

**FACTIBILIDAD TÉCNICO-ECONÓMICA-AMBIENTAL DE LA SUSTITUCIÓN  
DEL MATERIAL DE LA TUBERÍA DEL SISTEMA DE CONDUCCIÓN DE AGUA  
FRÍA DEL BUQUE NODRIZA FLUVIAL**

**MARISOL JOLY VILLARREAL  
LUIS MARIO MARTINEZ MARTELO**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLIVAR  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA Y MECÁTRONICA  
CARTAGENA DE INDIAS  
2009**

**FACTIBILIDAD TÉCNICO-ECONÓMICA-AMBIENTAL DE LA SUSTITUCIÓN  
DEL MATERIAL DE LA TUBERÍA DEL SISTEMA DE CONDUCCIÓN DE AGUA  
FRÍA DEL BUQUE NODRIZA FLUVIAL**

**MARISOL JOLY VILLARREAL  
LUIS MARIO MARTINEZ MARTELO**

**Trabajo de grado presentado para optar el título de Ingeniero Mecánico**

**Director  
Ph. D. LEONEL MARTÍNEZ DÍAZ**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLIVAR  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA Y MECÁTRONICA  
CARTAGENA DE INDIAS**

**2009**

Cartagena de Indias D. T. y C. 06/10/2008.

Señores

**COMITÉ CURRICULAR**

PROGRAMA DE INGENIRÍAS MECANICA Y MECATRÓNICA

Universidad Tecnológica de Bolívar

Asunto: Presentación de la propuesta de Monografía

Reciban Cordial saludo.

Por medio de la presente, me permito presentar a ustedes el proyecto para monografía titulado “FACTIBILIDAD TÉCNICO-ECONÓMICO-AMBIENTAL DE LA SUSTITUCIÓN DEL MATERIAL DE LA TUBERÍA DEL SISTEMA DE CONDUCCIÓN DE AGUA FRÍA DEL BUQUE NODRIZA”, del cual hacen parte los estudiantes Marisol Joly Villareal y Luis Mario Martínez.

El trabajo está enmarcado en dar solución a parte del proyecto Optimización Energética de los buques tipo Nodriza Fluvial de la Empresa COTECMAR que se desarrolla por parte de especialistas de la UTB .Tiene como objetivo central la monografía desarrollar todos los procedimientos y herramientas necesarios para la caracterización y cálculos hidráulicos de los circuitos de circulación de agua fría del sistema de climatización de los buques para dos alternativas diferentes de materiales de las tuberías.

Agradeciendo su atención y pronta respuesta.

Atte.

Dr. Ing. Leonel Martínez Díaz.  
Director.

Cartagena de Indias D.T. y C. 27 de marzo 2009

## AUTORIZACIÓN

Nosotros, Marisol Joly Villarreal identificada con cédula de ciudadanía número 1.128'045.060 de Cartagena, y Luis Mario Martínez Martelo identificado con cédula de ciudadanía número 1.047'365.811 de Cartagena, autorizamos a la **UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR**, para hacer uso de este trabajo de grado y publicarlo en el catalogo online de su biblioteca.

Cordialmente,

---

Marisol Joly Villarreal  
1.128.045.060 de Cartagena

---

Luis Mario Martínez Martelo  
1.047.365.811 de Cartagena

Notas de Aceptación

---

---

---

---

---

Firma del presidente de jurado

---

Firma del jurado

---

Firma del jurado

Cartagena, 11 de Mayo de 2009.

*Son muchas las personas que me han rodeado, no solo en la elaboración de este trabajo de grado, sino que también me han brindado su apoyo incondicional durante el desarrollo de mi carrera.*

*Dedico mi trabajo a mi querido padre, quien ya no se encuentra conmigo, pero desde donde está sé que sigue muy de cerca mis pasos, alegrándose por mis triunfos y éxitos, y acompañándome en cada momento que así lo necesitase. Se además que se encuentra muy orgulloso de mi. A mi madre, quien con su amor, comprensión y apoyo me alentó a concluir esta extensa tarea, por convertirse en un soporte diario para documentar estas páginas que demarcan el fin de una etapa y el comienzo de otra, y primordialmente por creer en mí. A mi sobrinito Josué, por traer cada día vida y nuevas energías al hogar.*

*No puedo dejar de dedicar este trabajo a Dios, por ser quien ha estado a mi lado en todo momento, dándome las fuerzas necesarias para continuar luchando día tras día y seguir adelante rompiendo todas las barreras que se me presenten.*

*Marisol Joly Villarreal.*

*Quiero dedicar este trabajo a mis padres, a mis hermanos, por todo el apoyo que me han brindado, por sus sabios consejos que me ayudan a no desistir a pesar de los inconvenientes que se me presentan y por estar a mi lado en los momentos difíciles.*

*También le dedico este trabajo a mi compañera Marisol, que se ha convertido en una persona especial para mí, por su paciencia y comprensión en los momentos difíciles encontrados a lo largo del desarrollo de este trabajo, a su familia por siempre estar atentos.*

*A mis amigos, familiares y compañeros de clases que me han ayudado no solo a lo largo del desarrollo de este trabajo, sino también en el desarrollo de mi carrera y mi vida personal.*

*A Dios por estar siempre conmigo, por no descuidar mi camino, por darme fuerzas para seguir adelante a pesar de mi distanciamiento hacia El.*

*Luis Martínez*

## AGRADECIMIENTOS

*En momentos como este nos damos cuenta que si es importante decir “gracias” en casi todos los instantes de nuestra existencia, reconociendo que son muchas las personas a las que hay que agradecer a diario por tantas cosas que hacen más fácil nuestro desempeño en la larga carrera de la vida.*

*Razón por la cual es el momento oportuno para agradecer primero a Dios por darnos la fe, la fuerza, la salud y la esperanza para finalizar este trabajo, y por colocar en nuestro camino a todas aquellas personas a las que acudimos en busca de ayuda, y que siempre estuvieron ahí –aportando su granito de arena- contribuyendo a tan extensa labor realizada.*

*Dr. Ing. Leonel Martínez Díaz.*

*CF Ricardo Lugo.*

*A nuestros amigos quienes terminaron por comprender que en estos momentos el abandono fue por justa causa, necesitábamos el tiempo y la concentración suficiente para terminar con nuestro trabajo.*

*Hacemos extensivos nuestros más sinceros agradecimientos a la Universidad Tecnológica de Bolívar.*

*Finalmente, es un recorrido de agradecimientos a todos y todas los que de una u otra manera han contribuido a nuestra formación intelectual, y si alguien se queda por fuera de ser mencionado, pedimos las excusas correspondientes en caso de que así haya sucedido.*



## CONTENIDO

	Pág.
<b>INTRODUCCIÓN</b>	<b>29</b>
<b>1. CALCULO HIDRÁULICO EN TUBERÍAS</b>	<b>29</b>
<b>1.1 ECUACIÓN DE BERNOULLI</b>	<b>29</b>
1.1.1 Representación grafica de la ecuación de Bernoulli.	34
1.1.2 Restricciones de la ecuación de Bernoulli.	36
1.1.3 Aplicación de la ecuación de Bernoulli.	37
<b>1.2 PÉRDIDAS DE ENERGÍA</b>	<b>38</b>
<b>1.3 REGÍMENES DE CORRIENTE</b>	<b>39</b>
1.3.1 Número de Reynolds.	39
1.3.2 Radio hidráulico.	40
<b>1.4 PÉRDIDAS DE CARGA POR FRICCIÓN</b>	<b>41</b>
<b>1.5 PÉRDIDAS MENORES O RESISTENCIA HIDRÁULICA LOCAL</b>	<b>43</b>
<b>1.6 LONGITUD Y TUBERÍAS EQUIVALENTES</b>	<b>46</b>
1.6.1 Longitud equivalente.	46
1.6.2 Tuberías equivalentes.	46
<b>1.7 CALCULO HIDRÁULICO EN TUBERÍAS SIMPLES DE SECCIÓN CONSTANTE.</b>	<b>48</b>
1.7.1 Casos más generales.	49
1.7.1.1 Diferencia de niveles.	49
1.7.1.2 Bomba.	49

1.7.1.3 Recipiente a presión.	50
1.7.2 Flujo laminar.	52
1.7.3 Flujo turbulento.	52
1.7.4 Tipos de problemas que se pueden presentar en el cálculo de una tubería simple.	53
1.7.4.1 Solución analítica.	53
1.8 CÁLCULO DE SISTEMAS DE TUBERÍAS EN SERIE	60
1.9 CÁLCULOS DE SISTEMAS DE TUBERÍAS EN PARALELO	63
1.9.1 Solución analítica. Método de los porcentos.	66
1.10 CÁLCULO DE SISTEMAS DE TUBERÍAS RAMIFICADAS	75
1.10.1 Método gráfico.	76
1.11 REDES	80
1.11.1 Redes abiertas.	80
1.11.2 Redes cerradas.	81
1.11.3 Redes mixtas.	81
1.11.4 Método de resolución de redes.	82
1.11.4.1 Redes abiertas.	82
1.11.4.2 Redes cerradas.	82
1.11.4.3 Método de Hardy – Cross.	83
2. TEORÍA GENERAL DE LAS MÁQUINAS DE FLUJO	85
2.1 CLASIFICACIÓN GENERAL	85
2.1.1 Dinámicas.	85
2.1.2 Desplazamiento.	85

<b>2.2 MÁQUINAS CENTRÍFUGAS. TEORÍA GRAL DE FUNCIONAMIENTO</b>	<b>88</b>
<b>2.3 PARTES Y FUNCIONAMIENTO</b>	<b>97</b>
<b>2.4 APLICACIÓN DE LA ECUACIÓN DE LA ENERGÍA A UN FLUIDO INCOMPRESIBLE Y NO VISCOSO</b>	<b>101</b>
<b>2.5 PARÁMETROS DE TRABAJO, POTENCIA Y RENDIMIENTOS.</b>	<b>102</b>
2.5.1 Carga de impulsión (H).	102
2.5.2 Caudal (Q).	102
2.5.3 Potencia útil (Pu).	102
2.5.4 Potencia interna (Pi).	103
2.5.5 Rendimiento interno ( $\eta_i$ ).	104
2.5.5.1 Rendimiento volumétrico ( $\eta_v$ ).	104
2.5.5.2 Rendimiento hidráulico ( $\eta_h$ ).	105
2.5.5.3 Rendimiento mecánico ( $\eta_m$ ).	105
<b>2.6 TEORÍA DE SEMEJANZA, CRITERIOS DE SEMEJANZA Y VELOCIDAD ESPECÍFICA</b>	<b>106</b>
2.6.1 Semejanza geométrica.	106
2.6.2 Semejanza cinemática.	107
2.6.3 Semejanza dinámica.	107
<b>2.7 VELOCIDAD ESPECÍFICA</b>	<b>109</b>
<b>2.8 CURVAS CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS</b>	<b>111</b>
<b>2.9 OPORTUNIDADES DE AHORRO DE ENERGÍA EN LAS MAQUINAS DE FLUJO</b>	<b>114</b>
2.9.1 Los principales aspectos hacia los que debe enfocarse esta búsqueda de oportunidades de ahorro de energía.	115

2.9.1.1 Mantenimiento excesivo.	115
2.9.1.2 Sistemas de B. con grandes variaciones de flujo o de presión.	115
2.9.1.3 Recirculación de flujos, en dispositivos de control, protección.	115
2.9.1.4 Válvulas de control de flujo por estrangulamiento.	115
2.9.1.5 Ruidos en bombas o en válvulas.	115
2.9.1.6 Sistemas con bombas múltiples.	116
2.9.1.7 Cambios en las condiciones de operación	116
2.9.1.8 Consumos con bajos flujos y alta presión	116
2.9.1.9 Bombas con sobrecapacidad conocida.	116
<b>2.10 PRINCIPALES MEDIDAS DE AHORRO DE ENERGÍA EN SISTEMAS DE BOMBEO</b>	<b>117</b>
2.10.1 Sacar de servicio bombas innecesarias.	118
2.10.2 Restaurar las holguras internas de las bombas.	118
2.10.3 Recorte o cambio de impelentes.	118
2.10.4 Reemplazo de bombas sobredimensionadas.	118
2.10.5 Uso de bombas múltiples.	118
2.10.6 Usar una bomba “booster”.	119
2.10.7 Cambio de velocidad de la bomba.	119
<b>3. SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA FRÍA</b>	<b>120</b>
<b>3.1 INTRODUCCIÓN</b>	<b>120</b>
<b>3.2 TUBERÍAS</b>	<b>121</b>
3.2.1 Códigos para tuberías.	121
3.2.2 Clases de tuberías.	122

3.2.2.1 Tuberías metálicas.	122
3.2.2.2 Tuberías no metálicas.	128
<b>3.3 CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA CONDUCCION</b>	<b>136</b>
3.3.1 Generalidades.	136
3.3.2 Componentes básicos de la unidad enfriadora de agua o “chiller” y del sistema de climatización de agua fría.	138
3.3.2.1 Evaporador.	139
3.3.2.2 Compresor.	140
3.3.2.3 Condensador.	141
3.3.2.4 Válvula de expansión.	142
3.3.2.5 Bomba de circulación.	143
3.3.2.6 Bomba de enfriamiento.	144
3.3.2.7 “Boxcooler”.	145
3.3.2.8 “Fan coils”.	146
3.3.3 Accesorios.	148
3.3.3.1 Filtros	148
3.3.3.2 Tanque de expansión.	149
3.3.3.3 Manómetros.	149
3.3.3.4 Termómetros.	151
3.3.3.5 Válvulas de control.	151
<b>3.4 CÁLCULO HIDRÁULICO DEL SISTEMA</b>	<b>152</b>
3.4.1 Tubería de Cobre	152
3.4.2 Tubería PVC	160

<b>3.5 FACTIBILIDAD TÉCNICO, ECONÓMICO Y AMBIENTAL</b>	<b>231</b>
<b>3.5.1 Factibilidad técnica.</b>	<b>231</b>
<b>3.5.2 Factibilidad económica.</b>	<b>231</b>
<b>3.5.3 Factibilidad ambiental.</b>	<b>234</b>
<b>4. CONCLUSIONES</b>	<b>235</b>
<b>5. RECOMENDACIONES</b>	<b>236</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	

## LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Datos de las Tuberías	73
Tabla 2. Ejemplo 3, Tubería 1	73
Tabla 3. Ejemplo 3, Tubería 2	73
Tabla 4. Ejemplo 3, Tubería 3.	74
Tabla 5. Ejemplo 4, Tubería 1.	76
Tabla 6. Ejemplo 4, Tubería 2.	76
Tabla 7. Ejemplo 4, Tubería 3.	76
Tabla 8. Valores del rendimiento de la Bomba según tamaño y calidad de la bomba.	105
Tabla 9. Tipos y aplicaciones de la Tubería de cobre.	125
Tabla 10. Dimensiones y características de las tuberías rígidas de cobre.	126
Tabla 11. Dimensiones y características de las tuberías rígidas de cobre Tipo K.	127
Tabla 12. Dimensiones y características de la tuberías en PVC.	134
Tabla 13. Trayectorias y equipos definidas en el sistema de climatización del buque tipo nodriza fluvial, con su respetivo valor del flujo (GPM).	137
Tabla 14. Características evaporador	139
Tabla 15. Características compresor	140
Tabla 16. Características condensador	141
Tabla 17. Características bomba de circulación	143
Tabla 18. Características de los “fan coils” del sistema modelo CFFWA 04	146

Tabla 19. Características de los “fan coils” del sistema modelo CFFWA 08	147
Tabla 20. Características de los “fan coils” del sistema modelo MHWW – 12	147
Tabla 21. Caída de presión de los “fan coils”	153
Tabla 22. Componentes de la trayectoria 1	156
Tabla 23. Propiedades físicas evaluadas para la Trayectoria 1	157
Tabla 24. Características del “fan coil” de la Trayectoria 1	158
Tabla 25. Componentes de la trayectoria 1	163
Tabla 26. Componentes de la trayectoria 2	164
Tabla 27. Componentes de la trayectoria 3	166
Tabla 28. Componentes de la trayectoria 4	167
Tabla 29. Componentes de la trayectoria 5	169
Tabla 30. Componentes de la trayectoria 6	170
Tabla 31. Componentes de la trayectoria 7	171
Tabla 32. Componentes de la trayectoria 8	172
Tabla 33. Componentes de la trayectoria 9	174
Tabla 34. Componentes de la trayectoria 10	175
Tabla 35. Componentes de la trayectoria 11	177
Tabla 36. Componentes de la trayectoria 12	179
Tabla 37. Componentes de la trayectoria 13	180
Tabla 38. Componentes de la trayectoria 14	181
Tabla 39. Componentes de la trayectoria 15	182
Tabla 40. Componentes de la trayectoria 16	183
Tabla 41. Componentes de la trayectoria 17	185



Tabla 42. Componentes de la trayectoria 18	187
Tabla 43. Componentes de la trayectoria 19	188
Tabla 44. Componentes de la trayectoria 20	189
Tabla 45. Componentes de la trayectoria 21	190
Tabla 46. Componentes de la trayectoria 22	192
Tabla 47. Componentes de la trayectoria 23	193
Tabla 48. Componentes de la trayectoria 24	194
Tabla 49. Componentes de la trayectoria 25	196
Tabla 50. Componentes de la trayectoria 26	198
Tabla 51. Componentes de la trayectoria 27	200
Tabla 52. Componentes de la trayectoria 28	201
Tabla 53. Componentes de la trayectoria 29	203
Tabla 54. Componentes de la trayectoria 30	204
Tabla 55. Componentes de la trayectoria 31	206
Tabla 56. Componentes de la trayectoria 32	208
Tabla 57. Componentes de la trayectoria 33	210
Tabla 58. Componentes de la trayectoria 34	211
Tabla 59. Componentes de la trayectoria 35	212
Tabla 60. Componentes de la trayectoria 36	214
Tabla 61. Componentes de la trayectoria 37	215
Tabla 62. Componentes de la trayectoria 38	216
Tabla 63. Componentes de la trayectoria 39	218
Tabla 64. Componentes de la trayectoria 40	219

Tabla 65. Componentes de la trayectoria 41	221
Tabla 66. Componentes de la trayectoria 42	222
Tabla 67. Componentes de la trayectoria 43	223
Tabla 68. Datos para la construcción de la curva resultante de las Trayectorias 4 y 5	224
Tabla 69. Datos para la construcción de la curva resultante de las Trayectorias 5, 4, 3 y 2	225
Tabla 70. Valores obtenidos para la construcción de la curva resultante del sistema de climatización	227
Tabla 71. Cotización materiales sistema de climatización en cobre (Cu)	232
Tabla 72. Cotización materiales sistema de climatización en PVC	233

## LISTA DE FIGURAS

	<b>Pág.</b>
Figura 1. Volumen elemental del fluido.	29
Figura 2. Representación grafica de la Ec. de Bernoulli para el liquido ideal.	34
Figura 3. Representación grafica de la ecuación de Bernoulli.	35
Figura 4. Sistema de Bombeo.	36
Figura 5. Representación grafica de las pérdidas de energía.	41
Figura 6. Pérdidas locales.	44
Figura 7. Tuberías Simples.	48
Figura 8. Tuberías Ramificadas	48
Figura 9. Flujo por diferencias de niveles.	49
Figura 10. Flujo mediante Bomba.	49
Figura 11. Flujo por diferencia de Presión.	50
Figura 12. Tuberías con accesorios.	50
Figura 13. Pérdidas de energía en función del flujo.	52
Figura 14. Diagrama Lógico 1.	54
Figura 15. Diagrama Lógico 2.	56
Figura 16. Sistema para el ejemplo 1.	58
Figura 17. Tuberías en serie.	60
Figura 18. Sistemas para el ejemplo 2.	61
Figura 19. Tuberías en Paralelo.	63
Figura 20. Sistemas de tuberías en Paralelo.	65

Figura 21. Acoplamiento de tuberías.	65
Figura 22. Sistema para el ejemplo 3.	67
Figura 23. Método gráfico.	72
Figura 24. Solución grafica del ejemplo 3.	75
Figura 25. Solución grafica para sistemas ramificados.	76
Figura 26. Solución grafica sistema ramificado.	80
Figura 27. Sistemas de Redes Abiertas	81
Figura 28. Sistemas de Redes Cerradas	81
Figura 29. Sistemas de Redes Mixtas	82
Figura 30. Malla Cerrada	83
Figura 31. Esquema de clasificación de las bombas dinámicas	86
Figura 32. Esquema de clasificación de las bombas de desplazamiento	87
Figura 33. Máquina centrífuga	89
Figura 34. Cortes de la rueda de una máquina centrífuga	90
Figura 35. Trayectoria de la partícula a través del álabe	92
Figura 36. Triángulo de velocidades	94
Figura 37. Triángulo de velocidad para la entrada radial del flujo	96
Figura 38. Tipos de impulsores	98
Figura 39. Impulsores abiertos	98
Figura 40. Impulsores semiabiertos	99
Figura 41. Impulsores cerrados	99
Figura 42. Partes de una bomba centrífuga	100
Figura 43. Diagrama de Potencia	103

Figura 44. Pérdidas en una bomba	112
Figura 45. Curvas característica teórica y real de una bomba centrífuga y pérdidas correspondientes.	113
Figura 46. Unidad enfriadora de agua fría o “chiller”	138
Figura 47. Evaporador de la unidad enfriadora o “chiller”	139
Figura 48. Compresor de la unidad enfriadora o “chiller”	140
Figura 49. Condensador de la unidad enfriadora o “chiller”	141
Figura 50. Válvula de expansión de la unidad enfriadora o “chiller”	142
Figura 51. Bomba de circulación de la unidad enfriadora o “chiller”	143
Figura 52. Bomba de enfriamiento de la unidad enfriadora o “chiller”	144
Figura 53. “Boxcooler”	145
Figura 54. “Fan coil”	148
Figura 55. Filtros de la unidad enfriadora o “chiller”	148
Figura 56. Tanque de expansión de la unidad enfriadora o “chiller”	149
Figura 57. Manómetros del sistema de compresión de la unidad enfriadora o “chiller”	150
Figura 58. Manómetros de la bomba de circulación de la unidad enfriadora o “chiller”	150
Figura 59. Termómetro digital del “fan coil”	151
Figura 60. Trayectoria 1 procedimiento de cálculos	155
Figura 61. Curva del sistema para $T_{prom}$ para Cobre	159
Figura 62. Curva del sistema para $T_{prom}$ para PVC	160
Figura 63. Sistema de circulación de agua fría de las embarcaciones tipo Nodriza VII y VIII	161
Figura 64. Trayectoria 1	162

Figura 65. Trayectoria 2	163
Figura 66. Trayectoria 3	165
Figura 67. Trayectoria 4	166
Figura 68. Trayectoria 5	168
Figura 69. Trayectoria 6	169
Figura 70. Trayectoria 7	170
Figura 71. Trayectoria 8	172
Figura 72. Trayectoria 9	173
Figura 73. Trayectoria 10	174
Figura 74. Trayectoria 11	176
Figura 75. Trayectoria 12	178
Figura 76. Trayectoria 13	179
Figura 77. Trayectoria 14	181
Figura 78. Trayectoria 15	182
Figura 79. Trayectoria 16	183
Figura 80. Trayectoria 17	184
Figura 81. Trayectoria 18	186
Figura 82. Trayectoria 19	187
Figura 83. Trayectoria 20	188
Figura 84. Trayectoria 21	190
Figura 85. Trayectoria 22	191
Figura 86. Trayectoria 23	192
Figura 87. Trayectoria 24	194

Figura 88. Trayectoria 25	195
Figura 89. Trayectoria 26	197
Figura 90. Trayectoria 27	199
Figura 91. Trayectoria 28	200
Figura 92. Trayectoria 29	202
Figura 93. Trayectoria 30	203
Figura 94. Trayectoria 31	205
Figura 95. Trayectoria 32	207
Figura 96. Trayectoria 33	209
Figura 97. Trayectoria 34	210
Figura 98. Trayectoria 35	211
Figura 99. Trayectoria 36	213
Figura 100. Trayectoria 37	214
Figura 101. Trayectoria 38	216
Figura 102. Trayectoria 39	217
Figura 103. Trayectoria 40	218
Figura 104. Trayectoria 41	220
Figura 105. Trayectoria 42	221
Figura 106. Trayectoria 43	222
Figura 107. Gráfico del método de resolución de tuberías en Paralelo	225
Figura 108. Gráfico del método de resolución de tuberías en Serie	226
Figura 109. Gráfico de la curva resultante del sistema de climatización del buque tipo nodriza fluvial	228

Figura 110. Gráfico de la curva resultante del sistema Vs. Curva característica de la bomba. 229

Figura 111. Curvas características de la bomba. 230



## LISTA DE ANEXOS

	<b>Pág.</b>
Anexo A. Diagrama de Moody	240
Anexo B. Tabla de la viscosidad cinemática para el agua	241
Anexo C. Coeficientes de pérdidas de los Accesorios	242
Anexo D. Curva Característica de la Bomba IHM 3 x 18	244
Anexo E. Tabla de las rugosidades de los materiales	245
Anexo F. Plano del sistema de climatización del buque Nodriza tipo fluvial	246

## RESUMEN

### Titulo del trabajo

Factibilidad técnico-económico-ambiental de la sustitución del material de la tubería del sistema de conducción de agua fría del buque nodriza.

### Autores

Marisol Joly Villarreal.  
Luis Mario Martínez Martelo.

### Objetivo general

Demostrar la factibilidad técnica desde el punto de vista hidráulico, económico teniendo en cuenta costos de inversión y ambiental a partir de las emisiones de gases de efecto invernadero que se dejarían de emitir al sustituir el material de cobre de las tuberías del sistema de agua fría de los buques tipo nodriza por material PVC.

### Objetivos específicos

- Realizar el estado del arte sobre los materiales empleados en tuberías que conducen agua fría en los sistemas de climatización de buques y sobre las maquinas de fluidos empleadas en los sistemas de agua fría para la climatización de buques, características de las mismas.
- Caracterizar los sistemas de conducción de agua fría del sistema de climatización: esquemas, isométricos, componentes (válvulas, codos, accesorios en general).
- Obtención de la curva característica resultante de carga (H) Vs. Caudal (Q) resultante del sistema de conducción
- Verificar la selección de la bomba en base a la resultante H-Q del sistema.
- Estudio de factibilidad ambiental

## **Metodología de Investigación**

La metodología investigativa a seguir para el desarrollo de este trabajo se basa en la teoría de la mecánica de fluidos aplicada e ingeniería de tuberías.

Este trabajo se inicia con una serie de bases teóricas fundamentales de Mecánica de fluido, en las que se encuentran: los diversos métodos utilizados para realizar los cálculos de pérdidas en los distintos sistemas hidráulicos. También se hace referencia a la teoría general de las maquinas de flujo haciendo énfasis en las bombas centrifugas. Además se realiza una revisión de los diversos materiales y equipos empleados en la conducción de agua fría en los sistemas de refrigeración.

Se realiza la caracterización del sistema de distribución de agua fría de los buques tipo nodriza fluvial VII y VIII, y la descripción de cada una de las trayectorias que conforman a este, después de haber realizado la descripción del sistema de distribución de agua fría, se procede a realizar los cálculos hidráulicos con el fin de hallar las perdidas y así poder construir la curva característica de la trayectoria seleccionada, posteriormente se define la posición en que se encuentra una trayectoria con respecto a la otra (serie o paralelo) con el fin de obtener la curva característica resultante del sistema para después contraponerla con la curva característica de la bomba dada por el fabricante y hallar el punto de operación y caudal de operación del sistema.

Se realiza los estudios técnico, económico y ambiental. En el estudio técnico se tiene en cuenta la diferencia de las perdidas de cargas generadas por los materiales a evaluar (Cobre y PVC), la diferencia de pesos y cada una de las ventajas y desventajas del material a seleccionar. En el estudio económico se tiene en cuenta el costo de la inversión inicial en el sistema de conducción de agua fría para los materiales a evaluar. El estudio ambiental se generara pensando que hay una menor emisión de gases de efecto de invernadero si se obtiene una reducción en el consumo de combustible.

## **Resultados encontrados**

Durante la realización de este trabajo se pudo apreciar que, desde el punto de vista hidráulico, las perdidas no van a disminuir con el cambio del material, de cobre a PVC, debido a que ambos materiales presentan igual rugosidad.

La implementación del PVC como material principal de las tuberías de conducción del sistema de climatización constituye un ahorro de \$ 6'581.262 en costos de inversión.

Para concluir se puede decir que el cambio del material de Cobre, existente actualmente a PVC es FACTIBLE desde el punto de vista económico y técnico debido a que este material cuenta con las siguientes características: ligero, hermeticidad, atoxicidad, facilidad de instalación, fuerte y durabilidad, entre otras.

## INTRODUCCIÓN

A lo largo de la última década, la Armada Nacional ha ido conformando una pequeña flota fluvial de buques de guerra, que viene facilitando la movilidad de las tropas en extensas zonas del país, lo que ayuda a fortalecer la estrategia y ofensiva de las Fuerzas Militares en su propósito de ir doblegando a los grupos subversivos y de narcotraficantes que delinquen en Colombia.

El diseño y construcción de estas naves se realiza aquí en Colombia; en las instalaciones de la CORPORACIÓN DE CIENCIA Y TECNOLOGÍA PARA EL DESARROLLO DE LA INDUSTRIA NAVAL, MARÍTIMA Y FLUVIAL, COTECMAR, ubicada en Cartagena de Indias, y su entrada en operación hace parte del Proyecto Nodriza. Dentro del esquema de operaciones que la Armada Nacional viene desarrollando en el territorio colombiano, estos buques patrulleros de apoyo fluvial, como son denominados, son encargados de abastecer de combustible, municiones y alimentos a las pequeñas patrulleras desplegadas a lo largo de los ríos Putumayo, Magdalena, Orinoco y Atrato, entre otros.

Conformadas por un sistema de climatización de agua fría el cual se compone por una unidad enfriadora de agua (chiller), la cual opera con el ciclo de refrigeración a base de compresión de un vapor; con el objetivo de proporcionar un ambiente confortable a los lugares establecidos a climatizar.

Este trabajo está enmarcado en dar solución a parte del proyecto Optimización Energética de los buques tipo Nodriza Fluvial teniendo como objetivo central el desarrollo de todos los procedimientos y herramientas necesarios para la caracterización y cálculos hidráulicos de los circuitos de circulación de agua fría del sistema de climatización de los buques tipo nodriza fluvial, para dos alternativas diferentes de materiales de las tuberías como lo son el cobre y el PVC (Policloruro de vinilo).

# 1. CÁLCULO HIDRAULICO EN TUBERÍAS

## 1.1 ECUACIÓN DE BERNOULLI

La ecuación de Bernoulli es una de las ecuaciones fundamentales de la dinámica de los fluidos. La misma no es más que un balance de energía donde, para el caso de un fluido real, se tienen en cuenta las pérdidas de energía que ocurren cuando un fluido circula por un conducto ó canal.

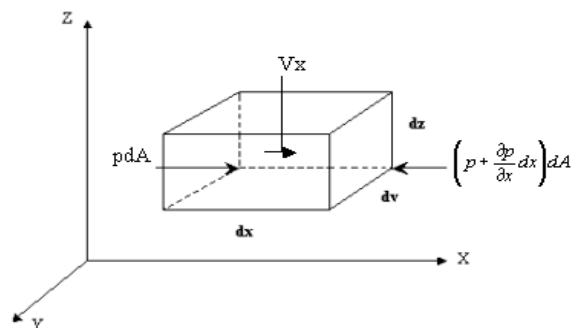
Se puede obtener partir de las ecuaciones diferenciales del movimiento de un líquido (ecuaciones de Euler) que se tratan a continuación.

Consideraciones:

- Fluido ideal compresible o incompresible:
- Flujo no permanente.
- Cualquier tipo de fuerzas másicas.

Similar al equilibrio del líquido se toma un elemento de líquido en forma de paralelepípedo<sup>2</sup>.

**Figura 1.** Volumen elemental de fluido



<sup>2</sup> MARTINEZ DIAZ, Leonel y JAUREGUI, José. Mecánica de fluidos y maquinas de flujo. Cuba: Universidad Cienfuegos. 2007.

El análisis es similar para cada uno de los ejes por lo que solo se realiza para el eje x. En este caso actúan las siguientes fuerzas:

- Fuerza de presión hacia la derecha  $p dA$
- Fuerza de presión hacia la izquierda  $\left(p + \frac{\delta p}{\delta x} dx\right) dA$  aquí  $dx = dy = dz$ .
- Fuerza másica por unidad de masa (X) a lo largo del eje x. Su resultante es  $\rho dx dy dz X$

Aplicando la segunda ley de Newton queda:

$$p dy dz - \left(p + \frac{\delta p dx}{\delta x}\right) dy dz + \rho dx dy dz X = \rho dx dy dz \frac{dv_x}{dt} \quad 1.1$$

Simplificando y dividiendo por  $\rho dx dy dz$  y haciendo un análisis similar para los demás ejes coordenados queda:

$$\left. \begin{aligned} -\frac{1}{\rho} \frac{\bar{d}p}{\delta x} + \bar{X} &= \frac{dV_x}{dt} \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\bar{d}p}{\delta y} + \bar{Y} &= \frac{dV_y}{dt} \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\bar{d}p}{\delta z} + \bar{Z} &= \frac{dV_z}{dt} \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{Ecuaciones de Euler para} \\ \text{el movimiento del líquido} \\ \text{no viscoso.} \end{array}$$

Donde:

$x$  = Fuerza másica por unidad de masa en el eje X

$y$  = Fuerza másica por unidad de masa en el eje Y

$z$  = Fuerza másica por unidad de masa en el eje Z

$\frac{dV_x}{dt}$ ,  $\frac{dV_y}{dt}$ ,  $\frac{dV_z}{dt}$ , Son las aceleraciones en los ejes x, y, z respectivamente.

Observar la diferencia con las ecuaciones diferenciales de equilibrio del líquido. Si multiplicamos cada una de las expresiones anteriores por las proyecciones correspondientes de la traslación elemental iguales a:

$$dx = V_x dt \quad 1.2$$

$$dy = V_y dt \quad 1.3$$

$$dz = V_z dt \quad 1.4$$

Y se suman las tres ecuaciones queda:

$$-\frac{1}{\rho} \left( \frac{\delta p}{\delta x} dx + \frac{\delta p}{\delta y} dy + \frac{\delta p}{\delta z} dz \right) + X dx + Y dy + Z dz = \frac{dV_x}{dt} dx + \frac{dV_y}{dt} dy + \frac{dV_z}{dt} dz$$

$$X dx + Y dy + Z dz - \frac{1}{\rho} \left( \frac{\delta p}{\delta x} dx + \frac{\delta p}{\delta y} dy + \frac{\delta p}{\delta z} dz \right) = V_x dV_x + V_y dV_y + V_z dV_z$$

Teniendo en cuenta que el término entre paréntesis es el diferencial total de la presión y que:

$$V_x dV_x + V_y dV_y + V_z dV_z = d \left( \frac{V^2}{2} \right)$$

Nos queda:

$$x dx + y dy + z dz = \frac{dp}{\rho} + d \left( \frac{V^2}{2} \right) \quad 1.5$$

En esta expresión estamos considerando que no hay variación de la velocidad con el tiempo, o sea, el flujo es estacionario o permanente. Consideremos el caso en que solo actúa la fuerza de gravedad como fuerza másica, o sea:  $X = 0$ ,  $Y = 0$ ,  $Z = -g$ .

Sustituyendo en la ecuación (1.5.) nos queda:

$$\frac{dp}{\rho} + d \left( \frac{V^2}{2} \right) + g dz = 0 \quad 1.6$$

Si el fluido es incompresible  $\rho = constante$ . Se puede escribir:

$$d\left(\frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz\right) = 0$$

Integrando:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = cte$$

Ecuación de Bernoulli para flujo permanente expresada en unidades de energía por unidad de masa.

También dividiendo por la aceleración de la gravedad (g).

Nos queda:

$$\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z = cte = H$$

Ecuación de Bernoulli para flujo permanente expresada en unidades de energía por unidad peso.

Si se plantea entre dos secciones diferentes a lo largo de una línea de corriente de un flujo de un fluido la ecuación queda en la siguiente forma:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 = H = cte. \quad 1.7$$

La ecuación anterior se corresponde con la Ecuación de Bernoulli para flujo permanente y fluido ideal ( $\mu=0$ ), incompresible de densidad uniforme.

Donde:

$H$  = Energía mecánica total del líquido por unidad de peso.

$\frac{p}{\gamma}$  = Energía mecánica por unidad de peso en virtud de la presión, [L]; m.

$\frac{V^2}{2g}$  = Energía mecánica por unidad de peso en virtud de la velocidad, [L]; m.

$Z$  = Energía mecánica por unidad de peso en virtud de la altura, [L]; m.



Si la ecuación (1.7.) se multiplica por  $\gamma$  nos queda:

$$p + \frac{\rho V^2}{2} + Z_1 = cte \quad 1.8$$

Donde

$p$  = Presión estática.

$\frac{\rho V^2}{2}$  = Pd (Presión dinámica)

$p + \frac{\rho V^2}{2}$  = Pt (*Presión total del líquido*)

Si  $Z = cte$ , tenemos que:

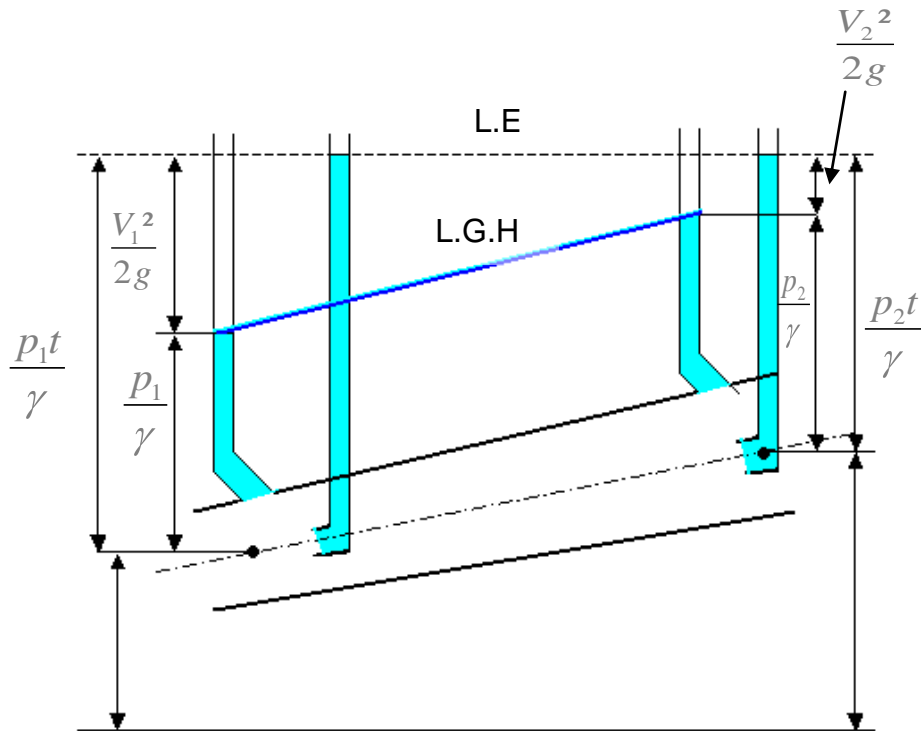
$$p + \frac{\rho V^2}{2} = cte \quad 1.9$$

Por lo que se deduce que la presión total en un fluido ideal que no cambia de altura es constante de sección en sección, o sea:

$$Pt_1 = Pt_2 = \dots = P t_n \quad 1.10$$

**1.1.1 Representación gráfica de la ecuación de Bernoulli.** Consideremos un tubo de sección variable con cambio de altura como el que se muestra en la figura 2.

**Figura 2.** Representación gráfica de la ecuación de Bernoulli para el líquido ideal



En este caso  $H_1 = H_2$  (La viscosidad  $\mu=0$ , se considera que no hay viscosidad.)

L.E. – Línea de energía Total.

L.G.H. – Línea de gradiente hidráulico o de alturas piezométricas. Para el caso del líquido real:

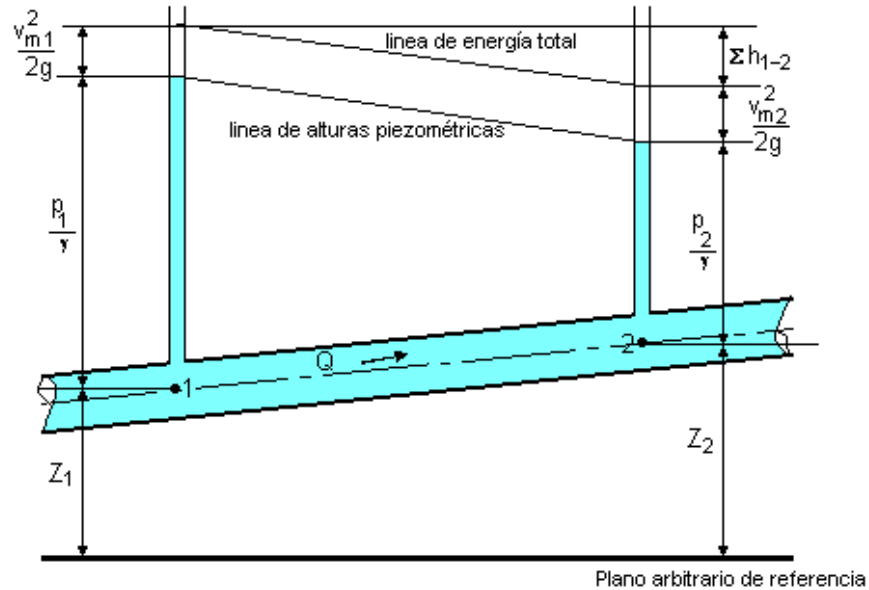
$$H_1 = H_2 + \sum h_{1-2} \quad 1.11$$

Donde:

$\sum h_{1-2}$  = Pérdidas de energía que experimenta el líquido al cambio de sección 1-2 motivado por la fricción.

Gráficamente se puede ver en la figura 3 que se muestra a continuación:

**Figura 3.** Representación grafica de la ecuación Bernoulli



En el gráfico anterior las velocidades se han designado como las velocidades medias en cada sección ( $v_m$ ), para el caso de existir trabajo mecánico entre dos secciones como por ejemplo el aportado por una bomba (B) el extraído por una turbina (T) la ecuación de Bernoulli se convierte en la ecuación de la energía en la siguiente forma:

$$H_1 + H_B = H_2 + H_T + \Sigma h_{1-2} \quad 1.12$$

Donde:

$H_1$  = Carga total en la sección 1-1.

$H_B$  = Carga aportada por la bomba.

$H_2$  = Carga total en la sección 2-2.

$H_T$  = Carga extraída por la turbina.

$\Sigma h_{1-2}$  = Pérdidas de energía.

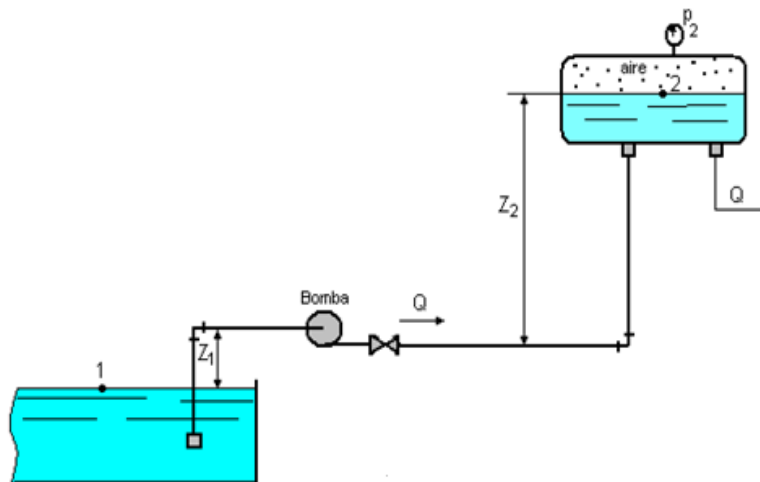
Todos los términos de la ecuación anterior se expresan en dimensión de longitud (L).

$$\text{Generalizando: } H_2 = H_1 + H_B - H_T - \sum h_{1-2} \quad 1.13$$

Para el caso en que solo exista una bomba, como se muestra en el gráfico de la figura 4, la ecuación queda:

$$H_1 + H_B = H_2 + \sum h_{1-2} \quad 1.14$$

**Figura 4.** Sistema de bombeo



Las pérdidas de energía ó también llamadas pérdidas de carga, incluidas en la ecuación general de Bernoulli antes expuesta son de gran importancia en cálculos relacionados con el movimiento de fluidos por diferentes conductos. A continuación se abordan detalles sobre el cálculo de las mismas.

**1.1.2 Restricciones de la Ecuación de Bernoulli.** Es válida solo para fluidos incompresibles siempre y cuando el peso específico del fluido sea asumido el mismo en las dos secciones de interés.

- No puede haber dispositivos mecánicos entre las dos secciones de interés que puedan agregar o quitar energía del sistema.

- No puede haber transferencia de calor dentro o fuera del fluido.
- No puede haber pérdidas de energía debido a la fricción.

En realidad ningún sistema satisface todas las restricciones, sin embargo hay muchos sistemas para los cuales solo un error insignificante resultara cuando la ecuación de Bernoulli es usada. También el uso de esta ecuación podría permitir una estimación rápida de un resultado cuando es requerido<sup>4</sup>.

**1.1.3 Aplicación de la Ecuación de Bernoulli.** Para aplicar la ecuación de Bernoulli es necesario:

- Definir cuales puntos son conocidos y cuales necesitan ser encontrados.
- Definir cuál de las dos secciones en el sistema será usada cuando la ecuación de Bernoulli sea escrita. La sección escogida será la que tenga mayores datos conocidos, la segunda es usualmente la sección en la cual se necesita calcular un término de esta.
- Escribir la ecuación de Bernoulli para las dos secciones seleccionadas en el sistema, es importante que la ecuación sea escrita en la dirección del flujo. Esto es que el flujo debe proceder de la sección del lado izquierdo de la ecuación hacia el lado derecho.
- Ser explícito al marcar los subíndices para la cabeza de presión, elevación y velocidad términos de la ecuación de Bernoulli. Se debe notar donde se encuentra el punto de referencia en el sistema.
- Simplificar términos si es posible cancelando términos que sea ceros o iguales en ambos lados de la ecuación.
- Resolver la ecuación algebraicamente para el término deseado.
- Sustituir las cantidades conocidas y calcular el resultado siendo cuidadosos en la consistencia de unidades utilizadas en todo el cálculo<sup>4</sup>.

---

<sup>4</sup> MOTT, Robert. Mecánica de fluidos aplicada. Madrid: Prentice Hall, 1996.

## 1.2 PÉRDIDAS DE ENERGÍA

El flujo de un fluido real, o sea teniendo en cuenta su viscosidad, en una tubería viene acompañado de una pérdida de energía, que suele expresarse en términos de energía por unidad de peso de fluido circulante, que se denomina pérdida de carga y que tiene dimensiones de longitud.

Estableciendo la ecuación de energía entre dos secciones de una tubería (Primer Principio de Termodinámica)  $Q - W = \Delta E$ , se tiene:

$$Q - (W_{eje} + W_{viscosidad} + W_{flujo}) = m \left( \frac{v_2^2}{2} + gz_2 + u_2 \right) - m \left( \frac{v_1^2}{2} + gz_1 + u_1 \right) \quad 1.15$$

Considerando proceso adiabático ( $Q=0$ ), sin trabajo técnico entre las dos secciones  $W_{eje} = 0$ , y teniendo en cuenta que para el flujo de líquidos, se puede suponer flujo incompresible ( $\rho = \text{cte.}$ ) y sin variación de energía interna ( $u_1 = u_2$ ), y además en régimen estacionario en una tubería de sección constante, la velocidad media no se modifica en cada sección ( $v_1 = v_2$ ); con todo lo anterior se tiene:

$$- (W_{viscoso} + W_{flujo}) = mg (Z_2 - Z_1) \quad 1.16$$

El trabajo de flujo entre las dos secciones, viene determinado por:

$$W_{flujo} = p_2 V_2 - p_1 V_1 = p_2 \frac{m}{\rho} - p_1 \frac{m}{\rho} = m \frac{p_2 - p_1}{\rho} \quad 1.17$$

Al trabajo consumido por los esfuerzos viscosos, se le suele denominar energía pérdida ( $W_{viscoso} = Ep$ ). Al término de energía pérdida por unidad de peso se le denomina *pérdida de carga*  $h_p$  ó  $\Sigma h$ , que con las consideraciones anteriores tiene la expresión:

$$h_p = \frac{Ep}{mg} = (Z_1 - Z_2) + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} \quad 1.18$$

En el caso de tuberías horizontales, la pérdida de carga se manifiesta como una disminución de presión en el sentido del flujo. La pérdida de carga está

relacionada con otras variables fluidodinámicas según el tipo de flujo, laminar o turbulento. Además de las *pérdidas de carga lineales* (a lo largo de los conductos), también se producen *pérdidas de carga singulares* en elementos concretos como codos, ramificaciones, válvulas, etc.

Es necesario conocer el tipo de régimen de flujo en que circula el fluido para poder determinar las pérdidas de carga a lo largo de conductos.

### 1.3 REGÍMENES DE CORRIENTE.

Los flujos viscosos se pueden clasificar en laminares o turbulentos teniendo en cuenta la estructura interna del flujo.

El **flujo laminar** se define como “aquel en el que el fluido se mueve en capas o láminas, deslizándose suavemente una capa sobre la otra capa adyacente solo con un intercambio molecular de la cantidad de movimiento. Cualquiera que sea la tendencia hacia la inestabilidad y turbulencia, se amortigua por fuerzas cortantes viscosas que se resisten al movimiento relativo de las capas adyacentes”<sup>1</sup>.

Sin embargo, en el **flujo turbulento**, las partículas se mueven forma errática, con un **intercambio de la cantidad de movimiento muy violento**. La naturaleza del flujo laminar o turbulento y su posición relativa sobre una escala que indica la importancia relativa a las tendencias de turbulento o laminar, son indicadas por el **Número de Reynolds**<sup>2</sup>

**1.3.1 Número de Reynolds.** Las investigaciones de Osborne Reynolds han demostrado que en un régimen de flujo en tuberías, es decir, si es laminar o turbulento, depende del diámetro de la tubería, la densidad, la viscosidad y la velocidad del flujo. El valor de una combinación adimensional de estas variables, conocido como **número de Reynolds, puede considerarse como la relación de**

---

<sup>1</sup> MARTINEZ DIAZ, Leonel y JAUREGUI, José. Mecánica de fluidos y maquinas de flujo. Cuba: Universidad Cienfuegos. 2007.

las fuerzas dinámicas de la masa del fluido respecto a las fuerzas de deformación ocasionadas por la viscosidad<sup>3</sup>.

El número de Reynolds es:

$$R_e = \frac{Dv\rho}{\mu} = \frac{Dv}{\nu'} \quad 1.19$$

Donde:

$D$  = Diámetro de la tubería.

$v$  = Velocidad media de fluido.

$\rho$  = Densidad del fluido.

$\mu$  = Viscosidad dinámica o absoluta del fluido.

$\nu'$  = Viscosidad cinemática.

Para estudios técnicos, el régimen de flujo en tuberías se considera si:

**Re < 2000**, el flujo es **LAMINAR**

**Re > 4000**, el flujo es **TURBULENTO**

Entre 2000 y 4000 está la denominada “**zona crítica**” donde **el régimen de flujo es impredecible**, pudiendo ser laminar, turbulento o transición, dependiendo de las condiciones con posibilidad de variación<sup>3</sup>.

En el flujo laminar las pérdidas hidráulicas son directamente proporcional a la velocidad media o al gasto,  $\Sigma h = f(v \text{ ó } Q)$ , mientras que en el régimen turbulento son proporcionales a la velocidad o al gasto elevado a un exponente que varía entre **1,7 y 2**,  $\Sigma h = f(v^m \text{ ó } Q^m)$ , donde **m = 1,7 y 2**.

**1.3.2 Radio hidráulico.** A veces se tienen conductos con secciones transversales no circulares. Para calcular el  $R_e$  en estas condiciones, el diámetro circular es sustituido por un diámetro equivalente, definido como **radio hidráulico ( $R_H$ )**.

---

<sup>3</sup> CRANE. Flujo de fluidos en válvulas y accesorios y tuberías. México: Mc Graw Hill, s. f.



$$R_H = \frac{\text{superficie de la seccion transversal de la vena liquida}}{\text{perímetro mojado}} \quad 1.20$$

Para un conducto de sección circular se tiene que:

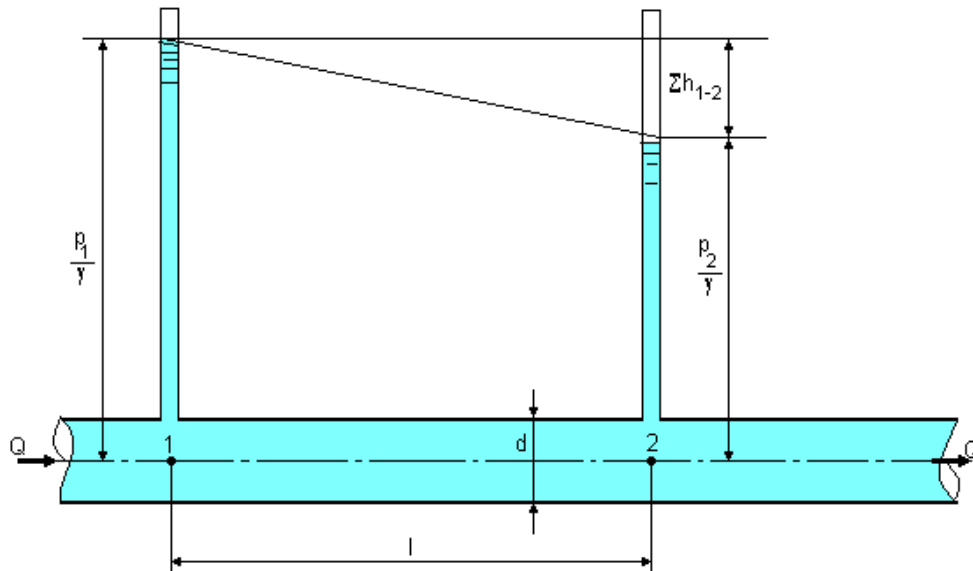
$$R_H = \frac{\pi * D^2}{4 * \pi * D} = \frac{D}{4}, \text{ lo cual implica que } D = 4 * R_H$$

Con este concepto en la ecuación  $R_e = \frac{Dv\rho}{\mu} = \frac{Dv}{\nu}$  se sustituye **D** por **4R<sub>H</sub>**, si es un tubo de sección circular.

#### 1.4 PÉRDIDAS DE CARGA POR FRICCIÓN

El flujo de los fluidos en las tuberías está siempre acompañado de rozamiento de las partículas del fluido entre sí, consecuentemente, por pérdidas de energía disponible; en otras palabras, tiene que existir una pérdida de presión en sentido del flujo. Si conectamos dos piezómetros (figura 7) a una tubería por la que pasa un flujo, estos indicarán en el punto 1 una lectura  $p_1/\gamma > p_2/\gamma$  del punto 2, si se aplica la ecuación de Bernoulli entre las secciones 1 y 2, se tiene que:

**Figura 5.** Representación grafica de las pérdidas de energía



$$\frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + \sum h_{1-2} \quad 1.21$$

Como el tubo es horizontal  $Z_1 = Z_2$  y el diámetro es constante  $v_1 = v_2$ , entonces,

$$\sum h_{1-2} = \frac{p_1 - p_2}{\gamma}$$

Lo anterior significa que las pérdidas por fricción o rozamiento se deben a costa de una disminución o caída de la presión.

**DARCY-WEISBACH**, demostró que esta pérdida o irreversibilidad en la dirección del flujo se podía calcular por la expresión:

$$h_L = \frac{fLv^2}{2Dg} \quad 1.22$$

Esta expresión es válida tanto para flujo laminar como turbulento en fluidos incompresibles.

Donde:

$h_L$  = Es la pérdida en  $\frac{Nm}{N}$  o  $\frac{lbs-pie}{lbs}$

$f$  = Factor de fricción.

$L$  = Longitud de la tubería.

$v$  = Velocidad media de flujo

$D$  = Diámetro interior de la tubería.

$g$  = Aceleración de la gravedad.

$f$  = Es el factor de fricción de la tubería o conducto y es adimensional.

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64\mu}{Dv\rho} \quad (\text{flujo Laminar}) \quad 1.23$$

$$f = \frac{0.316}{\sqrt[4]{Re}} \quad \left( \text{fórmula de Blasius, para tubos lisos, régimen turbulento} \right) \quad 1.24$$

$$3 * 10^5 \leq Re \leq 10^5$$

Para régimen turbulento. Tubos rugosos comerciales. Una función de transición empírica para tubos comerciales en la región entre tubos lisos y la zona de

turbulencia completa han sido desarrollada por **COLEBROOK**. La siguiente expresión es la base del diagrama de **Moody**.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -0.869 * \ln \left( \frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.523}{Re \sqrt{f}} \right) \quad 1.25$$

Donde:

$D$  = Diámetro interior de la tubería.

$\varepsilon$  = Rugosidad absoluta de la tubería (m o pies)

$\varepsilon/D$  = Rugosidad relativa (adimensional)

$Re$  = Número de Reynolds.

En lugar de la expresión anterior, la cual es muy compleja, se puede utilizar la siguiente fórmula explícita para  $f$  con las restricciones puestas a ella:

$$f = \frac{1.325}{\left[ \ln \left( \frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} \quad 10^{-6} \leq \varepsilon/D \leq 10^{-2} ; \quad 5000 \leq Re \leq 10^8 \quad 1.26$$

Esta ecuación produce un error en el factor de fricción de alrededor de 1% respecto a la ecuación de Colebrook. El diagrama de Moody resuelve todos los casos, flujo laminar y turbulento u tuberías lisas y rugosas<sup>2</sup>.

Otra forma de expresión de la ecuación de Darcy es:

$$\sum h_f = f \frac{1}{D} \frac{16 * Q^2}{\pi^2 D^4 * 2g} = f \frac{1}{D^5} \frac{8Q^2}{\pi^2 g} \quad 1.27$$

## 1.5 PÉRDIDAS MENORES Ó RESISTENCIA HIDRÁULICA LOCAL

Las pérdidas de presión en un sistema de tuberías se deben a varias características del sistema, que pueden clasificarse como sigue:

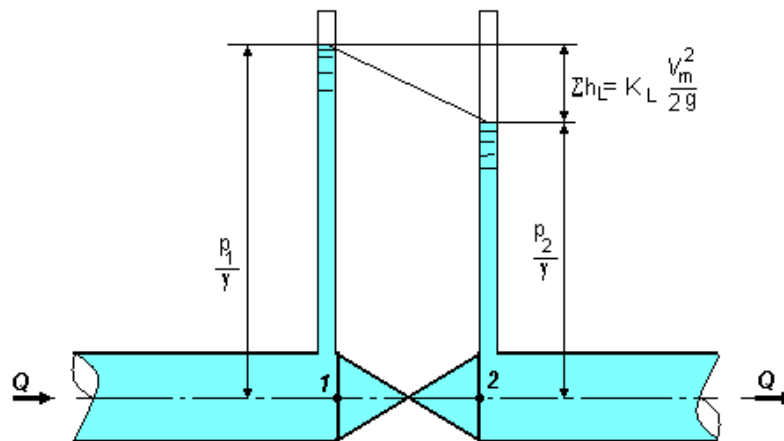
- Rozamiento en las paredes de la tubería.

<sup>2</sup> MARTINEZ DIAZ, Leonel y JAUREGUI, José. Mecánica de fluidos y maquinas de flujo. Cuba: Universidad Cienfuegos. 2007.

- Cambios de dirección del flujo.
- Obstrucciones en el paso del flujo.
- Cambios repentinos o graduales en la superficie y contorno del paso del flujo.

Los tres últimos aspectos tratados, provocan lo que se conoce como una **resistencia hidráulica local**, esta resistencia la originan los llamados accesorios, entre los que se pueden citar los codos, T, reducidos o reducciones, válvulas, ensanchamientos, etc. El flujo por una válvula o accesorio en una línea de tubería causa una reducción de la altura o presión estática, lo cual puede ser expresado en función de la altura de velocidad figura 6.

**Figura 6.** Pérdidas locales



$$\sum h_L = K_L \frac{V_m^2}{2g} \quad (\text{Pérdida de altura estática local en el accesorio}) \quad 1.28$$

El coeficiente de resistencia  $K_L$  en la ecuación (1.28) se define como el *coeficiente de resistencia hidráulica local*.

Está asociado con el diámetro al cual se refiere la velocidad. En muchos sistemas de tuberías las pérdidas originadas por los accesorios son superiores a las originadas por las tuberías a lo largo del flujo. Una tubería recta que presente la misma pérdida que un accesorio dado, se puede expresar por la **ecuación de Darcy**.

$$\sum h_f = f \frac{l v_m^2}{D 2g}$$

Igualando (1.28) y (1.22) y despejando  $K_L$

$$K_L = \frac{f l}{D} \quad 1.29$$

La relación  $l/D$  es igual a la longitud equivalente en diámetro de tubería recta que causa la misma pérdida de presión que el accesorio; en las mismas condiciones de flujo.

Otro procedimiento que conduce a resultados similares para la ecuación (1.22) es ajustar  $K_L$  en proporción a la cuarta potencia de la relación de diámetros y basar los valores de la velocidad o diámetro en el diámetro interno de la tubería a que se conecte.

$$K_{La} = K_{Lb} \left( \frac{D_a}{D_b} \right)^4 \quad 1.30$$

El subíndice “a” define  $K_L$  y  $D$  con referencia al diámetro interno de la tubería en cuestión. El subíndice “b” define  $K_L$  y  $D$  con referencia al diámetro interno de la tubería en donde se establecieron los valores de  $K_L$ , según la lista procedente de los números de cédula de tuberías y que son datos conocidos.

Estos coeficientes se dan como un producto del factor de fricción para la medida deseada de la tubería nueva de acero comercial y flujo en la zona de turbulencia completa, por una constante que representa la longitud equivalente  $l/D$  de la válvula o accesorio en diámetro de tubería para las mismas condiciones de flujo<sup>3</sup>.

$$K_L = f_T * C \quad 1.31$$

---

<sup>3</sup> CRANE. Flujo de fluidos en válvulas y accesorios y tuberías. México: Mc Graw Hill, s. f.

Donde:

$C$  = Esta en función  $(l/D)$ , es la constante.

$f_T$  = Factor de fricción en la zona de turbulencia completa.

## 1.6 LONGITUD Y TUBERÍAS EQUIVALENTES

**1.6.1 Longitud equivalente.** La longitud de tubería recta de diámetro constante que pasando un mismo caudal por ella provoca una pérdida de energía igual a la de un accesorio o resistencia hidráulica local, se dice que es una longitud de tubería equivalente a dicho accesorio<sup>2</sup>, por lo que aplicando la expresión de DARCY.

$$\sum h_f = f \frac{l}{D} \frac{v_m^2}{2g} = \sum h_L = K_L \frac{v_m^2}{2g}$$

Haciendo las cancelaciones pertinentes y despejando  $l = l_{eq}$ , se tiene que:

$$l_{eq} = K_L \frac{D}{f} \quad 1.32$$

También hay autores que utilizan la expresión,

$$\frac{l_{eq}}{D} = \frac{K_L}{f}$$

Por lo que en esta expresión solo se multiplica por el diámetro y se obtiene la longitud equivalente, los valores de  $l_{eq}/D$  aparecen en tablas y nomogramas.

**1.6.2 Tuberías equivalentes.** Una tubería es equivalente a otra tubería o a un sistema de tuberías, si para una pérdida de carga dada tiene lugar el mismo caudal en la tubería equivalente en el sistema dado<sup>3</sup>. Frecuentemente, es

---

<sup>2</sup> MARTINEZ DIAZ, Leonel y JAUREGUI, José. Mecánica de fluidos y maquinas de flujo. Cuba: Universidad Cienfuegos. 2007.

<sup>3</sup> CRANE. Flujo de fluidos en válvulas y accesorios y tuberías. México: Mc Graw Hill, s. f.

conveniente sustituir un sistema de tuberías complejo por una sola tubería equivalente. De la definición anterior se tiene que:

$$\sum h_1 = f_1 \frac{l_1 v_1^2}{d_1 2g} = f_1 \frac{l_1}{d_1} \frac{16Q^2}{\pi^2 d_1^4 2g} = f_1 \frac{l_1}{d_1^5} \frac{8Q^2}{\pi^2 g}$$

Para la otra tubería se tiene que:

$$\sum h_2 = f_2 \frac{l_2}{d_2^5} \frac{8Q^2}{\pi^2 g}$$

Utilizando el concepto de tuberías equivalentes las pérdidas tienen que ser iguales para el mismo flujo, por tanto igualando ambas expresiones tenemos:

$$f_1 \frac{l_1}{d_1^5} \frac{8Q^2}{\pi^2 g} = f_2 \frac{l_2}{d_2^5} \frac{8Q^2}{\pi^2 g},$$

Por tanto si se despeja  $l_1$

$$l_1 = l_2 \frac{f_2}{f_1} \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^5 \quad 1.33$$

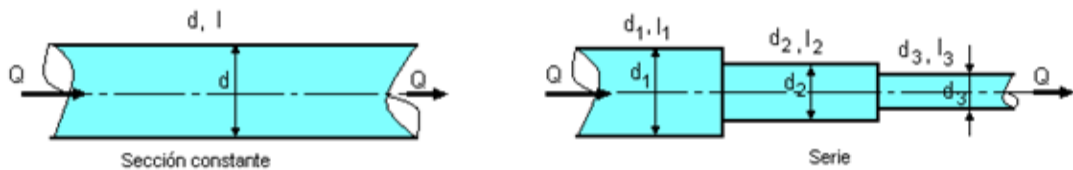
La expresión (1.31) permite dada una tubería, determinar cuál sería la longitud de tubería equivalente a un diámetro diferente de la tubería original. Esto simplifica los cálculos, fundamentalmente en los sistemas de tuberías en serie, ya que todas pueden reducirse a una tubería equivalente.

## 1.7 CÁLCULO HIDRÁULICO EN TUBERÍAS SIMPLES DE SECCIÓN CONSTANTE

Todas las tuberías pueden ser divididas en *simples* o *complejas*:

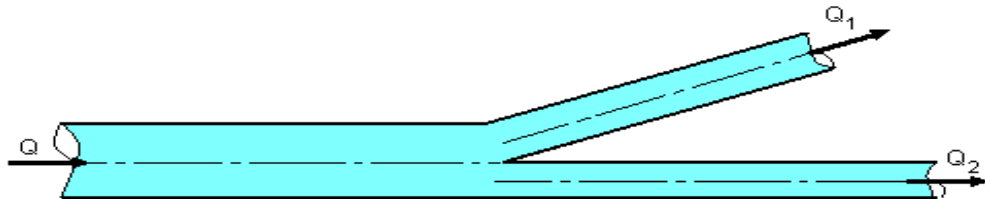
- **Tuberías simples:** Es aquella que no posee ramificaciones. Ejemplo:

**Figura 7.** Tuberías simples



- **Tuberías Complejas:** Son aquellas que al menos poseen una ramificación. Ejemplo:

**Figura 8.** Tuberías ramificadas



El fluido fluye por la tubería debido a que en uno de sus extremos la energía que éste posee es mayor que en el otro extremo.

Este gradiente (diferencia) de energía se crea por diferentes modos:

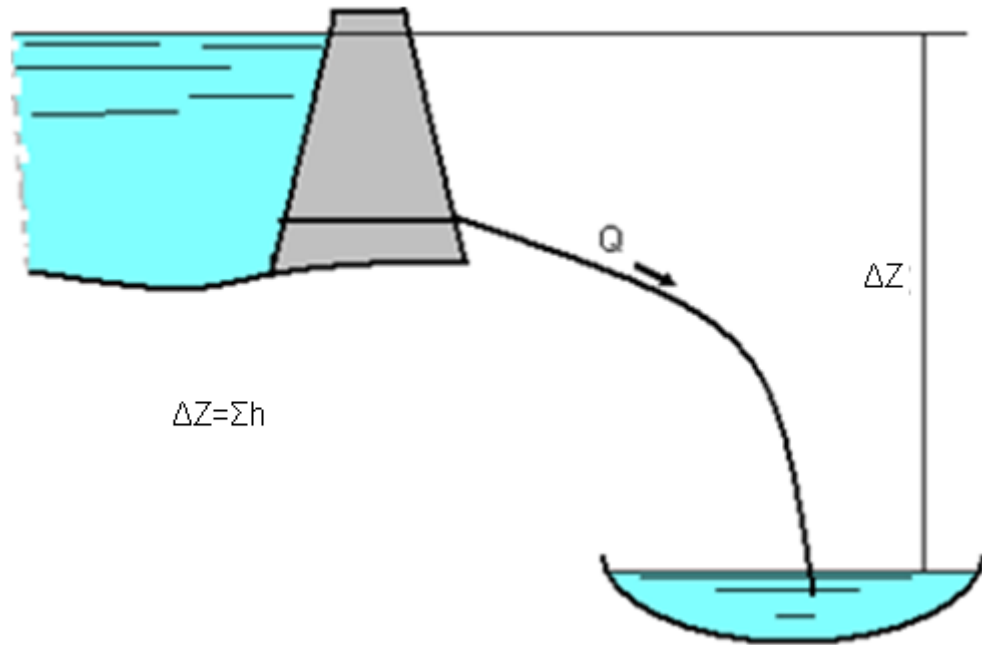
- Por una diferencia de niveles
- Por una bomba
- Por un recipiente a presión



### 1.7.1 Casos más generales.

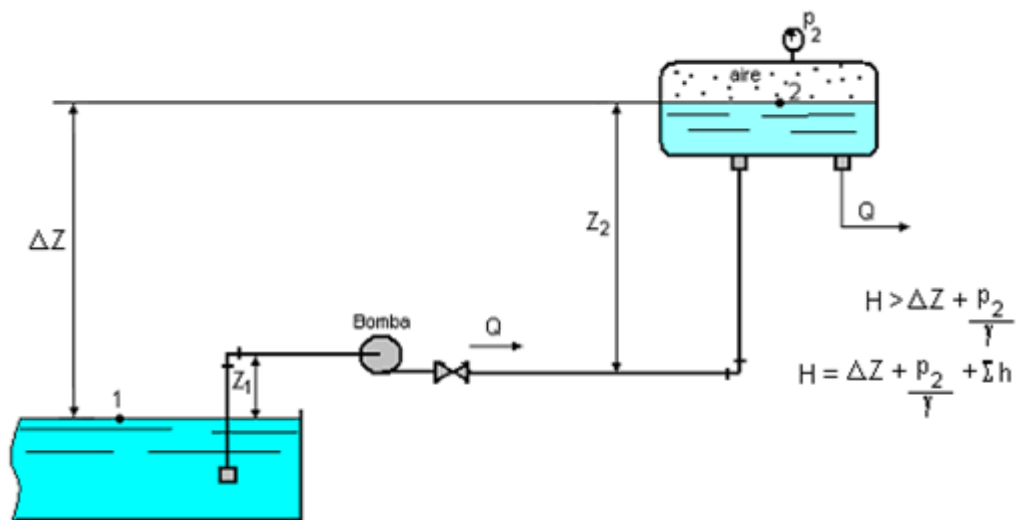
#### 1.7.1.1 Diferencia de niveles.

Figura 9. Flujo por diferencias de niveles



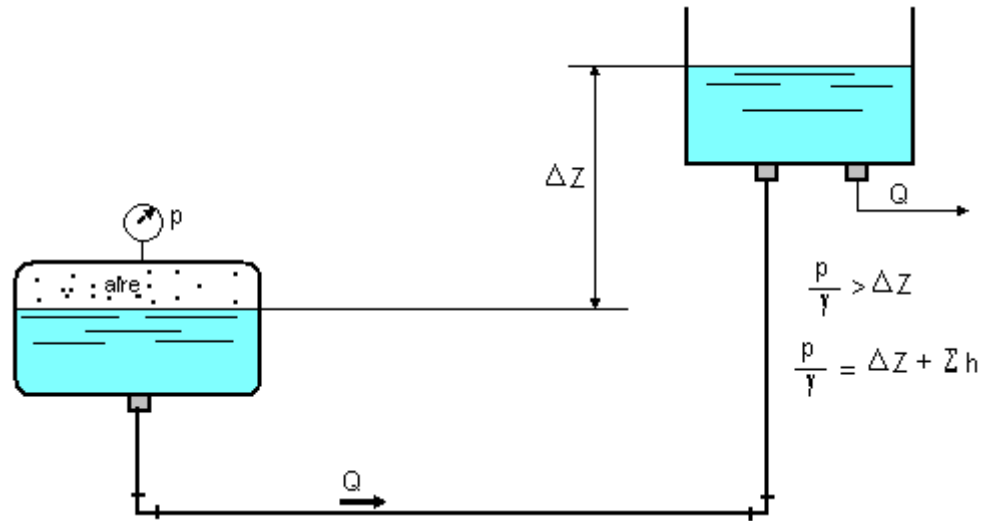
#### 1.7.1.2 Bomba.

Figura 10. Flujo mediante bomba



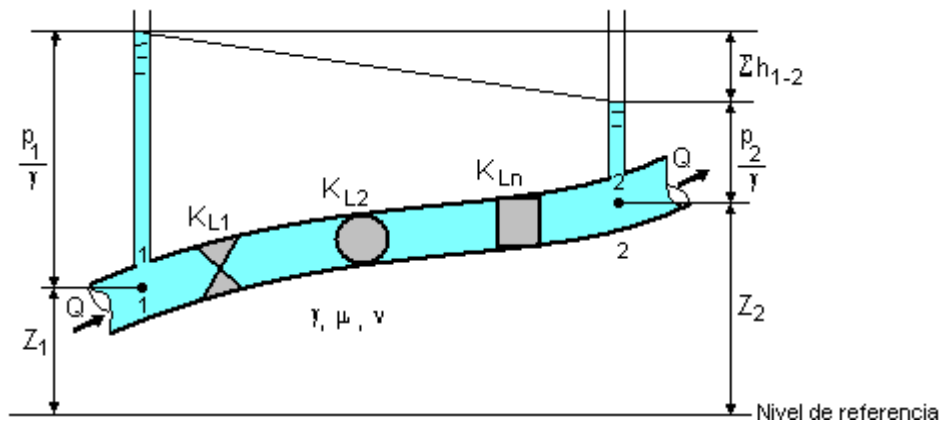
### 1.7.1.3 Recipiente a presión.

Figura 11. Flujo por diferencia de presión



Supongamos que una tubería simple de sección constante (Figura 12), situada a voluntad en el espacio, tenga una longitud  $l$  y un diámetro  $d$  y posea varias resistencias locales o accesorios, desde  $K_{L1}$  hasta  $K_{Ln}$ . En la sección 1-1 tenemos que la altura de nivel  $Z_1$  y la presión  $p_1$ , en el final 2-2,  $Z_2$  y  $p_2$  respectivamente.

Figura 12. Tubería con accesorios



La velocidad en las secciones es constante e igual a  $v$ , ya que el diámetro del tubo es constante. Aplicando la ecuación de Bernoulli a las secciones 1-2 y 2-2; considerando  $\alpha_1 = \alpha_2$  y eliminando las alturas dinámicas, se tiene que:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + \sum h_{1-2} \quad 1.34$$

$$\frac{P_1}{\gamma} = Z_2 - Z_1 + \frac{P_2}{\gamma} + \sum h_{1-2} = \Delta Z + \frac{P_2}{\gamma} + \sum h_{1-2}$$

$\frac{P_1}{\gamma} = (h)$  Altura que el fluido necesita para fluir de 1-1 a la sección 2-2.

$\Delta Z =$  Altura geométrica a la que asciende el fluido en el proceso de flujo.

A la suma  $Z' = \Delta Z + \frac{P_2}{\gamma}$  se la denomina carga estática y es la altura que el fluido debe vencer para comenzar a fluir, la expresión:

$$\frac{P_1}{\gamma} = Z_2 - Z_1 + \frac{P_2}{\gamma} + \sum h_{1-2} = \Delta Z + \frac{P_2}{\gamma} + \sum h_{1-2}$$

Se puede escribir de la forma siguiente:

$$\frac{P_1}{\gamma} = \Delta Z' + \sum h = \Delta Z' + KQ^m \quad 1.35$$

Donde:

$$\sum h = KQ^m \quad 1.36$$

Representa la pérdida total de energía que se produce en el transporte del fluido, incluye la tubería recta y los accesorios.

$K =$  Es la constante hidráulica de la tubería.

$m =$  Es el exponente que depende del tipo de régimen de flujo.

$m = 1;$  Si el régimen o flujo es Laminar.

$m = 2;$  Si el régimen o flujo es Turbulento.

### 1.7.2 Flujo laminar.

$$K = \frac{128 * v' (l + l_{eq})}{\pi * g * D^4} \quad \left( \frac{s}{m^2} \text{ o } \frac{s}{pie^2} \right) \quad 1.37$$

Donde:

$v'$  = Viscosidad cinemática.

$l_{eq}$  = Es la longitud equivalente a la pérdida hidráulica en los accesorios (m o pie).

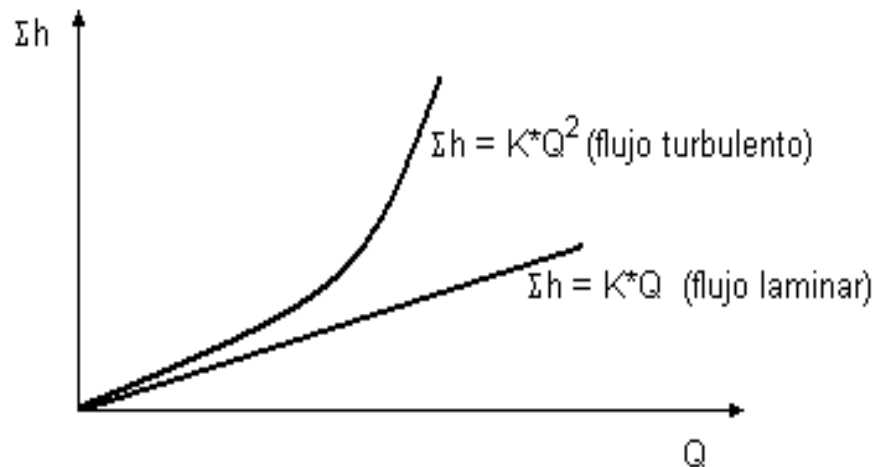
$\pi$  y  $g$  = Constantes conocidas.

### 1.7.3 Flujo turbulento.

$$K = \left( \sum K_L + f \frac{l}{D} \right) \frac{8}{\pi^2 * g * D^4} \quad \left( \frac{s^2}{m^5} \text{ o } \frac{s^2}{pie^5} \right) \quad 1.38$$

Si la ecuación  $\sum h = KQ^m$  se plotea en un gráfico de  $\sum h$  vs  $Q$ , se obtiene el gráfico de la figura 13. Las curvas resultantes son las características hidráulicas de la tubería para cada tipo de régimen.

**Figura 13.** Pérdidas de energía en función del flujo



Los gráficos anteriores se emplean en la solución gráfica de los problemas de sistemas de tuberías.

## 1.7.4 Tipos de problemas que se pueden presentar en el cálculo de una tubería simple.

### 1.7.4.1 Solución Analítica.

- **Primer tipo de problema, Diagrama Lógico 1. Figura 14.**

Datos:  
 $l, D, \varepsilon, \sum K_L, \Delta Z, v', \gamma, Q$

Incógnitas:  
 $\sum h = ?$  Pérdidas

- **Segundo tipo de problema, Diagrama Lógico 2. Figura 15.**

Datos:  
 $l, D, \varepsilon, \sum K_L, \Delta Z, v', \gamma, \sum h$

Incógnitas:  
 $Q = ?$  Flujo

- **Tercer tipo de problema**

Datos:  
 $l, Q, \varepsilon, \sum K_L, \Delta Z, v', \gamma, \sum h$

Incógnitas:  
 $D = ?$  Flujo

Como no se conoce el diámetro de la tubería, se tendrán otras incógnitas,  $\varepsilon/d$  y  $Re$  (que como se conoce es función del diámetro). Este tipo de problema se observa en la práctica fundamentalmente cuando se está diseñando una instalación, una de las formas de solución es asumir una velocidad de transporte por la tubería, esta velocidad debe ser la velocidad económica de transporte ya definida para el flujo del fluido en cuestión.

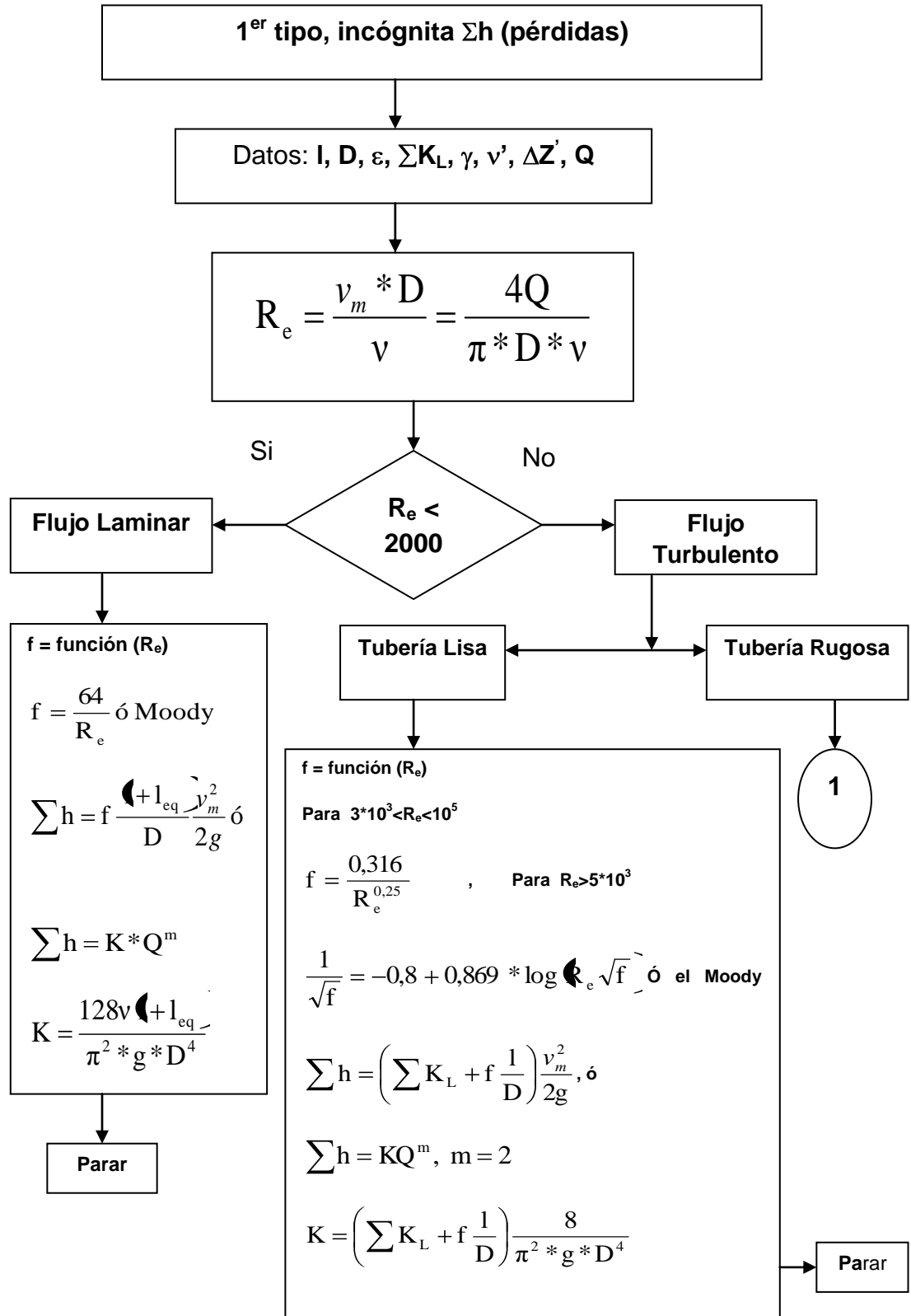
Lo anterior permitirá calcular el diámetro por la ecuación de la continuidad:

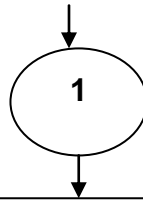
$$Q = v * A \quad 1.39$$

Donde para un conducto de sección circular

$$A = \frac{\pi * D^2}{4} \quad 1.40$$

Figura 14. Diagrama Lógico 1





En general  $f =$  función  $Re$  y  $\frac{\varepsilon}{D}$

$$\frac{1}{f} = -0.869 * \ln\left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.523}{Re\sqrt{f}}\right)$$

$$f = \frac{1.325}{\left[\ln\left(\frac{\varepsilon}{3.7 * D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}}\right)\right]^2} \text{ para } 10^{-6} \leq \frac{\varepsilon}{D} \leq 10^{-2} \text{ y } 5000$$

$$\leq Re \leq 10^8$$

Ó el Moody, donde

$$K = \left(\sum K_L + f \frac{l}{D}\right) \frac{v^2}{2g} \quad \text{ó} \quad \sum h = KQ^m, \quad m=2 \quad \text{Y}$$

$$K = \left(\sum K_L + f \frac{l}{D}\right) \frac{8}{\pi^2 * g * D^4}$$

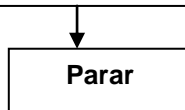
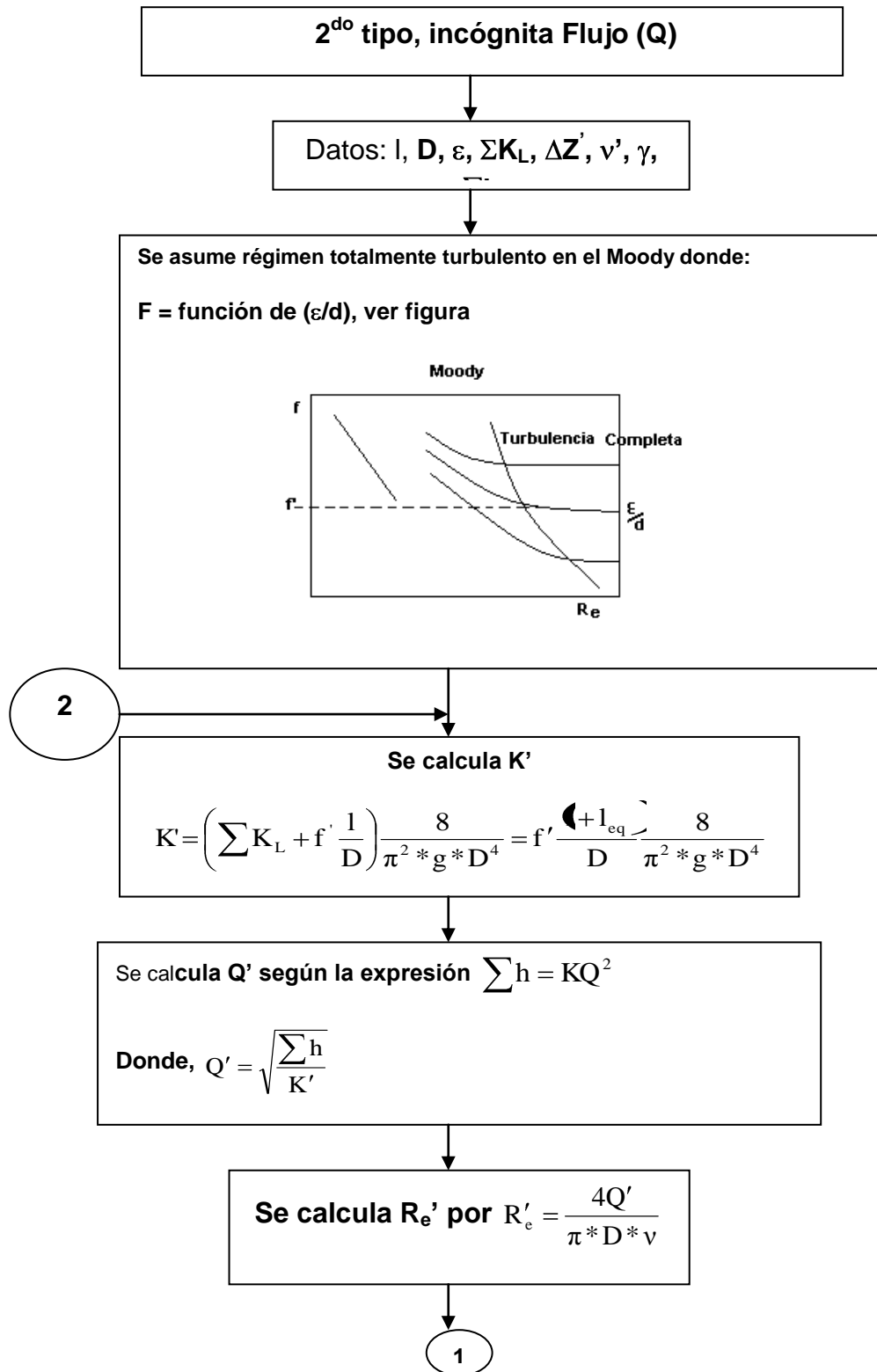
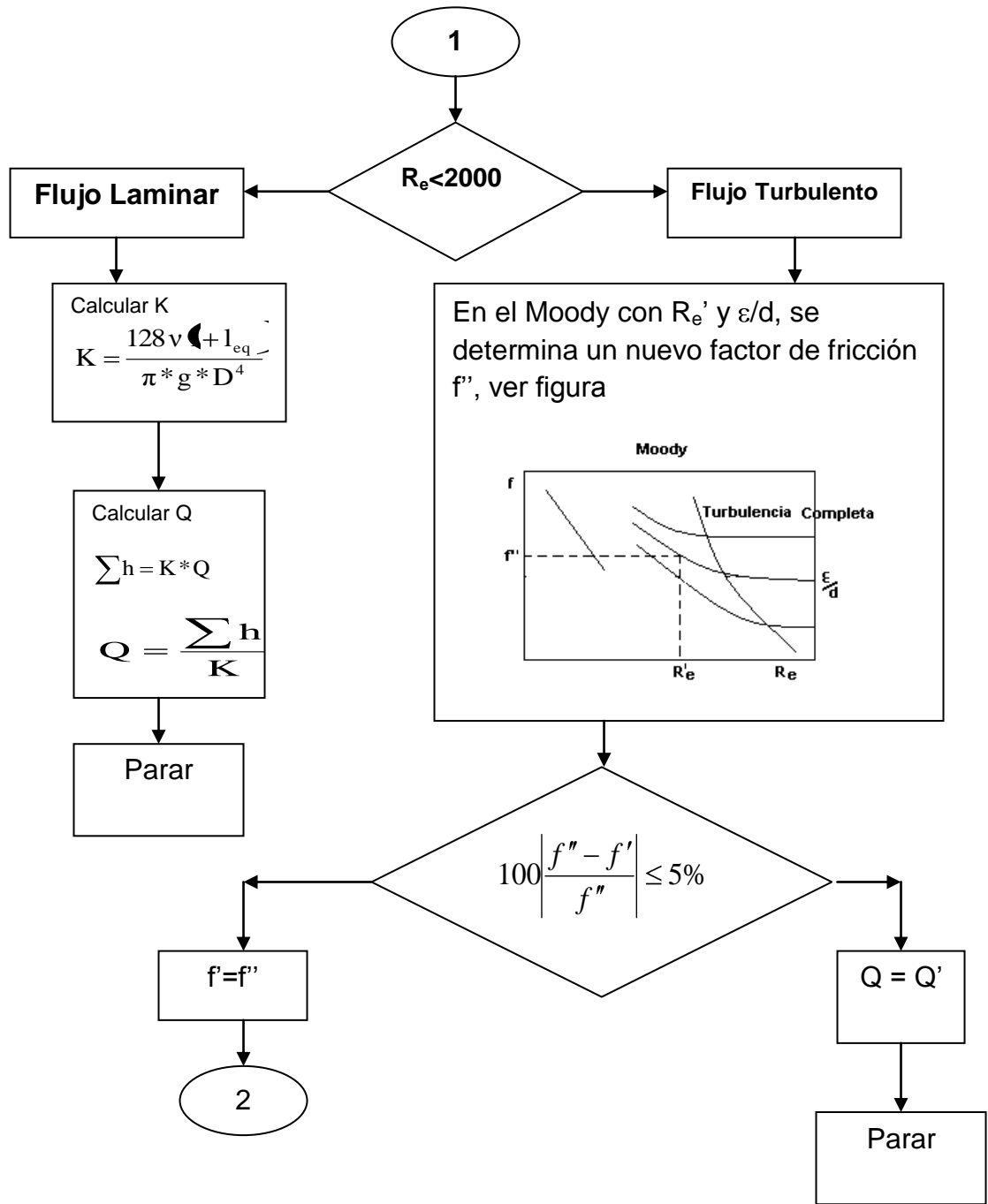


Figura 15. Diagrama Lógico 2.



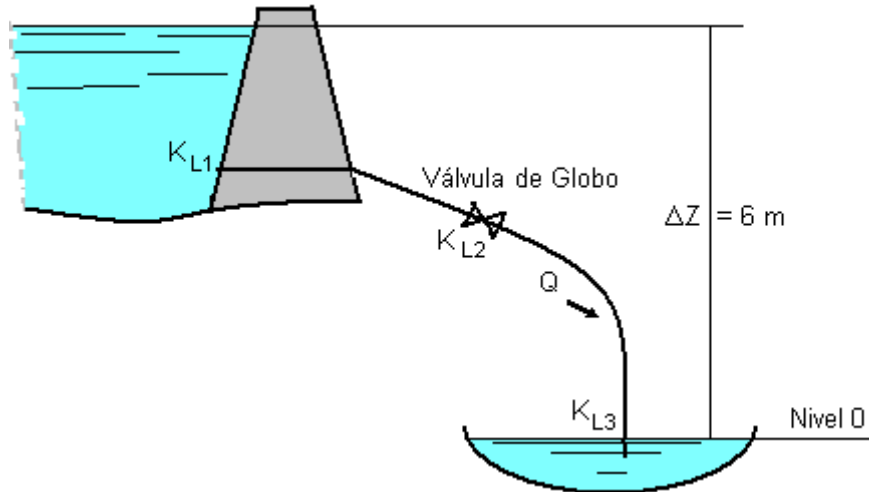




### Ejemplo 1

En el sistema de la figura 16. Agua a 15 °C fluye por una tubería de acero remachado ( $\varepsilon = 3 \text{ mm}$ ), de diámetro nominal 12", cédula 40, con una longitud de 300 m. Determine el flujo que entrega el sistema.

Figura 16. Sistema para el ejemplo 1



Datos:

Agua a 15 °C:

$$\mu = 1 \text{ Centipoise} = 0,01 \text{ Poise}$$

$$\rho = 999, \text{ o sea, } 1000 \text{ kg/m}^3 = 1 \text{ gr/cm}^3$$

$$v' = \frac{\mu}{\rho} = \frac{0,01 \text{ Poise}}{1 \text{ gr/cm}^3} = 0,01 \frac{\text{cm}^2}{\text{seg}} = 1 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}$$

Tubería cédula 40, 12" diámetro nominal, acero remachado:

$$l = 300 \text{ m} \quad , \quad \varepsilon = 3 \text{ mm} = 0,003 \text{ m} \quad , \quad Di = 303,3 \text{ mm}$$

Se obtienen los siguientes datos<sup>3</sup>:

$$f_t = 0,038$$

$$\text{Válvula de globo: } K_{L2} = 340 * f_t = 340 * 0,038 = 12,92$$

<sup>3</sup> CRANE. Flujo de fluidos en válvulas y accesorios y tuberías. México: Mc Graw Hill, s. f.

Estrechamiento con cantos vivos,  $K_{l1} = 0.5$

Ensanchamiento brusco,  $K_{l3} = 1$

$$\sum K_L = K_{l1} + K_{l2} + K_{l3} = 0.5 + 12.92 + 1 = 14.42$$

Aplicando la Ecuación de Bernoulli entre los niveles 1 y 2:

$$E_1 = E_2 + \sum h_{1-2} \quad (1)$$

$$E_1 = Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = 6 \text{ m} \quad (2)$$

$$E_2 = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} = 0 \quad (3)$$

Sustituyendo (2 y 3 en 1), despejando las pérdidas:

$$\sum h_{1-2} = E_1 - E_2 = 6 \text{ m} = KQ^2$$

Despejando el flujo tenemos:

$$Q = \sqrt{\frac{\sum h_{1-2}}{K}} = \sqrt{\frac{6}{K}} \quad (4)$$

$$\text{Como, } K = \left( \sum K_L + f \frac{l}{D} \right) \frac{8}{\pi^2 * g * D^4} \quad (5)$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0.003 \text{ mm}}{0.303 \text{ mm}} \approx 0.01 \rightarrow f' = 0.038, \text{ para la zona de turbulencia completa,}$$

Sustituyendo en (5)

$$K = \left( 14.42 + f \frac{300}{0.303} \right) \frac{8}{\pi^2 * g * (0.303)^4} = 141.36 + 9715.66 * f \quad (6)$$

Sustituyendo  $f'$ , se tiene que

$$K' = 141.36 + 9715.66 * 0.038 = 510.55 \text{ s}^2/\text{m}^5$$

Sustituyendo  $K'$  en (4)

$$Q' = \sqrt{\frac{\sum h_{1-2}}{K}} = \sqrt{\frac{6}{510.55}} = 0.1084 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$R'_e = \frac{4Q'}{\pi * D * \nu'} = \frac{4 * 0.1084}{\pi * 0.303 * 1 * 10^{-6}} = 4.6 * 10^5$$

Con los valores calculados del Reynolds y la rugosidad relativa se comprueba en factor de fricción asumido:

$$R'_e = 4.6 * 10^5$$

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0.01 \rightarrow \text{Moody}, \rightarrow f'' = 0.038 \text{ (continúa en la zona de total turbulencia)}$$

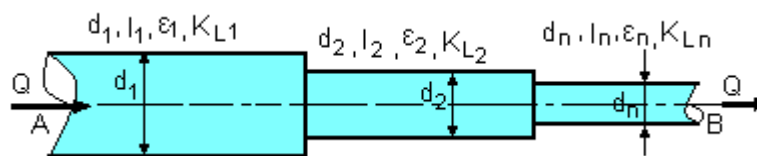
Por tanto:

$$f' = f'' = f = 0.038 \text{ y } Q = Q' = 0.1084 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 6504 \text{ lt/min} = 1718.36 \text{ GPM}$$

## 1.8 CÁLCULO DE SISTEMAS DE TUBERÍAS EN SERIE

Cuando dos o más tuberías de diferentes tamaños o rugosidad se instalan una a continuación de la otra de modo que el flujo de fluido por cada tubería es el mismo, se dice que las tuberías están conectadas en *serie*, ver Figura 17.

**Figura 17.** Tuberías en serie



Para un flujo permanente e incompresible se cumple el siguiente modelo:

$$H_A = H_B + \sum h_{A-B} \quad 1.41$$

$$\sum h_{A-B} = \sum h_1 + \sum h_2 + \dots \sum h_n \quad 1.42$$

$$Q = Q_1 = Q_2 = \dots Q_n \quad 1.43$$

Las pérdidas hidráulicas para cada tubería simple se calculan por los métodos ya estudiados, la solución del problema puede ser gráfica y analítica, además se pueden presentar los tipos de problemas estudiados para el cálculo de una tubería simple de sección constante.

*Ejemplo 2.*

En la Figura 18, Determine el desnivel entre ambos recipientes (H)

Datos:

$$L_1 = 300 \text{ m} , L_2 = 240 \text{ m}$$

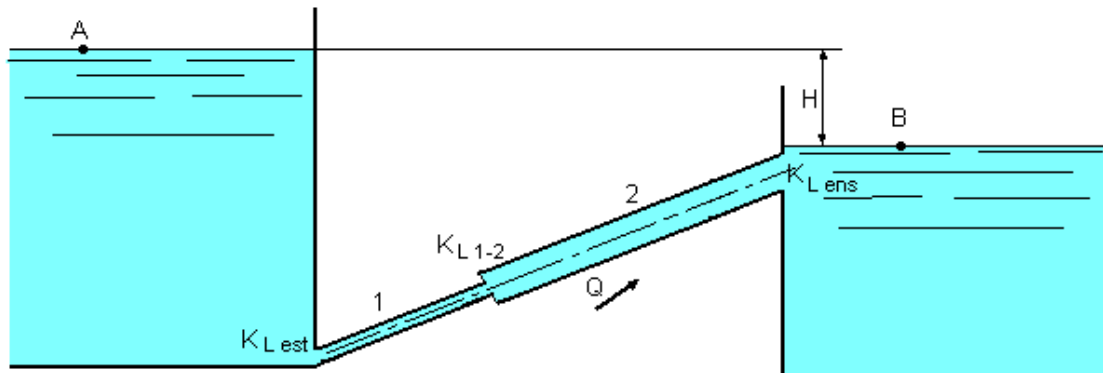
$$d_1 = 600 \text{ mm} , d_2 = 1 \text{ m}$$

$$\varepsilon_1 = 2 \text{ mm} , \varepsilon_2 = 0.03 \text{ mm}$$

$$v' = 3 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}$$

$$Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{seg}.$$

**Figura 18.** Sistema para el ejemplo 2



**Solución:**

Se aplica la ecuación de Bernoulli entre A y B:

$$H_A = H_B + \sum h_{A-B} \quad \text{Donde:}$$

$$\sum h_{A-B} = \sum h_1 + \sum h_2 = H_A - H_B \quad \text{Donde:}$$

$$\sum h_{A-B} = H \quad (1)$$

### Tubería 1.

Los coeficientes de resistencia

Hidráulica local para las tuberías

$$K_{Lest} = 0.5$$

$$K_{L1-2} = \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2\right]^2 = \left[1 - \left(\frac{0.6}{1}\right)^2\right]^2 = 0.41$$

$$\sum K_{L1} = K_{L1-2} + K_{Lest} = 0.41 + 0.5 = 0.91$$

Se sigue el proceso de cálculo descrito en el diagrama lógico 1

$$Re = \frac{4Q}{\pi * d * v'}$$

$$Re = \frac{4 * 0.8 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi * 0.6 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 3 * 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}$$

$$Re = 5.66 * 10^5 \text{ (Turbulento)}$$

$$\frac{\varepsilon_1}{d_1} = \frac{2 \text{ mm}}{600 \text{ mm}} = 0.003$$

Con  $Re_1$  y  $\frac{\varepsilon_1}{d_1}$  se determina en el

Moody  $f_1 = 0.026$

$$K_1 = \left(\sum K_{L1} + f_1 \frac{l_1}{d_1}\right) \frac{8}{\pi^2 * g * d_1^4}$$

$$K_1 = \left(0.91 + \frac{0.026 * 300}{0.6}\right) \frac{8}{\pi^2 * g * 0.6^4}$$

$$K_1 = 8.8774 \frac{\text{s}^2}{\text{m}^5}$$

$$\sum h_1 = K_1 * Q^2 = 5.682 \text{ m}$$

$$\sum h_1 = 8.8774 * 0.8^2$$

$$\sum h_1 = 5.682 \text{ m}$$

### Tubería 2.

$$K_{Lens} = K_{L2} = 1$$

Se sigue el proceso de cálculo

Descrito en el diagrama lógico

$$Re = \frac{4Q}{\pi * d * v'}$$

$$Re = \frac{4 * 0.8 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi * 1 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 3 * 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}$$

$$Re = 3.4 * 10^5 \text{ (Turbulento)}$$

$$\frac{\varepsilon_2}{d_2} = \frac{0.3 \text{ mm}}{1000 \text{ mm}} = 0.0003$$

Con  $Re_2$  y  $\frac{\varepsilon_2}{d_2}$  en el Moody se

Determina  $f_2 = 0.017$

$$K_2 = \left(\sum K_{L2} + f_2 \frac{l_2}{d_2}\right) \frac{8}{\pi^2 * g * d_2^4}$$

$$K_2 = \left(1 + \frac{0.017 * 240}{1}\right) \frac{8}{\pi^2 * g * 1}$$

$$\sum K_{L2} = 0.42 \frac{\text{s}^2}{\text{m}^5}$$

$$\sum h_2 = K_2 * Q^2 = 0.42 * 0.8^2$$

$$\sum h_2 = 0.269 \text{ m}$$

Se sustituyen las pérdidas halladas en la ecuación (1).

$$\sum h_{A-B} = \sum h_1 + \sum h_2$$

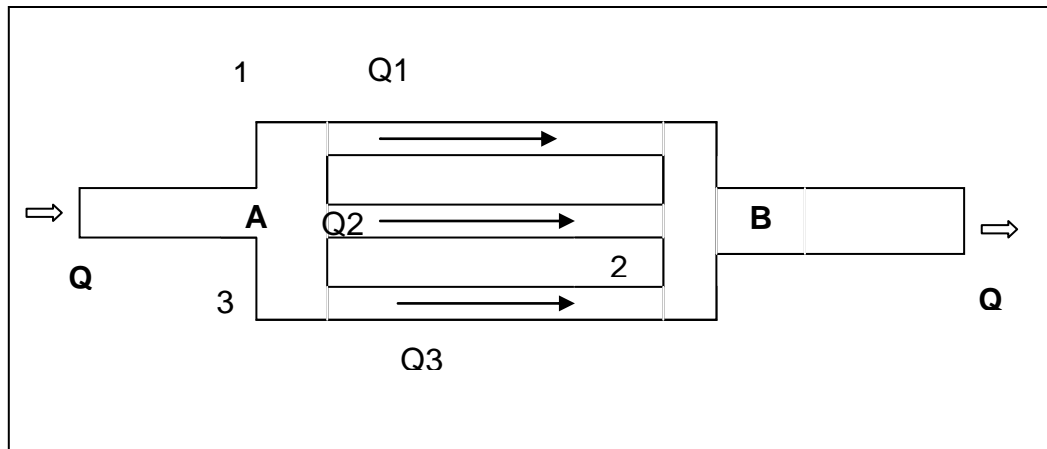
$$\sum h_{A-B} = 5.682 + 0.269$$

$$\sum h_{A-B} = H = 5.951 \text{ m}$$

### 1.9 CÁLCULO DE SISTEMAS DE TUBERÍAS EN PARALELO

Una combinación de dos o más tuberías conectadas como se muestra en la figura 19, de modo que el flujo se divide entre las tuberías y luego se vuelve a unir, recibe el nombre de un **sistema de tubería en paralelo**. En las tuberías en serie el mismo flujo fluye por las tuberías y las pérdidas hidráulicas son acumulativas; pero en el caso de las Tuberías en paralelo las pérdidas hidráulicas son las mismas en cualquiera de las líneas y la descarga es acumulable<sup>2</sup>.

**Figura 19.** Tuberías en paralelo.



Aplicando la ecuación de Bernoulli entre las secciones A y B, tenemos:

$$H_A = H_B + \sum h_{A-B}; \quad \sum h_{A-B} = H_A - H_B$$

<sup>2</sup> MARTINEZ DIAZ, Leonel y JAUREGUI, José. Mecánica de fluidos y maquinas de flujo. Cuba: Universidad Cienfuegos. 2007.

Por tanto para cada tubería en particular se cumple que:

$$\sum h_{A-B} = \sum h_1 = \sum h_2 = \dots \sum h_n \quad 1.44$$

$$Q \neq Q_1 \neq Q_2 \neq \dots Q_n \quad 1.45$$

$H_A = \frac{P_A}{\gamma} + Z_A$  y  $H_B = \frac{P_B}{\gamma} + Z_B$  son las energías en las uniones de los nodos A y B del sistema respectivamente.

En la práctica los sistemas paralelos son similares a los observados en las figuras 20 y 21.

En la figura 20. Si  $H_1 = H_2$ , se cumple que  $Z_1 = Z_2$ , por lo que  $\sum h_1 = \sum h_2$  y el **sistema es paralelo.**

En la figura 21. Si  $H_1 = H_2$ , se cumple que,  $Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} = Z_2$  por lo que  $\sum h_1 = \sum h_2$  y el **sistema es paralelo.**

Lo anterior demuestra que en extremo final no tienen que estar unidas físicamente las ramificaciones, lo que si se debe cumplir es que los extremos finales tienen que encontrarse a un mismo nivel energético. Al analizar sistemas de tuberías en paralelo, las pérdidas locales se sumarán a cada tubería en particular, de la misma forma que se ha hecho anteriormente.



Figura 20. Sistema de tuberías en paralelo.

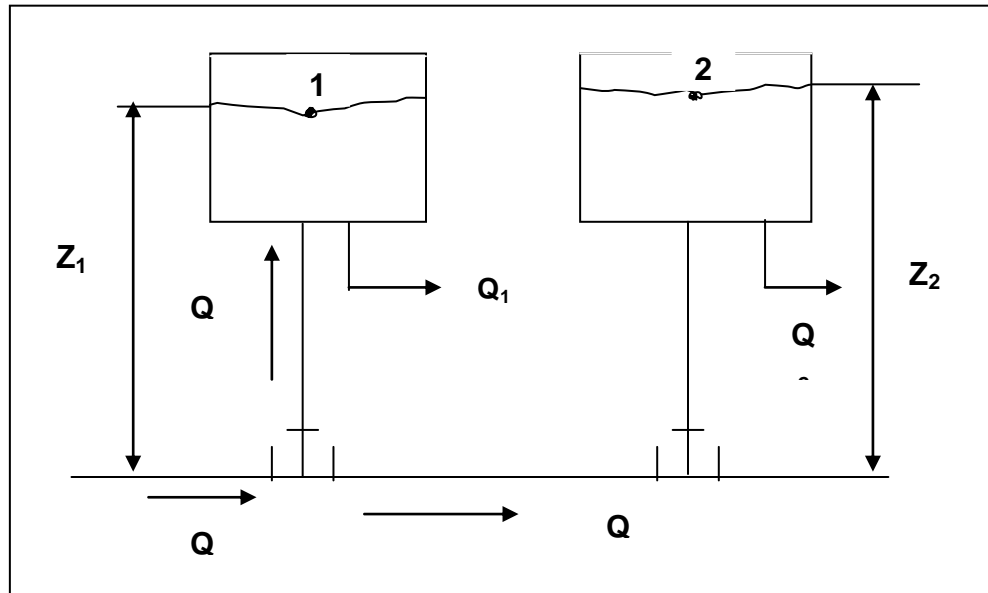
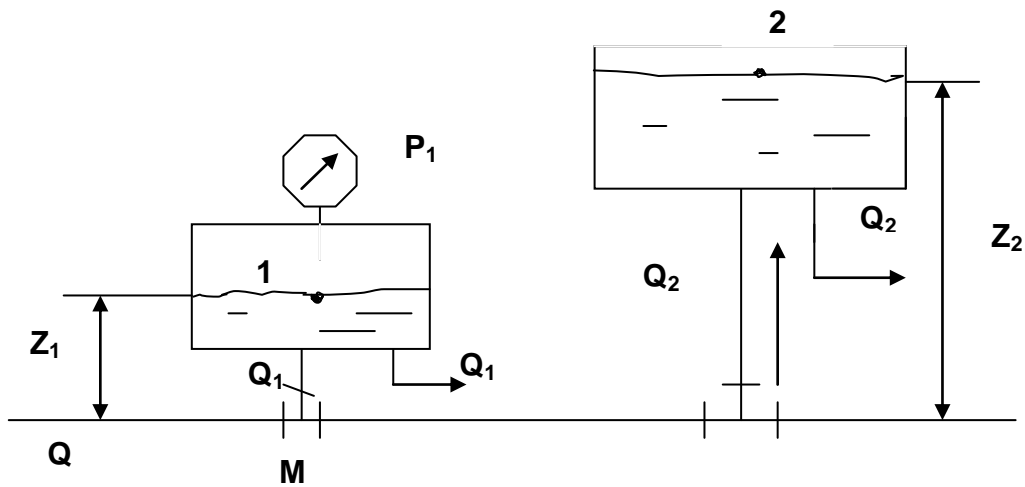


Figura 21. Acoplamientos de tuberías



**Tipos de problemas que se pueden presentar.**

- Conocida la energía en los extremos de las ramificaciones (A y B, figura 19), calcular la descarga  $Q$ . Se supone que son datos conocidos el tamaño de las tuberías, las rugosidades y las propiedades del fluido. La solución de este tipo de problema se convierte en calcular la descarga de cada ramificación o tubería

simple, cuestión ya estudiada, finalmente las descargas o flujos calculados se suman.

Como, (1.44) y (1.45) le da solución a cada tubería simple como un problema de incógnita flujo, posteriormente:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad 1.46$$

- Conocido Q (flujo total), calcular la distribución del flujo ( $Q_1$ ,  $Q_2$  y  $Q_3$ ), la pérdida de carga  $H_A = H_B + \sum h_{A-B}$ , los datos referentes a las tuberías y el fluido son conocidos al igual que en el caso anterior.

Este tipo de problema es más complejo por el **desconocimiento de las pérdidas hidráulicas y la descarga de cada tubería**. A continuación se recomienda un procedimiento de solución.

### 1.9.1 Solución analítica. Método de los porcentajes

1. Supóngase una descarga  $Q'_1$  en la tubería 1.
2. Calcúlese  $\sum h'_1$ , considerando el supuesto anterior.
3. Calcúlese  $Q'_2$  y  $Q'_3$  usando  $\sum h'_1 = \sum h'_2 = \sum h'_3$ .
4. Para estas tres descargas con pérdidas hidráulicas común, supóngase que el Q dado se distribuye en las tres tuberías en la misma proporción porcentual que  $Q'_1$ ,  $Q'_2$  y  $Q'_3$ , por lo tanto  $\sum Q' = Q'_1 + Q'_2 + Q'_3$ .

Los flujos se calcularán por las expresiones:

$$Q_1 = Q \frac{Q'_1}{\sum Q'}, \quad Q_2 = Q \frac{Q'_2}{\sum Q'} \quad \text{y} \quad Q_3 = Q \frac{Q'_3}{\sum Q'} \quad 1.47$$

5. Compruébese la validez de las descargas o caudales hallados mediante el cálculo de  $\sum h_1$ ,  $\sum h_2$  y  $\sum h_3$  para los flujos  $Q_1$ ,  $Q_2$  y  $Q_3$  calculados. La diferencia máxima y mínima en las pérdidas por fricción calculada no debe exceder de un 5%.

Este procedimiento funciona con un número cualquiera de tuberías. Con una selección adecuada de  $Q'_1$ , obtenida al estimar el porcentaje del flujo total que debe pasar por la tubería 1 (basado en el diámetro, longitud, rugosidad, etc.).

### Ejemplo 3

El sistema de la figura 3.21. Consta de una tubería principal que envía un flujo  $Q = 0,34 \text{ m}^3/\text{s}$  a las 3 ramificaciones formadas por las tuberías 1, 2 y 3. Para los datos que se den a continuación determine: El flujo a través de las tuberías. Nota: las tuberías son de cédula 40

#### Tubería 1

$K_{L1} = 1, \text{ ensanchamiento}$   
 $L_1 = 915 \text{ m}$   
 $d_{n1} = 12 \text{ in}$   
 $\varepsilon_1 = 0.0003 \text{ m}$   
 $Z_1 = 75 \text{ m}$

#### Tubería 2

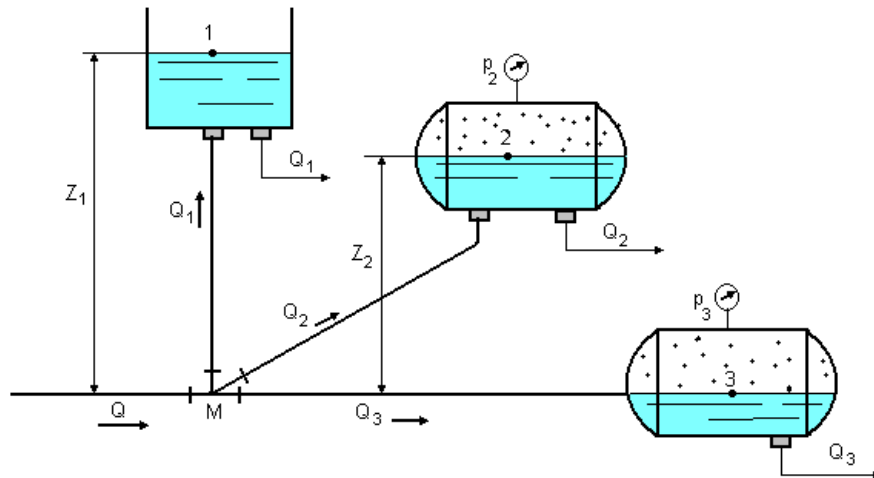
$K_{Lc} = 0.224 \text{ codo a } 45^\circ$   
 $K_{L2} = 1, \text{ ensanchamiento}$   
 $L_2 = 610 \text{ m}$   
 $d_{n2} = 8 \text{ in}$   
 $\varepsilon_2 = 0.0003 \text{ m}$   
 $Z_2 = 25 \text{ m}$   
 $P_2 = 502.74 \text{ kPa}$

#### Tubería 3

$K_{L3} = 1, \text{ ensanchamiento}$   
 $L_3 = 1120 \text{ m}$   
 $\varepsilon_3 = 0.00024 \text{ m}$   
 $P_3 = 754.11 \text{ kPa}$

Líquido:  $\rho = 1026 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}, \nu = 2.79 * 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

Figura 22. Sistema para el ejemplo 3



### **Solución Analítica**

Hay que comprobar que el sistema es paralelo, por lo que se determinará la energía en los extremos finales del nodo M, ya que en ellos no existe una unión física.  $H_1 = Z_1 = 75 \text{ m}$ .

$$H_3 = \frac{P_3}{\rho * g} = \frac{754.11 * 10^3 Pa}{1026 * 10^3 \frac{kg}{m^3} * 9.8 m/s^2} = 75 \text{ m}$$

Como los 3 extremos finales están a un mismo nivel energético, el sistema de tuberías es paralelo.

Por los datos que se poseen se conoce en flujo total que transporta el sistema, pero no se conoce el flujo por las ramificaciones ni las pérdidas hidráulicas, por lo que será necesario aplicar la metodología del método de los porcentajes.

Se asume un flujo por una de las ramificaciones, en nuestro caso asumimos un flujo por la ramificación 1 de  $Q'_1 = 0.1 \text{ m}^3/s$  y se procede a calcular las pérdidas por fricción.

#### **Para la tubería 1.**

$$d_{int 1} = 0.3033 \text{ m}$$

$$Re' = \frac{4Q'_1}{\pi * d * v'} = \frac{4 * 0.1}{\pi * 0.3033 * 2.79 * 10^6} = 1.5 * 10^5, \text{ Régimen turbulento.}$$

$$v_1 = \frac{4Q'_1}{\pi * d_{int}^2} = \frac{4 * 0.1}{\pi * 0.3033^2} = 1.384 \frac{m}{s}$$

$$\frac{\varepsilon_1}{d_{int}} = \frac{0.0003m}{0.3033m} = 0.000989 \approx 0.001$$

Con  $Re' = 1.5 * 10^5$  y  $\frac{\varepsilon_1}{d_{int}} = 0.001$  en el diagrama de Moody se obtiene que:

$f' = 0.0215$  Entonces se calcula  $K'$ .

$$K'_1 = \left( \sum K_{L1} + f'_1 \frac{l_1}{d_1} \right) \frac{8}{\pi^2 * g * d_{int1}^4} = \left( 1 + 0.0215 \frac{915}{0.3033} \right) \frac{8}{\pi^2 * g * 0.3033^4}$$

$$\sum K_{L1} = K_{L1} = 1$$

$$K'_1 = 643.73 \text{ s}^2/\text{m}^5$$

$$\sum h'_1 = K'_1 * Q_1'^2 = 643.73 (0.1)^2 = 644 \text{ m}$$

$$\sum h'_1 = 644 \text{ m}$$

**Para la tubería 2.**

$$d_{int2} = 0.2027 \text{ m}$$

$$\sum h'_1 = \sum h'_2 = 644 \text{ m}$$

$$\frac{\varepsilon_2}{d_{int2}} = \frac{0.00003\text{m}}{0.2027\text{m}} = 0.000148 \approx 0.00015$$

Para la tubería 2 del problema el flujo es incógnita, por lo que se aplica la metodología estudiada para este tipo de problemas, donde se asume que nos encontramos en la zona de turbulencia completa y se determina un factor de fricción asumido el cual será:  $f'_2 = 0.013$  para el valor de  $\frac{\varepsilon_2}{d_{int2}} = 0.00015$

Se calcula  $K'_2$

$$K'_2 = \left( \sum K_{L2} + f'_2 \frac{l_2}{d_{int2}} \right) \frac{8}{\pi^2 * g * d_{int2}^4} = \left( 1.224 + f'_2 \frac{610}{0.2027} \right) \frac{8}{\pi^2 * g * 0.2027^4}$$

$$\sum K_{L2} = K_{LC} + K_{Lens} = 0.224 = 1 = 1.224$$

$$K'_2 = 59.97 + 147443.37 * f'_2$$

$$K'_2 = 1976.73 \text{ s}^2/\text{m}^5$$

De la ecuación del cálculo de las pérdidas hidráulicas, se despeja el flujo:

$$Q'_2 = \sqrt{\frac{\sum h'_2}{K'_2}} = \sqrt{\frac{6.44}{1976.73}} = 0.05708 \text{ m}^3/\text{s}$$

**Para la tubería 3.**

$$d_{int\ 3} = 0.382 \text{ m}$$

$$\sum h'_1 = \sum h'_2 = \sum h'_3 = 644 \text{ m}$$

$$\frac{\varepsilon_3}{d_{int3}} = \frac{0.00024\text{m}}{0.381\text{m}} = 0.00063, \text{ con este valor en la zona de turbulencia completa, se}$$

asume,  $f'_3 = 0.018$ . Se sigue el mismo proceso que se hizo para la tubería 2, obteniéndose finalmente:

$$f'_3 = 0.0195.$$

$$K'_3 = 249 \text{ s}^2/\text{m}^5$$

$$Re'_3 = 1.93 * 10^5$$

$$Q'_3 = 0.1608 \text{ m}^3/\text{s}$$

La descarga total

$$\sum Q' = Q'_1 + Q'_2 + Q'_3 = 0.1 + 0.04806 + 0.1608 = 0.30886 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Entonces aplicando el método de los por cientos en las ecuaciones, se obtiene:

$$Q_1 = Q \frac{Q'_1}{\sum Q'} = \frac{0.1}{0.30886} * 0.34 = 0.11 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_2 = Q \frac{Q'_2}{\sum Q'} = \frac{0.04806}{0.30886} * 0.34 = 0.053 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_3 = Q \frac{Q'_3}{\sum Q'} = \frac{0.1608}{0.30886} * 0.34 = 0.177 \text{ m}^3/\text{s}$$

Las pérdidas por fricción calculadas anteriormente se verifican para los nuevos valores de flujo obtenidos:

### **Tubería 1**

$$Re_1 = \frac{4Q_1}{\pi * d_{int\ 1} * v'} = \frac{4 * 0.11}{\pi * 0.3033 * 2.79 * 10^{-6}} = 1.655 * 10^5$$

$$f_1 = 0.021$$

$$K_1 = 628.99 \text{ s}^2/\text{m}^5$$

$$\Sigma h_1 = 7.61 \text{ m} \quad Q_1 = 0.11 \text{ m}^3/\text{s}$$

### **Tubería 2**

$$Re_2 = \frac{4Q_2}{\pi * d_{int\ 2} * v'} = \frac{4 * 0.053}{\pi * 0.2027 * 2.79 * 10^{-6}} = 1.19 * 10^5$$

$$f_2 = 0.0185$$

$$K_2 = 2787.67 \text{ s}^2/\text{m}^5$$

$$\Sigma h_2 = 7.83 \text{ m} \quad Q_2 = 0.053 \text{ m}^3/\text{s}$$

### **Tubería 3**

$$Re_3 = \frac{4Q_3}{\pi * d_{int\ 3} * v'} = \frac{4 * 0.177}{\pi * 0.381 * 2.79 * 10^{-6}} = 2.12 * 10^5$$

$$f_3 = 0.0195$$

$$K_2 = 249 \text{ s}^2/\text{m}^5$$

$$\Sigma h_3 = 7.8 \text{ m} \quad Q_3 = 0.177 \text{ m}^3/\text{s}$$

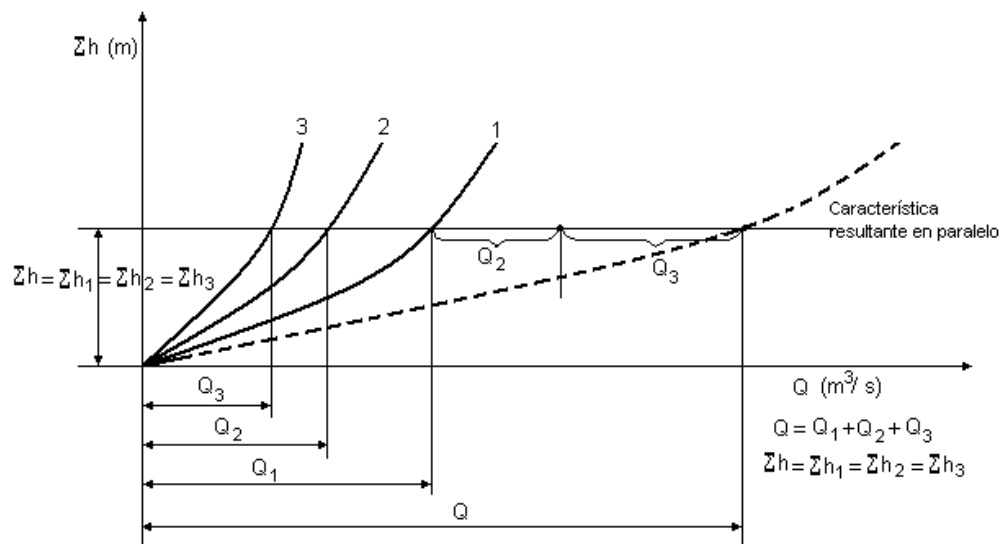
### **Comprobación del por ciento de error**

Se hace en función de las pérdidas extremas, o sea, la mayor y la menor obtenida de las tres calculadas:  $\% \text{ error} = \left( \frac{7.83-7.61}{7.83} \right) * 100 = 2.8\% < 5\%$ , lo cual quiere decir que el cálculo es correcto y los valores obtenidos son los reales.

### Solución Gráfica.

Se aplicara la solución gráfica al ejemplo anterior. Una vez comprobado que el sistema de tuberías es paralelo, aplique la solución gráfica de una tubería simple para cada tubería en particular, hasta el punto 3 de la metodología (construcción de la tabla 2 para cada tubería). Construya en un gráfico de  $\Sigma h$  vs  $Q$ , la característica friccional de cada tubería ver figura 22.

**Figura 23.** Método grafico.



Sume gráficamente las características de  $\Sigma h$  vs  $Q$  de cada tubería (ver figura 23) y obténgase la característica resultante del sistema paralelo aplicando el concepto de que a pérdidas iguales el gasto es acumulativo. Una vez obtenida la característica resultante del sistema en paralelo, el método gráfico le da la posibilidad de resolver cualquiera de los tipos de problemas que se presente en este sistema.

### Solución gráfica Ejemplo 3

Se asume para todas las tuberías una velocidad máxima alrededor de 2 a 4 m/s, ver tabla siguiente.



**Tabla 1.** Datos de las tuberías

	Tubería # 1	Tubería #2	Tubería #3
$Q_{max.} (m^2/s)$	0,25	0,1	0,25
$V_{max.} (m/s)$	3,46	3,10	2,19
$d_{int} (m)$	0.3033	0.2027	0,381
$\varepsilon/d_{int}$	0,001	0,00015	0,00063
$l(m)$	915	610	1220
$\sum K_l$	1	1,224	1

**Tabla 2.** Ejemplo 3, Tubería 1.

Lectura	Q (m <sup>3</sup> /s)	Re	f	K(s <sup>2</sup> /m <sup>5</sup> )	$\Sigma h=K*Q^2$ (m)
1	0	0	0	0	0
2	0,05	7,52*10 <sup>4</sup>	0,023	688	1,72
3	0,1	1,5*10 <sup>5</sup>	0,0214	640,78	6,41
4	0,15	2,26*10 <sup>5</sup>	0,021	629	14,2
5	0,2	3,0*10 <sup>5</sup>	0,0205	614,24	24,57

$$Re_1 = 1504643.125 * Q$$

$$K_1 = 9.774 + 29486.35 * f_1 \text{ (s}^2/\text{m}^5\text{)}$$

**Tabla 3.** Ejemplo 3, Tubería 2

Lectura	Q (m <sup>3</sup> /s)	Re	f	K(s <sup>2</sup> /m <sup>5</sup> )	$\Sigma h=K*Q^2$ (m)
1	0	0	0	0	0
2	0,02	4,5*10 <sup>4</sup>	0,0215	3230	1,29
3	0,06	1,35*10 <sup>5</sup>	0,0178	2684,46	9,66
4	0,08	1,8*10 <sup>5</sup>	0,017	2566,51	16,43
5	0,1	2,25*10 <sup>5</sup>	0,0165	2492,79	24,93

$$Re_2 = 2251397.433 * Q$$

$$K_2 = 59.97 + 147443.37 * f_2 \text{ (s}^2/\text{m}^5\text{)}$$

**Tabla 4.** Ejemplo 3, Tubería 3.

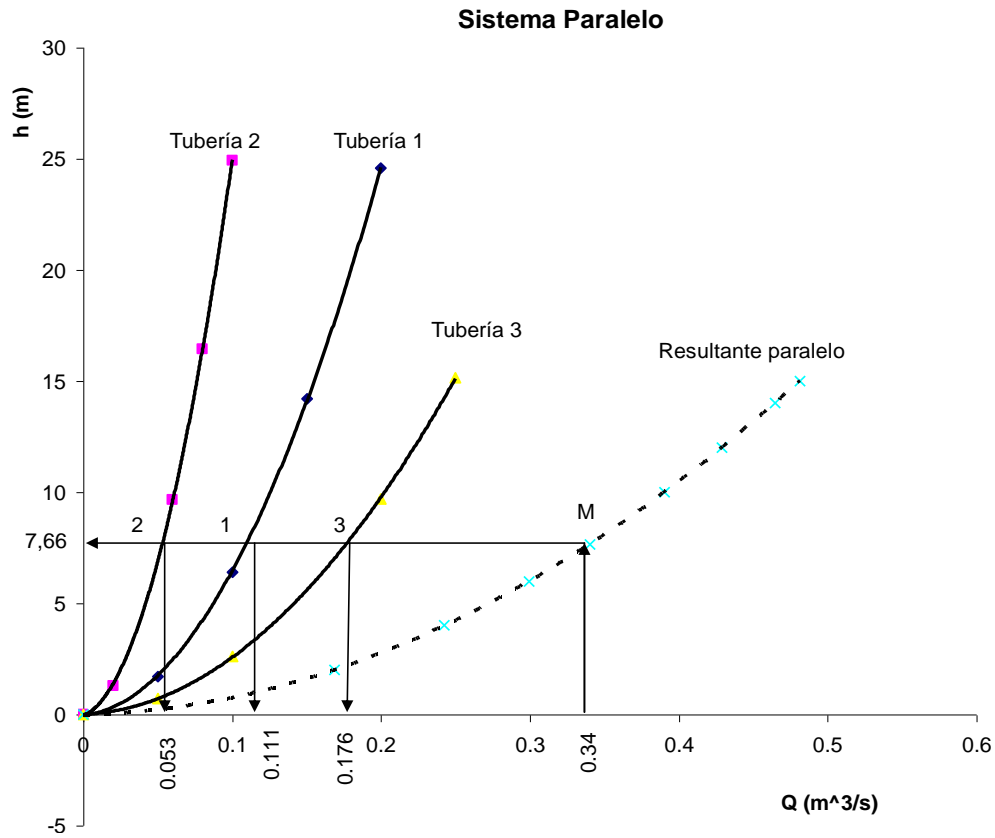
Lectura	Q (m <sup>3</sup> /s)	Re	f	K(s <sup>2</sup> /m <sup>5</sup> )	Σh=K*Q <sup>2</sup> (m)
1	0	0	0	0	0
2	0,05	6,0*10 <sup>4</sup>	0,0225	286,73	0,717
3	0,1	1,2*10 <sup>5</sup>	0,0205	261,6	2,62
4	0,2	2,4*10 <sup>5</sup>	0,019	242,74	9,709
5	0,25	3,0*10 <sup>5</sup>	0,019	242,74	15,17

$$Re_3 = 1197790.708 * Q$$

$$K_3 = 3.925 + 12568.95 * f_3 \text{ (s}^2/\text{m}^5\text{)}$$

Construcción del gráfico de  $\Sigma h$  vs  $Q$ , ver figura 24, se construyó según lo explicado en el punto anterior. En el problema del ejemplo 3, se conocían el flujo total el cual es  $Q = 0,34 \text{ m}^3/\text{s}$ , con este flujo se sube verticalmente hasta cortar la característica resultantes del sistema paralelo, donde se obtendrá el punto M. A partir de ese punto se traza una línea horizontal que interceptará las características de las tuberías 3, 1 y 2 en los puntos 3, 1 y 2, respectivamente. Al descender verticalmente por cada uno de estos puntos se obtendrán los flujos  $Q_3 = 0,176 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $Q_1 = 0,11 \text{ m}^3/\text{s}$  y  $Q_2 = 0,053 \text{ m}^3/\text{s}$  (figura 24), las pérdidas hidráulicas ( $\Sigma h$ ) se leen en el eje vertical de las ordenadas, las cuales son iguales para cada tubería,  $\Sigma h_1 = \Sigma h_2 = \Sigma h_3 = 7,66 \text{ m}$ . Estos resultados son muy similares a los obtenidos por el método analítico.

**Figura 24.** Solución grafica ejemplo 3.



### 1.10 CÁLCULO DE SISTEMAS DE TUBERÍAS RAMIFICADAS

Si en los sistemas de las figuras 20 y 21,  $H_1 \neq H_2$ , entonces  $\sum h_1 \neq \sum h_2$  y por consiguiente se estaría en presencia de un sistema de tuberías ramificado, donde se pueden presentar los mismos tipos de problemas que en el caso anterior o sistemas de tuberías en paralelo, también las soluciones pueden ser gráficas y analíticas, siendo estas últimas un poco más complejas que en el caso de los sistemas de tuberías en paralelo, en sentido general un sistema de tuberías en paralelo es un caso particular de los sistemas de tuberías ramificados<sup>2</sup>.

<sup>2</sup> MARTINEZ DIAZ, Leonel y JAUREGUI, José. Mecánica de fluidos y maquinas de flujo. Cuba: Universidad Cienfuegos. 2007.

**1.10.1 Método gráfico.** Se plantea la ecuación de Bernoulli para cada ramificación (figura 20 y 21).

$$H_M = H_1 + K_1 * Q_1^m \quad 1.48$$

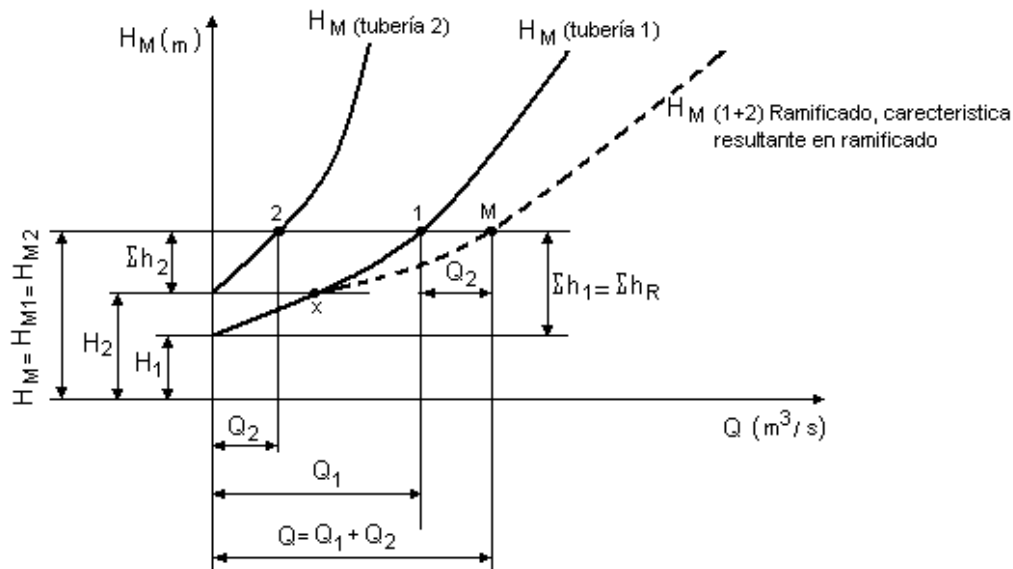
$$H_M = H_2 + K_2 * Q_2^m \quad 1.49$$

$$H_M = H_n + K_n * Q_n^m \quad 1.50$$

Construya la tabla #1 para cada tubería en particular y adicione una columna en la cual aparezcan los valores de la energía en la unión ( $H_M$ ).

Construya en un gráfico de  $H_M$  vs  $Q$ , la característica hidráulica de cada tubería en particular (figura 25).

**Figura 25.** Solución grafica para sistemas ramificados



Sume gráficamente las características de  $H_M$  vs  $Q$  del sistema formado, aplicando el modelo siguiente:

Para iguales valores de  $H_M$ , o sea,  $H_{M1} = H_{M2} = \dots H_{Mn}$  los gastos son acumulativos, o sea,  $Q = Q_1 + Q_2 + \dots Q_n$

Obtenga la característica resultante del sistema ramificado.

$\Sigma h_2$  = pérdida hidráulica en la tubería 2.

$\Sigma h_1$  = pérdida hidráulica en la tubería 1 que es igual a la pérdida hidráulica del sistema ramificado ( $\Sigma h_R$ ). Obsérvese que hasta que la energía en la ramificación  $H_M$  no supere a  $H_2$ , todo el flujo va por la tubería 1, a partir del punto x, es que comienza a llegar flujo a la tubería 2 que posee una mayor carga estática que la tubería 1.

#### **Ejemplo 4**

Resuelva el ejemplo 3 con la siguiente variación en los datos de alturas y presiones.

$$Z_1 = 70 \text{ m}, Z_2 = 25 \text{ m}, p_2 = 502,74 \text{ kPa man y } p_3 = 653,562 \text{ kPa man.}$$

Los restantes datos son los mismos del problema 3, al igual que la figura 23, la otra diferencia es que en vez de conocerse el flujo total que llega a la unión M o ramificación, lo que se conoce es la energía en la ramificación,  $H_M = 77 \text{ m}$ .

#### **Solución:**

La tabla con la información necesaria para las 3 tuberías ya ha sido confeccionada en el problema anterior, por lo que los 3 primeros puntos (a, b y c) de la metodología ya han sido resueltos. Aplicando la ecuación de Bernoulli para cada ramificación.

#### **Tubería 1**

$$H_M = H_1 + \Sigma h_1 = 70 + \Sigma h_1 \quad (1)$$

#### **Tubería 2**

$$H_M = H_2 + \Sigma h_2 = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} = 25 \text{ m} + \frac{502,74 * 10^3 \text{ Pa}}{1,026 * 10^3 \text{ kg/m}^3 * 9,8 \text{ m/s}^2} + \Sigma h_2$$

$$H_M = 25 + 50 + \Sigma h_2 = 75 + \Sigma h_2$$

### Tubería 3

$$H_M = H_3 + \sum h_3 = \sum h_3 + \frac{P_3}{\gamma} = \frac{635.562 * 10^3 Pa}{1.026 * 10^3 \frac{kg}{m^3} * 9.8 \frac{m}{s^2}} + \sum h_3$$

$$= 65 + \sum h_3 \quad (3)$$

**Tabla 5.** Ejemplo 4, Tubería 1

$Q_1 (m^3/s)$	$\sum h_1 (m)$	$H_M (m)$
0	0	70
0,05	1,72	71,72
0,1	6,41	76,41
0,15	14,2	84,2
0,2	24,57	94,57

$$H_M = 70 + \sum h_1$$

**Tabla 6.** Ejemplo 4, Tubería 2

$Q_2 (m^3/s)$	$\sum h_2 (m)$	$H_M (m)$
0	0	75
0,02	1,29	76,29
0,06	9,66	84,66
0,08	16,43	91,43
0,1	24,93	99,93

$$H_M = 75 + \sum h_2$$

**Tabla 7.** Ejemplo 4, Tubería 3

$Q_3 (m^3/s)$	$\sum h_3 (m)$	$H_M (m)$
0	0	65
0,05	0,717	65,717
0,1	2,62	67,62
0,2	9,71	74,71
0,25	15,17	80,17

$$H_M = 65 + \sum h_3$$

Construcción de la característica hidráulica de cada tubería en función de la tabla 7 (ver figura 26) y la característica resultante del sistema ramificado. Se aplica el modelo explicado anteriormente en el **Ejemplo 3**.

Una vez construido lo anterior en la figura 26, se entra con el valor de la energía en la unión o ramificación,  $H_M = 77$  m, y se obtienen los valores de los flujos y las pérdidas, lo cual se observa en la figura 26, siendo los resultados los siguientes:

$$Q_1 = 0,105 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\Sigma h_1 = 7 \text{ m}$$

$$Q_2 = 0,024 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\Sigma h_2 = 2 \text{ m}$$

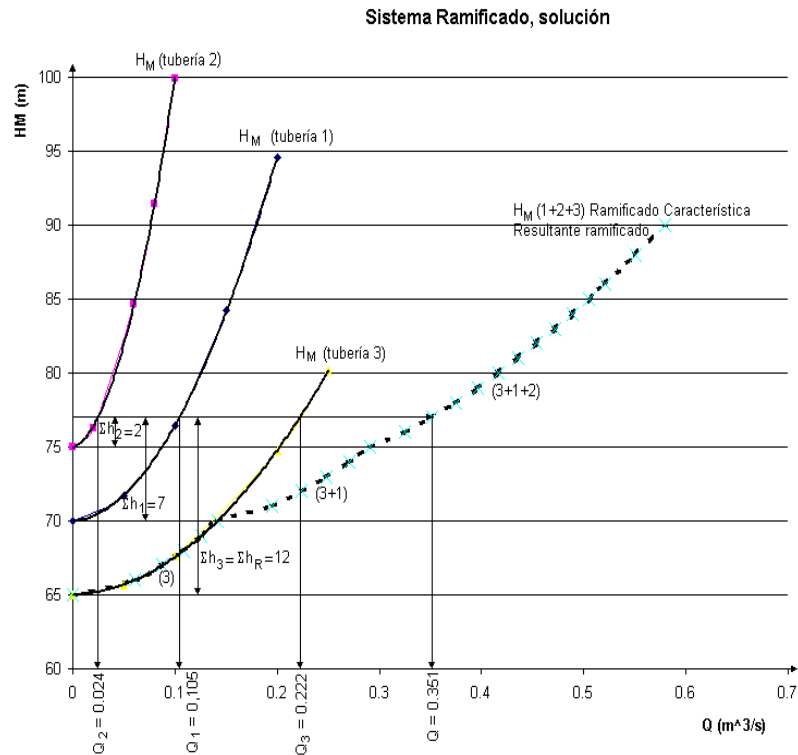
$$Q_3 = 0,222 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\Sigma h_3 = \Sigma h_R = 12 \text{ m}$$

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = 0.351 \text{ m}^3/\text{s}$$

Este problema también puede ser resuelto si el dato fuera el flujo total o el flujo a través de una cualquiera de las ramificaciones. En el caso que el dato fuera la pérdida hidráulica a través de una cualquiera de las ramificaciones, también tiene solución el problema, esto nos da una idea de la versatilidad del método gráfico.

**Figura 26.** Solución grafica del sistema ramificado



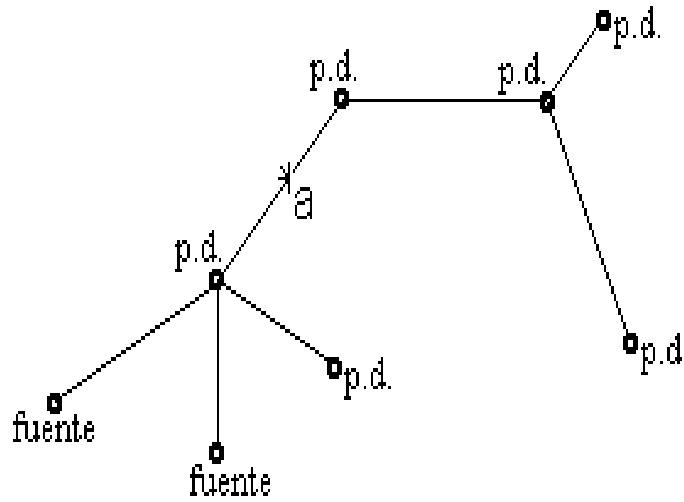
## 1.11 REDES

Las redes son un conjunto de tuberías unidas entre sí y que tienen por objeto transportar un fluido desde uno o más orígenes hasta uno o más destinos. Existen diversos tipos de redes:

**1.11.1 Redes abiertas.** Este tipo de sistema es muy económico, se ahorra en cantidad de tubería para poder llegar a todos los puntos de demanda, pero a la vez tienen una gran desventaja es poco seguro, ya que si la red se corta, por ejemplo en “a” se produce un problema de abastecimiento en el tramo posterior. Este tipo de red se utiliza frecuentemente para abastecer lugares lejos de las fuentes.

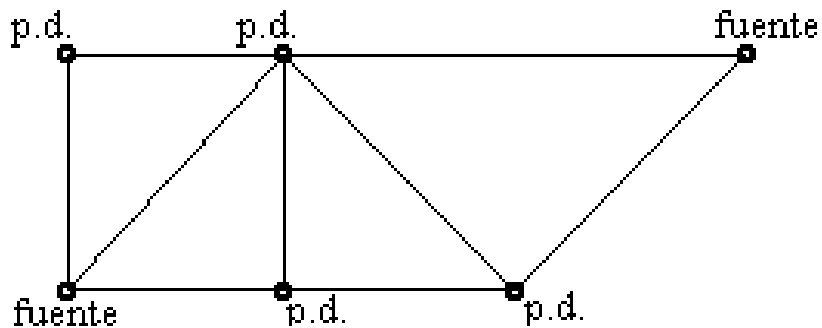


**Figura 27.** Sistemas de redes abiertas



**1.11.2 Redes cerradas.** Este tipo de red, si bien es menos económica que la red abierta, presenta una ventaja muy importante, su seguridad, se puede aislar un sector, o circuito interno, sin dejar sin agua el resto del sistema.

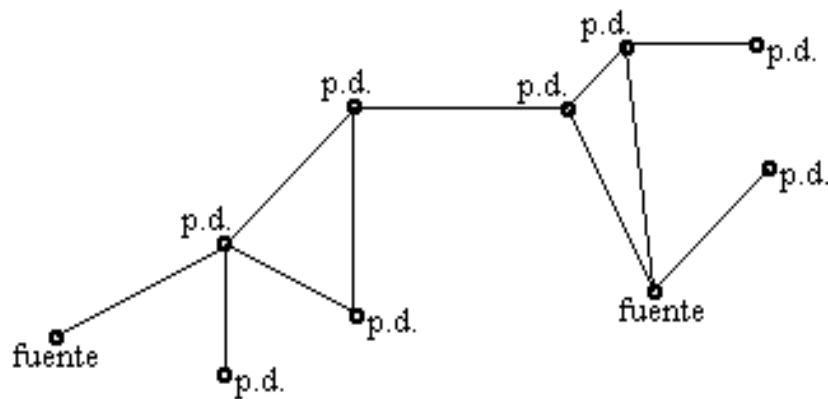
**Figura 28.** Sistemas de redes cerradas



**1.11.3 Redes mixtas.** Es un sistema que conecta o reúne, sistemas abiertos y cerrados. En general, para el abastecimiento de agua se utilizan mallas cerradas. Un diseño eficaz de una red de agua debe considerar múltiples factores, como caudal a transportar, presiones adecuadas y diámetros mínimos. A continuación se enumeran las consideraciones de diseño más importantes:

- Demanda de agua = f (cantidad de población, tipo de industrias).
- Dotación para el consumo doméstico: entre 200 y 300 l/hab/día.
- Rango óptimo de alturas de presión en zonas residenciales: 28 - 35 mca.
- Rango óptimo de velocidades: 0.6 m/s - 1.2 m/s.
- Tuberías comerciales de 75 mm de diámetro o más: 75 - 100 - 125 - 150 - 200 - 250 - 300 - 350.

**Figura 29.** Sistemas de redes mixtas



#### 1.11.4 Métodos de resolución de redes.

##### 1.11.4.1 Redes abiertas.

- No existe un método especial, dado que se conocen las demandas de agua.
- Dada una cierta geometría, se deben calcular las presiones en los nodos.
- Dadas estas presiones requeridas en los nodos, se debe diseñar la red.

##### 1.11.4.2 Redes cerradas.

- Se emplea generalmente el método de Hardy - Cross, el cual es un método iterativo, para una solución factible inicial.
- Para cada tubería, siempre existe una relación entre la pérdida de carga y el caudal, de la forma:

$$h_f = rQ^m$$

Donde:

$m$  : depende de la expresión utilizada para determinar la pérdida de carga.

$r$ : depende de la fórmula para expresar la pérdida de carga y de las características de la tubería, asociadas a pérdidas de cargas singulares y generales.

**1.11.4.3 Método de Hardy - Cross.** Las condiciones hidráulicas básicas en la aplicación del método de Cross son:

1. Por continuidad de gastos, la suma algebraica de los flujos de las tuberías que se reúnen en un nodo es cero.

$$\sum Q_i = 0$$

2. Por continuidad de energía, la suma algebraica de todas las pérdidas de energía en cualquier circuito cerrado o malla dentro del sistema, es cero.

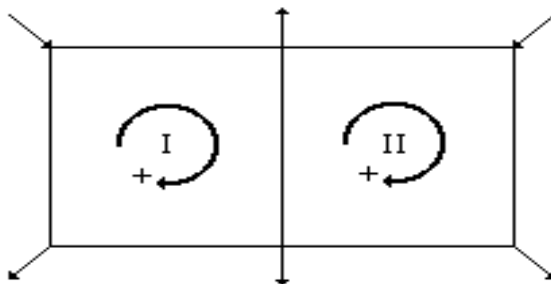
$$\sum h_f = 0$$

Suponiendo conocidas las características de la red ( $D, L, Material$ ) los caudales entrantes al sistema y los caudales salientes de él, entonces lo que se requiere conocer son los caudales que circulan por cada una de las tuberías de la malla.

**Procedimiento:**

Dada una malla cerrada, como la que se muestra en la figura correspondiente:

**Figura 30.** Malla cerrada



- Dividir la red cerrada en un número tal de circuitos cerrados que asegure que cada tubería está incluida, al menos, en un circuito.
- Conocidos los caudales que entran y salen, atribuir caudales hipotéticos  $Q_a$  a las diversas tuberías del sistema, de tal manera que se cumpla la ecuación  $\sum Q_i = 0$
- Calcular el valor de pérdida de carga en cada tubería de acuerdo a la expresión  $h_f = rQ^m$
- Determinar la suma algebraica de las pérdidas de carga en cada circuito y verificar si se cumple  $\sum h_f = 0$  Por lo general, en las primeras iteraciones esto no se cumple.
- Determinar el valor  $m \sum \frac{h_{fa}}{Q_a}$  para cada circuito cerrado.
- Determinar el caudal de corrección,  $\Delta Q$ , que se debe aplicar a cada flujo supuesto en los circuitos. Se tiene que:

$$\begin{aligned}
 h_f &= r Q^m = r (Q_a + \Delta Q)^m \\
 &= r Q_a^m \left(1 + \frac{\Delta Q}{Q_a}\right)^m \\
 &= r Q_a^m \left[1 + m \frac{\Delta Q}{Q_a} + \frac{m(m-1)}{1.2} \left(\frac{\Delta Q}{Q_a}\right)^2 + \dots\right]
 \end{aligned}$$

$$h_f = r Q_a^m = mr \Delta Q Q_a^{m-1}$$

Para un circuito:

$$\sum h_f = \sum r Q_a^m = m \Delta Q \sum r Q_a^{m-1}$$

$$m \Delta Q \sum r Q_a^{m-1} = - \sum r Q_a^m \quad \rightarrow \quad \Delta Q = - \frac{\sum h_{fa}}{m \sum \frac{h_{fa}}{Q_a}}$$

- Corregir los gastos con:  $Q = Q_a + \Delta Q$

Para una tubería que forma parte de 2 mallas, se corrige por los dos circuitos y se repite el proceso hasta donde se obtenga una convergencia adecuada.

## 2. TEORÍA GENERAL DE LAS MÁQUINAS DE FLUJO

### 2.1 CLASIFICACIÓN GENERAL

Las bombas pueden ser clasificadas en base a la aplicación que sirven, al tipo de material del cual están construidas, los líquidos que manipulan, y por su orientación en el espacio. Todas estas clasificaciones tienen un alcance limitado y tienden sustancialmente a coincidir entre sí. Un sistema más básico de clasificación consiste en, primero definir el principio por el cual es agregada energía al fluido, continua en identificar el medio por el cual es implementado este principio y finalmente delinear geometrías específicas comúnmente usadas. Este sistema por tanto está relacionado a la bomba en sí y no está relacionado a consideraciones externas de la bomba o aún al material por el cual fue construida. De acuerdo con este sistema, todas las bombas pueden ser divididas en dos categorías mayores: dinámicas y de desplazamiento<sup>7</sup>.

**2.1.1 Dinámicas.** En la cual la energía es continuamente agregada para incrementar la velocidad del fluido dentro de la máquina a valores más grandes que estos a la descarga, posteriormente a la reducción de velocidad dentro o más allá de la bomba produce un incremento de velocidad.

**2.1.2 De Desplazamiento.** En la cual la energía es periódicamente agregada por la aplicación de fuerza a una o más fronteras movibles de un número deseado de cámaras, conteniendo volúmenes de flujos que resultan en el incremento de la presión por encima de los valores requeridos para mover el fluido a través de válvulas o puertos en la línea de descarga.

---

<sup>7</sup> KARASSIK, Igor et all. Pump handbook. 3 ed. Nueva York: Mc Graw Hill, 2001.

Figura 31. Esquema de clasificación de las bombas dinámicas

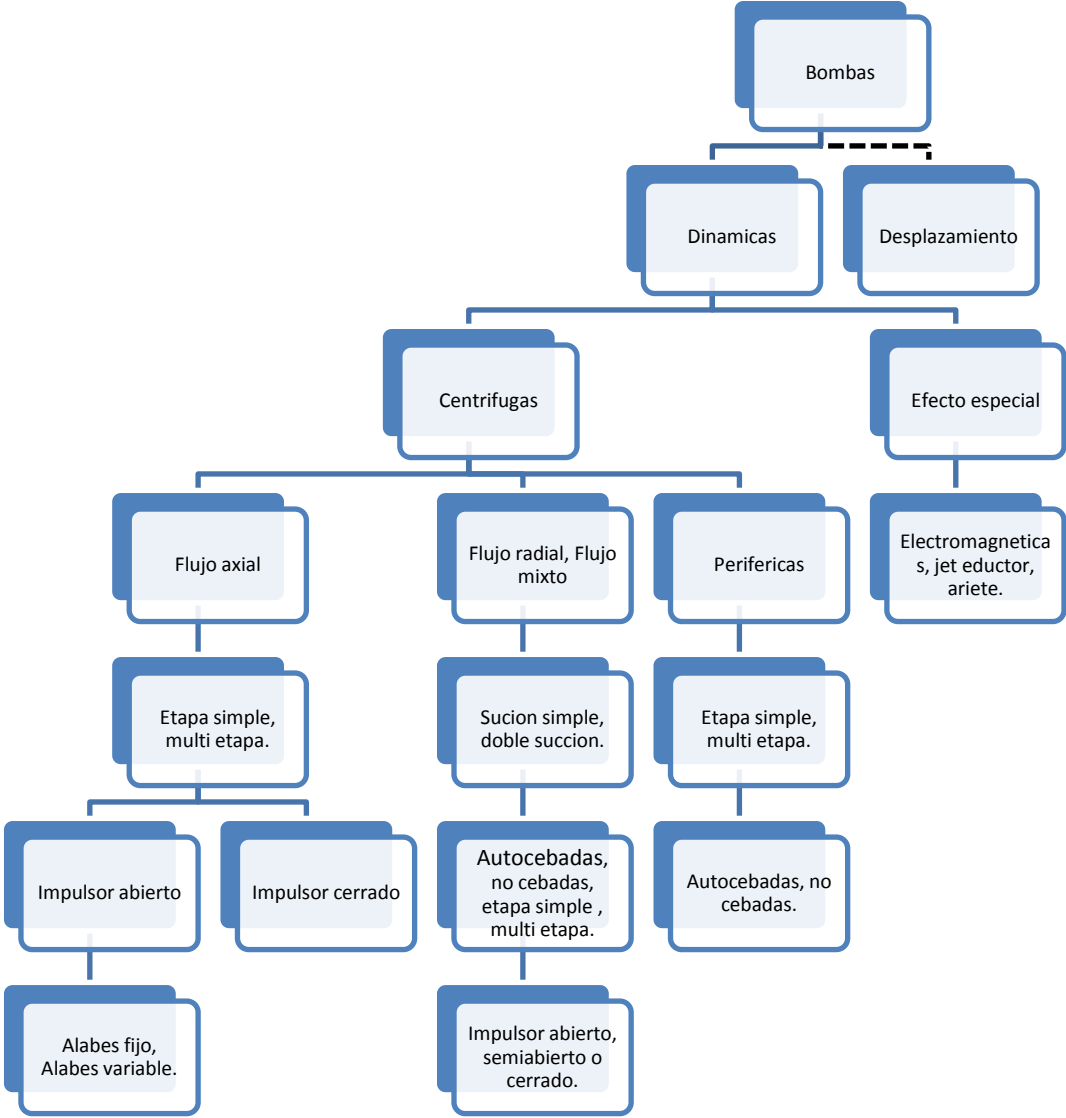
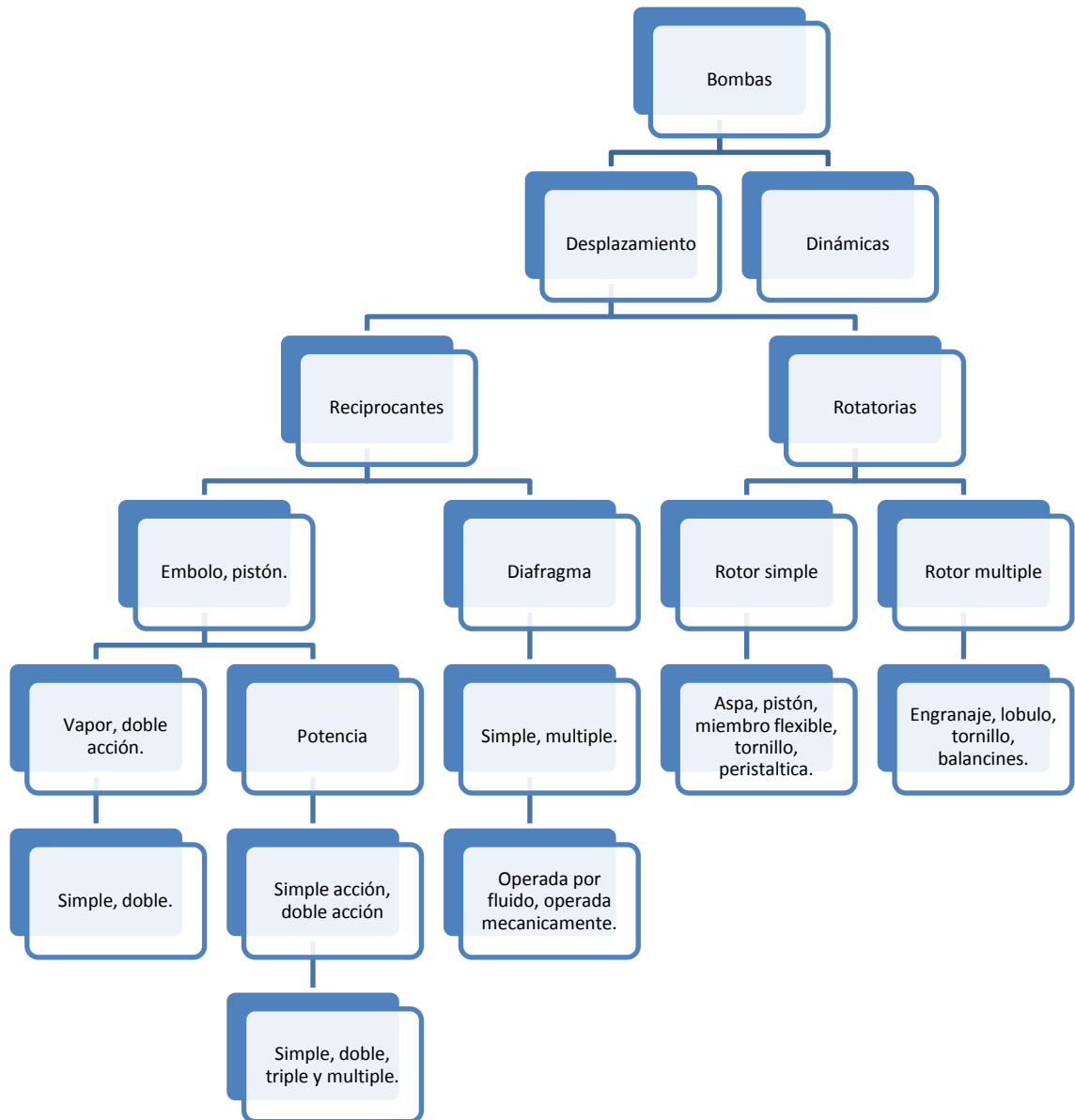


Figura 32. Esquema de clasificación de las bombas de desplazamiento.



## **2.2 MÁQUINAS CENTRÍFUGAS. TEORÍA GENERAL DE FUNCIONAMIENTO.**

La misión de las bombas centrífugas es mover un cierto volumen de líquido entre dos niveles, por tanto son máquinas hidráulicas que transforman un trabajo mecánico en otro de tipo hidráulico.

Las bombas centrífugas 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.

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.

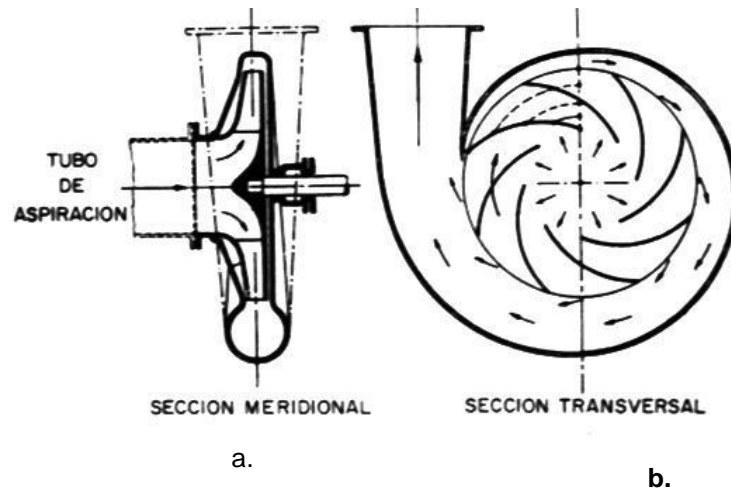
El principio de funcionamiento de las máquinas centrífugas consiste en lo siguiente: El órgano principal de trabajo de la máquina centrífuga es un rodete (impelente) con alabes, el cual se encuentra colocado en el interior de una cámara espiral (voluta)<sup>8</sup> (ver figura 33)

---

<sup>8</sup> <http://alojamientos.us.es/grupotar/master/formacion/documentacion/cursodebombas.pdf>



**Figura 33.** Máquina centrífuga



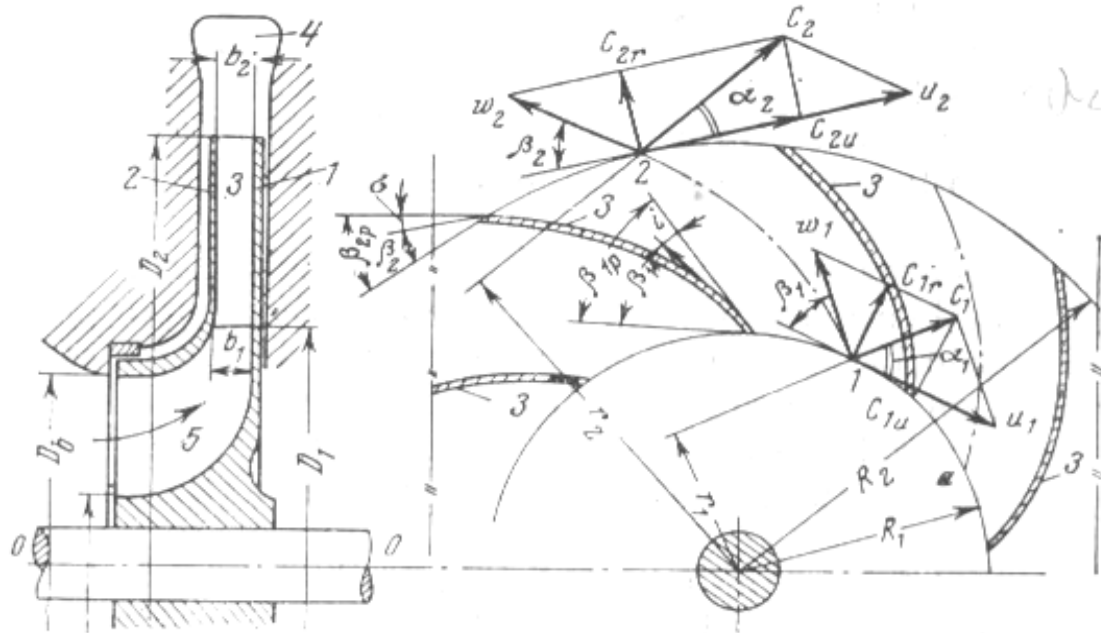
Como se observa en la figura 33 a., el rodete de la máquina consta de dos discos, uno de los cuales está fijado al eje por medio de un casquillo conocido como cubo. El otro tubo posee un orificio central para dejar pasar la sustancia y se encuentra acoplado al perímetro por medio de los alabes, conformándose entre los discos y los alabes, el canal por el cual circulara la sustancia de trabajo.

Considerando la máquina totalmente llena de la sustancia de trabajo y girando el rodete por medio de un motor, observamos que entre los alabes del rodete y de la sustancia de trabajo existirá una interacción de fuerzas debido a la cual la energía del motor se transfiere al fluido<sup>2</sup>.

La voluta espiral (figura 33.b) está destinada para captar el líquido que sale del rodete y transformar parcialmente su energía cinética en carga de presión. Para analizar la circulación del fluido por el interior del rodete nos auxiliaremos de la figura 34.

<sup>2</sup> MARTINEZ DIAZ, Leonel y JAUREGUI, José. Mecánica de fluidos y maquinas de flujo. Cuba: Universidad Cienfuegos. 2007.

**Figura 34.** Cortes de la rueda de una máquina centrífuga



Paralelogramos de velocidades a la entrada y a la salida de los canales entre las paletas. El movimiento del fluido por el canal puede considerarse como resultado de la suma de dos movimientos:

- Movimiento de traslación producto de la rotación del rodete (velocidad  $u$ ).
- Movimiento relativo del alabe (velocidad  $w$ ). (Producto de la acción de las fuerzas centrífugas).

Esto se basa en la suposición hipotética de la presencia de un observador sobre el rodete. Para él las partículas del fluido se mueven solamente con la velocidad  $w$ , él solo se percata del deslizamiento sobre el alabe.

Para el caso de un observador colocado fuera el rodete la partícula se moverá de forma distinta y su velocidad absoluta respecto a la tierra podrá determinarse por la suma vectorial de  $\vec{u}$  y  $\vec{w}$

Definiendo los parámetros que hemos utilizado:

$\vec{u}$  = velocidad lineal con que se mueve un punto del rodete ( $\vec{u} = \vec{w} * R$ )

w = velocidad relativa del fluido respecto al alabe

c = velocidad absoluta de la corriente del fluido

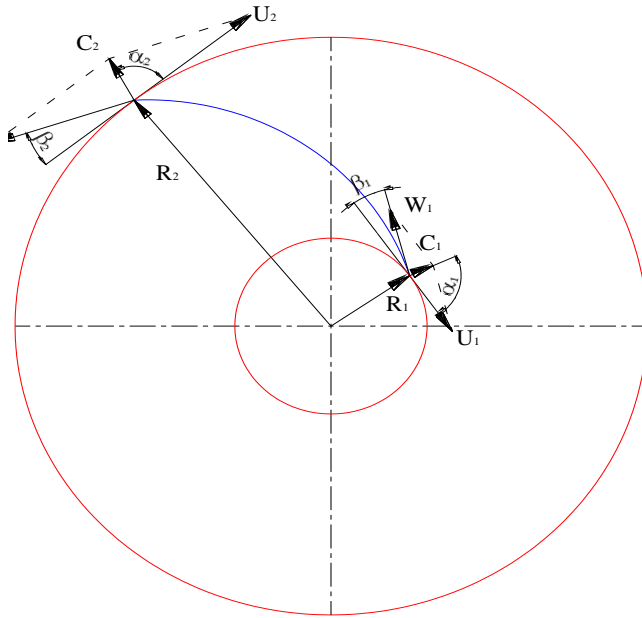
$\alpha$  = ángulo formado entre la velocidad  $\vec{u}$  y  $\vec{c}$

$\beta$  = ángulo determinado por  $\vec{w}$  y la dirección  $\vec{u}$

Transformaciones energéticas en las máquinas centrífugas. Ecuación de Euler. Para deducir la ecuación fundamental de las maquinas centrifugas admitimos las siguientes suposiciones: Los canales Inter-alabes están totalmente llenos de fluidos, la máquina tiene un número infinito de alabes ( $Z = \infty$ ) de espesor igual a cero ( $\delta=0$ ).

Esta conjetura significa que suponemos en los canales entre los alabes del rodete una corriente de filete, en la cual la forma de todos los filetes en el movimiento relativo es absolutamente igual y corresponde exactamente a la de los álabes y las velocidades dependen solo del radio y no cambian a lo largo de una circunferencia de radio dado o sea "Las velocidades del fluido son iguales en líneas de flujo similares". El rendimiento de la bomba es igual a la unidad  $\eta=1$ . No hay pérdida. Como se ve, para realizar el estudio de las maquinas centrifugas hemos idealizado su proceso de trabajo. Para la deducción de la ecuación de Euler haremos referencia a la figura 35.

**Figura 35.** Trayectoria de la partícula a través del álabe.



Aplicado al flujo que, pasa a través del rodete, la ecuación del momento de la cantidad de movimiento tenemos:

$\left. \begin{array}{l} \text{A la entrada } M_{cm1} = \rho \dot{v} C_1 r_1 \\ \text{A la salida } M_{cm2} = \rho \dot{v} C_2 r_2 \end{array} \right\}$	$(\rho \dot{v}) C$ Cantidad de movimiento ( masa por velocidad)
--	--

El momento es el producto de la cantidad de movimiento por unidad de tiempo por su brazo ( $r$ ) El momento de la fuerza resultante es:

$$M_t = \rho \dot{v} C_2 r_2 - \rho \dot{v} C_1 r_1 \tag{2.1}$$

Pero como de la figura 35.

$$r_1 = R_1 \cos \alpha_1 \tag{2.2}$$

$$r_2 = R_2 \cos \alpha_2 \tag{2.3}$$

Sustituyendo (2.2. y 2.3.) en la ecuación (2.1.) y sacando factor común  $\rho \dot{v}$

$$M_t = \rho \dot{v} (R_2 C_2 \cos \alpha_2 - R_1 C_1 \cos \alpha_1)$$

Haciendo uso de los triángulos de velocidad

$$C_2 \cos \alpha_2 = C_{2n} \quad y \quad C_1 \cos \alpha_1 = C_{1n} \quad 2.4$$

$$M_t = \rho \dot{v} (R_2 C_{2u} - R_1 C_{1u}) \quad 2.5$$

La potencia transmitida al fluido será igual a:  $N_t = M_t \cdot \omega$   
2.6

Reemplazando (4.6.) en la ecuación (4.5.) nos quedaría:

$$N_t = \rho \dot{v} (R_2 C_2 - R_1 C_1) \cdot \omega \quad 2.7$$

Pero teniendo en cuenta que:  $u = \omega \cdot R \therefore \omega = \frac{u}{R}$   
2.8

Queda:

$$N_t = \rho \dot{v} (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}) \quad \text{Ecuación de la Potencia} \quad 2.9$$

La potencia útil también puede obtenerse por la expresión:

$$N_{t\infty} = \gamma \dot{v} H_{t\infty} = \rho g \dot{v} H_{t\infty} \quad 2.10$$

Igualando las ecuaciones (4.9.) Y (4.10.) tenemos:

$$H_{\infty} = (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}) \quad 2.11$$

Despejando la carga de impulsión teórica tenemos:

$$H_{t\infty} = \frac{(U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u})}{g} \quad 2.12$$

$H_{t\infty} = \text{carga de impulsión teórica}$ . El subíndice infinito esta dado por las suposiciones ya hechas para el análisis ideal. Lógicamente la carga de impulsión desarrollada realmente por la máquina es menor que este valor por la existencia de las pérdidas internas.

Se observa que para un rodete dado y una velocidad angular de rotación  $w$  dada, la altura de elevación conseguida por la bomba es independiente del líquido bombeado, es decir, una bomba con un determinado rodete y girando a una

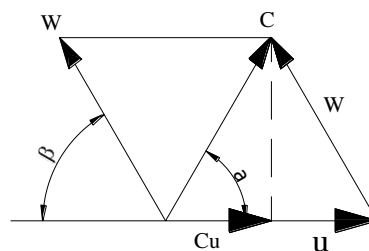
velocidad de rotación prefijada conseguiría igual elevación tanto bombeando mercurio como agua, aunque en el caso del mercurio la presión en la brida de impulsión sería 13,6 veces superior a la que se tendría con el agua. Si se tiene en cuenta que de las dos columnas de igual altura de líquido pesa más la correspondiente al más denso, la presión a la salida de la bomba (brida de impulsión) será mayor, por lo que el elevar una misma cantidad de líquido a una misma altura exigirá un mayor consumo de energía cuanto más pesado sea éste.

*Por lo tanto, una variación de la densidad del líquido a bombear influye y modifica la presión en la brida de impulsión, así como la potencia a aplicar a la bomba.*

Otra forma de expresar la ecuación de Euler a partir de la expresión, (2.12.) que resulta interesante por la información que nos brinda, la podemos obtener haciendo uso de los triángulos de velocidad de entrada y salida.

Considerando un triángulo general (figura 36) y aplicando la “Generalización de Pitágoras” tenemos:

**Figura 36.** Triángulo de velocidades



$$\omega^2 = U^2 + C^2 - 2UC \cos \alpha \quad 2.13$$

El signo negativo es por ser el ángulo agudo. Pero como  $C \cos \alpha = Cu$  podemos plantear:

$$\omega^2 = U^2 + C^2 - 2UCu \quad 2.14$$

Aplicando la expresión de la ecuación (2.13.) a los triángulos de entrada y salida tenemos:

$$\omega_1^2 = U_1^2 + C_1^2 - 2U_1C_{1u} \quad 2.15$$

$$\omega_2^2 = U_2^2 + C_2^2 - 2U_2C_{2u} \quad 2.16$$

Despejando en la ecuación (2.13.) el término  $UC_u$  nos queda:

$$-UC_u = \frac{\omega^2 - U^2 - C^2}{2} \quad 2.17$$

Sustituyendo en la ecuación (2.12.) Para cada triángulo tenemos:

$$H_{t\infty} = \frac{\frac{-\omega_2^2 + U_2^2 + C_2^2}{2} + \frac{\omega_1^2 - U_1^2 - C_1^2}{2}}{g} \quad 2.18$$

Agrupando:

$$H_{t\infty} = \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \quad 2.19$$

De la cual podemos concluir que la altura de impulsión teórica es creada por:

$$\frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2g} = \text{Transformación de la energía cinética del movimiento relativo.}$$

$$\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} = \text{Altura de P condicionada por el trabajo de las fuerzas centrífugas.}$$

$$\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \rightarrow \text{Aumento de la energía cinética del movimiento absoluto.}$$

Haciendo uso de la ecuación (2.19.) podemos definir que la carga de impulsión teórica infinita queda conformada de la forma siguiente:

$$H_{t\infty} = (H_{est})_{t\infty} + (H_{din})_{t\infty} \quad 2.20$$

Donde:

$$(H_{din})_{t\infty} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \quad 2.21$$

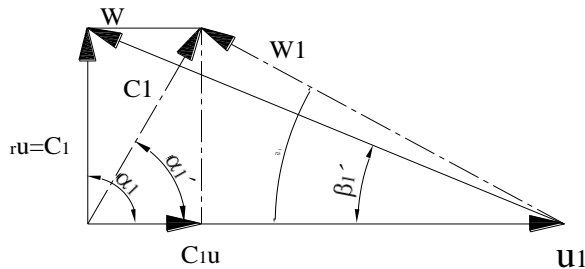
$$(H_{est})_{t\infty} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2g} \quad 2.22$$

Este último aspecto lo demostramos al realizar un análisis energético. A continuación trataremos sobre la forma de obtener la carga de impulsión máxima. De la ecuación “Ecuación de Euler”

$$H_{t\infty} = \frac{(U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u})}{g} \quad 2.23$$

Podemos concluir que  $H_T = \text{máxima cuando el término } U_1 C_{1u} = 0, H_{T\infty} = 0$ . Indudablemente  $U_1 \neq 0$  ya que sino el rodete permanecería estático y no realizaría trabajo. Luego el término que puede ser cero es al componente tangencial de la velocidad absoluta ( $C_{1u}$ ) a la entrada del rodete. La forma que tomaría en este caso el triangulo de velocidad a la entrada viene dado con la figura 40, por línea de trazo continuo desde  $C_{1u}=0$  dado que  $\alpha_1=90$  o sea entrada radial.

**Figura 37.** Triangulo de velocidad para entrada radial del flujo



Para la condición de entrada radial, las ecuaciones quedan de la forma siguiente:

**Ecuación de Momento:**

$$M_{t\infty} = \rho \dot{v} (R_2 C_{2u} - R_1 C_{1u}) \quad 2.24$$

Dado que  $C_{1u} = 0$

$$M_{t\infty} = \rho \dot{v} R_2 C_{2u}$$

**Ecuación de Potencia:**

$$N_{t\infty} = \rho \dot{v} (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}) \quad 2.25$$

Dado que  $C_{1u} = 0$

$$N_{t\infty} = \rho \dot{v} U_2 C_{2u}$$



**Ecuación de la carga de Impulsión:**

$$H_{t\infty} = \frac{(U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u})}{g} \quad 2.26$$

Dado que  $C_{1u} = 0$

$$H_{t\infty} = \frac{(U_2 C_{2u})}{g}$$

Es importante tener en cuenta que:

$$H_t = \mu H_{t\infty}$$

$$H = \eta_h \mu H_{t\infty}$$

$$\eta_h = 0.8 \dots 0.96$$

$\mu < 1 \rightarrow$  Coeficiente que tiene en cuenta el número finito de álabes.

$$\mu = 1 - \frac{U_2}{C_{2u\infty}} \cdot \frac{\pi}{Z} \cdot \text{sen } \beta_2 \quad 2.27$$

### 2.3 PARTES Y FUNCIONAMIENTO

- **Una tubería de aspiración**, concluye prácticamente en la brida de aspiración.
- **Un impulsor o rodete**, formado por un conjunto de álabes que pueden adoptar diversas formas según la misión que vaya a desarrollar la bomba. Estos álabes giran dentro de una carcasa circular.

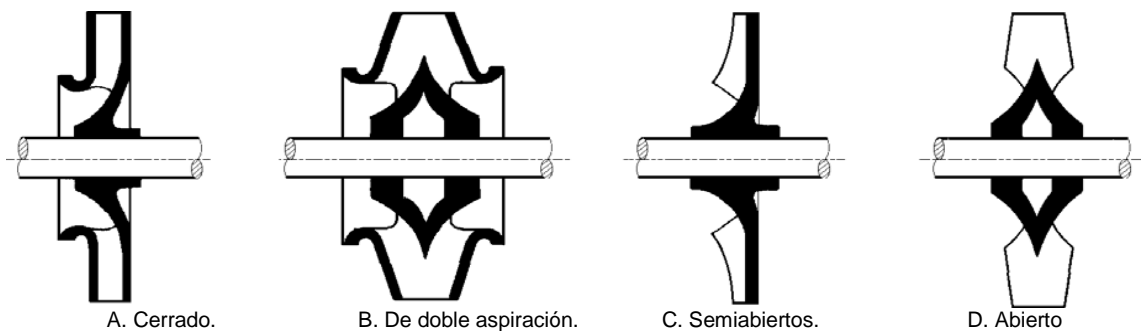
El rodete es accionado por un motor, y va unido solidariamente al eje, siendo este la parte móvil de la bomba. El líquido penetra axialmente por la tubería de aspiración hasta la entrada del rodete, experimentando un cambio de dirección más o menos brusco, pasando a radial, en las bombas centrífugas, o permaneciendo axial en las axiales, acelerándose y absorbiendo un trabajo.

Los álabes del rodete someten a las partículas de líquido a un movimiento de rotación muy rápido, siendo estas partículas proyectadas hacia el exterior por la fuerza centrífuga, creando así una altura dinámica, de tal forma que las partículas

abandonan el rodete hacia la voluta a gran velocidad, aumentando también 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<sup>8</sup>. 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).

**Figura 38.** Tipos de impulsores



### a. 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. Los impulsores abiertos se utilizan en algunas bombas radiales pequeñas y para el bombeo de líquidos abrasivos.

**Figura 39.** Impulsores abiertos

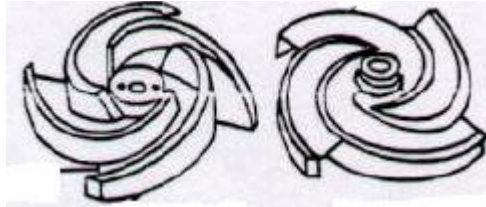


<sup>8</sup> <http://alojamientos.us.es/grupotar/master/formacion/documentacion/cursodebombas.pdf>

### **b. 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, 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 el líquido fuese abrasivo podría resultar muy perjudicial.

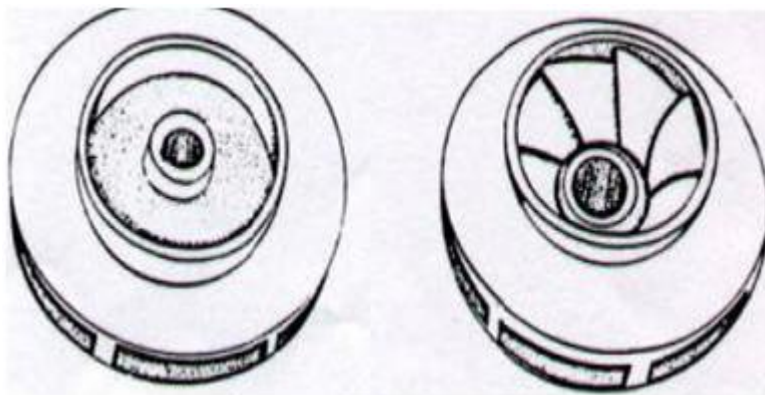
**Figura 40.** Impulsores semiabiertos



### **c. Impulsores cerrados**

Los impulsores cerrados tienen los álabes colocados entre dos paredes laterales, 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.

**Figura 41.** Impulsores cerrados

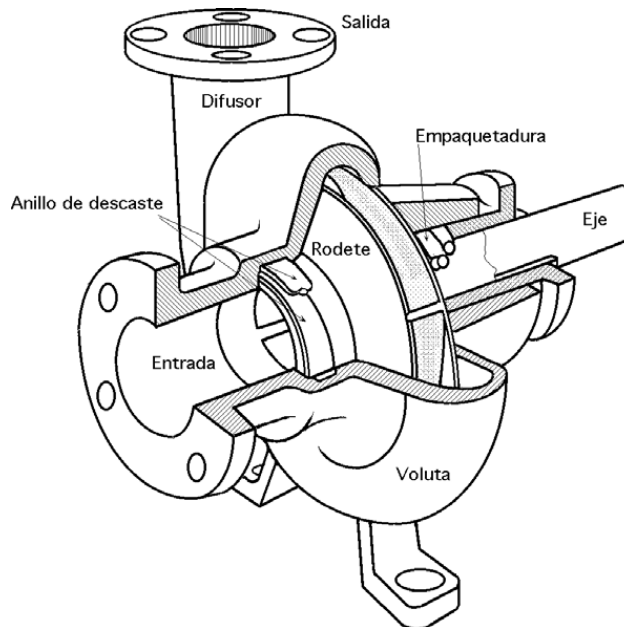


- La voluta, es una parte fija que está dispuesta en forma de caracol alrededor del rodete a su salida, de tal manera que la separación entre ella y el rodete es mínima en la parte superior, y va aumentando hasta que las partículas líquidas se encuentran frente a la abertura de impulsión.

Su misión es la de recoger el líquido que abandona el rodete 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 frena la velocidad del líquido, transformando parte de la energía dinámica creada en el rodete en energía de presión, que crece a medida que el espacio entre el rodete y la carcasa aumenta, presión que se suma a la alcanzada por el líquido en el rodete. En algunas bombas existe, a la salida del rodete, una corona directriz de álabes que guía al líquido antes de introducirlo en la voluta.

Una tubería de impulsión, instalada a la salida de la voluta, por la que el líquido es evacuado a la presión y velocidad creadas en la bomba<sup>8</sup>.

**Figura 42.** Partes de una bomba centrífuga



<sup>8</sup> <http://alojamientos.us.es/grupotar/master/formacion/documentacion/cursodebombas.pdf>

## 2.4 APLICACIÓN DE LA ECUACIÓN DE LA ENERGÍA A UN FLUIDO INCOMPRESIBLE Y NO VISCOSO.

Haciendo uso de la figura 33. a, podemos plantear que el trabajo de la fuerza centrífuga se emplea en variar la energía del fluido entre los puntos 1 y 2 del rodete.

$$W_{FC} = \Delta E_{\text{presión}} + \Delta E_{\text{cinética}} + \Delta E_{\text{posición}} \quad 2.28$$

Como sabemos:

$$W_{FC} = F_c \cdot \text{Desplazamiento} \quad 2.29$$

Pero:

$$F_c = \text{masa} \cdot \text{Aceleración} \quad 2.30$$

Dando que  $A_c = w^2 \cdot R$  y para la masa unitaria nos queda:

$$F_c = w^2 \cdot R \quad ; \quad m = 1 \quad 2.31$$

El trabajo de la fuerza centrífuga será:

$$W_{FC} = \int_{R_1}^{R_2} F_c \cdot dR = \int_{R_1}^{R_2} w^2 \cdot R dR = w^2 \int_{R_1}^{R_2} R dR = \frac{w^2 R^2}{2} \Big|_{R_1}^{R_2} = \frac{w^2}{2} (R_2^2 - R_1^2) \quad 2.32$$

Dado que la velocidad tangencial  $u = \omega \cdot R \therefore \omega^2 = \frac{u^2}{R^2}$  podemos plantear:

$$W_{FC} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} \quad 2.33$$

Sustituyendo en la ecuación (2.28.) Tenemos:

$$\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} + (Z_2 + Z_1) \quad 2.34$$

Donde g y  $\gamma$  nos permite obtener una igualdad de unidades  $\gamma = \rho \cdot g$

Despreciando  $Z_2 - Z_1 = 0$  o sea  $Z_2 = Z_1$

$$\frac{P_2 - P_1}{\gamma} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} \quad 2.35$$

Nota: fijarse que el cambio en los subíndices de  $w$  es producto del cambio de signo. Generalmente la magnitud  $Z_2 - Z_1$  es despreciable y por tanto despejando el término de los incrementos de presión y considerando  $\gamma = \rho \cdot g$

$$P_2 - P_1 = \frac{\rho w^2}{2} (R_2^2 - R_1^2) + \frac{\rho}{2} (w_1^2 - w_2^2)$$

De la cual podemos concluir que al aumento de presión que se produce en el impelente es producto de:

- La transformación de la energía cinética del movimiento relativo.

$$\frac{\rho}{2} (w_1^2 - w_2^2) \quad 2.36$$

- El trabajo de las fuerzas centrífugas.

$$\frac{\rho w^2}{2} (R_2^2 - R_1^2) \quad 2.37$$

## 2.5 PARÁMETROS DE TRABAJO. POTENCIA Y RENDIMIENTOS

**2.5.1 Carga de impulsión (H).** Energía suministrada por la máquina al fluido. En las bombas generalmente se expresa en unidades de longitud. Ej. Metros de una columna de líquido. Resulta común identificarla por el término de carga de la bomba en m.

**2.5.2 Caudal (Q).** Cantidad de líquido que desplaza la máquina en la unidad de tiempo. En las bombas puede denominarse también como *flujo* y se puede expresar en unidades volumétricas o másicas por unidad de tiempo. Ej. m<sup>3</sup>/s ó kg/s.

**2.5.3 Potencia útil (Pu).** Cantidad de energía por unidad de tiempo, entregada al fluido que abandona la máquina por la tubería de descarga. Ver figura 43.

$$P_u = \frac{\rho g Q H}{1000} \quad (\text{Kw}) \quad 2.38$$

Donde:

$\rho$  = Densidad del fluido ( $kg/m^3$ ).

$g$  = Aceleración de la gravedad ( $m/s^2$ ).

$Q$  = Flujo volumétrico ( $m^3/s$ ).

$H$  = Carga de impulsión (m).

**2.5.4 Potencia interna (Pi).** Energía por unidad de tiempo entregada a todo el fluido que circula por el interior de la máquina<sup>2</sup>. Ver figura 43.

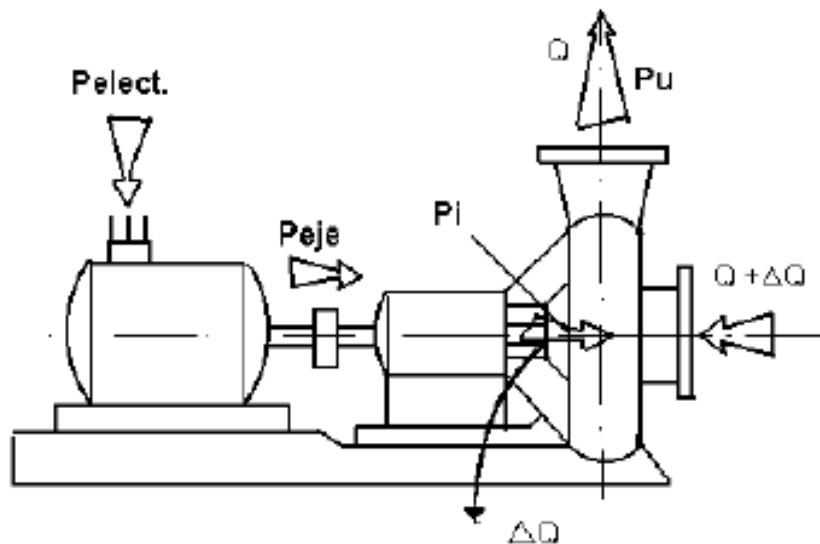
$$P_i = \frac{\rho g (Q + \Delta Q) * (H + \Delta H)}{1000} \quad (kW) \quad 2.39$$

Donde:

$\Delta Q$  = Pérdidas del flujo volumétrico ( $m^3/s$ )

$\Delta H$  = Perdidas en la carga de impulsión (m).

**Figura 43.** Diagrama de potencia



<sup>2</sup> MARTINEZ DIAZ, Leonel y JAUREGUI, José. Mecánica de fluidos y maquinas de flujo. Cuba: Universidad Cienfuegos. 2007.

**2.5.5 Rendimiento interno ( $\eta_i$ ).** Valora que cantidad de la energía por unidad de tiempo entregada a todo el fluido que circula por el interior de la máquina se transforma en energía útil en el fluido por unidad de tiempo. Se obtiene relacionando la Potencia útil y la Potencia interna.

$$\eta_i = \frac{P_u}{P_i} \quad 2.40$$

Donde:

$P_u$  = Potencia útil.

$P_i$  = Potencia interna.

Sustituyendo en la ecuación anterior los términos de Potencia útil y Potencia interna por sus expresiones de cálculo se obtiene la ecuación:

$$\eta_i = \frac{P_u}{P_i} = \frac{\frac{\rho g Q H}{1000}}{\frac{\rho g (Q + \Delta Q) * (H + \Delta H)}{1000}}$$

Eliminando términos semejantes en la ecuación anterior ésta se puede representar en la forma dada en la ecuación:

$$\eta_i = \frac{Q}{(Q + \Delta Q)} * \frac{H}{(H + \Delta H)} \quad 2.41$$

$$\eta_i = \eta_v * \eta_h \quad 2.42$$

Donde:

$\eta_v$  = Rendimiento volumétrico.

$\eta_h$  = Rendimiento hidráulico.

**2.5.5.1 Rendimiento volumétrico ( $\eta_v$ ).** Valora la cantidad de flujo que sale de la máquina para ser utilizado de forma útil, respecto al flujo total trasegado por la máquina.



**2.5.5.2 Rendimiento hidráulico ( $\eta_h$ ).** Valora la cantidad de energía por unidad de tiempo, entregada al fluido que abandona la máquina por la tubería de descarga, con relación a toda la energía entregada al fluido. Otro rendimiento a considerar en las bombas es el Rendimiento mecánico ( $\eta_m$ ), el cual valora que magnitud de la energía entregada en el eje de la máquina es transferida al fluido en el interior del equipo, ya sea usada de forma útil o gastada en vencer pérdidas.

**2.5.5.3 Rendimiento mecánico ( $\eta_m$ ).** Se determina según la expresión:

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_{eje}} \quad 2.43$$

La Potencia al eje requerida por la bomba se determina de la Ecuación:

$$P_{eje} = \frac{P_i}{\eta_m} \quad 2.44$$

Sustituyendo en la Ecuación anterior el término de Potencia Interna ( $P_i$ ) obtenido anteriormente en función de la Potencia útil ( $P_u$ ); y considerando que el Rendimiento interno  $\eta_i$  es el producto de los rendimientos hidráulicos y volumétricos se tiene que la Potencia al eje de la bomba se determina según la ecuación:

$$P_{eje} = \frac{P_u}{\eta_m * \eta_v * \eta_h} = \frac{P_u}{\eta_b} = \frac{\rho g Q H}{1000 * \eta_b} \quad 2.45$$

Valores comunes del rendimiento de la bomba  $\eta_b$  según el tamaño y calidad de fabricación se ofrecen en la tabla 8.

**Tabla 8.** Valores del rendimiento de la bomba según tamaño y calidad de la bomba.

Tipo de Máquinas	$\eta_v$	$\eta_h$	$\eta_m$
Grandes bombas con fabricación minuciosa	0.96 – 0.98	0.85 – 0.96	0.92 – 0.96
Bombas medianas y pequeñas	0.85 – 0.95	0.80 – 0.85	0.90 – 0.94

Dado que el rendimiento de la bomba  $\eta_b$  es el producto de estos tres rendimientos, se tiene que el rendimiento de la bomba alcanza valores de  $\eta_b = 0.75 - 0.9$  . Lo que indica que se puede perder más del 25% de la energía dada a la bomba, aún estando bien seleccionado el equipo.

La cantidad de energía entregada por la máquina al fluido (Carga de impulsión H) y el flujo trasegado por la misma (Caudal Q) dependen de la forma geométrica del impulsor y ello se toma en consideración por el coeficiente de clasificación denominado Velocidad Específica ( $\eta_s$ ) que se trata mas adelante.

## 2.6 TEORÍA DE SEMEJANZA. CRITERIOS DE SEMEJANZA. VELOCIDAD ESPECÍFICA

En la construcción de las máquinas centrifugas se usa ampliamente el método de simulación, (ensayo de modelos). En ello debe cumplir las leyes de semejanza.

Semejanza hidrodinámica.  $\left\{ \begin{array}{l} - \text{Semejanza geométrica.} \\ - \text{Semejanza cinemática.} \end{array} \right.$

### 2.6.1 Semejanza geométrica

- Igualdad de ángulos.
- Proporcionalidad entre las dimensiones.

$$\beta_{1a} = \beta_{1b} ; \beta_{2a} = \beta_{2b} ; \beta_{ia} = \beta_{ib} \quad 2.46$$

$$\frac{D_{2b}}{D_{2a}} = \frac{D_{1b}}{D_{1a}} = \frac{b_{2b}}{b_{2a}} = \frac{b_{1b}}{b_{1a}} = \delta_l = \text{constante} \quad 2.47$$

Donde:

$\delta_l$  = Coeficiente de semejanza geométrica.

**2.6.2 Semejanza cinemática.** Igualdad de los ángulos en los triángulos de velocidades. Proporcionalidad entre los valores de las velocidades en puntos correspondientes en maquinas geoméricamente semejantes.

$$\alpha_{1a} = \alpha_{1b} ; \alpha_{2a} = \alpha_{2b} ; \alpha_{ia} = \alpha_{ib} \quad 2.48$$

$$\frac{U_{2a}}{U_{1b}} = \frac{W_{1a}}{W_{1b}} = \frac{C_{1a}}{C_{1b}} = \delta_c = \text{constante} \quad 2.49$$

Donde:

$\delta_c$  = Coeficiente de semejanza cinemática.

**2.6.3 Semejanza dinámica.** Proporcionalidad entre las fuerzas que actúan en punto homólogos de maquinas geoméricamente y cinemáticamente semejantes<sup>2</sup>.

$$\frac{P_{1a}}{P_{1b}} = \frac{P_{2a}}{P_{2b}} = \frac{P_{ia}}{P_{ib}} = \delta_p \quad 2.50$$

Donde:

$\delta_p$  = Coeficiente de semejanza dinâmica.

Además de la semejanza hidrodinámica debe existir semejanza respecto al carácter del flujo dado por los números de **Reynolds, Froud, Euler y Strouhal**.

Para que las características del flujo sean semejantes debe cumplirse:

$$Re = Re_m ; Eu = Eu_m ; Fr = Fr_m ; Sh = Sh_m \quad 2.51$$

Si tuviéramos un compresor se cumple que:

$$K = K_m \quad 2.52$$

La relación entre los parámetros de funcionamiento y las dimensiones físicas del impelente de maquinas semejantes podemos obtenerla por los siguientes criterios.

$$Q_a = \pi D_{2a} * b_{2a} * Cr_{2a} * \eta v_a \quad 2.53$$

<sup>2</sup> MARTINEZ DIAZ, Leonel y JAUREGUI, José. Mecánica de fluidos y maquinas de flujo. Cuba: Universidad Cienfuegos. 2007.

$$Q_b = \pi D_{2b} * b_{2b} * Cr_{2b} * \eta v_b \quad 2.54$$

$$\frac{Q_a}{Q_b} = \frac{D_2 a}{D_2 b} * \frac{b_2 a}{b_2 b} * \frac{Cr_2 a}{Cr_2 b} * \frac{\eta v a}{\eta v b} \quad 2.55$$

Como conocemos por semejanza geométrica.

$$\frac{D_2 b}{D_2 a} * \frac{b_2 b}{b_2 a} = \delta_l = \text{constante} \quad 2.56$$

Además por semejanza cinemática.

$$\frac{Cr_1 a}{Cr_1 b} = \frac{U_2 a}{U_2 b} = \frac{\frac{2\pi n a * D_2 a}{60 * \frac{2}{2}}}{\frac{2\pi n b * D_2 b}{60 * \frac{2}{2}}} = \frac{na * D_2 a}{nb * D_2 b} = \delta_2 \quad 2.57$$

Sustituyendo en la relación de los flujos tenemos.

$$\frac{Q_a}{Q_b} = \frac{D_2 a}{D_2 b} * \frac{D_2 a}{D_2 b} * \frac{na * D_2 a}{nb * D_2 b} * \frac{\eta v a}{\eta v b} \quad 2.58$$

$$\frac{Q_a}{Q_b} = \frac{D_2^3 a}{D_2^3 b} * \frac{D_2 a}{D_2 b} * \frac{na}{nb} * \frac{\eta v a}{\eta v b}$$

Considerando la carga de impulsión tenemos.

$$H_{t\infty} = \frac{U_2 C_{2u}}{g} \therefore H_r = \frac{U_2 C_{2u}}{g} * \eta h \quad 2.59$$

$$\frac{H_a}{H_b} = \frac{U_2 a}{U_2 b} * \frac{C_{2Ua}}{C_{2Ub}} * \frac{\eta h a}{\eta h b} \quad 2.60$$

De la semejanza cinemática.

$$\frac{U_2 a}{U_2 b} * \frac{C_{2Ua}}{C_{2Ub}} = \delta_c \quad 2.61$$

Pero,

$$\frac{U_2 a}{U_2 b} = \frac{\frac{2\pi n a * D_2 a}{60 * \frac{2}{2}}}{\frac{2\pi n b * D_2 b}{60 * \frac{2}{2}}} = \frac{na * D_2 a}{nb * D_2 b} \quad 2.62$$

Por lo cual.

$$\frac{H_a}{H_b} = \frac{U_2^2 a}{U_2^2 b} * \frac{\eta h a}{\eta h b} = \frac{na^2 * D_2^2 a}{nb^2 * D_2^2 b} * \frac{\eta h a}{\eta h b} \quad 2.63$$

O sea.

$$\frac{H_a}{H_b} = \frac{na^2 * D_2^2 a}{nb^2 * D_2^2 b} * \frac{\eta ha}{\eta hb} \quad 2.64$$

Para las máquinas en que el parámetro más usado es la presión.

Como es conocido se puede plantear:

$$P = \rho * g * H \quad 2.65$$

Por lo cual.

$$\frac{Pa}{Pb} = \frac{\rho a}{\rho b} * \frac{na^2 * D_2^2 a}{nb^2 * D_2^2 b} * \frac{\eta ha}{\eta hb} \quad 2.66$$

Dado que la potencia al eje de una maquina viene dada por la expresión.

$$Ne = \frac{\rho * g * Q * H}{\eta} \quad 2.67$$

Podemos plantear.

$$\frac{Nea}{Neb} = \frac{\rho a}{\rho b} * \left( \frac{D_2^3 a}{D_2^3 b} * \frac{na^2}{nb^2} * \frac{\eta va}{\eta vb} \right) * \left( \frac{na^2}{nb^2} * \frac{D_2^2 a}{D_2^2 b} * \frac{\eta ha}{\eta hb} \right) \quad 2.68$$

$$\frac{Nea}{Neb} = \frac{\rho a}{\rho b} * \frac{D_2^5 a}{D_2^5 b} * \frac{na^2}{nb^2} * \frac{\eta a}{\eta b} \quad 2.69$$

Para el análisis de una misma máquina que solo le cambian las r.p.m. se obtienen las siguientes relaciones:

$$\frac{Qa}{Qb} = \frac{na}{nb} ; \frac{Ha}{Hb} = \frac{na^2}{nb^2} ; \frac{Nea}{Neb} = \frac{na^3}{nb^3} \quad 2.70$$

## 2.7 VELOCIDAD ESPECÍFICA.

Considerando que el rendimiento no cambia.

$$\frac{Qa}{Qb} = \frac{D_2 a^3}{D_2 b^3} * \frac{na}{nb} \quad 2.71$$

$$\frac{Ha}{Hb} = \frac{D_2 a^2}{D_2 b^2} * \frac{na^2}{nb^2} \quad 2.72$$

Despejando de la ecuación de los flujos la relación de los diámetros tenemos.

$$\frac{D_2 a^3}{D_2 b^3} = \frac{Qa}{Qb} * \frac{na}{nb}$$

Elevando a  $\frac{2}{3}$  ambos términos tenemos.

$$\frac{D_2 a^2}{D_2 b^2} = \left(\frac{Qa}{Qb}\right)^{2/3} * \left(\frac{na}{nb}\right)^{2/3}$$

Sustituyendo en la ecuación de la carga.

$$\frac{Ha}{Hb} = \left(\frac{Qa}{Qb}\right)^{2/3} * \left(\frac{na}{nb}\right)^{2/3} * \frac{na^2}{nb^2}$$

Invertiendo la relación de revoluciones elevada a los  $\frac{2}{3}$  tenemos.

$$\frac{Ha}{Hb} = \left(\frac{Qa}{Qb}\right)^{2/3} * \left(\frac{na}{nb}\right)^{-2/3} * \frac{na^2}{nb^2} ; \frac{Ha}{Hb} = \left(\frac{Qa}{Qb}\right)^{2/3} * \left(\frac{na}{nb}\right)^{4/3}$$

Elevando a la  $\frac{3}{4}$  toda la expresión para eliminar el exponente de las velocidades nos queda.

$$\frac{Ha^{3/4}}{Hb} = \left(\frac{Qa}{Qb}\right)^{1/2} * \frac{na}{nb}$$

Agrupando los términos estos quedan.

$$\frac{na Qa^{1/2}}{Ha^{3/4}} = \frac{nb Qb^{1/2}}{Hb^{3/4}} \quad 2.73$$

Considerando una bomba modelo que desarrolle una carga de 1m, consumiendo 1cv y trabajando con agua cuyo  $\gamma = 1000 \text{ kgf/m}^3$ , el flujo que circula por la bomba modelo es:

$$N_b = \frac{\gamma * Q * H}{75 \frac{\text{kgm}}{\text{cv} * \text{s}}} \quad \therefore \quad Q = \frac{75 * N_b}{1000 * 1} = 0.075 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

O sea la bomba modelo maneja un flujo de  $Q = 0.075 \frac{m^3}{s}$  ó  $75 \text{ l/s}$ .

Relacionando los parámetros de la bomba modelo con cualquier bomba semejante. Tenemos:

$$\frac{n_m Q_m^{1/2}}{H_m^{3/4}} = \frac{n Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Despejando las revoluciones del modelo tenemos:  $n_m = \frac{H_m^{3/4}}{Q_m^{1/2}} * \frac{n Q^{1/2}}{H^{3/4}}$

Sustituyendo.

$$n_m = \frac{1^{3/4}}{\sqrt{0.075}} * \frac{n Q^{1/2}}{H^{3/4}} = 3.65 \frac{n Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Llamando  $n_s$  a  $n_m$  la velocidad específica nos queda.

$$n_s = 3.65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad 2.74$$

## 2.8 CURVAS CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS

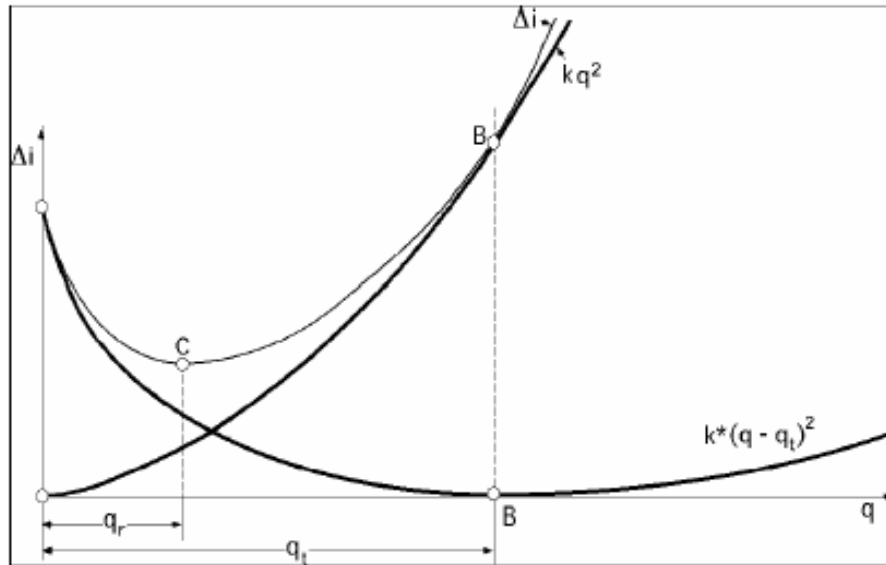
La curva característica de una bomba centrífuga es una ecuación de la forma, que relaciona el caudal con la altura manométrica. La relación entre la altura manométrica y la total es:

$$H_m = H_t - \Delta_i = A - Bq - \Delta_i \quad 2.75$$

Por lo que si a la altura total, para cada caudal  $q$ , se le restan las pérdidas de carga interiores  $\Delta_i$ , se obtienen las alturas manométricas relativas a cada uno de los caudales  $q^8$ .

<sup>8</sup> <http://alojamientos.us.es/grupotar/master/formacion/documentacion/cursodebombas.pdf>

**Figura 44.** Pérdidas en una bomba.



Las **pérdidas internas**  $\Delta i$  son de dos tipos:

- Las debidas al **rozamiento del líquido**, que son proporcionales al caudal circulante

$$q: \Delta_{roz} = k \cdot q^2 \quad 2.76$$

Donde  $k$  es una constante de rozamiento que depende de las dimensiones del rodete, del estado superficial de los álabes, de la voluta, etc.

- Las debidas a las **componentes de choque** que se producen cuando el caudal que circula  $q$  es diferente del caudal de diseño  $q_t$  de la forma, Figura 44.

$$\Delta_{choque} = k \cdot (q - q_t)^2 \quad 2.77$$

Se observa que para:  $q = q_t$ , son nulas;  $k$  es otra constante que también depende de las dimensiones del rodete, voluta, etc.

En consecuencia las pérdidas de carga interiores de la bomba son:

$$\begin{aligned} \Delta_i &= \Delta_{roz} + \Delta_{choque} = k \cdot q^2 + k \cdot (q - q_t)^2 = h_{rodete} + h_{corona} + h_{voluta} \\ &= h_r + h_{cd} + h_v \end{aligned} \quad 2.78$$



Las pérdidas  $\Delta i$  tienen un valor mínimo para un caudal  $q_r$  distinto del  $q_t$  en la forma:

$$\left. \frac{d\Delta_i}{dq} \right|_{q=q_r} = 2 \cdot k \cdot q_r + 2 \cdot k' \cdot (q_r - q_t) = 0, \quad q_r = \frac{k'}{k+k'} q_t \rightarrow q_r < q_t$$

Que es menor que  $q_t$ . Si se representan las pérdidas de carga interiores de la bomba  $\Delta i$  en función de los caudales  $q$ , por lo tanto la ecuación de la curva característica es:

$$H_m = A - Bq - \Delta_i = A - Bq - kq^2 - k'(q - q_t)^2 = A - Bq - Cq^2 \quad 2.79$$

Y, por lo tanto, su representación gráfica se obtiene, como sabemos, restando las pérdidas internas de la altura total para cada caudal  $q$ . Hay que tener presente que para  $q = 0$  las pérdidas de carga internas  $\Delta i$  no son nulas, pues aunque la tubería de impulsión esté cerrada, caudal nulo, los álabes seguirán girando y en consecuencia produciendo rozamientos que implican pérdidas de carga.

**Figura 45.** Curvas características teórica y real de una bomba centrífuga y Pérdidas correspondientes.

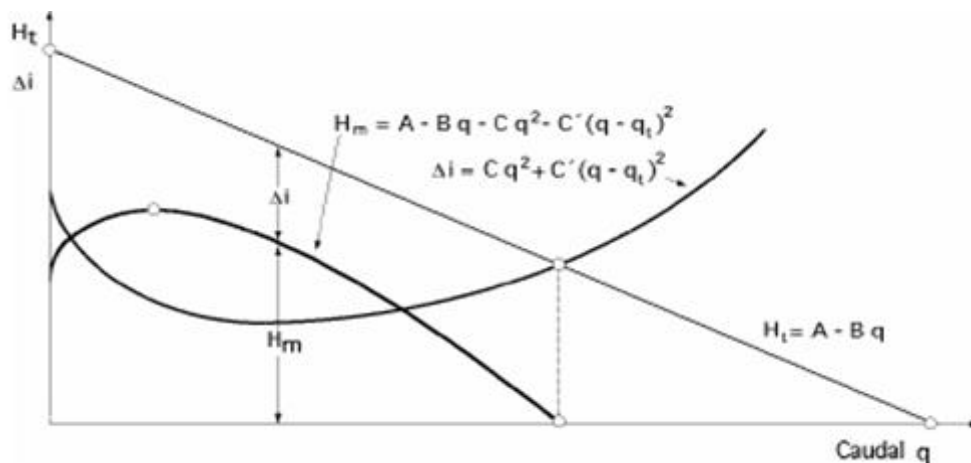
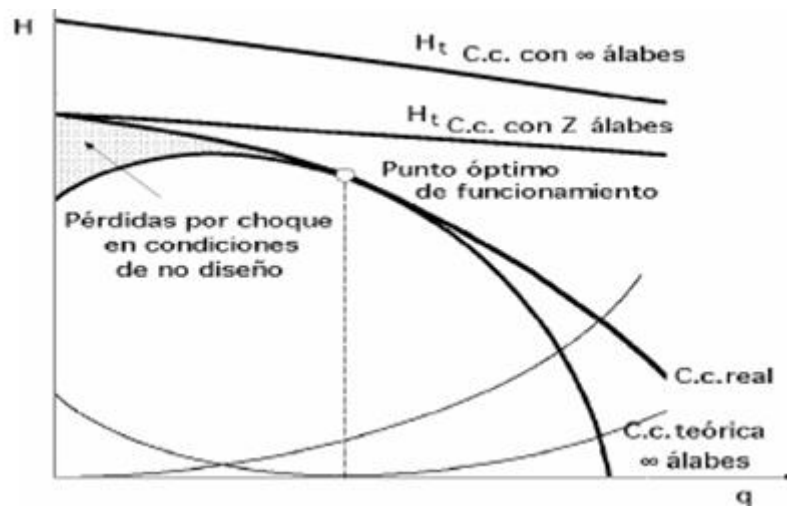


Figura 45. (Continuación)



## 2.9 OPORTUNIDADES DE AHORRO DE ENERGÍA EN LAS MÁQUINAS DE FLUJO

Con frecuencia las oportunidades de ahorro de energía en las bombas de una industria se pasan por alto, dado que las ineficiencias en los sistemas de bombeo no resultan evidentes en muchos casos. Las causas más frecuentes de la ineficiencia en los sistemas de bombeo son:

- Mala selección de la bomba.
- Condiciones de operación diferentes a las de diseño.
- Bombas sobredimensionadas para asimilar futuras ampliaciones de capacidad en la planta.
- Factores de diseño muy conservadores para asegurar que la bomba cumpla con las condiciones requeridas.
- Otras consideraciones de diseño válidas cuando los costos de la energía eran menores.

La búsqueda de oportunidades de ahorro en los sistemas de bombeo, debe concentrarse en el 20% de las bombas que consumen el 80% de la energía por este concepto. Otros autores recomiendan analizar solo las bombas por encima de un cierto tamaño, por ejemplo, de más de 25 hp<sup>2</sup>.

### **2.9.1 Los principales aspectos hacia los que debe enfocarse esta búsqueda de oportunidades de ahorro de energía.**

**2.9.1.1 Mantenimiento excesivo.** El cual puede estar asociado con:

- a. Bombas sobredimensionadas, operando severamente estranguladas.
- b. Bombas en cavitación.
- c. Bombas en muy mal estado técnico.
- d. Bombas no adecuadas para la función que realizan.

#### **2.9.1.2 Sistemas de bombeo con grandes variaciones de flujo o de presión.**

Cuando el flujo o la presión normal es inferior al 75 % del valor máximo existe energía desperdiciada por un excesivo estrangulamiento, por recirculación de grandes flujos o por tener en operación más bombas de las necesarias.

**2.9.1.3 Recirculación de flujos,** en dispositivos de control o de protección.

**2.9.1.4 Válvulas de control de flujo por estrangulamiento.** Las bombas que trabajen con un estrangulamiento fijo indican que están sobredimensionadas. La energía perdida en las válvulas de estrangulamiento es proporcional a la caída de presión en las mismas y el flujo que circule.

**2.9.1.5 Ruidos en bombas o en válvulas.** Una bomba ruidosa normalmente es señal de cavitación, mientras que el ruido en las válvulas puede indicar una alta caída de presión en ella, con la correspondiente pérdida de energía.

---

<sup>2</sup> MARTINEZ DIAZ, Leonel y JAUREGUI, José. Mecánica de fluidos y maquinas de flujo. Cuba: Universidad Cienfuegos. 2007.

**2.9.1.6 Sistemas con bombas múltiples.** Con frecuencia se pierde energía al recircular un exceso de capacidad, al mantener trabajando bombas innecesariamente, al mantener un exceso de presión en el sistema, o por tener gran incremento de capacidad entre bombas.

**2.9.1.7 Cambios en las condiciones de operación.** Los cambios en las condiciones de la planta pueden provocar que las bombas instaladas pasen a operar con menor eficiencia.

**2.9.1.8 Consumos con bajos flujos y alta presión.** Este tipo de consumo hace que todo el sistema tenga que operar a una mayor presión.

**2.9.1.9 Bombas con sobrecapacidad conocida.** Implican pérdidas de energía por lo ya analizado anteriormente. Una vez que las posibles causas de ineficiencia han sido identificadas, deben evaluarse los potenciales de ahorro y el costo de implementación y los indicadores de rentabilidad de los posibles proyectos de mejora.

El análisis de las condiciones actuales de operación sobre la curva característica original de la bomba puede ser un buen punto de partida para ello. Dentro de las medidas para mejorar el trabajo de los equipos de bombeo están:

1. Realizar una correcta selección de equipo de bombeo.
2. Revisión y corrección de los sistemas para adecuarlo a los equipos de bombeo.
3. Realizar prácticas eficientes de operación de los equipos de bombeo.
4. Sistematizar buenas prácticas de mantenimiento del equipo de bombeo.
5. Instalar instrumentación y poner en práctica sistemas de monitoreo y control.
6. Especificar correctamente la adquisición de nuevos equipos.
7. Elaboración y análisis de características hidráulicas no existentes.

Los dos primeros puntos abordan la explotación del equipo en un punto de operación que lleve a obtener un rendimiento en un rango de 5-10% del valor

máximo de la máquina. Todo ello es posible lograrlo a partir de trabajar en el mejoramiento de las condiciones del sistema de tubería.

El punto 3 trata la ejecución de prácticas eficientes de operación de los equipos de bombeo y ello se presenta generalmente en dos oportunidades en particular que son:

- Regulación del flujo o caudal (En procesos a cargas variables)
- Sobredimensionamiento del equipo de bombeo.

En ambos casos es frecuente aplicar como métodos de regulación:

- El estrangulamiento del sistema de tubería.
- El uso del desvío o by – pass.
- La variación de la velocidad de rotación de la bomba.
- El recorte del impelente.

Estas prácticas aunque bien conocidas, generalmente no se aplican con un sentido de uso racional de la energía y ello puede representar en el caso de equipos de gran tamaño, pérdidas de miles de kWh y cientos de pesos en el año para cualquier empresa<sup>2</sup>.

## **2.10 PRINCIPALES MEDIDAS DE AHORRO DE ENERGÍA EN SISTEMAS DE BOMBEO**

A continuación se resumen algunas de las principales medidas de ahorro de energía en sistemas de bombeo, ordenadas en orden creciente en cuanto a la inversión requerida para su implementación.

**2.10.1 Sacar de servicio bombas innecesarias.** Esta es una medida obvia, pero que muchas veces no sea aprovechada. Si el exceso de capacidad en funcionamiento se debe a que los requerimientos de flujo varían, se puede pensar

---

<sup>2</sup> MARTINEZ DIAZ, Leonel y JAUREGUI, José. Mecánica de fluidos y maquinas de flujo. Cuba: Universidad Cienfuegos. 2007.

controlar el número de bombas en operación mediante un sistema automático, instalando sensores de presión e interruptores en una o más bombas.

**2.10.2 Restaurar las holguras internas de las bombas.** Esta medida se puede aplicar en los casos en que las características de una bomba hayan variado significativamente a causa de desgaste de las partes de la bomba, lo cual afecta sensiblemente las recirculaciones internas y su eficiencia.

**2.10.3 Recorte o cambio de impelentes.** Si la carga es excesiva se puede utilizar esta medida cuando el estrangulamiento no es suficiente para permitir sacar bombas de servicio. El recorte de impelente es el método más económico para corregir el sobredimensionamiento de una bomba. La carga se puede reducir entre un 10 y un 50 % mediante el recorte del impelente, sin sobrepasar los límites establecidos por el fabricante para la carcasa dada<sup>2</sup>.

**2.10.4 Reemplazo de bombas sobredimensionadas.** Las bombas sobredimensionadas constituyen la causa número uno de pérdidas de energía en los sistemas de bombeo. El reemplazo de bombas debe evaluarse con relación a otras alternativas de reducción de capacidad, tales como el recorte o sustitución de impelentes o el control de velocidad.

**2.10.5 Uso de bombas múltiples.** El empleo de varias bombas conectadas en paralelo ofrece una alternativa a los métodos de control de capacidad por estrangulamiento, recirculación o variación de velocidad. Los ahorros resultan de poder sacar de servicio una o más bombas a bajas demandas, logrando que las bombas en servicio operen a alta eficiencia. Un sistema con bombas múltiples debe considerarse en los casos en que la demanda se mantiene en periodos prolongados por debajo de la mitad de la capacidad unitaria de la bomba instalada.

---

<sup>2</sup> MARTINEZ DIAZ, Leonel y JAUREGUI, José. Mecánica de fluidos y maquinas de flujo. Cuba: Universidad Cienfuegos. 2007.

**2.10.6 Usar una bomba “booster”.** El consumo de energía general del sistema puede reducirse significativamente si se emplea una bomba “booster” para suministrar el flujo a alta presión que requiere un consumidor específico, al permitir que el resto del sistema opere a una presión menor.

**2.10.7 Cambio de velocidad de la bomba.** Los accionamientos de velocidad variable permiten alcanzar los mayores ahorros de energía, al lograr acoplar la salida de la bomba con los requerimientos del sistema. No obstante, estos métodos requieren mayores inversiones que otros métodos de control de capacidad. Dentro de los accionamientos de velocidad variable están:

- Acoplamientos o transmisiones con relación de velocidad variable (mecánica, hidráulica, electromagnética)
- Motores eléctricos de dos velocidades.
- Variadores de frecuencia.

### 3. SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA FRÍA DE LOS BUQUES TIPO NODRIZA FLUVIAL

#### 3.1 INTRODUCCIÓN

En las embarcaciones tipo Nodriza fluvial VII y VIII, el sistema de climatización está conformado en una de sus partes por un sistema de distribución de agua fría, el cual está encargado de la conducción del fluido y de la recirculación del mismo por medio de tuberías de acero y cobre con diversos diámetros.

En el sistema de distribución de agua fría el fluido sale con una temperatura de 8° C, recorre todo el sistema de climatización, y llega así a cada unidad de “Fan coil” para cumplir con el confort de los ambientes a climatizar.

Luego de realizar la distribución de agua fría, el fluido realiza un nuevo recorrido por medio de las tuberías de retorno, donde el fluido regresa con una temperatura de 12 ° C y se dirige al “chiller” para realizar el intercambio de calor con el refrigerante utilizado y así ser recirculado nuevamente por todo el sistema de distribución, manteniendo así las condiciones deseadas en cada recinto de la embarcación.

El material de tubería empleada en el sistema de distribución es fundamentalmente el cobre. Este material es el tradicionalmente empleado. A continuación se ofrecen una serie de características de diferentes materiales de tuberías incluyendo el cobre y el PVC, que son los materiales objetos de análisis en este trabajo.

**Nota:** Los datos de temperaturas del agua a la entrada y salida de los “Fan coils”, 8 y 12 °C fueron entregados por personal de la ARMADA y de COTECMAR.



## 3.2 TUBERÍAS

Las tuberías son tubos fabricados de acuerdo a los tamaños normalizados. Una notación importante de señalar es que los diámetros exteriores de cualquier tamaño nominal es el mismo para cualquier peso o espesor de pared para tuberías de iguales dimensiones, o sea, el diámetro nominal interior varía con su espesor. Para comprender mejor esta relación es necesario observar los siguientes códigos.

3.2.1 Códigos para tuberías. Los códigos de la ASA nos entregan los datos para obtener las dimensiones de una tubería específica. Este está basado en el número de lista o Schedule el cual se encuentra definido por las siguientes fórmulas:

Número de Schedule =  $1000 (P/S)$

Número de Schedule =  $2000 (x/Dm)$ , donde:

P: Presión de trabajo (psi)

S: Esfuerzo de trabajo (psig)

Dm: Diámetro principal de la tubería (pulgadas)

NPS, es un código basado en el diámetro exterior de la tubería. NPS no es referido para número de lista o Schedule de tabla. Este es igual para diámetros exteriores (diámetro Nominal) mayores de 14". Los códigos de tuberías están sujetos a revisión. Para mayor información deben referirse a la ASA, ASME y ASTM. Las dimensiones Standard para tuberías plásticas han sido publicadas por el "US department of commerce" para las tuberías de 12" y menores, el diámetro nominal es aproximadamente superior al diámetro interior Schedule 40.

De acuerdo con la ASA antes del número de lista se utilizaron los términos de:

- Peso Estándar: S
- Extrafuerte: XS
- Doble Extrafuerte: XXS

Los cuales indicaban los espesores de pared de la tubería, comúnmente para tamaños de 10" y menores se utilizaron el número de lista para designar las tuberías, en tamaños de 10" y mayores se utilizan el espesor de pared.

Las tolerancias admisibles en tuberías se refieren al espesor de pared únicamente. La tolerancia de laminación usualmente admitidas en tuberías es de 12.5%, lo cual significa que el espesor de pared puede ser de un 12.5% mayor o menor que el especificado en las tablas. Actualmente con los avances tecnológicos existen sensores de laminación por medio de rayos láser con los cuales se puede llegar a obtener tolerancias de alrededor del 2% aproximadamente.

**3.2.2 Clases de tuberías.** Dentro de los materiales con los que son construidas las tuberías se pueden clasificar principalmente dentro de dos grupos. Los cuales son:

- Tuberías Metálicas
- Tuberías no Metálicas

**3.2.1.1 Tuberías Metálicas.** Dentro de los materiales de fabricación de las tuberías el más utilizado es el acero al carbono. Este es fabricado en gran variedad de tamaños y formas para facilitar su obtención. Para condiciones de trabajo en las cuales sea necesaria una buena resistencia a la corrosión, se recomiendan aquellas cuyo material de fabricación sean aleaciones de níquel y cromo. Tuberías de aluminio sin costuras son construidas para algunas dimensiones estándar y para tuberías extrafuertes<sup>10</sup>.

- **Tuberías de acero y hierro dulce.** Este tipo de tuberías se usa para transportar agua, vapor de agua, aceites y gases y se utiliza muy comúnmente en aquellos casos donde haya altas temperaturas y presiones.

---

<sup>10</sup> [http://www.procobre.org/archivos/pdf/download\\_biblioteca/MX/manual\\_tuberias.pdf](http://www.procobre.org/archivos/pdf/download_biblioteca/MX/manual_tuberias.pdf)

Las tuberías de acero y hierro dulce se especifican por el diámetro nominal, el cual es siempre menor que el diámetro interno (DI) real de la tubería. Hasta hace poco, este tipo de tuberías se conseguía en tres clases únicamente: estándar, extrafuerte y doble extrafuerte. Para usar accesorios comunes en estas diferentes clases de tuberías, el diámetro externo (DE) es el mismo y el metal adicional se añade interiormente disminuyendo el diámetro interior (DI) para aumentar el espesor de las paredes de las tuberías extrafuerte y doble extrafuerte.

Debido a la demanda de una gran variedad de tuberías en usos donde se encuentran presiones y temperaturas muy elevadas, el ASA y la CSA distinguen diez clases diferentes de tuberías, cada una de ellas identificada por un número de Schedule. La tubería estándar se conoce como tubería Schedule 40 y la tubería extrafuerte como tubería Schedule 80.

Las tuberías con diámetros superiores a 12 pulgadas se conocen como tuberías de diámetro externo (DE) y el diámetro nominal es el diámetro externo (DE) de la tubería.

- **Tuberías de hierro fundido.** Este tipo de tuberías se instala frecuentemente bajo tierra para transportar agua, gas y aguas negras. También se usan en conexiones para vapor a baja presión. Los acoplamientos de tuberías de hierro fundido generalmente son del tipo de bridas o del tipo campana y espigo<sup>12</sup>.
- **Tuberías de cobre.** Desde que nuestros antepasados descubrieron el cobre, el metal rojo ha servido constantemente para el avance de la civilización. Al explorar antiguas ruinas, los arqueólogos descubrieron que este resistente metal resultó de gran beneficio para la humanidad. Herramientas para la artesanía y la agricultura, armas para la caza y artículos para uso doméstico y

---

<sup>12</sup> SANKS, Robert L. Pumping station design. 2 ed. Boston: Butterworth Heinemann, 1998.

decorativo, se forjaron a partir del cobre en las primeras civilizaciones. Los artesanos que construyeron la gran pirámide del faraón egipcio Keops, moldearon tubo de cobre para transportar agua hasta el baño real. Un residuo de este tubo se desenterró hace algunos años en estado aún utilizable, lo que constituye un testimonio de la durabilidad y resistencia a la corrosión.

Durante las décadas de los sesenta y setenta, los fabricantes recurrieron a los plásticos para su aplicación en la industria de la construcción, y en especial en la gasfitería. Sin embargo, a partir de la década de los ochenta, los consumidores se dieron cuenta de que lo barato al inicio no siempre lo es a largo plazo.

En muchos casos, encontraron que algunos materiales básicos aún son los mejores, e incluso los más económicos, porque dan un servicio que no requiere mantenimiento, y de larga duración.

Muchos materiales plásticos para cañerías y accesorios se promocionan con un costo menor que la cañería de cobre, "lo podemos hacer más barato".

En realidad, el ahorro temporal que produce el uso de un material diferente al cobre en un edificio, residencia, institución y en general cualquier construcción, se traduce rápidamente en gastos de mantenimiento. Es por esto que el presupuesto inicial debe considerar ahorros futuros de mantenimiento, inspecciones y otros problemas relacionados con fallas de cañerías. Comprar barato es una economía mal interpretada.

*Hoy en día, la industria del cobre busca ampliar la aplicación de las tuberías de este material en sistemas hidráulicos, calefacción y acondicionamiento del aire, así también en accesorios prefabricados para cualquier aplicación de diseño<sup>9</sup>.*

---

<sup>9</sup> [http://www.procobre.com/procobre/aplicaciones\\_del\\_cobre/tuberias\\_de\\_cobre\\_detalle1.html](http://www.procobre.com/procobre/aplicaciones_del_cobre/tuberias_de_cobre_detalle1.html)

### Tipos de tubos de cobre

El tubo de cobre, por su durabilidad, puede ser considerado la mejor elección<sup>9</sup> para sistemas hidráulicos, calefacción, refrigeración, etc. El tubo que se suministra de acuerdo con las normas de la ASTM está hecho con cobre de una pureza mínima de 99.90% y desoxidado con fósforo, conocido como C12200 (cobre Núm. 122) o cobre DHP (Cobre desoxidado con alto contenido residual de fósforo); también se usan otros tipos de cobre. La tabla 1, identifica los tres tipos estándar de tubos de cobre y sus aplicaciones más comunes; Los tubos tipo K, L, M y el tubo de gas medicinal se especifican por medio de diámetros estándar ASTM, con un diámetro exterior real siempre 1/8" mayor que la indicada en el tamaño estándar.

**Tabla 9.** Tipos y aplicaciones de tuberías de cobre

Código internacional de identificación		Diámetros nominales		Usos y aplicaciones
Tipo	Color	milímetros (pulg)		
M	Rojo	6 (1/4")	10 (3/8")	Casas de interés social Casas de interés medio Edificios habitacionales Edificios comerciales
		13 (1/2")	19 (3/4")	
		25 (1")	32 (1 1/4")	
		38 (1 1/2")	51 (2")	
		64 (2 1/2")	75 (3")	
		100 (4")		
L	Azul	6 (1/4")	10 (3/8")	Los mismos que el tipo "M", además de: Instalaciones de gas combustible y medicinal, tomas domiciliarias de agua potable
		13 (1/2")	19 (3/4")	
		25 (1")	32 (1 1/4")	
		38 (1 1/2")	51 (2")	
		64 (2 1/2")	75 (3")	
		100 (4")		
K	Verde	6 (1/4")	10 (3/8")	Los mismos que el tipo "L", además de: Uso industrial donde las presiones y temperaturas de trabajo son severas
		13 (1/2")	19 (3/4")	
		25 (1")	32 (1 1/4")	
		38 (1 1/2")	51 (2")	

<sup>9</sup> [http://www.procobre.com/procobre/aplicaciones\\_del\\_cobre/tuberias\\_de\\_cobre\\_detalle1.html](http://www.procobre.com/procobre/aplicaciones_del_cobre/tuberias_de_cobre_detalle1.html)

Cada tipo representa una serie de diámetros con diferentes espesores de pared. El tubo tipo K tiene paredes más gruesas que el tipo L, y las paredes del tipo L también son más gruesas que las tipo M, para cualquier diámetro dado. Los diámetros interiores dependen del tamaño del tubo y del espesor de pared. El tubo de cobre para aplicaciones en instalaciones de aire acondicionado, refrigeración (ACR) y gas natural (tipo G), se especifica mediante el diámetro exterior real.

### Propiedades

En la tabla 10, se presentan las dimensiones y otras características físicas de los tubos tipo K, L, y M. Los tres tipos se usan en aplicaciones con o sin presión dentro del rango de sus respectivas presiones de trabajo, de acuerdo con la descripción de la tabla ya mencionada.

**Tabla 10.** Dimensiones y características de las tuberías rígidas de cobre

Medida nominal	Diámetro exterior	Diámetro interno			Espesor de pared			Peso por tramo de 6.10 mts			Presión máxima		
		M	L	K	M	L	K	M	L	K	M	L	K
1/4"	0.375"	0.324"	0.314"	0.276"	0.025"	0.030"	0.049"	2.132 lb	2.524 lb	5.385 lb	6,133 lb/pulg <sup>2</sup>	7,200 lb/pulg <sup>2</sup>	8,820 lb/pulg <sup>2</sup>
6.35 mm	9.525 mm	8.255 mm	8.001 mm	7.035 mm	0.635 mm	0.762 mm	1.245 mm	0.968 kg	1.146 kg	2.445 kg	431.15 kg/cm <sup>2</sup>	506.16 kg/cm <sup>2</sup>	620.04 kg/cm <sup>2</sup>
3/8"	0.500"	0.449"	0.429"	0.401"	0.025"	0.035"	0.049"	2.903 lb	3.965 lb	6.890 lb	4,500 lb/pulg <sup>2</sup>	6,300 lb/pulg <sup>2</sup>	7,056 lb/pulg <sup>2</sup>
9.50 mm	12.700 mm	11.43 mm	10.922 mm	10.21 mm	0.635 mm	0.889 mm	1.245 mm	1.318 kg	1.800 kg	3.128 kg	316.35 kg/cm <sup>2</sup>	442.89 kg/cm <sup>2</sup>	496.03 kg/cm <sup>2</sup>
1/2"	0.625"	0.572"	0.544"	0.494"	0.028"	0.040"	0.065"	4.083 lb	5.705 lb	12.813 lb	4,032 lb/pulg <sup>2</sup>	5,760 lb/pulg <sup>2</sup>	6,685 lb/pulg <sup>2</sup>
12.7 mm	15.875 mm	14.453 mm	13.843 mm	12.573 mm	0.711 mm	1.016 mm	1.651 mm	1.854 kg	2.590 kg	5.817 kg	283.45 kg/cm <sup>2</sup>	404.92 kg/cm <sup>2</sup>	469.95 kg/cm <sup>2</sup>
3/4"	0.875"	0.811"	0.784"	0.744"	0.032"	0.045"	0.065"	6.566 lb	9.110 lb	16.799 lb	3,291 lb/pulg <sup>2</sup>	4,632 lb/pulg <sup>2</sup>	5,200 lb/pulg <sup>2</sup>
19 mm	22.225 mm	20.601 mm	19.939 mm	18.923 mm	0.812 mm	1.143 mm	1.651 mm	2.981 kg	4.136 kg	7.627 kg	231.35 kg/cm <sup>2</sup>	325.62 kg/cm <sup>2</sup>	209.00 kg/cm <sup>2</sup>
1"	1.125"	1.054"	1.024"	0.994"	0.035"	0.050"	0.065"	9.310 lb	13.114 lb	20.824 lb	2,800 lb/pulg <sup>2</sup>	4,000 lb/pulg <sup>2</sup>	4,260 lb/pulg <sup>2</sup>
25 mm	28.575 mm	26.797 mm	26.035 mm	25.273 mm	0.889 mm	1.270 mm	1.651 mm	4.227 kg	5.954 kg	9.454 kg	196.84 kg/cm <sup>2</sup>	281.20 kg/cm <sup>2</sup>	299.47 kg/cm <sup>2</sup>
1 1/4"	1.375"	1.290"	1.264"	1.230"	0.042"	0.055"	0.072"	13.656 lb	17.700 lb	27.231 lb	2,749 lb/pulg <sup>2</sup>	3,600 lb/pulg <sup>2</sup>	3,988 lb/pulg <sup>2</sup>
32 mm	34.925 mm	32.791 mm	32.131 mm	31.267 mm	1.067 mm	1.397 mm	1.829 mm	6.200 kg	8.036 kg	12.363 kg	193.25 kg/cm <sup>2</sup>	253.08 kg/cm <sup>2</sup>	280.35 kg/cm <sup>2</sup>
1 1/2"	1.625"	1.526"	1.504"	1.459"	0.049"	0.060"	0.083"	18.821 lb	22.826 lb	41.249 lb	2,713 lb/pulg <sup>2</sup>	3,323 lb/pulg <sup>2</sup>	3,515 lb/pulg <sup>2</sup>
38 mm	41.275 mm	38.785 mm	38.227 mm	37.059 mm	1.245 mm	1.524 mm	2.108 mm	8.545 kg	10.363 kg	18.727 kg	190.72 kg/cm <sup>2</sup>	233.60 kg/cm <sup>2</sup>	247.10 kg/cm <sup>2</sup>
2"	2.125"	2.016"	1.984"		0.058"	0.070"		29.233 lb	35.042 lb		2,470 lb/pulg <sup>2</sup>	2,965 lb/pulg <sup>2</sup>	
51 mm	53.975 mm	51.029 mm	50.419 mm		1.473 mm	1.778 mm		13.272 kg	15.909 kg		173.65 kg/cm <sup>2</sup>	208.43 kg/cm <sup>2</sup>	
2 1/2"	2.625"	2.494"	2.464"		0.065"	0.080"		40.647 lb	49.658 lb		2,228 lb/pulg <sup>2</sup>	2,742 lb/pulg <sup>2</sup>	
64 mm	66.675 mm	63.373 mm	62.611 mm		1.651 mm	2.032 mm		18.454 kg	22.545 kg		156.62 kg/cm <sup>2</sup>	192.76 kg/cm <sup>2</sup>	
3"	3.125"	2.976"	2.944"		0.072"	0.090"		53.663 lb	66.645 lb		2,073 lb/pulg <sup>2</sup>	2,592 lb/pulg <sup>2</sup>	
76 mm	79.375 mm	75.597 mm	74.803 mm		1.889 mm	2.286 mm		24.363 kg	30.257 kg		145.73 kg/cm <sup>2</sup>	182.21 kg/cm <sup>2</sup>	
4"	4.125"	3.934"	3.904"		0.095"	0.110"		93.310 lb	107.729 lb		2,072 lb/pulg <sup>2</sup>	2,400 lb/pulg <sup>2</sup>	
102 mm	104.775 mm	99.949 mm	99.187 mm		2.413 mm	2.794 mm		42.363 kg	48.909 kg		145.65 kg/cm <sup>2</sup>	168.72 kg/cm <sup>2</sup>	

Las dimensiones y las características físicas del tubo ACR se indican en la siguiente tabla.

**Tabla 11.** Dimensiones y características de la tubería de cobre tipo ACR

Diámetro exterior pulg	Diámetro exterior mm	Espesor de pared mm	Presión máxima permitida		Peso aproximado kg/m
			kg/cm <sup>2</sup>	lbs/pulg <sup>2</sup>	
1/8	3,18	0.76	250	3,554	0.051
3/16	4,76	0.76	154	2,198	0.085
1/4	6,35	0.76	112	1,589	0.119
5/16	7,94	0.81	94	1,334	0.162
3/8	9,53	0.81	77	1,095	0.198
1/2	12,70	0.81	57	807	0.270
5/8	15,90	0.89	49	704	0.374
3/4	19,10	1.07	50	704	0.540
7/8	22,22	1.14	45	642	0.673

### Ventajas del tubo de cobre

El tubo de cobre, por fuerte y resistente a la corrosión es una buena elección de los contratistas modernos para instalaciones hidráulicas, de calefacción y de refrigeración en edificios residenciales y comerciales. Son siete las razones principales para tal preferencia<sup>9</sup>:

**a. Económico.** La combinación del manejo, maleabilidad y fácil unión permiten ahorrar tiempo, material y costos a largo plazo. Su desempeño y confiabilidad a largo plazo representan menos reclamaciones y convierte al cobre en el material ideal y económico para tuberías.

**b. Ligero.** En instalaciones, la tubería de cobre que se requiere es de un espesor mucho menor que los tubos de hierro o roscados del mismo diámetro interior, por lo que cuesta menos transportarlo, es más fácil de manejar y ocupa menos espacio.

<sup>9</sup> [http://www.procobre.com/procobre/aplicaciones\\_del\\_cobre/tuberias\\_de\\_cobre\\_detalle1.html](http://www.procobre.com/procobre/aplicaciones_del_cobre/tuberias_de_cobre_detalle1.html)

**c. Maleable.** Ya que el tubo de cobre se puede doblar y formar a la medida, se pueden evitar, muchas veces los codos y uniones y se puede ajustar a cualquier contorno o ángulo. Con tubos flexibles se requiere mucho menos espacio en pared y techo, esto es muy importante en proyectos de renovación o modernización.

**d. Fácil de unir.** Los tubos de cobre se pueden unir con conexiones capilares, las cuales permiten ahorrar material y producir uniones lisas, limpias, fuertes y libres de fugas.

**e. Seguro.** El tubo de cobre no se quema ni mantiene la combustión, además de que no produce gases tóxicos. Por lo tanto, no propaga el fuego a través de pisos, muros y techos. No producen compuestos orgánicos volátiles en la instalación.

**f. Confiable.** El tubo de cobre se fabrica con una composición bien definida de acuerdo a las normas y se marca con una identificación indeleble para que el usuario sepa el tipo de tubo y quién lo fabricó. El tubo de cobre es aceptado prácticamente por cualquier reglamento para sistemas hidráulicos.

**g. Resistente a la corrosión.** Su excelente resistencia a la corrosión y a la formación de depósitos, asegura que el tubo de cobre ofrezca un servicio sin problemas, que se refleja en la preferencia de los clientes.

**3.2.2.2 Tuberías no metálicas.** Las tuberías no metálicas utilizadas en procesos industriales están fabricadas en una gran variedad de materiales dentro de los cuales se destacan<sup>11</sup>:

- **Plásticos, Cerámicos, Vidrio, Sílice fundida, Carbón Rubber.** La tecnología de los plásticos parece ser tema complejo a simple vista. Esto es ocasionado

---

<sup>11</sup> <http://www.aniq.org.mx/provinilo/links.asp>



por ser materiales relativamente nuevos en el campo de la conducción de agua potable y además por el vocabulario técnico tan extenso y nuevo producido para clasificar, identificar y describir los diferentes plásticos.

La American Society for Testing And Materials (ASTM) Comité D-20 define Plástico como: "*Un material que contiene esencialmente moléculas orgánicas de muy alto peso molecular, sólido en su estado final y en alguna etapa de su fabricación es formado por flujo a su forma final*".

La gama de características y propiedades de los plásticos es probablemente mayor que la existente entre los diferentes metales (plomo - cobre - acero, etc.). Entre los plásticos más comunes (PVC - ABS - Polietileno - Epoxy), hay grandes diferencias en sus propiedades físicas y químicas: así mismo cada uno de éstos tiene diferentes tipos y grados.

Los tipos y grados de cada plástico se refieren a una clasificación basada en las propiedades físicas y químicas. Para la mejor identificación, de las variedades de PVC se les ha dado una clave compuesta de cuatro números: El primer número se refiere al tipo de PVC, el segundo número se refiere al grado del mismo y el 3 y 4 se refiere al esfuerzo de diseño empleado, dividido entre 10, así tenemos que el PVC 1114 es el tipo I grado I, con esfuerzo de diseño a la tensión de  $140 \text{ kg/cm}^2$ .

- **Tuberías de PVC**

En 1930 B.F. Goodrich Chemical descubre que el PVC absorbe plastificante y que al procesarse se transforma en un producto flexible. Este descubrimiento hizo posible el desarrollo comercial inicial. Posteriormente con el empleo de estabilizadores más adecuados se hizo posible el desarrollo del mercado del PVC rígido; estos dos importantes desarrollos permitieron que el PVC se convirtiera en el termoplástico más versátil e importante del mercado mundial. El PVC es el más fuerte de la mayoría de las tuberías fabricadas con

termoplásticos. Puede ser utilizado a temperaturas mayores de 150°F, estos poseen una relativa resistencia al esfuerzo y al modulo de elasticidad.

Dentro de los sistemas de conducción, en el mercado existen tuberías fabricadas con gran diversidad de materiales, que dependiendo de las condiciones de operación, se comportan de manera satisfactoria o no. La tubería de Poli Cloruro de Vinilo (PVC) son usadas para el transporte de aguas limpias así como para aguas residuales. El Poli Cloruro de Vinilo es un polímero extruido bajo calor y presión hasta un termoplástico que es casi inerte cuando es expuesto a ácidos, alcalinos, combustibles y corrosivos, pero este es atacado por cetonas (y otros solventes) encontrados algunas veces en desechos de aguas industriales.

La aceptación de las tuberías de PVC se debe a sus ventajas económicas y técnicas. Algunas de estas propiedades son:

Gran resistencia a la corrosión	Bajo coeficiente de fricción
Alta resistencia química	Bajo peso
Alta resistencia al envejecimiento	Facilidad de instalación
<i>Bajo coeficiente de elasticidad</i>	<i>Gran resistencia al golpe de ariete</i>

Estas propiedades del PVC son las que hacen que se analicen el mismo como una opción para ser empleado como el material de la tubería del sistema de climatización de los buques.

### **Propiedades Importantes del PVC**

**a. Forma y Tamaño de la Partícula.** Su forma es esférica y en algunos casos tiene similitud a la de una bola de algodón. El tamaño varía según se trate de resina de suspensión o de pasta. En el caso de la resina de suspensión, el diámetro de la partícula va de 40 micrones (resina de mezcla) a 80-120

micrones (resina de uso general). En el caso de resina de pasta, el diámetro de la partícula es de 0.8 a 10 micrones.

**b. Porosidad de la Partícula.** Es característica de cada tipo de resina. A mayor porosidad, mayor facilidad de absorción del plastificante, acortándose los ciclos de mezclado y eliminando la posibilidad de que aparezcan “ojos de pescado” (fish eyes) en el producto terminado.

**c. Peso Molecular.** Su promedio se mide indirectamente valuando la viscosidad específica en soluciones al 0.4% de nitrobenzeno o la viscosidad inherente en soluciones al 0.5% de ciclo-hexanona. En el primer caso, nos da valores de 0.30 a 0.71 y en el segundo de 0.650 a 1.348, con valor K de 50 a 75. Conforme disminuye el peso molecular, las temperaturas de procesamiento de las resinas serán más bajas; serán más fácilmente procesables las propiedades físicas en el producto terminado, tales como la tensión y la resistencia al rasgado, serán más pobres; el brillo y la capacidad de aceptar más carga será mejor y la fragilidad a baja temperatura será menor.

**d. Gravedad Específica.** Los valores típicos para la resina de suspensión tipo homopolímero son de 1.40 g/cc y para copolímeros cloruro-acetato de vinilo son de 1.36 a 1.40 g/cc. Los compuestos modifican su gravedad específica al adicionar cargas o plastificantes. El plastificante reduce el peso específico; por cada 10 partes de DOP se reduce en aproximadamente 0.02 gramos, mientras que la carga lo aumenta en función del tipo de carga de que se trate.

**Estabilidad Térmica.** A mayor peso molecular, se tiene mayor estabilidad térmica. Durante su procesamiento, la resina se degrada al recibir calor y trabajo. La degradación se presenta en forma de amarillamiento y empobrecimiento de las propiedades mecánicas del producto. Es para evitar esto que se adicionan los estabilizadores.

**Características de Procesabilidad.** La temperatura de fusión de la resina de suspensión homopolímero es de 140°C la de copolímero de 130°C. Al ser formuladas, las temperaturas de fusión de las resinas aumentan hasta 160°C y 180°C. Las cargas y los plastificantes también sirven para aumentar dicha temperatura, aunque unos lo hacen con mayor efectividad que otros.

### **Propiedades Mecánicas**

**a. Resina de Pasta.** Como resultado de la formulación de resina de pasta se obtiene el plastisol. Las principales propiedades del plastisol son la viscosidad, la dilatancia y el esfuerzo mínimo de deformación.

La viscosidad, en las resinas de pasta es una característica básica, pues mediante la apropiada viscosidad se controlan los espesores y velocidades de aplicación y las características del producto terminado.

Las características de flujo observadas se consideran como no-newtonianos; es decir, que la relación entre el esfuerzo cortante contra la velocidad de corte no es igual para todas las velocidades. Así, tenemos que la velocidad del recubrimiento (cm/s) contra el espesor del recubrimiento (cm) nos da la relación de corte. El esfuerzo mínimo de deformación (valor yield) es la fuerza inicial mínima para comenzar el movimiento de un plastisol debe controlarse para cada tipo de formulación, para que no gotee y no traspase la tela. Dilatancia es una viscosidad aparente que aumenta al aumentar la fuerza cortante; a menor cantidad de plastificante, mayor dilatación. A altas velocidades de corte, se usa el reómetro Severs, que da valores en gramos de plastisol por 100 s. También es importante considerar que al aplicar calor a una dispersión de PVC en plastificante (plastisol), la viscosidad se eleva gradualmente y el material se transforma en sólido. Existe una temperatura óptima de fusión (175°C) a la cual se logran las propiedades óptimas de elongación y tensión.

**b. Resina de suspensión.** Como resultados de la formulación de resinas de suspensión, se obtienen compuestos en forma de polvo seco, cuando se procesan gradualmente se transforman en un líquido viscoso de características no-newtonianas, aquí también existe una temperatura óptima de fusión a la cual el líquido obtiene sus propiedades de flujo más adecuadas para realizar la operación de transformación (160°C-180°C).

**c. Propiedades Químicas** La tubería de PVC es altamente resistente al ataque químico de suelos agresivos, de aguas conducidas y en general de ácidos, álcalis y soluciones salinas. Al PVC no le afecta el agua y absorbe solamente 0,1 a 0,4% de su peso después de una inmersión de 48 horas.

Se ha demostrado que el ataque de algas, hongos, bacterias, etc. carece de importancia por no haber material nutriente en el PVC.

Las pruebas más importantes a las que se deben someter los tubos y conexiones de PVC son la presión de ruptura y presión sostenida por un período largo (1.000 hr), las cuales representan en forma estricta las condiciones a las que va a ser sometida la tubería durante su trabajo normal, y por último la resistencia a la acción de la acetona, la absorción de agua, aplastamiento y combustibilidad.

**d. Propiedades Eléctricas.** Tiene gran poder de aislamiento eléctrico. Para medirlo se usa el método de resistividad volumétrica, el que también permite controlarla. Por ejemplo, tenemos que la resina 102 EP tiene una resistividad volumétrica de 2.0 ohm cm x 10<sup>12</sup>, a 95°C, mientras que el compuesto Geón 11015 la tiene de 0.6 ohm-cm x 10<sup>12</sup> a 95°C<sup>11</sup>.

---

<sup>11</sup> <http://www.aniq.org.mx/provinilo/links.asp>

## Relación de Dimensiones

Las tuberías de PVC para conducción de agua están calculadas con el esfuerzo permisible de diseño de 100 kg/cm<sup>2</sup> para asegurar que la tubería de PVC siempre trabaje dentro de su límite elástico. La selección del valor de esfuerzo de diseño parte básicamente de dos criterios, el norteamericano y el alemán. Estos países son los que han hecho más estudios y más han contribuido con la información al respecto. El resto de los países, incluyendo a Chile, han tomado como base para sus normas uno u otro criterio, haciéndole ciertas variaciones. Es lógico pensar que cada país en función de sus condiciones climatológicas, de suelo, de disponibilidad de materias primas, de condiciones de instalación y de otros factores, han modificado, de acuerdo a sus necesidades, cualesquiera de los dos criterios base seleccionados como patrón. Como ejemplo Inglaterra y Holanda, que siguieron al principio el criterio alemán, en la actualidad usan esfuerzos de diseños superiores a la Norma alemana. En el caso de Chile se consideró en el estudio de la Norma un esfuerzo permisible de diseño de 100 kg/cm<sup>2</sup>.

**Tabla 12.** Dimensiones de tubería PVC

Diámetro Real (mm)	Exterior Nominal (pulg)	Clase 4 (RD=50)		Clase 6 (RD=34)		Clase 10 (RD=21)		Clase 16 (RD=13)	
		Espesor (mm)	Peso kg/tira	Espesor (mm)	Peso kg/tira	Espesor (mm)	Peso kg/tira	Espesor (mm)	Peso kg/tira
20	¾							1,5	0,83
25	¾					1,5	1,05		
32	1					1,8	1,59		
40	1 1/4			1,8	2,02	2,0	2,21		
50	1 1/2			1,8	2,55	2,4	3,34		
63	2			1,9	3,43	3,0	5,22	4,7	7,88
75	2 1/2	1,8	3,93	2,2	4,78	3,6	7,47	5,6	11,14
90	3	1,8	4,74	2,7	6,93	4,3	10,73	6,7	16,00
110	4	2,2	7,12	3,2	10,07	5,3	16,03	8,2	23,95
125	4 ½	2,5	9,10	3,7	13,10	6,0	20,54	9,3	30,69
140	5	2,8	11,33	4,1	16,39	6,7	25,75	10,4	38,58
160	6	3,2	14,87	4,7	21,33	7,7	33,75	11,9	50,32
180*	7	3,6	18,66	5,3	27,01				
200	8	4,0	22,94	5,9	33,29	9,6	52,76	14,9	79,26
250	10	5,0	35,31	7,3	51,94	12,0	82,50	18,6	123,24
315	12	6,2	56,38	9,2	82,50	15,2	130,63		
355	14	7,0	71,82	10,5	105,21	17,1	169,47		
400	16	8,0	91,35	11,7	132,93	19,2	212,30		

## Ventajas

- a. Ligereza:** el peso de un tubo de PVC es aproximadamente la 5ª parte de un tubo de asbesto cemento o de uno de acero, de iguales dimensiones.
- b. Hermeticidad:** los diferentes tipos de unión que se usaban en la tubería hidráulica garantizan una completa hermeticidad del sistema.
- c. Atoxicidad:** el PVC no aporta ningún elemento al agua.
- d. Facilidad de instalación:** por su ligereza y facilidad de unión no se requiere maquinaria sofisticada para su instalación, además se tiene un avance de obra mayor por los tramos de 6 metros en que se fabrica el tubo.
- e. Flexibilidad de la tubería:** la tubería de PVC presenta flexibilidad tanto longitudinalmente como de forma transversalmente.
- f. Fuerte y ligero:** la resistencia del PVC a la abrasión, su ligereza y su buena resistencia y fuerza mecánica son la clave de su uso en la construcción.
- g. Resistencia al fuego:** el PVC difícilmente se incendia, además si llegara a quemarse, se detendrá en el momento en que la fuente de calor sea removida. Esto lo hace conveniente para usarse en ventanas, puertas y vestiduras.
- h. Durabilidad:** el PVC es resistente al ambiente, a la acción de químicos, corrosión, shock y abrasión. Por ello se le elige para muchas aplicaciones en donde se requiera una larga vida útil del material.
- i. Costos:** los componentes del PVC usados en la construcción ofrecen excelentes ventajas de costo.
- j. Versatilidad:** las propiedades físicas del PVC permiten diseños de alto grado de libertad cuando se diseñan nuevos productos.
- k. Reciclable:** todos los materiales de PVC usados en la construcción son reciclables.

### **Desventajas**

- a. Productos sustitutos con mayor tradición en el mercado, como el acero galvanizado.
- b. Fábricas clandestinas que producen este tipo de tuberías con materiales de desecho altamente contaminantes.
- c. Presencia en el mercado de productos de dudosa procedencia que aparentemente reemplazan a la tubería de PVC.
- d. A temperaturas cercanas o inferiores a 0°C la resistencia al impacto se reduce.

## **3.3 CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA CONDUCCIÓN**

**3.3.1 Generalidades.** El sistema de refrigeración de las embarcaciones Tipo Nodriza Fluvial VII y VIII, está conformado por una unidad enfriadora de agua (chiller). La cual opera con el ciclo de refrigeración a base de compresión de un vapor; el cual extrae el calor de un espacio y es transferido a otro. El agua se hace circular de manera forzada sobre el evaporador, en el cual se realiza el cambio de estado del refrigerante (R- 22) al entrar en contacto con esta.

El agua que sale del evaporador circula por el circuito hidráulico a cada uno de los FAN-COIL a una cierta temperatura, modificando así la temperatura ambiente a la cual afecta dicho "FAN-COIL", y vuelve al evaporador para retomar su temperatura inicial, Produciéndose un nuevo intercambio de temperatura entre el agua y el refrigerante para ser de nuevo distribuido por todas las unidades FAN-COIL.

El evaporador no enfría el agua del ambiente, sino que enfría el agua que proviene de circular por las unidades internas "FAN-COIL" para climatizar el ambiente. Para este proceso se cuenta con 4 componentes básicos y con el fluido conocido como refrigerante, el cual circula entre cada uno de ellos, haciéndolos cumplir con sus funciones específicas para que se cumpla el ciclo. A continuación describiremos



en la siguiente tabla los valores de flujo que presentan cada “fan coil” para su respectiva trayectoria.

**Tabla 13.** Trayectorias y equipos definidas en el sistema de climatización del buque tipo nodriza fluvial, con su respectivo valor del flujo (gpm).

<i>Trayectoria</i>	<i>Modelo</i>	<i>Flujo (GPM)</i>
1	CFFWA 04	2.4
3	CFFWA 04	2.4
4	CFFWA 04	2.4
5	MHWW-12	3.0
7	CFFWA 04	2.4
9	CFFWA 04	2.4
12	CFFWA 08	4.8
14	CFFWA 04	2.4
15	CFFWA 04	2.4
17	CFFWA 04	2.4
20	CFFWA 04	2.4
22	CFFWA 04	2.4
23	CFFWA 04	2.4
26	CFFWA 04	2.4
28	CFFWA 04	2.4
29	CFFWA 04	2.4
32	CFFWA 04	2.4
33	CFFWA 08	4.8
36	MHWW-12	3.0
37	CFFWA 08	4.8
40	CFFWA 08	4.8
41	CFFWA 08	4.8
<i>Sist. Completo</i>	<i>Total</i>	<i>66</i>

**3.3.2 Componentes básicos de la unidad enfriadora de agua o “chiller” y del sistema de climatización de agua fría.** El sistema de refrigeración de las embarcaciones nodriza tipo fluvial VII y VIII está compuesto por una unidad enfriadora DUNHAM-BUSH marino WCS 20-6 de 20 toneladas enfriado por agua que utiliza como medio refrigerante R -22.

**Figura 46.** Unidad enfriadora de agua o “chiller”



**3.3.2.1 Evaporador.** Su principal función es absorber el calor del agua que circula a través de este, disminuyendo su temperatura. Al realizarse esta transferencia de calor el refrigerante que circula por medio de los tubos se evapora. El evaporador por el cual está conformado la unidad enfriadora de agua utilizado en las embarcaciones nodriza tipo Fluvial VII y VIII presenta las características mostradas en la siguiente tabla.

**Tabla 14.** Características del evaporador

<b>Modelo</b>	<b>CHD007481A</b>	
<b>Volumen de agua</b>	<b>GPM</b>	4.5
<b>Flujo mínimo</b>	<b>GPM</b>	29.1
<b>Flujo máximo</b>	<b>GPM</b>	94.7
<b>Caída de Presión</b>	<b>Psi</b>	4.3

**Figura 47.** Evaporador de la unidad enfriadora o “chiller”



**3.3.2.2 Compresor.** Encargado de tomar el refrigerante cuando este es evaporado, en el cual es incrementada la Presión y la Temperatura, y es bombeado hacia en el condensador. Son dos (2) los compresores que conforman la unidad enfriadora de agua utilizados en las embarcaciones nodriza tipo Fluvial VII y VIII, los cuales presentan las siguientes características:

**Tabla 15.** Características del compresor del “chiller”

<b>Modelo de Unidad</b>	<b>20 – 6</b>
<b>Capacidad Nominal Ton.</b>	<b>20</b>
<b>Tipo de Compresor</b>	<b>Individual (2)</b>

**Figura 48.** Compresor de la unidad enfriadora o “chiller”



**3.3.2.3 Condensador.** Cumple con la función de extraer el calor absorbido y de realizar el cambio de estado de vapor a líquido del refrigerante para continuar el desarrollo continuo del ciclo de refrigeración. El condensador que hace parte de la unidad enfriadora de agua utilizado en las embarcaciones nodriza tipo Fluvial VII y VIII presenta las siguientes características.

**Tabla 16.** Características del condensador

<b>Modelo</b>		<b>CDS06S080 BRT</b>
<b>Volumen de agua</b>	<b>Gal</b>	2.8
<b>Flujo mínimo</b>	<b>GPM</b>	23.0
<b>Flujo máximo</b>	<b>GPM</b>	91.9
<b>Caída de Presión</b>	<b>Psi</b>	3.7

**Figura 49.** Condensador de la unidad enfriadora o “chiller”



**3.3.2.4 Válvula de expansión.** El refrigerante líquido a alta presión, que procede del condensador pasa por la válvula de expansión para convertirse en líquido a baja presión. Dicha válvula es la divisoria entre las partes de alta y baja presión del sistema. Esta hace parte de la unidad enfriadora de agua utilizada en las embarcaciones nodriza tipo Fluvial VII y VIII.

**Figura 50.** Válvula de expansión de la unidad enfriadora o “chiller”



**3.3.2.5 Bomba circulación.** Es la encargada de distribuir el agua fría proveniente del evaporador, por el circuito hidráulico a cada uno de los “FAN-COIL” a una cierta temperatura, modificando así la temperatura ambiente a la cual afecta dicho “FAN-COIL”, y vuelve al evaporador para retomar su temperatura inicial. Esta hace parte de la unidad enfriadora de agua utilizada en las embarcaciones nodriza tipo Fluvial VII y VIII.

**Tabla 17.** Características bomba de circulación del “chiller”

<b>Marca</b>	<b>IHM Eje libre</b>
<b>Modelo</b>	3 X 18
<b>Revoluciones</b>	1750 rpm
<b>Succión</b>	1 ½”
<b>Descarga</b>	1 ¼”
<b>Potencia</b>	2 Hp

**Figura 51.** Bomba de circulación de la unidad enfriadora de agua o “chiller”



**3.3.2.6 Bomba de enfriamiento.** Encargada de hacer circular el agua que ha ganado calor del condensador hacia el “Boxcooler” para el enfriamiento del refrigerante. La bomba empleada para realizar esta operación presenta las mismas características que la bomba encargada de la distribución de agua fría.

**Figura 52.** Bomba de enfriamiento de la unidad enfriadora de agua o “chiller”





**3.3.2.7 “Boxcooler”.** Es un intercambiador de calor que tiene como función principal transferir el calor del agua que retorna del sistema de climatización de la embarcación.

**Figura 53.** “Boxcooler”



**3.2.3.8. “Fan Coil”.** Es la unidad terminal de un sistema de aire acondicionado, a este se le hace llegar agua fría mediante una red de tuberías que alimenta un serpentín, cuya misión es enfriar aire del local aspirado mediante un ventilador. El “fan coil” se encuentra conformado por los siguientes elementos:

- Ventilador centrífugo accionado por un motor de varias velocidades
- Serpentín de tubos de cobre expandido mecánicamente en aletas corrugadas de cobre o aluminio. Esta provista de purgadores o tapones.
- Bandeja de condensados en chapa galvanizada con aislamiento térmico.

Son 22 los “fan coils” que hacen parte del sistema de climatización utilizados en las embarcaciones nodrizas tipo Fluvial VII y VIII presentan las siguientes características.

**Tabla 18.** Características del “fan coil”, modelo CFFWA 04

<b>Marca</b>	<b>MultiAqua</b>
<b>Modelo</b>	CFFWA 04
<b>Cantidad Instalada</b>	15
<b>Capacidad Nominal</b>	11400 Btu/hr ; 436 CFM
<b>Frecuencia</b>	60 Hz
<b>Entrada y salida de agua</b>	½”
<b>Drenaje</b>	½”
<b>Caída de Presión</b>	5 ft de agua
<b>Flujo</b>	2.4 GPM

**Tabla 19.** Características del “fan coil”, modelo CFFWA 08

<b>Marca</b>	<b>MultiAqua</b>
<b>Modelo</b>	CFFWA 08
<b>Cantidad Instalada</b>	5
<b>Capacidad Nominal</b>	22400 Btu/hr ; 650 CFM
<b>Frecuencia</b>	60 Hz
<b>Entrada y salida de agua</b>	½”
<b>Drenaje</b>	½”
<b>Caída de Presión</b>	14 ft de agua
<b>Flujo</b>	4.8 GPM

**Tabla 20.** Características del “fan coil”, modelo MHWW - 12

<b>Marca</b>	<b>MultiAqua</b>
<b>Modelo</b>	MHWW - 12
<b>Cantidad Instalada</b>	2
<b>Capacidad Nominal</b>	11331 Btu/hr ; 330 CFM
<b>Frecuencia</b>	Monofásico 60 Hz
<b>Entrada y salida de agua</b>	½”
<b>Caída de Presión</b>	7.7 ft de agua
<b>Flujo</b>	3.0 GPM

**Figura 54.** “Fan coil”



### **3.3.3. Accesorios.**

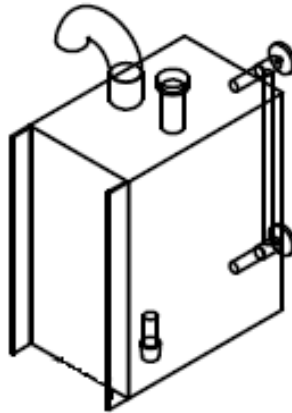
**3.3.3.1 Filtros.** Forma parte del conjunto de piezas que componen el sistema de refrigeración. Su función es la de interceptar la humedad y todas las partículas de suciedad que puedan llegar a interferir con el normal funcionamiento del sistema. Va soldado por sus extremos normalmente a la tubería línea de líquido donde protege además la válvula de expansión de gas.

**Figura 55.** Filtros de la unidad enfriadora de agua o “chiller”



**3.3.3.2 Tanque de Expansión.** Es uno de los elementos que aseguran el correcto funcionamiento de la instalación, básicamente es un depósito que contrarresta las variaciones de volumen y presión que se producen en un circuito cerrado cuando el fluido aumenta o disminuye de temperatura. Cuando el fluido circula por el circuito cerrado aumenta de temperatura, se dilata, aumenta de volumen y llena el tanque de expansión. Cuando la temperatura desciende el fluido se contrae saliendo del tanque de expansión para volver al circuito.

**Figura 56.** Tanque de expansión

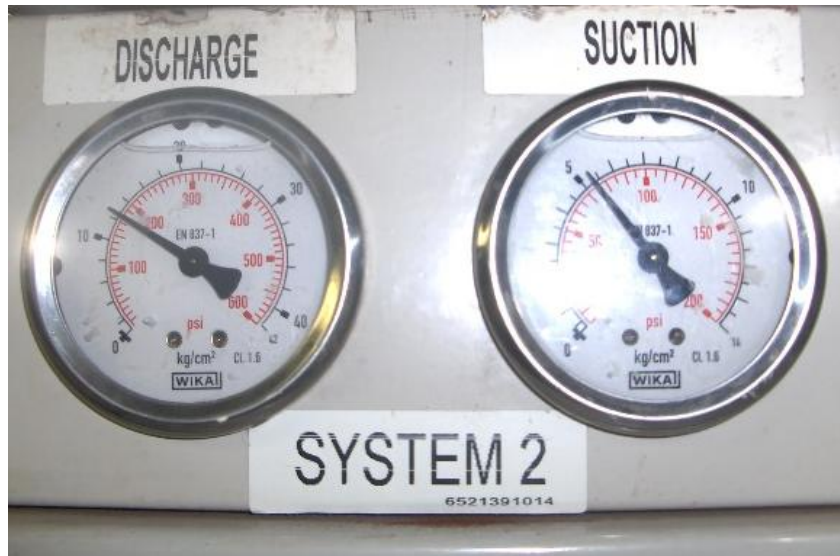


**3.3.3.3 Manómetro.** Instrumento utilizado para la medición de la presión en los fluidos, generalmente determinando la diferencia de la presión entre el fluido y la presión local.

Las presiones que se consideran importantes en el sistema son:

- Presión de succión y descarga del compresor
- Presión de succión y descarga de las bombas

**Figura 57.** Manómetros sistema de compresión de la unidad enfriadora

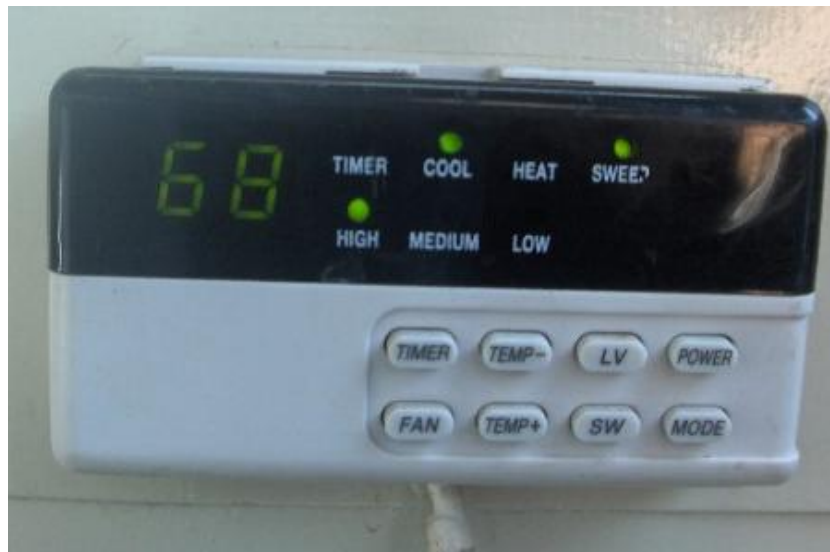


**Figura 58.** Manómetro de la bomba de circulación de la unidad enfriadora



**3.3.3.4 Termómetro.** Instrumento de medición utilizado con el fin de conocer las temperaturas de trabajo del sistema de climatización. Se considera una medición importante en la entrada y salida del evaporador y condensador. Los rangos de temperatura varían de -5 a 100° C y deben tener una buena ubicación para su lectura.

**Figura 59.** Termómetro digital del “fan coil”



**3.3.3.5 Válvulas de control.** Las válvulas de control de agua de refrigeración son controladores proporcionales de accionamiento directo para la instalación de líneas de retorno de agua de refrigeración, garantizan que la temperatura de salida del agua de refrigeración se mantenga a un valor predeterminado, calculado para los requisitos del proceso.

Cuando se usan válvulas de control de agua de refrigeración, es posible tener temperaturas más altas que en un proceso no controlado. Como resultado de una mayor absorción de calor por parte del agua de refrigeración, se reduce el consumo de energía y agentes de refrigeración.

## Características y beneficios

- Garantiza que el agua de refrigeración se mantiene al nivel predeterminado.
- Menores costes de capital debido a mayores temperaturas de descarga.
- El flujo de drenaje continuo garantiza una respuesta sensible.

## 3.4 CÁLCULO HIDRÁULICO DEL SISTEMA

### 3.4.1 Tubería de Cobre

En el sistema de climatización de los buques nodriza tipo fluvial se utilizan diferentes diámetros de tuberías (1 ½", 1 ¼", 1" y ¾") lo cual hace tedioso la realización del cálculo hidráulico. Por lo tanto se utiliza el método de tuberías equivalentes utilizando la ecuación 1.33. Para realizar los cálculos en función de un diámetro equivalente, este diámetro será el menor de los diámetros evaluados y la longitud equivalente será hallada en función de este diámetro, de acuerdo a la trayectoria evaluada.

Después de aplicar el método de tubería equivalente se procede a realizar el cálculo hidráulico para todas las trayectorias que conforman el sistema utilizando la ecuación de la pérdida total de energía de DARCY WEISBACH, en una expresión ya simplificada ecuación 1.34, la cual representa las pérdidas totales de energía que se producen en la distribución del fluido y es mostrada a continuación:

$$\sum h = KQ^m \quad 1.36$$

Donde:

$$K = \left( \sum K_{\text{accesorios}} + \frac{fL}{d} \right) \left( \frac{8}{\pi^2 g d^4} \right)$$

$$Q = \text{Caudal dado (m}^3/\text{s)}$$



Reemplazando en la ecuación 1.34 tenemos:

$$\sum h = \left( \sum K_{\text{accesorios}} + \frac{fl}{d} \right) * \left( \frac{8}{\pi^2 g d^4} \right) * Q^2$$

Con esta expresión hallada podemos realizar el cálculo de las pérdidas totales en cada trayectoria del sistema de distribución que conforma el sistema de climatización de la embarcación.

Para el cálculo de los coeficientes de pérdidas K de los “fan coils”, se tuvo en cuenta la caída de presión de cada equipo de acuerdo al modelo utilizado en la instalación donde describiremos a continuación los utilizados en el sistema.

**Tabla 21.** Caída de presión de los “fan coils”

<b>Modelo</b>	<b>Caída de Presión (ft H<sub>2</sub>O)</b>	<b>Caída de Presión (m H<sub>2</sub>O)</b>
<b>CFFWA- 04</b>	5	1,5240
<b>MHWW-12</b>	7,7	2,3469
<b>CFFWA-08</b>	14	4,2672

Estas caídas de presiones son tomadas de acuerdo a los valores de flujos dados por el fabricante y de acuerdo al modelo utilizado, y pueden ser observadas en la tabla 18, 19 y 20. Para la obtención del coeficiente de pérdidas K de cada “fan coil” se realiza de la siguiente manera:

Sabiendo que la caída de presión en cada “fan coil” es igual a las pérdidas locales más las pérdidas por fricción se tiene que:

$$\Delta P_{1-2} = H_{\text{locales}} + H_{\text{fricción}} \quad 3.1$$

Donde:

$$H_{\text{locales}} = \sum K_{\text{accesorios}} \frac{v^2}{2g}$$

$$H_{\text{fricción}} = \frac{fl}{d} \frac{v^2}{2g}$$

Conociendo las expresiones y reemplazando en 3.1 tenemos que la caída de presión está dada por:

$$\Delta P_{1-2} = \sum K_{accesorios} \frac{v^2}{2g} + \frac{fl}{d} \frac{v^2}{2g} = \left( \frac{fl}{d} + \sum K_{F.C.} \right) \frac{v^2}{2g}$$

Obteniendo:

$$\Delta P_{1-2} = K_{general} \frac{v^2}{2g}$$

$K_{general}$  Tiene en cuenta las pérdidas friccionales y locales y varía con el régimen de flujo.

Como sabemos que  $v = \frac{4Q}{\pi d^2}$  reemplazamos y tenemos:

$$\Delta P_{1-2} = K_{general} \frac{\left( \frac{4Q}{\pi d^2} \right)^2}{2g}$$

Solucionando y despejando encontramos el valor de K que es el coeficiente de perdidas en cada “fan coil”, el cual se tendrá en cuenta en cada uno de los cálculos requeridos para encontrar las pérdidas generadas en cada trayectoria, teniendo en cuenta que solo se evaluará en la tubería de la entrada al “fan coil”.

$$K_{F.C.} = \frac{\Delta P_{1-2}(\pi^2 d^4)}{8\rho Q^2} \quad 3.2$$

Donde:

$\Delta P_{1-2}$  = Caída de presión (Pa)

$d$  = Diámetro de “fan coil” (m)

$\rho$  y  $\pi$  = Constante

$Q$  = Caudal (m<sup>3</sup>/s)

Para el flujo nominal y caída de presión correspondiente en cada “fan coil” se obtienen los valores de  $K_{F.C.}$  con los cuales se determinan las pérdidas en cada trayectoria donde están incluidos los mismos.



Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro mostrada a continuación:

**Tabla 22.** Componentes de la trayectoria 1

DESCRIPCION	CANTIDAD
Codo 90 x 3/4	16
Codo 45 x 3/4	6
Reductor 1 x 3/4	2
Adaptador de 3/4	2
Válvula de Bola de 3/4	1
Válvula de Reguladora de 3/4	1
Tubería 1 "	L= 528 mm
Tubería 3/4"	L= 28876 mm

Se emplea el método de tuberías equivalentes utilizando la ecuación 1.33 para realizar los cálculos en función de un diámetro equivalente 3/4" y una longitud equivalente de acuerdo a la trayectoria evaluada. Donde los factores de fricción son tomados por el diagrama de Moody teniendo así  $f_{1@8} = 0.037$  y  $f_{2@12} = 0.034$  teniendo estos valores y las longitudes en función de los diámetros procedemos.

$$l_{eq} = l_2 \frac{f_2}{f_1} \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^5$$

Tenemos:

$$l_{eq} = 0.528 \frac{0.034}{0.037} \left( \frac{0.0254}{0.01905} \right)^5$$

$$l_{eq} = 2.04 \text{ m}$$

$$l_{eq} = 2.04 \text{ m}$$

$$l_{total (m)} = l_{eq} + l_2$$

$$l_{total (m)} = 2.04 + 28.87$$

$$l_{total (m)} = 30.91 \text{ m}$$

Encontramos tabulados la siguiente información con la cual procedemos a calcular suponiendo un caudal (Q), el resto de las características de la **Trayectoria 1**.

**Tabla 23.** Propiedades físicas evaluadas para la **Trayectoria 1**

<b>Trayectoria 1 para Tprom</b>	
<b>Material</b>	Cobre
<b>Rugosidad</b>	0,0000015
<b>Diámetro (m)</b>	0,01905
<b>Temperatura (°C)</b>	10
<b>Viscosidad Cinemática</b>	0,0000013
<b>ΣK</b>	53,38
<b>Long Total (m)</b>	30.91

Para un  $Q = 2 \text{ gpm} = 0.00012618 \text{ m}^3/\text{seg}$  y utilizando los datos de la tabla tenemos el valor de numero de Reynolds para saber en que régimen de flujo se encuentra.

$$Re = \frac{4 Q}{\pi d v} = \frac{4 * 0.001216}{\pi * 0.01905 * 0.0000013} = 6487.28$$

Podemos concluir que con este valor de  $Re = 6487.28$  el régimen en el que se encuentra el flujo es **TURBULENTO**.

Por Moody con el  $Re$  y  $\varepsilon/d$  tenemos que  $f = 0.03526$

Utilizando la ecuación de DARCY WEISBASH en una expresión ya simplificada ecuación 1.36, la cual representa las pérdidas totales de energía que se producen en la distribución del fluido y es mostrada a continuación:

$$\sum h = KQ^m$$

$$\sum h = \left( \sum K_{\text{accesorios}} + \frac{fl}{d} \right) * \left( \frac{8}{\pi^2 g d^4} \right) * Q^2$$

En esta trayectoria presenta un “Fan coil” el cual genera una caída de presión que hace parte del conjunto de las pérdidas generadas en toda la trayectoria evaluada.

Donde d es el diámetro (m) y Q es el caudal (m<sup>3</sup>/s) del “Fan coil” dado por el fabricante y esta dado de acuerdo al modelo de cada equipo en este caso para la *Trayectoria 1* este presenta las siguientes características.

Tabla 24. Características del “Fan coil” de la *Trayectoria 1*

<b>Fan coil</b>	
<b>Modelo</b>	CFFWA 04
<b>Q (GPM)</b>	2,4
<b>Q (m<sup>3</sup>/s)</b>	0,000151416
<b>Diámetro</b>	0.0127
<b>Caída de presión (m)</b>	1,524018
<b>Caída de presión en ft agua</b>	5

El coeficiente de pérdidas generado por el fan coil esta dado por la siguiente expresión y a su vez será evaluada.

$$K_{F.C.} = \frac{\Delta P_{1-2}(\pi^2 d^4)}{8\rho Q^2} = \frac{(14950.44)(\pi^2 * 0.0127^4)}{8 * 1000 (0.000151416)^2} = \frac{3.838 * 10^{-3}}{1.83 * 10^{-4}} =$$

$$K_{F.C.} = 20.92$$

Luego procedemos al cálculo de las pérdidas con todas los términos ya encontrados.

$$\sum h = \left( \sum K_{\text{accesorios}} + \frac{fl}{d} \right) * \left( \frac{8}{\pi^2 g d^4} \right) * Q^2$$

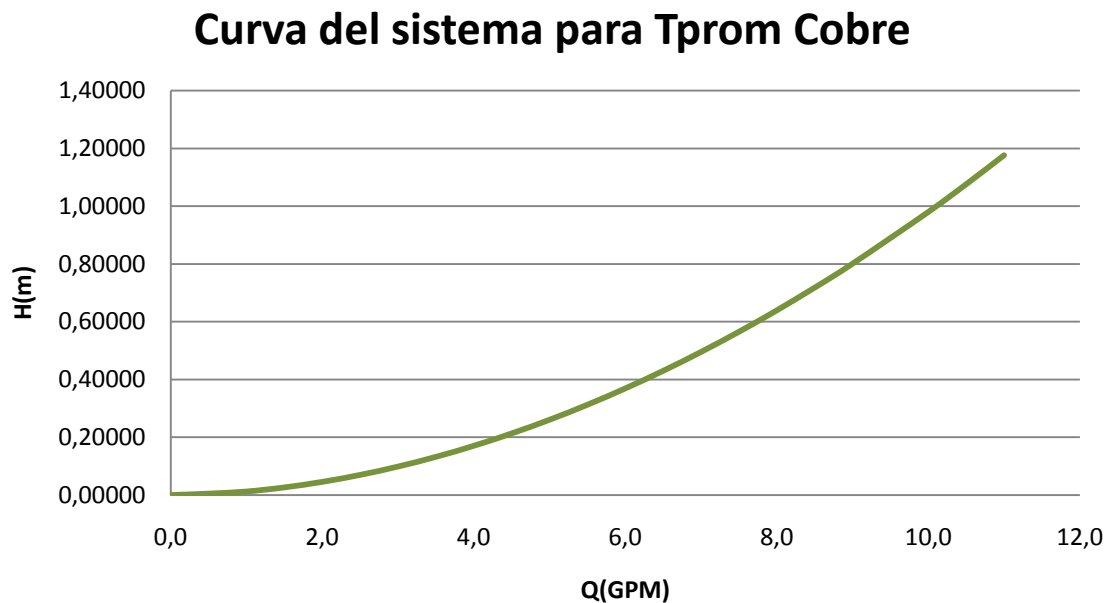
$$\sum h = \left( 53.38 + \frac{0.03526 * 30.91}{0.01905} \right) * \left( \frac{8}{\pi^2 * 9.81 * 0.01905^4} \right) * 0.001216^2$$

$$\sum h = 1.10 \text{ m}$$

Con esta expresión encontramos, la pérdida generada en la *trayectoria 1*, si tomamos valores arbitrarios para Q podemos obtener más valores de H y así graficar la Curva Resultante para la *trayectoria 1* cuando T = Tprom (10 °C) o en otro caso para la trayectoria que este siendo evaluada en el sistema de climatización de la embarcación.

A continuación mostraremos la curva Resultante de la *Trayectoria 1* en material de cobre, tomada de los cálculos realizados en Microsoft Office Excel 2007 y el software DataFit 9.

**Figura 61.** Curva del sistema para Tprom para Cobre

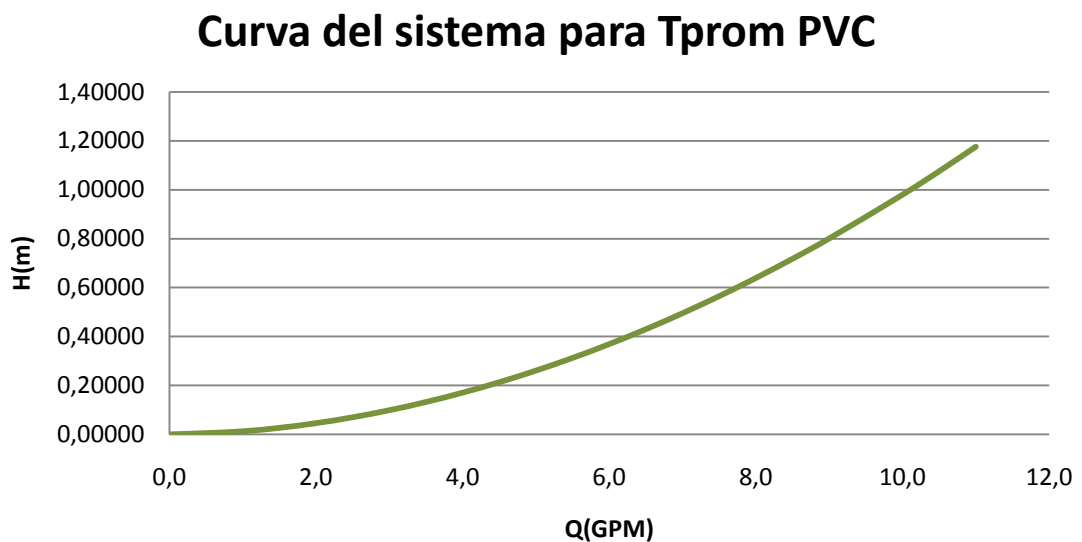


### 3.4.2 Tubería PVC

Para el cálculo hidráulico de **Trayectoria 1** considerando el PVC como material primario en el diseño del sistema de climatización del buque nodriza, se realiza el mismo procedimiento empleado para el cálculo hidráulico de la tubería de cobre, se observó que no existe un cambio significativo, debido a que las rugosidades de ambos materiales son las mismas  $\varepsilon = 0.0000015 \text{ mm}$ ,<sup>12</sup> el cálculo hidráulico para cualquier Trayectoria del sistema es igual, por lo tanto, sus Curvas Resultantes serán las mismas para ambos materiales.

A continuación mostraremos la curva Resultante para la **Trayectoria 1** en el material PVC. Tomada de los cálculos realizados en Microsoft Office Excel 2007 y el software DataFit 9.

**Figura 62.** Curva del sistema para Tprom para PVC

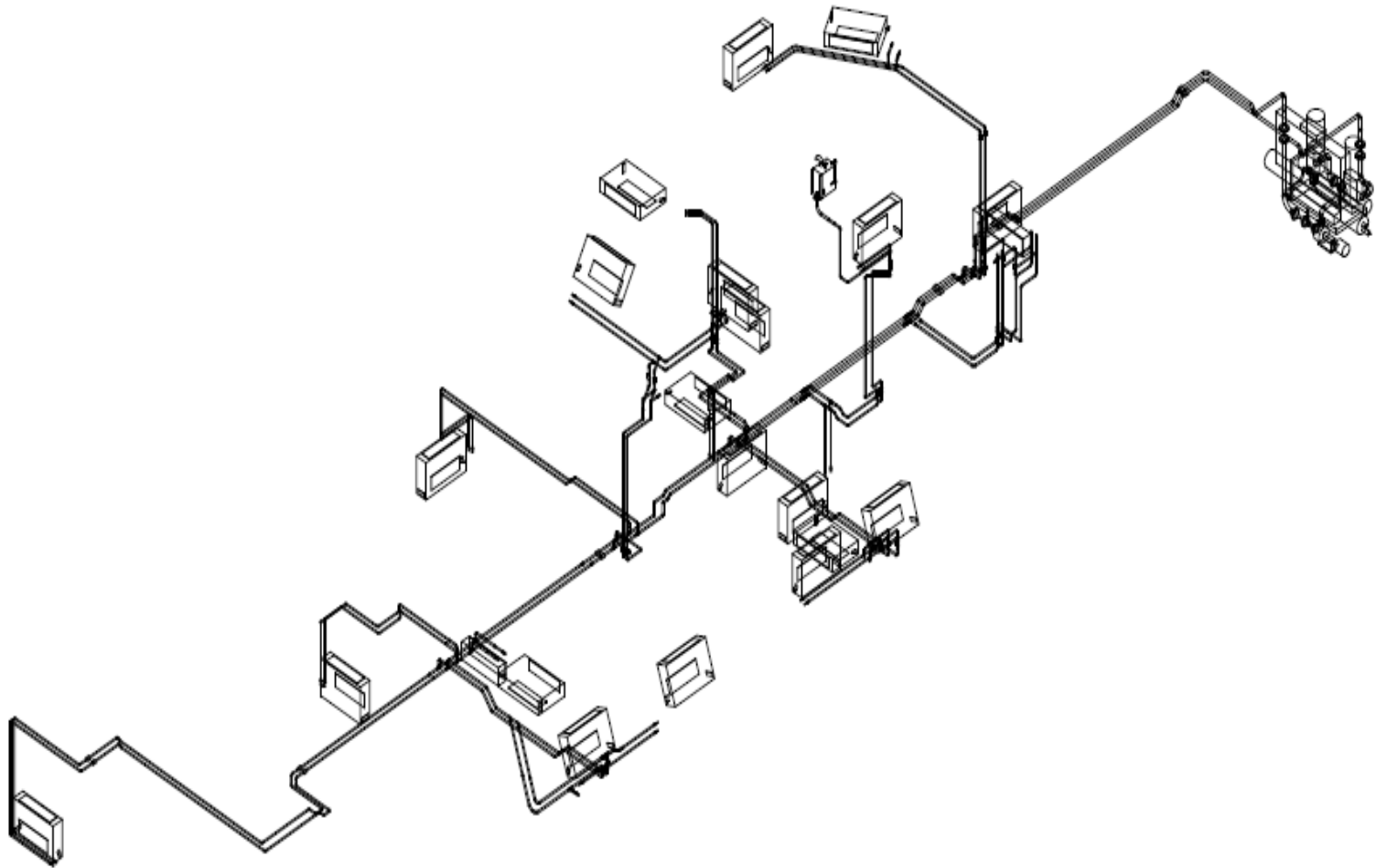


---

<sup>12</sup> <http://www.miliarium.com/prontuario/MedioAmbiente/Aguas/PerdidaCarga.htm>



**Figura 63.** Sistema de circulación de agua fría de las embarcaciones Tipo Nodriza VII y VIII

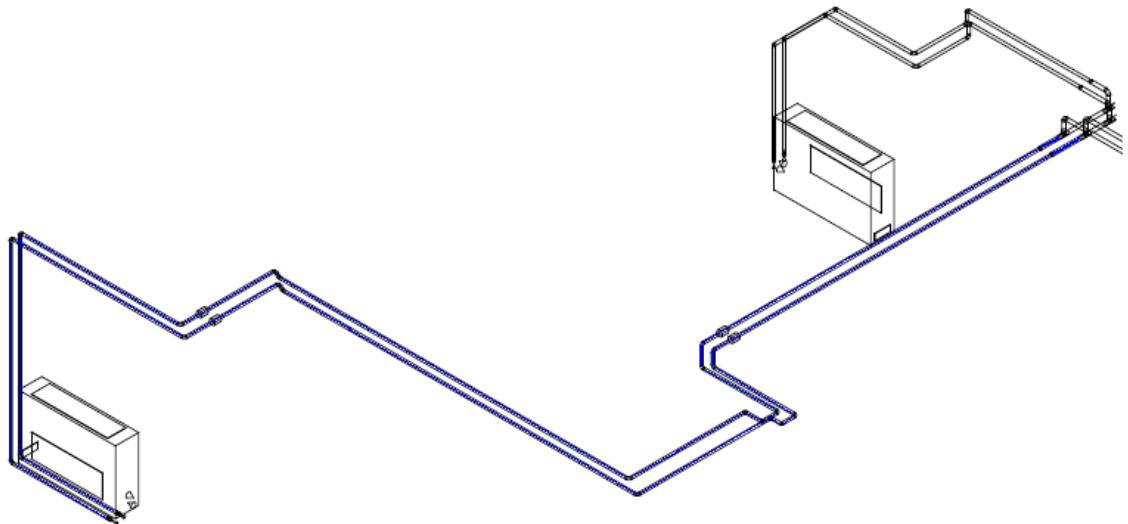


A continuación serán mostradas cada una de las trayectorias seleccionadas con que cuenta el sistema de distribución que hace parte del sistema de climatización de la embarcación. Se entiende por trayectoria el tramo de tubería por donde circula un caudal determinado. Para el estudio y realización del cálculo de las pérdidas del sistema hidráulico se hizo uso de la herramienta computacional **Microsoft office Excel 2007** y del software **DataFit 9**.

### TRAYECTORIA 1

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado

**Figura 64.** Trayectoria 1



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  (m).

$$H = 57858266,0321Q^2 + 1163,99661Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

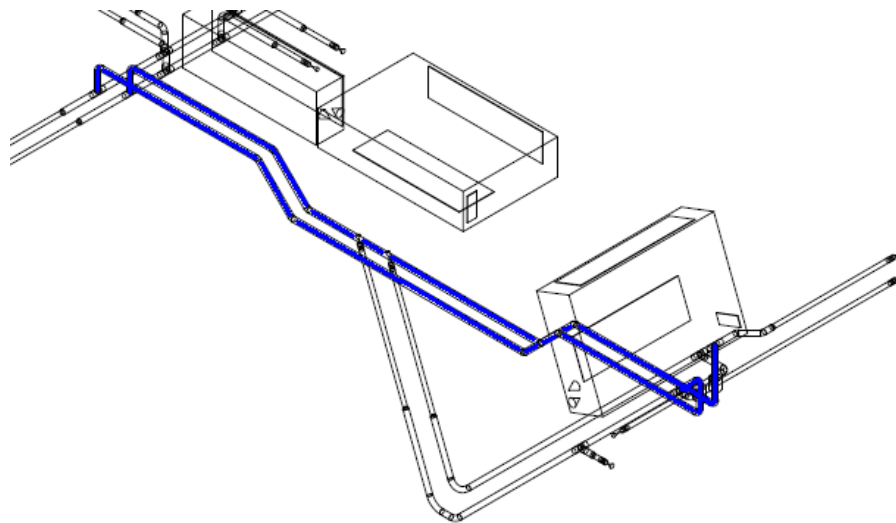
**Tabla 25.** Componentes de la trayectoria 1

DESCRIPCION	CANTIDAD
Codo 90 x 3/4	16
Codo 45 x 3/4	6
Reductor 1 x 3/4	2
Adaptador de 3/4	2
Válvula de Bola de 3/4	1
Válvula de Reguladora de 3/4	1
Tubería 1 "	L= 528 mm
Tubería 3/4"	L=28876 mm

## TRAYECTORIA 2

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado

**Figura 65.** Trayectoria 2



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  (m).

$$H = 2306748,581407Q^2 + 97,983903Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

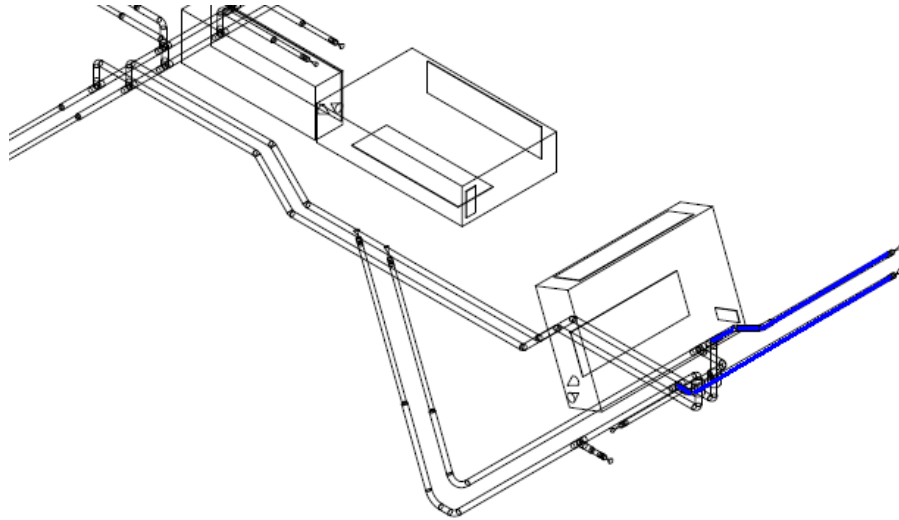
**Tabla 26.** Componentes de la trayectoria 2

DESCRIPCION	CANTIDAD
Codo 45 x 1	8
T 1"	4
Codo 90 x 1"	5
Tubería 1"	L= 8604 mm

### TRAYECTORIA 3

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 66.** Trayectoria 3



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  está dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  (m)

$$H = 27665849,2656Q^2 + 92,95926Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

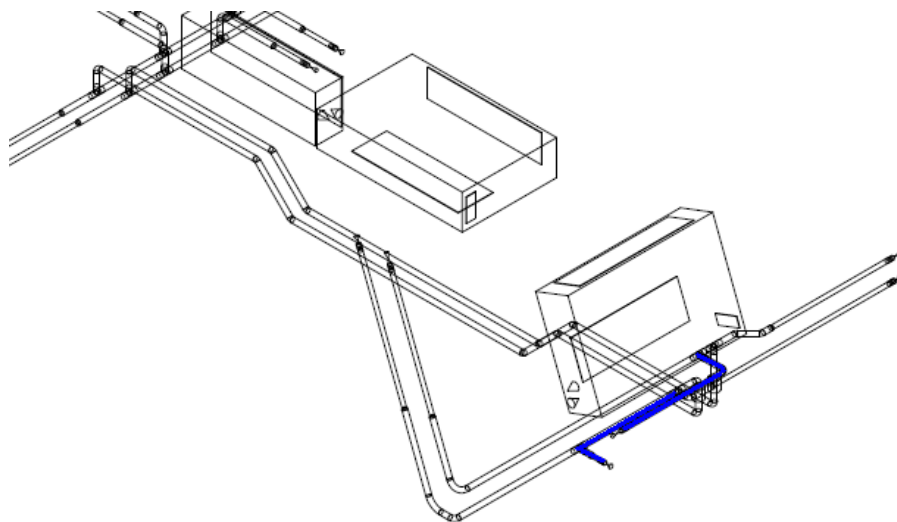
**Tabla 27.** Componentes de la trayectoria 3

DESCRIPCION	CANTIDAD
Codo 45 x 1"	2
Reductor 1 x 3/4	2
Codo 90 x 1"	3
Adaptador de 3/4	2
Válvula de Bola de 3/4	1
Válvula de Reguladora de 3/4	1
Tubería 1"	L= 460 mm
Tubería 3/4"	L=2200 mm

#### TRAYECTORIA 4

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado

**Figura 67.** Trayectoria 4



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 26133950,1888Q^2 + 33,553985Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

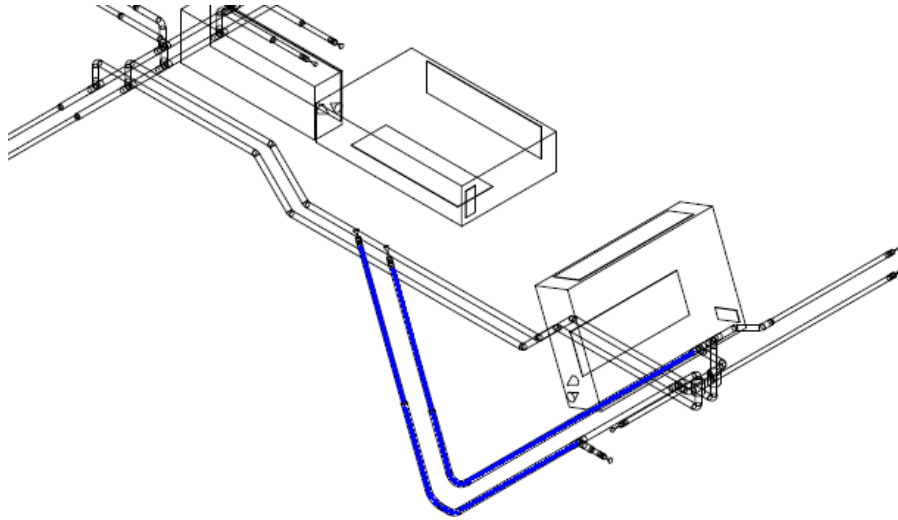
**Tabla 28.** Componentes de la trayectoria 4

DESCRIPCION	CANTIDAD
Codo 90 x 1"	2
T 1"	2
Reductor 1 x ¾	2
Adaptador de ¾"	2
Válvula Reguladora de Flujo de ¾"	1
Válvula de Bola de ¾"	1
Tubería 1"	L=1120 mm
Tubería ¾"	L=550 mm

## TRAYECTORIA 5

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 68.** Trayectoria 5



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  está dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 27593961,143671Q^2 + 122,475442Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.



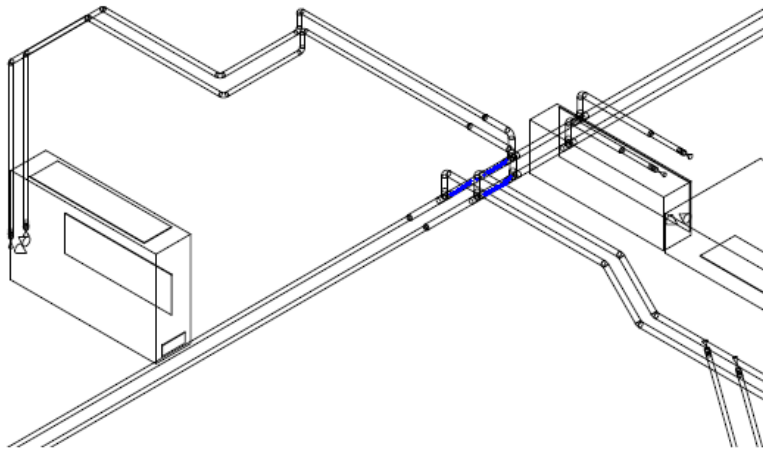
**Tabla 29.** Componentes de la trayectoria 5

DESCRIPCION	CANTIDAD
Codo 90 x1"	2
Reductor 1" x 3/4"	2
Adaptador de 3/4"	2
Válvula Reguladora de Flujo de 3/4 "	1
Válvula de Bola de 3/4"	1
Tubería 1"	L=3400 mm
Tubería 3/4"	L=2000 mm

## TRAYECTORIA 6

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 69.** Trayectoria 6



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  (m)

$$H = 90006,4264055Q^2 + 17,794169Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

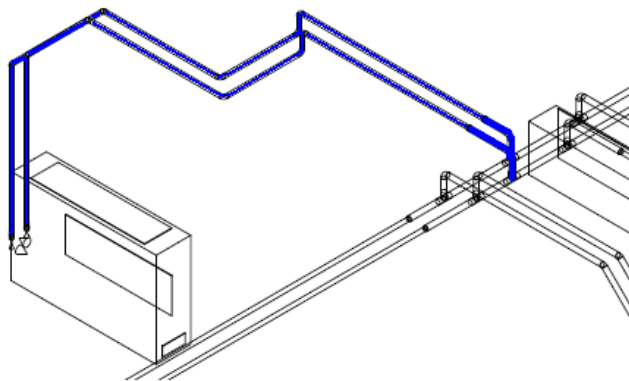
**Tabla 30.** Componentes de la trayectoria 6

DESCRIPCION	CANTIDAD
Tubería 1"	L= 603 mm

### TRAYECTORIA 7

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 70.** Trayectoria 7



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  (m).

$$H = 36869119,148742Q^2 + 38,550538Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

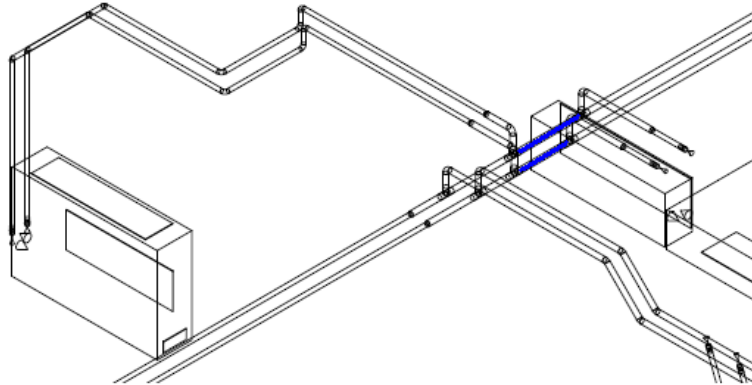
**Tabla 31.** Componentes de la trayectoria 7

DESCRIPCION	CANTIDAD
Codo 90 X ¾ ”	6
Codo 90 X 1 ”	2
Codo 45 x ¾ ”	4
T 1”	2
Reductor 1 ” x ¾ ”	2
Adaptador de ¾”	2
Válvula Reguladora de Flujo de ¾ “	1
Válvula de Bola de ¾”	1
Tubería 1”	L=574 mm
Tubería ¾”	L=8293 mm

## TRAYECTORIA 8

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 71.** Trayectoria 8



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  está dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  (m).

$$H = 92710,6871644753Q^2 + 38,51474127Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

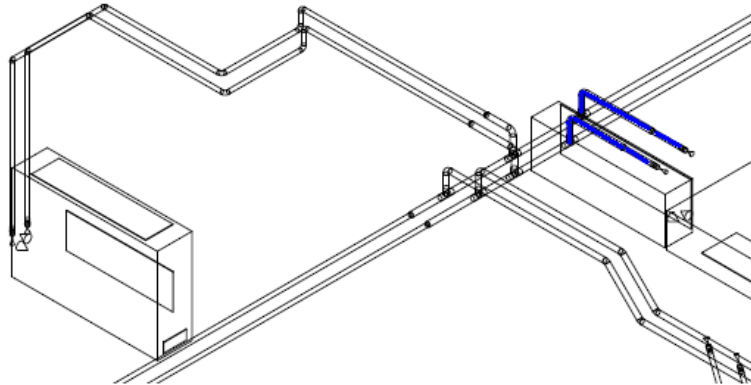
**Tabla 32.** Componentes de la trayectoria 8

DESCRIPCION	CANTIDAD
Tubería 1"	L= 749 mm

## TRAYECTORIA 9

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 72.** Trayectoria 9



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H$  ( $Q^2$ ), con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  está dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 26803718,1634049Q^2 + 38,893368Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

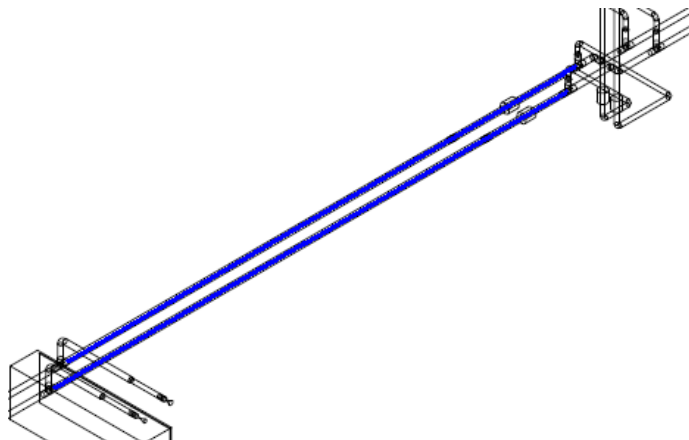
**Tabla 33.** Componentes de la trayectoria 9

DESCRIPCION	CANTIDAD
T 1"	2
Codo 90 X 1"	1
Reductor 1" x 3/4"	5
Adaptador de 3/4"	2
Válvula Reguladora de Flujo de 3/4 "	1
Válvula de Bola de 3/4"	1
Tubería 1"	L= 969 mm
Tubería 3/4"	L=374 mm

### TRAYECTORIA 10

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 73.** Trayectoria 10



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 1105004,81235253Q^2 + 225,085261Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

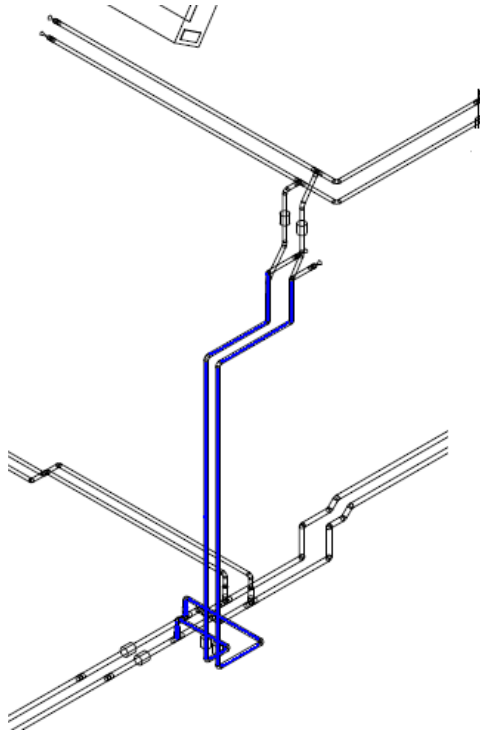
**Tabla 34.** Componentes de la trayectoria 10

DESCRIPCION	CANTIDAD
Unión simple 1 "	2
Tubería 1"	L= 6754 mm

## TRAYECTORIA 11

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 74.** Trayectoria 11



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 10606218,65459Q^2 + 753,531847Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.



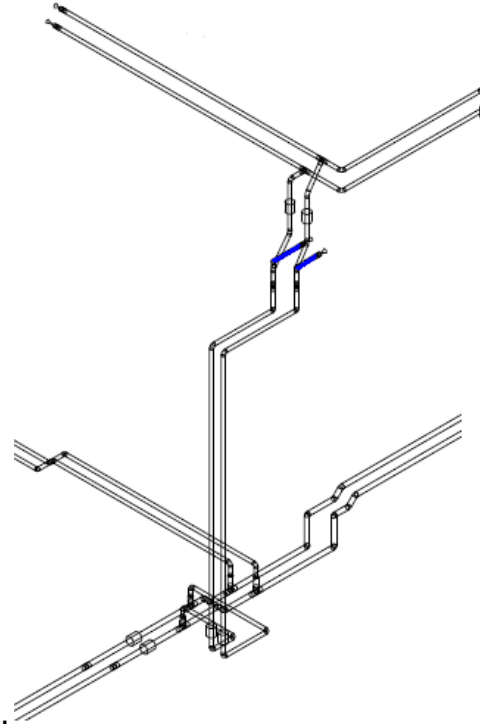
**Tabla 35.** Componentes de la trayectoria 11

DESCRIPCION	CANTIDAD
T 1 “	2
T ¾ “	2
Codo 45 X ¾ “	2
Codo 90 X ¾ ”	8
Reductor 1” x ¾”	2
Adaptador de ¾”	2
Válvula Reguladora de Flujo de ¾ “	1
Válvula de Bola de ¾”	1
Tubería 1”	L= 98 mm
Tubería ¾”	L= 7232 mm

## TRAYECTORIA 12

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 75.** Trayectoria 12



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  está dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 23,68245037Q^2 + 0,00004935182865Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

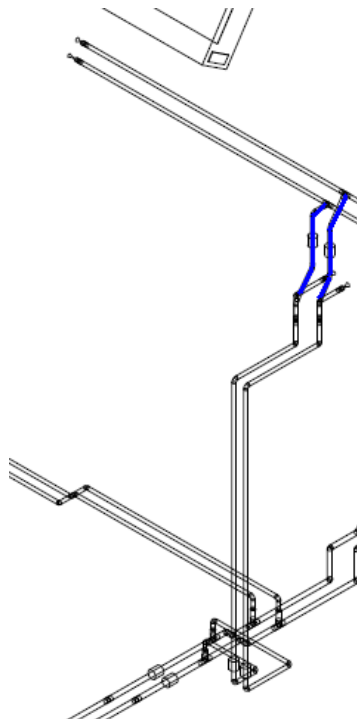
**Tabla 36.** Componentes de la trayectoria 12

DESCRIPCION	CANTIDAD
Adaptador de 3/4"	2
Válvula Reguladora de Flujo de 3/4 "	1
Válvula de Bola de 3/4"	1
Tubería 3/4"	L= 500 mm

### TRAYECTORIA 13

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 76.** Trayectoria 13



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 3012459,194516Q^2 + 78,9166781Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

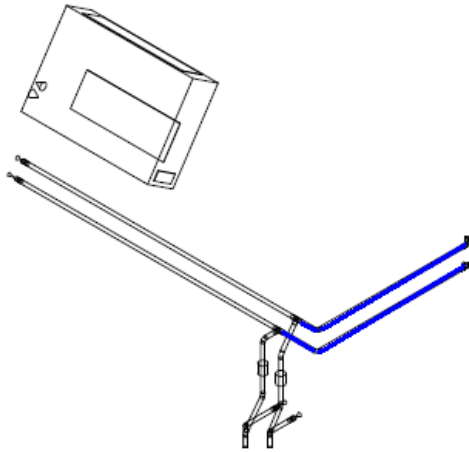
**Tabla 37.** Componentes de la trayectoria 13

DESCRIPCION	CANTIDAD
T ¾ “	2
Codo 45 X ¾ ”	1
Codo 90 X ¾ ”	3
Tubería ¾”	L=1360 mm

## TRAYECTORIA 14

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 77.** Trayectoria 14



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 21959673,476816Q^2 + 98,6816242Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla

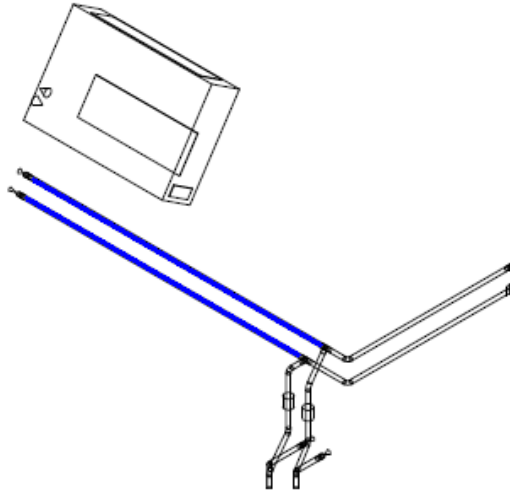
**Tabla 38.** Componentes de la trayectoria 14

DESCRIPCION	CANTIDAD
Codo 90 X ¾ ”	2
Adaptador de ¾”	2
Válvula Reguladora de Flujo de ¾ “	1
Tubería ¾”	L= 2460 mm

## TRAYECTORIA 15

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 78.** Trayectoria 15



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H$  ( $Q^2$ ), con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 27069706,267253Q^2 + 132,3268869Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

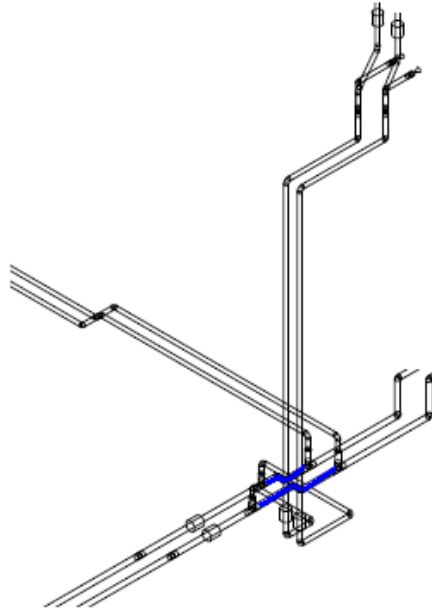
**Tabla 39.** Componentes de la trayectoria 15

DESCRIPCION	CANTIDAD
Adaptador de $\frac{3}{4}$ "	2
Válvula Reguladora de Flujo de $\frac{3}{4}$ "	1
Válvula de Bola de $\frac{3}{4}$ "	1
Tubería $\frac{3}{4}$ "	L= 3300 mm

## TRAYECTORIA 16

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 79.** Trayectoria 16



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  está dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 340749,127Q^2 + 48,4091536Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

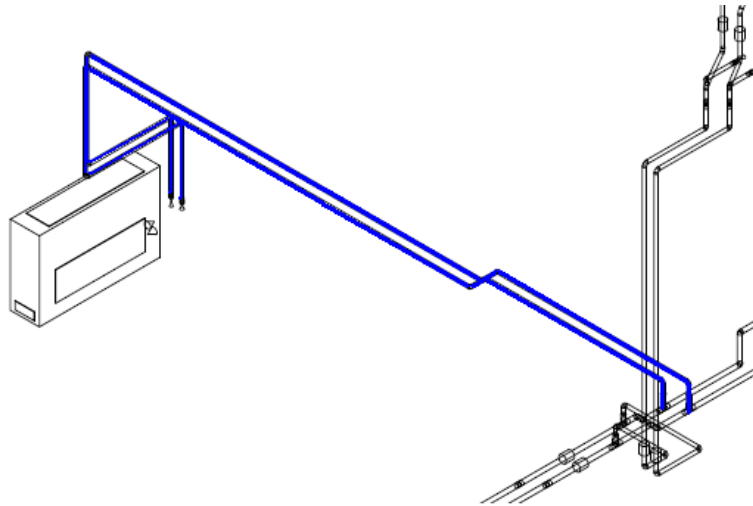
**Tabla 40.** Componentes de la trayectoria 16

DESCRIPCION	CANTIDAD
Codo 45 x 1 "	3
Tubería 1"	L= 787 mm

## TRAYECTORIA 17

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 80.** Trayectoria 17



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H$  ( $Q^2$ ), con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 29771724,6738246Q^2 + 529,6066448Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.



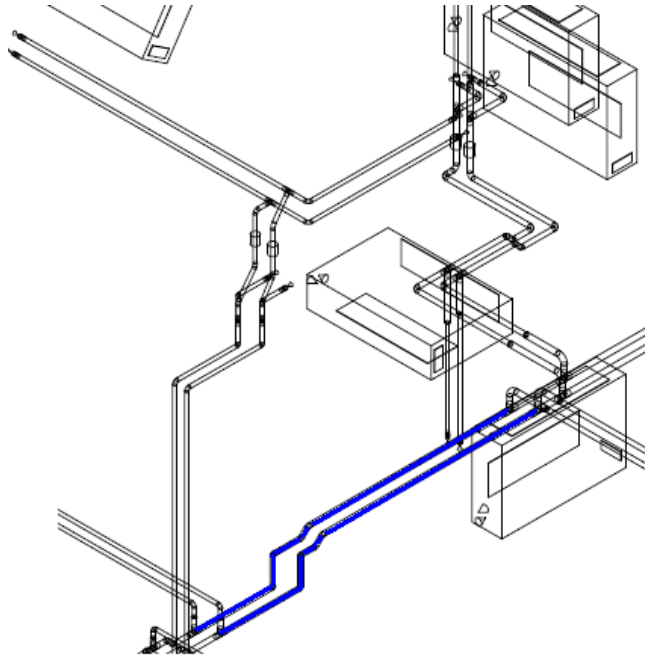
**Tabla 41.** Componentes de la trayectoria 17

<b>DESCRIPCION</b>	<b>CANTIDAD</b>
<b>T 1"</b>	2
<b>Codo 90 X ¾ "</b>	8
<b>Codo 45 X ¾ "</b>	4
<b>Adaptador de ¾"</b>	2
<b>Válvula Reguladora de Flujo de ¾ "</b>	1
<b>Válvula de Bola de ¾"</b>	1
<b>Tubería 1"</b>	L= 168 mm
<b>Tubería ¾"</b>	L=13161 mm

## TRAYECTORIA 18

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 81.** Trayectoria 18.



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H$  ( $Q^2$ ), con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 1269288,16504939Q^2 + 241,0419366Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

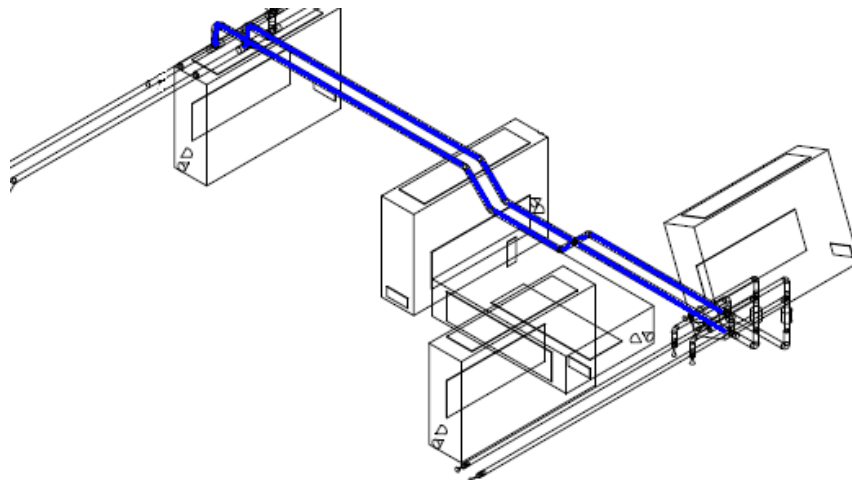
**Tabla 42.** Componentes de la trayectoria 18

DESCRIPCION	CANTIDAD
Codo 45 X 1 "	8
Reductor de 1,25" x 1"	2
Tubería 1 ¼ "	L= 550 mm
Tubería 1 "	L= 4721 mm

### TRAYECTORIA 19

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 82.** Trayectoria 19



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 1779679,021875Q^2 + 126,180067Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

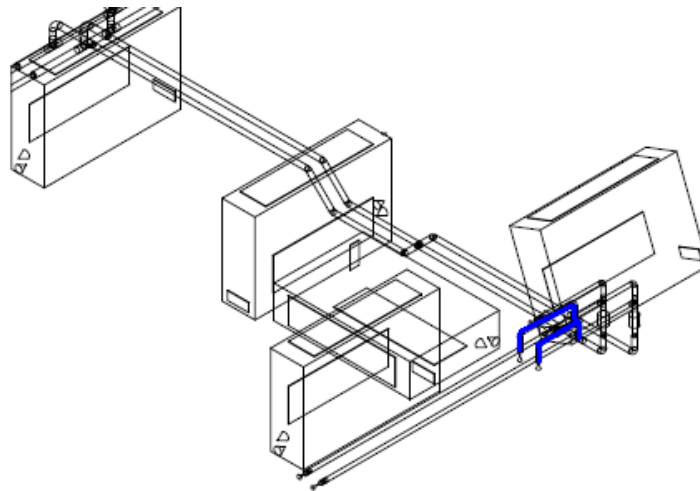
**Tabla 43.** Componentes de la trayectoria 19

DESCRIPCION	CANTIDAD
T 1 ¼ "	2
Codo 45 X 1 "	8
Codo 90 X 1 ¼ "	2
Reductor 1 ¼ " x 1"	2
Tubería 1 ¼ "	L=504 mm
Tubería 1 "	L= 6671 mm

## TRAYECTORIA 20

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 83.** Trayectoria 20



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 27290489,2079706Q^2 + 17,044815Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

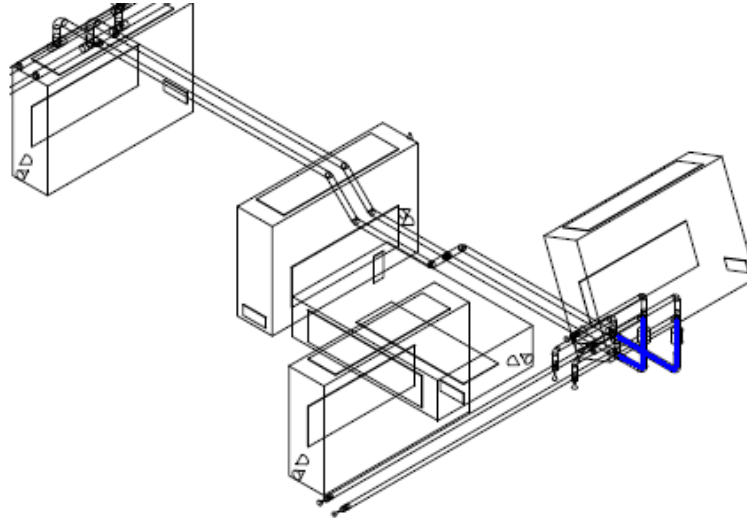
**Tabla 44.** Componentes de la trayectoria 20

DESCRIPCION	CANTIDAD
T 1"	2
Codo 90 X 1 "	2
Codo 90 X ¾ "	2
Reductor 1 x ¾ "	2
Adaptador de ¾"	2
Válvula Reguladora de Flujo de ¾ "	1
Válvula de Bola de ¾"	1
Tubería 1"	L=466 mm
Tubería ¾"	L=305 mm

## TRAYECTORIA 21

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 84.** Trayectoria 21



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 1627809,4461299Q^2 + 38,8357643Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

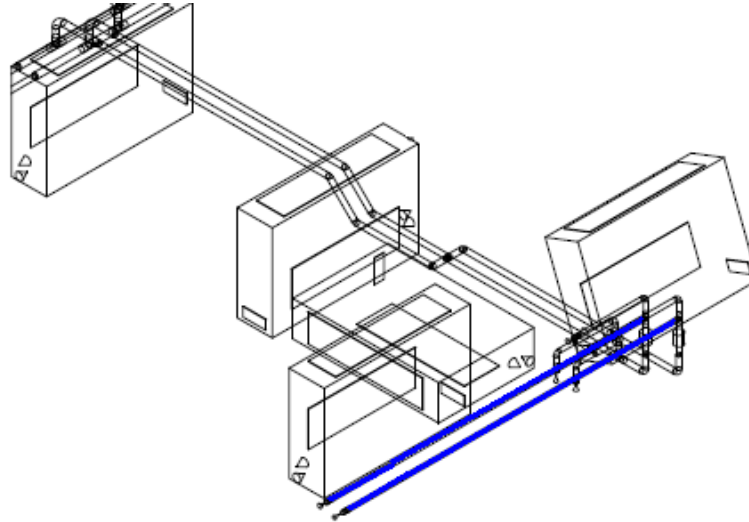
**Tabla 45.** Componentes de la trayectoria 21

DESCRIPCION	CANTIDAD
Codo 90 X 1 "	2
Reductor 1 x ¾ "	2
Tubería 1"	L=665 mm
Tubería ¾"	L=500 mm

## TRAYECTORIA 22

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 85.** Trayectoria 22



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H$  ( $Q^2$ ), con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  está dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 34838421,5919461Q^2 + 162,935173Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

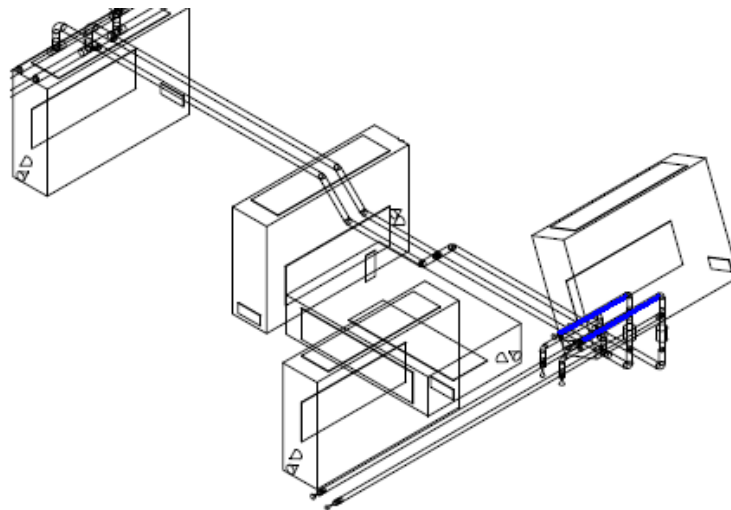
**Tabla 46.** Componentes de la trayectoria 22

DESCRIPCION	CANTIDAD
T $\frac{3}{4}$ "	6
Adaptador de $\frac{3}{4}$ "	2
Válvula Reguladora de Flujo de $\frac{3}{4}$ "	1
Válvula de Bola de $\frac{3}{4}$ "	1
Tubería $\frac{3}{4}$ "	L= 4060 mm

### TRAYECTORIA 23

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 86.** Trayectoria 23





La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 25873333,0744841Q^2 + 30,89329827Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

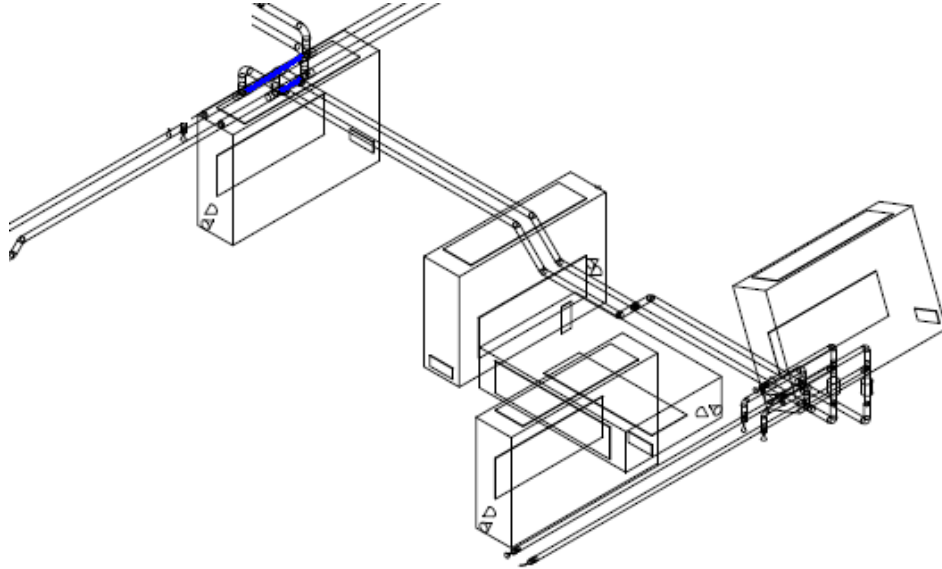
Tabla 47. Componentes de la trayectoria 23

DESCRIPCION	CANTIDAD
Codo 90 x ¾ “	2
Adaptador de ¾”	2
Válvula Reguladora de Flujo de ¾ “	1
Válvula de Bola de ¾”	1
Tubería ¾”	L=770 mm

## TRAYECTORIA 24

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 87.** Trayectoria 24



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 19819,3621Q^2 + 13,28956889Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

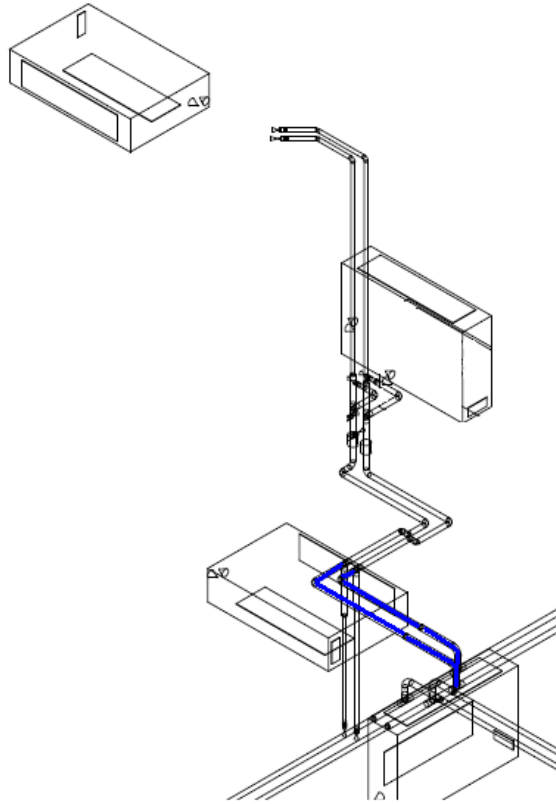
**Tabla 48.** Componentes de la trayectoria 24

DESCRIPCION	CANTIDAD
Tubería 1 ¼ "	L=520 mm

## TRAYECTORIA 25

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 88.** Trayectoria 25



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H$  ( $Q^2$ ), con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 1123170,19314586Q^2 + 28,5326698Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

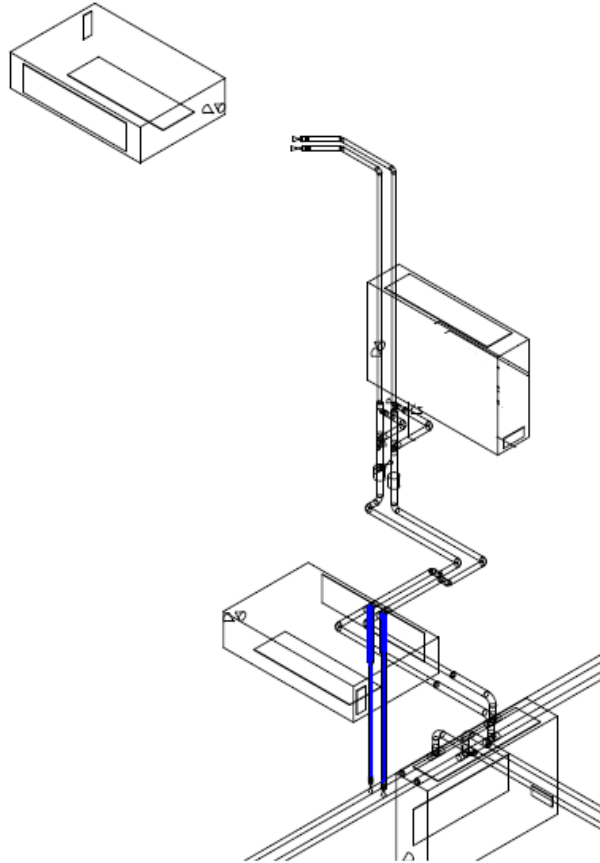
**Tabla 49.** Componentes de la trayectoria 25

<b>DESCRIPCION</b>	<b>CANTIDAD</b>
<b>T 1 ¼ "</b>	2
<b>Codo 90 x 1 "</b>	2
<b>Codo 90 1 ¼ "</b>	2
<b>Reductor de 1 ¼ " X 1 "</b>	2
<b>Tubería 1 ¼ "</b>	L=391 mm
<b>Tubería 1 "</b>	L=1428 mm

## TRAYECTORIA 26

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 89.** Trayectoria 26



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H$  ( $Q^2$ ), con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 20997202,999576Q^2 + 68,57327865Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

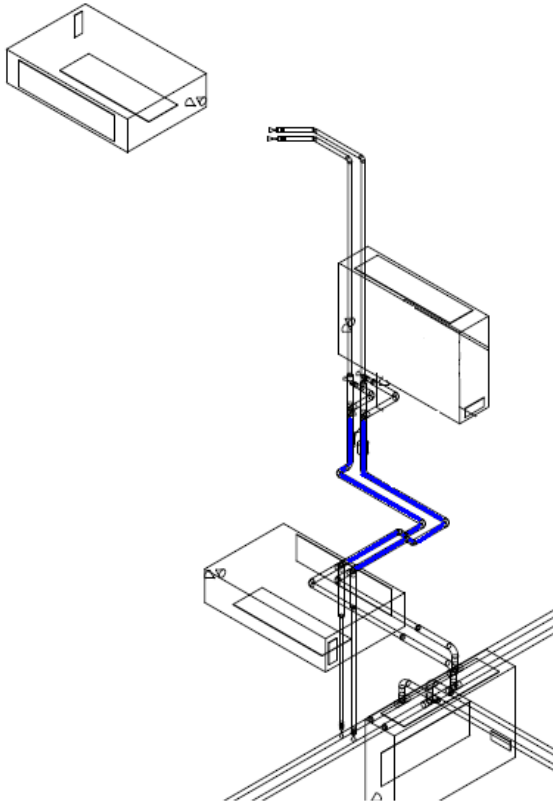
**Tabla 50.** Componentes de la trayectoria 26

<b>DESCRIPCION</b>	<b>CANTIDAD</b>
<b>T 1“</b>	2
<b>Adaptador 3/4 ”</b>	2
<b>Tubería 1 1/4 “</b>	391 mm
<b>Válvula de Bola 3/4 “</b>	1
<b>Válvula reguladora de flujo 3/4“</b>	1
<b>Tubería 1 ”</b>	L=566 mm
<b>Tubería 3/4 “</b>	L=1564 mm

## TRAYECTORIA 27

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 90.** Trayectoria 27



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 1516847,67074Q^2 + 50,55465Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

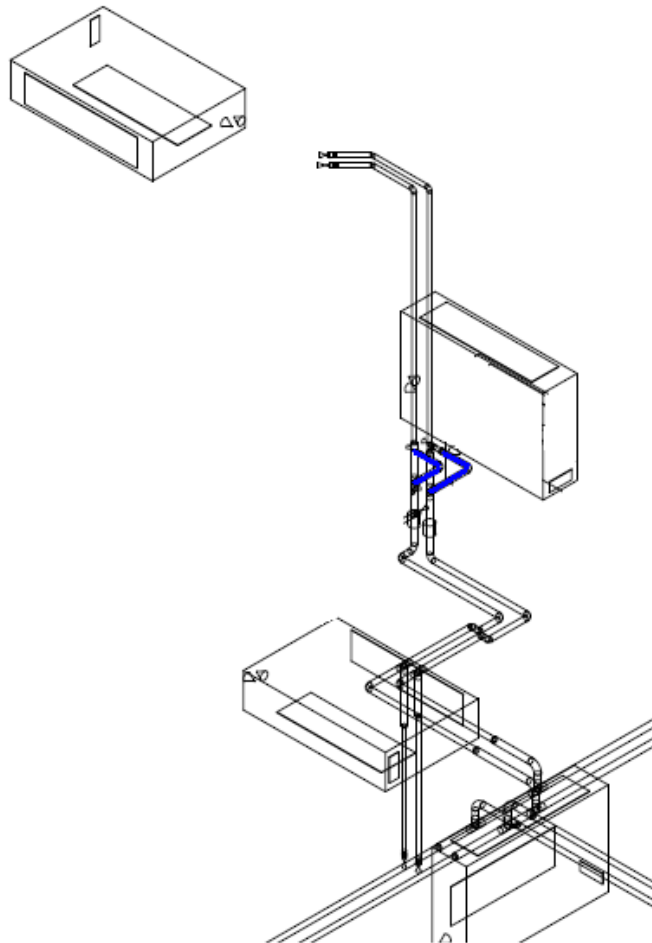
**Tabla 51.** Componentes de la trayectoria 27

DESCRIPCION	CANTIDAD
Codo 45 X 1 “	5
Codo 90 X 1 ”	4
Tubería 1 “	L=3286 mm

### TRAYECTORIA 28

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 91.** Trayectoria 28





La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 27319902,7197657Q^2 + 8,0321Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

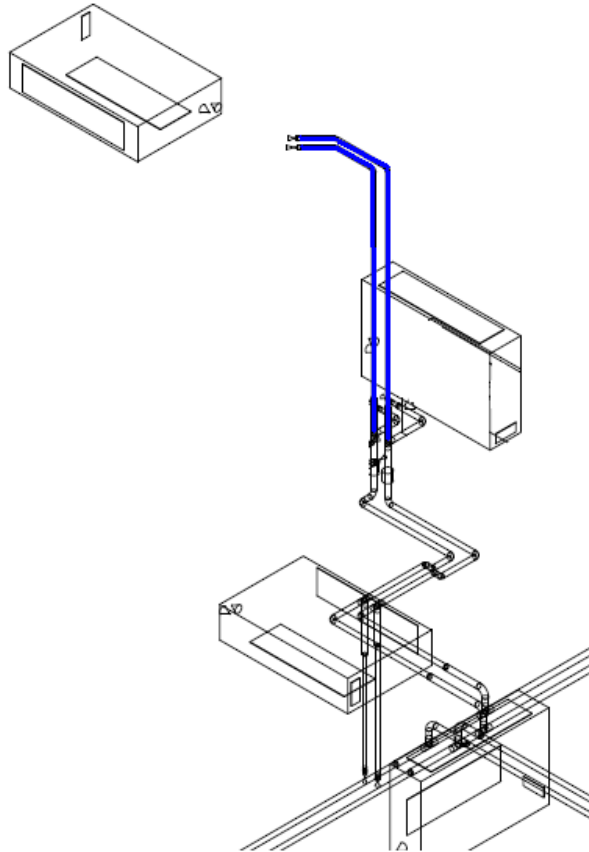
**Tabla 52.** Componentes de la trayectoria 28

DESCRIPCION	CANTIDAD
T 1"	2
Codo 90 x 1"	2
Adaptador 3/4 "	2
Válvula de Bola 3/4 "	1
Válvula reguladora de flujo 3/4"	1
Tubería 1 "	L=430 mm
Tubería 3/4 "	L=90 mm

## TRAYECTORIA 29

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 92.** Trayectoria 29



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 24813755,9Q^2 + 210,022$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

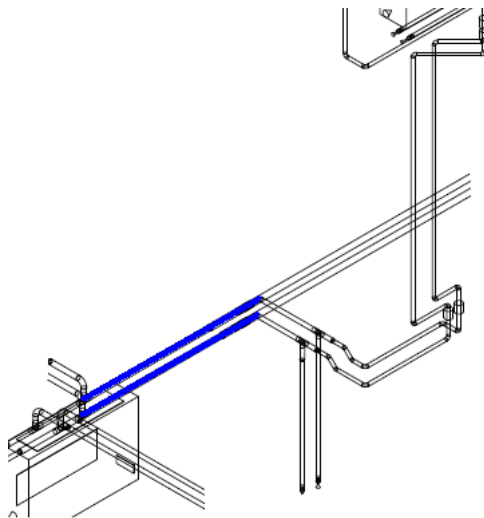
**Tabla 53.** Componentes de la trayectoria 29

DESCRIPCION	CANTIDAD
Codo 90 x ¾ “	2
Codo 45 x ¾ ”	2
Reductor 1 X ¾ “	2
Adaptador ¾ ”	2
Válvula de Bola ¾ “	1
Válvula reguladora de flujo ¾“	1
Tubería 1 ”	L=140 mm
Tubería ¾ “	L=5200 mm

### TRAYECTORIA 30

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 93.** Trayectoria 30



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 125089,572Q^2 + 53,2229436Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

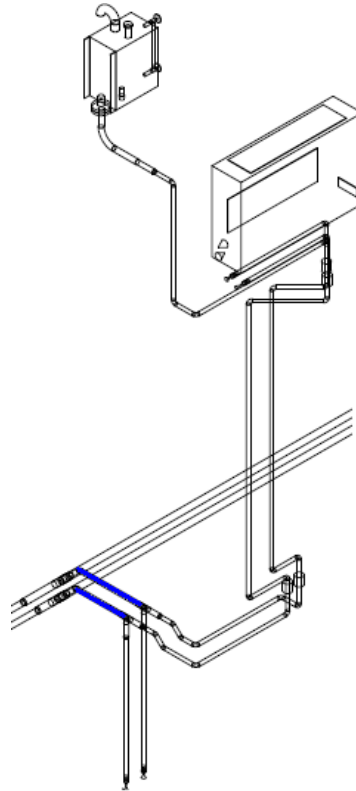
**Tabla 54.** Componentes de la trayectoria 30

DESCRIPCION	CANTIDAD
Reductor 1 ½ “ X 1 ¼ “	2
Tubería 1 ½ ”	L=397 mm
Tubería 1 ¼ “	L=2246 mm

### TRAYECTORIA 31

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 94.** Trayectoria 31



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 599600,741Q^2 + 19,604410944Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

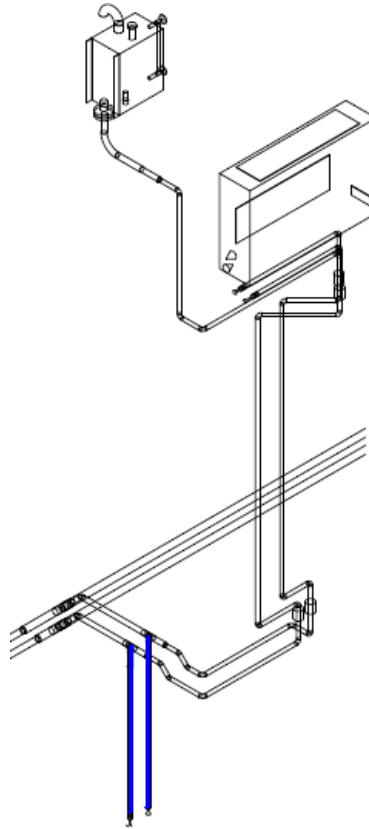
**Tabla 55.** Componentes de la trayectoria 31

<b>DESCRIPCION</b>	<b>CANTIDAD</b>
<b>T 1 ½ “</b>	<b>2</b>
<b>Codo 45 x 1 ”</b>	<b>2</b>
<b>Reductor 1 ½ “ X 1“</b>	<b>2</b>
<b>Tubería 1 ½ ”</b>	<b>L=146 mm</b>
<b>Tubería 1 “</b>	<b>L=1012 mm</b>

## TRAYECTORIA 32

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 95.** Trayectoria 32



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H$  ( $Q^2$ ), con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 26800657,309Q^2 + 79,0544607Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

**Tabla 56.** Componentes de la trayectoria 32

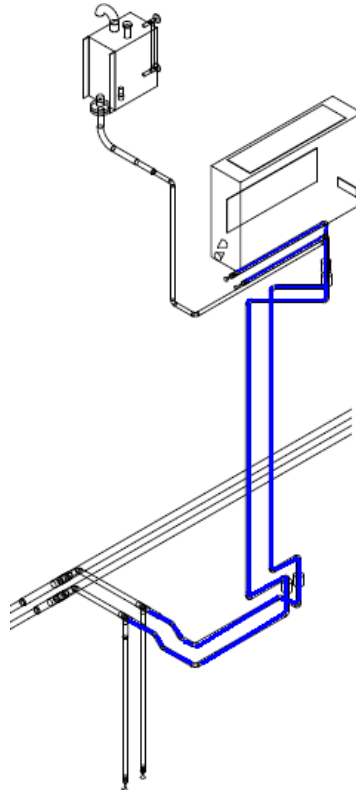
DESCRIPCION	CANTIDAD
T 1 “	2
Adaptador de ¾ “	2
Reductor 1 “ X ¾ “	2
Válvula de bola de ¾ “	1
Válvula reguladora de flujo ¾	1
Tubería 1 ”	L=234 mm
Tubería ¾ “	L=1910 mm



### TRAYECTORIA 33

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 96.** Trayectoria 33



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 36797606.5Q^2 + 607.03Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

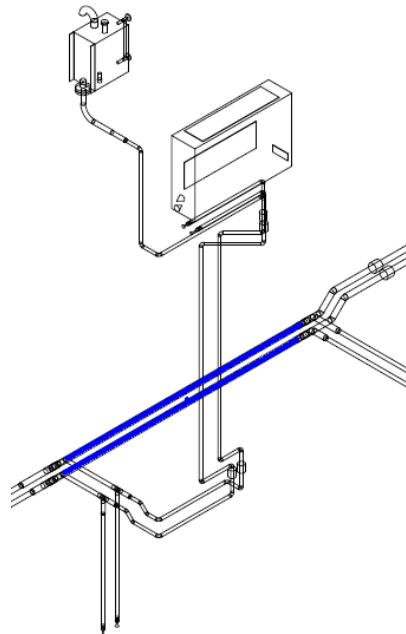
**Tabla 57.** Componentes de la trayectoria 33

DESCRIPCION	CANTIDAD
Codo de 90 X $\frac{3}{4}$ "	15
Codo de 45 X $\frac{3}{4}$ "	4
Adaptador de $\frac{3}{4}$ "	2
Reductor 1 " X $\frac{3}{4}$ "	2
Válvula de bola de $\frac{3}{4}$ "	1
Válvula reguladora de flujo $\frac{3}{4}$ "	1
Tubería 1 "	L=214 mm
Tubería $\frac{3}{4}$ "	L=10922 mm

### TRAYECTORIA 34

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 97.** Trayectoria 34



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 75034.42Q^2 + 58.99Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

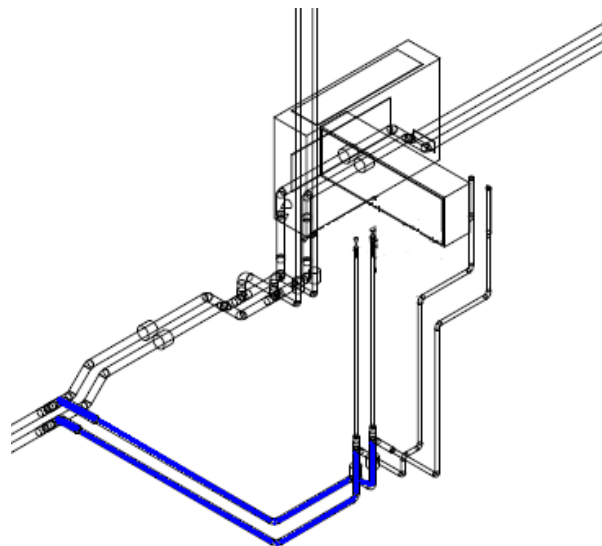
**Tabla 58.** Componentes de la trayectoria 34

DESCRIPCION	CANTIDAD
Tubería 1 ½ "	L= 4875 mm

### TRAYECTORIA 35

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 98.** Trayectoria 35



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 5601869.27Q^2 + 87.12Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

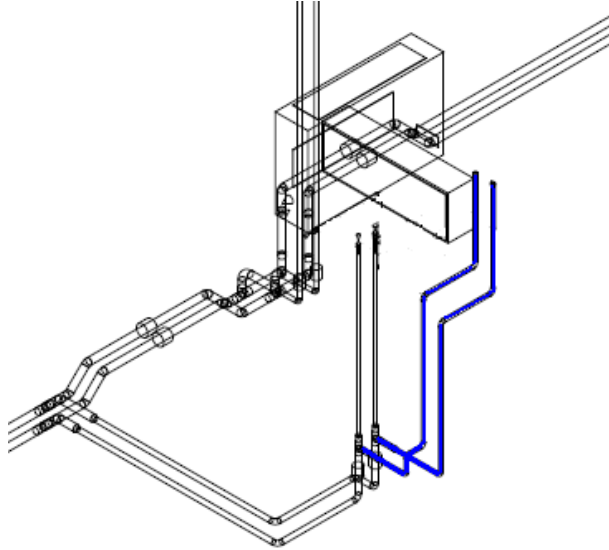
**Tabla 59.** Componentes de la trayectoria 35

DESCRIPCION	CANTIDAD
T 1 ½ “	2
Codo de 90 X 1 “	5
Codo de 45 X 1 ½ “	2
Adaptador de ¾ “	2
Reductor 1 ½ “ X 1 “	2
Válvula de bola de ¾ “	1
Válvula reguladora de flujo ¾	1
Tubería 1 ½ ”	L=550 mm
Tubería 1 “	L=3907 mm

### TRAYECTORIA 36

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 99.** Trayectoria 36



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  está dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 31280280.56Q^2 + 233.9Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

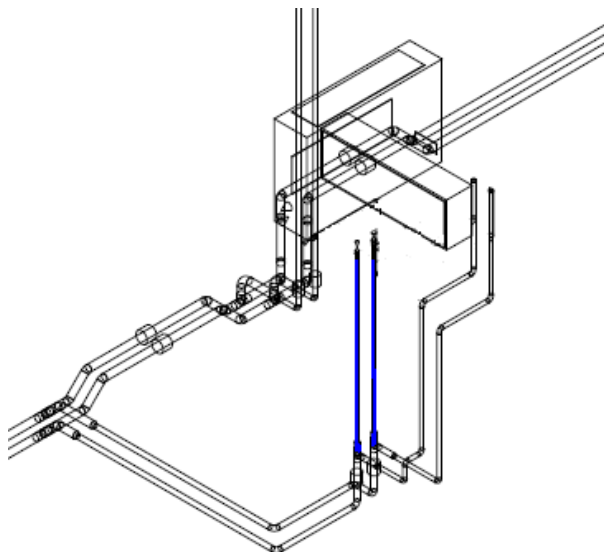
**Tabla 60.** Componentes de la trayectoria 36

DESCRIPCION	CANTIDAD
Codo de 90 X $\frac{3}{4}$ "	8
Codo de 45 X $\frac{3}{4}$ "	6
Adaptador de $\frac{3}{4}$ "	2
Reductor 1 " X $\frac{3}{4}$ "	2
Válvula de bola de $\frac{3}{4}$ "	1
Válvula reguladora de flujo $\frac{3}{4}$ "	1
Tubería 1 "	L=300 mm
Tubería $\frac{3}{4}$ "	L=5160 mm

### TRAYECTORIA 37

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 100.** Trayectoria 37



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 22598057.43Q^2 + 18.04Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

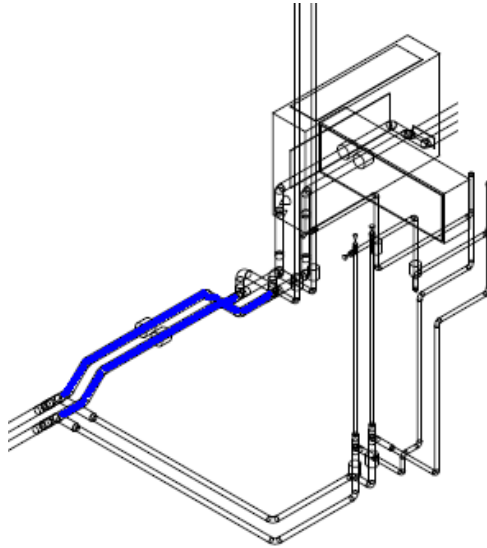
**Tabla 61.** Componentes de la trayectoria 37

DESCRIPCION	CANTIDAD
T 1 “	2
Adaptador de ¾ “	2
Reductor 1 “ X ¾ “	2
Válvula de bola de ¾ “	1
Válvula reguladora de flujo ¾	1
Tubería 1 ”	L=300 mm
Tubería ¾ “	L=250 mm

### TRAYECTORIA 38

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 101.** Trayectoria 38



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 144115.02Q^2 + 44.06Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

Tabla 62. Componentes d la trayectoria 38

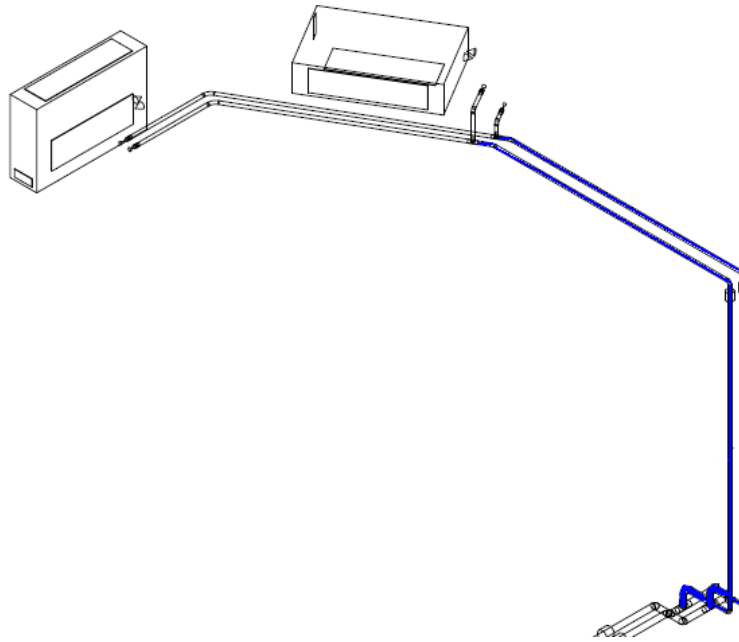
DESCRIPCION	CANTIDAD
Codo 45 X 1 ½ “	8
Tubería 1 ½ ”	L=2857 mm



### TRAYECTORIA 39

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 102.** Trayectoria 39



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 10662871.98Q^2 + 867.7Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

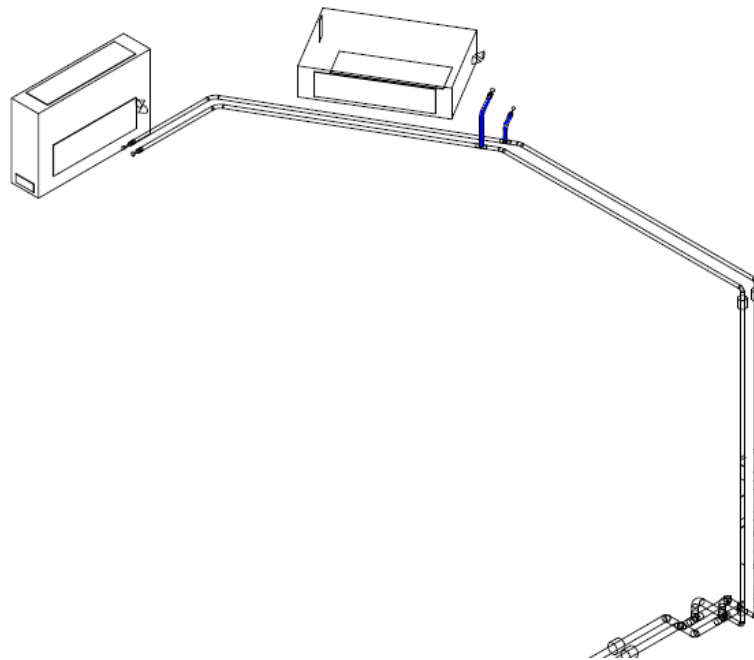
**Tabla 63.** Componentes de la trayectoria 39

DESCRIPCION	CANTIDAD
T 1 1/2 "	2
Codo 90 1 1/2 "	2
Codo 90 3/4"	4
Codo 45 X 3/4 "	2
Reductor 1 1/2 " X 3/4 "	2
Tubería 1 1/2 "	L=425 mm
Tubería 3/4 "	L=9538 mm

#### TRAYECTORIA 40

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 103.** Trayectoria 40



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 19449405.1Q^2 + 0.0006367Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

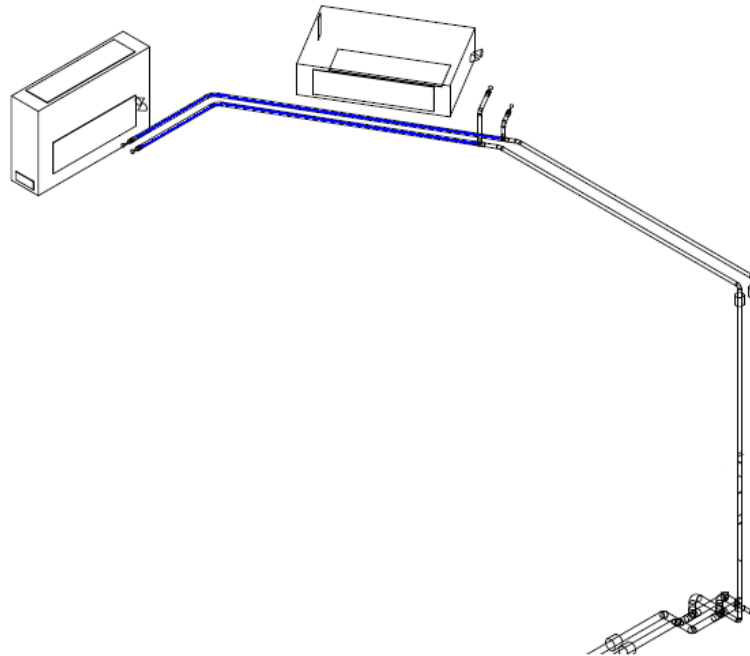
**Tabla 64.** Componentes de la trayectoria 40

DESCRIPCION	CANTIDAD
T $\frac{3}{4}$ "	2
Codo 90 $\frac{3}{4}$ "	2
Adaptador $\frac{3}{4}$ "	2
Válvula de bola $\frac{3}{4}$ "	1
Válvula reguladora de flujo $\frac{3}{4}$	1
Tubería $\frac{3}{4}$ "	L=560 mm

## TRAYECTORIA 41

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 104.** Trayectoria 41



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 20854447.3Q^2 - 0.021347Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

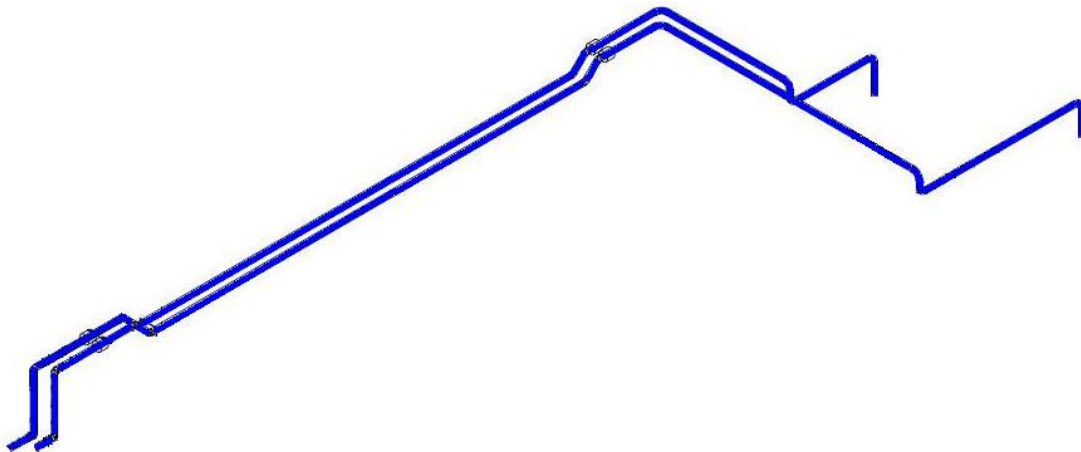
**Tabla 65.** Componentes de la trayectoria 41

DESCRIPCION	CANTIDAD
Codo 45 X ¾"	2
Adaptador ¾ "	2
Válvula de bola ¾ "	1
Válvula reguladora de flujo ¾ "	1
Tubería ¾ "	L= 4400 mm

### TRAYECTORIA 42 PPAL

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 105.** Trayectoria 42



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 673327.44Q^2 + 292.35Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

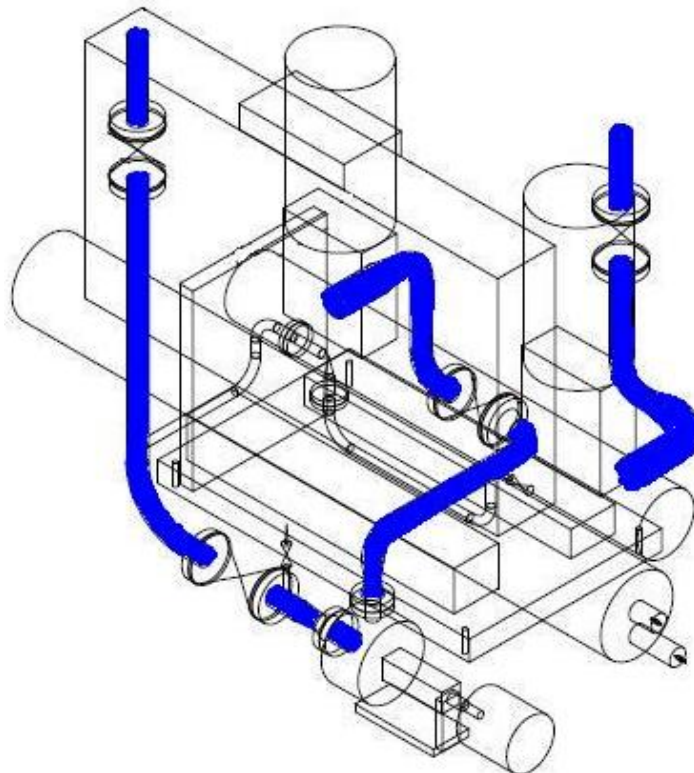
**Tabla 66.** Componentes de la trayectoria 42

DESCRIPCION	CANTIDAD
Codo 45 X 1 ¼ ”	16
Codo 90 X 1”	8
Tubería 1 ½ “	L= 17500 mm

### TRAYECTORIA 43 “chiller”

Corresponde al suministro y retorno del recorrido del agua ilustrado.

**Figura 106.** Trayectoria 43



La ecuación de la pérdida de energía para esta trayectoria está dada en función de Caudal  $H (Q^2)$ , con la cual podemos encontrar el valor de la pérdida para un caudal determinado. Donde  $Q$  esta dado  $\left(\frac{m^3}{seg}\right)$  y  $H$  en (m).

$$H = 735222.5537Q^2 + 14.3015Q$$

Esta trayectoria está compuesta por los siguientes accesorios y tuberías según su diámetro que a continuación se muestran en la tabla.

**Tabla 67.** Componentes de la trayectoria 43

DESCRIPCION	CANTIDAD
Codo 90 X 2"	4
Codo 90 X 3"	2
Válvula de bola 2 "	3
Reductor 2" x 1 ½ "	1
Reductor 3"x2"	2
Reductor 2" 1 ¼ "	1
Tubería 3"	L=104 mm
Tubería 2 "	L=3084 mm

El sistema de distribución de los buques nodriza fluvial fue caracterizado en 43 trayectorias cada una de ellas fue descrita con sus respectivas especificaciones y datos, para facilitar el estudio de la curva resultante de todo el sistema de climatización, en su elaboración luego de haber encontrado las curvas resultantes de cada trayectoria procedemos al cálculo de la curva resultante.

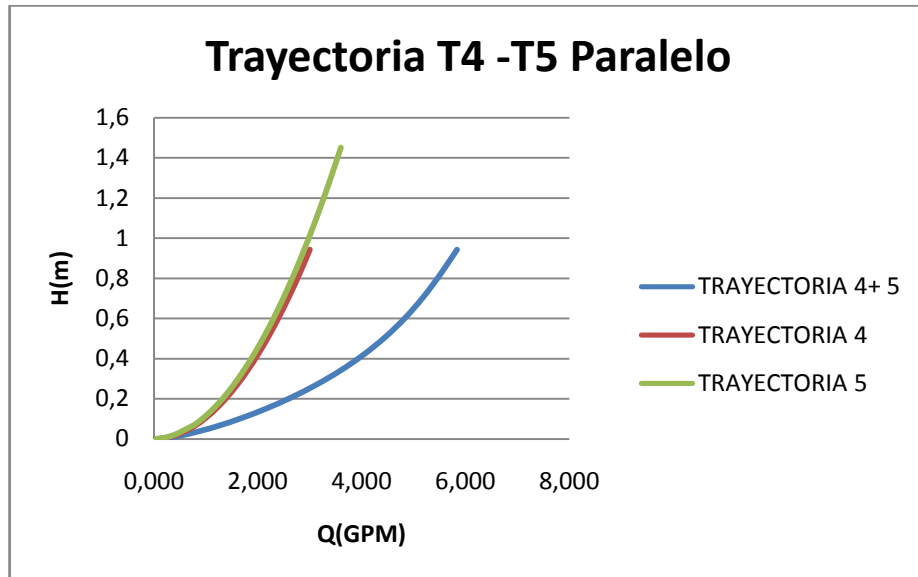
Se aplicaron los métodos de tuberías en serie y paralelo para obtener las trayectorias resultantes del sistema. A continuación mostraremos las tablas con sus respectivos valores y las graficas obtenidas para cada una de las trayectorias que constituyen el sistema de climatización obtenida:

**Tabla 68.** Datos para la construcción de la curva resultante de las Trayectorias 4 y 5.

TRAYECTORIA 4+ 5			
$\Sigma H$ (m)	Q 4 (GPM)	Q 5 (GPM)	Q4+Q5
0	0,0	0,000	0,000
0,0047562	0,2	0,035	0,235
0,0179854	0,4	0,130	0,530
0,0396184	0,6	0,281	0,881
0,0678955	0,8	0,468	1,268
0,1058232	1,0	0,703	1,703
0,152091	1,2	0,965	2,165
0,2066872	1,4	1,242	2,642
0,269604	1,6	1,522	3,122
0,3408337	1,8	1,791	3,591
0,42037	2,0	2,039	4,039
0,5082076	2,2	2,258	4,458
0,6043417	2,4	2,442	4,842
0,708768	2,6	2,594	5,194
0,821483	2,8	2,720	5,520
0,9424821	3,0	2,837	5,837



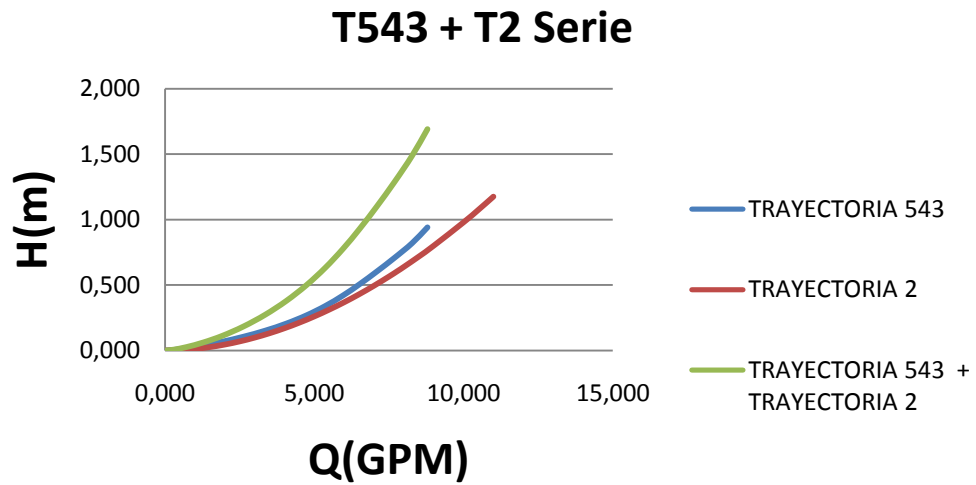
**Figura 107.** Gráfico del método de resolución de tuberías en Paralelo.



**Tabla 69.** Datos para la construcción de la curva resultante de las Trayectorias 5, 4, 3 y 2.

TRAYECTORIA 5, 4, 3 + TRAYECTORIA 2			
Q (GPM)	H 543 (m)	H 2 (m)	$\Sigma H$ (m)
0,000	0,000	0,000	0,000
0,288	0,005	0,002	0,007
0,724	0,018	0,009	0,027
1,287	0,040	0,023	0,062
1,917	0,068	0,045	0,112
2,626	0,106	0,078	0,184
3,354	0,152	0,121	0,273
4,067	0,207	0,173	0,380
4,742	0,270	0,231	0,500
5,370	0,341	0,292	0,633
5,957	0,420	0,355	0,775
6,523	0,508	0,422	0,930
7,094	0,604	0,496	1,100
7,685	0,709	0,578	1,286
8,279	0,821	0,667	1,488
8,794	0,942	0,749	1,691

**Figura 108.** Gráfico del método de resolución de tuberías en Serie.

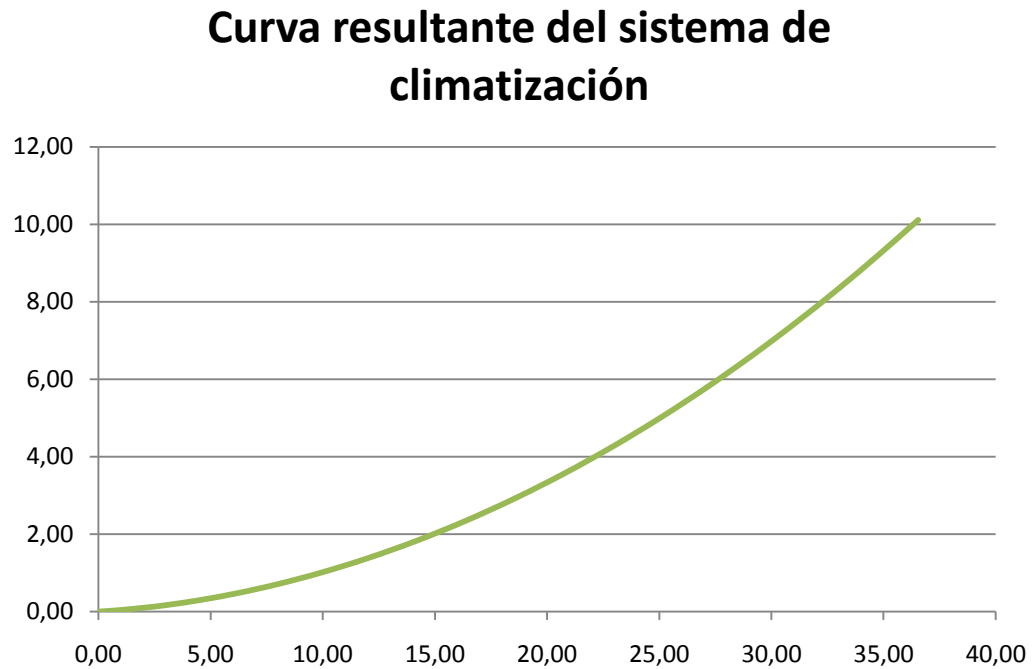


Después de haber determinado la resultante en cada trayectoria se procedió a realizar los cálculos de la curva resultante de todo el sistema de climatización de agua fría del buque tipo nodriza fluvial, a continuación se mostraran los valores obtenidos para la construcción de la curva:

**Tabla 70.** Valores obtenidos para construcción de la curva resultante del sistema de climatización.

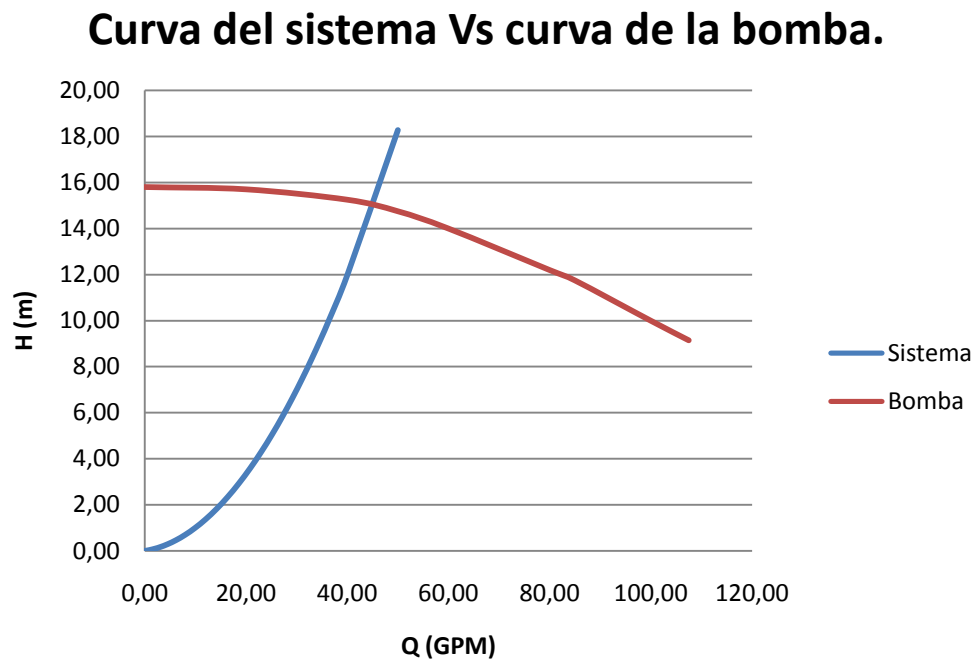
<b>Curva resultante del sistema de climatización</b>			
<b>Q (GPM)</b>	<b>H 1...42 (m)</b>	<b>H 43 "chiller"(m)</b>	<b>ΣH (m)</b>
0,00	0,00	0,00	0,00
0,92	0,03	0,003	0,04
2,10	0,09	0,015	0,10
3,07	0,14	0,031	0,17
4,54	0,23	0,065	0,30
6,18	0,36	0,118	0,47
8,00	0,51	0,195	0,71
9,95	0,71	0,300	1,01
12,02	0,95	0,435	1,38
14,17	1,22	0,602	1,83
16,38	1,54	0,801	2,34
18,60	1,90	1,032	2,93
20,82	2,29	1,290	3,58
23,01	2,72	1,572	4,29
25,14	3,16	1,875	5,04
27,20	3,63	2,193	5,82
29,19	4,11	2,523	6,63
31,10	4,60	2,863	7,47
32,95	5,11	3,212	8,32
34,75	5,63	3,571	9,20
36,54	6,17	3,944	10,11

**Figura 109.** Gráfico de la curva resultante del sistema de climatización del buque tipo nodriza fluvial.



Con la obtención de la curva resultante a la cual opera el sistema de conducción de agua fría, es traspuesta con la curva característica de la bomba IHM 3X18 y de aquí tenemos el punto de operación del sistema al cual trabaja la bomba el cual se muestra a continuación:

**Figura 110.** Gráfico de la curva resultante del sistema Vs. Curva característica de la bomba.



En el análisis de la curva podemos determinar el punto en el cual el sistema opera, dicho punto corresponde a:

$$Q = 45 \text{ GPM}$$

$$H = 14.9 \text{ m}$$

Con los valores Q, H graficados en la curva dada por el fabricante obtenemos la eficiencia, la potencia, y el NPSH.

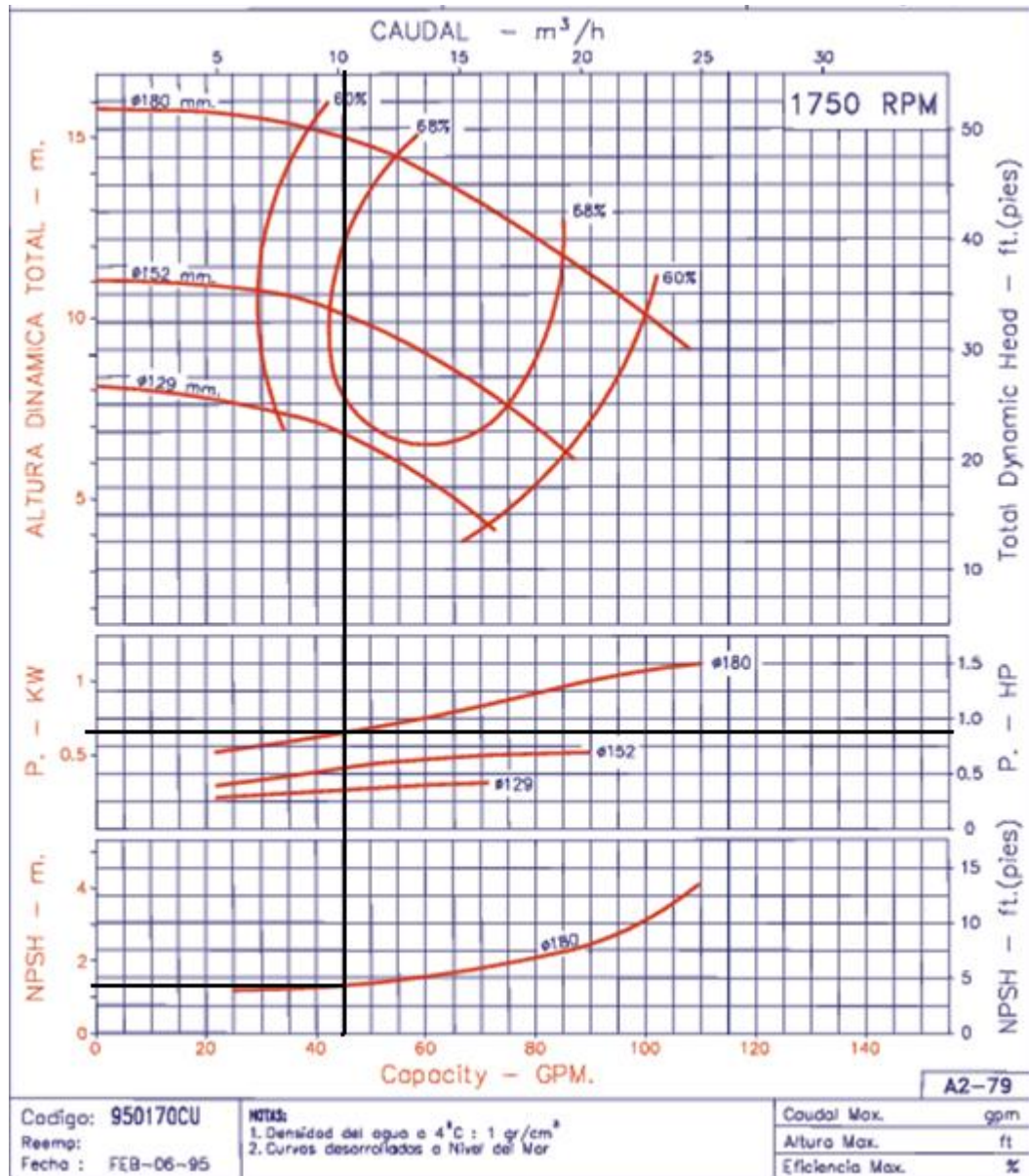
$$\eta = 62 \%$$

$$NPSH = 1.4 \text{ m}$$

$$P = 0.9 \text{ Hp}$$

Así como se ve ilustrado en la siguiente figura:

Figura 111. Curvas características de la bomba



### **3.5 FACTIBILIDAD TÉCNICA, ECONÓMICA Y AMBIENTAL**

**3.5.1 Factibilidad Técnica.** La sustitución de la tubería de cobre por PVC desde el punto de vista hidráulico, no se obtienen cambios significativos, por lo tanto, se deben de tener en cuenta otros parámetros como lo son el peso, facilidad de montaje, la durabilidad, entre otras.

Desde el punto de vista del peso se debería evaluar si existe una reducción significativa, que conllevara a una reducción del consumo de combustible y por lo tanto a una optimización de los recursos energéticos y una reducción de los costos relacionados a la producción de energía.

**3.5.2 Factibilidad económica.** El estudio de Factibilidad económica se basará en la documentación presupuestal de acuerdo a los materiales seleccionados para el proyecto elaborado a nivel de Ingeniería por la Corporación de Ciencia y Tecnología para el desarrollo de la Industria Naval, marítima y fluvial, COTECMAR.

Con la determinación del alcance del proyecto se requiere exponer las características operacionales y técnicas fundamentales en el sistema de climatización de los buques tipo Nodriza fluvial, así como los tipos de materiales de ingeniería a utilizar.

Si hacemos un análisis de los materiales a utilizar para el sistema de climatización de la embarcación, podemos darnos cuenta que a nivel económico los accesorios y la tubería de PVC, es más rentable para llevar a cabo el proyecto en comparación al metal Cobre, Los precios a los que se pueden obtener tales materiales son un factor determinante en los análisis de rentabilidad de los proyectos.

A continuación se presentan las cotizaciones realizadas por distribuidores a nivel comercial en la ciudad de Cartagena entre ellos tenemos a la Ferretería Reina y a Materiales su casa.

**Tabla 71.** Cotización materiales sistema de climatización en cobre (Cu)

Nombre	Cantidad	Precio	Total
ADAPTADOR 3/4". EXT HEMBRA SOLDxMACHO	44	3.600	158.400
BRIDA "SLIP ON", CLASE 150, CARA REALZ, 1"	1	6.740	6.740
BRIDA "SLIP ON", CLASE 150, CARA REALZ, 2"	6	19.040	114.240
BRIDA "SLIP ON", CLASE 150, CARA REALZ, 3/4"	4	48.801	195.204
CODO 45 - 1 ½" RL COBRE EXT. HEMBRA SOLD.	26	11.860	308.360
CODO 45 - 1" COBRE EXT. HEMBRA SOLD.	36	6.685	240.660
CODO 45 - 3/4" COBRE EXT HEMBRA SOLD.	24	2.715	65.160
CODO 90 RL 1" COBRE. EXT HEMBRA SOLD.	30	4.470	134.100
CODO 90 RL 3/4" COBRE. EXT HEMBRA SOLD.	81	2.000	162.000
CODO 90 RL, 1½" COBRE. EXTR. HEMBRA SOLD.	10	10.845	108.450
CODO 90 RL, NPS 2", SCH 40, EXT SOLDABLES	4	11.700	46.800
CODO 90 RL, NPS 3", SCH 40, EXT SOLDABLES	2	12.615	25.230
CODO 90RL 1.25" EXT. HEMBRA SOLD. COBRE	4	10.520	42.080
REDUCTOR CONC. 1.25 x 1 EXT. HEMBRA SOLD.	6	10.585	63.510
REDUCTOR CONC. 1.5" x 1" HEMBRA SOLD CU.	4	10.585	42.340
REDUCTOR CONC. 1.5"x1.25" HEMBRA SOLD.	2	10.585	21.170
REDUCTOR CONCENTRICO SOLD 1"X3/4"	35	5.500	192.500
REDUCTOR CONCENTRICO SOLD. 1.5"x3/4"	2	7.500	15.000
REDUCTOR CONCENTRICO, SCH 40, 2" X 1-1/2"	1	3.585	3.585
REDUCTOR CONCENTRICO, SCH 40, 2" X 1-1/4"	1	3.725	3.725
REDUCTOR CONCENTRICO, SCH 40, 3" X 2"	2	6.890	13.780
TEE RECTA, 1" EN COBRE EXT SOLD	28	6.075	170.100
TEE RECTA, 1-1/2" COBRE. EXT. HEMBRA SOLD.	6	24.290	145.740
TEE RECTA, 3/4" EN COBRE. EXT SOLD	9	3.700	33.300
TUBERIA DE COBRE 1", TIPO K, RIGIDA	50	33.445	1.666.356
TUBERIA DE COBRE 1-1/2", TIPO K, RIGIDA	26	78.620	2.057.702
TUBERIA DE COBRE 1-1/4", TIPO K, RIGIDA	5	59.875	272.969
TUBERIA DE COBRE 3/4", TIPO K, RIGIDA	120	38.150	4.596.119
TUBERIA SIN COSTURA NPS 1", SCH 40	0,46	11.085	5.150
TUBERIA SIN COSTURA NPS 1/4", SCH 40	0,20	12.500	2.516
TUBERIA SIN COSTURA NPS 2", SCH 40	3	25.625	79.046
TUBERIA SIN COSTURA NPS 3", SCH 40	0,10	50.045	5.240
TUBERIA SIN COSTURA NPS 3/4", SCH 40	2	9.015	15.630
UNION SIMPLE SOLDADLE EN COBRE 1"	2	4.200	8.400
VALVULA DE BOLA DE 3/4 EN COBRE	25	49.245	1.231.125
VALVULA REGULADORA DE FLUJO DE 3/4	22	8.645	190.190
<b>TOTAL</b>			<b>11.021.302</b>



**Tabla 72.** Cotización materiales sistema de climatización en PVC.

Nombre	Cantidad	Precio	Total
ADAPTADOR 3/4". HEMBRA x MACHO	44	487	21.428
BRIDA "SLIP ON", CLASE 150, CARA REALZ, 1"	1	6.740	6.740
BRIDA "SLIP ON", CLASE 150, CARA REALZ, 2"	6	19.040	114.240
BRIDA "SLIP ON", CLASE 150, CARA REALZ, 3/4"	4	48.801	195.204
CODO 45 - 1 ½" PVC	26	4.208	109.408
CODO 45 - 1" PVC	36	1.741	62.676
CODO 45 - 3/4" PVC	24	912	21.888
CODO 90 - 1" PVC	30	1.082	32.460
CODO 90 - 3/4" PVC	81	553	44.793
CODO 90 - 1½" PVC	10	3.877	38.770
CODO 90 RL, NPS 2", SCH 40, EXT SOLDABLES	4	11.700	46.800
CODO 90 RL, NPS 3", SCH 40, EXT SOLDABLES	2	12.615	25.230
CODO - 1.25" PVC	4	2.075	8.300
REDUCTOR CONC. 1.25 x 1 HEMBRA PVC	6	2.356	14.136
REDUCTOR CONC. 1.5" x 1" HEMBRA PVC	4	2.807	11.228
REDUCTOR CONC. 1.5"x1.25" HEMBRA PVC	2	2.807	5.614
REDUCTOR CONCENTRICO 1"X3/4" PVC	35	1.400	49.000
REDUCTOR CONCENTRICO 1.5"x3/4" PVC	2	2.807	5.614
REDUCTOR CONCENTRICO, SCH 40, 2" X 1-1/2"	1	3.585	3.585
REDUCTOR CONCENTRICO, SCH 40, 2" X 1-1/4"	1	3.725	3.725
REDUCTOR CONCENTRICO, SCH 40, 3" X 2"	2	6.890	13.780
TEE RECTA, 1" PVC	28	1.506	42.168
TEE RECTA, 1-1/2" PVC HEMBRA.	6	5.102	30.612
TEE RECTA, 3/4" PVC	9	771	6.939
TUBERIA PVC 1"	50	16.908	842.420
TUBERIA PVC 1-1/2"	26	39.711	1.039.346
TUBERIA PVC 1-1/4"	5	30.442	138.785
TUBERIA PVC 3/4"	120	11.591	1.396.425
TUBERIA SIN COSTURA NPS 1", SCH 40	0,46	11.085	5.150
TUBERIA SIN COSTURA NPS 1/4", SCH 40	0,20	12.500	2.516
TUBERIA SIN COSTURA NPS 2", SCH 40	3	25.625	79.046
TUBERIA SIN COSTURA NPS 3", SCH 40	0,10	50.045	5.240
TUBERIA SIN COSTURA NPS 3/4", SCH 40	2	9.015	15.630
UNION SIMPLE SOLDADLE PVC 1"	2	572	1.144
VALVULA DE BOLA DE 3/4 EN PVC	25	6.000	150.000
VALVULA REGULADORA DE FLUJO DE 3/4	22	7.500	165.000
<b>TOTAL</b>			<b>4.440.040</b>

**3.5.3 Factibilidad Ambiental.** Consiste en determinar la cantidad de emanaciones de gases CO<sub>2</sub> que se dejarían de emitir al medio ambiente por concepto de disminución de las pérdidas de energía debido al cambio de material.

En este caso el cambio de material, de Cobre a PVC no constituye un cambio significativo en la rugosidades de la tubería por lo cual, las pérdidas de energía se mantienen iguales por lo que el consumo de energía eléctrica no tiene cambios significativos por concepto de posible cambios en la resistencia hidráulica.

Para el cálculo de las emanaciones de CO<sub>2</sub> al medio ambiente estaría dado por la siguiente expresión:

$$e_{co_2} = \frac{Kw - h}{año} * \frac{0.94 Kg CO_2}{Kw - h}$$

#### 4. CONCLUSIONES.

1. Durante la realización de este trabajo se pudo apreciar que, desde el punto de vista hidráulico, las pérdidas no van a disminuir con el cambio del material, de cobre a PVC, debido a que ambos materiales presentan igual rugosidad.
2. Mediante el método gráfico empleado se pudo determinar con bastante exactitud el flujo de circulación.
3. La ecuación característica del sistema está representada por la siguiente ecuación:

$$H = 1662275.482Q^2 + 546,9716Q$$

Donde, H son las pérdidas y está dada en (m) y Q es el caudal y está dado en (m<sup>3</sup>/s).

4. El punto de operación de la bomba está definido por los siguientes parámetros:

***Eficiencia = 62%***

***Pérdida de carga total = 14,9 m***

***Caudal = 45 GPM***

***Potencia = 0,67 Kw***

***Carga neta de succión positiva (NPSH) = 1,5 m***

***Potencia útil (Nu) = 414.98 W***

5. La implementación del PVC como material principal de las tuberías de conducción del sistema de climatización constituye un ahorro de \$ 6'581.262 por concepto de costos de inversión.
6. El cambio del material de Cobre, existente actualmente, a PVC es FACTIBLE desde el punto de vista económico (Costo inversión) y técnico debido a que este material presenta las siguientes características: ligero, hermeticidad, atoxicidad, facilidad de instalación, fuerte y ligero, durabilidad, entre otras.

7. No hay cambios en los costos de operación por concepto de variación en consumo de potencia debido a la similitud en la resistencia hidráulica que ofrecen ambos materiales.

## **5. RECOMENDACIONES.**

1. Evaluar los fan coils para los diferentes flujos para poder determinar los coeficientes de pérdidas de cada uno de ellos.
2. Realizar un análisis del ciclo de vida del sistema utilizando diferentes materiales.
3. Seleccionar una máquina de mayor eficiencia o trabajar en función de mejorar la eficiencia de la actual que se encuentra en el sistema de climatización del buque tipo nodriza fluvial.

## BIBLIOGRAFIA

CRANE. Flujo de fluidos en válvulas y accesorios y tuberías. México: Mc Graw Hill, s. f.

KARASSIK, Igor et all. Pump handbook. 3 ed. Nueva York: Mc Graw Hill, 2001.

GILES, Ranald. Mecánica de fluidos e hidráulica. México: Mc Graw Hill, s. f.

LEON PEREZ, Karol y CRUZ RODRIGUEZ, Juan. Evaluación y diagnóstico para la optimización energética del sistema de circulación de agua fría en las embarcaciones tipo nodriza fluvial construidas por COTECMAR. Colombia: Universidad Tecnológica de Bolívar. 2007.

MARTINEZ DIAZ, Leonel y JAUREGUI, José. Mecánica de fluidos y maquinas de flujo. Cuba: Universidad Cienfuegos. 2007.

MATAIX, Claudio. Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas. Madrid: Ediciones del castillo S.A., 1986.

MIRANDA BARRERAS, Angel. Nueva enciclopedia de la climatización: aire acondicionado. Barcelona: CEAC, s.f.

MOTT, Robert. Mecánica de fluidos aplicada. Madrid: Prentice Hall, 1996.

NEKRASOV, B. Hidráulica. 4 ed. Cuba: Pueblo y educación, 1968.

SANKS, Robert L. Pumping station design. 2 ed. Boston: Butterworth Heinemann, 1998.

SHAMES, Irving. Mecánica de fluidos. Santafé de Bogotá: Mc Graw Hill, 1995.

STREETER, Víctor. Mecánica de los fluidos. 4 ed. México: Mc Graw Hill, 1972.

<http://alojamientos.us.es/grupotar/master/formacion/documentacion/cursodebomba s.pdf>

<http://www.aniq.org.mx/provinilo/links.asp>

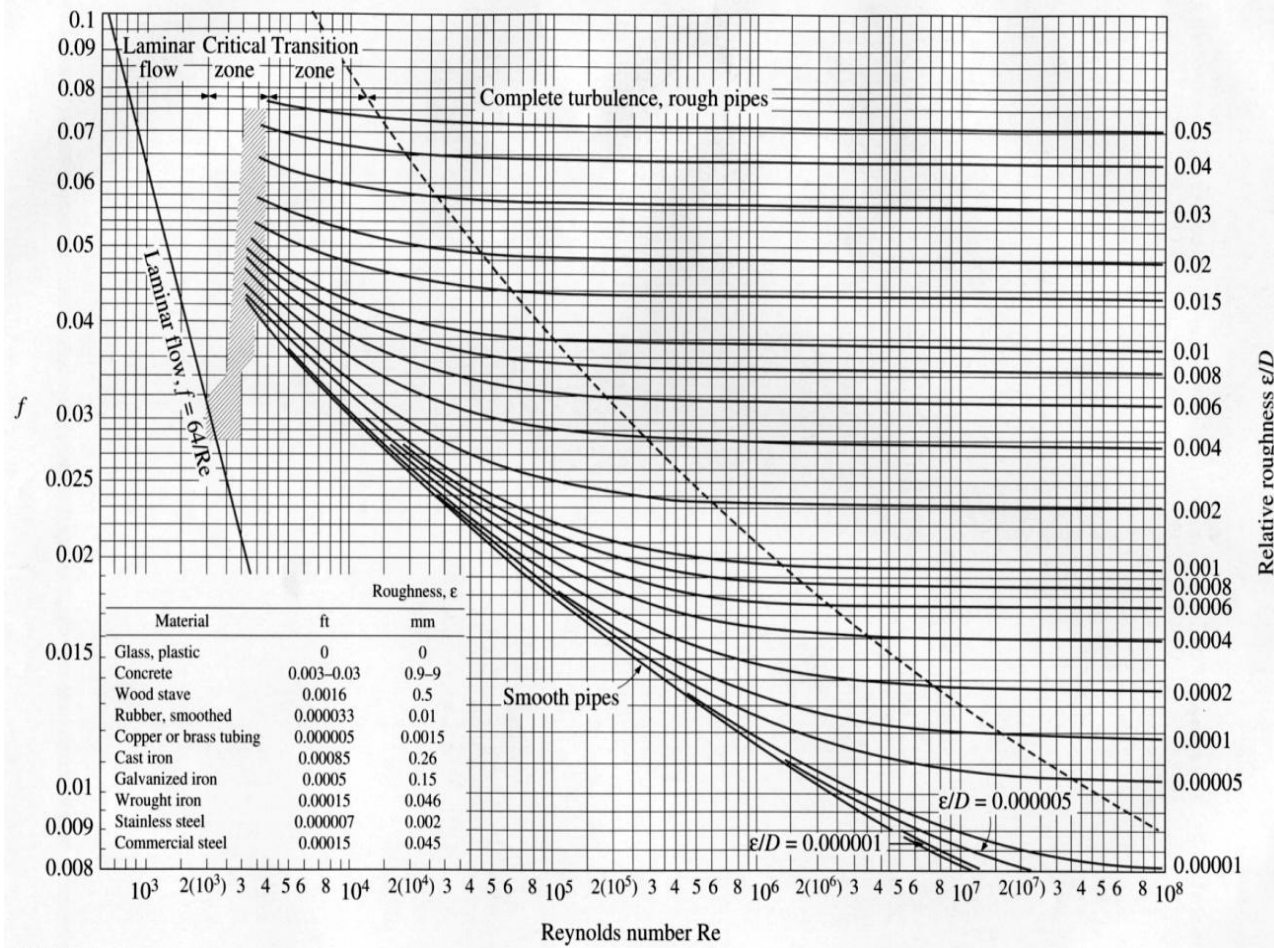
[http://www.procobre.com/procobre/aplicaciones\\_del\\_cobre/tuberias\\_de\\_cobre\\_detalle1.html](http://www.procobre.com/procobre/aplicaciones_del_cobre/tuberias_de_cobre_detalle1.html)

[http://www.procobre.org/archivos/pdf/download\\_biblioteca/MX/manual\\_tuberias.pdf](http://www.procobre.org/archivos/pdf/download_biblioteca/MX/manual_tuberias.pdf)

Software DataFit Nonlinear Regression version 9.0.59.

# ANEXOS

## Anexo A. Diagrama de Moody.



**FIGURE A-27**  
The Moody chart for the friction factor for fully developed flow in circular tubes.



**Anexo B.** Tabla de viscosidad cinemática del agua.

<b>Temperatura °C</b>	<b>Viscosidad cinemática m<sup>2</sup>/s x 10<sup>-6</sup></b>
<b>0</b>	1.792
<b>5</b>	1.519
<b>10</b>	1.308
<b>15</b>	1.141
<b>20</b>	1.007
<b>30</b>	0.804
<b>40</b>	0.661
<b>50</b>	0.556
<b>60</b>	0.477
<b>70</b>	0.415
<b>80</b>	0.367
<b>90</b>	0.328
<b>100</b>	0.296

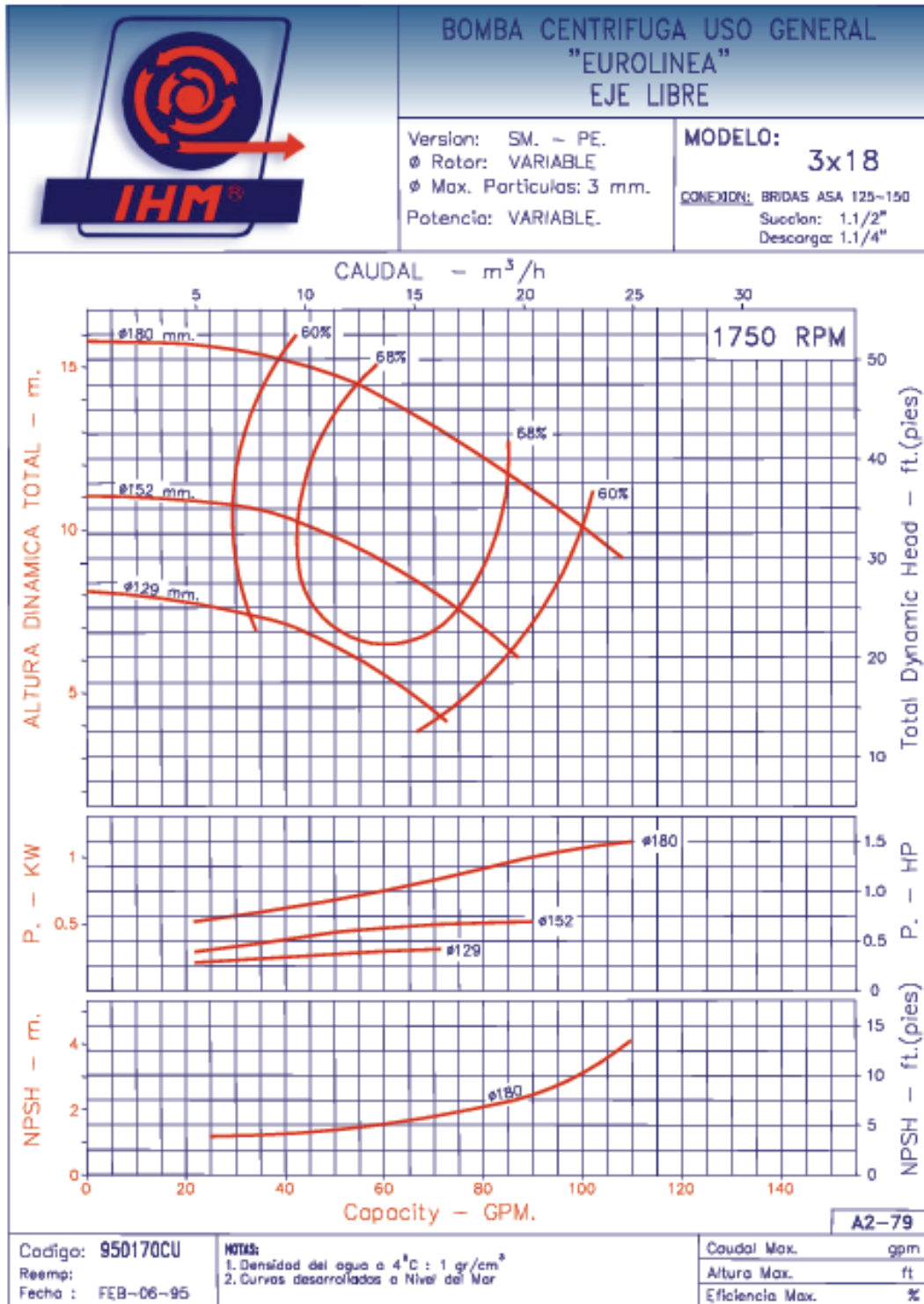
### Anexo C. Coeficientes de pérdidas de los Accesorios

Accesorios	Diámetro	K
Tee run	3/4"	0,493
Tee run	1"	0,457
Tee run	1,25"	0,431
Tee run	1,5"	0,412
Tee run (acero)	2"	0,38
Tee side out let	3/4"	1,48
Tee side out let	1"	1,37
Tee side out let	1,25"	1,293
Tee side out let	1,5"	1,237
Tee side out let	2"	1,14
Codo de 45	3/4"	0,395
Codo de 45	1"	0,365
Codo de 45	1,25"	0,345
Codo de 45	1,5"	0,33
Codo de 45	2"	0,304
Codo de 90	3/4"	0,74
Codo de 90	1"	0,685
Codo de 90	1,25"	0,646
Codo de 90	1,5"	0,619
Codo de 90	2"	0,57
Reductor Concéntrico. (exp)	3/4"x1"	0,1931
Reductor Concéntrico. (exp)	3/4"x1,25"	0,4121
Reductor Concéntrico. (exp)	3/4"x1,5"	0,5579
Reductor Concéntrico. (exp)	3/4"x2"	0,7317
Reductor Concéntrico. (exp)	1"x1,25"	0,1305
Reductor Concéntrico. (exp)	1"x1,5"	0,301
Reductor Concéntrico. (exp)	1"x2"	0,5506
Reductor Concéntrico. (exp)	1,25"x1,5"	0,0863
Reductor Concéntrico. (exp)	1,25"x2"	0,3553
Reductor Concéntrico. (exp)	1,5"x2"	0,1836
Reductor Concéntrico. (cont)	2"x1,5"	0,2142
Reductor Concéntrico. (cont)	2"x1,25"	0,2981
Reductor Concéntrico. (cont)	2"x1"	0,371
Reductor Concéntrico. (cont)	2"x3/4"	0,4277
Reductor Concéntrico. (cont)	1,5"x1,25"	0,1767
Reductor Concéntrico. (cont)	1,5"x1"	0,2743
Reductor Concéntrico. (cont)	1,5"x3/4"	0,3735
Reductor Concéntrico. (cont)	1,25"x1"	0,1806

**Anexo C.** (Continuación)

<b>Accesorios</b>	<b>Diámetro</b>	<b>K</b>
<b>Reductor Concéntrico. (cont)</b>	1,25"x3/4"	0,321
<b>Reductor Concéntrico. (cont)</b>	1"x3/4"	0,2197
<b>Válvula de bola</b>	3/4"	8,5
<b>Válvula reg. de caudal</b>	3/4"	8,5
<b>Válvula de bola</b>	2"	0,05702

**Anexo D. Curva Característica de la Bomba IHM 3 x 18**



**Anexo E.** Rugosidad absoluta de materiales.

<b>Rugosidad absoluta de materiales</b>	
<b>Material</b>	<b>E(mm)</b>
<b>Plástico</b>	0,0015
<b>Poliéster rectificado con fibra de vidrio</b>	0,01
<b>Tubos estirados de acero</b>	0,0024
<b>Tubos de latón o cobre</b>	0,0015
<b>Fundición con revestimiento bituminoso</b>	0,0024
<b>Fundición centrifugada</b>	0,003
<b>Fundición asfaltada</b>	0,06 – 0,18
<b>Fundición</b>	0,12 – 0,60
<b>Acero comercial y soldado</b>	0,03 – 0,09
<b>Hierro forjado</b>	0,03 – 0,09
<b>Hierro galvanizado</b>	0,06 – 0,24
<b>Madera</b>	0,18 – 0,90
<b>Hormigón</b>	0,3 – 3,0

**Anexo F.** Plano del sistema de climatización del buque Nodriza tipo fluvial