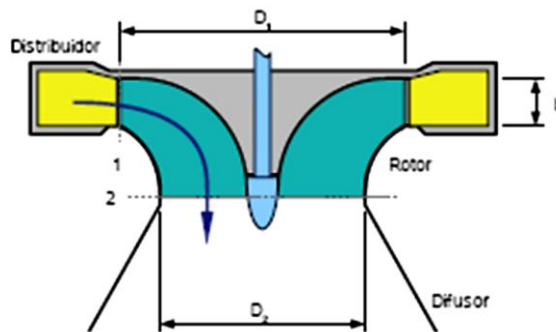
Una vez llega el agua al rodete, tras pasar por la voluta y el distribuidor, donde parte de la energía de presión se ha transformado en energía cinética, la energía del agua se intercambia a través de los álabes, que al estar fijados a una rueda provocan que esta rote.

La curvatura de los álabes permite controlar la dirección de circulación del fluido a través del rotor en todo momento, y así aprovechar su energía de forma eficiente.

Como en las turbinas se pretende alcanzar una determinada velocidad de rotación en el eje, el flujo es centrípeto, o sea se va acercando al eje de giro en su avance a través del rodete, lo que provoca un aumento de la velocidad de giro, dado que a una velocidad tangencial constante, cuanto menor sea el radio mayor será la velocidad de giro.

Finalmente, se da salida al agua del rodete por medio del difusor o tubo de aspiración, cuyo ensanchamiento progresivo permite la recuperación de parte de la energía cinética, al provocar una disminución de presión hasta la atmosférica de modo que se produzca una ganancia de carga estática.

**Figura 76. Esquema de turbina Francis**



### 6.5 Clasificación

Es una turbina radiales-axiales de reacción, las turbinas Francis, son de rendimiento óptimo, pero solamente entre unos determinados márgenes (para 60% y 100 % del caudal máximo), siendo una de las razones por la que se disponen varias unidades en cada central, al objeto de que ninguna trabaje, individualmente, por debajo de valores del 60 % de la carga total.

Se considera la siguiente clasificación, en función de la velocidad específica del rodete, cuyo número de revoluciones por minuto depende de las características del salto.

- Turbina Francis lenta. Para saltos de gran altura (alrededor de 200 m o más).
- Turbina Francis normal. Indicada en saltos de altura media (entre 200 y 20 m)
- Turbinas Francis rápidas y extra rápidas. Apropriadas a saltos de pequeña altura (inferiores a 20 m).

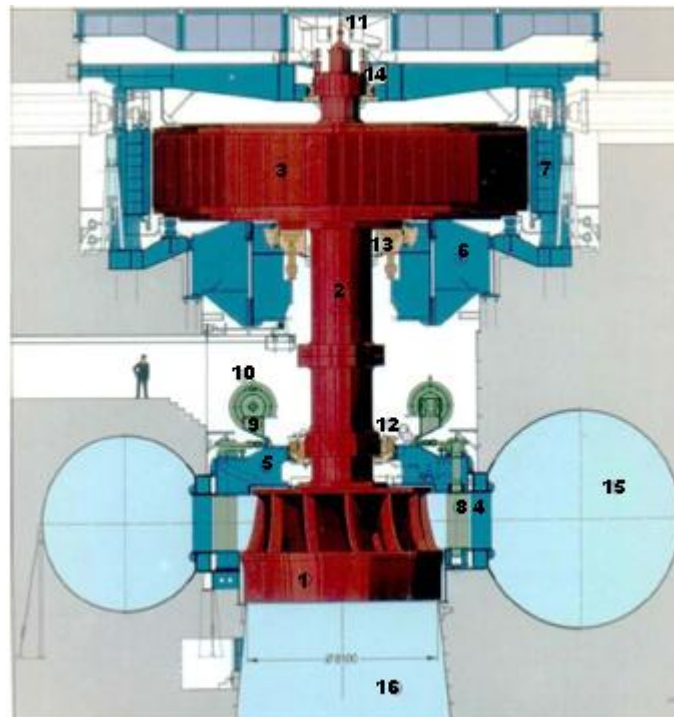
## **6.6 Principios de funcionamiento**

En la mayoría de los casos, la instalación de este tipo de turbinas, se realiza en centrales para cuya alimentación de agua se requiere la existencia de un embalse. Otra particularidad en la ubicación de estas turbinas, radica en que el conjunto esencial de las mismas, es decir, cámara espiral – distribuidor – rodete – tubo de aspiración, se encuentra, generalmente, a un nivel inferior respecto al nivel alcanzado por el agua en su salida hacia el cauce del río en dirección aguas abajo.

Se puede considerar, por lo tanto, la presencia de una columna de agua continua, entre los distintos niveles de los extremos mencionados, embalse y salida de agua, deduciendo que la turbina está totalmente llena de agua. Según otras disposiciones de instalación, especialmente en saltos de muy poca altura, se podría interpretar que se halla sumergida, tal es el caso de no disponer de cámara espiral, encontrándose instalado el rodete en el interior de una cámara abierta, normalmente de hormigón, enlazada directamente con la zona de toma de agua o embalse. Sus componentes principales se muestran en la figura 77.

**DESCRIPCION:** 1 Rodete turbina, 2 Eje turbina generado, 3 Generador, 4 Paleta fija, 5 Tapa de turbina, 6 Soporte, 7 Estator. 8 Paleta del distribuido (móvil), 9 Anillo de operación de álabes del distribuidor, 10 Mando del servomotor, 11 Válvula de aireación, 12 Cojinete guía inferior, 13 Cojinete de guía y empuje, 14 Cojinete de guía superior, 15 Cámara espiral o caracol y 16 Tubo de aspiración.

**Figura 77. Situación generalizada de una turbina Francis**



Las partes constitutivas de la turbina Francis son: el caracol o cámara espiral, el anillo fijo, los álabes fijos, los álabes móviles, rodete, eje de la turbina y el tubo de aspiración. Obsérvese que todas estas partes conforman la turbina.

Existe la tendencia a confundir la turbina con el rodete solamente.

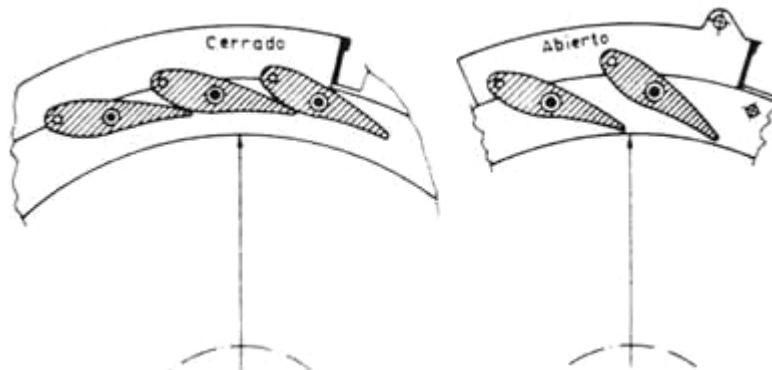
### 6.6.1 Caracol o cámara espiral

Constituye el ducto alimentador de agua al rodete, es de sección circular y diámetro decreciente. Circunda el rodete y le entrega el agua requerida para la operación. El agua pasa del caracol al distribuidor guiada por unas paletas direccionales fijas a la carcasa.

### 6.6.2 El distribuidor

El sistema de distribución posee una parte estacionaria denominada anillo fijo y los álabes fijos. Los álabes móviles en forma de persiana vertical y circular guían el agua hacia el rodete. La apertura de los álabes móviles se puede graduar por medio de un anillo localizado en la parte superior y accionado por servomotor hidráulico. En el distribuidor se transforma la energía de presión en energía cinética.

**Figura 78. Detalles posiciones, cerrado o abierto, de las palas directrices del distribuidor**



### 6.6.3 El rodete

Se trata de la pieza fundamental donde se obtiene la energía mecánica deseada, es la rueda motriz propiamente y posee un total entre 12 y 21 álabes, que están adosados a un disco perpendicular al eje de la máquina. En el rodete se distingue la corona, la banda y los álabes curvados.

Dichas palas, construidas de bronce o de aceros especialmente aleados, para evitar corrosiones y cavitaciones, reciben el nombre de álabes del rodete, cuya longitud y mayor o menor inclinación, respecto al eje de la turbina, depende del caudal, de la altura del salto y, en consecuencia por diseño, de la velocidad específica. Está unido rígidamente a la parte inferior del eje de la turbina, en situación perfectamente concéntrica con el distribuidor.

Experimentalmente, se ha establecido que el número de álabes del rodete debe de ser diferente al de álabes directrices, ya que, en caso contrario, se producirían vibraciones al coincidir en el espacio ambos conjuntos de álabes. El número de álabes del distribuidor suele ser primo, respecto al de álabes del rodete.

**Figura 79. Rodete de turbina Francis**



#### **6.6.4 Difusor**

También denominado **punta de rueda**, y **cono deflector** o **de dispersión**. Consta de un cuerpo metálico, de forma tronco-cónica, colocado en posición invertida, con la base mayor hacia la parte inferior del eje, a modo de prolongación de éste.

Su función consiste en dirigir las masas de agua que salen a través de los álabes del rodete, evitando choques de las mismas entre sí y contra los propios álabes, lo que podría originar torbellinos y otros efectos hidráulicos perjudiciales, que repercutirían desfavorablemente en el rendimiento de la máquina y en su conservación.

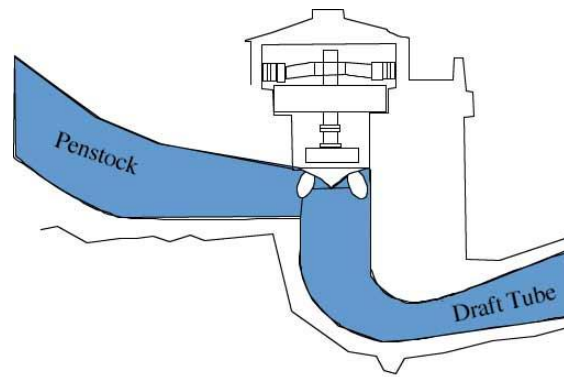
#### **6.6.5 Tubo de aspiración**

También llamado tubo de desfogue o difusor, consiste en una conducción en forma de sifón que une la turbina con el canal de descarga.

Tiene como función recuperar el máximo de energía cinética del agua a la salida del rodete.

A la salida del rodete se obtiene una presión menor que la atmosférica y por lo tanto un gradiente de presión dinámico mayor a través del rodete.

**Figura 80. Situación del tubo de aspiración en una turbina Francis de eje vertical**



#### **6.6.6 Eje de una turbina Francis**

Por medio del eje de turbina, al estar rígidamente unido mediante acoplamiento al eje del alternador, se transmite al rotor de éste el movimiento de rotación necesario.

En este tipo de turbinas, es en la zona de eje correspondiente al alternador donde se suele disponer el medio para soportar todo el peso del conjunto, formado por ejes, rotor, rodete y empuje del agua sobre los álabes de este último. En determinados grupos, y por características constructivas de los mismos referidas a condiciones de peso y sustentación, o aireación del rodete, el eje es hueco en su totalidad.

La conducción formada en los ejes huecos, permite la circulación de una corriente de aire hacia el interior del rodete y el tubo de aspiración, al objeto de evitar efectos de vacío, que serían perjudiciales para éstos y otros elementos de la turbina. La salida del aire se efectúa a través de orificios practicados en el difusor.

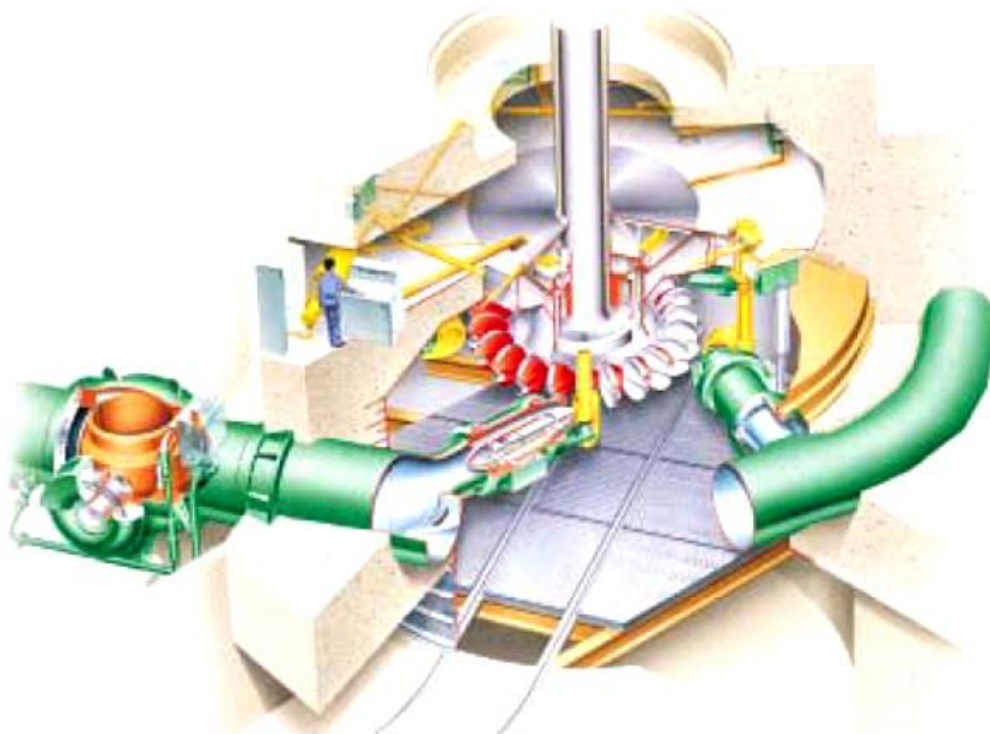


Para evitar un posible paso de agua a la zona de ubicación del alternador, a través del eje, se instala, en el extremo superior de éste o en el propio difusor, una válvula, denominada válvula de aireación. Dicha válvula, en función de la carga solicitada a la máquina, controla automáticamente el paso de aire hasta la parte inferior del rodete, cuando se produce un fuerte efecto de succión, debido a la velocidad adquirida por el agua en el tubo de aspiración, en su camino hacia el canal de desagüe.

## 6.7 Turbinas Pelton

En **1880** Lester Allen Pelton desarrollo varios tipos de cucharas y adiciono la boquilla convirtiéndose esta en la turbina Pelton.

**Figura 81. Turbina Pelton**



## 6.8 Teoría de la turbina Pelton

Las turbinas Pelton, conocidas también como turbinas de presión por ser constante en la zona del rotor, de chorro libre, de impulsión, de admisión parcial por atacar el agua sólo una parte de la periferia del rotor, es una turbomáquina de acción dado que sólo intercambia energía cinética.

Además, normalmente presentan eje horizontal y velocidades de rotación de entre 375 y 750 rpm, siendo máquinas de admisión parcial, dado que su rotor no se encuentra totalmente inundado.

Es utilizada en saltos de gran altura (alrededor de 200 m y mayores), y caudales relativamente pequeños (hasta 10 m<sup>3</sup>/s aproximadamente).

Son de buen rendimiento para amplios márgenes de variación del caudal (entre 30 % y 100 % del caudal máximo).

Pueden ser instaladas con el eje en posición vertical u horizontal, siendo esta última disposición la más adecuada.

Esta turbina presenta un flujo tangencial, dado que el chorro, proveniente de una tobera, incide tangencialmente al rodete, que se encuentra formado por una rueda en cuya periferia se encuentran una serie de álabes en forma de doble cuchara.

Esta doble cuchara posee entre ellas una arista diametral sobre la que incide el agua produciéndose una desviación simétrica en dirección axial, con lo que se logra el equilibrado dinámico de la máquina en esa dirección.

En el caso de que existiesen varios inyectores, el salto neto vendría dado por el promediado de cada uno de los chorros.

Por medio del control de la apertura del inyector se regula el caudal y con él la potencia de funcionamiento de la máquina.

Los componentes esenciales de una turbina Pelton, son:

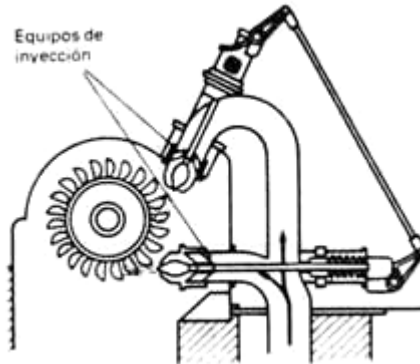
- a) El distribuidor
- b) El rotor
- c) La carcasa
- d) La cámara de descarga
- e) El sistema de frenado
- f) El eje de la turbina

### **6.8.1 El distribuidor**

Está constituido por uno o varios equipos de inyección de agua, de uno a seis inyectores derivando todos y cada uno de ellos de la tubería forzada, cada uno de dichos equipos tiene como misión dirigir convenientemente un chorro de agua cilíndrico y de sección uniforme sobre el rotor. También regula el caudal preciso que ha de fluir hacia el rotor, llegando incluso a cortarlo totalmente cuando sea necesario.

El número de equipos de inyección, colocados circunferencialmente alrededor del rotor, depende de la potencia y características del generador y según las condiciones del salto de agua.

**Figura 82. Esquema de un distribuidor**



Asimismo, se puede disponer de más de un rotor sobre el mismo eje, cada uno de ellos dotado del distribuidor apropiado.

Hasta seis suelen ser los inyectores que proyectan chorros de agua sobre un mismo rotor, derivan todos y cada uno de ellos de la tubería forzada.

El distribuidor consta de las siguientes partes constitutivas:

- Cámara de distribución
- Inyector
- Tobera
- Aguja
- Deflector
- Equipo regulador de velocidad.

### **6.8.2 Cámara de distribución**

Es la prolongación de la tubería forzada, acoplada por una brida de unión, entre la tubería forzada y la cámara de distribución se localiza la válvula de entrada a turbina.

También es conocida como cámara de inyectores. Tiene como misión fundamental conducir el agua hasta el inyector, igualmente sirve de soporte a los demás mecanismos que integran el distribuidor.

#### **6.8.2.1 Inyector**

Es el elemento mecánico destinado a dirigir y regular el chorro de agua, transforma la energía de presión del fluido en energía cinética. Está compuesto por:

#### **6.8.2.2 Tobera**

Constituye una boquilla, con orificio de sección circular de un diámetro entre 5 y 30cm., instalada al final de la cámara de distribución. Dirige el chorro de agua, tangencialmente hacia la periferia del rotor, de tal modo que la prolongación de la tobera forma un ángulo de 90° con los radios de rotor.

#### **6.8.2.3 Aguja**

Formado por un vástago situado concéntricamente en el interior del cuerpo de la tobera con movimiento de desplazamiento longitudinal en dos sentidos. Su función es la regulación del caudal.

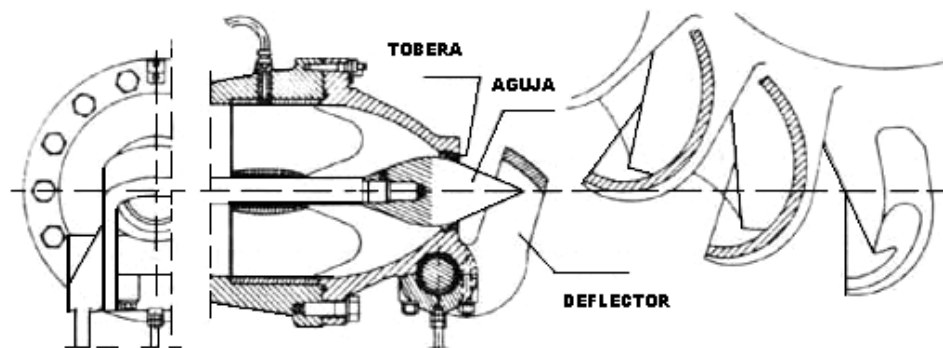
#### **6.8.2.4 Deflector**

Es un dispositivo mecánico que, a modo de pala o pantalla, que puede ser intercalado con mayor o menor incidencia en la trayectoria del chorro de agua, entre la tobera y el rotor a fin de desviar, total o parcialmente el agua, impidiendo el embalamiento del rotor.

### 6.8.2.5 Equipo regulador de velocidad

Está constituido por un conjunto de dispositivos a base de servomecanismos, palancas y bielas, cuya función es mantener constante la velocidad rotación.

**Figura 83. Detalles de la cámara de distribución de una turbina Pelton**



### 6.8.3 El rotor o rodete

Es la pieza clave donde se transforma la energía hidráulica del agua, en su forma cinética, en energía mecánica, esencialmente consta de los siguientes elementos:

#### 6.8.3.1 Rueda motriz

Está unida rígidamente al eje por medio de chavetas y anclajes adecuados. Su periferia está mecanizada apropiadamente para ser soporte de los cangilones.

**Figura 84. Rodete de turbina Pelton**



### **6.8.3.2 Cangilones**

También denominados álabes, cucharas o palas. Están diseñados para recibir el empuje directo del chorro de agua. Son piezas de bronce o de acero especial para evitar, dentro de lo posible, las corrosiones y cavitaciones.

Su forma es similar a la de una doble cuchara, con una arista interior lo más afilada posible, de modo que divide al cangilón en dos partes simétricas; sobre esta arista donde incide el chorro de agua y situada centralmente en dirección perpendicular hacia el eje, de modo que divide al cangilón en dos partes simétricas de gran concavidad cada una.

Actualmente, para rotores de cualquier tamaño, los cangilones están forjados con la misma rueda, formando pieza única, lo cual permite una economía en la construcción y mayor seguridad de funcionamiento, dado el impacto inicial del agua que han de soportar en el momento del arranque, la fuerza centrífuga alcanzada en caso de embalamiento.

**Figura 85. Cangilones, cucharas o álabes del rodete**



#### **6.8.4 La carcasa**

Es la envoltura metálica que cubre los inyectores, el rotor y los otros elementos mecánicos de la turbina. Su principal objetivo es evitar que el agua salpique al exterior luego de abandonar los cangilones.

Dispone de un equipo de sellado, en las zonas de salida del eje, a fin de eliminar fugas de agua. Puede estar formado por un laberinto metálico dotado de drenajes, o bien por juntas de estanqueidad, prensaestopas, etc.

En turbinas instaladas con el eje en posición vertical, la carcasa, situada horizontalmente, tiene en su periferia unos conductos de paso de aire a fin de lograr el adecuado equilibrio de presiones. En el caso de turbinas con el eje horizontal, la aireación se efectúa desde la cámara de descarga.



**Figura 86. Carcasa de turbina Pelton**



#### **6.8.5 La cámara de descarga**

La cámara de descarga, también conocida como tubería de descarga, es la zona por donde cae el agua libremente hacia el desagüe, después de haber movido el rotor.

Para evitar deterioros por la acción de los chorros de agua, especialmente de los originados por la intervención del deflector, la cámara de descarga suele disponer de un colchón de agua de 2 a 3 m de espesor y blindajes o placas situadas adecuadamente.

#### **6.8.6 Sistema de frenado**

Consiste en un circuito de agua derivado de la cámara de distribución. El agua, proyectada a gran velocidad sobre la zona convexa de los cangilones, favorece el rápido frenado del rodete, cuando las circunstancias lo exigen.

### **6.8.7 Eje de la turbina**

Está rígidamente unido al rotor y situado adecuadamente sobre cojinetes debidamente lubricados, transmite el movimiento de rotación al eje del generador. El número de cojinetes instalados, así como su función, radial o radial-axial, depende de las características del grupo de turbina - generador.

**Figura 87. Eje ensamblado en el rodete de turbina Pelton**



### **6.9 Análisis del funcionamiento de una turbina Pelton**

La energía potencial gravitatoria del agua embalsada, o energía de presión hasta los orificios de salida de las toberas, se convierte en energía cinética, al salir el agua a través de dichos orificios en forma de chorros libres, a una velocidad que corresponde a toda la altura del salto útil. Se dispone de la máxima energía cinética en el momento en que el agua incide tangencialmente sobre el rodete, empujando a los cangilones que lo forman, obteniéndose el trabajo mecánico deseado.

Las formas cóncavas de los cangilones hacen cambiar la dirección del chorro de agua, saliendo, sin energía apreciable por los bordes laterales, sin ninguna incidencia posterior sobre los cangilones sucesivos.

De este modo, el chorro de agua transmite su energía cinética al rotor, donde queda transformada instantáneamente en energía mecánica.

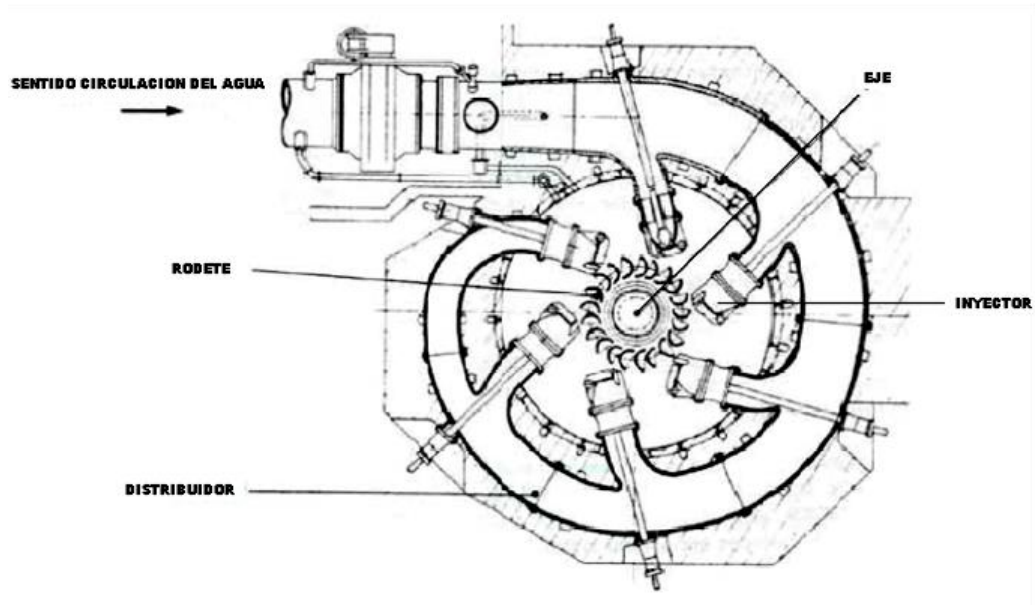
La aguja, gobernada por el regulador de velocidad, cierra más o menos el orificio de salida de la tobera, consiguiendo modificar el caudal de agua que fluye a fin de mantener constante la velocidad del rotor, evitándose embalamiento o reducción del número de revoluciones, por disminución o aumento respectivamente de la carga solicitada al generador.

La arista del cangilón corta al chorro de agua, seccionándolo en dos láminas de fluido, simétricas y teóricamente del mismo caudal.

Esta disposición permite contrarrestar mutuamente los empujes axiales que se originan en el rotor equilibrando presiones sobre él al cambiar, simétrica y opuestamente los sentidos de ambas láminas de agua.

## 6.10 Disposición del número de inyectores

Figura 88. Disposición de seis inyectores en turbina Pelton



Formado de uno hasta seis, suelen ser los inyectores que proyectan chorros de agua sobre un sismo rotor, derivando todos y cada uno de ellos de la tubería forzada.

El número de equipos de inyección, colocados circunferencialmente alrededor de un rodete, depende de la potencia y características del grupo, según las condiciones del salto de agua.

Asimismo, se puede disponer de más de un rodete en el mismo eje, cada uno de ellos dotado del distribuidor apropiado.

Las principales dimensiones del distribuidor para una turbina Pelton accionada por cuatro chorros, se calculan mediante las ecuaciones siguientes:

$$B = 0.595 + 0.694L$$

$$C = 0.362 + 0.68L$$

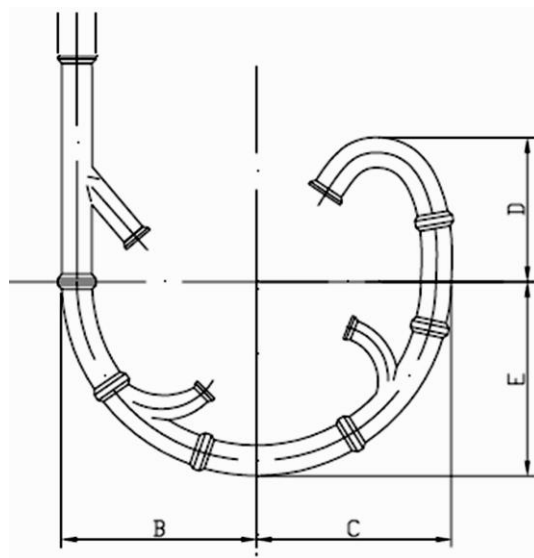
$$D = -0.219 + 0.70L$$

$$E = 0.43 + 0.70L$$

En donde L es el diámetro de la carcasa que cubre la turbina y está dado por:

$$L = 0.78 + 2.06D_3$$

**Figura 89. Principales dimensiones del distribuidor para una turbina Pelton**



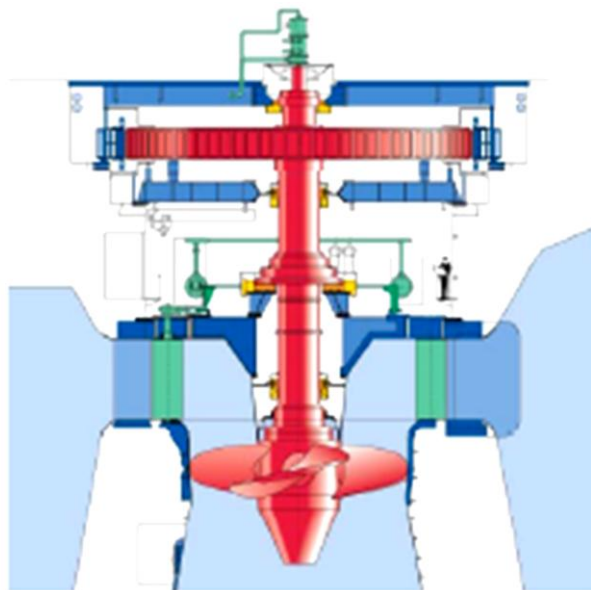
**Figura 90. Disposición de cuatro inyectores en turbina Pelton**



## 6.11 Turbina Kaplan y Deriaz

En **1912** Viktor Kaplan efectúa los primeros experimentos con la turbina Kaplan. Y fue en **1925** cuando se pone en marcha la primera turbina Kaplan de grandes dimensiones.

**Figura 91. Sección transversal de una turbina Kaplan**



En **1952** Deriaz propone el diseño de la turbina diagonal, y la instala por primera vez la *English Electric*, en el año **1957**.

**Figura 92. Eje y rodete de turbina Deriaz**



### **6.12 Generalidades**

Las turbinas tipo Kaplan son turbinas axiales del tipo hélice cuya principal característica es la posibilidad de reorientar los alabes. Son muy adecuadas para pequeños saltos hidráulicos y grandes caudales.

Las turbinas tipo Deriaz se asemejan a las turbinas tipo Kaplan o Francis rápidas, los álabes del receptor están articulados y pueden variar el ángulo de inclinación de las mismas.

Por la forma inclinada de sus alabes las turbinas tipo Deriaz pueden ser consideradas como turbinas diagonales.



### **6.13 Órganos principales y análisis de funcionamiento**

La importancia de las turbinas Kaplan en pequeños saltos con grandes caudales, las hace idóneas en posición horizontal o vertical; por su similitud con las turbinas Bulbo, empleadas en centrales mareomotrices como en algunas mini centrales hidráulicas, permite comprender su funcionamiento y campos de aplicación.

La tendencia a la construcción de turbinas cada vez más rápidas, para velocidades específicas  $n_s$  mayores de 450, conduce a las turbinas Kaplan, ya que en las turbinas Francis con  $n_s$  del orden de 400, el agua no se puede guiar y conducir con precisión.

El rodete está compuesto por unas pocas palas que le confieren forma de hélice de barco; cuando sean fijas, se llama turbina hélice, mientras que si son orientables se denominan turbinas Kaplan; en ambos casos, las turbinas funcionan con un único sentido de giro de rotación; son pues, turbinas irreversibles.

Si además de tener las palas orientables, las turbinas funcionan en los dos sentidos de rotación (turbinas reversibles), y asimismo pueden actuar como bombas hélice accionadas por el propio generador, se las denomina turbinas Bulbo.

En las turbinas Kaplan el cubo de la hélice, o cabeza del rodete, llega a tener un diámetro de hasta 0,4 del diámetro del tubo de aspiración, con lo que se mejora mucho la circulación del agua, alcanzándose valores de  $n_s$  por encima de 850 y terminando en su parte inferior en una caperuza cónica que mejora la conducción del agua hacia el tubo de aspiración.

En una instalación de turbina Kaplan de eje vertical, las paredes del distribuidor, móviles, tienen la misma forma que en las Francis, y se sitúan algo por encima del rodete.

En el interior del cubo, se encuentra el mecanismo de giro de las palas del rodete, lo que obliga a que su número sea pequeño, que puede aumentar al crecer el salto y las dimensiones del rodete.

En las turbinas Kaplan, las paletas directrices del distribuidor también son móviles, lo cual permite mejorar la regulación, pues al cambiar la inclinación de los álabes del rodete se consigue mantener bastante elevado el rendimiento para un extenso margen del grado de apertura del distribuidor.

Son adecuadas para saltos de baja altura (menos de 10 m) con caudales variables. Las palas de la turbina Kaplan son orientables para poder ajustar el ángulo de ataque del álabe y de este modo, conseguir el máximo aprovechamiento ante distintas condiciones de caudal.

Esta variación de orientación de los álabes del rotor viene dada por el ángulo de desviación respecto de las condiciones de diseño, donde el giro de las palas buscará que el agua incida de forma que se obtenga la máxima acción con el caudal disponible. Con esto se logra mantener un rendimiento elevado bajo diferentes condiciones de caudal disponible y de este modo solventar la fuerte caída de rendimiento que se produce en las turbinas de álabe fijo, cuando la incidencia del agua sobre el borde de ataque se produce bajo ángulos inapropiados, debido a la producción de separación o choques entre fluido y álabe.

Para que la entrada del agua se efectúe sin choque, por tratarse de una máquina axial, la superficie del álabe a la entrada debe ser prácticamente vertical, dado que la superficie del álabe debe ser tangente a la dirección de la velocidad relativa de entrada del agua.

### **Funcionamiento turbina Kaplan**

El agua entra al rodete desde la cámara espiral formando un flujo prácticamente axial.

El ángulo de incidencia óptimo de las venas líquidas para caudal variable debido a la inclinación de álabes del rodete.

Movimiento simultáneo de todas las palas ya que son móviles debido a un complejo sistema de bielas dentro del rodete.

Dado el gran parecido con las turbinas Francis, no se insistirá sobre aquellos componentes que tienen la misma función y similares características. Tal ocurre con los elementos siguientes.

- Cámara espiral. Metálica o de hormigón, de secciones apropiadas.
- Distribuidor.
- Tubo de aspiración.
- Eje.
- Equipo de sellado del eje de turbina.
- Cojinete guía de turbina.
- Cojinete de empuje. Normalmente formando conjunto con el anterior.

Se deberá centrar en el elemento que difiere plenamente entre ambos tipos de turbinas, el rodete, el cual identifica a la turbina Kaplan como tal, permitiendo la obtención de rendimientos óptimos, incluso con valores de 30% del caudal máximo.

**Figura 93. Rodete de una turbina Kaplan**



La turbina Deriaz es una turbina reversible. Es como una turbina Francis de álabes orientables y posee:

- Funcionando como turbina, mejor rendimiento que una turbina Francis de rodete análogo de álabes fijos, a cargas intermedias.
- Funcionando como bomba, mejor rendimiento que una turbina-bomba de álabes fijos.

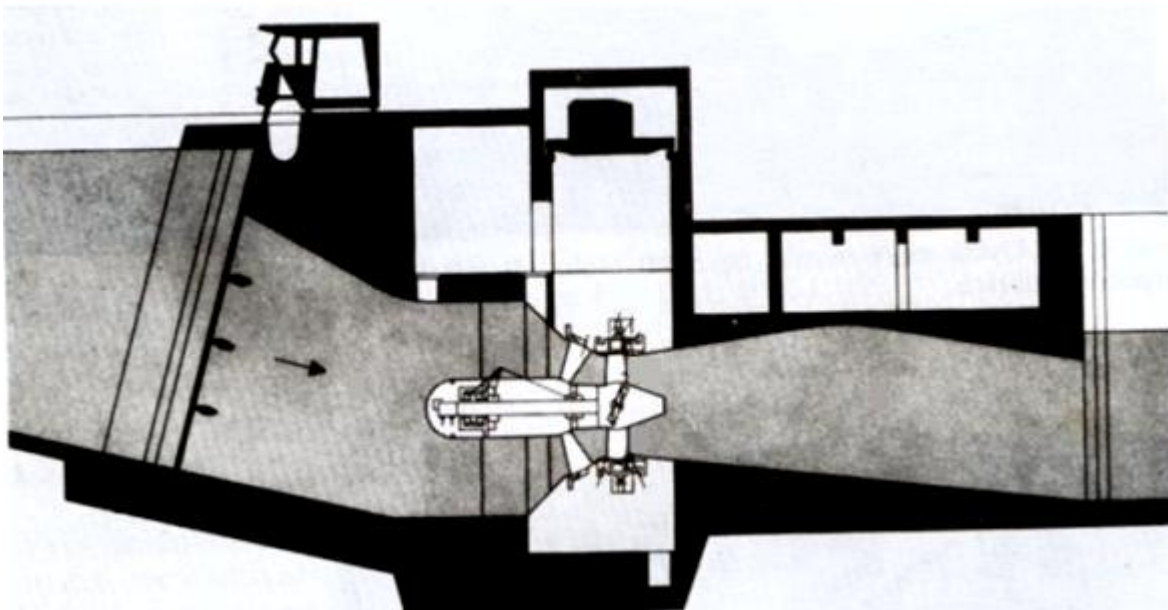
Las turbinas Deriaz se emplean en saltos entre los 20 y 400 metros y con una potencia máxima de 300 MW.

#### 6.14 Turbina tipo Straflo

En el año **1919** Leroy F. Harza propone el diseño de la turbina Straight-Flow (Straflo) y obtiene la patente en **1924**.

Son turbinas de flujo rectilíneo, de volumen reducido que conduce a una considerable economía en cuanto al costo de las obras civiles. Las trayectorias de las partículas de fluido son hélices cilíndricas que en proyección meridiana son líneas rectas paralelas al eje.

**Figura 94. Sección transversal de una turbina Straflo**

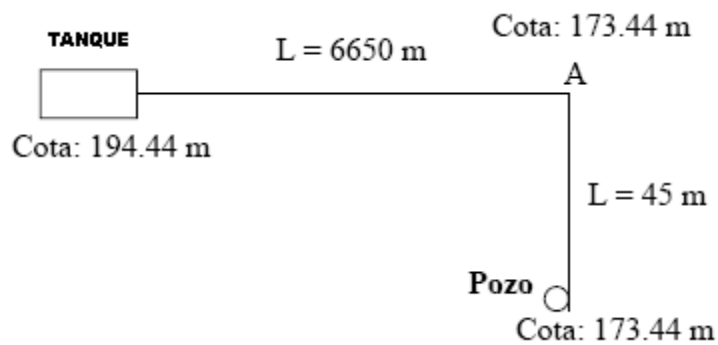


## 7. EJEMPLOS TEÓRICOS

### Ejemplo 1

Una localidad se abastece de un pozo cuyas características se indican a continuación: nivel estático 5.50 m, nivel de bombeo 31.00 m, profundidad 38.00 m, caudal 2.5 l/s, cota terreno 173.44 m, altura del tanque 19 m desde la superficie del terreno, periodo de funcionamiento 16 horas, como se muestra en la figura, la tubería utilizada en toda la obra es acero galvanizado ( $C=100$ ).

Se pide calcular las pérdidas de carga de la tubería y la potencia de la bomba.



### Solución:

1. Diámetro económico de la tubería de bombeo (fórmula de Bresse).

$$D(m) = 1.3 \lambda^{\frac{1}{4}} \sqrt[4]{Q (m^3/seg)} \quad ; \quad \lambda = \frac{N}{24}$$

$$D(m) = 1.3 \left(\frac{16}{24}\right)^{\frac{1}{4}} \sqrt[4]{0.0025(m^3/s)}$$

$$D = 0.059 [m] = 2.32 [pulg]$$

$$\text{Diámetro comercial: } 3 [pulg] = 0.0762 [m]$$

2. Pérdidas de carga tubería del pozo al punto A. (Hazen-Williams).

$$Q_{\max-d} = 2.5 \text{ l/s} \cong 0.0025 \text{ m}^3/\text{s}; L = 45 \text{ m}; C = 100; D = 3'' \cong 0.0762 \text{ m}$$

$$Q = 0.2785 C D^{2.63} S^{0.54}$$

$$S = \frac{h_f}{\text{Longitud}}$$

$$0.0025 \text{ (m}^3\text{/s)} = (0.2785) (100) (0.0762)^{2.63} S^{0.54}$$

$$S = 0.008934 \text{ (m/m)}$$

Entonces la pérdida de carga será:

$$h_f = S * L = 0.008934 \text{ (m/m)} * 45 \text{ (m)} = 0.40203 \text{ m}$$

3. Pérdidas de carga tubería del punto A al tanque. (Hazen-Williams).

$$Q_{\text{max-d}} = 2.5 \text{ l/s} \cong 0.0025 \text{ m}^3\text{/s} ; L = 6650 \text{ m} ; C = 100 ; D = 3'' \cong 0.0762 \text{ m}$$

$$Q = 0.2785 * C * D^{2.63} * S^{0.54}$$

$$0.0025 \text{ (m}^3\text{/s)} = (0.2785) (100) (0.0762)^{2.63} S^{0.54}$$

$$S = 0.008934 \text{ (m/m)}$$

Entonces la pérdida de carga será:

$$h_f = S * L = 0.008934 \text{ (m/m)} * 6650 \text{ (m)} = 59.41 \text{ (m)}$$

4. Cálculo de la pérdida de carga total ( $H_T$ ).

$$H_1 = (\text{pérdida de carga del pozo al punto A}) + (\text{pérdida de carga del punto A al tanque})$$

$$H_1 = 0.337 \text{ [m]} + 59.41 \text{ [m]} = 59.75 \text{ [m]}$$

$$H_2 = (\text{cota terreno del tanque} + \text{altura del tanque}) - (\text{cota terreno del pozo})$$

$$H_2 = (194.44 \text{ [m]} + 19 \text{ [m]}) - 173.44 \text{ [m]} = 40 \text{ [m]}$$

$$H_T = H_1 + H_2 + \text{nivel de bombeo} = 59.75 \text{ [m]} + 40 \text{ [m]} + 31 \text{ [m]} = 130.75 \text{ [m]}$$

$$H_T = 130.75 \text{ [m]}$$

5. Cálculo de la potencia de la bomba.

$$\text{Potencia (Hp)} = \frac{Q * H_T * \gamma}{76 * \eta}$$

Donde:

$\Gamma$  = Peso unitario del agua ( $1000\text{kg}/\text{m}^3$ )

$\eta$  = Eficiencia (70%)

$H_T$  = Altura total de carga (m)

$Q$  = Caudal (l/s)

$$\text{Potencia (Hp)} = \frac{0.0025 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right) * 130.75 \text{ (m)} * 1000 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)}{76 * 0.7}$$

Potencia = 6.14 (Hp) aproximamos a 7 (Hp)

Se escoge 7.5 (Hp) ya que en el comercio no existe de 7 (Hp).

## Ejemplo 2

Una bomba centrífuga proporciona un caudal de 1000 l/min contra una carga de 15 m cuando la velocidad es de 1500 rpm. El diámetro del rodete impulsor es de 30 cm y la potencia al freno de 6 CV. Una bomba geoméricamente semejante de 35 cm de diámetro gira a razón de 1750 rpm. Suponiendo que los rendimientos son iguales. (a) ¿Qué carga desarrollará? (b) ¿Cuánta agua bombeará y (c) ¿Qué potencia al freno desarrollará?

(a) Las relaciones de velocidad,  $\frac{DN}{\sqrt{H}}$  para el modelo y prototipo son iguales.

Luego

$$\frac{30 * 1500}{\sqrt{15}} = \frac{35 * 1750}{\sqrt{H}} = H = 27,789 \text{ m}$$

(b) Las relaciones de caudal  $\frac{Q}{D^2\sqrt{H}}$  son iguales.



Luego

$$\frac{1000}{30^2\sqrt{15}} = \frac{Q}{35^2\sqrt{27.789}} = Q = 1852.6 \text{ l/min}$$

(c) La relación de potencia,  $\frac{P}{D^5N^3} = \text{constante}$ , puede aplicarse para el modelo y el prototipo.

Luego

$$\frac{P}{35^5 1750^3} = \frac{6}{30^5 1500^3} = P = 20,593 \text{ CV}$$

### Ejemplo 3

Una rueda de Pelton desarrolla 6000 CV al freno bajo una carga neta de 120m a una velocidad de 200 rpm. Suponiendo  $C_v = 0.98$ ,  $\Phi = 0.46$ , rendimiento = 88% y la relación diámetro del chorro-diámetro de la rueda igual a 1/9, determinar (a) el caudal requerido, (b) el diámetro de la rueda, (c) el diámetro y el número de chorros requeridos y (d) la velocidad específica.

(a) Potencia en CV del agua =  $wQH/75$ ,

$$6000/0.88 = 1000Q120/75$$

$$Q = 4.261$$

(b) Velocidad del chorro  $v = C_v\sqrt{2gh} = 0.98\sqrt{19.6(120)} = 47.527 \text{ m/s}$

$$\text{Velocidad periférica } u = \Phi\sqrt{2gh} = 0.46\sqrt{19.6(120)} = 22.309 \text{ m/s}$$

Luego

$$u = r\omega = \frac{\pi DN}{60}$$

$$22.309 = \frac{\pi D 200}{60} = D = 2.13m$$

(c) Puesto que  $d/D = 1/9$ ,  $d = 2.13/9 = 0.237m$  de diámetro.

$$\text{Número de chorros} = \frac{\text{caudal } Q}{\text{caudal por chorro}} = \frac{Q}{A_{ch} v_{ch}}$$

$$\text{Número de chorros} = \frac{4.261}{\frac{1}{4}\pi * 0.237^2 * 47.527} = 2.03$$

Se emplean dos chorros.

(d) La velocidad específica para las dos boquillas es:

$$N_s = \frac{N\sqrt{P}}{H^{\frac{5}{4}}} = N_s = \frac{200\sqrt{6000}}{120^{\frac{5}{4}}}$$

$$N_s = 39.0$$

#### Ejemplo 4

Una turbina de reacción, de 50 cm. de diámetro, cuando gira a 600 rpm., desarrolla 261 CV al freno, siendo el caudal de  $0.710 \text{ m}^3/\text{s}$ . La altura de presión a la entrada de la turbina es de 27.5 m. y la elevación de la carcasa de la turbina sobre el nivel de aguas abajo es de 1.88 m. El agua entra en la turbina con una velocidad de 3.60 m/s. Calcular (a) la carga efectiva, (b) el rendimiento, (c) la velocidad resultante bajo una carga de 67.50 m. y (d) la potencia al freno y el caudal bajo la carga de 67.50 m.

(a) Carga efectiva

$$H = \frac{P}{u} + \frac{v^2}{2g} + z = 27.50 + \frac{30.60^2}{2g} + 1.88 = 30.0m$$

(b) Potencia suministrada por el agua =

$$\frac{uQH}{75} = \frac{1000(0.71)(30)}{75} = 284 \text{ CV}$$

$$\text{Rendimiento} = \frac{\text{potencia en el eje}}{\text{potencia suministrada}} = \frac{261}{284} = 91.9\%$$

(c) Para la misma turbina, la relación  $\frac{ND_1}{\sqrt{H}}$  es constante. Luego,

$$\frac{N \times 50}{\sqrt{67.5}} = \frac{600 \times 50}{\sqrt{30}} = 900 \text{ rpm}$$

(d) Para la misma turbina, las relaciones  $\frac{P}{D_1^2 H^{\frac{3}{2}}}$  y  $\frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}}$  Son también constantes.

Luego,

$$\frac{P}{50^2 \times 67.5^{\frac{3}{2}}} = \frac{261}{50^2 \times 30^{\frac{3}{2}}} = 881 \text{ CV}$$

y

$$\frac{Q}{50^2 \times \sqrt{67.5}} = \frac{0.710}{50^2 \times \sqrt{30}} = 1.065 \text{ m}^3/\text{s}$$

## CONCLUSIONES

1. La selección adecuada de bombas o turbinas para cualquier aplicación, entre la variedad de estilos, tipos y tamaños puede ser difícil para cualquier persona, usuario e incluso, ingeniero.
2. La mayoría de las bombas centrífugas pueden operarse a diferentes velocidades para obtener capacidades variadas. Asimismo, una cubierta de bomba de un determinado tamaño puede acomodar impulsores de diferentes diámetros.
3. Se pudo observar cómo para saltos altos, medios y bajos, así como la para la naturaleza de los caudales, se aplican los diferentes tipos de turbinas según sea la necesidad.
4. En las turbinas hidráulicas de reacción, la cavitación suele ocurrir en zonas de baja presión, como la parte convexa de los álabes y las partes laterales cercanas a la salida del rodete y al ingreso del tubo de aspiración.
5. Las turbinas hidráulicas no pueden fabricarse en serie. Cada salto requiere un diseño concreto. La velocidad específica es el parámetro clave para fijar en primer lugar el tipo de turbina y en segundo la forma y el dimensionamiento correspondientes.

6. El fabricante es el responsable de la eficiencia de los equipos a utilizar, por lo que la persona que la instalará, tendrá la tarea de hacer los cálculos y estudios necesarios para evitar en gran medida las pérdidas por fricción utilizando los elementos adecuados.
7. Es conveniente no confundirse con la función que realiza una turbina, ya que ésta realiza una función inversa a la de una bomba.

## RECOMENDACIONES

1. El mejor método para elegir la bomba o turbina es hacer investigaciones preliminares, llegar a decisiones básicas y selecciones preliminares y analizar la aplicación con el fabricante o proveedor del equipo.
2. En una bomba centrífuga, es importante comprender la forma en la que varían la capacidad, la cabeza y la potencia cuando la velocidad o el diámetro del impulsor cambia.
3. Utilizar en saltos altos y caudales relativamente bajos, turbinas tipo Pelton, para saltos medios y caudales relativamente altos seleccionar turbinas tipo Francis; mientras que para saltos extremadamente bajos y grandes caudales las turbinas Kaplan, son las más representativas.
4. Para evitar la cavitación en las turbinas de reacción, en lo más posible se debe ubicar la turbina lo más bajo permitido con respecto a la descarga.
5. A nivel internacional existe la tendencia a realizar diseños cada vez más eficientes con el uso de sistemas computacionales que permiten simular las condiciones de trabajo bajo las cuales trabajará el equipo. Algunos de estos factores están relacionados con la instalación y explotación del equipo y otros con el diseño hidráulico de las partes que lo componen.

6. Aunque el fabricante es el responsable de la eficiencia en bombas y turbinas, la persona o ingeniero hará los estudios pertinentes para evitar en lo posible pérdidas en el sistema de tuberías, válvulas, uniones, tees, bridas, cheques, etc., siendo esta parte el dilema a utilizar los componentes de mejor calidad ya que la inversión inicial eleva los costos pero hace más eficiente el sistema.
  
7. La turbina transforma energía de un fluido en energía mecánica, mientras que la bomba recibe energía mecánica que puede proceder de un motor eléctrico, térmico, etc., y la convierte en energía que un fluido adquiere en forma de presión, de posición o de velocidad.

## BIBLIOGRAFÍA

1. Briones, Sánchez Gregorio. **Aforo del agua en canales y tuberías**. México: TRILLAS, 1997.
2. E. A. Brun, A. Martinot Lagarde y J. Marthieu. **Mecánica de los fluidos**. Tomos 1 y 2. España. Labor, 1,979.
3. Höller H. et al. **Aprovechamiento de la fuerza motriz del agua con máquinas hidráulicas**. Boletín s/20.12.30.60-ZD84-20, (Sulzer Escher Wyss, Zurich, 1984).
4. I. Karassik, R. **Cárter, bombas centrifugas selección, operación y mantenimiento**. México. C.E.C.S.A., febrero 1980.
5. J.M de Azevedo Netto y Acosta A. Guillermo. **Manual de Hidráulica**. Brasil, HARLA, 1975.
6. Kenneth J. McNaughton. **Bombas, selección, uso y mantenimiento**. México. Mc Graw Hill. 1989.
7. Mataix Claudio, **Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas**, 2ª ed. España, Ediciones del Castillo, 1986.
8. Mataix Claudio. **Turbomáquinas hidráulicas**, España. ICAI, 1975.
9. Rodríguez Camilo. **Máquinas hidráulicas, tomo I**. Argentina. CEILP, 1986.
10. Zabicaray Viejo, Manuel. **Bombas, teoría, diseño y aplicaciones**. 2ª ed. México. Limusa. 1979.



11. <http://www.cepis.ops-oms.org/tecapro/documentos/agua/156esp-construc-estbombeo.pdf>
12. [http://es.wikipedia.org/wiki/Ariete\\_hidr%C3%A1ulico](http://es.wikipedia.org/wiki/Ariete_hidr%C3%A1ulico)
13. [http://fain.uncoma.edu.ar/La.M.Hi/textos/Maquinas%20hidraulicas/SEMEJANZA%20\(v%201.2\).pdf](http://fain.uncoma.edu.ar/La.M.Hi/textos/Maquinas%20hidraulicas/SEMEJANZA%20(v%201.2).pdf)
14. <http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/maquinashidraulicas/clasificacionbombashidraulicas/clasificaciondelasbombashidraulicas.htm>
15. [http://wapedia.mobi/es/Bomba\\_de\\_ariete](http://wapedia.mobi/es/Bomba_de_ariete)
16. <http://www.angelfire.com/country/ejjgg730/investigacion0.html>
17. <http://www.cepis.ops-oms.org/bvsacg/fulltext/inspecciones/lec4.pdf>
18. <http://www.monografias.com/trabajos10/pain/pain2.shtml>
19. <http://www.sishica.com/sishica/download/Manual.pdf>