

Manual

para la evaluación de la
demanda, recursos hídricos,
diseño e instalación
de microcentrales
hidroeléctricas



SOLUCIONES PRÁCTICAS

PRACTICAL ACTION

Tecnologías desafiando la pobreza



Manual

para la evaluación de la
demanda, recursos hídricos,
diseño e instalación
de microcentrales
hidroeléctricas.

Dávila, C.; Vilar, D.; Villanueva, G.; Quiroz, L.

Manual para la evaluación de la demanda, recursos hídricos, diseño e instalación de microcentrales hidroeléctricas. Lima: Soluciones Prácticas, 2010.

200 p.: il

ENERGÍA HIDRÁULICA / RECURSOS HÍDRICOS / TECNOLOGÍA DE LA ENERGÍA / TECNOLOGÍA DE LA ENERGÍA / INGENIERIA HIDRÁULICA / INGENIERIA CIVIL / ELECTRICIDAD / ENERGÍA ELÉCTRICA

254/ E79

Clasificación SATIS. Descriptores OCDE

ISBN: 978-9972-47-210-5

Hecho el depósito legal en la Biblioteca Nacional del Perú N° 2009- 09070

Primera edición: 2010

©Soluciones Prácticas

Razón social: Intermediate Technology Development Group, ITDG

Domicilio: Av. Jorge Chávez 275, Miraflores. Casilla postal 18-0620 Lima 18, Perú

Teléfonos: (51-1) 444-7055, 242-9714, 447-5127 Fax: (51-1) 446-6621

Correo-e: info@solucionespracticas.org.pe

www.solucionespracticas.org.pe

www.cedecap.org.pe

Autores: Celso Dávila, David Vilar, Gilberto Villanueva, Luis Quiroz

Editor científico: Enric Velo

Coordinación: Francis Salas, Rafael Escobar

Corrección de estilo y edición: Mario Cossío

Carátula y línea gráfica: Claudia Rospigliosi

Diagramación: Víctor Herrera, Miluska Ruiz de Castilla

Impreso por: Forma e Imagen

Producido en Perú, setiembre de 2010

Índice

Presentación	15
Introducción	17
Tema 1: Estimación de la demanda	19
1.1. Metodología	19
1.2. Estimación de la demanda actual	20
1.2.1. Información básica	20
1.2.2. Cálculo de la demanda actual	20
1.2.3. Estimación de la demanda futura	30
1.2.4. Curva de carga	31
1.3. Bibliografía	32
Tema 2: Evaluación de recursos hidroenergéticos	33
2.1. Medición de altura, salto o caída	33
2.1.1. Método de la manguera de nivelación	35
2.1.2. Método de la manguera y manómetro	37
2.1.3. Método del nivel de carpintero y reglas	39
2.1.4. Método del altímetro	40
2.1.5. Método del eclímetro y wincha	41
2.1.6. Método del nivel de ingeniero	42
2.2. Medición del caudal	44
2.2.1. Método de la solución de sal	45
2.2.2. Método del recipiente	50
2.2.3. Método del área y velocidad (flotador)	52
2.2.4. Medidores de corriente o correntómetros	57
2.2.5. Método de la sección de control y regla graduada	57
2.2.6. Método del vertedero de pared delgada	58
Tema 3: Canales y desarenador	61
3.1. Canales	61
3.1.1. Tipos de canales	61
3.1.2. Sección y ángulo del talud del canal	62
3.1.3. Elementos de un canal	65
3.1.4. Diseño de un canal	67
3.1.5. Revestimiento de canales por el método de las cerchas	69
3.1.6. Pérdida por filtración y elección de tipo de canal	70
3.2. Desarenadores	77
3.2.1. Ancho y longitud del desarenador	80
3.2.2. Tanque colector del desarenador	82
3.2.3. Tendencia al desplazamiento y turbulencia	82
3.2.4. Diseño de un desarenador	83
3.2.5. Limpieza de desarenadores y corte del agua	85
3.2.6. Secciones de ingreso del desarenador	85

Tema 4: Cámara de carga y tubería de presión	89
4.1. Cámaras de carga	89
4.2. Tubería de presión	101
4.2.1. Materiales	104
4.2.2. Diseño hidráulico	107
4.2.3. Cálculo del diámetro de la tubería	115
4.2.4. Fenómenos transitorios: golpe de ariete	117
4.2.5. Selección de la tubería de presión	127
4.3. Bibliografía	142
Tema 5: Equipo electromecánico	143
5.1. Selección de turbinas hidráulicas para microcentrales hidroeléctricas	143
5.1.1. Clasificación de las turbinas hidráulicas	143
5.2. Características de funcionamiento de las turbinas hidráulicas	152
5.2.1. Turbinas tipo Pelton	152
5.2.2. Turbina de flujo transversal (Michell-Banki)	154
5.2.3. Bombas usadas como turbinas	157
5.2.4. Turbinas Francis, Kaplan y de hélice	158
5.2.5. Funcionamiento de las centrales hidráulicas a cargas parciales	159
5.2.6. Selección de turbinas hidráulicas	160
5.2.7. Selección mediante el concepto de velocidad específica	161
5.2.8. Selección mediante gráficos de altura y caudal	164
5.3. Tecnologías desarrolladas y promovidas por Soluciones Prácticas	165
5.4. Ejercicios	165
5.5. Bibliografía	165
Tema 6: Recepción de equipos y pruebas	167
6.1. Alcances y procedimiento de las pruebas	167
6.1.1. Alcances	167
6.1.2. Personal encargado de las pruebas	167
6.1.3. Responsabilidades	167
6.1.4. Procedimiento de las pruebas y métodos de medición	168
6.1.5. Informe de los resultados de prueba in situ	168
6.2. Relación de pruebas	168
6.2.1. Prueba hidrostática y prueba de estanqueidad mediante llenado de agua de la tubería de presión y verificación de fugas	168
6.2.2. Datos técnicos del equipo turbina-alternador	169
6.2.3. Inspección ocular de los equipos y elementos auxiliares	172
6.2.4. Mediciones y comprobaciones	176
6.2.5. Operación en vacío del equipo turbina-alternador	177
6.2.6. Simulación de operación del sistema de protección	177
6.2.7. Operación con carga del equipo turbina-alternador	179
6.2.8. Golpe de ariete por retiro de carga	181
6.2.9. Funcionamiento del grupo a potencia nominal.	
Mediciones de temperatura	182
6.2.10. Pruebas de sincronización	183
6.2.11. Energización de redes. Puesta en servicio	183
6.2.12. Registro del estado inicial y final en las pruebas	184

6.3. Equipos y herramientas necesarios para las pruebas	185
6.4. Acta de inspección y pruebas	185
Tema 7: Control y regulación de microcentrales	187
7.1. Generalidades	187
7.1.1. Introducción	187
7.1.2. Términos básicos	187
7.2. Protección	188
7.2.1. Generalidades	188
7.2.2. Funcionamiento defectuoso. Consideraciones	188
7.2.3. Dispositivos usados en un sistema de protección	191
7.3. Control	192
7.3.1. Generalidades	192
7.3.2. Unidad de control	192
7.3.3. Conexión de unidades generadoras a una red comercial	193
7.3.4. Control e instrumentación	194
7.3.5. Vínculos de comunicación	194
7.4. Operación	195
7.4.1. Generalidades	195
7.4.2. Operación del sistema eléctrico	195
7.4.3. Interfase del proyecto con el sistema eléctrico	196

Índice de cuadros

Cuadro 1. Equipamiento doméstico en el año de inicio	27
Cuadro 2. Cálculo de la potencia requerida	28
Cuadro 3. Cálculo de la potencia de conexión y de la demanda de punta en el año de inicio	29

Índice de figuras

Figura 1. Diagrama de carga para San Antonio de López (año 15)	32
Figura 2. Salto entre la cámara de carga y la turbina	33
Figura 3. Determinación de la altura con manguera de nivelación	36
Figura 4. Modelo de tabla de registro de datos	36
Figura 5. Medición de altura usando manguera y manómetro	37
Figura 6. Calibración del manómetro	38
Figura 7. Determinación de la altura con nivel de carpintero	39
Figura 8. Uso del altímetro para medir la altura	40
Figura 9. Determinación de la altura usando eclímetro y wincha	42
Figura 10. Cálculo de la altura con nivel de ingeniero	44
Figura 11. Método de la solución de sal	45
Figura 12. Medidor de la conductividad con sensores	47
Figura 13. Área bajo la curva y factor de corrección	48
Figura 14. Tipos de gráficos obtenidos	48

Figura 15. Medida del caudal usando el método del recipiente	50
Figura 16. Volumen de un cilindro	51
Figura 17. Volumen de un tronco-cónico	52
Figura 18. Sección transversal de la corriente	53
Figura 19. Regla graduada en una sección de control	57
Figura 20. Tipos y fórmulas para cálculo del caudal en los tres tipos de vertederos	58
Figura 21. Tipos de canales	62
Figura 22. Dimensiones de un canal y desnivel total	65
Figura 23. Elementos de un canal	65
Figura 24. Vista del perímetro de un canal	66
Figura 25. Fijación de las cerchas	69
Figura 26. Canal revestido con cerchas	70
Figura 27. Medición de la permeabilidad del terreno	71
Figura 28. Canal de tierra	73
Figura 29. Canal de mampostería de piedra	74
Figura 30. Canal de tubería	74
Figura 31. Canal de concreto empotrado en talud	75
Figura 32. Pase de canal en quebrada	75
Figura 33. Pase de canal en arroyo	76
Figura 34. Esquema de un desarenador al inicio del canal	78
Figura 35. Esquema de un desarenador llegando a la cámara	79
Figura 36. Trayectoria de las partículas en un desarenador	81
Figura 37. Observaciones en el diseño de desarenadores	82
Figura 38. Desarenadores con deflectores y con muros directrices	83
Figura 39. Desagüe de limpieza y aliviadero	85
Figura 40. Desarenador al inicio del canal	86
Figura 41. Desarenador a la entrada de la cámara	87
Figura 42. Diferentes secciones de una cámara de carga	90
Figura 43. Descargador, vertedero y rejilla	90
Figura 44. Coeficiente de pérdida de carga para diferentes disposiciones de entrada a la tubería	91
Figura 45. Flujo asimétrico y simétrico en la entrada de la tubería	92
Figura 46. Altura mínima entre el eje de ingreso a la tubería y el nivel de agua en la cámara	93
Figura 47. Valores de los parámetros para entradas con problemas y sin problemas	94
Figura 48. Elemento flotante a manera de rejilla	95
Figura 49. Entrada encapuchada con una pantalla	95
Figura 50. Rejas fabricadas de barras de sección rectangular	96
Figura 51. Placa perforada	97
Figura 52. Rejas inclinadas	98
Figura 53. Coeficiente dependiente de la forma de la barra	99
Figura 54. Coeficiente de contracción dependiente de la forma de la barra	99
Figura 55. Diseño simple que incorpora todos los componentes básicos que requiere una cámara de carga	100
Figura 56. Diseño con descarga cilíndrica	101
Figura 57. Elementos de la tubería de presión	102
Figura 58. Anclajes y apoyos	103

Figura 59. Anillos de soporte	103
Figura 60. Tubo de acero estirado con uniones de enchufe y espiga y anillos de cierre o con bridas soldadas	105
Figura 61. Perfiles de flujo	108
Figura 62. Términos de la ecuación de Bernoulli en el flujo por el interior de un conducto	110
Figura 63. Diagrama de Moody	112
Figura 64. Flujo en un codo de tubería	114
Figura 65. Valores del coeficientes (kv) para diferentes válvulas	115
Figura 66. Pérdidas desde la cámara de carga hasta la turbina	116
Figura 67. Diámetro óptimo en función del costo	117
Figura 68. Instalación sencilla de alimentación de una turbina	118
Figura 69. Golpe de ariete $0 \leq t < L/a$	119
Figura 70. Golpe de ariete $L/a \leq t < 2 L/a$	120
Figura 71. Golpe de ariete $2 L/a \leq t < 3 L/a$	120
Figura 72. Golpe de ariete $3 L/a \leq t < 4 L/a$	121
Figura 73. Variaciones temporales debidas al golpe de ariete	121
Figura 74. Sección recta de la tubería	124
Figura 75. Pilares de soporte. Componentes de las fuerzas	129
Figura 76. Rodillos y soportes oscilantes	130
Figura 77. Diagrama de fuerzas sobre un bloque de apoyo	131
Figura 78. Magnitud de las fuerzas que pueden encontrarse en el dimensionado de un anclaje	132
Figura 79. Determinación del ángulo entre las tuberías	133
Figura 80. Componentes de las fuerzas de peso	133
Figura 81. Fuerzas longitudinales	134
Figura 82. Fuerza en la curva de la tubería	134
Figura 83. Componente del peso de la tubería paralela a una sección de la misma	135
Figura 84. Fuerzas asociadas a las tensiones inducidas térmicamente	135
Figura 85. Fuerzas debidas a la fricción dentro de una unión de extensión	136
Figura 86. Fuerzas debidas a la presión hidrostática	136
Figura 87. Fuerzas debidas a la presión dinámica en una curva	137
Figura 88. Fuerzas en una reducción del diámetro de tubo	137
Figura 89. Boque de anclaje situado en un codo de la tubería	138
Figura 90. Componentes de las fuerzas sobre un anclaje	139
Figura 91. Límites de la presión de soporte para varios tipos de suelo	141
Figura 92. Turbina Kaplan (reacción), izquierda y Pelton (acción) derecha	143
Figura 93. Rendimiento de las diferentes turbinas para diferentes caudales de trabajo	144
Figura 94. Aplicación de los diferentes tipos de turbinas según altura y caudal	145
Figura 95. Rodete de turbina Pelton	146
Figura 96. Eficiencia de una turbina Pelton para diferentes velocidades de rotación	146
Figura 97. Rodete de una turbina Turgo	147
Figura 98. Ingreso del chorro de agua	147

Figura 99. Rodete de turbina Francis	148
Figura 100. Rodete de turbina Michell-Banki	149
Figura 101. Bombas funcionando como turbinas	149
Figura 102. Rodete de turbina axial	150
Figura 103. Turbina de río instalada en el río Napo	151
Figura 104. Turbinas tipo tornillo de Arquímedes	151
Figura 105. Eficiencia (en porcentaje) de una turbina de flujo cruzado para diferentes cargas	156
Figura 106. Rendimiento de las turbinas en función de la carga	159
Figura 107. Rodetes de turbinas y velocidades específicas	162
Figura 108. Sección de turbinas	164
Figura 109. Esquema modelo de protección	197

Índice de tablas

Tabla 1. Demanda para distintas poblaciones	21
Tabla 2. Cálculo de la demanda	22
Tabla 3. Potencia media de algunos equipos	23
Tabla 4. Evaluación de la demanda actual	24
Tabla 5. Periodos de actividad	26
Tabla 6. Crecimiento de la demanda por potencia y por energía	30
Tabla 7. Comparación de técnicas de medición	34
Tabla 8. Lecturas en cámara de carga y casa de máquinas	40
Tabla 9. Registro de datos (I)	42
Tabla 10. Registro de datos (II)	43
Tabla 11. Valores de k según la relación s/p y material del riachuelo	54
Tabla 12. Valores de k según la profundidad y el material del riachuelo	54
Tabla 13. Mediciones y resultados con vertedero rectangular en litros/segundo	59
Tabla 14. Talud recomendado para canales de sección trapezoidal	62
Tabla 15. Velocidad máxima recomendada	63
Tabla 16. Coeficiente de rugosidad	64
Tabla 17. Velocidades mínimas recomendadas para evitar sedimentación	67
Tabla 18. Características de las secciones transversales	67
Tabla 19. Cálculos de pérdidas por infiltración	71
Tabla 20. Velocidad de decantación de partículas de arena	84
Tabla 21. Materiales utilizados en tuberías forzadas	107
Tabla 22. Altura de rugosidad para diversos tubos comerciales	113
Tabla 23. Módulo elástico de materiales de tuberías	125
Tabla 24. Espaciamiento entre apoyos (m) para tuberías de acero comercial	128
Tabla 25. Coeficiente de fricción para diferentes materiales	130
Tabla 26. Valor de n según el número de pares de polos y la frecuencia de trabajo	153
Tabla 27. Valor del coeficiente K_a en función de θ para $\alpha_1 = 16^\circ$	157
Tabla 28. Ventajas y desventajas de las turbinas de acción y reacción	159
Tabla 29. Turbinas hidráulicas y velocidades específicas	163
Tabla 30. Generalidades. Verificación del montaje e instalaciones	172
Tabla 31. Turbina	173

Tabla 32. Unidad hidráulica de la válvula mariposa	173
Tabla 33. Generador	173
Tabla 34. Tablero eléctrico	174
Tabla 35. Regulador electrónico de carga	174
Tabla 36. Cableado eléctrico	174
Tabla 37. Carga falsa (Dummy Load)	175
Tabla 38. Cargador de batería y baterías	175
Tabla 39. Subestación elevadora	175
Tabla 40. Resistencia de malla de tierra	176
Tabla 41. Resistencia de aislamiento	176
Tabla 42. Medición de la resistencia de la carga simulada	176
Tabla 43. Comprobación de nivelación y alineamiento del grupo	177
Tabla 44. Operación de la válvula de admisión	177
Tabla 45. Pruebas de generación del equipo turbina-alternador	180
Tabla 46. Medición de potencia. Turbina tipo bomba reversible	180
Tabla 47. Medición de entrada de carga	181
Tabla 48. Medición de temperatura	182
Tabla 49. Prueba de sincronización	183
Tabla 50. Puesta en servicio. Energización de redes	183
Tabla 51. Registro del estado inicial y final en las pruebas	184
Tabla 52. Leyenda de la figura	198

PRESENTACIÓN

Aproximadamente dos de cada tres personas en el mundo solo tienen que pulsar un interruptor para prender las luces, el televisor, computadoras, herramientas, maquinaria y otros muchos aparatos. Esta simple acción les permite estar informadas y entretenidas, participando en el mundo productivo. Pero el resto de la población mundial, aproximadamente unos 1 650 millones de personas, mayoritariamente en el ámbito rural, no tienen acceso a las ventajas y oportunidades que la energía eléctrica supondría para su desarrollo.

Poner la tecnología al servicio del desarrollo humano sostenible y al servicio del logro de las Metas de desarrollo del Milenio es un mandato de la Organización de las Naciones Unidas al que pretendemos contribuir quienes hemos participado en la elaboración del presente manual. Hablar de energía en este contexto es hablar de **energía sostenible** tal y como la define el World Energy Assessment (PNUD, 2001): «energía producida y utilizada de forma que sustenta el desarrollo humano en todas sus dimensiones, sociales, económicas y medioambientales». Situar las tecnologías energéticas en este marco referencial supone potenciar las estrategias que hacen que determinadas soluciones técnicas contribuyan a dignificar la vida de las personas y a ampliar su horizonte de oportunidades.

Soluciones Prácticas ha contribuido, desde su aparición en Latinoamérica, a potenciar las mencionadas estrategias. El libro que tenéis en vuestras manos es el fruto del trabajo realizado en el campo del uso de las energías renovables para la electrificación rural, concretamente en la tecnología de las microcentrales hidroeléctricas.

Aunque el libro ha sido enfocado como manual de apoyo a la capacitación en el ámbito tecnológico, estamos convencidos de que será de utilidad para un amplio sector, incluyendo a los planificadores y a los responsables de políticas de desarrollo. Como apunta D. Barnes en *The Challenge of Rural Electrification*, «no existen soluciones simples ni fórmulas mágicas para conseguir que los programas de electrificación rural sean un éxito», por tanto, «para conseguirlo, los países han de seguir un conjunto de principios que, aunque bien definidos, sean flexibles». Estamos convencidos de que incluir la energía microhidráulica en la cartera de soluciones apropiadas y sostenibles no solo es una política de éxito en el objetivo de ampliar la frontera eléctrica en zonas aisladas, sino que también lo será en un futuro próximo, como aporte a la generación eléctrica distribuida en los países industrializados.

Enric Velo
Barcelona, 16 de agosto de 2010

INTRODUCCIÓN

El *Manual para la evaluación de la demanda, recursos hídricos, diseño e instalación de microcentrales hidroeléctricas* es el resultado de un trabajo compartido entre **Soluciones Prácticas**, a través de su Centro de demostración y capacitación en tecnologías apropiadas (Cedecap), y la Organización latinoamericana de energía - Ecuador (OLADE), con la perspectiva de promover las energías renovables en América Latina.

Los contenidos desarrollados en este libro son el resultado de una experiencia de incursión en el mundo de la capacitación online. El curso desarrollado, llamado *Evaluación, diseño, implementación y gestión de microcentrales hidráulicas*, tuvo lugar entre el 6 y el 29 octubre de 2008. Este curso, asimilado ya en la programación de capacitación regular del Cedecap, permitió unir a las dos instituciones participantes y ofrecer a 450 profesionales de 25 países de América Latina y el Caribe, socios de OLADE, acceso a capacitación en promoción del acceso a la energía en localidades rurales.

El desarrollo del curso contó con la participación de especialistas del Cedecap, apoyados por técnicos de la Red latinoamericana de hidroenergía (Hidrored), y fue posible gracias a la plataforma virtual de OLADE, donde se intercambiaron experiencias e ideas para la formación de los técnicos participantes.

Un dato particular del evento fue su organización, que tuvo dos fases: una primera de formación virtual, donde se dieron pautas conceptuales, criterios para el desarrollo de los temas planteados; y una segunda, mediante una pasantía de cinco alumnos procedentes de Costa Rica, Uruguay, Paraguay, Panamá y México. El manual que presentamos se limita al desarrollo de la primera fase.

Los contenidos vertidos aquí son fruto de la larga experiencia de **Soluciones Prácticas** e Hidrored en el campo de la microhidroenergía y contiene ejemplos muy prácticos para la evaluación de la demanda y el diseño de pequeñas microcentrales.

Queremos expresar nuestro agradecimiento a Victorio Oxila, responsable del área de capacitación de OLADE; a Miguel Castro, responsable de ISF Catalunya en América Latina; y a Anna Garwood de Green Empowerment. También deseamos expresar nuestro sincero agradecimiento a Teodoro Sánchez y Mauricio Gneco, miembros de Hidrored, por su aporte en este curso.

Rafael Escobar
Director

Centro de demostración y capacitación en tecnologías apropiadas

ESTIMACIÓN DE LA DEMANDA

El análisis de la demanda es un aspecto importante para el diseño o estudio de una micro o minicentral hidroeléctrica. Sus resultados deben aportar el consumo actual de la población a la que se desea suministrar energía, y con estos, proyectar la demanda durante un periodo de tiempo según necesidad.

Por tratarse de un análisis en zonas rurales aisladas, donde las poblaciones se encuentran alejadas de los grandes servicios interconectados y muchas veces aún sin servicio eléctrico alguno, no es posible aplicar los métodos tradicionales para la estimación de la demanda futura de un país como la extrapolación de la demanda anterior o modelos econométricos en base a indicadores nacionales o departamentales.

Cada región aislada tiene sus propias características de densidad, crecimiento poblacional, infraestructura, servicios existentes, recursos naturales y potenciales de producción. Por lo tanto, cada región aislada prevista para la electrificación necesita una evaluación particular de su potencial de desarrollo y su futura demanda de energía eléctrica, tanto en gabinete como en campo.

En este sentido, el presente documento busca establecer recomendaciones y lineamientos para la evaluación de la demanda en pequeños sistemas aislados.

■ 1.1. Metodología

El trabajo se realiza en dos etapas. La primera etapa, en el gabinete, incluye la preparación de materiales y herramientas para el estudio de campo. La segunda etapa es de trabajo de campo. Las tareas de cada etapa son:

Trabajo en gabinete:

- Búsqueda de mapas de ubicación y topografía de la zona de trabajo
- Ubicación e identificación de las vías de acceso y las facilidades de transporte
- Ubicación y levantamiento de información estadística sobre la población de las localidades involucradas en el proyecto, número de viviendas, servicios básicos existentes y otros
- Preparación de fichas de encuestas: características domiciliarias, principales actividades, producción, ingresos, gasto actual en energía, acceso de la población

Trabajo de campo:

- Coordinación con las autoridades, líderes locales y representantes de las organizaciones de base
- Entrevistas a las autoridades para conocer sus planes de desarrollo
- Evaluación del grado de organización de las diferentes instancias que participan en el proceso
- Encuestas
- Identificación de las instituciones públicas, servicios básicos existentes, negocios e industrias
- Realización de talleres de identificación de necesidades y demandas
- Preparación de la población para un adecuado uso de la electricidad en la mejora de las actividades tradicionales de la comunidad
- Verificación de los proyectos ejecutados y en gestión

■ 1.2. Estimación de la demanda actual

El suministro de energía eléctrica tiene el propósito mejorar las condiciones de vida del usuario al ofertar energía para el uso doméstico y productivo con un servicio confiable durante todo el año. Por esta razón, es necesario que se tenga una idea clara del estado energético la comunidad, además de otros factores como la situación económica, productividad y perspectivas para el desarrollo de esta, pues la energía eléctrica trae no solamente beneficios para los usuarios, sino también obligaciones.

> 1.2.1. Información básica

Ortiz (2001), sugiere que, con el fin de identificar la demanda actual de la comunidad o centro poblado al que se planea suministrar energía, se debe conocer información que refleje el consumo energético:

- Población
- Tasa de crecimiento intercensal
- Número de viviendas o usuarios
- Capacidad instalada en negocios, talleres, servicios, industria

> 1.2.2. Cálculo de la demanda actual

En pequeños sistemas aislados rurales, la estimación de la demanda actual se realiza generalmente en base a la potencia, es decir a la demanda máxima de potencia. A continuación se presentan dos métodos basados en la potencia y un método que incluye un análisis mayor en términos de consumo de energía.

a. Método de Nosaki

Método empírico basado en el análisis de experiencias pasadas puede servir para realizar una estimación rápida de la demanda actual. El método asume que la potencia instalada **per cápita** tiene un rango total que depende del número de habitantes. Para calcular la demanda promedio, se promedia el valor más alto y el más bajo de los rangos establecidos por poblaciones.

En primer lugar, se considera la demanda proporcionada por la **tabla 1** en función del número de habitantes. Calculemos la demanda de un centro poblado de 750 habitantes.

$$\text{Demanda actual} = \frac{(15 + 35)}{2} = 25 \text{ kW}$$

En segundo lugar, se corrige la demanda de acuerdo a las características sociales de la comunidad o centro poblado (ingresos, acceso a mercados, negocios, industrias, etc.)

Tabla 1. Demanda para distintas poblaciones	
Población (habitantes)	Demanda de potencia (kW)
500 a 1 000	15-35
1 000 a 2 000	35-80
2 000 a 4 000	80-180
4 000 a 10 000	180-500
10 000 a 20 000	500-1 200

b. Método desarrollado por Soluciones Prácticas

El método considera cuatro tipos de cargas, con los siguientes detalles:

- Demanda doméstica: demanda residencial, estimando una potencia de entre 250 y 400 W/vivienda. Se toma en cuenta su ubicación geográfica, tamaño promedio de las viviendas, número y tipo de focos a utilizar, equipos electrodomésticos y otros
- Demanda institucional: se estima una potencia en base a las instituciones existentes (escuelas, postas de salud, municipio, local comunal, iglesia)
- Demanda industrial: se basa en las industrias y su posible tecnificación con el apoyo de la energía eléctrica (bodegas, hoteles, carpinterías, aserraderos, peladoras de arroz). En pequeños centros poblados, esta demanda es mínima o nula, sin embargo de acuerdo a las características del centro poblado, su ubicación y producción se puede estimar una demanda de potencia

- Alumbrado público: esta carga está compuesta por el número de luminarias que se quiere instalar para este servicio

Toda esta información es vaciada en una tabla en la que se incluirán factores de simultaneidad y uso (**ver tabla 2**). No todas las demandas se producen simultáneamente y es claro que de acuerdo al grado de pobreza o desarrollo, el consumo industrial variará durante la noche. Esto nos lleva a considerar una demanda diurna y una nocturna. Hay dos factores a considerar:

- Factor de simultaneidad (fs): es la posibilidad de que un número de usuarios utilicen el mismo equipo en el mismo momento, varía entre 0 y 1
- Factor de uso (fu): es la intensidad en el uso de los equipos, varía entre 0 y 1

Tabla 2. Cálculo de la demanda							
Tipo de carga	Potencia máxima (kW)	Carga diurna			Carga nocturna		
		fs	fu	kW	fs	fu	kW
Doméstica							
Institucional							
Industrial							
Alumbrado público							
		Total diurno			Total nocturno		

Al resultado final, la mayor potencia hallada en uno de los horarios (diurno o nocturno), se suman las pérdidas en las redes de transmisión eléctrica (entre 5 y 10 %), lo que nos dará la demanda actual a considerar en el diseño del sistema.

c. Método de demanda de energía desarrollado por Ortiz (2001)*

A continuación, trabajaremos de forma sintética con partes del método desarrollado por Ramiro Ortiz, en su libro, *Pequeñas centrales hidroeléctricas* (2001), metodología más rigurosa, que requiere mayor información acerca de las actividades de la comunidad o centro poblado:

- Actividades en el hogar: hora de acostarse, levantarse, preparar los alimentos, etc.
- Actividades industriales y comerciales: agricultura, industria maderera, pesca, ganadería, minería, bodegas, restaurantes, hoteles y otros
- Servicios públicos: colegios, escuelas, salud, comunicaciones, agua y saneamiento

* En el libro *Pequeñas centrales hidroeléctricas*, se pueden encontrar más detalles sobre esta práctica metodología. Para una referencia completa, ver la bibliografía.

Con la información recabada se obtiene una visión de las necesidades de la comunidad y puede asignarse una demanda o potencia eléctrica a cada una de ellas, en lo que respecta a cada uno de los sectores:

- Demanda residencial: se debe tomar una vivienda representativa y proyectarla hacia el total de las viviendas. La información de la demanda residencial se dividirá en: iluminación; conservación y preparación de alimentos y; recreación y comodidades
- Demanda industrial y comercial: se pueden prever casos individuales de acuerdo al tipo de industria y considerar, según sea el caso, una muestra representativa de una industria mayoritaria, si fuera necesario. Algunos datos de la demanda industrial se pueden ver en la tabla 3
- Servicios públicos: la energía eléctrica aportará soluciones en materia de salud, educación, comunicaciones y alumbrado público

Tabla 3. Potencia media de algunos equipos	
Tipo	Potencia (kW)
Residencial	
Refrigerador	250
Televisor	100
Radiograbadora	40
Equipo de sonido	100
Licuada	200
Ventilador	100
Máquina de coser	100
Plancha	1 000-1 500
Radio, teléfono	100
Cocina eléctrica (por boquilla)	1 000-1 500
Agroindustria	
Aserradero	30-60
Carpintería	3-15
Trapiche	10-20
Telares	2-6
Molino de granos	3-20
Beneficiarios de café	5-30
Molinos de canteras	6-30
Fábricas de hielo	6-60
Matadero o molino de pescado	5-10
Cuarto frío o cámara de refrigeración	6-60
Bombeo	2- 100

Fuente: Ortiz, 2001

Toda la información obtenida es vaciada en la **tabla 4**. En su segunda columna se coloca la potencia del equipo eléctrico a utilizar. La tercera columna corresponde al coeficiente de simultaneidad (CS), este valor es directamente proporcional al número de usuarios, tipo de actividad y horario de uso. La cuarta columna es el número de usuarios: residenciales, industriales, comerciales o servicios públicos.

Tabla 4. Evaluación de la demanda actual

Utilidad	Potencia (W)	CS (%)	N°	Horario de uso (en horas)								kWh				
				0-5	5-7	7-11	11-13	13-17	17-19	19-21	21-24	Día	Año			
Residencial																
Iluminación																
Conservación de alimentos																
Recreación y comodidades																
Otros usos																
Total residencial																
Industrial y comercial																
Motores																
Refrigeradoras																
Hornos																
Iluminación																

El horario de uso (24 horas), está dividido en periodos según la actividad de la comunidad. Esta división se obtiene de la información recogida en campo. En la **tabla 5** se consideró la siguiente distribución:

Tabla 5. Periodos de actividad	
Periodo	Actividad
0-5	Descanso
5-7	Desayuno
7-11	Actividad industrial
11-13	Almuerzo
13-17	Actividad industrial
17-19	Comida
19-21	Recreación
21-24	Descanso

Fuente: Ortiz, 2001

La demanda potencial en un periodo correspondiente a una actividad dada en la **tabla 5** se obtiene como el producto de la potencia del equipo eléctrico usado en ese periodo por el coeficiente de la simultaneidad, multiplicado por el número de usuarios. El total de la demanda potencial del periodo en mención será la suma de todas las demandas potenciales, de forma que al final se obtendrá el total de la demanda en cada periodo de horas, denominándose la hora de mayor valor demanda pico.

d. Cálculo de la demanda con el método REA

El método de la REA (Rural Electricity Administration o Administración de electricidad rural de los Estados Unidos de Norteamérica), se basa en dos factores:

- Factor A: Número de familias beneficiadas de la siguiente manera:

$$Fac A = N \times [1 - 0.4 \times N + 0.4 \times (N^2 + 40)^{0.5}]$$

Donde:

N = número de familias beneficiadas por categoría

- Factor B: Consumo específico por beneficiario

$$Fac B = 0.005925 \times (C_{esp})^{0.885}$$

Donde:

C_{esp} = consumo específico

La demanda para el año de inicio se obtiene multiplicando ambos factores:

$$\text{Pot max} = \text{Fac A} \cdot \text{Fac B} \text{ [kW]}$$

En cuanto al consumo de energía por año (consumo anual), se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$E = 12 \times N \times C_{\text{esp}} \text{ [kWh/año]}$$

Ejemplo: calcular la demanda de la categoría residencial para la comunidad de San Antonio de López (Potosí, Bolivia):

En primer lugar, se debe hallar el consumo específico por beneficiario de la siguiente manera:

Cuadro 1. Equipamiento doméstico en el año de inicio						
Descripción	Potencia instalada (W)	Fd	Demanda máxima (W)	Periodo de funcionamiento (h)	Tiempo de uso (h)	Energía (kWh/día)
Iluminación	160	0.75	120	4-8		
18-22	8	0.96				
Radio	20	1.0	20	5-9		
17-21	8	0.16				
Televisor	60	1.0	60	18-23	5	0.24
Total	240		200	-	21	1.36

El consumo específico se determina de la siguiente manera:

$$C_{\text{esp}} = 1.36 \text{ kWh/día-beneficiario} \times 30 \text{ días} = 40.8 \text{ [kWh/mes-beneficiario]}$$

El factor de demanda se determina en base al uso de los equipos, esto depende de las costumbres de la población. Con el consumo específico y el número de beneficiarios, se determina la demanda máxima.

En el ejemplo, el factor A será: Fac A = 68

El factor B será: Fac B = 0.16

A continuación, se muestra la demanda para la zona del proyecto en la categoría residencial:

$$\text{Pot. máx.} = 68 \times 0.16 = 10.8 \text{ [kW]}$$

En cuanto al consumo de energía por año es:

$$E = 12 \times 60 \times 40.8 = 29\,376 \text{ [kWh/año]}$$

De la misma manera se determina la demanda para las otras categorías. En el siguiente cuadro se muestra la demanda de potencia y energía del sistema para la comunidad de San Antonio de López:

Cuadro 2. Cálculo de la potencia requerida

Tipo de carga	Consumo específico (kWh/mes/u)	Factor A	Factor B	Demanda de potencia (kW)
Residencial	40.8	67.9	0.159	10.80
General	20.1	12.52	0.084	1.10
Alumbrado público	21.6	27.81	0.09	2.50
Pequeña industria	1 391.4	5.71	3.59	20.48
Total				34.88

Considerando 5% de pérdidas en las redes de transmisión, la potencia requerida es 36.6 kW.

e. Cálculo de la demanda propuesto por PPL/GTZ

Para determinar la demanda a través de este método se deben considerar varios factores, como la curva de demanda en base a los requerimientos, el factor de simultaneidad, índice de cobertura y tiempo de utilización de los artefactos. La determinación del factor de simultaneidad del conjunto de equipos que poseen una determinada familia se realiza a partir de la potencia instalada y la potencia máxima de utilización, con la siguiente fórmula:

$$f_s = \frac{P_{\max}}{P_{\text{ins}}}$$

Para un mayor consumo, las curvas de demanda de los consumidores individuales se solapan y forman una curva global. La curva de punta de red no es idéntica a la suma de las cargas de punta individuales, porque la probabilidad de que todos los consumidores conectados a la red consuman energía al mismo tiempo es casi nula. La relación entre la potencia máxima que se establece en un instante y la suma de las potencias máximas individuales de todos los abonados conectados se denomina factor de simultaneidad del sistema. Para una red utilizada por consumidores similares (suponiendo la misma potencia y el mismo periodo de conexión: categoría residencial), se tiene la siguiente relación:

$$F_{sn} = f_s + \frac{(1 - f_s)}{N^{0.5}}$$

Con el factor de simultaneidad del conjunto de consumidores de la misma categoría, se determina la demanda máxima usando la siguiente relación:

$$D_{\max} = N \times F_{sn} \times P_{\text{ins}} \text{ [kW]}$$

Donde:

N = número de usuarios

P_{inst} = potencia instalada

F_{sn} = factor de simultaneidad del conjunto de consumidores

Siguiendo el ejemplo anterior, se determinará la demanda actual de la categoría residencial para la comunidad de San Antonio de López.

En primer lugar, se debe hallar el factor de simultaneidad por familia, para luego hallar el factor de simultaneidad del conjunto y con este valor determinar la demanda máxima. Con datos del **cuadro 1**, calculamos el factor de simultaneidad por familia:

$$F_s = 200/240 = 0.83$$

El factor de simultaneidad del conjunto de beneficiarios es:

$$F_{sn} = 0.83 + (1 - 0.83)/60^{0.5} = 0.85$$

$$D_{m\acute{a}x} = 12.2 \text{ [kW]}$$

Como se puede apreciar, cualquiera sea la metodología utilizada, la determinación de la demanda es válida. De la misma manera se determina la demanda para las otras categorías. En el **cuadro 3** se muestra la demanda de potencia y energía del sistema para la comunidad de San Antonio de López:

Cuadro 3. Cálculo de la potencia de conexión y de la demanda de punta en el año de inicio

Consumidor	Número de usuarios	Índice de cobertura (%)	Potencia máxima por unidad (kW)	Suma potencial teórica (kW)	Factor de simultaneidad	Suma potencial real (kW)	Periodo de conexión promedio anual (h/año)	Energía calculada (MWh/año)
Alumbrado público	20	1	0.06	1.2	1	1.20	4 500.0	5.40
Categoría residencial								
Hogares	60	1	0.24	14.4	0.85	12.24	1 500.0	18.36
Categoría general								
Escuela	1	1	0.24	0.24	0.6	0.14	3 000.0	0.43
Alcaldía	1	1	0.08	0.08	0.6	0.05	3 000.0	0.14
Sindicato	1	1	0.08	0.08	0.5	0.04	1 500.0	0.06
Posta de salud	1	1	0.30	0.30	0.4	0.12	8 500.0	1.02
Radio y comunicación	1	1	0.54	0.54	0.6	0.31	8 500.0	2.66
Teatro	1	1	0.08	0.08	0.5	0.04	1 500.0	0.06
Total	67	-	1.62	16.9	-	13.94	32 000.0	28.1

> 1.2.3. Estimación de la demanda futura

La demanda futura es el pronóstico del crecimiento de la demanda potencial o actual en energía o potencia en un periodo de tiempo preestablecido por el diseñador del sistema (micro o minicentral hidroeléctrica). El crecimiento de la demanda debe calcularse de forma cuidadosa, ya que se realiza en base a estimados de natalidad, mortalidad, migración, perspectivas de desarrollo y otros.

a. Fórmula estadística

Un método sencillo para la estimación de la demanda futura es la aplicación de fórmulas estadísticas que incluyen como variables la demanda actual, tasa de crecimiento y el número de años de proyección. El método considera un crecimiento uniforme a lo largo del periodo considerado.

$$P_n = P_o \cdot (1 + i)^n$$

Donde:

P_n = potencia proyectada al año n (kW)

P_o = potencia estimada para el año 0 (kW)

i = índice o tasa de crecimiento considerado

n = número de años de proyección (10 a 30 años)

Es posible, por ejemplo, en base a la **tabla 4**, estimar o calcular la demanda futura año a año, incluyendo una tasa de crecimiento por año, en particular para los primeros cinco años, donde es posible que la tasa de crecimiento varíe por el hecho de la puesta en servicio del sistema eléctrico (**ver tabla 6**).

Tabla 6. Crecimiento de la demanda por potencia y por energía												
Año	Residencial				Industrial o comercial				Servicios públicos			
	Potencia		Energía		Potencia		Energía		Potencia		Energía	
	%	W	%	kWh	%	W	%	kWh	%	W	%	kWh
0												
1												
2												
3												
4												
5												
.												
.												
n												

Fuente: Ortiz, 2001

b. Método Momenco

Se trata de una metodología formulada por la compañía consultora canadiense Monenco (Montreal Engineering Company), válida para localidades de menos de 20 000 habitantes. La metodología comprende el análisis de los siguientes rubros:

- Proyección de la población
- Proyección del número de viviendas
- Proyección del número de abonados domésticos
- Proyección de los consumos de energía unitario y neto en el sector doméstico
- Proyección del consumo de energía en el sector comercial
- Proyección del consumo de energía en el sector alumbrado público
- Proyección del consumo de energía en el sector industrial
- Proyección del consumo de energía de cargas especiales
- Proyección del consumo neto total
- Proyección de la máxima demanda

Cada rubro contiene parámetros o tablas para la obtención de valores numéricos a cada proyección.

> 1.2.4. Curva de carga

También se tiene presente la curva de carga, que representa el comportamiento de la demanda del sistema y está sujeta normalmente a fluctuaciones periódicas y cambios tendenciales.

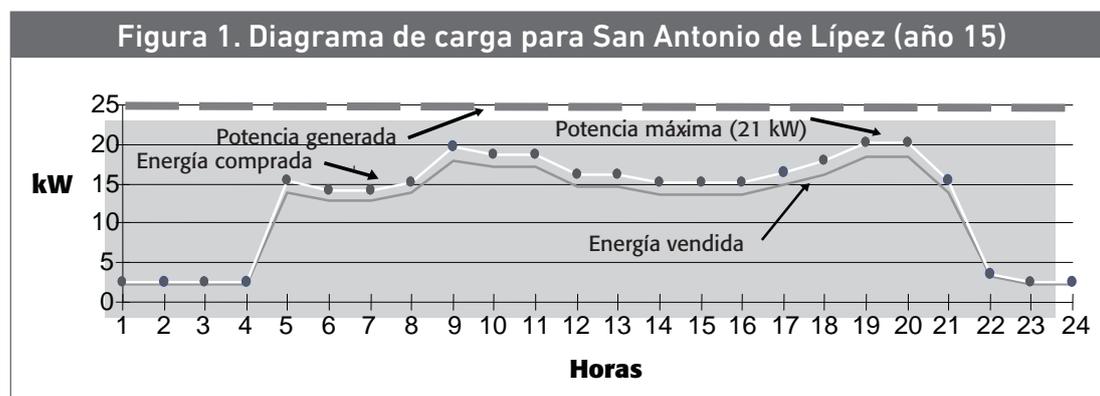
En el caso de las fluctuaciones periódicas, pueden ser de mayor importancia las variaciones originales en las horas del día (mañana, tarde y noche), de la semana o fluctuaciones estacionales. La causa de cambios tendenciales puede ser:

- Sustitución de otras fuentes de energía por la corriente eléctrica
- Creciente mecanización en el sector productivo (si lo tuvieran)
- Creciente tecnificación en los hogares

El comportamiento del sector rural está definido por las costumbres de sus habitantes y el ritmo de vida que ellos llevan, por lo que se puede esperar una curva de carga típica durante todo el proyecto. En base a una planilla de carga diaria y estableciendo el tiempo de utilización de energía durante el día en cada categoría, se tienen curvas de demanda diarias. Solapando las diferentes curvas, se determina la demanda total del sistema.

De esta manera se determinan las situaciones de mayor simultaneidad posible, a fin de obtener una curva que exija la mayor potencia al sistema y que se deba adoptar como representativa. A partir de esta, se procederá a proyectar la curva de carga para cada quinquenio y de esta manera tener una visión más clara del comportamiento de la demanda.

A continuación presentamos un diagrama de carga para la comunidad del ejemplo (ver figura 1).



■ 1.3. Bibliografía

GTZ. **Sistema de DIPEO para la electrificación rural**. Lima: Empresa de electricidad del Perú-GTZ, 1990.

Nozaki, T. **Guía para la elaboración de proyectos de pequeñas centrales hidroeléctricas destinadas a la electrificación rural del Perú**. Lima: JICA, 1985.

Ortiz, R. **Pequeñas centrales hidroeléctricas**. Santafé de Bogotá: McGraw Hill, 2001.

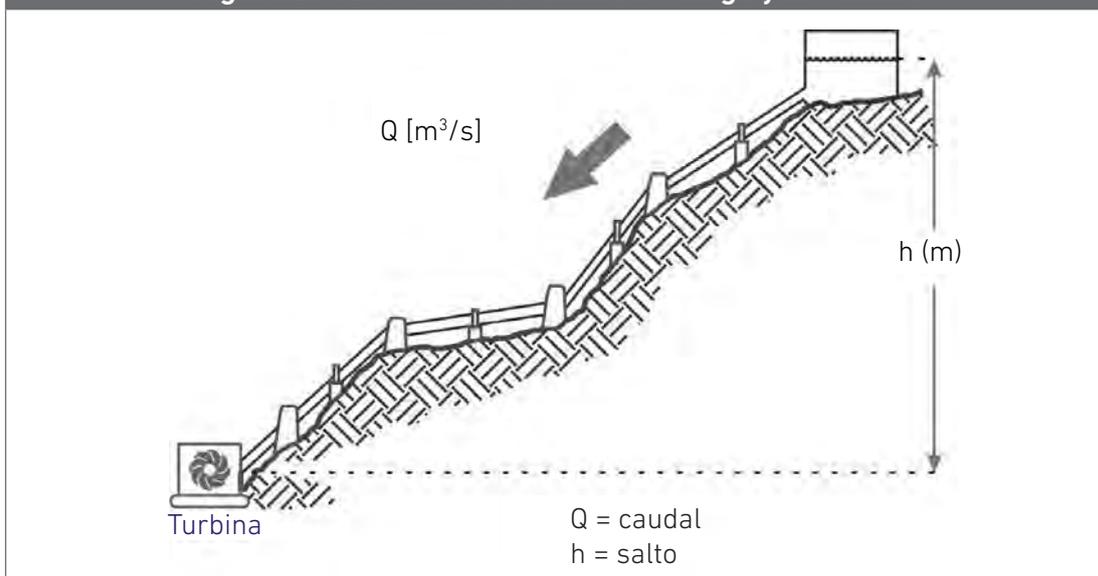
EVALUACIÓN DE RECURSOS HIDROENERGÉTICOS

Luego de haber efectuado el cálculo de la demanda de energía para un determinado pueblo, el siguiente paso es realizar la evaluación del potencial de generación de energía en la zona, es decir la oferta. Esto es importante a fin de definir la viabilidad del proyecto y los próximos pasos a seguir (elaboración de estudios, gestión de financiamiento, ejecución, etc.). Es evidente que al escoger el lugar de evaluación de los recursos, la ubicación de la futura casa de máquinas debe encontrarse lo más cerca posible al lugar de la carga a servir (poblado, servicios varios).

La capacidad de generación de energía mediante el empleo de agua está determinada por la altura o caída (energía potencial) que se pueda obtener y del caudal disponible. La altura depende a la topografía del terreno y el caudal de las características del río o arroyo que se va a utilizar.

A continuación se describen métodos prácticos para la evaluación de la altura y del caudal. La utilización de cualquiera de estos dependerá de los materiales y equipos que se pueda llevar o encontrar en el lugar de evaluación, nivel de estudio (perfil, prefactibilidad, factibilidad), así como el tamaño del proyecto (pico, micro o minicentral hidráulica), también en algunos casos se tomará en cuenta el esquema de financiamiento del proyecto.

Figura 2. Salto entre la cámara de carga y la turbina



▪ 2.1. Medición de altura, salto o caída

Los mapas con curvas de nivel sirven para hacer una primera estimación del salto disponible y pueden utilizarse para estudios de prefactibilidad de microcentrales

hidráulicas (MCH). En los estudios de factibilidad y en los definitivos es necesario realizar mediciones en el lugar, a fin de obtener una mayor precisión. Por lo general, se requiere precisiones de 3 % o más, puesto que la caída o salto es un parámetro importante en el diseño del proyecto.

Es recomendable efectuar tres mediciones y analizar los resultados en el lugar con el propósito de corregirlos u obtener nuevas medidas en caso fuera necesario (p.e. si las tres mediciones realizadas son demasiado discordantes).

Como se puede apreciar en la **tabla 7**, existen varios métodos para medir la altura. En esta tabla se incluyen también algunas observaciones sobre la precisión y otros detalles de cada método.

Tabla 7. Comparación de técnicas de medición			
Método	Ventajas y limitaciones	Precisión	Observaciones
Manguera de nivelación	Agotador para caídas altas, rápido para pequeñas caídas	Aproximadamente 5 %	Recomendable hacerlo con dos personas
Manguera y manómetro	Rápido, seguro. Facilita medir la longitud de la tubería de presión a la vez	< 5 %	Calibrar instrumentos
Nivel de carpintero y tablas	No es apropiado para pendientes suaves y largas, lento	Aproximadamente 5 % en pendientes pronunciadas, poca precisión en pendientes suaves (10-20 %)	Usar solo para caídas pequeñas cuando no se dispone de otro método
Altímetro	Usado en caídas altas y medianas (>40 m), rápido	Propenso a grandes errores (30 %)	Calibrar instrumentos, tener destreza. Tomar 2 o 3 medidas
Eclímetro y wincha	Rápido, facilita medir la longitud de la tubería de presión a la vez	Buena, 5 %	Muy útil para terrenos despejados. Usado en todos los lugares, especialmente donde otros métodos son lentos
Nivel de ingeniero	Rápido, costo alto	Muy buena	No es adecuado en lugares donde hay muchos árboles y arbustos
Mapa	Solo para caídas altas, no se necesita viajar al lugar y tiene bajo costo	Aceptable para perfiles y prefactibilidad	Se necesita destreza para leer planos

A continuación se describen los métodos más comunes:

> 2.1.1. Método de la manguera de nivelación

Este método se basa en el principio de los vasos comunicantes y es recomendado especialmente para lugares con pequeñas alturas, es económico, razonablemente preciso y poco propenso a errores. En la **figura 3** se muestra el principio del método. Se recomienda eliminar las burbujas de aire en la manguera, ya que podrían llevar a errores.

Es necesario realizar dos o tres pruebas separadas para estar seguros de que los resultados finales sean correctos y confiables. De ser posible, hay que confrontar los resultados usando otros métodos.

La precisión de este método puede ser sorprendente, incluso cuando se usa como altura referencial la estatura de una persona. Los habitantes de un pueblo colombiano midieron una caída como 48 luses y medio (Luis era el hombre que conducía la prueba), lo que traducido a longitud total fue 81.6 m, pruebas posteriores hechas a gran costo, indicaron una longitud de 82.16 m, es decir menos de 3 % de diferencia.

a. Equipo necesario

- 1 manguera transparente de 3/8" o 1/2" de diámetro x 5 m de longitud
- 2 tapones de madera o similar para tapar la manguera en ambos extremos
- 1 wincha (cinta métrica) de 5 m
- 2 reglas de madera graduadas en centímetros
- Estacas de madera
- 1 comba de 3 libras
- 1 balde de 8 litros
- 1 libreta de notas y 1 lapicero
- 2 personas (mínimo)

b. Procedimiento

- Llenar la manguera con agua haciendo uso del balde, tener cuidado de que no queden burbujas de aire atrapadas en el conducto
- Seleccionar el trazo a recorrer, de arriba hacia abajo desde la futura cámara de carga o de abajo hacia arriba partiendo de la futura casa de máquinas

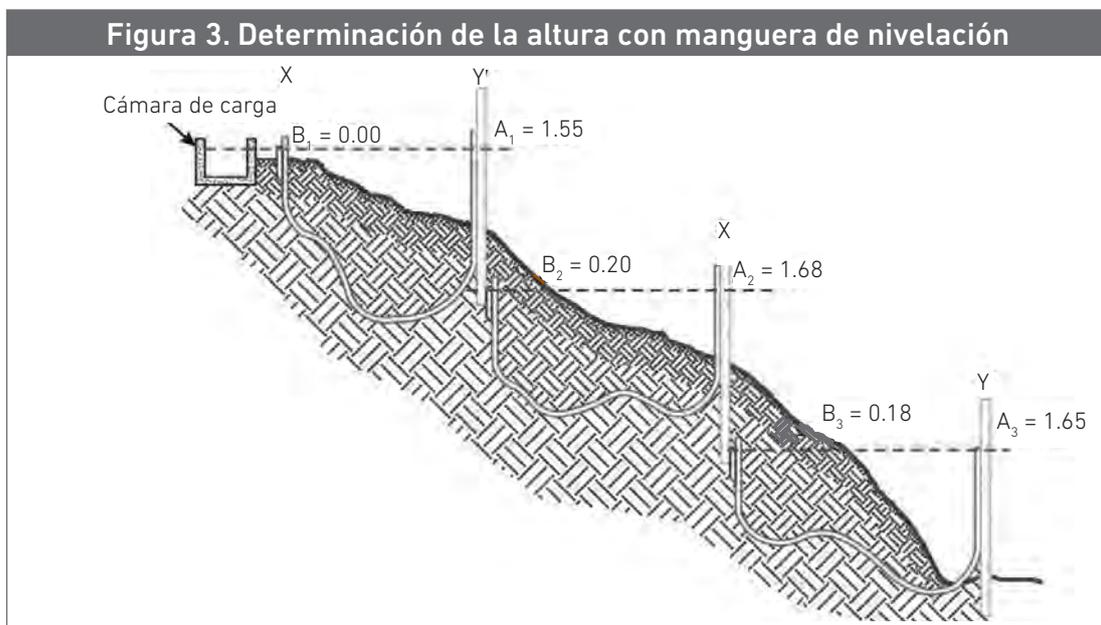
Si asumimos empezar desde la futura cámara de carga, los pasos a seguir son:

- La persona X coloca una estaca en B_1 , haciendo coincidir el nivel de agua de la futura cámara de carga con un extremo de la manguera. A continuación la persona Y se traslada cuesta abajo con el otro extremo, buscando el equilibrio del agua. Luego de esperar un tiempo prudente (estabilización del agua en ambos extremos), la persona Y registra la lectura en la regla graduada o mide con la wincha en A_1 . Enseguida, coloca otra estaca en el pie de la regla (B_2)

- Para obtener la siguiente lectura, la persona Y permanece en su lugar y la persona X se desplaza cuesta abajo; una vez obtenido nuevamente el equilibrio del agua dentro de la manguera en ambos extremos, la persona X mide la lectura A^2 y la persona Y, la lectura B^2
- Repetir el proceso hasta llegar al lugar definido como la futura casa de fuerza. Registrar los datos teniendo en cuenta el modelo de la **figura 4**

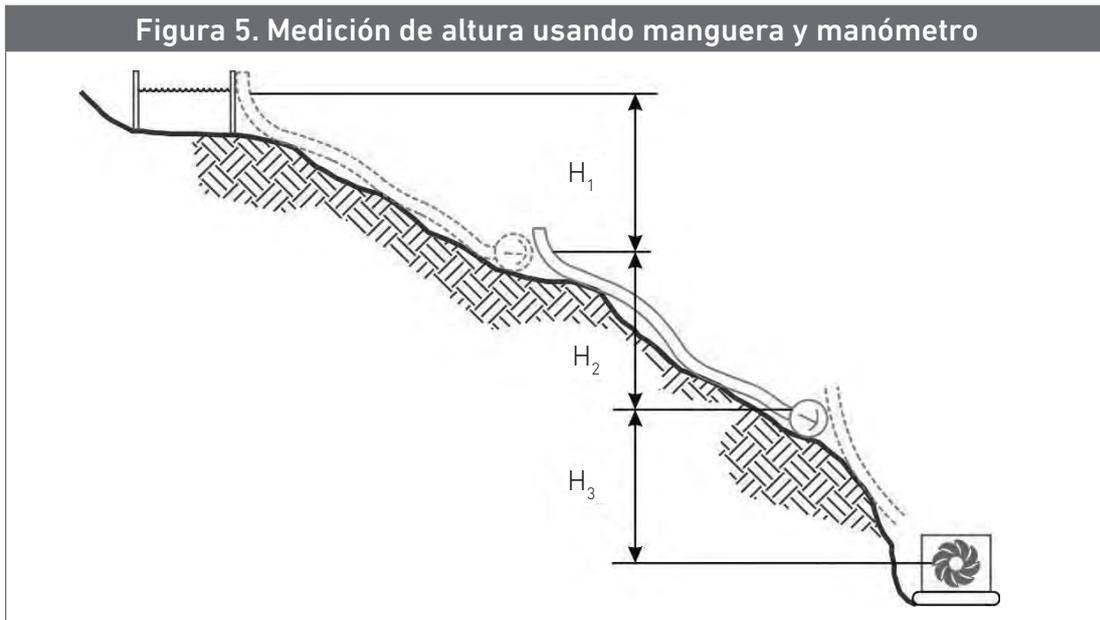
Nota 1: si el suelo no tiene una pendiente definida, seguir el mismo principio pero sustraiga las mediciones apropiadas.

Nota 2: una alternativa a la regla graduada es usar la distancia de los pies o los ojos de una persona como altura de referencia. Esto es efectivo en muchas situaciones. Si la caída está por encima de 60 m; la precisión requiere estar solo dentro de la mitad de la altura de una persona (alrededor de 1.5 m).



> 2.1.2. Método de la manguera y manómetro

Este es probablemente el mejor de los métodos simples disponibles, pero tiene sus riesgos. Los dos posibles errores son la mala calibración del manómetro y la presencia de burbujas en la manguera. Para evitar el primer error se deberá calibrar el medidor antes y después de cada prueba en el lugar (**ver figura 6**). Para evitar lo segundo deberá utilizarse una manguera de plástico transparente que permita ver si existen burbujas a eliminar. Este método puede ser usado tanto en caídas altas como bajas, pero necesitará manómetros con diferente escala.



Se recomienda utilizar de preferencia mangueras con diámetros entre 6 y 8 mm. Otros diámetros más delgados pueden permitir el ingreso de burbujas de aire mientras que mangueras más gruesas resultan pesadas.

a. Equipo necesario

- Manguera plástica transparente
- Manómetro de precisión
- Papel milimetrado
- Wincha de 5 m
- Papel y lapicero
- Curva de calibración

b. Procedimiento

- Calibrar el manómetro
- Anotar las mediciones en cada tramo

- Convertir cada medición en su verdadera magnitud usando la curva de calibración. Una lectura del manómetro en kPa o PSI se puede convertir a una caída en metros, utilizando las siguientes ecuaciones:

$$h(m) = P(\text{kPa}) / 9.8$$

$$h(m) = P(\text{PSI}) \times 0.7045$$

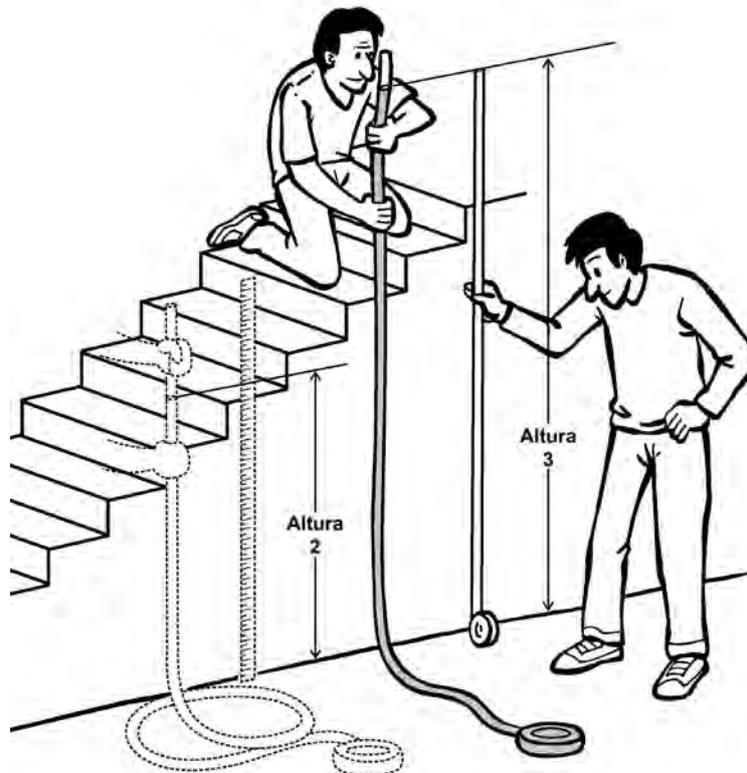
Donde:

P = presión medida en el manómetro

- Una vez obtenidas las alturas parciales, se suman para obtener el total

c. Calibración del manómetro

- Use papel milimetrado para hacer la curva de calibración (**ver figura 6**)
- Medir cuidadosamente una distancia vertical, usando una escalera y repetir usando la wincha
- Tome alrededor de 5 lecturas barriendo en lo posible desde la menor magnitud hasta la máxima
- Grafique los resultados en un sistema de coordenadas, una los puntos obtenidos y prolongue la línea obtenida (debe ser una recta)



Nota: la manguera debe ser transparente para permitir ver claramente las burbujas atrapadas. El manómetro debe ajustarse bien a la manguera para evitar pérdidas de agua. Mangueras de más de 20 m de longitud son por lo general difíciles de transportar cuando están llenas de agua.

> 2.1.3. Método del nivel de carpintero y reglas

En principio este método es idéntico al de la manguera de nivelación. La diferencia es que la horizontalidad es establecida no por niveles de agua, si no por un nivel de carpintero (o de burbuja), colocado en una tabla de madera recta y fija. La **figura 7** muestra el principio de su funcionamiento. En pendientes suaves este método es muy lento, pero en pendientes fuertes es apropiado especialmente si se trata de pequeñas caídas.

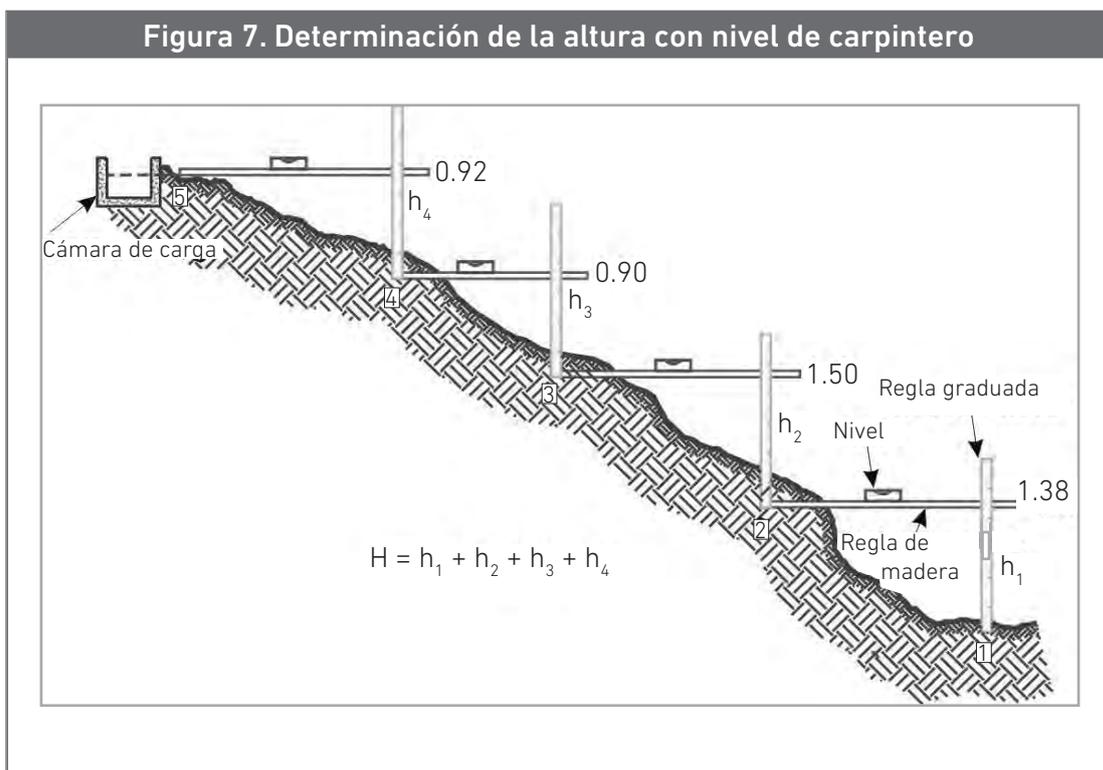
a. Equipo necesario

- Nivel de carpintero
- 3 reglas de madera
- 1 wincha de 5 m
- Libreta de notas y lapicero
- 3 personas (mínimo)

b. Procedimiento

- Se usa el mismo procedimiento que para la manguera de nivelación (**ver figura 3**)

Nota: es importante calibrar el nivel de carpintero a fin de obtener resultados óptimos.



> 2.1.4. Método del altímetro

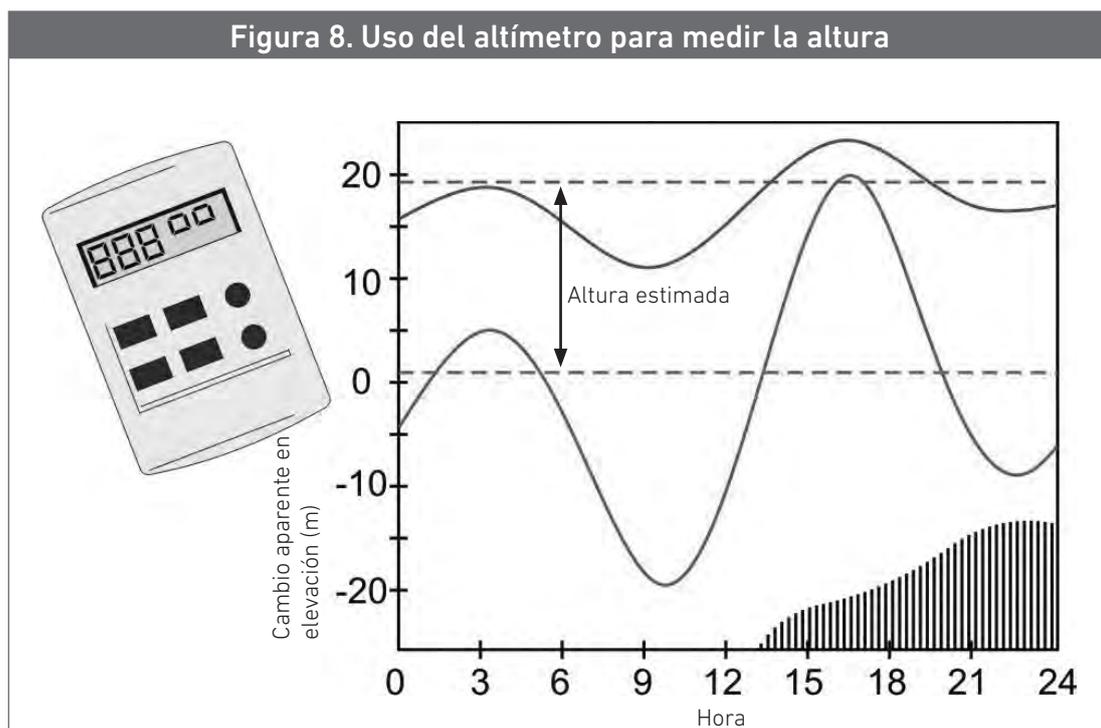
El altímetro es un instrumento de medición fácil de usar pero relativamente costoso. La precisión de los resultados que se obtienen depende principalmente de la destreza de quien use la herramienta. Si se cuenta con mucha experiencia y las mediciones se realizan con cuidado, los resultados serán buenos y válidos para efectuar cálculos de ingeniería. Sin embargo, si este no fuera el caso, el método solo arrojará datos referenciales para un estudio preliminar, no para un estudio de factibilidad, y mucho menos para cálculos de diseño de ingeniería.

El altímetro mide la presión atmosférica, directamente relacionada con la altura sobre el nivel del mar, aunque varía ligeramente debido al clima, temperatura y humedad relativa. Como estas variaciones pueden ser muy significativas para la evaluación del salto, a fin de obtener resultados aceptables es necesario tomar varias lecturas durante el día y luego estimar un valor final.

En el caso de una microcentral, lo más conveniente es utilizar un solo altímetro, tomar varias medidas durante el día, tanto en el lugar de la cámara de carga como en el de la casa de fuerza, confeccionar una tabla donde se registre la hora y las lecturas del altímetro (**ver tabla 8**), luego graficar estos resultados como se muestran en la **figura 8**, trazar líneas promedio y determinar la diferencia de alturas (salto).

El tiempo que transcurra entre la medida de la altura en la casa de fuerza y la lectura en la cámara de carga para una hora determinada debe ser lo más corto posible.

Tabla 8. Lecturas en cámara de carga y casa de máquinas						
Hora	8	10	12	14	16	18
Cámara de carga	3 220	3 235	3 200	3 240	3 210	3 225
Casa de máquinas	3 170	3 180	3 150	3 180	3 150	3 160



> 2.1.5. Método del eclímetro y wincha

Para aplicar este método es necesaria la participación de dos personas: una persona A, que usará el eclímetro y la persona B, que apoyará en la medición. Es recomendable que la talla de ambos sea lo más parecida posible a fin de no incurrir en errores por diferencia de tamaños. No obstante, la busca de tallas similares no debe ser causa de postergación o cancelación de la evaluación del lugar; si el caso se presentara, nos podemos ayudar de una regla (de tamaño mayor a la persona A), donde previamente debe marcarse la visual, colocando el eclímetro en la posición de 0°. El grado de precisión del método depende de la habilidad del operador en el uso del eclímetro.

a. Equipo necesario

- Eclímetro
- Wincha de 30 m
- Estacas
- Machete
- Comba de 3 libras
- Libreta de notas y lapicero

b. Procedimiento

- Una vez definidas las personas A y B, o en su defecto la persona B, tomando la regla con la señal, A tomará el eclímetro para iniciar el proceso según la **figura 9**. Dirigiendo la línea de mira a los ojos de B (o la señal en caso de la regla). En esta posición deberá graduarse cuidadosamente el ángulo del eclímetro y ajustarlo suavemente para evitar su movimiento
- Leer el ángulo vertical que forma la horizontal con la visual (α_1) y anotarlo en la libreta de notas
- Medir la distancia en dirección de la visual entre A y B y registrar en la libreta de notas (L_1)
- La persona A se desplazará al lugar en donde estuvo B en la primera medición, mientras que B se desplazará a una nueva posición para tomar los datos α_2 y L_2 , y registrarlos en la libreta de notas
- Repetir el procedimiento cuantas veces sea necesario
- Calcular las alturas parciales, aplicando la siguiente fórmula:

$$H_1 = L_1 \cdot \text{sen}\alpha$$

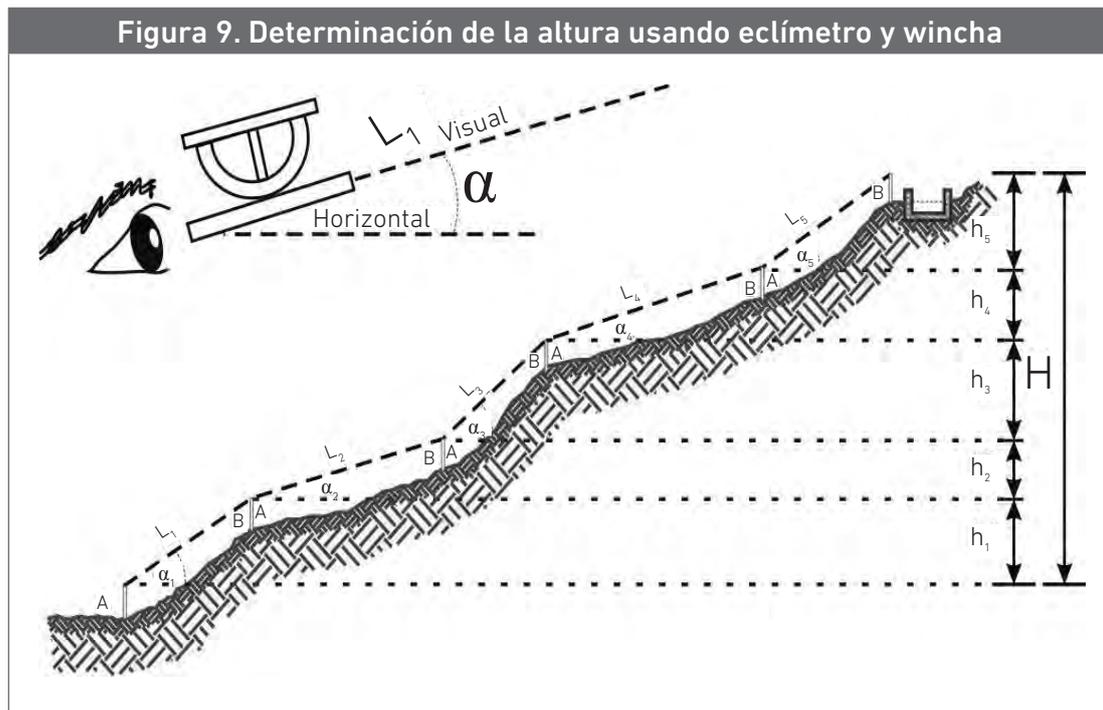
- Calcular la altura total o salto sumando las alturas parciales obtenidas previamente:

$$H = H_1 + H_2 + \dots + H_n$$

Nota 1: también se puede aplicar este método colocando el eclímetro sobre unas estacas, dirigiendo la línea de mira a la parte final de la estaca siguiente y registrando los datos que se obtengan.

Nota 2: es recomendable que la ubicación de las personas A y B se efectúen en los cambios de dirección del perfil del terreno, esto nos permitirá también obtener los ángulos correspondientes para el diseño de anclajes. Por otro lado, las distancias de medición no deben exceder 30 m, a fin de tener una buena confiabilidad al efectuar la visualización del ángulo medido.

Tabla 9. Registro de datos (I)			
Estacas	L (m)	α	$H_i = L \cdot \text{sen}\alpha$
1-2			
2-3			
3-4			
Total			



> 2.1.6. Método del nivel de ingeniero

El nivel de ingeniero tiene una precisión de ± 1 mm; pero es caro y pesado y requiere operadores diestros. Por lo general los errores se producen en las largas series de cálculos que hay que efectuar.

Debido a que es un método común, los equipos que emplean se alquilan fácilmente y a precios aceptables. Con él las distancias pueden ser medidas simultáneamente, pero no es apropiado para lugares escarpados o con muchos árboles.

a. Equipo necesario

- Nivel topográfico
- Trípode
- Mira
- Machete
- Libreta de notas y lapicero
- 2 personas (mínimo)

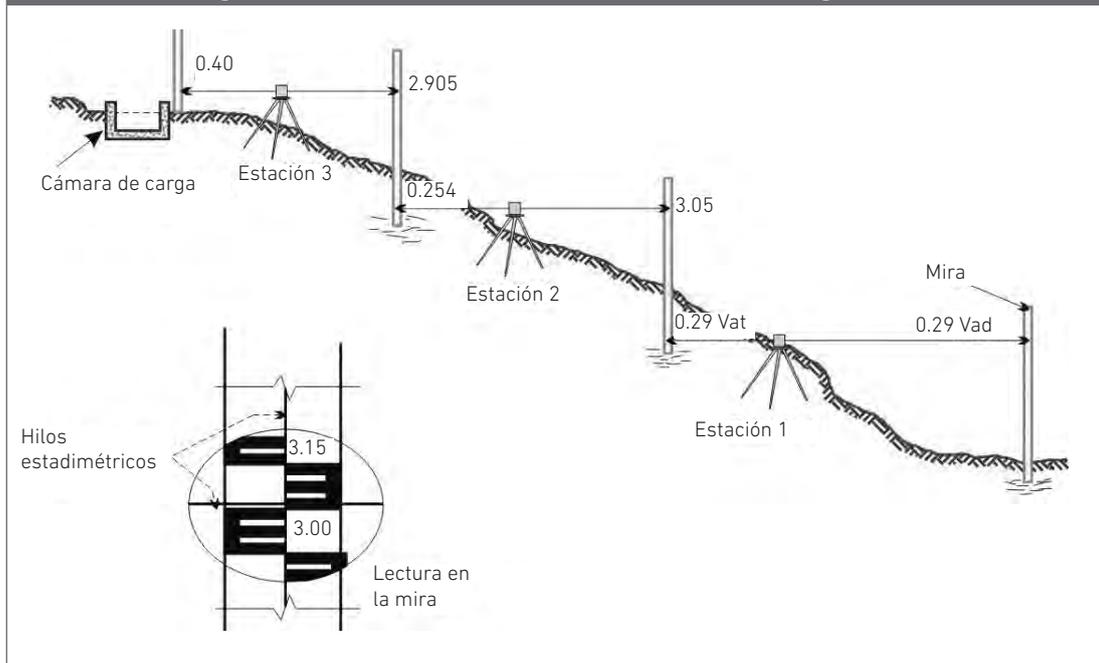
b. Procedimiento

- Definir las personas que efectuarán el trabajo, el operador del nivel y el portamira
- El operador colocará el nivel en un lugar, de tal forma que pueda visualizar al portamira en el primer punto (cámara de carga o casa de máquinas, según sea el caso), así como a un segundo punto, siguiendo la dirección del terreno
- Si consideramos iniciar la medición desde la cámara de carga, el portamira se colocará en este punto, el operador visualizará la mira y tomará nota de la lectura (Vat), en seguida el portamira se desplazará a un segundo punto y el operador, girando el anteojo del nivel visualizará la mira y registrará otra lectura (Vad)
- El operador hace un cambio de ubicación (estación), de tal forma que pueda visualizar nuevamente al portamira en el punto anterior, para lo que el portamira no se ha movido, lo que hace es girar la mira para que el operador registre una nueva lectura, ahora será Vat, luego el portamira se traslada a otro punto donde el operador registra la lectura en la mira, que es Vad
- El procedimiento se repita hasta llegar al punto donde será ubicada la casa de máquinas

Nota: el proceso se agiliza si podemos contar con 2 portamiras e igual número de miras.

Tabla 10. Registro de datos (II)				
Estación	Vad	Vat	Hi = Vad-Vat	Observaciones
1				
2				
3				
4				
H_{total}				

Figura 10. Cálculo de la altura con nivel de ingeniero



> 2.2. Medición del caudal

En razón de que el caudal de los ríos varía a lo largo del año, realizar una medida del caudal instantáneo resulta un registro aislado cuya utilidad es relativamente pequeña.

Es probable que muchas veces no exista la información necesaria para hacer un estudio de hidrología, entonces nos veremos forzados a recolectar nuestros propios datos a partir de mediciones instantáneas del caudal; sin embargo, de ser posible y si el proyecto lo amerita, habrá que buscar especialistas en el tema, de tal forma que se pueda obtener una estimación del caudal lo más certera posible. La similitud de cuencas hidrográficas es muy utilizada para estimar un caudal donde no existe información hidrográfica.

Para nuestro caso, nos abocaremos a efectuar la descripción de métodos prácticos para medir el caudal instantáneo en un determinado río o riachuelo. Lo ideal es hacer mediciones a diario, aunque también se usan mediciones semanales y mensuales.

Es importante que estas mediciones se realicen en temporada de sequía (ausencia de lluvias), ya que es el tiempo más crítico e ideal para el diseño de un proyecto.

Los métodos de medición de caudal más utilizados son:

- Método de la solución de la sal
- Método del recipiente
- Método del área y velocidad
- Método de la sección y control de la regla graduada
- Método del vertedero de pared delgada

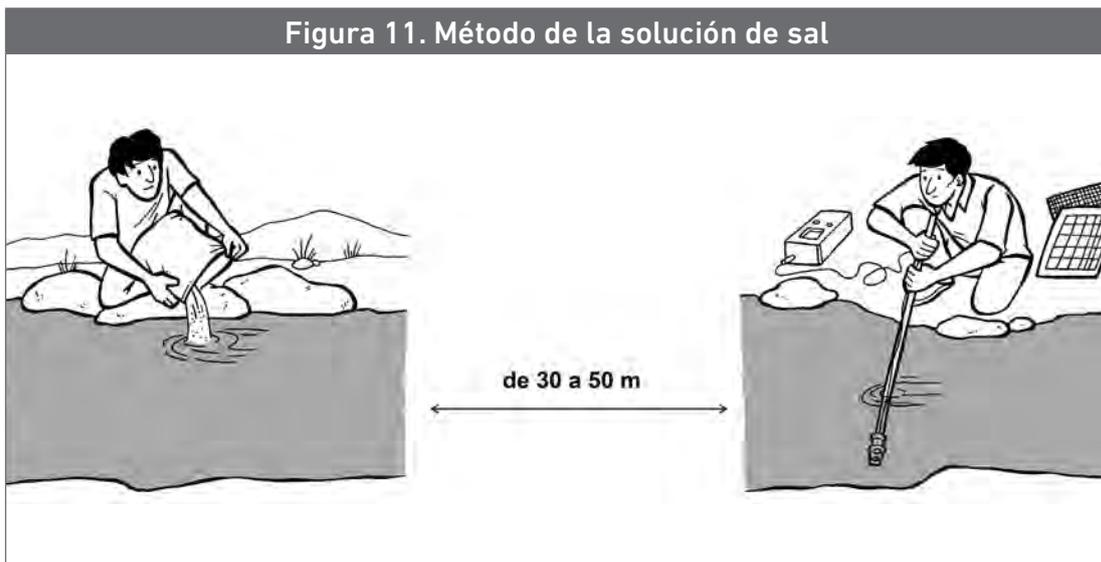
Es necesario estudiar las características de estos métodos a fin de utilizarlos adecuadamente, aprovechando las ventajas que ofrecen en cada caso particular.

> 2.2.1. Método de la solución de sal

Este método es fácil de usar y bastante preciso. Las mediciones bien efectuadas darán errores menores a 5 % y permiten hacer estimaciones de potencia y cálculos posteriores.

Este método se basa en el cambio de la conductividad del agua ($\text{ohm}^{-1} = 1$ siemens), al cambiar el grado de concentración de sal. De este modo, si disolvemos una masa (M) de sal en un balde y vertemos la mezcla en una corriente de agua, dándole el tiempo necesario para diluirse, provocaremos un incremento de la conductividad que puede ser medido, como se explica más adelante, mediante un equipo llamado conductivímetro.

Como podemos imaginar, dicho incremento de la conductividad dura un cierto tiempo y no es uniforme durante ese lapso. Es decir, habrá pequeños incrementos al inicio y al final del paso de la nube (o concentración) de sal, mientras que habrá un máximo en una situación intermedia.



Si hacemos mediciones de conductividad en siemens (S) o microsiemens (μS) en intervalos de tiempo cortos (como 5 segundos), desde que se inicia el paso de la nube de sal hasta el paso total de la misma y luego se grafica conductividad (μS) versus tiempo (t), se encontrará una curva de distribución más o menos uniforme.

Matemáticamente es demostrable que el caudal del río o quebrada en cuestión se puede calcular con la siguiente expresión, que relaciona el caudal con la masa de sal y el área bajo la curva obtenida y corregida por un factor k.

$$Q = k(M/A)$$

Donde:

Q = caudal (litros/s)

M = masa de sal (miligramos)

k = factor de conversión [$\mu\text{S}/(\text{mg}/\text{litro})$]

Tal como se aprecia en la **figura 13**, el factor k varía con la temperatura, por consiguiente, es importante conocer la temperatura del agua en el momento de la medición, a fin de calcular el factor adecuado.

a. Equipo necesario

- Conductivímetro
- Cronómetro
- Balanza con precisión en gramos
- Sal de mesa
- Balde de 10 litros
- Termómetro
- Calculadora científica
- Papel milimetrado
- Bolsas de plástico
- Pico, lampa, machete

b. Procedimiento

- Estimar el caudal de la fuente a medir
- Pesar una cantidad de sal de mesa (seca) en gramos, haciendo uso de las bolsas, teniendo como referencia la relación de 1 gramo de sal por cada 1 litro/s de agua
- Medir la temperatura del agua y registrarla en el conductivímetro
- Seleccionar un tramo del río o quebrada (no menos de 30 m) observando que la velocidad superficial sea uniforme, libre de obstáculos (piedras, ramas, remansos, remolinos, etc.); estas consideraciones son importantes, ya que ello influirá en los resultados de la medición
- Disolver la bolsita de sal pesada en un balde de 10 litros de capacidad, llenarlo con agua hasta llegar a $\frac{3}{4}$ de su volumen para evitar el derrame de la solución al momento de la disolución
- Determinar en el tramo seleccionado el lugar de aplicación de la solución de la sal, así como el extremo donde se colocará el sensor del conductivímetro para tomar las medidas

- Introducir el sensor del conductivímetro dentro del agua para medir la conductividad base del agua. Tener listo el cronómetro y preparar el registro para tomar los datos
- Ordenar a la persona que está ayudando a verter la solución de sal en el punto indicado, registrar los valores de la conductividad cada 5 segundos
- Procesar los datos en una hoja milimetrada y graficar la conductividad versus tiempo
- Calcular el área encerrada por la curva y trazar una línea recta que una la conductividad base (primer punto leído) con el último punto **(ver figura 13a)**
- Determinar el factor de corrección por temperatura k en $\mu\text{S}/\text{mg}/\text{litro}$, haciendo uso de la **figura 14b**
- Calcular el caudal, utilizando la fórmula: $Q = k(M/A)$

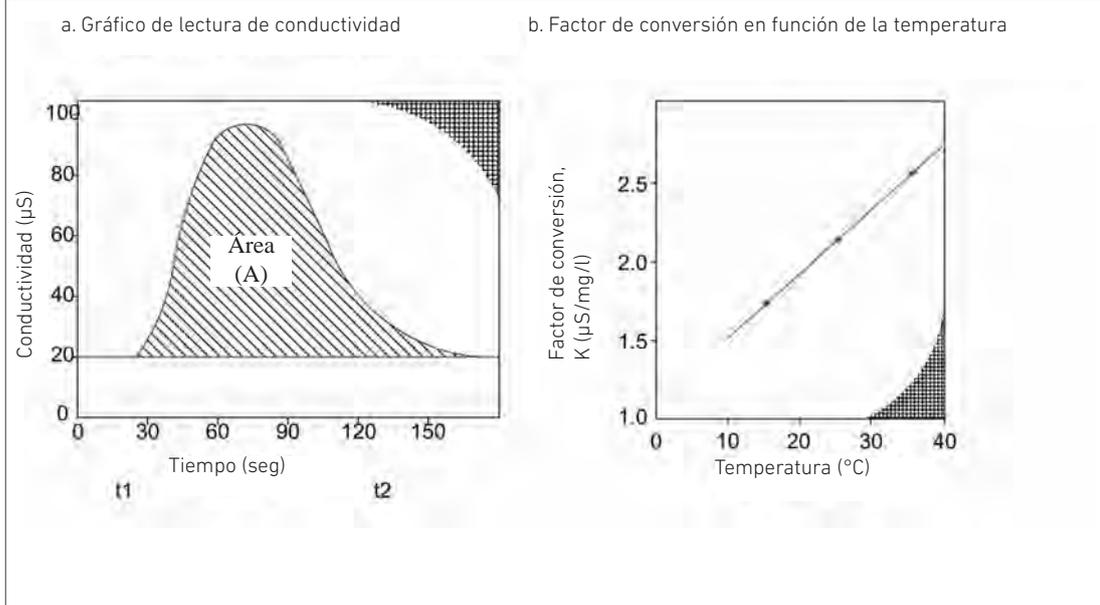
Figura 12. Medidor de la conductividad con sensores



c. Recomendaciones

- Si el medidor de conductividad se satura, cambiar la escala
- Si el paso de la nube de sal es muy rápido, usar una distancia mayor
- La solución debe ser lo suficientemente agitada como para obtener una buena dilución antes de verter al río
- El gráfico resultante debe tener una forma más o menos regular **(ver figura 14e)**
- Tener cuidado con la unidades en el momento de hacer los cálculos

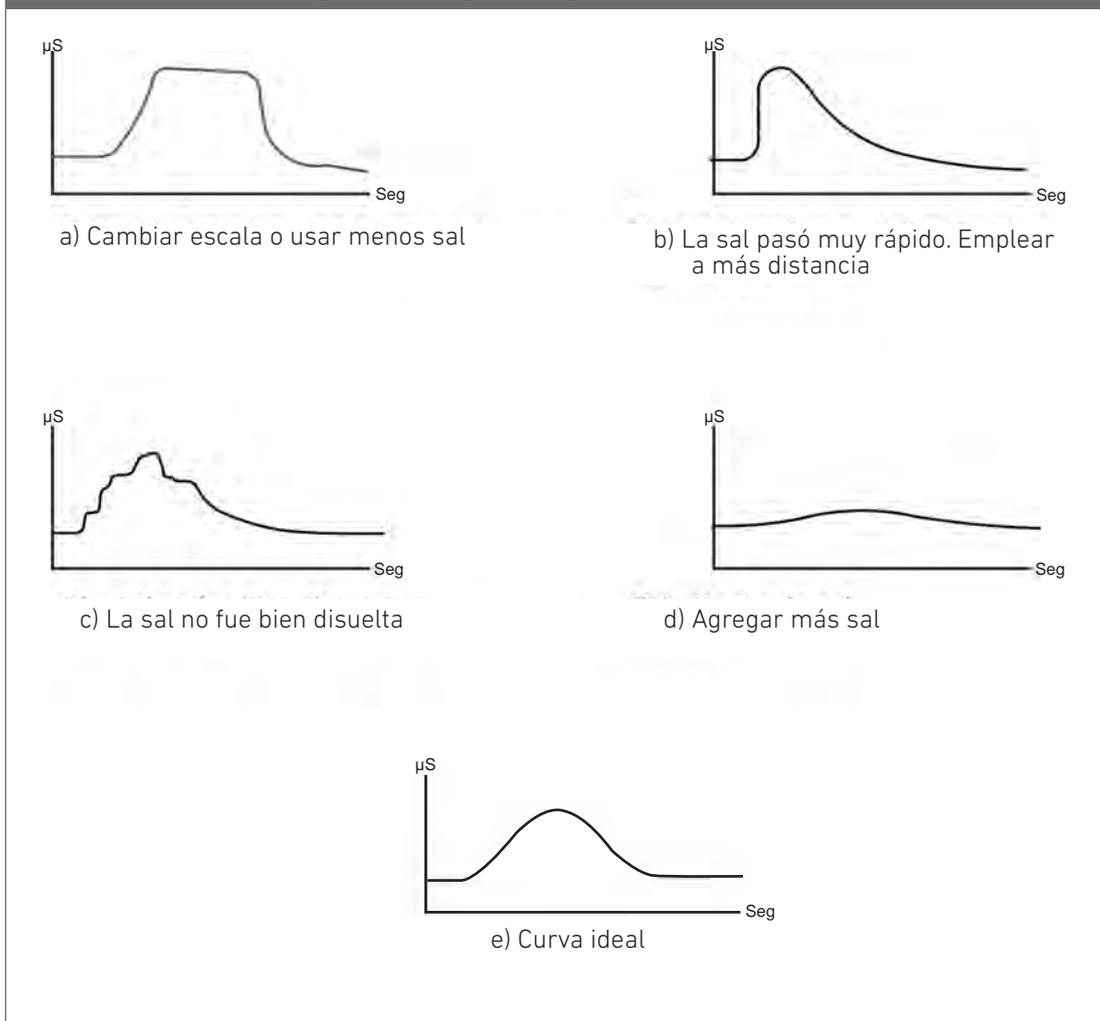
Figura 13. Área bajo la curva y factor de corrección



Donde:

A = área bajo la curva en μS por segundo

Figura 14. Tipos de gráficos obtenidos



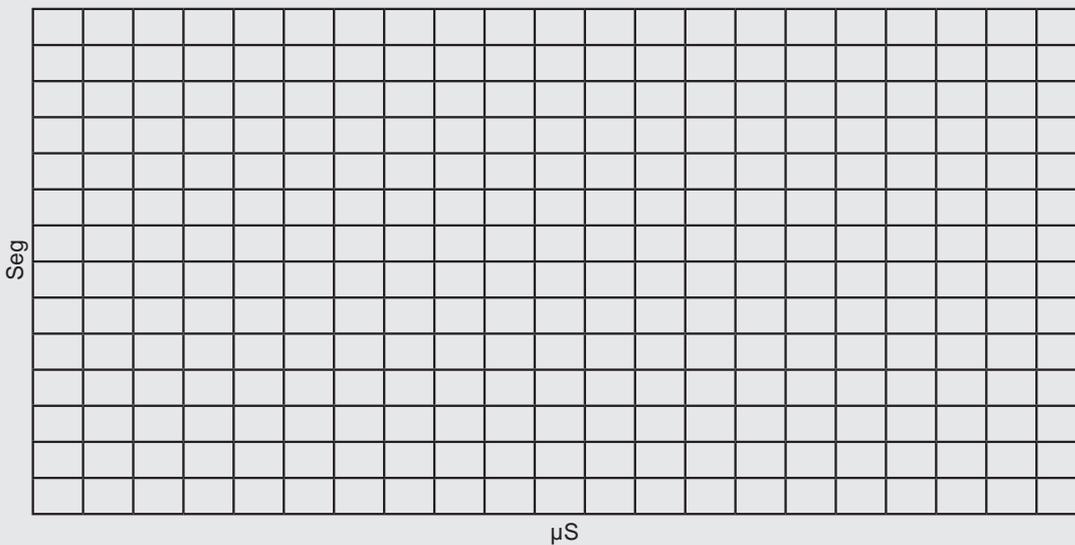
Ejemplo: calcular el caudal en una fuente de agua, si se tienen los siguientes datos:

Datos:

- Cantidad de sal: 125 g
- Temperatura del agua: 12 °C
- Conductividad base: 240 μS

T (seg)	μS
0.00	240
5	243
10	247
15	254
20	270
25	284
30	290
35	287
40	284
45	273
50	262
55	256
60	252
65	248
70	245
75	243
80	242
85	241
90	241
95	241
100	240

Gráfica de conductividad versus tiempo



Resultados:

Del gráfico se obtienen 66 cuadrados, cada uno de 5 μS por 5 segundos

$$A = 66 \cdot 5 \mu\text{S} \cdot 5 \text{ s} = 1\ 650 \mu\text{S por segundo}$$

De la **figura 14b**, a 12 °C el factor de corrección K es 1.62 $\mu\text{S}/\text{mg}/\text{litro}$.

Entonces:

$$Q = k(M/A) = (1.62 \mu\text{S}/\text{mg}/\text{litro} \times 125\ 000 \text{ mg})/1\ 650 \mu\text{S por segundo}$$

$$Q = 122.72 \text{ litros/segundo}$$

> 2.2.2. Método del recipiente

El método del recipiente es una manera muy simple de medir el caudal de un determinado arroyo. Todo el caudal a medir es desviado hacia un balde, barril o cualquier recipiente con volumen conocido, luego se anota el tiempo que toma llenarlo. El volumen del recipiente se conoce y el resultado del caudal se obtiene simplemente dividiendo este volumen por el tiempo de llenado. La desventaja de este método es que todo el caudal debe ser canalizado o entubado al recipiente. A menudo es necesario construir una pequeña presa temporal. Este método resulta práctico y muy útil para caudales pequeños.

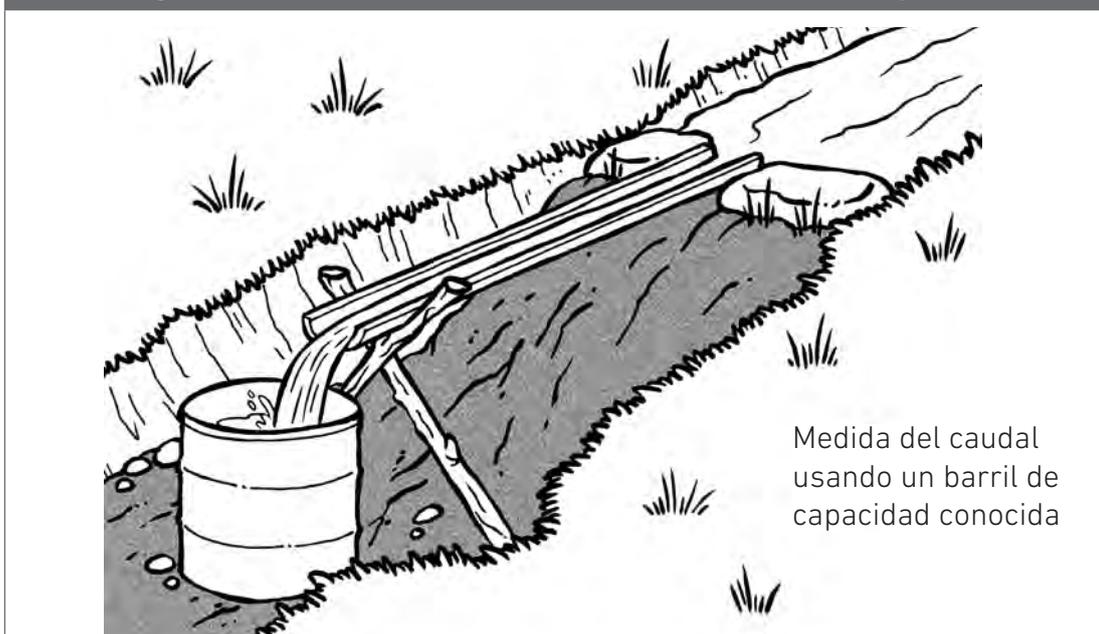
a. Equipo necesario

- Recipiente de capacidad conocida en litros, puede ser un balde, cilindro, etc.
- Cronómetro de precisión en segundos
- Pico y lampa (pala)
- Manta de plástico, plancha de calamina o tubo de PVC
- Libreta de notas y lapicero

b. Procedimiento

- Haciendo uso de parte del equipo (pala y pico), desviar lateralmente el riachuelo, tratar de formar un canal provisional con la manta de plástico, plancha o tubo de PVC; aprovechar un desnivel para provocar una caída libre del chorro de agua
- Utilizando el cronómetro y con la ayuda de una segunda persona, medir el tiempo que demora en llenarse el recipiente seleccionado. Repetir el proceso un mínimo de tres veces

Figura 15. Medida del caudal usando el método del recipiente



Ejemplo: si se tienen los siguientes tiempos registrados en llenar un balde de 20 litros, calcule el caudal:

Tiempos registrados:

$$T_1 = 4.5 \text{ segundos}$$

$$T_2 = 4.8 \text{ segundos}$$

$$T_3 = 4.9 \text{ segundos}$$

Cálculo del tiempo promedio:

$$T_p = \sum \text{tiempos} / N^\circ \text{ de tiempos}$$

$$T_p = (4.5 + 4.8 + 4.9) / 3 = 14.2 / 3 = 4.73 \text{ segundos}$$

Determinación del caudal:

$$Q = \text{volumen del recipiente} / T_p$$

$$Q = 20 \text{ litros} / 4.73 \text{ segundos}$$

$$Q = 4.23 \text{ litros/segundo}$$

c. Fórmulas empleadas en caso no se conozca el volumen del recipiente

- Tipo cilindro (**figura 16**)

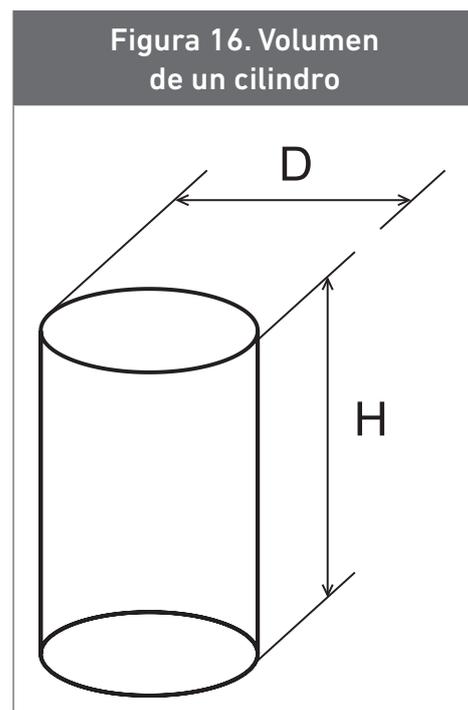
$$V = \frac{\pi D^2 H}{4}$$

Donde:

V = volumen del recipiente (m³)

D = diámetro del recipiente

H = altura del recipiente



- Tipo tronco-cónico (**figura 17**)

$$V = \frac{\pi}{12}(D^2 + d^2 + D \cdot d) \cdot H$$

Donde:

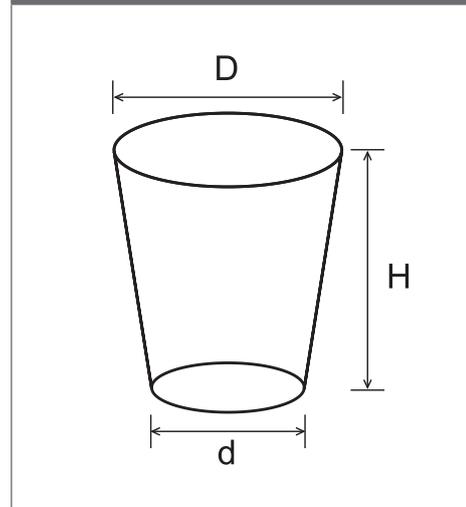
V = volumen del recipiente (m³)

D = diámetro mayor del recipiente

d = diámetro menor del recipiente

H = altura del recipiente

Figura 17. Volumen de un tronco-cónico



> 2.2.3. Método del área y velocidad (flotador)

Este método se basa en el principio de continuidad. Para un fluido de densidad constante fluyendo a través del área de una sección conocida, el producto del área de la sección por la velocidad media será constante:

$$\text{Área} \times V_{\text{media}} = Q = \text{constante (m}^3/\text{s)}$$

Donde:

V_{media} = velocidad promedio del agua en la corriente

Este producto es igual al valor del caudal volumétrico (Q, en m³/s).

a. El flotador

Se dibuja el perfil de la sección del lecho del río y se establece una sección promedio para una longitud conocida de corriente (**ver figura 18**). Se utilizan una serie de flotadores (pedazos de madera, corchos, etc.) para medir el tiempo que se demoran en recorrer una longitud preestablecida en el río. Los resultados son promediados y se obtiene la velocidad superficial del flujo de agua. Esta velocidad deberá ser reducida por un factor de corrección para hallar la velocidad media de la sección. Este factor depende de la profundidad de la corriente. Multiplicando el área de la sección promedio por la velocidad del caudal promediada y corregida se obtiene el volumen de agua estimado que fluye. Las imprecisiones de este método son obvias. La fórmula para el cálculo es:

$$Q = k \cdot A \cdot V$$

Donde:

A = área promedio de la sección transversal (m^2)

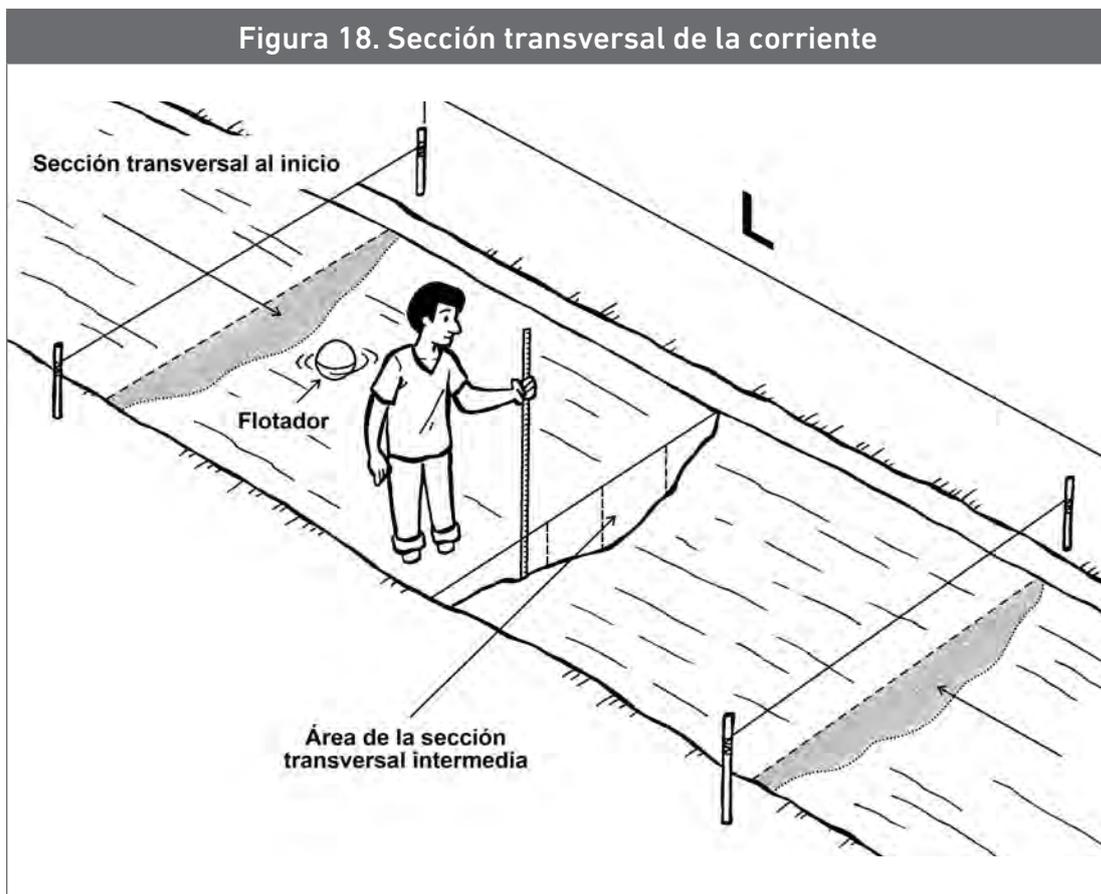
V = velocidad superficial del agua (m/s)

k = factor de corrección de velocidad según la relación s/p (**ver tabla 11**)

El factor k también se puede obtener de la **tabla 12**, en función a la profundidad y el tipo de material del riachuelo.

A menos que se considere un canal de pendiente suave y regular, obtener un valor preciso del área de la sección de la corriente de agua será muy complicado y tedioso, a menos que se utilicen aplicaciones matemáticas avanzadas.

La velocidad promedio obtenida no es la velocidad media de la corriente, ya que el flotador está en la superficie del agua y el factor de corrección es una aproximación; sin embargo, en circunstancias donde no es posible utilizar otro método o no se cuenta con el equipo suficiente, el método para estimar el caudal es válido.



En general, se debe escoger la mayor longitud posible del arroyo que tenga orillas paralelas con un área de la sección transversal uniforme a lo largo de esta longitud. Una sección de fondo rocoso con obstáculos al flujo, como piedras grandes, arrojará resultados erróneos. Es muy importante solicitar la ayuda de los pobladores de la zona para limpiar el área donde se realizarán las mediciones. Esto mejorará la validez de los resultados.

Tabla 11. Valores de k según la relación s/p y material del riachuelo				
S/p	Madera lisa o cemento	Madera áspera o ladrillo	Pared de pedruscos	Tierra
0.1	0.860	0.840	0.748	0.565
0.2	0.865	0.858	0.792	0.645
0.3	0.870	0.865	0.812	0.685
0.4	0.875	0.868	0.822	0.712
0.5	0.880	0.870	0.830	0.730
0.6	0.885	0.871	0.835	0.745
0.7	0.890	0.872	0.837	0.755
0.8	0.892	0.873	0.839	0.763
0.9	0.895	0.874	0.842	0.771
1.0	0.895	0.875	0.844	0.778
1.2	0.895	0.876	0.847	0.786
1.4	0.895	0.877	0.850	0.794

Donde:

S = sección transversal (m²)

P = perímetro mojado (m)

Tabla 12. Valores de k según la profundidad y el material del riachuelo		
Tipo de canal o río	Profundidad del agua en el centro del lecho	Factor k
Canal revestido con concreto	Mayor de 0.15 m	0.80
Canal de tierra	Mayor de 0.15 m	0.70
Río o riachuelo	Mayor de 0.15 m	0.50
Riachuelos o canales de tierra	Menor de 0.15 m	0.50 a 0.25

b. Equipo necesario

- Lampa y pico
- Estacas
- Cordel de nylon
- Winchas de 30 m y de 5 m
- Cronómetro
- Regla graduada en centímetros
- Flotador (maderas, botella plástica, corcho)

- Machete
- Libreta de notas y lapicero

c. Procedimiento

- Seleccionar en el río o riachuelo un tramo recto y de sección uniforme
- Medir la longitud (L) en metros y colocar estacas
- Atar transversalmente el cordel a las estacas
- Determinar la velocidad superficial de flujo en el tramo seleccionado:
 - Calcular el tiempo que tarda el flotador en recorrer la longitud L con el cronómetro. Realizar este paso por lo menos 3 veces
 - Hallar el tiempo promedio T_p
 - Calcular la velocidad superficial: $V = L/T_p$
- Hallar el área de la sección transversal A en el centro del tramo seleccionado:
 - Medir el ancho del espejo de agua de la sección transversal
 - Dividir este ancho en partes iguales
 - Con la regla graduada, tomar lecturas de la profundidad en cada división marcada
 - Dibujar un croquis de la sección con los datos obtenidos
 - El área de la sección transversal estará dada por la suma de las áreas parciales. Para facilidad de cálculo, semejar a figuras conocidas como triángulos y trapecios, según sea el caso
 - Determinar el perfil **p** del croquis dibujado, el mismo que viene a ser el perímetro mojado
- Calcular el caudal Q, aplicando la fórmula $Q = k \cdot A \cdot V$, teniendo en cuenta los valores de A, V y el factor k de la **tabla 11**.

Ejercicio: hallar el caudal de un riachuelo, conociendo los siguientes datos:

- Material: pedrusco
- Espejo de agua: 3.50 m
- Profundidades en metros, tomadas a distancias iguales:

$$\begin{aligned}h_1 &= 0.00 \\h_2 &= 0.30 \\h_3 &= 0.55 \\h_4 &= 0.45 \\h_5 &= 0.25 \\h_6 &= 0.10\end{aligned}$$

- Longitud

$$L = 10.50 \text{ m}$$

- Tiempos

$$\begin{aligned}T_1 &= 11.5 \text{ s} \\T_2 &= 11.8 \text{ s} \\T_3 &= 12.0 \text{ s}\end{aligned}$$

Solución:

Cálculo de la velocidad V:

$$\begin{aligned}T_p &= \\V &= \end{aligned}$$

Croquis de la sección transversal:

Cálculo de la sección transversal:

$$\begin{aligned}A_1 &= \\A_2 &= \\A_3 &= \\A_4 &= \\A_5 &= \\A &= A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 =\end{aligned}$$

Cálculo del perímetro mojado:

$$\begin{aligned}P_1 &= \\P_2 &= \\P_3 &= \\P_4 &= \\P_5 &= \\P &= P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 =\end{aligned}$$

Cálculo de $s/p =$

De la **tabla 11**, $k =$

Cálculo del caudal $Q = k \cdot A \cdot V =$

> 2.2.4. Medidores de corriente o correntómetros

También llamados molinetes, consisten en un mango con una hélice o copas conectadas al final. La hélice rota libremente y la velocidad de rotación está relacionada con la velocidad del agua. Un contador mecánico registra el número de revoluciones del propulsor que se ubica a la profundidad deseada. Otros aparatos más sofisticados utilizan impulsos eléctricos. Con estos medidores es posible tomar muchas lecturas en una corriente y calcular la velocidad media.

Los medidores de corriente son suministrados con una fórmula que relaciona la velocidad de rotación del instrumento con la velocidad de la corriente. Generalmente estos aparatos se usan para medir velocidad de 1.2 a 5 metros por segundo, con un margen de error de 2 %.

Al igual que otros medidores de velocidad, el molinete debe ser sumergido bajo el agua. A menudo el fabricante coloca una marca en el mango del medidor para indicar la profundidad de los álabes.

> 2.2.5. Método de la sección de control y regla graduada

Es similar al método del vertedero. Se diferencia en que la característica física de la sección se utiliza para controlar la relación entre el tirante de agua y el caudal. El tirante de agua se refiere a la profundidad de esta en la sección. Se ubica una sección de control donde un cambio dado en el caudal se traduce en un cambio apreciable en el tirante de agua en la sección de control. Deberá evitarse una sección de control ancha porque los cambios en el caudal resultarán en cambios pequeños en el tirante.

Si algún objeto obstruye la sección de control o la erosión hace que la pendiente cambie, entonces las lecturas siguientes no serán válidas. El medidor, típicamente un listón de madera graduado, deberá estar situado donde sea posible observarlo y no esté expuesto a daños (**ver figura 19**). Nótese que este método es válido para comparar un caudal con otro, pero un caudal de referencia debe ser conocido y relacionado con la tabla graduada de modo que se obtenga una estimación cuantitativa del caudal.



Figura 19. Regla graduada en una sección de control

> 2.2.6. Método del vertedero de pared delgada

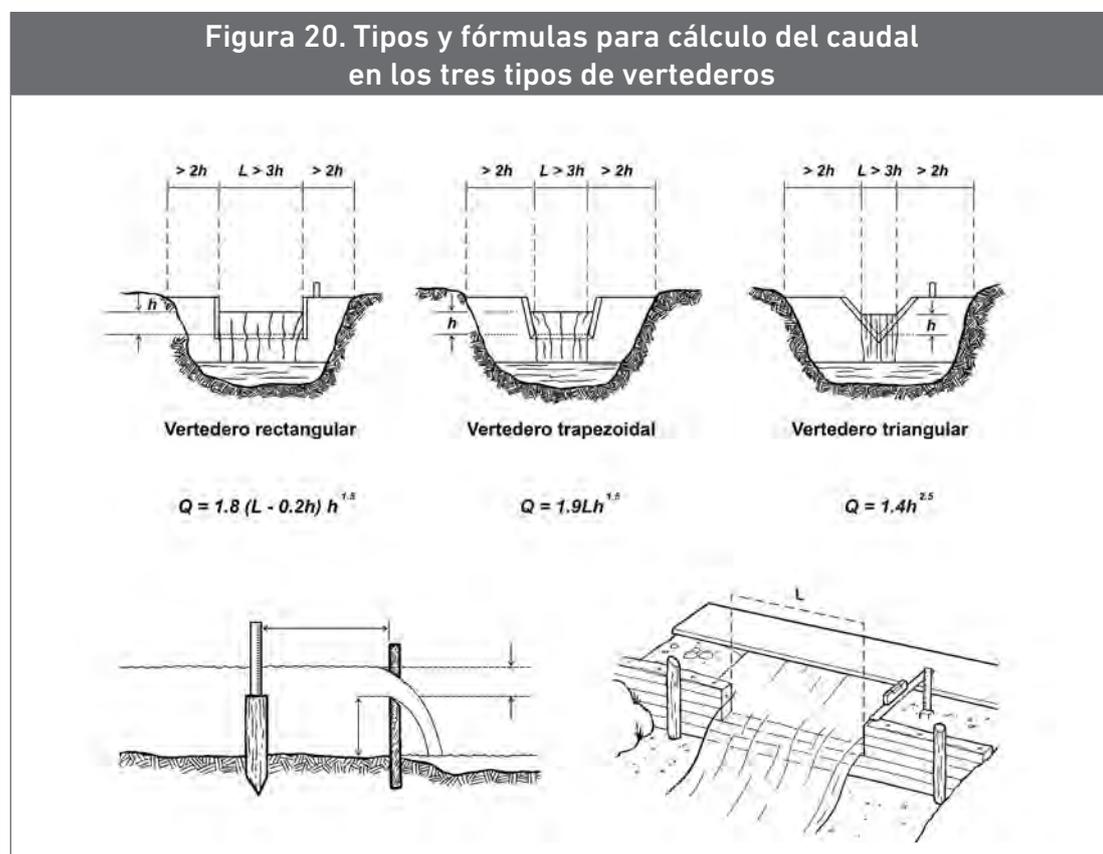
Un vertedero es una estructura similar a un muro de baja altura ubicado a lo ancho de un río o canal. Un vertedero de medición de caudal tiene una muesca a través de la cual toda el agua de la corriente fluye.

Los vertederos son generalmente estructuras temporales, diseñados de modo que la descarga volumétrica pueda ser leída directamente o determinada por una simple lectura de la diferencia de altura entre el nivel del agua antes del vertedero y en el vértice o cresta de este.

Para obtener buenos resultados es recomendable utilizar vertederos de pared delgada, se debe evitar que el sedimento se acumule tras de ellos. Estos vertederos se hacen con planchas de acero o de madera cepillada.

Según la forma de abertura adyacente al lado superior, los vertederos pueden ser triangulares, trapezoidales o rectangulares. Cada uno de ellos tiene su propia fórmula y condiciones específicas en cuanto a sus dimensiones (**ver figura 20**):

- El vertedero triangular mide descargas pequeñas con mayor precisión que los otros tipos
- El vertedero trapezoidal, llamado también Cipoletti, puede compensar las contracciones en los bordes con caudales reducidos, lo que introduce errores en las medidas de vertederos rectangulares. La fórmula para controlar la descarga se simplifica al eliminar el factor de corrección en los vertederos rectangulares
- El vertedero rectangular permite medir descargas mayores y su ancho puede ser cambiado para diferentes caudales



a. Consideraciones importantes para la fabricación e instalación de los vertederos

Los vertederos pueden ser de madera o metal y deben estar siempre orientados perpendicularmente al sentido de la corriente. Hay que ubicar el vertedero en un punto donde la corriente sea uniforme y esté libre de remolinos. La distancia entre el fondo del lecho del río y la cresta del vertedero, aguas arriba de este, deberá ser al menos dos veces la altura máxima a medirse (carga del vertedero). No debe haber ninguna obstrucción al paso de agua cerca al vertedero y sus lados deben estar perfectamente sellados a fin de evitar fugas o goteos. Para ello puede emplearse una lámina plástica. La cresta del vertedero deberá ser lo suficiente alta como para permitir que el agua caiga libremente dejando un espacio bajo el chorro.

Las crestas de vertederos trapezoidales y rectangulares deben estar a nivel. Los vertederos triangulares pueden usarse con un amplio rango de ángulos de vértice (el ángulo de 90° es el más usado). Las ecuaciones para la mayoría de los vertederos de pared delgada por lo general no son precisas para alturas muy pequeñas (menores a 5 cm).

En comparación con otros, el vertedero triangular puede medir un rango mayor de caudales. La cresta del vertedero debe ser lo suficientemente ancha para recibir la mayor descarga esperada. Por eso es necesario conocer los probables valores del caudal antes de seleccionar o diseñar un vertedero. Si se encuentran velocidades de corrientes superiores a 0.15 m/s, será necesario corregir la cresta por el efecto de la velocidad de aproximación.

Cuando se construya un vertedero temporal simple, los problemas de sellado pueden ser solucionados pegando una lamina plástica que se pone corriente arriba al vertedero y se sujeta con arena y rocas.

Las desventajas más comunes de los vertederos son:

- Si la cresta es muy ancha o profunda, la fórmula tiende a subestimar la descarga
- Si la velocidad de aproximación es muy alta, la descarga es también subestimada

A continuación presentamos la **tabla 13** con datos de caudal obtenidos para un vertedero rectangular.

Tabla 13. Mediciones y resultados con vertedero rectangular en litros/segundo					
h	L				Q
	0.5 m	1.0 m	1.5 m	2.0 m	
5 cm	10	20	30	40	l/s
10 cm	27	56	84	113	l/s
20 cm	74	155	235	316	l/s

CANALES Y DESARENADOR

▪ 3.1. Canales

El canal es un componente importante de las obras civiles de una microcentral hidráulica, su principal función es conducir el agua desde la bocatoma hasta la cámara de carga, pasando por los desarenadores y otros mecanismos que pueden construirse en el trayecto.

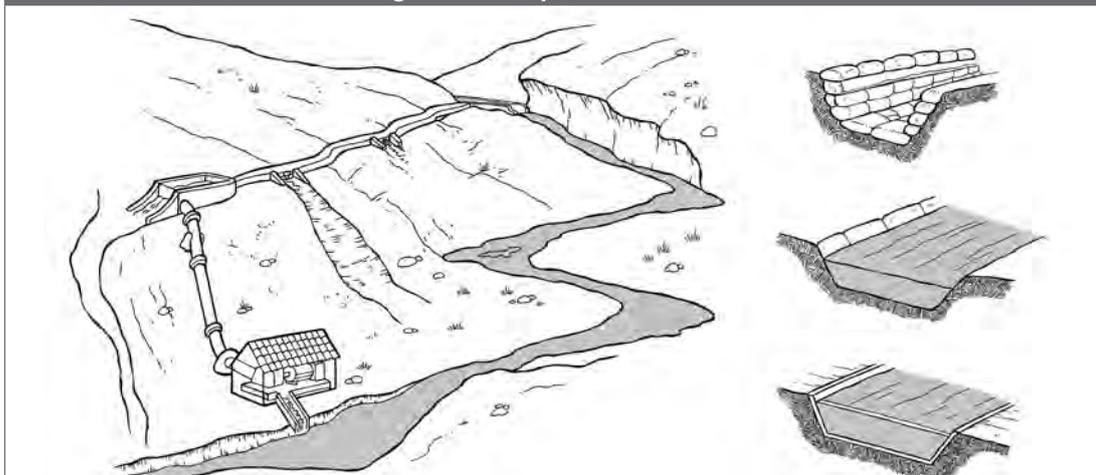
> 3.1.1. Tipos de canales

Los canales están determinados por las características geométricas de su sección y por el material de construcción. Los más conocidos y usados son los rectangulares, trapezoidales, circulares y semicirculares. Por su material de construcción tenemos entre los más comunes a los de tierra, concreto, mampostería de piedra, madera y tubería de PVC.

En el caso del revestimiento, este será necesario solo en lugares donde se justifique (terrenos arenosos, gredosos, etc.), donde permita alta filtración del agua en movimiento.

Es muy importante elegir correctamente el tipo de canal para cada parte de longitud del canal. Una vez elegido el tipo de canal y el material de revestimiento correspondiente, se procederán a calcular las dimensiones adecuadas, así como el desnivel correcto entre el inicio y final de este. Dependiendo de la longitud del canal, así como de las características geológicas del terreno, se pueden combinar varios tipos de canal y también materiales de construcción; por ejemplo canal rectangular y trapezoidal, de tierra y revestido, etc. Deberá tenerse mucho cuidado con la pendiente, la sección y la rugosidad, de tal forma que al final se pueda conducir el caudal de diseño del proyecto.

Figura 21. Tipos de canales



A continuación se describen algunos parámetros que son importantes en el cálculo de las dimensiones de un canal.

> 3.1.2. Sección y ángulo del talud del canal

El flujo del agua en un canal hecho de un material suelto, como un suelo arenoso, hará que las paredes se desmoronen hacia dentro, a menos que los lados estén inclinados ligeramente y el ancho del canal esté en relación a su profundidad. La ventaja de revestir los canales es que resultan más angostos para el caudal. Es significa que no es necesaria una gran excavación horizontal en una ladera angosta. Normalmente, se prefieren perfiles trapezoidales porque son muy eficientes hidráulicamente, aunque dependiendo de las características geológicas del suelo de fundación, los rectangulares son a veces más fáciles de construir. La **tabla 14** describe algunos valores del ángulo del talud recomendado para diferentes materiales.

Tabla 14. Talud recomendado para canales de sección trapezoidal	
Material	Talud ($Z = \cot\Phi$)
Arena	3.00
Arena y greda	2.00
Greda	1.50
Greda y arcilla	1.00
Arcilla	0.58
Concreto	0.58

a. Velocidad del agua (v)

Un flujo de agua excesivamente rápido erosionará las paredes de un canal, mientras que velocidades demasiado bajas permitirán el depósito de sedimento y su obstrucción. La **tabla 15** proporciona las velocidades recomendadas para canales de diferentes materiales.

Tabla 15. Velocidad máxima recomendada		
Material	Velocidad máxima	
	Menos de 0.3 m de profundidad	Menos de 1.0 m de profundidad
Arena	0.3 m/s	0.5 m/s
Greda arenosa	0.4 m/s	0.7 m/s
Greda	0.5 m/s	0.8 m/s
Greda de arcilla	0.6 m/s	0.9 m/s
Arcilla	0.8 m/s	2.0 m/s
Mampostería	1.5 m/s	2.0 m/s
Concreto	1.5 m/s	2.0 m/s

b. Rugosidad (n)

Cuando el agua pasa por el canal, pierde energía en el proceso de deslizarse por las paredes y el fondo. Mientras más rugoso es el material del canal, hay más pérdidas por fricción y mayor será pendiente o desnivel que se requerirá entre la entrada y la salida del canal. El diseño ideal de un canal se basa en los siguientes principios:

- La velocidad del agua debe ser lo bastante alta como para asegurar que los sólidos en suspensión no se asienten en el fondo del canal o ingresen a la tubería de presión
- La velocidad del agua en el canal debe ser lo bastante baja como para asegurar que no se erosionen sus paredes laterales. Si esto es imposible, sin entrar en conflicto con el punto anterior, se deberá considerar el uso de un revestimiento más resistente
- El desnivel en todo el canal debe ser reducido (lo que también implica velocidad mínima del agua). La **tabla 16** muestra los valores del coeficiente de rugosidad para distintos materiales. Si se reviste un canal de tierra, la rugosidad del material de revestimiento determinará el grado de pérdida por fricción
- El canal debe ser duradero y confiable. Asimismo, no solo estar libre de sedimentación sino también protegido de los efectos destructores de escurrimientos causados por las lluvias, rocas que caen en su cauce o derrumbes. También deben protegerse frente a caudales inusualmente elevados en caso de que la estructura de la bocatoma no lo haga adecuadamente. Los caudales de avenida pueden ser regulados mediante estructuras adicionales, denominadas aliviaderos, que deben ubicarse de tal forma que el caudal excedente sea transportado a lugares donde no ocasione daño (quebradas)
- Los costos de construcción y mantenimiento deben ser mínimos. Es necesario evaluar en la zona del proyecto la disponibilidad de los materiales, mano de obra calificada y no calificada, así como la evaluación de costos de fletes y otros que hagan falta

Tabla 16. Coeficiente de rugosidad	
Canales de tierra	n
Arcilla	0.0130
Material sólido, suave	0.0167
Arena con algo de arcilla o roca partida	0.0200
Fondo de arena y grava, con lados empedrados	0.0213
Grava fina de 10/20/30 mm	0.0222
Grava regular de 20/40/60 mm	0.0250
Grava gruesa de 50/100/150 mm	0.0286
Greda en terrones	0.0333
Revestido con piedras	0.0370
Arena, greda. Grava y hierbas	0.0455
Canales en roca	n
Roca medianamente irregular	0.0370
Roca irregular	0.0455
Roca muy irregular con muchos salientes	0.0588
Mampostería de piedra con cemento	0.0200
Paredes de mampostería con base de arena y grava	0.0213
Canales de concreto	n
Buen acabado con cemento (enlucido)	0.0100
Acabado con yeso o concreto suave con alto contenido de cemento	0.0118
Concreto no enlucido	0.0149
Concreto con superficie suave	0.0161
Revestimiento con concreto irregular	0.0200
Superficies de concreto irregular	0.0200
Canales de madera	n
Tablas cepilladas y bien unidas	0.0111
Tablas sin cepillar	0.0125
Canales viejos de madera	0.0149
Cursos naturales de agua	n
Lecho natural de río con fondo sólido, sin irregularidades	0.0244
Lecho natural de río con hierbas	0.0313
Lecho natural de río con piedras e irregularidades	0.0333
Torrente con piedras irregulares grandes, lecho sedimentado	0.0385
Torrente con piedras gruesas con bastante sedimento	0.0500

Figura 22. Dimensiones de un canal y desnivel total

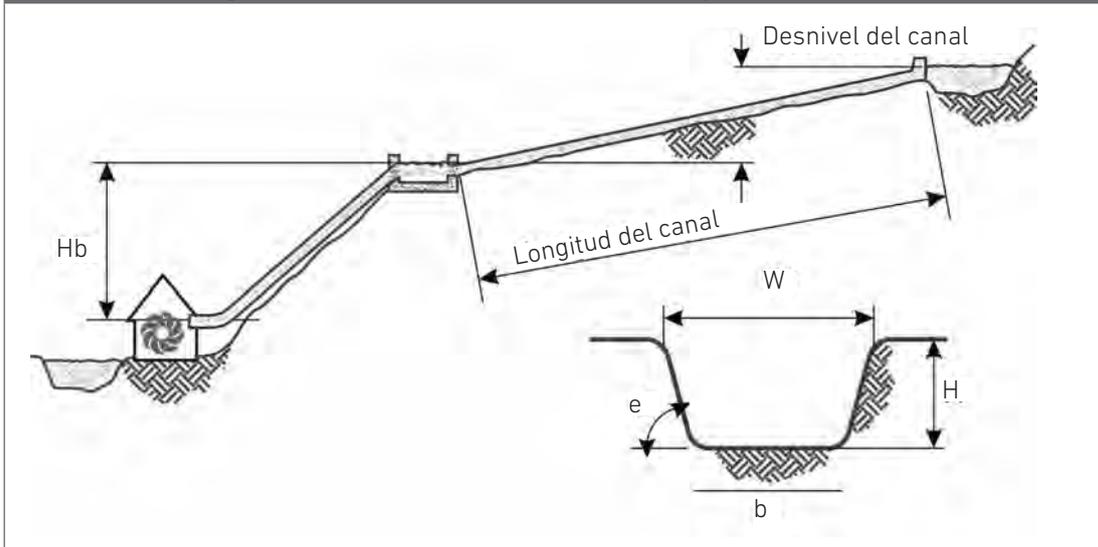
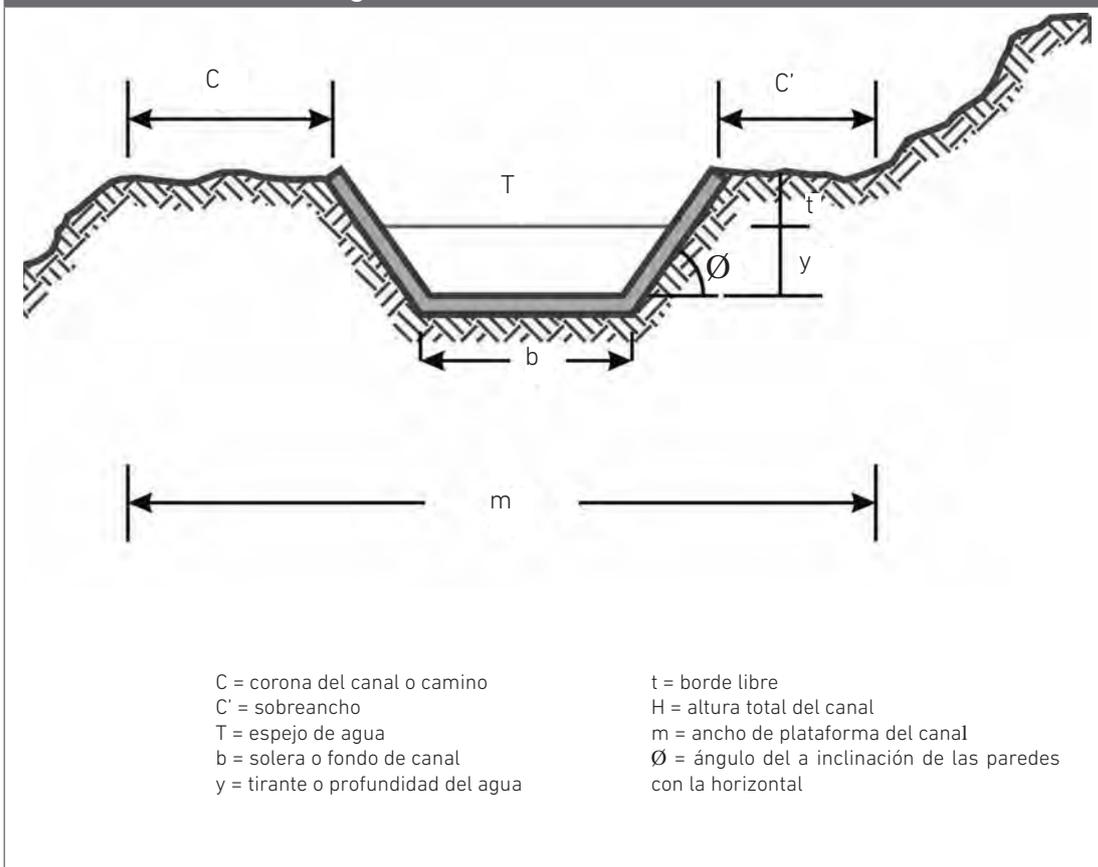


Figura 23. Elementos de un canal



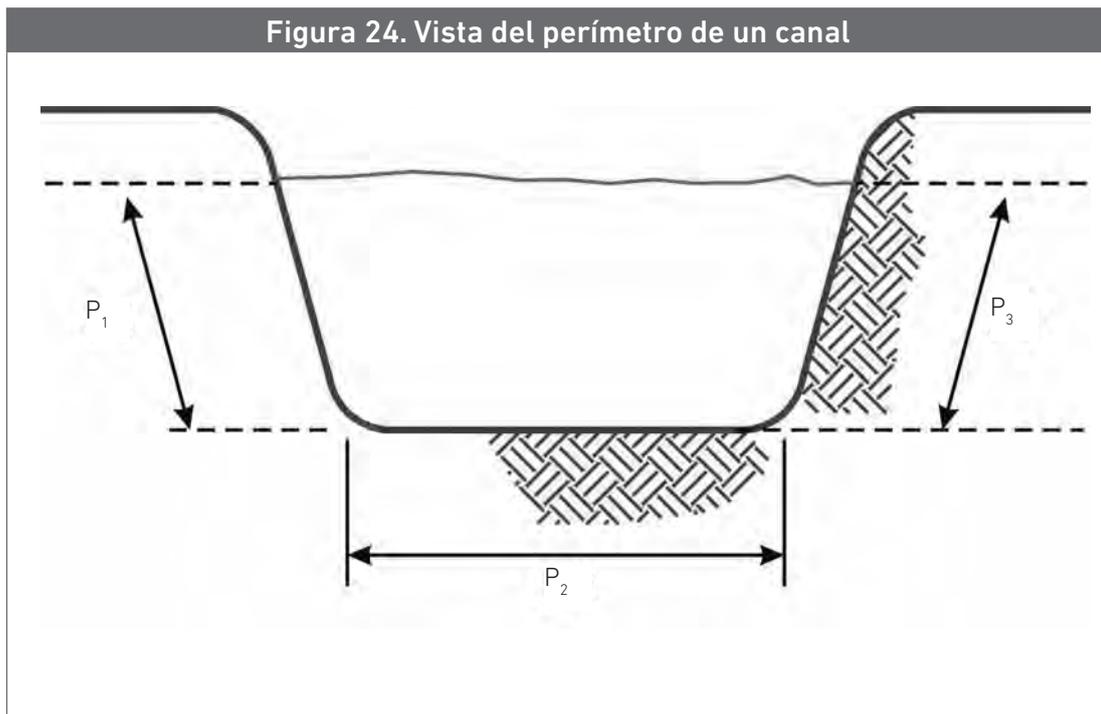
> 3.1.3. Elementos de un canal

A continuación presentamos una descripción de los elementos enumerados:

- Camino o corona del canal (C): lugar por donde se desplaza la gente para efectuar las faenas de limpieza del canal. Debe tener el ancho necesario de tal forma que brinde seguridad para realizar las labores de limpieza (se recomienda 0.60 m)

- Sobreebancho (C'): constituido por el espacio cercano al talud del canal, cumple la función de evitar que rocas y deslizamientos caigan directamente al canal, especialmente en temporada de lluvias
- Espejo de agua (T): longitud superficial del agua, llamado también base mayor del canal
- Solera del canal (b): llamada también fondo o base del canal, es uno de los elementos importantes en el diseño de las dimensiones
- Tirante de agua (y): altura del canal desde el fondo (b) hasta el espejo de agua (T). Al igual que la base o fondo, se constituye en otro elemento importante para el diseño
- Borde libre: distancia vertical que hay entre el nivel normal del agua al extremo superior de la paredes del canal. Su objetivo es evitar que el canal rebose cuando ingrese mayor cantidad de agua que la proyectada, ya que ello podría producir daños en la ladera del cerro sobre la que ha sido construido. El borde libre es normalmente un tercio del tirante de agua o 0.15 m, escogiéndose cifras mayores por seguridad
- Altura del canal (H): está dado por la suma del tirante (y) y el borde libre (t)
- Ángulo de inclinación (Φ): es el ángulo que las paredes del canal hacen con la horizontal, se presenta en los canales trapezoidales, es importante señalar que el ángulo de 60° representa para un canal trapezoidal la sección de máxima eficiencia hidráulica
- Perímetro mojado (P): longitud en que la sección transversal moja el fondo y paredes del canal

$$P = P_1 + P_2 + P_3$$



- Radio hidráulico ($R = A/P$): es una cantidad que describe la eficiencia del canal. Si el canal tiene una gran área de sección transversal y un perímetro mojado relativamente pequeño, entonces con un borde libre normal esto implica que es eficiente y que el agua tendrá la velocidad requerida con una pérdida relevante pequeña. El perfil más eficiente es un semicírculo. La sección trapezoidal es la mejor aproximación práctica a este

> 3.1.4. Diseño de un canal

El diseño del canal consiste en determinar sus dimensiones hidráulicas y geométricas. Para ello nos apoyamos en la fórmula de Maning, donde la velocidad (V) está en función del radio hidráulico (R), pendiente (S) y rugosidad (n) del material de construcción:

$$V = 1/n \cdot \sqrt[3]{R^2} \cdot \sqrt{S}$$

$$Q = V \cdot A$$

Donde:

V = velocidad (m/s)

N = coeficiente de rugosidad

R = radio hidráulico (A/P)

A = área de la sección transversal

P = perímetro mojado (contacto del agua con el fondo y las paredes)

S = pendiente del fondo del canal

Adicionalmente, es necesario conocer algunas tablas (**ver tablas 17 y 18**) que nos facilitarán el cálculo de las dimensiones y otras características del canal.

Tabla 17. Velocidades mínimas recomendadas para evitar sedimentación	
Calidad del agua	Velocidad mínima
Con sedimentos finos	0.3 m/s
Con arena	0.5 m/s

Tabla 18. Características de las secciones transversales		
Tipo de sección transversal	Perímetro mojado (P)	Área transversal (A)
Rectangular	$b + 2y$	$b \cdot y$
Trapezoidal	$b + 2y$	$y(b + yz)$
Triangular	$2y$	y^2z

Donde:

$Z = \cot\Phi$

a. Pasos a seguir para el diseño de canales

Partimos de la condición de que ya conocemos el caudal de diseño, previamente calculado para la generación de energía; es necesario hallar la sección del canal que nos permitirá conducir un caudal con determinada velocidad y con la pendiente adecuada:

- Definir la pendiente (S) del canal, para microcentrales hidráulicas recomendamos pendientes no mayores a 2 o 3 por mil, para el caso del tubo-canal, las pendientes más adecuadas son 5 o 6 por mil, esto con la finalidad de evitar la sedimentación; por otro lado, podemos establecer el material de construcción del canal, esto nos ayudará a obtener el coeficiente de rugosidad (**tabla 16**)
- De la **tabla 14**, hallar el ángulo del talud del canal, para canales rectangulares $z = 0$, lo que indica que la base será dos veces el tirante de agua
- Dar unos primeros valores al fondo b , el tirante y del canal. Como primer tanteo se recomienda tomar un valor para la base como el doble del tirante
- Con estos primeros valores calculamos la sección (A), el perímetro (P) y el radio hidráulico (R), ayudados de las siguientes fórmulas:

$$A = y(b + yz), P = b + 2y\sqrt{1 + z^2}, R = \frac{A}{P}$$

No hay que olvidar que para canales rectangulares $z = 0$

- Una vez obtenido el valor del radio hidráulico, calculamos la velocidad (V) con la fórmula de Maning:

$$V = 1/n \cdot \sqrt[3]{R^2} \cdot \sqrt{S}$$

- Enseguida calculamos el caudal, utilizando la fórmula: $Q = V \cdot A$. Este valor de caudal debe ser comparado con el de diseño; si es menor significa que hay que aumentar las dimensiones y si es mayor debemos disminuirlas. La pendiente y la rugosidad se mantienen, con los cambios de dimensiones solo cambia el radio hidráulico y la sección del canal
- Con los nuevos valores dados para la base y el tirante se procede nuevamente a realizar los cálculos indicados en los pasos 4, 5 y 6, hasta obtener un caudal igual o ligeramente mayor al de diseño

Como se verá, el cálculo para el diseño es un proceso tedioso pero necesario para obtener las dimensiones y características del canal en condiciones adecuadas. Es importante tener en cuenta las velocidades del agua dentro del canal, deben estar en los rangos de las máximas y mínimas dadas en las tablas. Una vez obtenidas las dimensiones, estamos en condiciones de realizar el replanteo en el terreno definitivo.

En algunos casos, por cuestiones de topografía del terreno, no se puede estimar en un inicio la pendiente del canal, sin embargo conocemos la longitud del canal y la diferencia de alturas entre la bocatoma y la entrada al último desarenador (donde termina el canal), en estos casos la pendiente estará dada por la diferencia de alturas entre la longitud del canal, es decir:

$$S = \text{diferencia de alturas} / \text{longitud}$$

Con el valor obtenido, y conociendo el material de construcción, procederemos el proceso de cálculo indicado anteriormente.

> 3.1.5. Revestimiento de canales por el método de las cerchas

En obras pequeñas, como es el caso de las microcentrales hidroeléctricas y en especial en aquellas en las que los caudales a conducir son relativamente pequeños, los canales no soportan esfuerzos o son despreciables para el cálculo de resistencia. De este modo, la finalidad de los revestimientos es evitar pérdidas de agua por filtración y proteger la solera y los taludes del canal contra erosiones provocadas por la velocidad del agua, de modo que el espesor de la pared se puede reducir al mínimo dentro de la funcionalidad práctica y sin correr riesgos.

El método de las cerchas para el revestimiento de canales con concreto es un método práctico que permite una importante reducción de costos debido a la disminución del espesor de las paredes del canal a 5 cm y 7.5 cm (dependiendo del caudal de agua a conducir), permitiendo un ahorro importante en materiales (cemento, agregados y madera). Asimismo, la técnica usada es sencilla y permite el empleo de menor mano de obra que sus similares con encofrados. Las cerchas son marcos de sección trapezoidal fabricados de madera o acero de 5 o 7.5 cm de espesor y con dimensiones de acuerdo al diseño del canal.

El método consiste en colocar a cada cierta distancia las cerchas (la distancia difiere según el tramo del canal, rectas o curvas), alineadas y considerando la pendiente del canal, luego se revisten las paredes y el fondo manteniendo el espesor. Estas cerchas luego son retiradas y los espacios que quedan se rellenan con material flexible (asfalto, corcho, etc.), comportándose como juntas de dilatación.



Figura 25. Fijación de las cerchas

Figura 26. Canal revestido con cerchas



Ventajas respecto a los encofrados:

- Tiene mayor flexibilidad y facilita el trabajo en tramos curvos y rectos
- Permite acomodar el concreto en espesores mínimos 5 cm o 2 pulgadas, por tanto, se reduce la cantidad de materiales que conforman el concreto (cemento, arena y piedra). Para el método de los encofrados se necesita un espesor mínimo de 10 cm para acomodar el concreto
- Reduce la cantidad de madera en aproximadamente 80 %
- Reduce al 50 % el uso de materiales para la colocación de las juntas de dilatación (asfalto, arena)
- Elimina la tarea de encofrar y desencofrar
- El acabado de las paredes y la solera (pulido o frotachado) se hace el mismo día, casi de inmediato
- El rendimiento de mano de obra es mayor, aproximadamente en 20 %
- La reducción de los distintos materiales (cemento, piedra, arena, madera y otros) representa un menor costo por transporte y reduce los esfuerzos para su consecución, especialmente en lugares de difícil acceso

> 3.1.6. Pérdida por filtración y elección de tipo de canal

Por lo general, es necesario examinar el suelo a lo largo de la ruta del canal proyectado. Si el suelo es muy arenoso, puede que sea necesario revestir o sellar el canal para evitar la pérdida de agua por filtración.

Es posible realizar una prueba de permeabilidad del suelo con la técnica ilustrada en la **figura 27**. Se prepara un cilindro de unos 300 mm de diámetro usando cualquier plancha de metal disponible. Luego, se hunde el cilindro en el piso y se llena con agua hasta un nivel claramente indicado. El nivel debe reducirse por filtración a medida que el tiempo va transcurriendo.



Cada día o cada hora hay que llenar nuevamente el cilindro con un frasco graduado a fin de registrar la cantidad exacta añadida. Varios de estos cilindros pueden ser colocados a lo largo del canal y los registros tomados han de proporcionar un estimado de la permeabilidad del suelo. La **tabla 19** muestra la relación entre el tipo de suelo y su grado de permeabilidad.

Tipo de suelo	Tasa de filtración básica (mm/h)	Pérdidas por filtración (m³) por millón de m² de superficie mojada (1)
Arena	30 +	5.2 - 6.4
Greda de arena	20 - 30	3.5 - 5.2
Greda de sedimento	10 - 20	2.5 - 3.5
Greda de arcilla	5 - 10	1.5 - 2.5
Arcilla	1 - 5	0.5 - 1.5

Asimismo, esta prueba proporcionará una medición directa de la pérdida de agua en caso que se decida utilizar un canal sin revestimiento o sellado. Para emplear la tabla es importante que la tasa de filtración observada en el cilindro se mantenga estable durante el tiempo que se hagan las mediciones, ya que habrán efectos transitorios mientras se vuelve a llenar. El volver a llenar lentamente los cilindros hará que se superen estos efectos.

Para calcular el caudal de filtración (Q), es necesario hallar el tamaño del canal a través del factor (1) de la **tabla 19** y el valor del perímetro mojado.

Es más económico construir canales sin revestimiento, pues estos no requieren mucha mano de obra ni el transporte de materiales hasta el lugar. No obstante, solo luego de una adecuada evaluación de la ruta se podrá determinar si se requiere un canal revestido o no. Es necesario hacer una evaluación cuando:

- El terreno es excesivamente poroso
- El terreno rocoso impide excavar
- El terreno es escarpado y el suelo inestable

Sería ideal realizar una evaluación completa de la ruta del canal pero ello puede resultar costoso. Es muy útil inspeccionar otros canales existentes en el área y consultar a agricultores de la zona que tengan experiencia en trabajo con canales de irrigación.

Si la ruta pasa por un suelo arenoso en donde la filtración es excesiva, se puede utilizar un tramo de tubería o una sección de canal revestido. Si el suelo está inundado, el área puede ser drenada utilizando drenajes de contorno o revestidos con una tubería que atraviese la zona. Si hubieren rocas que obstruyen la ruta, estas pueden ser removidas o bien la ruta desviada. También es posible usar explosivos para fracturarlas, pero ello puede ocasionar demoras imprevistas y elevar los costos.

Una razón para decidirse por revestir secciones de canal es la posibilidad de que la pared del canal colapse y que el agua se pierda por completo. A veces sucede esto cuando alguien hace una pequeña toma para usar parte del agua del canal. Al revestir las secciones se evita el peligro de que se produzcan serios daños en la pared del canal a causa de la erosión y cuando hay incrementos de caudal. Estos riesgos existen especialmente cuando se ha levantado el suelo para mantener la pendiente del canal a través del terreno ondulado. En este caso se recomienda una sección de canal revestido.

Los canales revestidos permiten que el agua sea transportada a una mayor velocidad, puesto que sus paredes son más resistentes a la erosión. Además, impiden la formación de turbulencias y filtraciones.

Los canales revestidos pueden ser más compactos, lo que resulta bastante útil cuando el espacio es limitado. Es necesario recordar que en el caso de canales no revestidos hay tres desventajas asociadas a la conducción de agua a poca velocidad:

- Riesgo de crecimientos de plantas
- Riesgo de que los sedimentos se asienten
- Mientras más grande sea el canal, más espacio habrá que usar

Una característica de los canales abiertos es su vulnerabilidad frente a derrumbes y escurrimientos del agua de lluvias a lo largo de su recorrido. El costo para protegerlos de estas eventualidades, así como los consecuentes gastos de reparación debe ser incluido en el cálculo general del presupuesto del canal.

Puede darse el caso de que el uso de una tubería de baja presión para transportar agua en vez de un canal abierto resulte más caro, pero a largo plazo será la operación más económica porque se ahorra en protección y mantenimiento. El empleo de una tubería de baja presión ahorra también gastos en mano de obra durante su construcción. Donde el terreno es pantanoso y los cauces de quebradas constituyen un problema agudo, el uso de una tubería semejante podrá evitar los gastos de construcción de un acueducto.

No obstante, es frecuente que el costo de una tubería exceda largamente el costo de un canal abierto. Además, la tubería tiene una serie de desventajas frente a un canal abierto: el acceso a su interior es bastante más trabajoso, si no es diseñada para una velocidad lo suficientemente alta, habrá sedimentación interna y será difícil detectarla y corregirla, ya que los orificios de entrada tienden a obstruirse. Estas últimas consideraciones pueden salvarse si cada cierto tramo de tubería (50 m) se construyen cajas de concreto que sirvan para inspección y limpieza.



Figura 29. Canal de mampostería de piedra



Figura 30. Canal de tubería



Figura 31. Canal de concreto empotrado en talud



a. Cruces de canal

En el caso de que existan torrentes pequeños o arroyos que crucen el trayecto del canal, hay que tomar todas las medidas para protegerlos. Nuevamente, la regla de oro es tener en cuenta las avenidas. Durante una tormenta, un arroyo se convierte en un torrente capaz de arrasar fácilmente el canal.

Por lo general, colocar una alcantarilla o un desagüe pequeño que haga correr el arrollo por debajo del canal no es tomar una protección adecuada. Estos tienden a bloquearse justo cuando más son necesarios. A largo plazo es más económico construir un cruce completo.

Figura 32. Pase de canal en quebrada



Figura 33. Pase de canal en arroyo



Ejercicio: calcular las dimensiones de un canal, si contamos con la siguiente información:

- Caudal a transportar: 130 litros/segundo
- Pendiente del canal: 3 por 1 000
- Longitud L1 = 250 m
- Tipo de suelo para L1 = arena no revestida
- Longitud L2 = 200 m
- Tipo de suelo para L2 = concreto

Ejercicio: calcular las dimensiones de un canal, teniendo la siguiente información:

- Caudal de diseño: 100 litros/segundo
- Cota de bocatoma: 1 250 msnm
- Cota en cámara de carga: 1 247.50 msnm
- Longitud del canal: 500 m
- Tipo de suelo predominante: arcilla

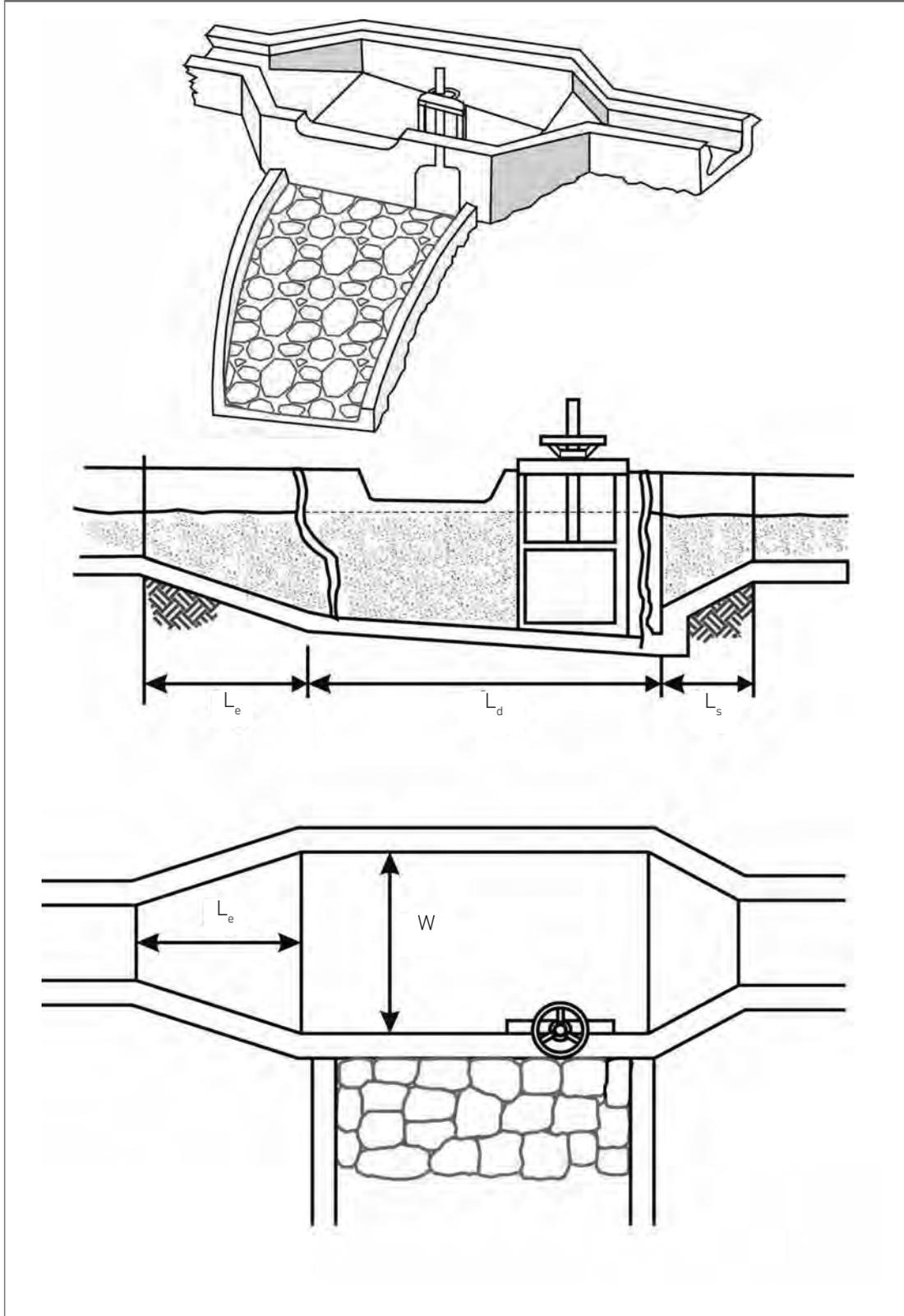
▪ 3.2. Desarenadores

El agua captada del río a través de la bocatoma y conducida por el canal de conducción transporta pequeñas partículas de materia sólida en suspensión compuesta de materiales abrasivos (como arena), que ocasionan el rápido desgaste de los álabes de la turbina y también el material de la tubería de presión por efecto de la fricción. Para eliminar este material se usan los desarenadores. En ellos la velocidad del agua es reducida con el objeto de que las partículas de arena o piedras se asienten en el fondo, de donde podrán ser removidas oportunamente. Es necesario que el sedimento se asiente tanto al inicio del canal como en la entrada del agua a la tubería o cámara de carga. En resumen, el desarenador cumple la función de sedimentar las partículas que lleva el agua en suspensión en el canal de conducción.

La **figura 34** muestra un diseño simple de un desarenador al inicio del canal y la **figura 35** muestra el ingreso a la cámara de carga. Ambos depósitos deben cumplir estos cinco principios importantes:

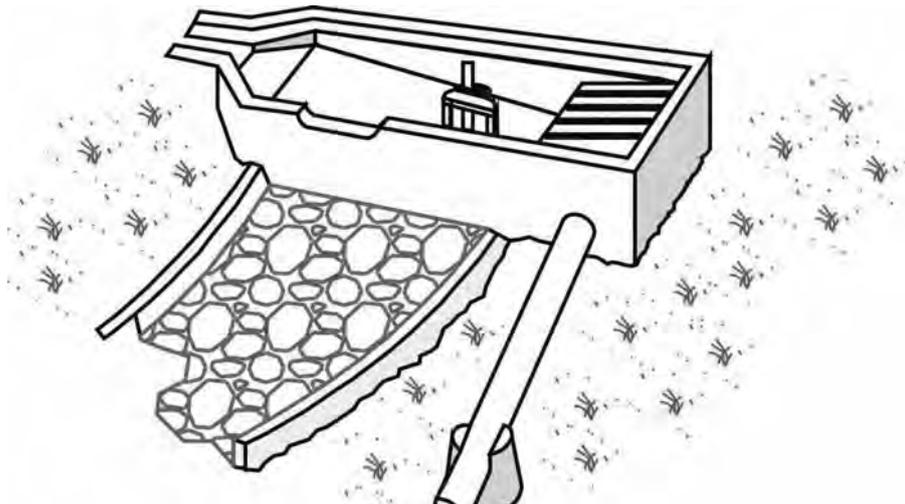
- Deben tener una longitud y un ancho adecuados para que los sedimentos se depositen sin ser demasiados voluminosos o caros
- Deben permitir una fácil eliminación de los depósitos
- La eliminación de sedimentos a través de la compuerta debe hacerse cuidadosamente para evitar la erosión del suelo que rodea y soporta la base de la tubería y del depósito. Es mejor construir una superficie revestida (mampostería de piedra o concreto) similar al canal de desagüe del aliviadero
- Se debe impedir la turbulencia del agua causada por cambios de área o recodos que harían que los sedimentos pasen hacia la tubería de presión
- Tener capacidad suficiente para permitir la acumulación de sedimentos

Figura 34. Esquema de un desarenador al inicio del canal

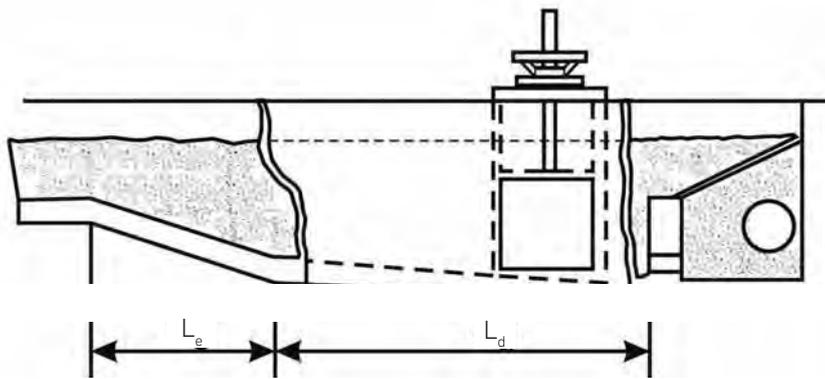


Los diseños mostrados no son necesariamente los más adecuados para los propósitos del lector. Existen muchas otras variaciones las que, sin embargo, deberán cumplir siempre con los cinco principios señalados.

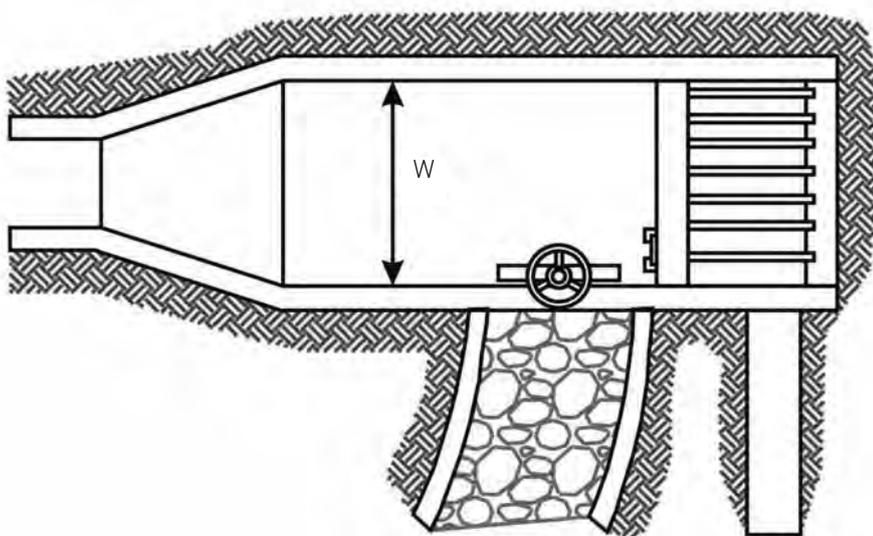
Figura 35. Esquema de un desarenador llegando a la cámara



Obsérvese que el desagüe empedrado está fuera de los soportes de la tubería



Vista lateral



Vista de planta

> 3.2.1. Ancho y longitud del desarenador

La longitud total del desarenador se divide en tres partes: entrada (L_e), decantación (L_d) y salida (L_s). La parte central es el área de decantación. La longitud de decantación (L_d) y el ancho (W) aparecen en la **figura 35**.

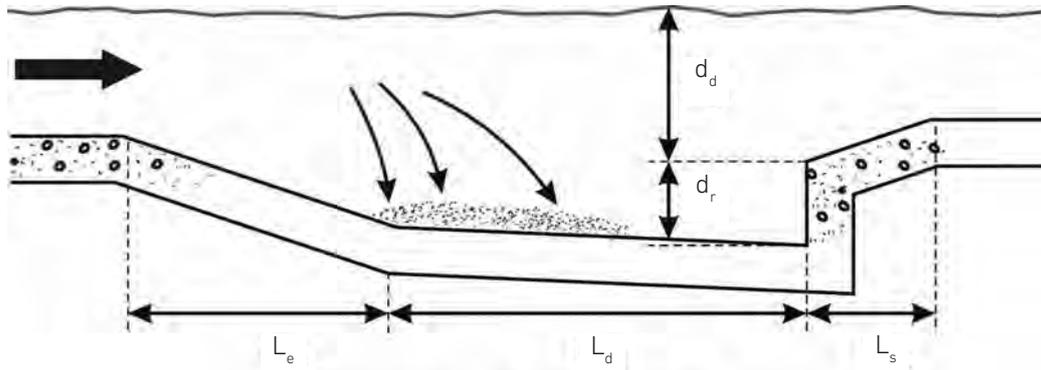
La profundidad del desarenador se divide en dos partes: decantación (d_d) y de recolección (d_r). Es muy importante que el ingeniero proyectista sepa distinguir entre estas dos profundidades, ya que el desarenador funcionará correctamente solo si no se permite que la sedimentación que se va formando exceda el borde del área de recolección que se encuentra en el límite superior de la zona de recolección (d_r).

La velocidad horizontal del agua (V_h) será baja, puesto que la zona de decantación del desarenador tiene una gran sección transversal (A). En el diseño del desarenador deberá tenerse cuidado en tomar una velocidad baja. Se recomienda un valor de 0.2 m/s en la mayoría de los casos, pero también pueden adoptarse valores más altos, hasta 0.5 m/s. Para el caso de los valores de la profundidad (d_d), estos no deberán ser mayores a 1 m para fines de diseño. Otra razón práctica para ello es que el drenaje de la sedimentación del desarenador puede ser difícil de realizar si este es muy profundo.

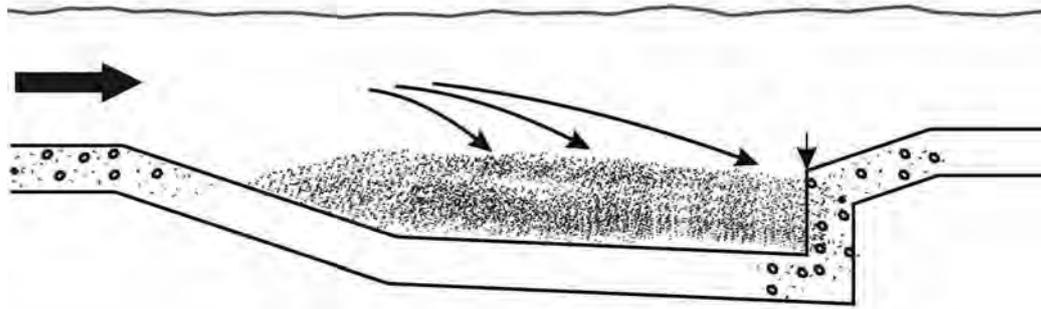
La **figura 36** muestra la trayectoria seguida por las partículas de arena. Inicialmente, al estar el desarenador limpio de depósitos, la velocidad de agua tendrá valores menores que la velocidad calculada. Cuando el tanque recolector está lleno, la velocidad del agua será mayor y las partículas viajarán hacia adelante del desarenador. La velocidad con que las partículas caen depende de su tamaño, forma, densidad y del grado de turbulencia del agua.

Cuando el flujo de agua no es turbulento, la velocidad de decantación V_d (vertical) de partículas pequeñas es conocida. En la mayoría de las microcentrales hidráulicas es suficiente eliminar partículas que tengan más de 0.3 mm de diámetro, que tienen velocidades de decantación mayores de 0.03 m/s. El desarenador debe ser lo suficientemente largo como para permitir que se decanten las partículas más livianas cuando la zona de decantación esté llena, tal como se muestra en la **figura 36**.

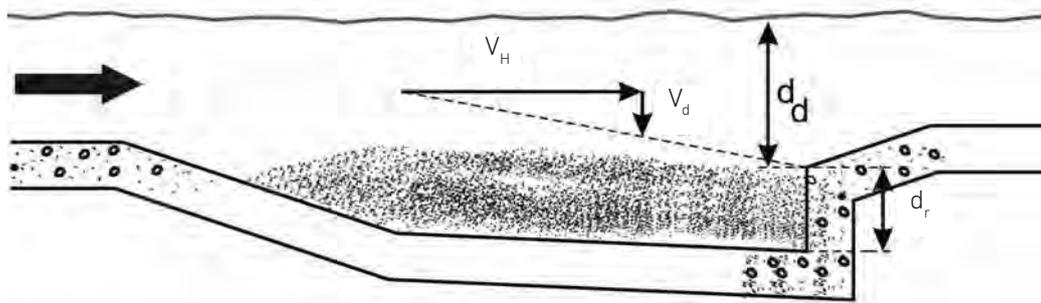
Figura 36. Trayectoria de las partículas en un desarenador



Desarenador sin depósitos (V_H baja)



Desarenador con depósitos (V_H de diseño)



Trayectoria de las partículas

> 3.2.2. Tanque colector del desarenador

El contenido de materia en suspensión en la sección de un río varía de acuerdo a la estación y al tipo de terreno aguas arriba. La variación a lo largo del año puede ser muy grande. La avenida estacional ocasiona altas velocidades y turbulencias que aumentan la carga de sedimentación de manera impresionante. Los desarenadores deben estar diseñados para trabajar durante periodos de gran turbidez. La turbidez se expresa como peso de sedimento transportado por metro cúbico de agua.

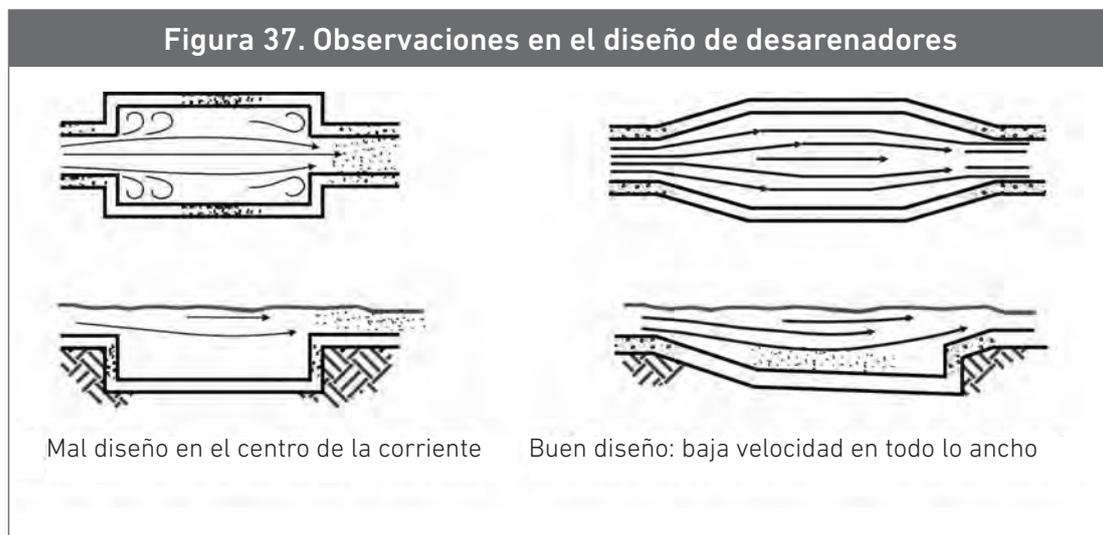
Un método simple para medir la turbidez es llenar un balde con agua del torrente unas 20 veces (a diferentes profundidades), dejándola reposar hasta que el sedimento se asiente. Luego, se separa y pesa la materia sólida, registrando después el volumen de agua procesada. Este es un método poco exacto, pero sirve para tener una idea de la turbidez del agua.

Conversar al respecto con los habitantes del lugar será de gran ayuda, así como tomar muestras de los canales de irrigación cercanos si los hubiera. Si otros sistemas hidráulicos funcionan cerca, es importante preguntar a los operadores sobre la frecuencia con que desarenan los depósitos. Así pues, el trabajo de diseño puede basarse en la observación del diseño y del funcionamiento de instalaciones ya existentes. Asimismo, se deberán hacer pruebas sobre el contenido de sedimento del agua de descarga de las turbinas. Esto se logra fácilmente, llenando un frasco graduado con el agua de descarga y esperando que se asiente el contenido del sedimento.

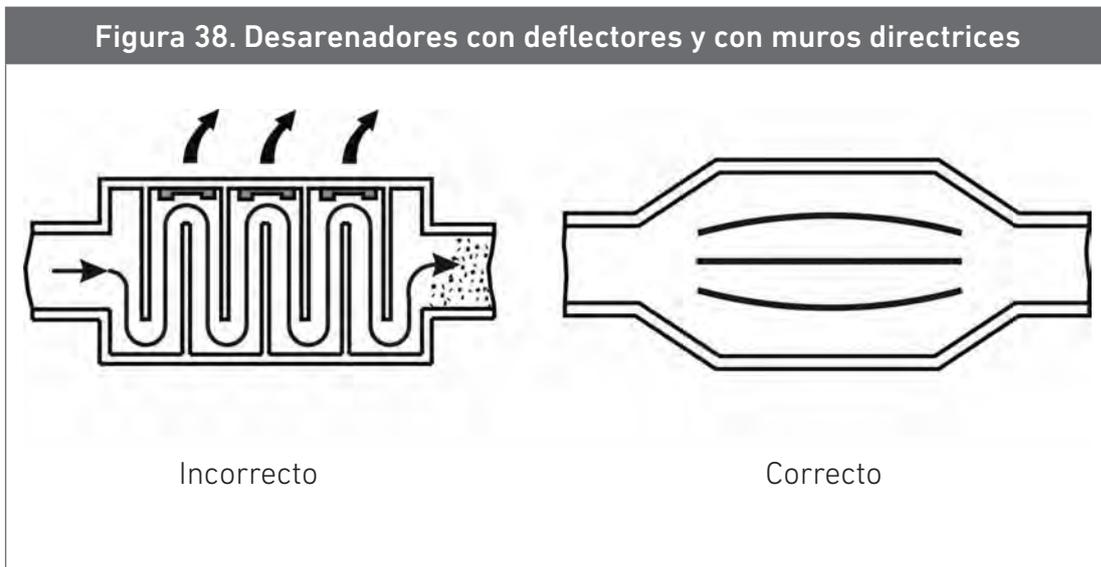
> 3.2.3. Tendencia al desplazamiento y turbulencia

En el diseño de los desarenadores hay que evitar dos cosas: la turbulencia y la tendencia al desplazamiento. La **figura 37** muestra un diseño incorrecto que posibilita ambas cosas.

Es importante evitar la turbulencia porque agita el sedimento, manteniéndolo en suspensión. La tendencia al desplazamiento de los depósitos es la capacidad que tiene el agua de moverse rápidamente desde la entrada hasta la salida, transportando consigo una cantidad de sedimento. La **figura 37** muestra las secciones de entrada y salida necesarias.



En general, resulta complicado construir desarenadores y la tentación es reducir su tamaño mediante la incorporación de deflectores. La **figura 38** muestra un diseño incorrecto de un desarenador con deflectores. Hay que tomar las precauciones del caso para evitar que surjan nuevos problemas.



Por ejemplo, si los deflectores son colocados a poca distancia entre sí, el área transversal del flujo será pequeña lo que ocasionará altas velocidades, impidiendo que el sedimento se asiente. Las curvas pronunciadas crean turbulencia y por lo tanto, la ulterior suspensión de partículas, pudiendo también estimular tendencias al desplazamiento del sedimento. Asimismo, a los tanques con deflectores frecuentemente les resulta difícil desfogar los depósitos de sedimento. No obstante, si son diseñados con cuidado, pueden resultar efectivos y más compactos que los depósitos normales.

> 3.2.4. Diseño de un desarenador

El diseño comprende el cálculo de la longitud de decantación y el ancho correspondiente. Los demás componentes son asumidos por criterio y de acuerdo al comportamiento del flujo de agua.

A continuación se presentan las fórmulas para efectuar el cálculo correspondiente:

$$L_d = \frac{V_h}{V_d} \cdot d_d \cdot f$$

$$Q = A \cdot V_h$$

$$A = W \cdot D_d$$

$$L_d = \left(\frac{Q}{W \cdot V_d} \right) \cdot f$$

Donde: L_d = longitud de decantación V_h = velocidad horizontal del agua V_d = velocidad de decantación

A = área de la sección transversal

 D_d = profundidad de decantación

W = ancho del desarenador

f = factor de seguridad

Consideraciones para el diseño:

$$0.2 \leq V_h \leq 0.4$$

$$2 \leq f \leq 3$$

$$L_e = L_s = 1.5W$$

Donde: L_e = longitud de entrada V_s = longitud de salida**Tabla 20. Velocidad de decantación de partículas de arena**

Tamaño de partículas (mm)	Vd (m/s)
0.1	0.01
0.3	0.03
0.5	0.05
1.0	0.10

Ejercicio: calcular el ancho y longitud de un desarenador para partículas de 0.3 mm de diámetro, teniendo los siguientes datos:

$$Q = 140 \text{ litros/s}$$

$$f = 2.5$$

$$D_d = 0.5 \text{ m}$$

Considerar 2 valores para V_h (0.2 y 0.4 m/s).

Ejercicio: calcular la longitud y profundidad de decantación de un desarenador (para partículas de 0.5 mm de diámetro), teniendo los siguientes datos:

$$Q = 120 \text{ litros/s}$$

$$f = 2$$

$$W = 1.5 \text{ m}$$

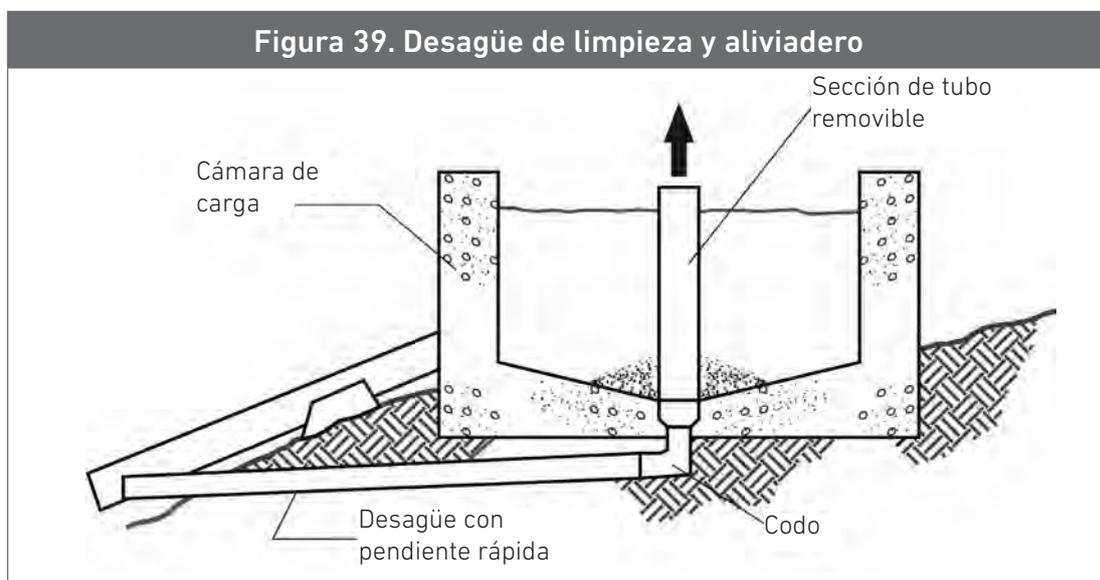
$$V_h = 0.2 \text{ m/s}$$

> 3.2.5. Limpieza de desarenadores y corte del agua

Por lo general la limpieza es un proceso bastante tedioso: se abre la compuerta y el sedimento es removido con palas a lo largo del piso del depósito con el fin de dirigirlo a través de la compuerta hacia un canal de limpia ubicado adyacente al desarenador. El piso del depósito debe estar ligeramente inclinado para facilitar esta operación.

Durante la limpieza manual, la compuerta de control de la bocatoma debe estar cerrada, a fin de parar la turbina. El vaciado debe realizarse en periodos en los que no se necesite la energía de la turbina.

Se pueden diseñar algunos dispositivos de limpieza semiautomáticos a fin de evitar el excesivo trabajo manual y los cortes de energía. Una posibilidad es el reemplazo de una compuerta de apertura lenta por un tubo de desagüe de limpieza, tal como se aprecia en la **figura 39**.



Obsérvese que el tubo también actúa como aliviadero. Para evitar los cortes de energía se puede emplear un canal auxiliar (**bypass**), que permite el paso de sedimentos (durante el vaciado), que se decantarán en el desarenador o en un segundo depósito ubicado en el canal auxiliar. La primera opción es más económica y conveniente. El vaciado del desarenador no debe ser tan frecuente y hay que tratar de realizarlo cuando se producen cortes de energía por otras razones.

> 3.2.6. Secciones de ingreso del desarenador

La longitud de entrada y salida (L_e y L_s) debe ser 1.5 veces el ancho de la zona de decantación si es que se quiere evitar la turbulencia en el agua.

Figura 40. Desarenador al inicio del canal



Figura 41. Desarenador a la entrada de la cámara



CÁMARA DE CARGA Y TUBERÍA DE PRESIÓN

▪ 4.1. Cámaras de carga

Las cámaras de carga se aplican a sistemas hidroeléctricos como estructuras de transición entre el canal de aducción y la tubería de presión. Estos tanques tienen limitadas condiciones de regulación, debido fundamentalmente a los caudales que se utilizan en las turbinas, lo que no permite aprovechar el volumen de este tanque para el almacenamiento de agua, aunque es posible que se presenten casos de tanques de carga que trabajen como reguladores horarios, como es el caso de los sistemas que utilizan picoturbinas.

La cámara de carga cumple funciones de amortiguación para evitar sobrepresiones en la conducción forzada, esta última generalmente es de acero soldado, polietileno de alta densidad, hormigón o PVC, y se empalma con la casa de máquinas, desarrollándose en una pendiente. El volumen de agua en el tanque sirve para amortiguar las ondas de presión (golpe de ariete) causadas por el cierre brusco de las turbinas, restableciendo rápidamente la estabilidad.

En caso de mantenimiento o reparación de las turbinas, se desvía el flujo de agua a través de un vertedero de descarga lateral con capacidad para verter el caudal de entrada por el canal de conducción.

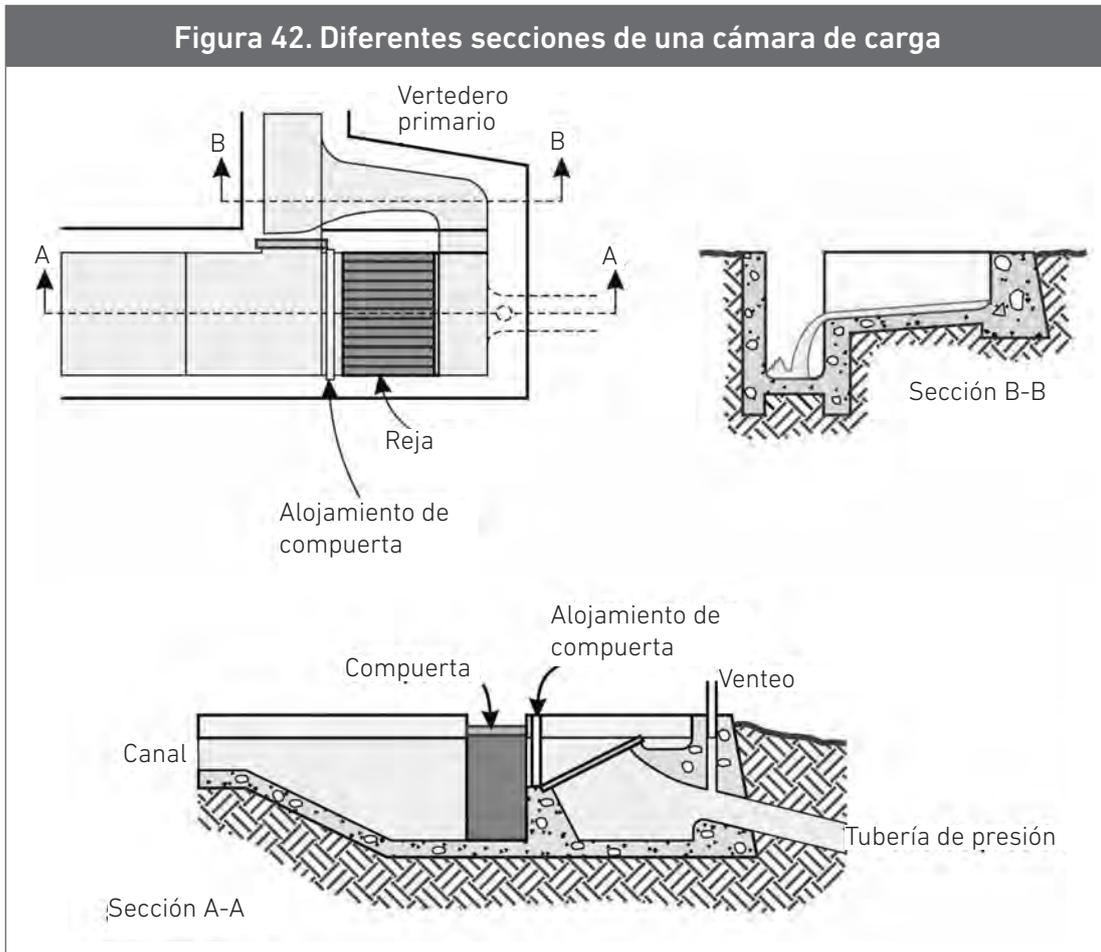
Además, la cámara de carga es necesaria para aquietar el agua y puede tener incorporados elementos para permitir la decantación de arenas y partículas sólidas. En dicho caso, la cámara de carga debe tener las dimensiones adecuadas para cumplir esta función y estará constituida de hormigón o en mampostería de piedra.

Como la reja se localiza debajo de la superficie del agua, la mayor parte de los arrastres (hojas, ramas, etc.) superficiales no son capturados por esta. El vertedero se coloca estratégicamente, de modo que el exceso de agua que se desborda continuamente arrastra estos elementos flotantes de la cámara de carga.

Todas estas funciones deben tomarse en cuenta en el diseño, logrando geometrías que permitan el paso del agua con un escurrimiento que desarrolle velocidades que se incrementarán gradualmente hacia la tubería, en lo posible sin perturbaciones superficiales, choques contra las paredes y cambios bruscos de dirección.

Una cámara de carga tiene cuatro vías de movimiento de fluido (**ver figura 42**). La primera es la acometida por donde ingresa el canal que trae el agua desde la toma. La segunda es un vertedero o tubo para eliminar los excedentes de caudal que no serán turbinados. La tercera es un descargador de fondo que permitirá el vaciado y limpieza de partículas sedimentadas. La cuarta es la alimentación mediante malla de filtrado o rejillas a la tubería de presión que conduce el agua a la turbina.

Ya que es necesaria una limpieza frecuente de la reja, justo antes de esta se debe poder insertar una compuerta de madera que permita prevenir la entrada del agua en la tubería de presión cuando sea necesario. El diseño de la **figura 42** muestra una abertura (o guía) incorporada a la pared de la cámara.



Para reducir turbulencia y pérdidas, la entrada a la tubería de presión en los grandes aprovechamientos hidroeléctricos es generalmente acampanada. Sin embargo, para muchos microaprovechamientos, la entrada a la tubería de presión es simplemente una extensión del tubo dentro de la pared de la cámara de carga. Aún así, para estas configuraciones, las pérdidas producidas son por lo general mínimas.

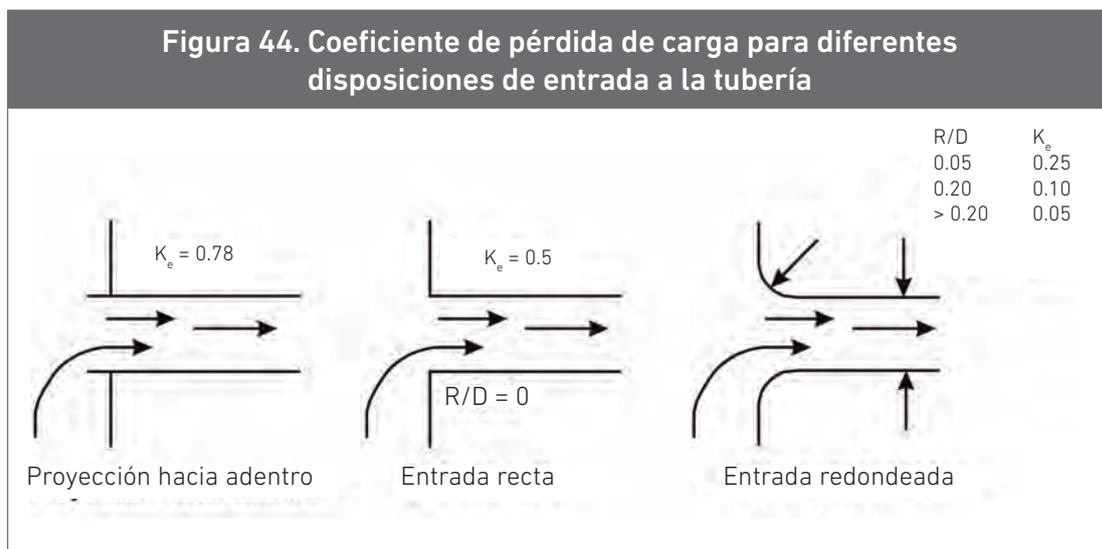
La **figura 44** ilustra el coeficiente de pérdida de carga (k_e) asociado con diversas disposiciones de entrada a la tubería. La pérdida de carga real se encuentra aplicando la siguiente ecuación:

$$\Delta J_e = k_e \frac{V^2}{2g}$$

Donde:

V = velocidad en la tubería de presión

Incorporando un acampanado apropiado se consigue reducir considerablemente las pérdidas de carga en la entrada. Incluso para velocidades tubería de presión superiores a 2 m/s, estas pérdidas ascienden a solo 0.1 m. Por consiguiente, estas pérdidas son generalmente insignificantes y solo para sitios de muy baja altura se justifica realizar un esfuerzo para incorporar una entrada acampanada apropiada. Incluso un redondeado sobre la entrada reduce la pérdida de carga en al menos 50 %.

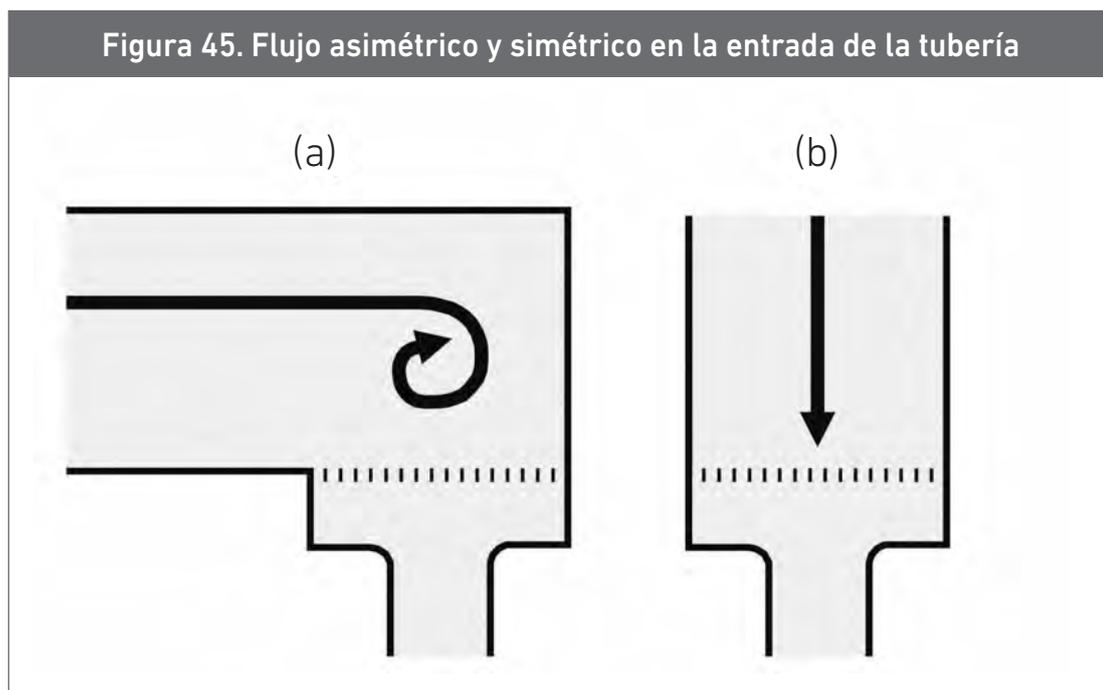


En las cámaras de carga es importante el control de la formación de vórtices en un sector cercano al ingreso a la tubería de presión. La formación de un vórtice en la entrada a la tubería de presión de vez en cuando puede causar problemas. Esto puede inducir la pérdida del rendimiento de la turbina, presencia de cavitación, pulsaciones causadas por la formación, disipación de vórtices y reducción del caudal cuando el aire sustituye la parte del agua que entra a la tubería. También puede provocar la entrada de materiales sólidos flotantes en la tubería de presión.

La mayor parte de los trabajos de investigación sobre la formación de vórtices se ha realizado sobre modelos hidráulicos de emplazamientos específico, especialmente para aprovechamientos hidroeléctricos grandes. Para los microaprovechamientos, sin embargo, el costo de tales estudios puede ser excesivo, así como las demoras asociadas a ellos. Se requieren criterios de prevención en la formación de vórtices, pero hay poca información sobre ello.

La adopción de una velocidad de diseño baja en la tubería de presión y el aumento de la profundidad de la entrada puede ayudar a prevenir la formación de vórtices.

Una entrada vertical tiene una mayor tendencia a la formación de vórtices que una horizontal. Mientras que estos parámetros son fáciles de cuantificar, la formación de vórtices también parece depender bastante de la circulación (remolinos) en el agua cuando esta se acerca a la entrada. Esta circulación está ligada principalmente a una función de la configuración del área aguas arriba de la entrada y puede estar causada por irregularidades del canal o por separación del flujo en el borde de un canal o en las paredes de la cámara de carga. El flujo que se acerca al punto de entrada asimétricamente es más propenso a la formación de vórtices que el flujo simétrico (**ver figura 45**). Por lo tanto, es importante que los flujos aguas arriba del área de admisión sean tan directos y uniformes como sea posible.



La altura mínima entre el eje de ingreso a la tubería y el nivel de agua en la cámara (**ver figura 46**) puede calcularse por medio de la siguiente expresión recomendada por algunos autores:

$$H_{\min} = C \cdot v \cdot \sqrt{D}$$

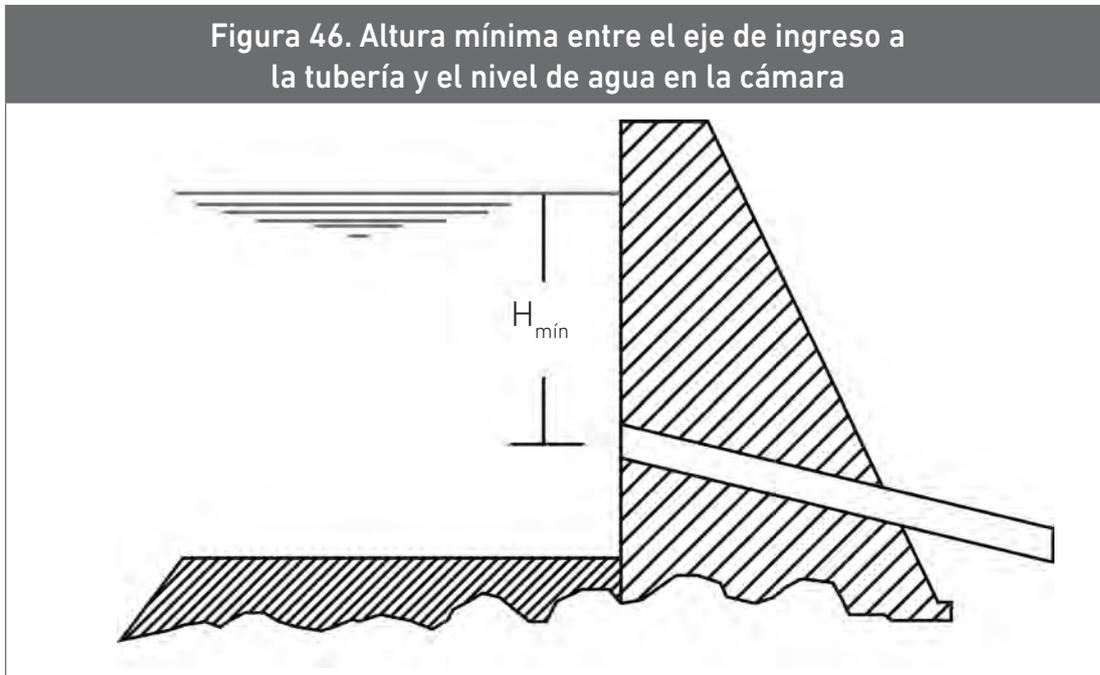
Donde:

H_{\min} = altura mínima de agua sobre el eje de la tubería (m)

v = velocidad media en la tubería de presión (m/s)

D = diámetro interno de la tubería (m)

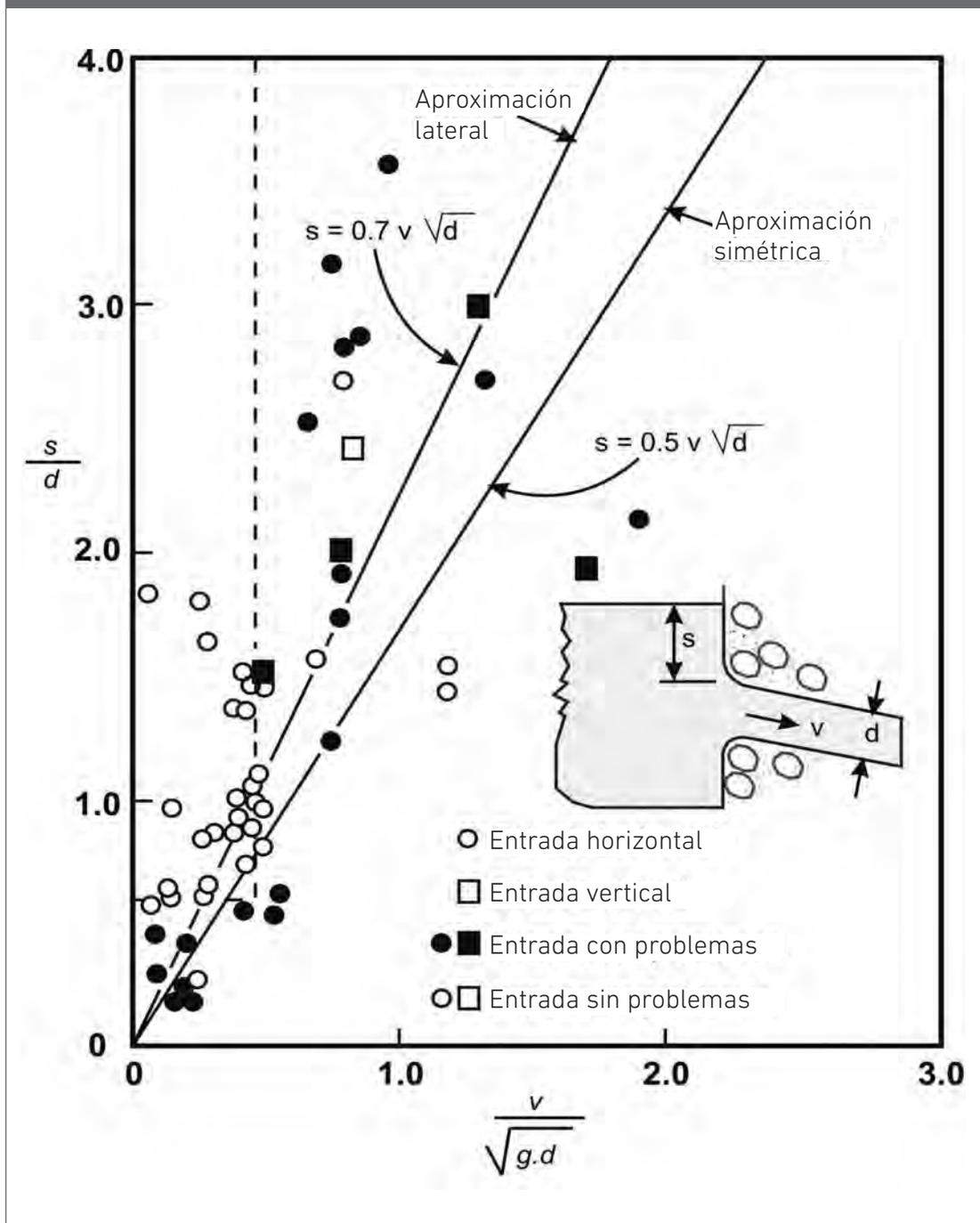
C = constante que varía según algunos autores entre 0.3 y 0.4 o 0.5 y 0.7



Diversos estudios han intentado usar datos empíricos, tanto de emplazamientos existentes como de estudios llevados a cabo mediante modelos, para generar pautas para la profundidad de admisión mínima. Aunque estos trabajos no llegan a ser concluyentes, dan luces sobre los valores de los parámetros de diseño para los cuales habrá una menor posibilidad de formación de vórtices. A partir de datos de 29 emplazamientos, un estudio obtuvo las curvas mostradas en la **figura 47** (donde s es igual a la H_{\min} indicada en la **figura 46**).

Los regímenes que se suponen sin vórtices son aquellos que se encuentran por encima de cada una de las curvas de la **figura 47**. También se incluye en la misma figura los datos obtenidos en un estudio más reciente, emprendido en el St. Anthony Falls Hydraulic Laboratory de la Universidad de Minnesota. Las dos curvas que se muestran en la figura están basadas en este estudio más completo y todavía se utilizan para el diseño de la admisión. A pesar de ello, no son suficientemente claras y adecuadas para especificar regímenes sin vórtice.

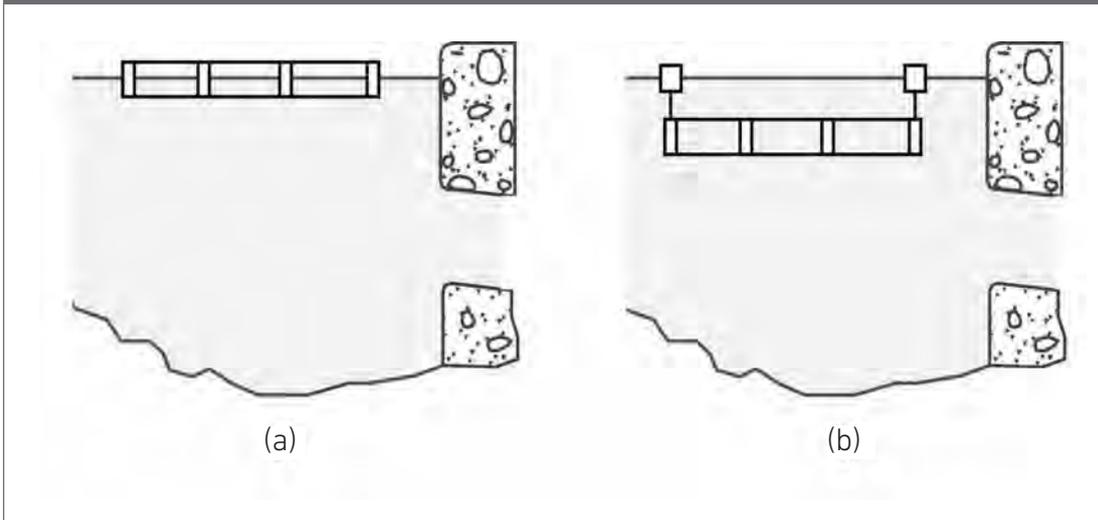
Figura 47. Valores de los parámetros para entradas con problemas y sin problemas



Uno de los remedios recomendables más simples y menos costosos para evitar la formación de vórtices es incorporar un elemento flotante a manera de rejilla de madera, que logra romper la tensión superficial por el constante choque de las láminas de agua contra los elementos de la rejilla (**ver figura 48**).

Aunque no haya un área donde exista la seguridad absoluta de que no se produzcan vórtices, el área delimitada por las líneas punteadas indica un área donde estos ocurren con menor probabilidad. Pero incluso en ella se pueden formar vórtices si las condiciones de acercamiento del agua son malas.

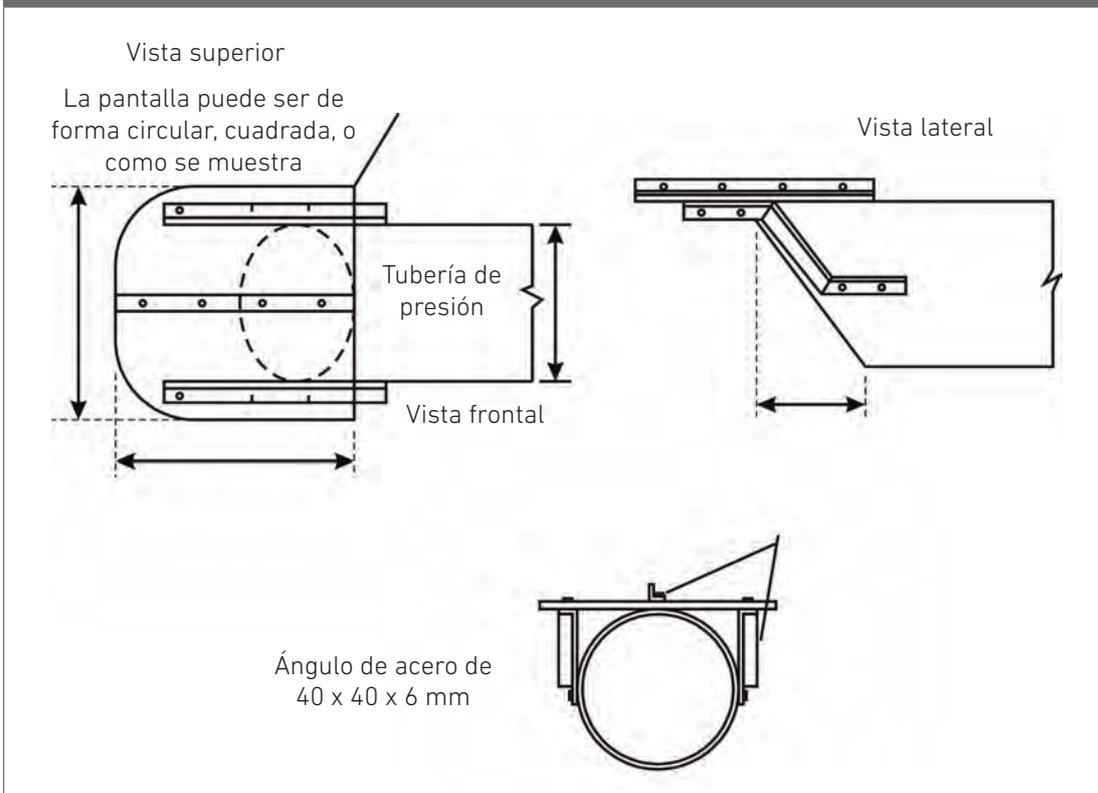
Figura 48. Elemento flotante a manera de rejilla



De acuerdo a la experiencia, es más favorable ubicar la balsa ligeramente debajo de la superficie del agua (**imagen b**), ya que así es más eficaz controlar el movimiento de arremolinamiento debajo de la balsa.

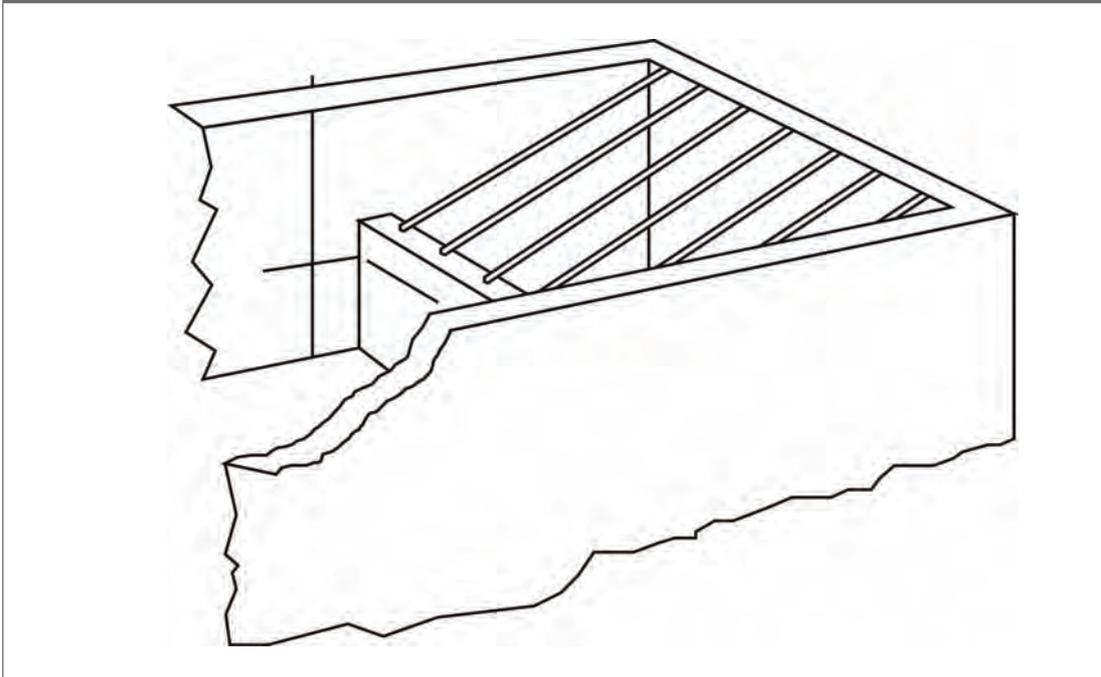
Una entrada encapuchada con una pantalla es otro de los métodos utilizados para suprimir los vórtices. La **figura 49** ilustra un diseño usado con tuberías de diámetro 150 mm o mayor.

Figura 49. Entrada encapuchada con una pantalla



Las rejas fabricadas de barras de sección rectangular, además de servir para impedir el ingreso de elementos extraños a la tubería, pueden destruir el momento angular del flujo y suprimir la formación de vórtices (**ver figura 50**).

Figura 50. Rejas fabricadas de barras de sección rectangular



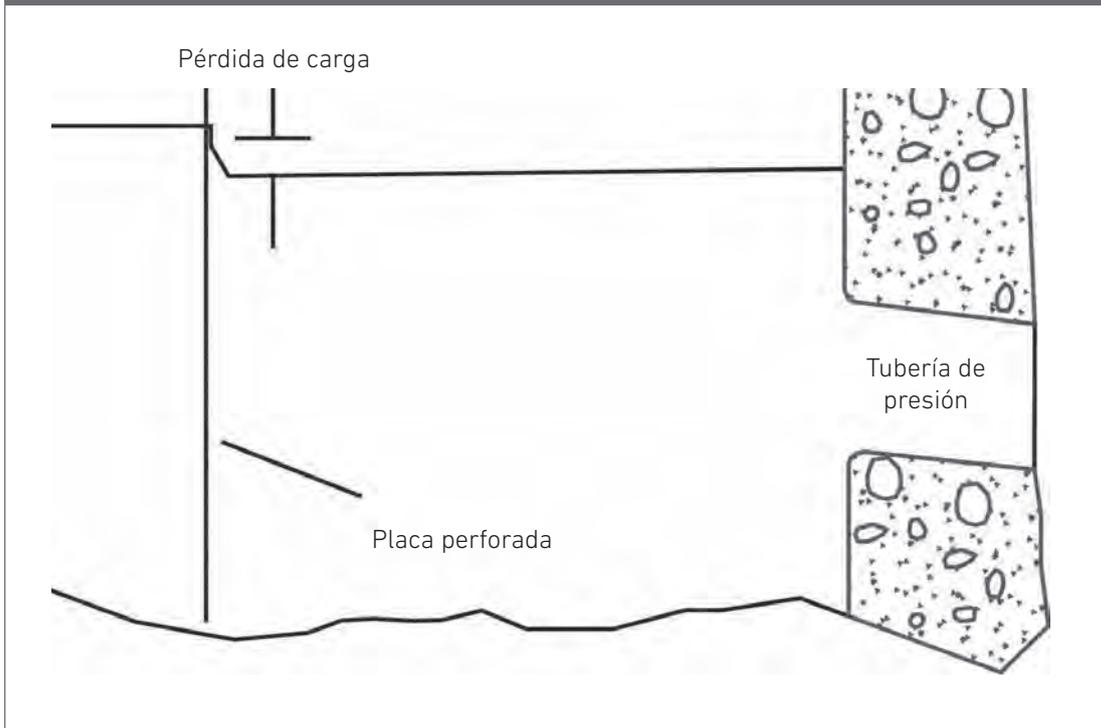
Los diseños de rejas típicos en proyectos de pequeñas centrales consisten en filas paralelas de barras de acero de 1 a 12 pulgadas. Los espacios entre barras dependerán del tipo de escombros que se presentan en el lugar y del equipamiento que debe ser protegido. En el caso de una turbina Pelton, el espacio entre barras de las rejas no debe ser mayor que la mitad del diámetro del inyector. Si se usa una válvula de aguja, no debe ser mayor que un cuarto de esta. Para el caso de una turbina tipo Francis, no debe exceder la distancia entre los álabes del rodete.

Las barras de acero rectangulares son preferibles a las redondas, ya que son menos susceptibles a obstrucciones y vibraciones. Para simplificar la limpieza manual por medio de rastrillaje, las rejas se colocan inclinadas lo más horizontalmente posible. Las rejas que son rastrilladas mecánicamente están inclinadas entre 5° y 30° con la vertical.

La mayor parte de las estructuras de las rejas se calculan para proporcionar una velocidad de acercamiento máxima de entre 0.3 y 0.6 m/s. Esta velocidad de aproximación reducida disminuye las pérdidas de carga, la recolección de escombros contra la estructura y la posibilidad de vibraciones. También proporciona una condición segura en el caso de que se introduzcan personas en la cámara de carga.

Una alternativa a las rejas puede ser colocar una placa perforada (**ver figura 51**). Según ensayos de laboratorio, la pérdida de carga de una placa perforada en el 50 % de su área suprime la formación de vórtices. La placa perforada puede no ser un método adecuado en aprovechamientos de baja altura, en los que deben minimizarse las pérdidas de carga.

Figura 51. Placa perforada



Un aspecto importante del diseño de las rejillas es la pérdida de carga causada por el enrejado. Una ecuación comúnmente usada (Wahl, 1987), relaciona la pérdida de carga con la altura de velocidad por el área de flujo neto y un coeficiente de pérdida que varía proporcionalmente al área de flujo neto y el área total del enrejado.

$$\Delta J_r = (1.45 - 0.45R - R^2) \frac{v^2}{2g}$$

Donde:

$$R_r = A_{\text{neto}} / A_{\text{total}}$$

ΔJ_r = pérdida de carga de la reja

v = velocidad a través del área neta

Esta formulación permite el uso de la ecuación sin tener en cuenta la forma de la barra y el ángulo de la reja, y permite la valoración de las pérdidas en condiciones parcialmente obstruidas. Una investigación mostró que esta ecuación da resultados más conservadores que otros datos publicados en la literatura. Las pérdidas de carga predichas por otros métodos son por lo general aproximadamente 55 % de aquellas calculadas por esta ecuación.

La siguiente ecuación, usada comúnmente, estima las pérdidas a través de rejas inclinadas (**ver figura 52**):

$$\Delta J_r = \phi \left(\frac{s}{b} \right)^{4/3} \left(\frac{v^2}{2g} \right) \text{sen} \alpha$$

Donde:

Φ = coeficiente dependiente de la forma de la barra (**ver figura 53**)

α = inclinación de la reja con respecto a la horizontal

v = velocidad de aproximación

s = espesor de la barra

b = espacio entre barras

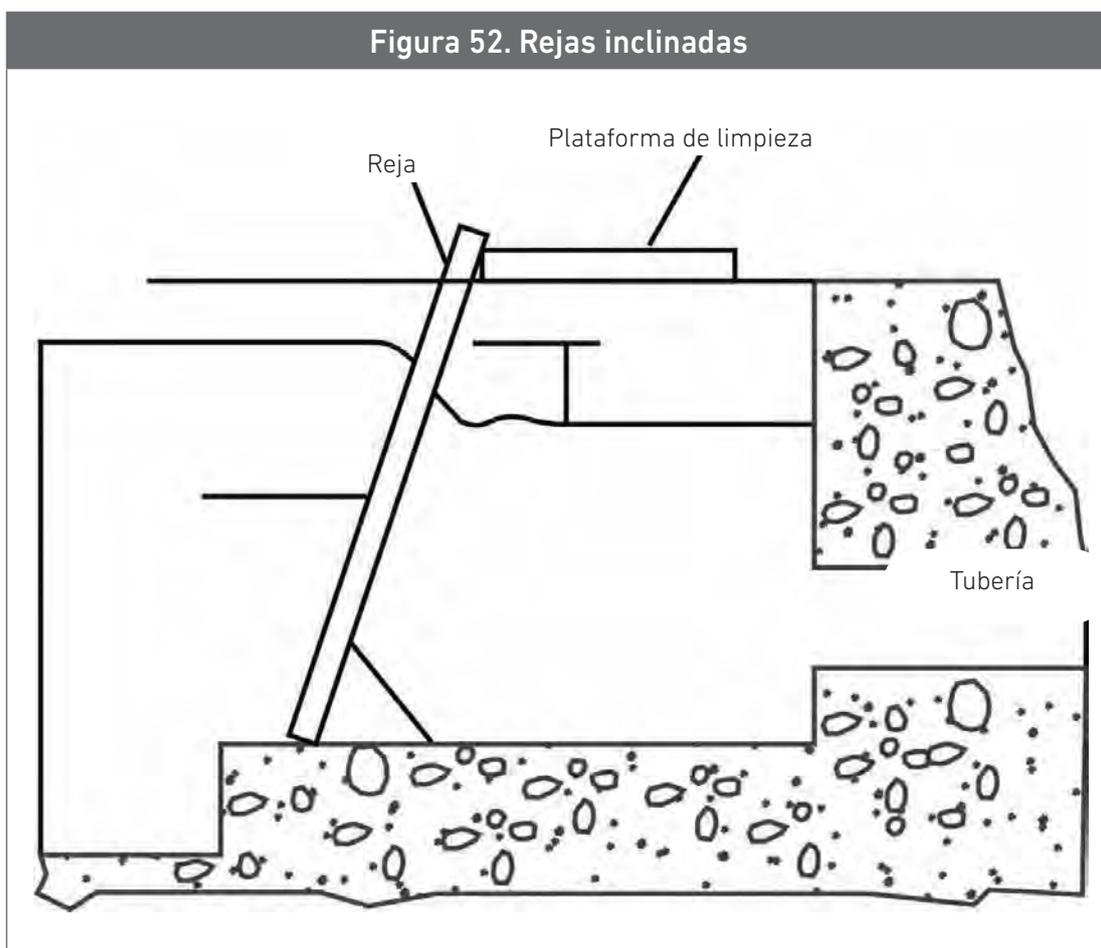
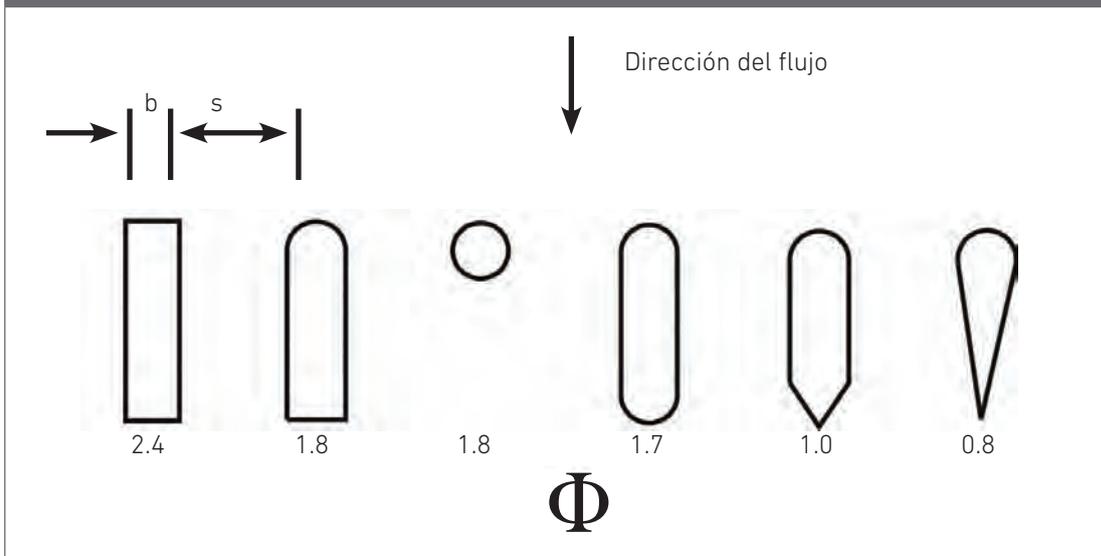


Figura 53. Coeficiente dependiente de la forma de la barra



Esta ecuación expresa que las pérdidas de carga se reducen a cero para una reja horizontal. Sin embargo, pruebas realizadas por Yeh y Shrestha en pantallas de alambre soldadas mostraron que las pérdidas de carga alcanzan un valor mínimo en inclinaciones de aproximadamente 30° con respecto a la horizontal.

La presencia de la reja produce una contracción de la vena líquida, por lo que se reduce el caudal que la atraviesa, por lo tanto la sección S de reja necesaria será:

$$S = \frac{Q}{\mu \cdot v}$$

Donde:

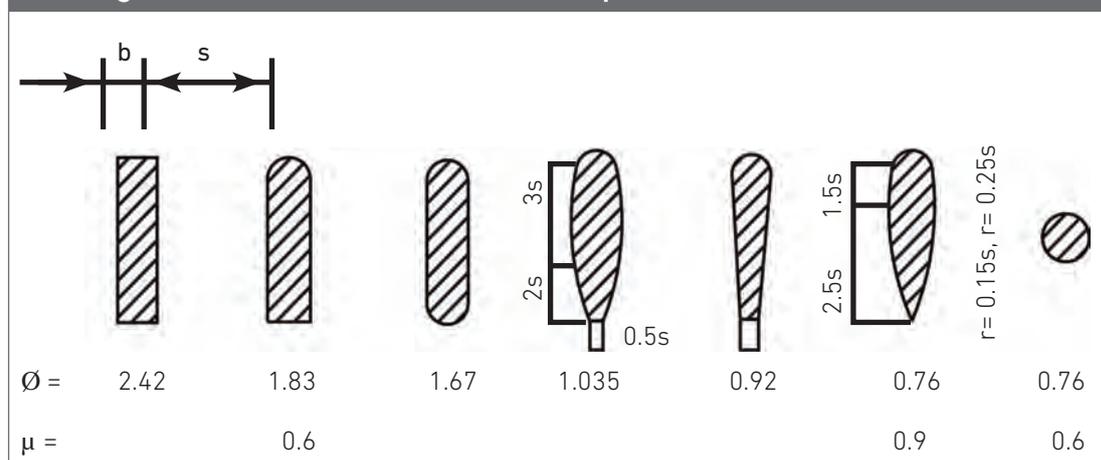
μ = coeficiente de contracción dependiente de la forma de la barra (ver figura 54)

v = velocidad de aproximación (m/s)

S = sección necesaria (m²)

Q = caudal necesario (m³/s)

Figura 54. Coeficiente de contracción dependiente de la forma de la barra

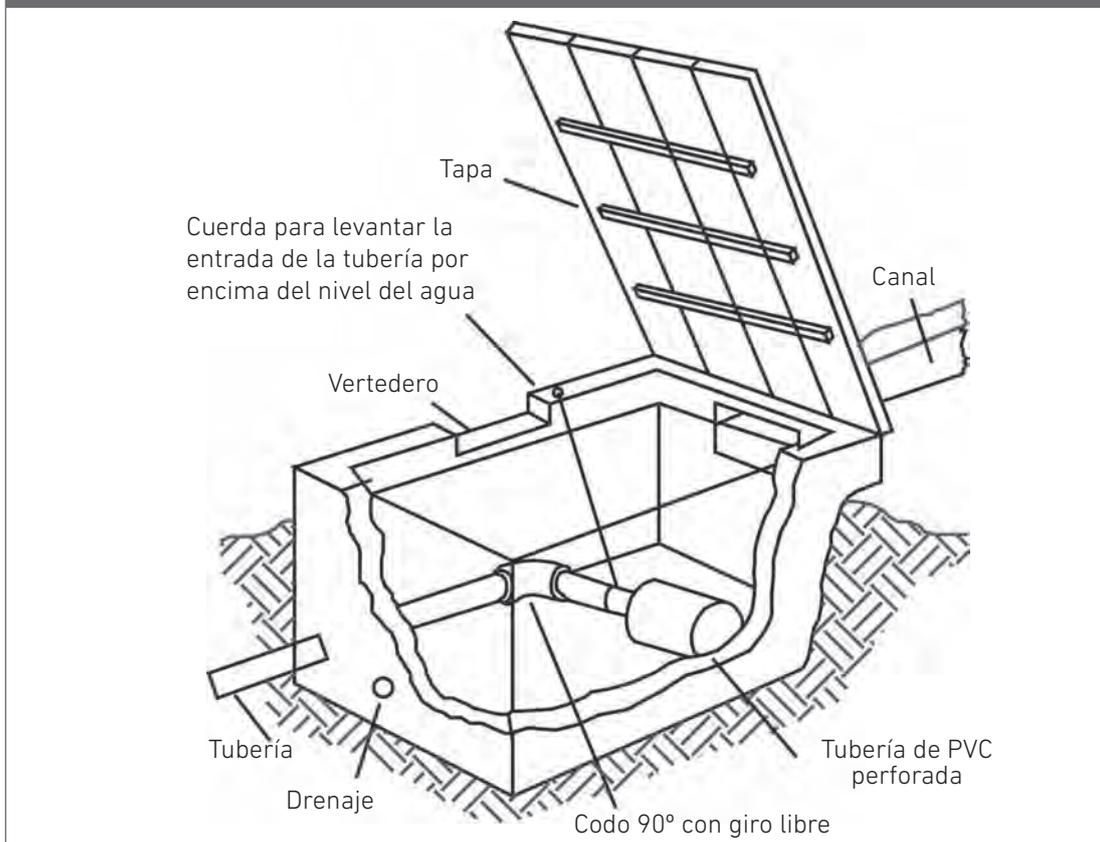


Se puede quitar la reja y extraer los residuos (dos rejillas utilizadas juntas aseguran que una esté siempre en su lugar) o emplear un rastrillo hecho especialmente para esta tarea. Los dientes del rastrillo deben estar lo suficientemente espaciados como para pasar por el espacio entre las barras y el mango debe ser lo bastante largo como para permitir el rastrillaje completo de las rejillas. La mejor forma de colocarlas es en un ángulo entre 60° y 80° con respecto a la horizontal, a fin de lograr un buen rastrillaje, pero también para permitir que la gravedad y el movimiento los mantengan limpios.

En la **figura 55**, se muestra un diseño simple que incorpora todos los componentes básicos que requiere una cámara de carga. En lugar de una válvula a la salida de la cámara de carga, se coloca un codo de PVC a 90° que puede girar libremente en la entrada de la tubería. Se puede interrumpir el caudal simplemente haciendo pivotar el extremo oscilante de la tubería y dejándola fuera del agua. Como se muestra en la **figura**, el desagüe se usa principalmente para drenar la cámara y, según su tamaño y posición, se puede usar para limpiar cualquier sedimento; de otra manera, este sedimento tendrá que ser removido por medio de una pala. Además, se puede cubrir la cámara porque es pequeña. Esto impide que caigan residuos dentro y, lo que es más importante, reduce posibilidades de accidentes.

El área total por la que entra el flujo debe ser bastante grande como para mantener la caída de presión dentro de límites aceptables, aún si estuviera parcialmente obstruida.

Figura 55. Diseño simple que incorpora todos los componentes básicos que requiere una cámara de carga



Como se dijo, por lo general el tubo es de PVC pero también puede utilizarse un tubo metálico perforado con una serie de ranuras con una tapa en su extremo. La longitud L (m) del tubo requerido es:

$$L = \frac{Q}{A_0 \cdot v}$$

Donde:

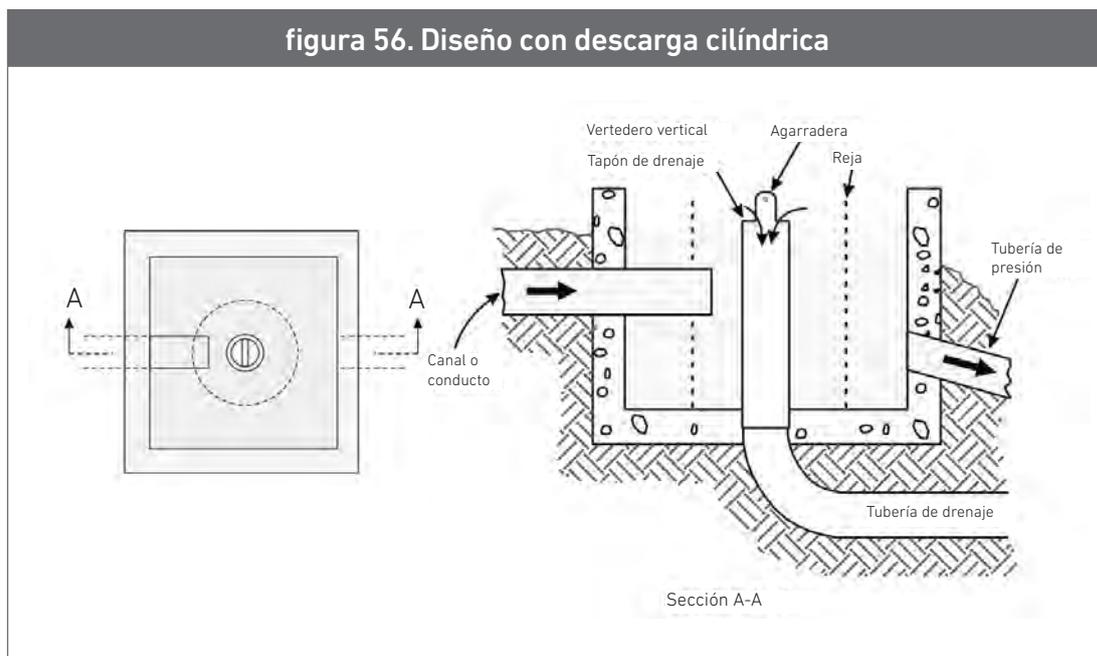
Q = caudal máximo esperado (m^3/s)

A_0 = área eficaz por unidad de longitud de tubo (m^2/m o m)

v = velocidad de entrada al tubo

Para minimizar las pérdidas de carga, la velocidad de entrada debe estar entre 0.05 y 0.10 m/s. El área eficaz por unidad de longitud de tubo puede aumentarse al incrementar la densidad de las ranuras o el diámetro de las mismas. Esto viene especificado por el fabricante.

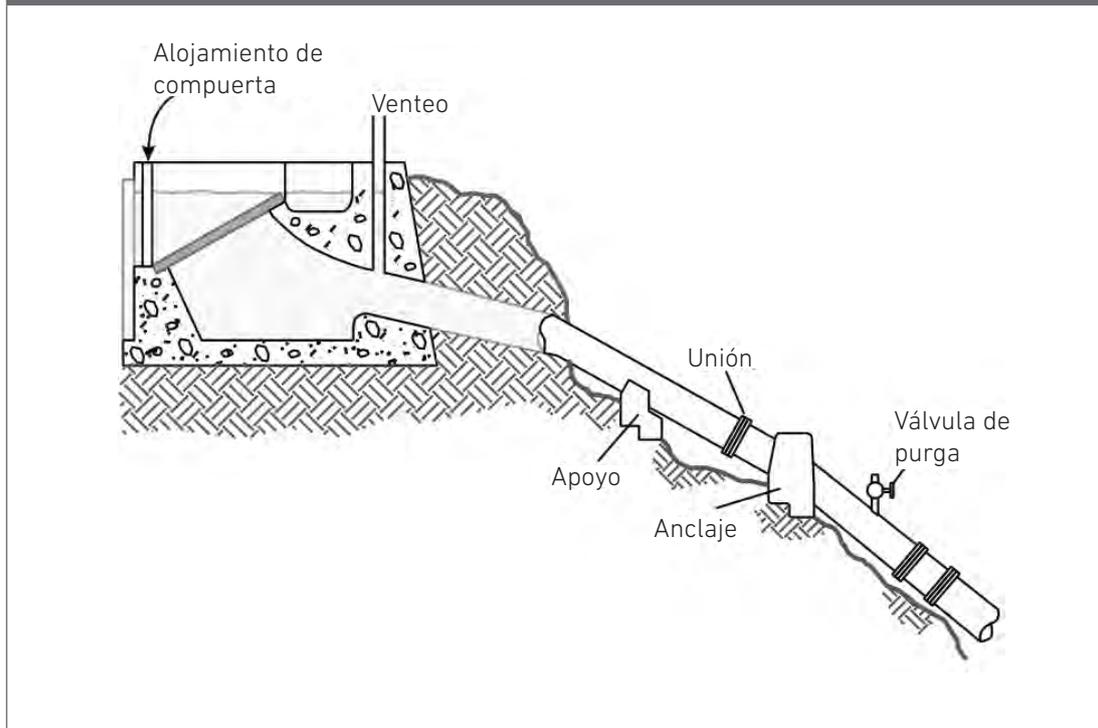
La **figura 56** muestra otra alternativa de diseño. En este diseño se usa una sección de tubo a modo descarga cilíndrica por la que se puede drenar la cámara y evacuar los sedimentos acumulados.



• 4.2. Tubería de presión

Las tuberías de presión son las encargadas de transportar el agua a presión hasta la turbina. Transportar un cierto caudal de agua desde la cámara de carga hasta la casa de máquinas no parece tarea difícil, y sin embargo, el diseño de una tubería forzada no es asunto fácil. Los principales componentes de una tubería de presión se muestran en la **figura 57**.

Figura 57. Elementos de la tubería de presión



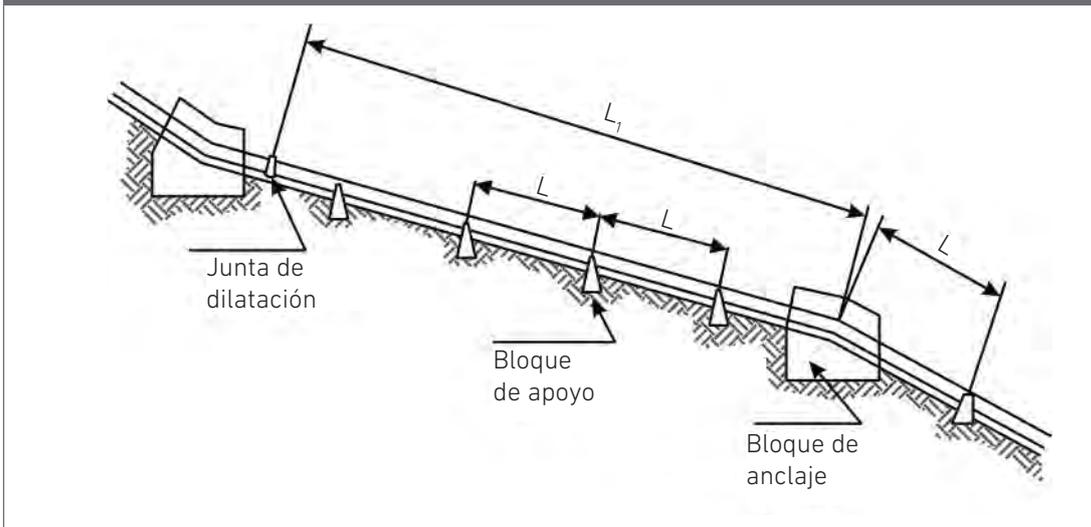
Debido a que el costo de esta tubería puede representar gran parte del presupuesto de toda la microcentral, es prioritario optimizar su diseño para reducir no solo los costos de mantenimiento sino también la inversión inicial.

Las tuberías forzadas pueden instalarse sobre o bajo el terreno, según sea la naturaleza de este, el material utilizado para la tubería, la temperatura ambiental y las exigencias medioambientales del entorno. Por ejemplo, una tubería de pequeño diámetro en PVC se puede instalar extendiéndola simplemente sobre el terreno y siguiendo su pendiente, con un mínimo movimiento de tierras. En cambio, las grandes tuberías en acero deberán enterrarse siempre que el terreno no sea muy rocoso, y en ocasiones, aún cuando lo sea, si los requisitos medioambientales del entorno lo exigen. La arena y la grava que rodean una tubería enterrada constituyen un buen aislante, lo que permitirá eliminar un buen número de juntas de dilatación y de bloques de anclaje.

Para enterrar una tubería, previamente hay que pintarla y protegerla por su exterior mediante una cinta enrollada que garantice su resistencia a la corrosión. Si se hace así y la cinta no sufre daños durante el montaje, la tubería no necesitará ningún mantenimiento ulterior. Desde el punto de vista medioambiental esta solución es óptima, ya que el terreno puede ser restituido a su condición inicial y la tubería, invisible al ojo humano, no constituirá barrera alguna al desplazamiento de los animales.

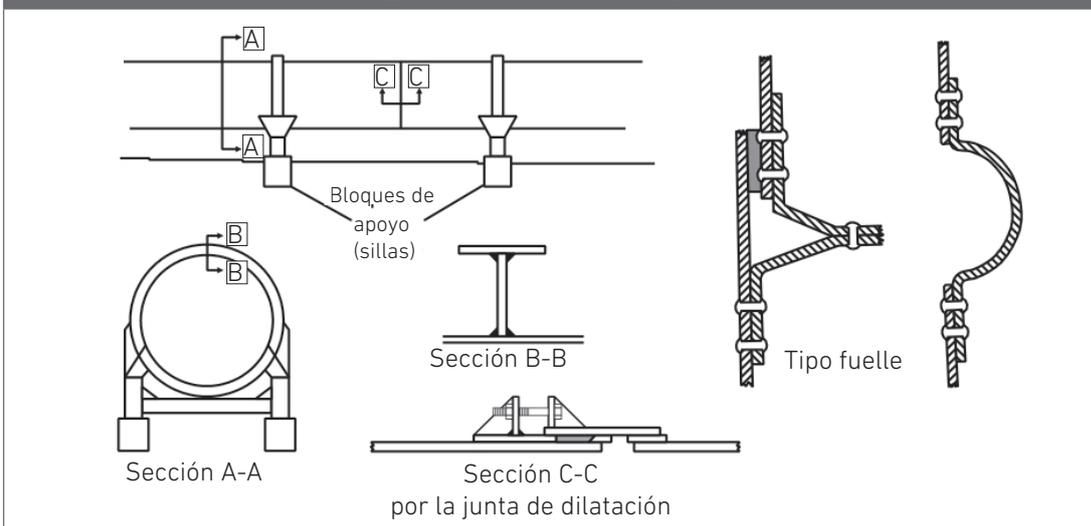
Instalada sobre el terreno, la tubería estará expuesta a variaciones de temperatura importantes y movimientos de contracción y dilatación en modo alguno despreciables. Las tuberías forzadas en acero se conciben como una serie de tramos rectos, simplemente apoyados en unos pilares y anclados sólidamente en cada una de sus extremidades, que en general coinciden con cambios de dirección. Entre cada dos anclajes consecutivos se intercala una junta de dilatación (**ver figura 58**).

Figura 58. Anclajes y apoyos



Los anillos de soporte se diseñan basándose en el comportamiento elástico de los cilindros de débil espesor. La pared del tubo debe resistir las tensiones combinadas correspondientes a su trabajo como viga y como recipiente cilíndrico sometido a presión interna. El momento de flexión será el correspondiente a una viga continua. Las reacciones sobre los apoyos, propias de una viga continua, se transmiten por esfuerzo cortante, entre chapa y anillo. Para ello los anillos se sueldan a la chapa con soldaduras continuas en rincón y se rigidizan mediante diafragmas (ver figura 59).

Figura 59. Anillos de soporte



Una tubería forzada se caracteriza por el material empleado en su construcción, diámetro y espesor de pared, y el tipo de unión previsto para su instalación:

- El material se escoge de acuerdo a las condiciones del mercado, teniendo presente su peso, volumen, sistema de unión y costo
- El diámetro se escoge para que las pérdidas por fricción se mantengan dentro de límites razonables

- El espesor de pared se calcula para resistir la máxima presión hidráulica interna incluyendo, cuando sea previsible, el golpe de ariete y eventualmente los esfuerzos inherentes a su trabajo como viga

Pero para una selección completa en un emplazamiento específico se deben incluir también los siguientes factores:

- Facilidad de manejo y accesibilidad al lugar
- Disponibilidad local de la tubería
- Exigencias de mantenimiento y vida útil estimada
- Naturaleza del terreno donde se instalará
- Efectos sobre el tubo de la calidad de agua, clima, suelo y posible aplastamiento

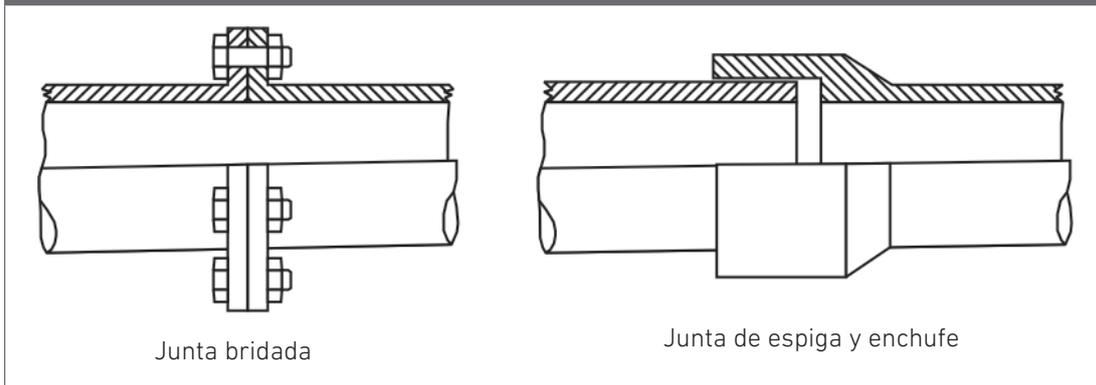
> 4.2.1. Materiales

Hoy en día existen una gran variedad de materiales para tuberías forzadas. Para grandes saltos y grandes diámetros, la tubería fabricada en acero soldado con juntas longitudinales y circunferenciales sigue siendo la solución preferida porque es relativamente barata y puede conseguirse con el diámetro y espesor requeridos por el proyectista. Sin embargo, si se encuentra en el mercado tubería espiral soldada por arco sumergido o inducción del tamaño apropiado para el caudal de diseño, muy utilizada en gaseoductos y oleoductos, esta será sin duda la solución más económica. En ocasiones puede resultar interesante utilizar acero resistente a la corrosión, del tipo Corten, que además de exhibir una resistencia más elevada a la rotura y una mayor tenacidad (importante en lugares con muy bajas temperaturas) permite prescindir de los productos empleados para proteger la tubería contra la corrosión.

El acero, a medida que disminuye el salto, va resultando menos competitivo, porque el espesor requerido para compensar la corrosión, interna y externa, no disminuye con el espesor de pared, y porque se necesita un espesor mínimo para poder manipular los tubos en obra sin que se deformen.

Para diámetros más pequeños hay un gran abanico de opciones: tubos de acero estirado, con uniones de enchufe y espiga, y anillos de cierre o con bridas soldadas (**ver figura 60**), tuberías de hormigón, centrifugadas o pretensadas, y tuberías de amianto-cemento. Los tubos con juntas de enchufe y espiga, construidos en acero, fundición dúctil o PVC con empaquetaduras flexibles no necesitan juntas de dilatación, ya que absorben los pequeños movimientos longitudinales.

Figura 60. Tubo de acero estirado con uniones de enchufe y espiga y anillos de cierre o con bridas soldadas



Entre los potenciales materiales a usar para tuberías forzadas y que, en ocasiones, pueden sustituir ventajosamente al acero, cabe destacar los siguientes:

a. Polietileno

El polietileno de baja y media densidad (HDP y MDPE) se viene utilizando desde hace tiempo en aprovechamientos con baja altura de salto. En los últimos años ha hecho su aparición en el mercado el polietileno de altas prestaciones (HPPE), que puede utilizarse en saltos de hasta 160 m de altura. Las tuberías de polietileno son relativamente pesadas pero muy robustas.

b. Cloruro de polivinilo (uPVC o PVC-U)

La tubería de PVC14 resulta muy competitiva en alturas medias de salto (una tubería de 40 cm de diámetro puede utilizarse en saltos de hasta 200 metros) en las que, con frecuencia, resulta más barata que la de acero, es más fácil de manejar en obra y no requiere ninguna protección contra la corrosión. Se espera que lleguen en breve al mercado tuberías de PVC molecularmente orientado (MOPVC), aún más resistentes que las anteriores. Todas estas pueden soldarse mediante disolventes (si están sometidas a esfuerzos longitudinales) o unirse mediante conexiones mecánicas. Se recomienda proyectar la tubería con diámetros decrecientes, a fin de poder transportarlos unos dentro de otros.

Las tuberías en PVC son sensibles a las radiaciones ultravioletas, por lo que deben ser enterradas o recubiertas con cinta. El radio mínimo de curvatura de una tubería PVC es relativamente grande (100 veces su diámetro interno) y su coeficiente de dilatación es cinco veces mayor que el del acero. Resultan relativamente frágiles y no se prestan a ser instalados en terrenos rocosos.

c. Tuberías de aleaciones de plástico

Recientemente ha hecho su aparición en el mercado una tubería conocida como HepO, fabricada con una mezcla de PVC y derivados acrílicos. Utilizable en saltos de hasta 160 m, su espesor es inferior al de las tuberías equivalentes en PVC y sus propiedades mecánicas comparables a las del HPPE. Se comporta dúctilmente bajo carga, eliminando los problemas de rotura frágil que afectan al PVC.

d. Tuberías reforzadas con fibra de vidrio (GRP)

Estas tuberías están ganando progresivamente mercado en Europa gracias a su elevada resistencia. Su costo es competitivo y su peso inferior en 20 % al de los tubos de acero, lo que facilita su instalación, aún cuando haya que manejarlos con cuidado para evitar que sus bordes se deterioren.

e. Tuberías de polietileno de alta densidad (PE)

Solo se suministran para diámetros de hasta 30 cm. Pueden ser instaladas al aire libre y se pueden curvar a un radio de 20 a 40 veces su diámetro, aunque si se requieren curvas más pronunciadas se pueden utilizar elementos prefabricados.

El PE flota en el agua, lo que permite arrastrar tramos de gran longitud utilizando un cable. Por ahora la unión en obra de dos tramos exige el empleo de soldadura por fusión, para lo que se necesitan máquinas relativamente pesadas. Las tuberías de PE pueden soportar temperaturas inferiores a cero grados.

f. Otras

También pueden utilizarse tuberías de hormigón con revestimiento interior de chapa de acero, armadas si es necesario con redondos de acero o pretensadas con alambres de alta resistencia (tipo tubería Bona) y provistas de uniones de enchufe y cordón. Dado su elevado peso, resultan difíciles de transportar y manejar en obra, pero en cambio no exigen ningún tratamiento de protección contra la corrosión.

En algunos países en vías de desarrollo se utilizan tuberías construidas con dovelas de madera creosotada y zunchadas con flejes de acero. Esta solución, que puede ser atractiva si en el país hay madera y mano de obra abundante, permite alcanzar 50 metros de altura de salto con diámetros de 5.5 metros; si el diámetro se reduce a 1.5 metros, el salto puede alcanzar 120 metros. Entre las ventajas que ofrece esta solución pueden mencionarse la flexibilidad que tienen para adaptarse al perfil del terreno, la facilidad de colocación que casi no exige movimiento de tierras, la eliminación de juntas de dilatación y soportes de anclaje, y su resistencia a la corrosión. Como desventajas hay que contar con la presencia de fugas, especialmente hasta que la madera se hincha, la necesidad de conservar el tubo siempre lleno de agua (para que la madera no se reseque) y el entretenimiento periódico (cada cinco años hay que creosotarla mediante pulverización).

En la **tabla 21** se detallan algunas de las propiedades mecánicas de los materiales arriba citados.

Tabla 21. Materiales utilizados en tuberías forzadas				
Material	Módulo de Young	Coeficiente de expansión	Carga de tracción	n
	(N/m ²)·10 ⁹	(mm/°C)·10 ⁶	(N/m ²)·10 ⁶	
Acero soldado	206	12	400	0.012
Polietileno PE	0.55	140	5	0.009
PVC	2.75	54	13	0.009
Fundición	78.5	10	140	0.014
Hierro dúctil	16.7	11	340	0.015
Metal corrugado	206	-	400	0.024

> 4.2.2. Diseño hidráulico

La energía contenida en un fluido incompresible que circula por el interior de un tubo se obtiene mediante la ecuación de Bernoulli:

$$H = \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + z = cte.$$

Donde:

H = energía total

z = elevación de la línea de corriente sobre un plano de referencia

p = presión

γ = peso específico del fluido

v = velocidad de la línea de corriente

g = aceleración de la gravedad

La energía total en un punto es la suma de la energía potencial z_1 , la energía de presión p_1/γ y la energía cinética $v_1^2/2g$.

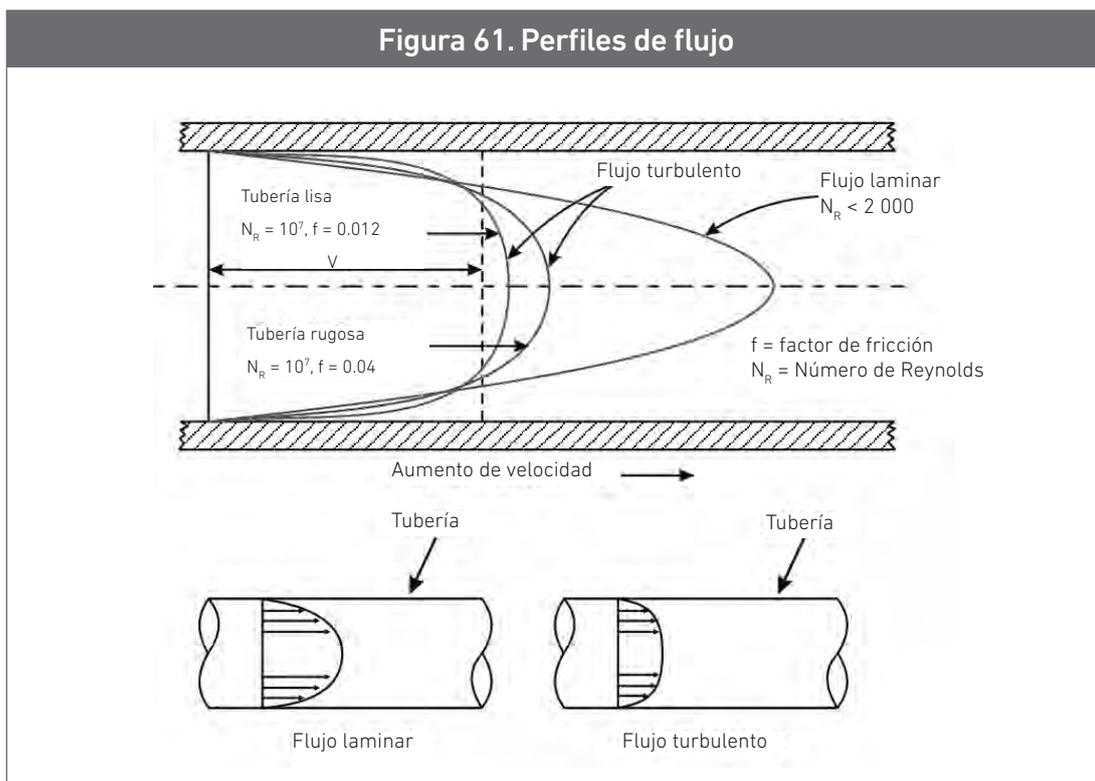
a. Perfiles de velocidad de flujo

No todas las partículas fluidas viajan a la misma velocidad dentro de un tubo. La forma de la curva de velocidad (el perfil de velocidad a través de cualquier sección dada del tubo) depende de si el flujo es laminar o turbulento.

Si el flujo en un tubo es laminar, la distribución de velocidad en un corte transversal será parabólico con la velocidad máxima en el centro y será aproximadamente dos veces el promedio velocidad en el tubo.

En el flujo turbulento existe una distribución de velocidad bastante plana a través de la sección del tubo, con la consecuencia de que el fluido entero fluye en un único valor de velocidad. La **figura 61** ilustra estas situaciones. La velocidad del fluido en contacto con la pared de tubo es esencialmente cero y aumenta al alejarse de la pared.

Figura 61. Perfiles de flujo



Nótese en la figura que el perfil de velocidad depende de la condición superficial de la pared de tubo. Una pared lisa genera un perfil de velocidad más uniforme que una pared de tubo rugosa.

b. Velocidad promedio (velocidad media)

En muchos problemas de flujo de fluidos, en vez de determinar velocidades exactas en posiciones diferentes en el mismo corte transversal de flujo, es suficiente con permitir que una velocidad media represente la velocidad de todo el fluido en ese punto en el tubo. Esto es bastante simple para el flujo turbulento, ya que el perfil de velocidades es plano sobre la mayoría del corte transversal de tubo. Es razonable asumir que la velocidad media es la misma que la velocidad en el centro del tubo.

Si el régimen de flujo es laminar (el perfil de velocidad es parabólico), aún existe el problema de tratar de representar la velocidad media en cualquier corte transversal dado desde un valor medio usado en las ecuaciones de flujo.

Técnicamente, esto se obtiene por integrales. De forma práctica, se podría usar un valor medio que es la mitad del valor de línea de centro.

c. Caudal volumétrico

El caudal volumétrico (Q) de un sistema es una medida del volumen de fluido que pasa un punto del sistema por tiempo de unidad. El caudal volumétrico puede ser calculado como el producto del área transversal (A) al flujo y la velocidad media del flujo (v).

$$Q = v \cdot A$$

d. Viscosidad

Propiedad de un fluido que tiende a oponerse a su flujo cuando se le aplica una fuerza. Los fluidos de alta viscosidad presentan una cierta resistencia a fluir; los fluidos de baja viscosidad fluyen con facilidad. La fuerza con la que una capa de fluido en movimiento arrastra consigo a las capas adyacentes de fluido determina su viscosidad, que se mide con un recipiente (viscosímetro) que tiene un orificio de tamaño conocido en el fondo. La velocidad con la que el fluido sale por el orificio es una medida de su viscosidad.

e. Número de Reynolds

El régimen de flujo (laminar o turbulento) es determinado evaluando el número de Reynolds del flujo (**ver figura 61**). El número de Reynolds, resultado de estudios hechos por Osborn Reynolds, es un número adimensional que combina las características físicas del flujo. La ecuación presentada a continuación se utiliza para calcular el número de Reynolds para un flujo fluido.

$$R_e = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

Donde:

R_e = número de Reynolds

v = velocidad media (m/s)

D = diámetro de tubo (m)

μ = viscosidad absoluta del fluido (kgf-seg/m²)

ρ = densidad de masas fluida (kg/m³)

ν = viscosidad cinemática del fluido (m²/s)

Para objetivos prácticos, si el número de Reynolds es menor a 2 000, el flujo es laminar. Si es mayor a 3 500, el flujo es turbulento. Los flujos con número de Reynolds entre 2 000 y 3 500 corresponden a flujos de transición. Los números de Reynolds se pueden determinar fácilmente usando un diagrama de Moody.

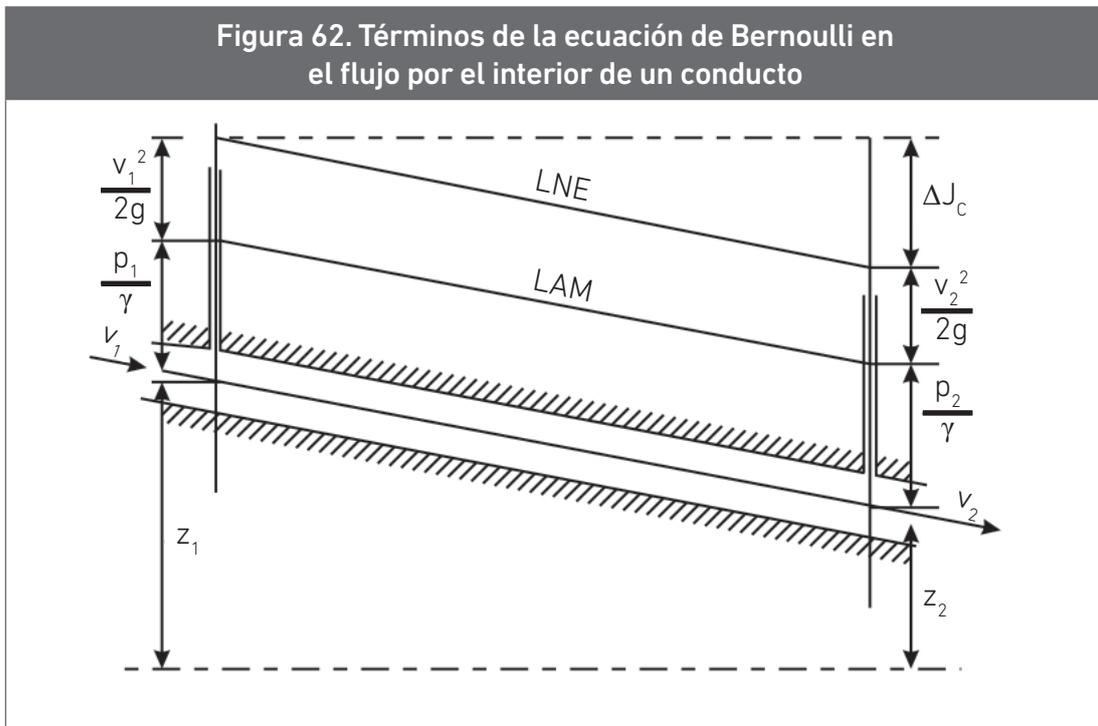
La viscosidad hace que el agua circulando por el interior de un tubo experimente una pérdida de energía h_f que es debida a:

- La fricción contra las paredes del tubo
- La disipación viscosa como consecuencia de la fricción interna del flujo

La fricción contra las paredes viene condicionada por su rugosidad y por el gradiente de velocidad $(dv/dr)|_r = R_o$ en sus proximidades. En la **figura 62** se observa que el gradiente de velocidad en las cercanías de la pared es mayor en el flujo turbulento que en el laminar. Por tanto, al aumentar el número de Reynolds debe esperarse un aumento de la fricción. Al mismo tiempo, al incrementar la turbulencia aumenta el entremezclado de partículas, y por lo tanto, la disipación viscosa en el flujo. Por todo ello, la pérdida de carga en régimen turbulento es siempre mayor que en régimen laminar.

Aplicando la ecuación de Bernoulli a un fluido real en dos posiciones de su recorrido se ve que:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + \Delta J_c$$



La magnitud ΔJ_c , en el segundo término de la igualdad representa la energía pérdida en el tramo 1-2, fundamentalmente como consecuencia de la fricción del fluido contra las paredes del tubo y en menor medida de la fricción interna debida a la turbulencia. En la **figura 62**, LAM es la línea de altura motriz y LNE, la línea de nivel energético. Si la sección del tubo es constante, $v_1 = v_2$ y ambas líneas serán paralelas. El problema que se plantea en la ingeniería hidráulica de los fluidos reales es, precisamente, cómo evaluar ΔJ_c .

f. Pérdida de carga por fricción

Utilizando la metodología de los volúmenes de control (un volumen dado en el interior del tubo ubicado entre dos secciones perpendiculares a su eje, al que se aplica el principio de conservación de masa), Darcy y Weisbach derivaron la siguiente ecuación, válida tanto para flujos laminares como turbulentos, circulando en conductos de sección transversal arbitraria:

$$\Delta J_c = f \left(\frac{L}{D} \right) \frac{v^2}{2g}$$

Donde:

f = factor de fricción (número adimensional)

L = longitud del tubo (m)

D = diámetro del tubo (m)

v = velocidad media (m/s)

g = gravedad (m/s²)

Si el flujo es laminar, el factor de fricción puede calcularse matemáticamente mediante la ecuación:

$$f = \frac{64 \cdot \mu}{\rho \cdot v \cdot D} = \frac{64}{R_e}$$

Como se ve en la ecuación anterior, el factor de fricción en un régimen laminar es independiente de la rugosidad de las paredes e inversamente proporcional al número de Reynolds (R_e). El hecho de que f disminuya al aumentar R_e no debe llevar al equívoco de pensar que la fricción disminuye con la velocidad. La pérdida de carga se obtiene sustituyendo f en la ecuación de la pérdida de carga por su valor en la ecuación anterior.

$$\Delta J_c = \frac{64 \cdot \mu}{\rho \cdot v \cdot D} \left(\frac{L}{D} \right) \frac{v^2}{2g} = \frac{32\mu Lv}{\rho g D^2}$$

Así, se determina que en un flujo laminar, la pérdida de carga unitaria es proporcional a v e inversamente proporcional al cuadrado del diámetro del tubo.

Se observa que incluso para valores de NR \gg 2 000, correspondientes a un régimen francamente turbulento, en las inmediaciones de la pared del tubo existe una capa de fluido muy delgada, conocida como subcapa laminar, cuyo espesor disminuye al aumentar R_e . Se dice que un tubo es hidráulicamente liso cuando su rugosidad es inferior al espesor de esa subcapa.

En tubos hidráulicamente lisos el factor de fricción no viene afectado por la rugosidad del tubo. Von Karman, utilizando la ecuación logarítmica de la capa límite, encontró la siguiente ecuación que permite calcular f en este régimen:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \left(\frac{R_e \sqrt{f}}{2.51} \right)$$

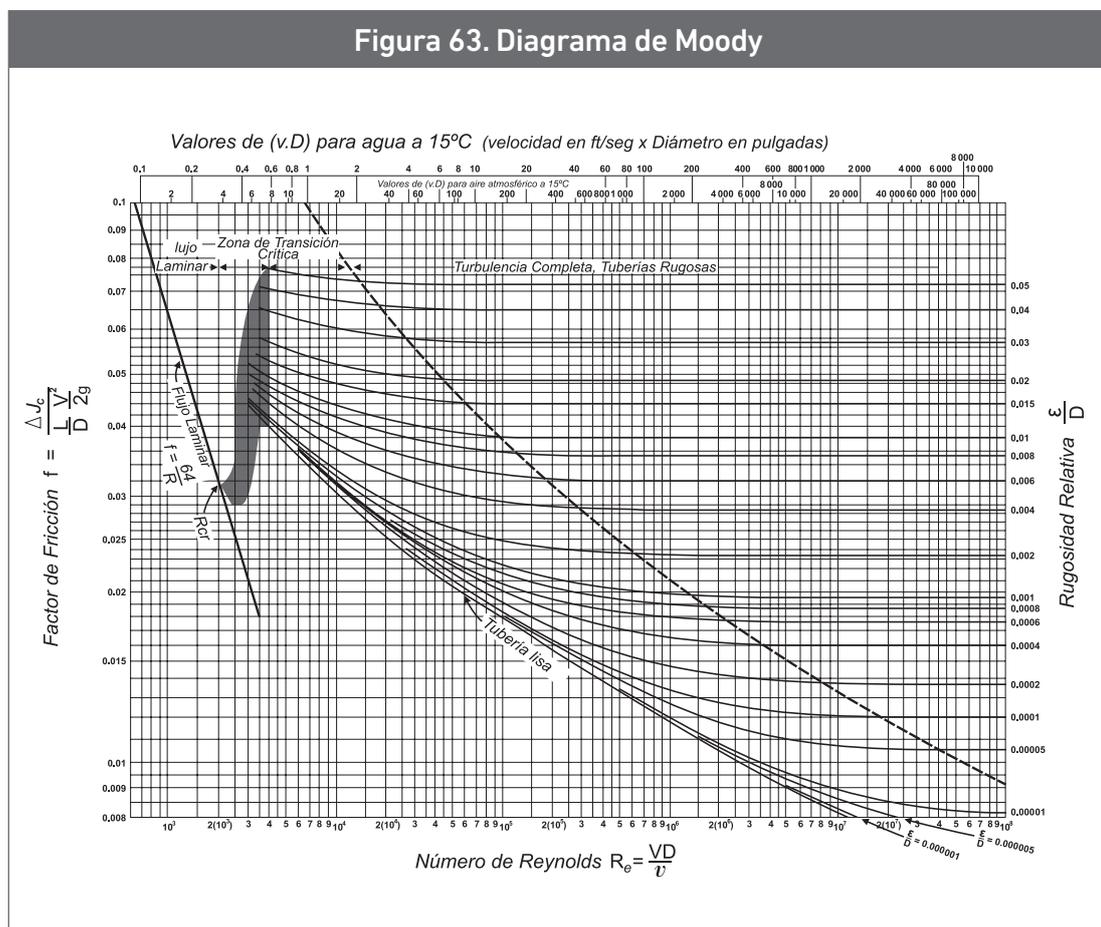
Para valores muy altos de Reynolds, el espesor de la subcapa disminuye significativamente. Cuando este espesor es muy bajo, se observa que el factor de fricción es independiente de R_e y depende exclusivamente de la rugosidad relativa e/D. En este régimen el tubo es hidráulicamente rugoso y Von Karman dedujo que, para este caso, el factor f se podía expresar por la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log(3.7 \frac{D}{e})$$

Entre estas dos situaciones, el tubo no es ni completamente liso ni completamente rugoso. Para cubrir esta zona de transición, Colebrook combinó, en 1939, la ecuación para tubos lisos con la del flujo dominado por la rugosidad, obteniendo:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log\left(\frac{e}{3.7 D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}}\right)$$

Estas fórmulas eran muy poco prácticas para cálculos de ingeniería, por lo que Moody, en 1944, las representó gráficamente en lo que es hoy la figura más útil de la dinámica de fluidos: el diagrama de Moody de pérdida de carga (**figura 63**).



En el diagrama se observan cinco zonas:

- Una zona laminar en la que f es una función lineal del número de Reynolds:

$$f = \frac{64 \cdot \mu}{\rho \cdot v \cdot D} = \frac{64}{Re}$$

- Una zona crítica (sombreada) con definición algo confusa, en la que el régimen no es ni turbulento ni laminar y en la que no se encuentran valores de f
- Una zona de transición en la que f depende del número de Reynolds y de la rugosidad (e):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{e}{3.7D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

- Una zona correspondiente al tubo hidráulicamente liso:

$$\Delta J_c = \frac{64 \cdot \mu}{\rho \cdot v \cdot D} \left(\frac{L}{D} \right) \frac{v^2}{2g} = \frac{32 \mu L v}{\rho g D^2}$$

- Una zona plenamente turbulenta en la que f depende solamente del valor e de la rugosidad:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \left(\frac{Re \sqrt{f}}{2.51} \right)$$

A partir de ensayos realizados con tubos comerciales, Moody halló los valores típicos de rugosidad (e , **ver tabla 22**).

Tabla 22. Altura de rugosidad (e) para diversos tubos comerciales	
Clase de tubo	e (mm)
Tubería de polietileno	0.003
Tubería de fibra de vidrio con resina epoxi	0.003
Tubería de acero estirado sin costura	0.025
Tubería de acero soldado	0.6
Tubería de hierro fundido con barniz centrifugado	0.12
Tubería de duelas de madera	0.3
Tubería de hormigón colado in situ /encofrado metálico	0.36
Tubería de hormigón prefabricado	0.3 - 3.0

g. Pérdida de carga por turbulencia

Un flujo circulando en régimen turbulento por un sistema de tuberías, con sus entradas, codos, válvulas y demás accesorios, experimenta, además de las pérdidas por fricción, pérdidas por disipación de la viscosidad que es necesario analizar. Debido a la complejidad de la configuración del flujo, hay muy poca teoría disponible, por lo que, en general, las pérdidas se calculan a partir de un coeficiente adimensional (k), obtenido experimentalmente como cociente de la pérdida de carga ΔJ_c y la altura cinética $v^2/2g$:

$$\Delta J_c = k \frac{v^2}{2g}$$

Cuando un fluido recorre un codo como el de la **figura 64**, se produce un aumento de presión en la pared externa y una disminución en la interna. Pasado el tramo curvo, y a una cierta distancia del mismo, la situación vuelve a su estado original, para lo que es necesario que aumente la presión en la cara interior y retorne así la velocidad a su valor original. Como consecuencia de esta situación, el chorro de agua se separará de la pared interior. Al mismo tiempo, la diferencia de presiones en una misma sección del tubo provocará una circulación del tipo de la señalada en la **figura 64**. La combinación de esta circulación y de la axial del flujo dará lugar a un movimiento espiral que persiste hasta disiparse por fricción viscosa, aproximadamente a una longitud equivalente a 100 diámetros aguas abajo del final de la curvatura.

En un codo de 90°, la pérdida de carga adicional a la pérdida por fricción en el tramo de tubo equivalente viene dada por la ecuación presentada arriba, en la que el coeficiente k es substituido por el K_v obtenido de la **figura 64** en la que, dada la circulación periférica mostrada, la rugosidad del tubo adquiere cierta importancia y debe reflejarse en el análisis. Para codos con ángulos menores de 90°, se admite que la pérdida adicional, en tubos de acero estirado, es casi proporcional al ángulo del codo.

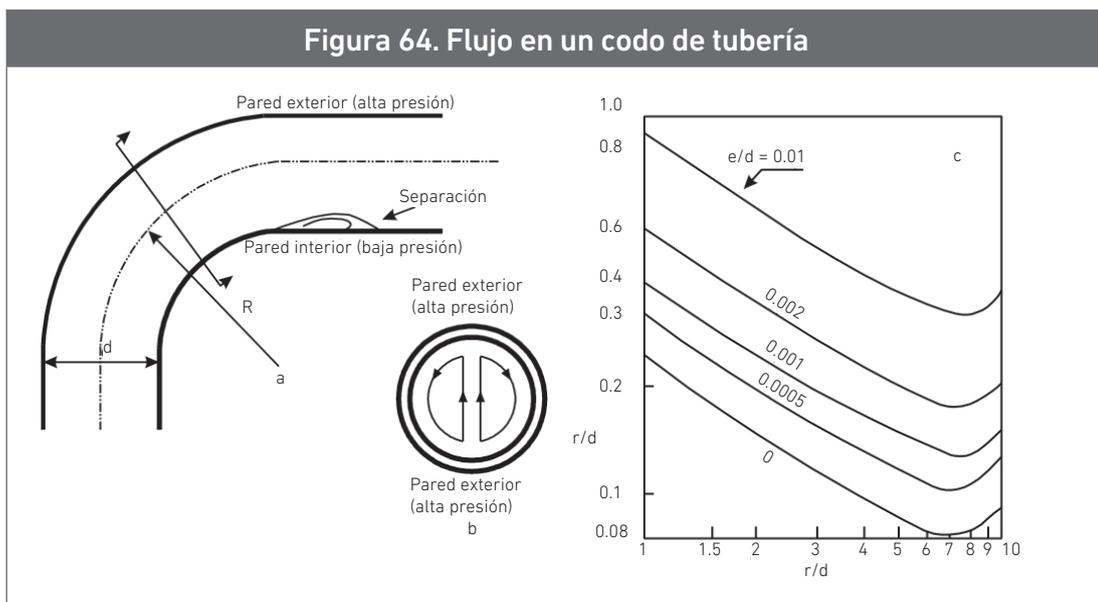
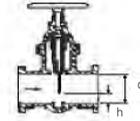


Figura 65. Valores del coeficientes (kv) para diferentes válvulas

	h/d0	0 (cerrada)	0.125	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0 (abierta)
	Kv	∞	97.8	95.0	10.0	4.6	2.1	1.0	0.4	0.2	0.1	0

	h/d0	0.25	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0 (abierta)
	Kv	30.0	22.0	12.0	5.3	2.8	1.5	0.8	0.3	0.15



	δ°	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	67
	Kv	0.05	0.31	0.88	1.84	3.45	6.15	11.2	20.7	41.0	95.3	275	∞

	δ°	5	10	15	20	25	30	40	50	60	65	70	90
	Kv	0.24	0.52	0.90	1.54	2.51	3.91	10.8	32.6	118	256	751	∞

	% apertura	100	80	60	40	20
	Kv	5.20	6.90	13.70	82.60	2500

Las válvulas se emplean para aislar determinados tramos a fin de poder intervenir en operaciones de mantenimiento o reparaciones importantes, aunque en algunos casos, como el de las centrales intercaladas en una traída de aguas, existen válvulas cuya misión fundamental es disipar energía. Normalmente, salvo en los casos citados, las válvulas estarán siempre completamente abiertas o completamente cerradas, dejando la regulación del caudal a las toberas o a los álabes distribuidores del sistema de regulación de la turbina.

La pérdida de carga generada al paso del agua por una válvula completamente abierta depende del modelo de válvula y se calcula aplicando la ecuación presentada en el punto g, en la que el coeficiente k se sustituye por el kv, correspondiente a los datos de la **figura 65**.

> 4.2.3. Cálculo del diámetro de la tubería

El diámetro es el resultado de un compromiso entre costo y pérdida de carga. La potencia disponible para un caudal (Q) y un salto (H) viene dada por la ecuación:

$$P = \eta \cdot \gamma \cdot Q \cdot H$$

Donde:

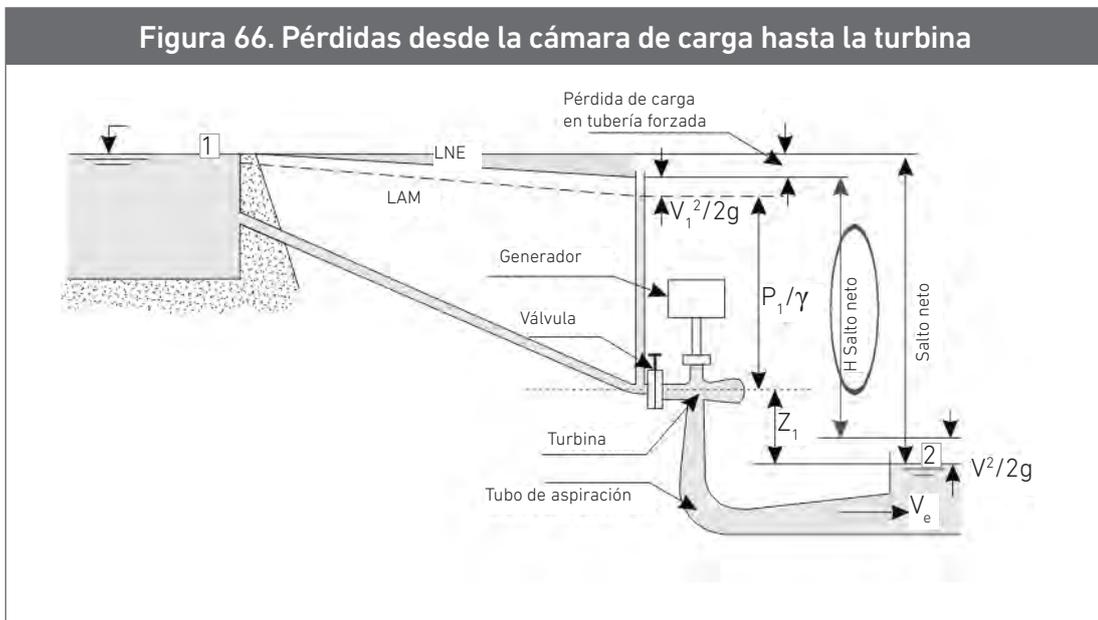
Q = caudal (m^3/s)

H = altura de salto neta (m)

γ = peso específico del agua (kN/m^3)

η = rendimiento global del conjunto

El salto neto se obtiene deduciendo del salto bruto la suma de todas las pérdidas de carga, incluidas las generadas por fricción y turbulencia en la tubería forzada, ambas proporcionales al cuadrado de la velocidad de la corriente (**ver figura 66**). Para transportar cierto caudal, una tubería de pequeño diámetro necesitará más velocidad de corriente que otra de mayor diámetro, y consecuentemente las pérdidas serán más elevadas. Escogiendo un diámetro pequeño se reducirá su costo pero las pérdidas de energía serán mayores y viceversa.



Un criterio simple para determinar el diámetro de una tubería, es el de limitar las pérdidas de carga a un determinado porcentaje del salto bruto.

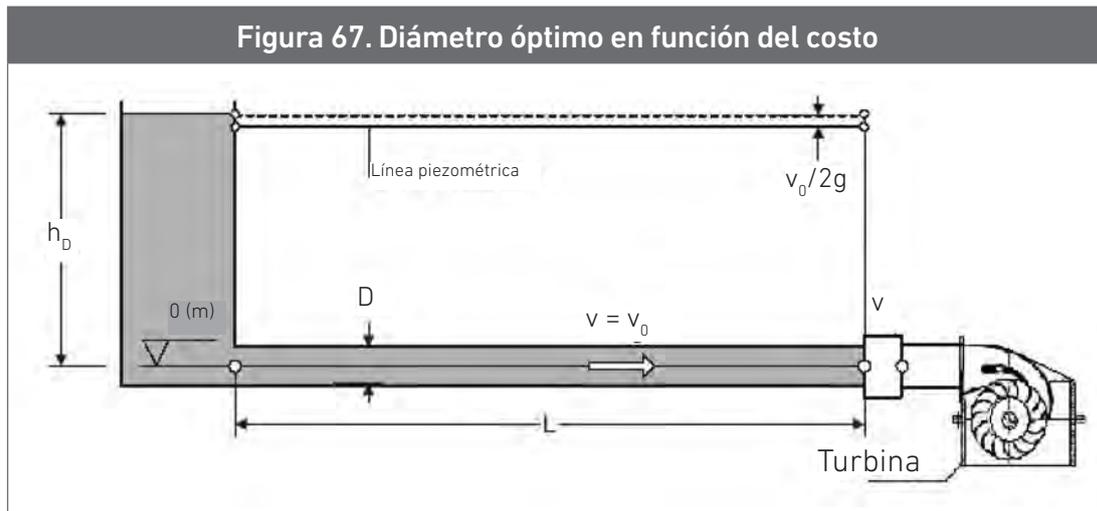
Hasta hace algunos años, los ingenieros hidráulicos utilizaban fórmulas como la de Bresse para el cálculo del diámetro de una tubería:

$$D = 1.5\sqrt{Q}$$

Este tipo de fórmulas, al no considerar los costos de operación, dan valores de diámetros relativamente grandes, que conducen el fluido por las tuberías con velocidades bajas (menores a 1 m/s). Otro método expeditivo muy utilizado consiste en fijar una velocidad de escurrimiento (según la propia experiencia del proyectista) y, a partir de la ecuación de continuidad, determinar un valor de diámetro.

Se percibe la necesidad de contar con un método que tenga en cuenta los factores que intervienen en un escurrimiento en tuberías para la determinación del diámetro económico de la cañería de impulsión. Este enfoque más riguroso exigiría considerar varios diámetros posibles, calcular la pérdida anual de energía en cada uno de ellos y actualizarlas a lo largo de la vida del aprovechamiento.

De esta forma, se puede dibujar un gráfico con los diámetros de pérdidas actualizadas al que se superpone el costo para cada diámetro. Se suman gráficamente ambas curvas y el diámetro óptimo será el mínimo de la curva resultante (**figura 67**).



> 4.2.4. Fenómenos transitorios: golpe de ariete

Habitualmente en el análisis y el diseño de las instalaciones hidráulicas se considera su comportamiento en condiciones estacionarias donde las magnitudes hidráulicas de la instalación (caudales y presiones) permanecen constantes en el tiempo, al ser también invariables las condiciones de funcionamiento de la instalación.

En realidad, una instalación hidráulica es un sistema dinámico y jamás se halla en estado estacionario, ya que las condiciones de funcionamiento que determinan las variables hidráulicas cambian en el tiempo con una mayor o menor rapidez. Debido a esto, el análisis y diseño adecuados de una instalación pasa por conocer la respuesta temporal de las variables hidráulicas de la instalación con el fin de evitar situaciones indeseables como presiones excesivamente altas o excesivamente bajas, flujo inverso, movimiento y vibraciones de las tuberías o velocidades excesivamente bajas.

El comportamiento dinámico de la instalación denominada transitoria es aquel que tiene lugar entre dos situaciones estacionarias de la instalación, puede ser producido por diferentes causas que suelen además determinar la naturaleza del transitorio. Dichas causas pueden ser: una maniobra del operador, la mala selección de un componente, un acontecimiento externo a la instalación, problemas que se generan lentamente o de manera inadvertida.

Se conoce con el nombre de golpe de ariete al fenómeno originado en la tubería por rápidas variaciones de la velocidad de escurrimiento, que se traducen en oscilaciones de presión, por encima o por debajo de la normal.

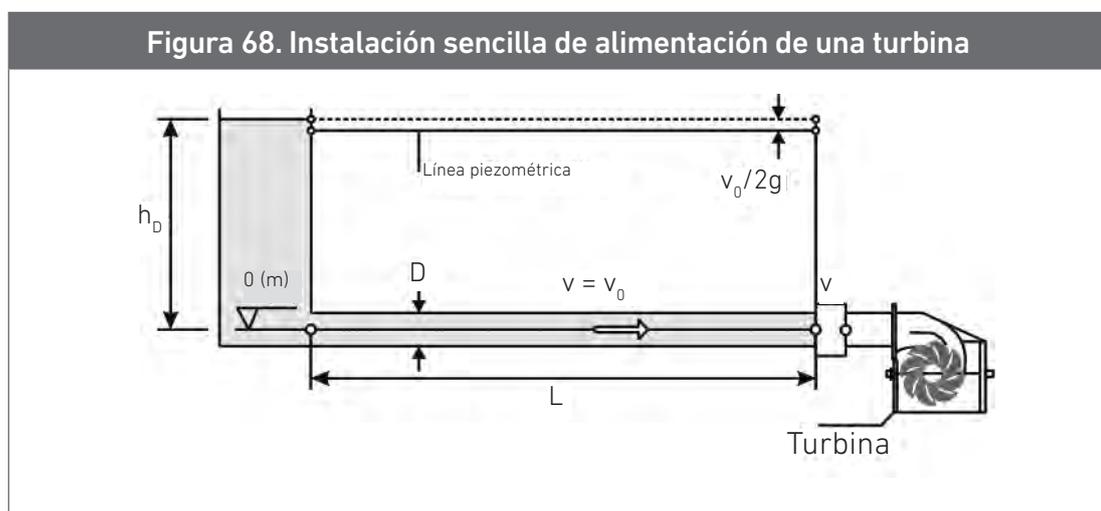
Se puede clasificar un transitorio hidráulico como:

- Transitorio lento o cuasi-estático, en el que las variables significativas del flujo, fundamentalmente caudales y presiones, varían de manera muy lenta en el tiempo. Se analiza mediante el modelo estático
- Transitorio rápido denominado oscilación en masa, en el que los cambios temporales de las variables significativas son importantes pero no tanto como para tomar en consideración los efectos elásticos en fluidos y tuberías. El modelo que lo analiza se conoce como modelo rígido
- Transitorio muy rápido o golpe de ariete en el que, debido a la violencia de las perturbaciones introducidas en el sistema, los cambios de presión son muy importantes, variando de manera significativa la energía elástica almacenada en el fluido y la tubería. El modelo a utilizar considera la compresibilidad del fluido y la elasticidad de las paredes de la conducción y se llama modelo elástico

La necesidad del estudio de los transitorios hidráulicos rápidos va ligada de manera inherente al hecho de que los cambios de régimen más o menos bruscos generan niveles de presiones muy superiores a los correspondientes a los regímenes estacionarios y, en consecuencia, las conducciones deben estar preparadas para soportarlos.

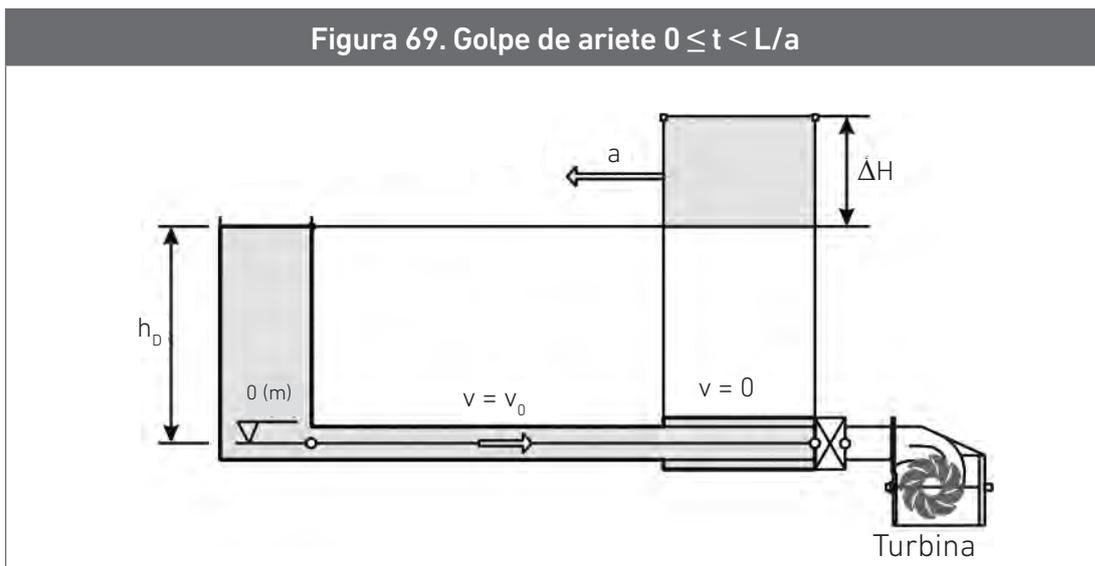
Se puede decir, sin temor a equívocos, que los diámetros de las conducciones se dimensionan a partir de condiciones estacionarias, en tanto que los transitorios rápidos son los que establecen los espesores de las tuberías para un determinado material.

Antes considerar con detenimiento los aspectos matemáticos, resulta interesante describir como primera aproximación tangible al fenómeno que nos ocupa la forma en la que las ondas se transmiten y reflejan, mediante un ejemplo sencillo. Veamos la descripción cualitativa de un caso sencillo de golpe de ariete, pero no por ello poco frecuente, en el transitorio producido en la instalación de la **figura 68** por el cierre instantáneo de la válvula situada al final de la tubería.

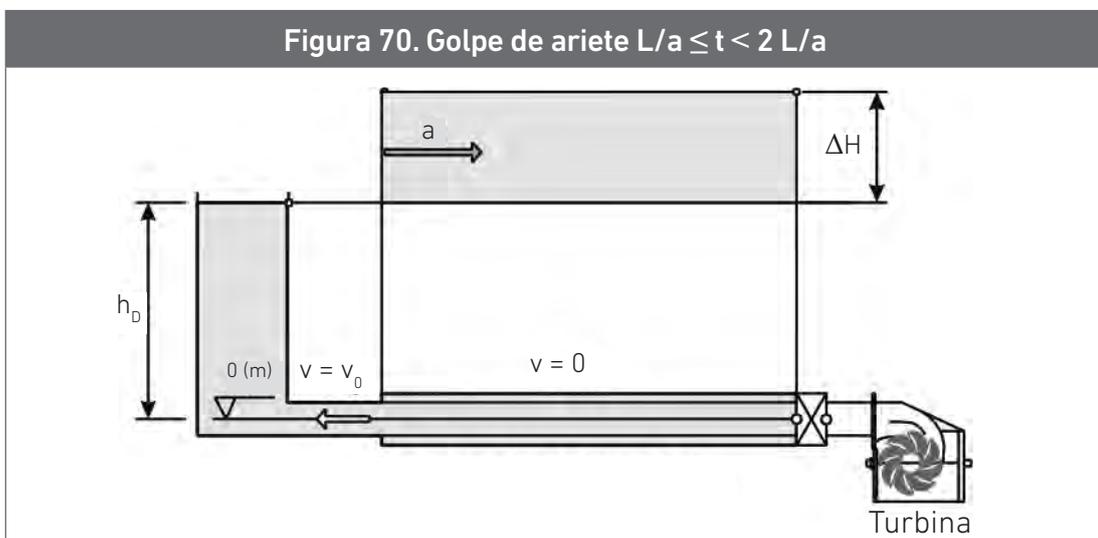


La instalación está compuesta por un depósito abierto a la atmósfera cuya superficie libre se mantiene en una cota constante. De este depósito parte una tubería horizontal de sección circular de diámetro D y longitud L . En el extremo aguas abajo de la tubería se halla una válvula (V). El resto de la instalación existente aguas abajo de la válvula no va a influir, al menos directamente, en el fenómeno que se va a describir. En el instante inicial, la válvula posee una cierta apertura (por ejemplo completamente abierta) y por la tubería circula un caudal Q_0 (velocidad media, v_0) que depende del nivel en el depósito, de las características de la tubería, de la válvula y del resto de la instalación aguas abajo. Por simplificar la descripción, despreciaremos las pérdidas de carga en la tubería por lo que en el instante inicial la línea piezométrica de la instalación será la de la **figura 68**.

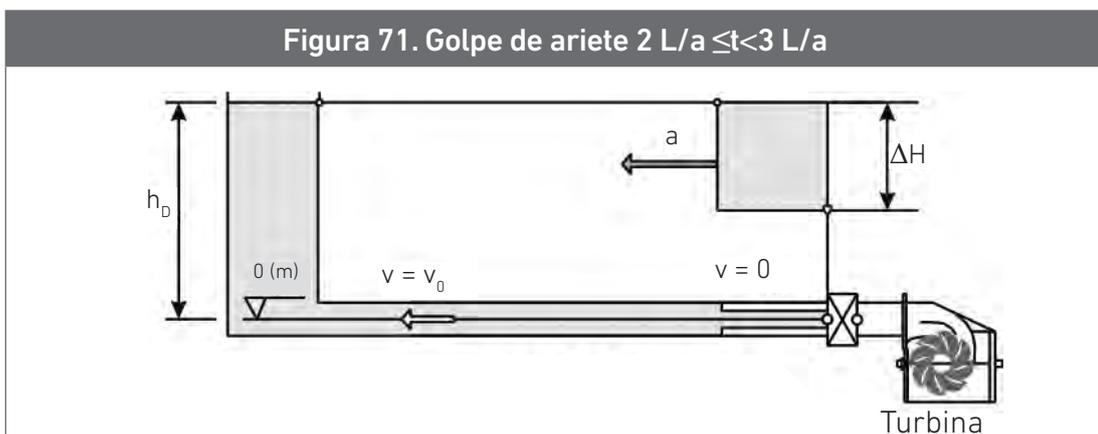
En el instante inicial, se cierra completamente la válvula, lo que causa que la rodaja de fluido adyacente sea frenada, anulándose su velocidad. Simultáneamente, la acción del resto del fluido que hay en la tubería comprime esta rodaja aumentando su presión a un valor de $h_0 + \Delta H$ m.c.a., muy por encima de lo que correspondería a su valor en reposo. Debido a la compresibilidad del fluido y a la capacidad de deformarse de la tubería, la compresión aumenta la densidad del fluido (disminuye su volumen específico) y la zona de la tubería que lo rodea se dilata. Este efecto permite que el resto del fluido que hay en la tubería no cause inmediatamente el cierre de la válvula y continúe moviéndose hacia esta a la misma velocidad. A medida que transcurre el tiempo desde el instante inicial, la parada y compresión va alcanzando sucesivamente a más rodajas de fluido que van quedando en las condiciones antes descritas. Un observador que se moviera en la dirección y con la velocidad del fluido, observaría el fenómeno descrito como la acción de un pulso de presión de valor ΔH m.c.a. que en el instante inicial se crea en la válvula y se propaga aguas arriba a una velocidad finita (a), denominada celeridad, el fluido que queda detrás del frente del pulso queda detenido a una presión $h_0 + \Delta H$ m.c.a. (**ver figura 69**).



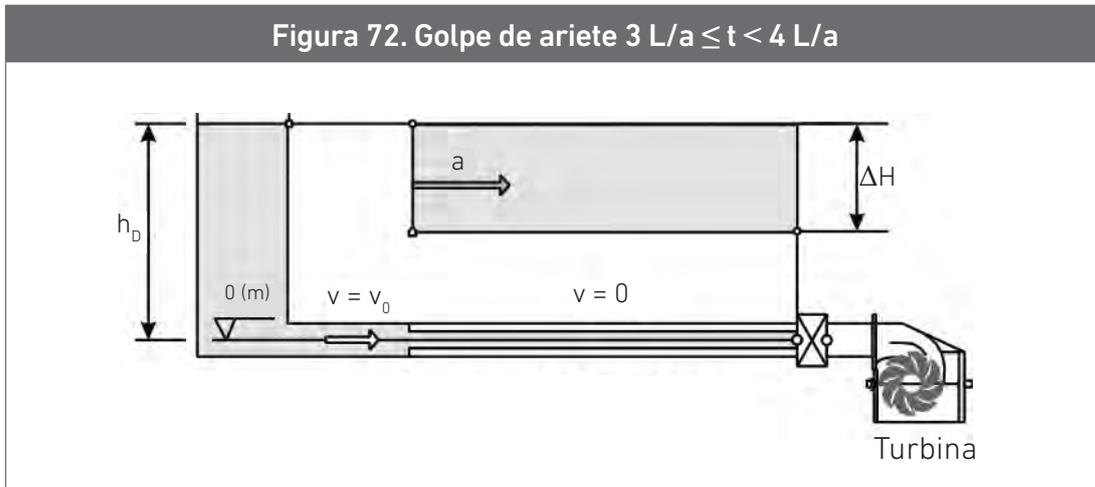
Cuando el pulso u onda de compresión alcanza el depósito en el instante $t=L/a$ (en realidad respecto a un observador fijo la onda viaja a una velocidad $a-v_0$ pero normalmente $a \gg v_0$), todo el fluido en la tubería se encuentra en reposo a una presión $h_D + \Delta H$ m.c.a. y la tubería expandida. Debido a que el depósito impone en el extremo de la tubería una condición de presión constante igual a h_D m.c.a., esta situación de desequilibrio hace que la rodaja de fluido de la tubería adyacente al depósito empiece a moverse hacia el depósito con velocidad v_0 , decayendo su presión al valor que había antes del cierre (h_D m.c.a., si despreciamos la energía cinética) y volviendo la porción de tubería que lo rodea a su estado normal. El efecto descrito es la reflexión del pulso de compresión que llega al depósito y cambia, convirtiéndose en un pulso de descompresión que se traslada hacia la válvula con una celeridad (a). El fluido de la zona de la tubería por la que ha pasado el frente de esta onda permanece a una presión h_D m.c.a. y moviéndose hacia el depósito a una velocidad v_0 (**figura 70**).



Al llegar la onda de descompresión en el instante $t=2L/a$ a la válvula y no poder mantener esta la condición de flujo, la rodaja de fluido adyacente se frena, lo que genera una subpresión de $-\Delta H$ m.c.a. respecto a la presión en condiciones estáticas. El pulso de subpresión se mueve a una celeridad a en dirección aguas arriba de la válvula hacia el depósito, dejando tras de sí el fluido en reposo, a una presión $h_D - \Delta H$ y la tubería contraída. En este caso, la válvula ha reflejado la onda de descompresión pero sin cambiar el signo del pulso (**figura 71**).

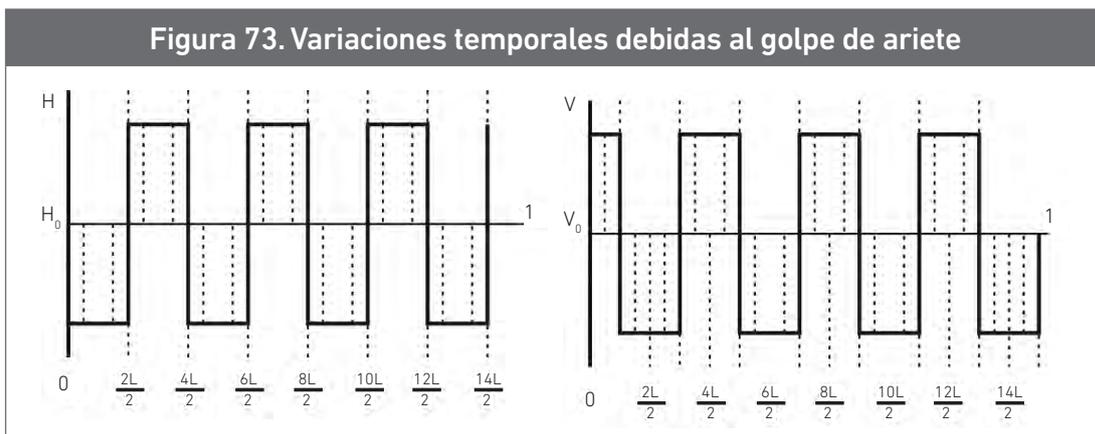


Al llegar el pulso de subpresión al depósito en el instante $t=3L/a$, es reflejado como en el caso de la onda de compresión, salvo que la onda que viaja hacia la válvula deja tras de sí el fluido moviéndose hacia la válvula con una velocidad v_0 , a una presión igual a la que existía en el instante del cierre y la tubería en su estado normal (**figura 72**).



En el instante $t=4L/a$ la situación de la instalación es idéntica a la que existía en el momento del cierre, por lo que vuelven a repetirse los cuatro períodos descritos. Este transitorio no tiene fin ya que al haber despreciado la fricción no se incluye ningún efecto disipativo que permita amortiguar los pulsos de presión y el fluido llegue a pararse definitivamente como ocurriría en la realidad.

La **figura 73** ayuda a clarificar la exposición precedente por cuanto se muestran las variaciones temporales, respectivamente, de la altura piezométrica al lado de la válvula de retención y en el punto medio de la tubería, y de velocidades en el punto medio de la tubería y a la entrada del depósito.



En resumen, el golpe de ariete en una tubería simple (el problema es mucho más complejo cuando aparecen ramificaciones), es un fenómeno cíclico de período $4L/a$ que se inicia con una fase depresiva, continuada de sobrepresiones y depresiones alternativas. En la realidad, debido al rozamiento, las fluctuaciones que presenta la **figura 73** no son rectangulares, sino curvas más suaves que se amortiguan en el tiempo.

La descripción anterior puede ser fundamentada de manera rigurosa mediante la aplicación de principios físicos: a continuación, presentamos los balances integrales correspondientes.

Las dos expresiones básicas de los transitorios hidráulicos elásticos, a saber la relación causa-efecto ($\Delta V \Delta p$) o pulso de Jowkowski, así como la celeridad a la que se propaga la perturbación, pueden ser elaboradas a partir de sendos balances integrales de masa y fuerza.

Por balance integral se entiende el que se lleva a cabo sobre un elemento de volumen finito, que en este caso coincide con la totalidad de la conducción, a diferencia del balance diferencial que se efectúa sobre un elemento de volumen infinitesimal. Los balances diferenciales de fuerza y masa permitirán establecer las ecuaciones constitutivas básicas de los transitorios hidráulicos elásticos.

El pulso de Jowkowski para el máximo cambio de velocidad posible, es decir, desde el valor inicial V hasta 0 se deduce fácilmente a partir de la aplicación de la ecuación integral de la cantidad de movimiento (o balance integral de fuerzas) al volumen de control detallado en la **figura 74**, admitiendo los siguientes supuestos:

- No se consideran las pérdidas por fricción en la tubería
- El flujo es unidimensional, con una sola variable espacial significativa (el eje x)
- El cierre de la válvula es, además de instantáneo (tiempo de cierre, $T_c = 0$), total, por lo que el decremento de la velocidad coincide con su valor inicial V_0
- La tubería es horizontal, no existiendo, por tanto, contribución del campo gravitatorio. En general, la influencia del peso del fluido es irrelevante cuando se analizan transitorios hidráulicos elásticos
- La línea de alturas piezométricas no contempla la pérdida de altura en la tubería a causa del término cinético

De la ecuación integral de la cantidad de movimiento:

$$\sum F_{\text{exteriores}} = \frac{\partial}{\partial t}(M_{VC}) + \int_{SC} \rho \cdot V \cdot dQ$$

Donde:

ΣF = fuerzas exteriores que actúan sobre el volumen de control

Primer término = variación local de cantidad de movimiento encerrada en el volumen de control

Segundo término = flujo de cantidad de movimiento a través de la superficie de control

El decremento de velocidad ($\Delta V = 0 - V_0 = -V_0$) genera un pulso de presión ΔH cuya intensidad se quiere determinar. Debido a la elasticidad de las paredes de la tubería y a la compresibilidad del fluido, el pulso de presión o perturbación se desplaza con una celeridad (a) en el sentido de aguas arriba.

Resolviendo esta ecuación se llega a:

$$\Delta H = \frac{a \cdot \Delta v}{g} [m]$$

Ecuación también conocida como pulso de Jowkowski. Si el fluido ha sido totalmente frenado, el decremento habido es igual a $\Delta V = V_0$ y la ecuación anterior se transforma en:

$$\Delta H = \frac{a \cdot V_0}{g} [m]$$

El pulso de Jowkowski constituye, en la inmensa mayoría de los casos, la máxima sobrepresión que se puede alcanzar, toda vez que se corresponde con el máximo decremento de velocidad posible. Se debe tener presente, además, que su valor se ha obtenido con una serie de hipótesis simplificativas (como desprestigiar la fricción), que se ponen en todo caso del lado de la seguridad.

Existen, sin embargo, situaciones en las que es posible alcanzar sobrepresiones superiores a la proporcionada por la última ecuación. Por un lado, el llamado efecto de empaquetamiento es tanto más importante cuanto mayores son las pérdidas, y añade valores extra a los pulsos de Jowkowski. Por otro lado, cuando se rompe la columna de líquido y aparece cavitación, los picos subsiguientes al colapso de la burbuja de vapor pueden ser extremadamente violentos.

La expresión para la celeridad tiene una fácil deducción que, al mismo tiempo, aporta claridad a los conceptos de elasticidad de tubería y fluido. Resulta intuitivo que el valor de la celeridad en un sistema dado dependa fundamentalmente tanto del parámetro que caracteriza la elasticidad del medio fluido (K), como del parámetro que hace lo propio con el material que configura las paredes de la tubería (E). Otros parámetros menos relevantes son el espesor (e) y la forma de la sección recta del conducto que, en el caso que aquí se trata, se plasma en el diámetro (D) de la conducción.

En el valor de la celeridad, aunque de manera mucho menos relevante, también influye el modo de sujeción de la tubería, ya que dependiendo de cómo se haya llevado a cabo, tendrá la posibilidad de expandirse longitudinalmente, además de axialmente. Cabría contemplar tres casos:

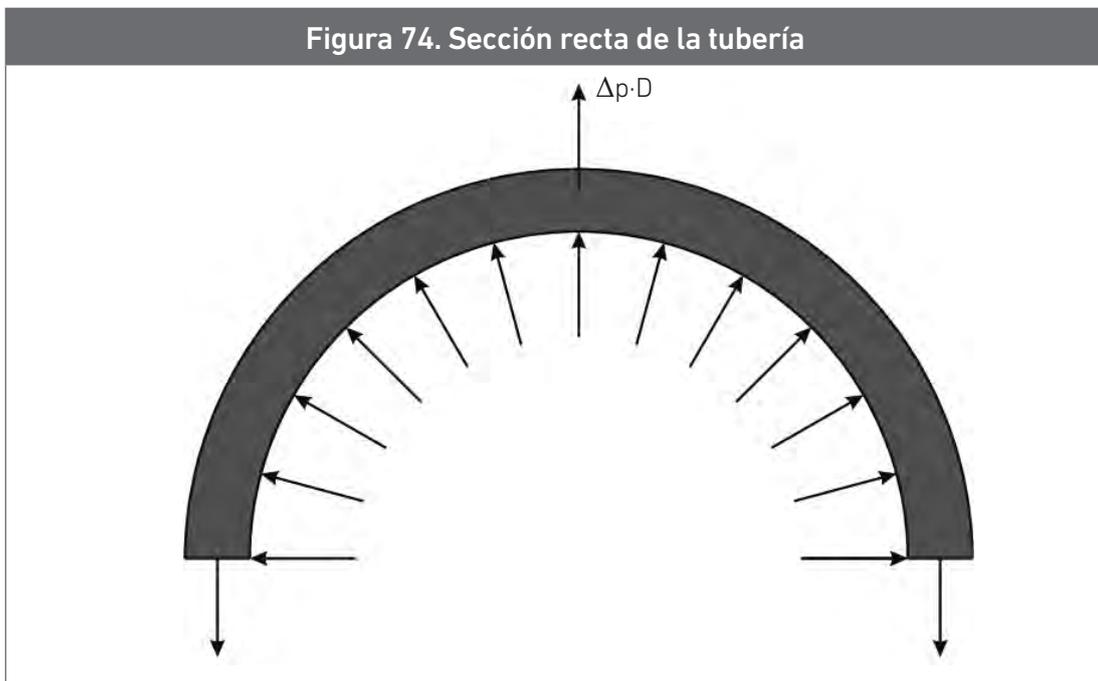
- Tubería sujeta solamente en sentido longitudinal en el extremo de aguas arriba
- Tubería totalmente anclada y sin juntas de expansión
- Tubería totalmente anclada y con juntas de expansión

En este texto solo se trata el tercero de los supuestos, el más normal. La expresión de la celeridad para el caso bajo consideración puede calcularse efectuando un balance de volúmenes.

Se producirá un volumen adicional como resultado de haberse comprimido el fluido, tal y como se deduce a partir de la definición del módulo elástico del fluido. El incremento de diámetro ΔD que esto ocasiona se determina tomando en consideración la Ley de Young, que proporciona el alargamiento unitario ($\epsilon_u = \sigma \cdot l \cdot E = \Delta D \cdot l \cdot D$). La tensión de trabajo (σ) a la que están sometidas las paredes de la tubería está en función del incremento de presión (Δp), del diámetro (D) y del espesor e de la conducción. La unidad de longitud de la tubería representada por su sección recta en la **figura 74** está sometida a las fuerzas que se indican, y de su igualdad se concluye:

$$\sigma = \frac{T}{2 \cdot e} = \frac{\Delta p \cdot D}{2 \cdot e}$$

De la misma manera como se obtiene en estática de fluidos.



Recordando la expresión del pulso de Jowkowski, que corresponde a un cierre instantáneo, y teniendo presente que la Ley de Young proporciona el alargamiento total en función del unitario, el balance de volúmenes debidamente operado arroja como resultado la siguiente expresión de la celeridad:

$$a = \frac{\sqrt{\frac{K_{liq}}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{K_{liq} \cdot D \cdot c_1}{E \cdot e}}} = \sqrt{\frac{\frac{g}{\gamma}}{\left(\frac{1}{K_{liq}} + \frac{D \cdot c_1}{E_{mat} \cdot e}\right)}}$$

Donde:

a = velocidad del frente de onda

g = aceleración de la gravedad

D = diámetro de la cañería

e = espesor de la cañería

K_{liq} = módulo volumétrico líquido

E = módulo de Young para el material

μ = módulo de Poisson del material

c_1 = coeficiente de empotramiento de la cañería

Con c_1 :

$$c = \frac{5}{4} - \mu$$

$$c = 1 - \mu^2$$

$$c = 1 - \frac{\mu}{2}$$

Particularizando la ecuación para el agua ($K = 2.074 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$ y $\rho = 1\,000 \text{ kg/m}^3$), se obtiene:

$$a = \frac{1440}{\sqrt{1 + \frac{2.704 \cdot 10^9 D}{E e}}} \text{ (m/s)}$$

Los módulos de Young de los materiales más usados se detallan en la **tabla 23**.

Tabla 23. Módulo elástico de materiales de tuberías	
Material	Módulo de elasticidad (en GPa = 10^9 N/m^2)
Amianto-cemento	24
Fundición	80 - 170
Hormigón	14 - 30
Hormigón armado camisa chapa	39
Cobre	107 - 131
Acero	200 - 212
Polietileno	0.8
Poliéster	5.0
PVC rígido	2.4 - 2.75

Hasta este punto en el ejemplo se ha considerado el golpe de ariete que tiene lugar en la instalación de la **figura 68** por el cierre instantáneo de la válvula. Si el cierre se produce en un tiempo finito, denominado tiempo de cierre t_c , las sobrepresiones y subpresiones a las que va a estar sometida la tubería van a ser diferentes según el valor de t_c . Si el cierre es rápido, es decir $t_c < 2 \cdot L/a$, las sobrepresiones y subpresiones alcanzadas van a ser las mismas que en el caso del cierre instantáneo, proporcionadas por:

$$\Delta H = \frac{a \cdot \Delta v}{g} [m]$$

En cambio, si el cierre es lento, $t_c > 2 \cdot L/a$, los mencionados valores máximos son inferiores a los que se producen en el caso del cierre rápido. Para obtener el valor máximo de la sobrepresión que se alcanza en un cierre lento habría que proceder a resolver las ecuaciones diferenciales del fenómeno por alguno de los métodos existentes, no obstante, se han propuesto fórmulas que proporcionan, con mayor o menor exactitud, dichos valores máximos. Entre las más conocidas está la debida a Michaud:

$$\Delta H = \frac{2 \cdot L \cdot v_0}{g \cdot t_c}$$

Y a Allievi:

$$\Delta H = \frac{h_D}{2} (C^2 \pm C \cdot \sqrt{4 + C^2})$$

Donde:

$$C = \frac{L \cdot v_0}{g \cdot h_D \cdot t_c}$$

El \pm de la ecuación de Allievi indica que la fórmula proporciona el valor de la sobrepresión (+) y el de la subpresión (-).

Tal y como se ha descrito en el ejemplo del golpe de ariete producido por el cierre instantáneo de la válvula, el fluido en la tubería es sometido a subpresiones. Si dichas subpresiones hacen que el fluido alcance su presión de vapor, se producirá un cambio de fase en el fluido, apareciendo una fase vapor. A este fenómeno, que aparece también en otros ámbitos de la hidráulica, se le denomina cavitación. En el comportamiento transitorio de las instalaciones, la aparición de la cavitación puede conllevar un fenómeno de la rotura de la fase líquida en trozos separados por cavidades llenas de vapor denominado separación de la columna. La separación de la columna afecta drásticamente al desarrollo del transitorio, ya que la cavitación modifica la celeridad, que disminuye en la zona vaporizada, en esta zona la presión no puede disminuir por debajo de la presión de vapor y el colapso (vuelta a la fase líquida de las cavidades) puede producir sobrepresiones superiores a las previstas sin considerar este fenómeno.

> 4.2.5. Selección de la tubería de presión

Resumiendo los puntos vistos sobre las tuberías de presión, una metodología adecuada de selección podría ser:

- Considerar las diferentes clases de material para uniones
- Comparar costos de mantenimiento
- Tomar diámetros de tubería y espesores de pared disponibles
- Calcular la pérdida de altura por fricción de 4-10 % para determinados materiales y diámetros. Tabular los resultados
- Calcular la posible sobrepresión ocasionada por el golpe de ariete en caso de cierre brusco del paso de agua y sumarla con la presión estática
- Calcular espesores de pared adecuados para determinados tamaños de tubería. Tabular los resultados
- Diseñar soportes, anclajes y uniones
- Preparar una tabla de opciones, calculando el costo de cada una de las opciones y ver su disponibilidad en el mercado
- Seleccionar el diámetro en función del menor costo y menores pérdidas de energía

a. Apoyos y bloques de anclaje

Las tuberías que se encuentran a ciclo abierto requieren de estructuras de concreto para sostenerse y apoyarse según la pendiente del terreno. El perfil de la tubería y el trazado permiten determinar la ubicación de apoyos y estructuras que la sostienen y permiten el desplazamiento longitudinal por variación de la temperatura. La ubicación de los anclajes está determinada por las variaciones del terreno y estos están sometidos a esfuerzos por las cargas transmitidas por la tubería (**ver figura 58**).

Los pilares de soporte, los anclajes y los bloques de empuje cumplen la misma función básica: dar el peso necesario para contrarrestar las fuerzas de los fluidos que podrían hacer que la tubería se mueva y corra el peligro de romperse.

El soporte de tubería sostiene su peso y del agua que contiene. Los anclajes sirven para mantener en tierra a la tubería, así como para fijarla y evitar los movimientos laterales. El bloque de empuje se usa en codos de tuberías enterradas, a fin de transmitir las fuerzas a la tierra circundante.

Los apoyos o soportes deben construirse de manera tal que permitan el movimiento longitudinal de la tubería al contraerse o dilatarse debido a cambios de temperatura.

Los soportes tienen que ser construidos sobre suelo firme y no en un relleno. La superficie de contacto del apoyo con el suelo de cimentación debe estar calculada para soportar el peso sin exceder el límite de capacidad de resistencia del suelo. Además es necesario hacer canaletas de drenaje a lo largo de la tubería para evitar la erosión de los cimientos de los soportes.

El número de apoyos es un criterio técnico-económico determinado por el espesor del material de la tubería. El número de anclajes lo determinan las variaciones de la pendiente.

Los bloques de apoyo se utilizan para soportar adecuadamente la tubería de presión. Estos deben ser dimensionados de tal forma que sean de bajo costo y de fácil construcción. Los apoyos se diseñan para resistir el peso de la tubería llena de agua, pero no los empujes longitudinales.

Hay que calcular el máximo de espaciamiento entre los soportes de una tubería a fin de que esta no se fracture o flexione excesivamente.

La **tabla 24** da una serie de pautas para el espaciamiento de pilares basándose en la experiencia y en las recomendaciones de los fabricantes de tuberías. Por lo general, y si se tienen dudas, se puede usar un soporte por cada pieza de tubería.

Tabla 24. Espaciamiento entre apoyos (m) para tuberías de acero comercial					
Espesor	Diámetro (mm)				
	100	200	300	400	500
2 mm	2	2	2.5	3	3
4 mm	3	3	3	4	4
6 mm	4	4.5	5	6	6

b. Tuberías de acero

Lo importante en el caso de las tuberías de acero es el sistema de unión. Para cualquier método de acoplamiento flexible se requiere de un soporte por pieza. Para bridas que siguen la norma ISO, las tuberías pueden ser consideradas como si fueran de una pieza.

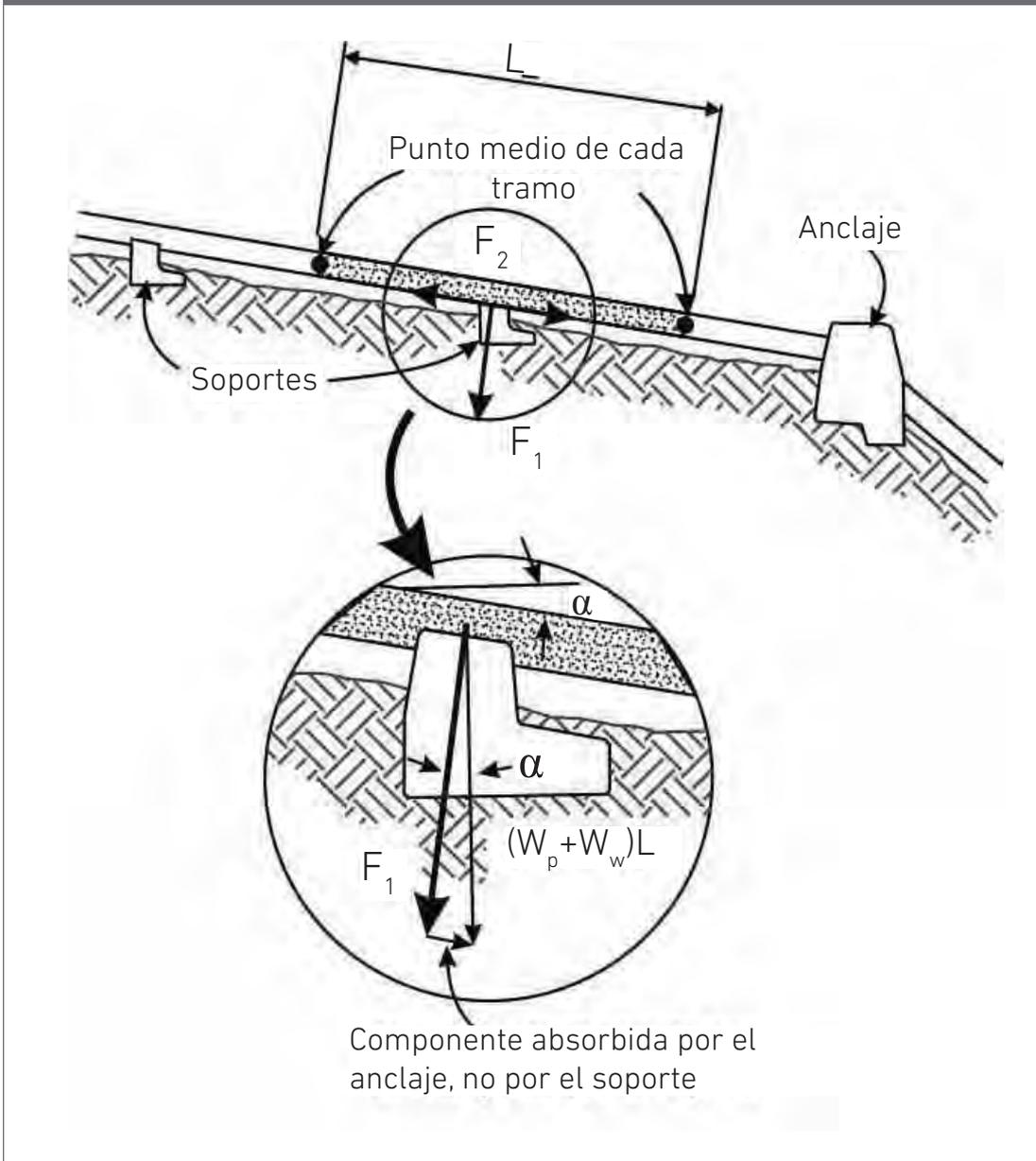
Nota: para tuberías de PVC ver relaciones de fabricantes (casi siempre un soporte por unidad).

Las tuberías de hierro fundido, hierro dúctil y concreto emplean por lo general uniones de espiga y campana. Estas pueden tener una flexión mínima, de allí que haya que usar un soporte por unidad.

c. Pilares de soporte

El peso del tramo de tubería y del agua encerrada que es soportada por el pilar crea una fuerza que puede ser dividida en dos componentes: una paralela al tubo y un perpendicular a este (**ver figura 75**).

Figura 75. Pilares de soporte. Componentes de las fuerzas



Como se mencionó anteriormente, un pilar de apoyo no se diseña para resistir a fuerzas longitudinales significativas y por lo tanto no será afectado por el componente paralelo al tubo del peso; un anclaje, en cambio, es diseñado para resistir fuerzas longitudinales significativas y por lo tanto no están afectados por el componente paralelo al tubo. Otro componente puede dar lugar a dos fuerzas:

- Componente del peso de la tubería y del agua contenida en ella, perpendicular a la tubería: componente del peso que tiene que ser transmitido y resistido por la tierra. Esta fuerza (F_1 en kgf) tiene un valor de:

$$F_x = (W_p + W_w) \cdot L \cos \alpha$$

Donde:

W_p = peso de la tubería por unidad de longitud (kgf/m)

W_w = peso del agua por unidad de longitud de tubería (kgf/m)

L = longitud del tubo apoyado por embarcadero (m), definida en la **figura 75**

α = ángulo de la tubería con la horizontal

- Fricción de la tubería en los apoyos: si el diseño de la tubería permite el movimiento longitudinal, esta incluirá una junta de expansión. Este movimiento sobre la parte superior de un apoyo genera una fuerza de fricción (F_2 , en kgf), que actúa en dirección de este movimiento. Esta fuerza tiene una magnitud:

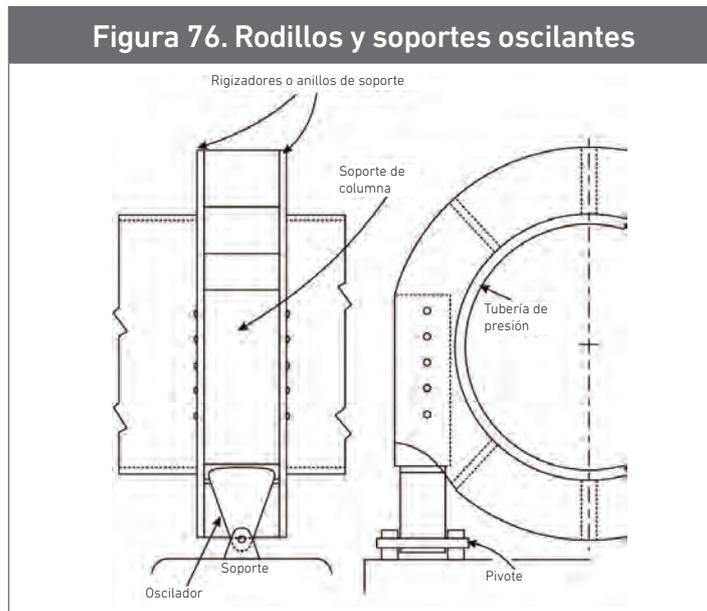
$$F_x = f \cdot F_1 = (W_p + W_w) \cdot L \cos \alpha$$

Donde:

f = coeficiente de fricción de la tubería contra el pilar de apoyo

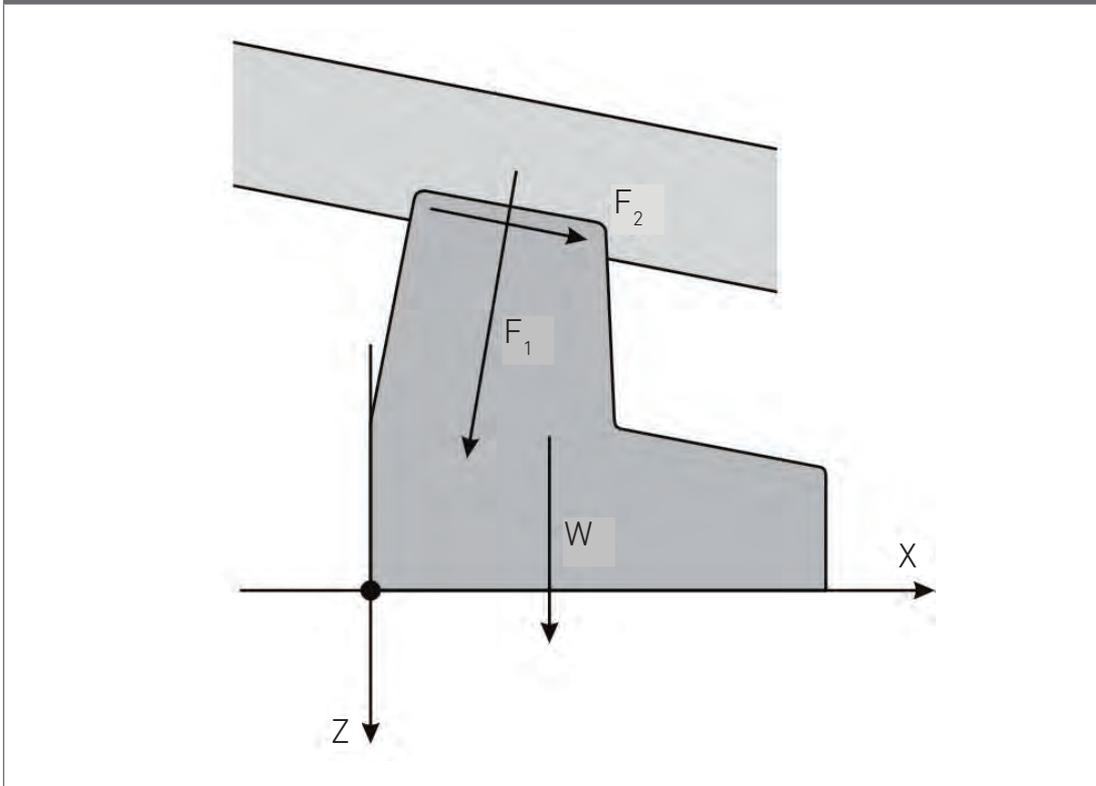
Tabla 25. Coeficiente de fricción para diferentes materiales	
Materiales	f
Acero en hormigón	0.60
Acero en acero (placas oxidadas)	0.50
Acero en acero (placas engrasadas)	0.25
Soportes oscilantes	0.15

Se pueden reducir considerablemente las fuerzas longitudinales en un apoyo usando rodillos o soportes oscilantes (**figura 76**).



La dirección de esta fuerza es la misma que la dirección del movimiento de la tubería. Por ejemplo, si la temperatura del tubo se eleva, este se dilatará y la parte del tubo aguas arriba de un anclaje se moverá hacia arriba, ocasionando una fuerza F_2 en el anclaje en esa dirección.

Figura 77. Diagrama de fuerzas sobre un bloque de apoyo



Se puede hacer un diagrama de todas las fuerzas que actúan sobre un bloque de apoyo, excepto la fuerza de reacción de la tierra (causado por fricción y presión de la fundación), como se muestra en la **figura 77**. En el diseño de un pilar de apoyo, estas fuerzas serán resueltas en componentes horizontales y verticales en un sistema de coordenadas con su origen en la esquina del pilar como se muestra. La fuerza (W) representa el peso del pilar de apoyo.

d. Anclajes

Un anclaje generalmente consiste en una masa de hormigón armado que rodea a la tubería. En virtud de su peso y el área que involucra, es diseñado para resistir cualquier carga que la tubería pueda ejercer en él y debe ser bien anclado a la tierra. Los anclajes a menudo se construyen en las curvas horizontales y verticales de la tubería y también con regularidad a lo largo de secciones rectas de la tubería. Debido a que un anclaje está unido a la tubería de presión y también con frecuencia está localizado en una curva en el tubo, actuarán sobre él más fuerzas que sobre un pilar de apoyo. Estas fuerzas son presentadas en la **figura 78**. El uso de las fórmulas de esta figura permitirá asignarle la importancia relativa de cada fuerza para una instalación específica. Con frecuencia, varias de las fuerzas descritas pueden ser despreciadas porque serán insignificantes o inexistentes.

Figura 78. Magnitud de las fuerzas que pueden encontrarse en el dimensionado de un anclaje

Fuente	Magnitud (kg-f)	Dirección
(1) Componente del peso de la tubería y el agua perpendicular a la tubería	$F_1 = (W_p + W_w)L' \cos \alpha$ **	
(2) Fricción de la tubería sobre los soportes	$F_2 = f(W_p + W_w)L'' \cos \alpha$ **	
(3) Presión hidrostática de un codo	$F_3 = 1.6 \cdot 10^3 \rho D^2 \sin\left(\frac{\beta - \alpha}{2}\right)$	
(4) Componente del peso de la tubería paralela a esta	$F_4 = W_p L \sin \alpha$ **	
(5) Tensión generada térmicamente (si no se incluye la junta de expansión)	$F_5 = 31 \cdot D \cdot t \cdot E \cdot a \cdot \Delta T$	
(6) Fricción en la junta de expansión	$F_6 = 3.1 \cdot D \cdot C$	
(7) Presión hidrostática en el extremo expuesto de la tubería en una junta de expansión	$F_7 = 3.1 \cdot p \cdot D \cdot t$	
(8) Presión dinámica en una curva	$F_8 = 250 \left(\frac{Q}{D}\right)^2 \sin\left(\frac{\beta - \alpha}{2}\right)$	
(9) Reducción del diámetro de la tubería	$F_9 = 1.0 \cdot 10^3 \cdot p \cdot A''$	

* La dirección de las fuerzas mostradas en la tabla es para la tubería expandiéndose, las direcciones contrarias son para las cañerías contrayéndose.

** Reemplace α por β para la contribución de la fuerza desde aguas abajo.

Donde:

a = coeficiente de dilatación lineal de tubo ($^{\circ}\text{C}^{-1}$)

A'' = reducción del área de tubo en una reducción del diámetro (m^2), área del tubo aguas arriba, área del tubo aguas abajo

C = fricción en la junta de expansión por unidad de longitud de circunferencia (kgf/m)

D = diámetro de tubo (m)

E = módulo (de Young) de elasticidad (kgf/cm^2)

f = coeficiente de la fricción entre tubo y apoyo

Q = caudal (m^3/s)

t = espesor de pared de la tubería (mm)

ΔT = máxima diferencia de temperaturas que experimentara la tubería ($^{\circ}\text{C}$)

W_p = peso de la tubería por unidad de longitud (kgf/m)

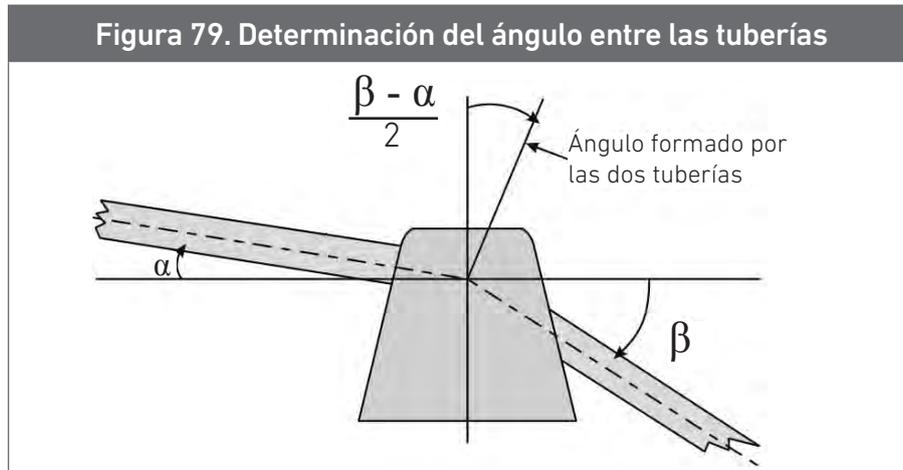
W_w = peso del agua por unidad de longitud (kgf/m)

L = longitud definida en la **figura 85** (m)

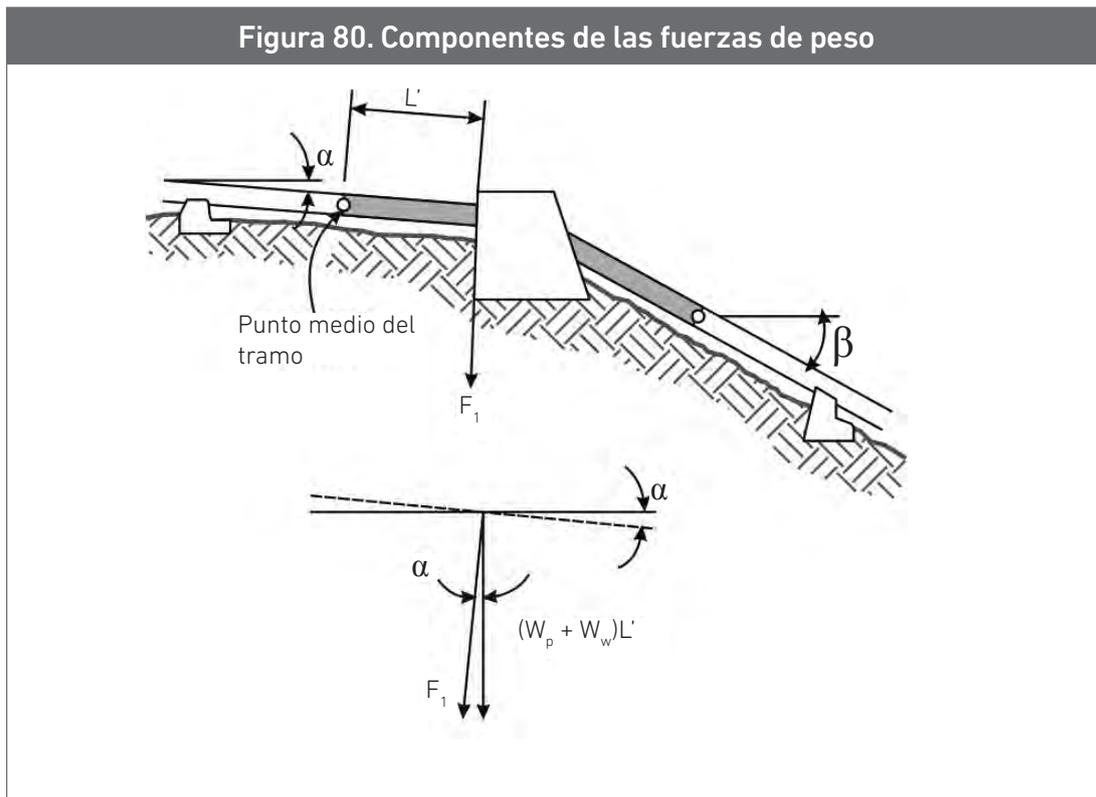
L' = longitud definida en la **figura 80** (m)

L'' = longitud definida en la **figura 81** (m)

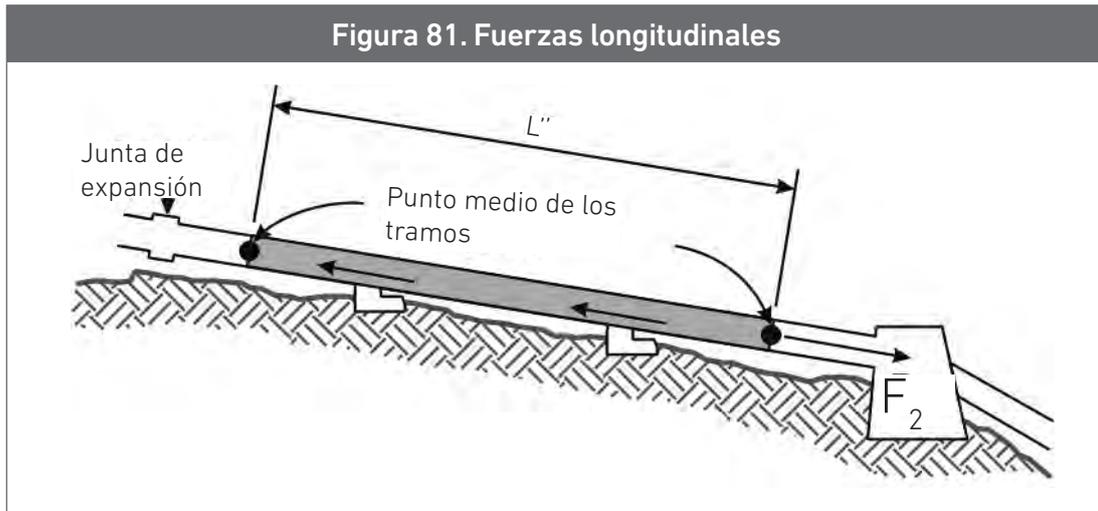
p = presión hidrostática (incluso onda presión) en punto de interés (m)



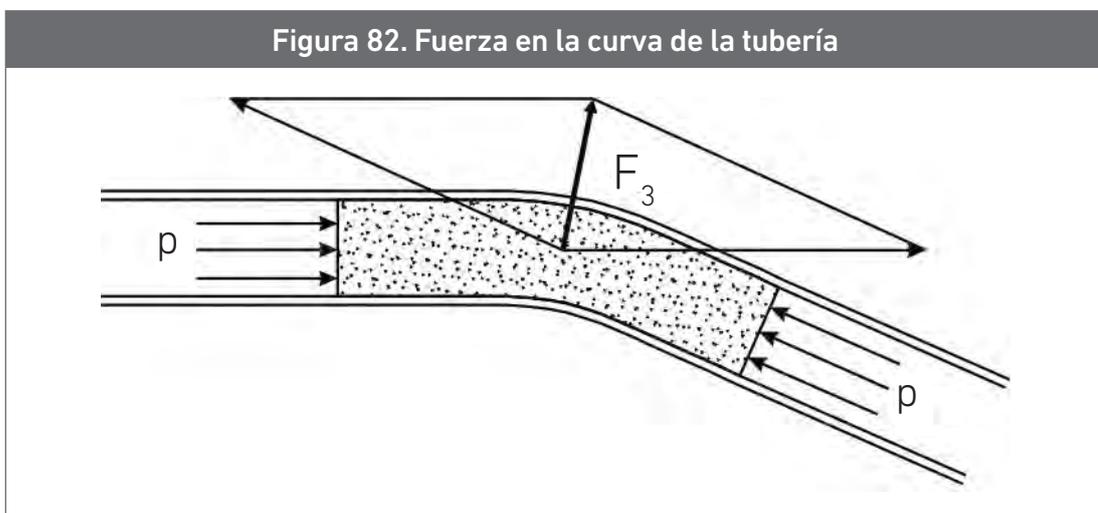
- Componente del peso de la tubería y del agua contenida perpendicular al tubo: esta fuerza es análoga a la fuerza (F_1) presente en los apoyos. Como puede haber una curva en el anclaje, tanto las longitudes aguas arriba como aguas abajo del tubo contribuyen por separado, cada fuerza perpendicular a la línea de centro del segmento de cada tubo que contribuye. La **figura 81** ilustra solo la contribución del tramo aguas arriba. Debe notarse que la fuerza que resulta de la componente paralela del peso de estos tramos del tubo se incluye en la fuerza F_4



- Fricción de la tubería en los apoyos: si la tubería se mueve longitudinalmente sobre los pilares de soporte, se crea una fuerza de fricción en cada apoyo, como ya se describió. Una fuerza F_2 igual a la suma de todas estas fuerzas, pero de dirección contraria, actúa sobre el anclaje (**figura 81**). Esta fuerza existe solo donde uno o varios pilares se encuentran localizados entre el anclaje y una junta de expansión. Por ejemplo, si una de expansión se encuentra aguas abajo del anclaje, las fuerzas de fricción en el tramo de descenso del tubo no se transmitirán al anclaje de aquel lado

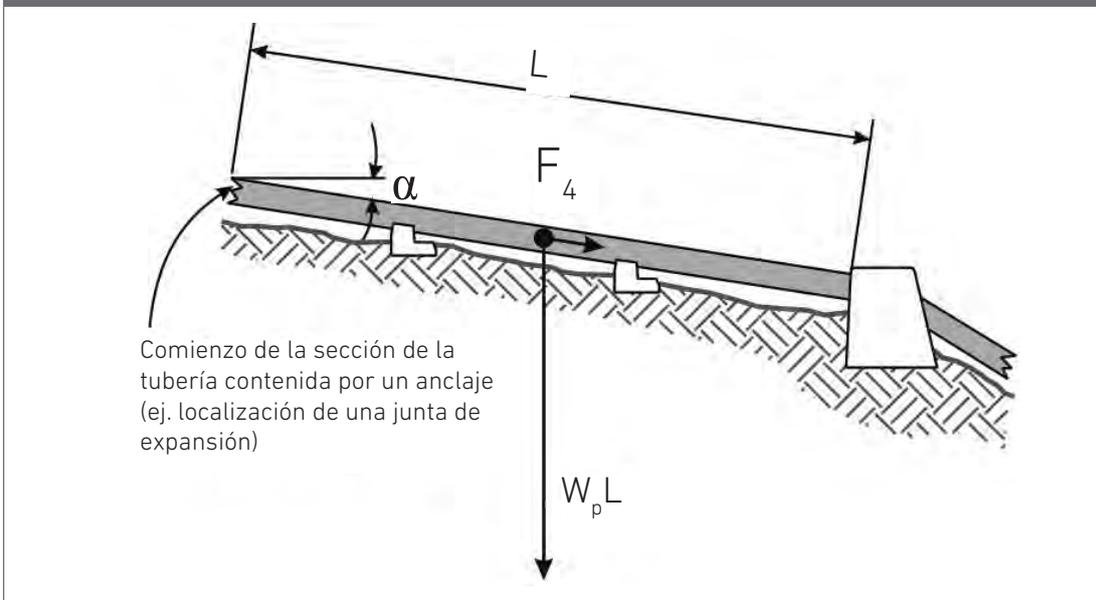


- Presión hidrostática dentro de una curva: la presión hidrostática del agua en una curva crea una fuerza F_3 que actúa hacia fuera como se muestra en la **figura 82** (o hacia dentro si la curva es cóncava ascendente). Esta es la fuerza principal que debe considerarse en el diseño de anclajes o bloques de empuje para aprovechamientos de medios a grandes saltos, pero puede ser minimizada evitando curvas significativas a lo largo de la alineación de la tubería, por ejemplo, usando curvas graduales a lo largo de una tubería de plástico



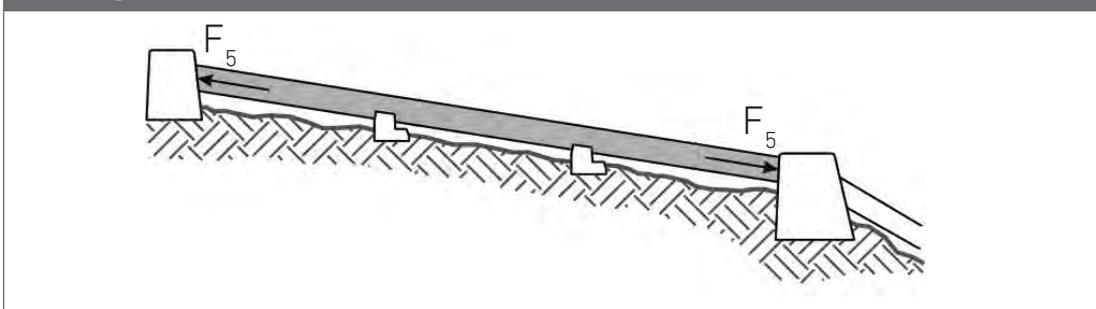
- Componente del peso de la tubería paralela a la dirección de la misma: en una cuesta, la componente del peso del tubo, paralela al mismo, tiende a tirarlo hacia abajo y ejerce una fuerza en un anclaje (**figura 83**). Se deben considerar las secciones de una tubería tanto aguas arriba como aguas abajo de un anclaje. La longitud (L) en la ecuación de la fuerza F_4 que actúa en un anclaje es la longitud de la sección aguas arriba o aguas debajo de la tubería que realmente debe ser controlada por ese anclaje. La sección aguas arriba puede comenzar en la cámara de carga o, por lo general, en una junta de expansión. La sección aguas abajo por lo general se termina en una junta de expansión. Si la junta de expansión aguas abajo de un bloque de anclaje se localiza cerca del anclaje, como por lo general se hace, la fuerza que proviene del peso de la sección descendente del tubo entre el anclaje y la junta es insignificante y por lo general se desprecia

Figura 83. Componente del peso de una tubería paralela a la sección de la misma

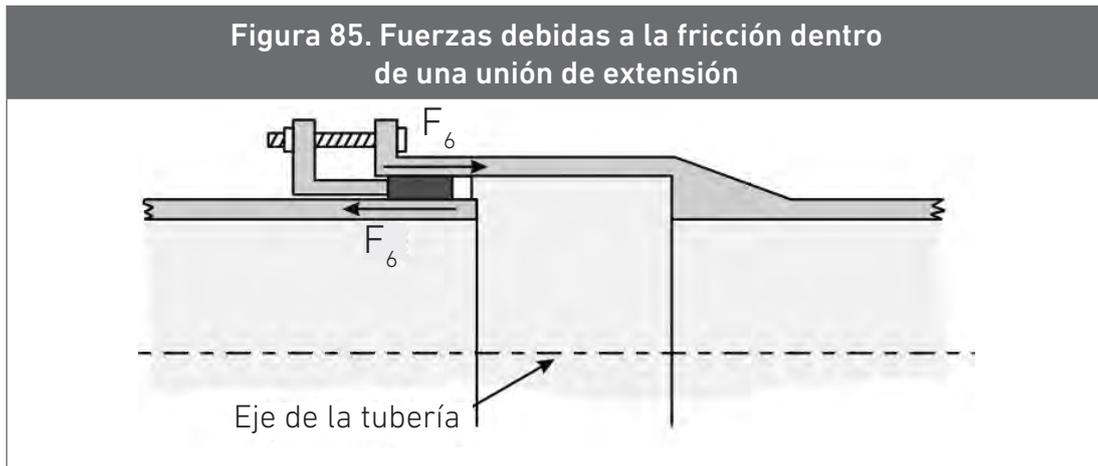


- Tensiones térmicamente inducidas: si una sección expuesta del tubo rígido no incorpora una junta de expansión, las tensiones inducidas térmicamente aumentan en el tubo y actúan sobre el anclaje. La fuerza asociada F_5 puede empujar contra el anclaje (con el aumento de la temperatura, **ver figura 84**) o tirar del anclaje (con la disminución de la temperatura)

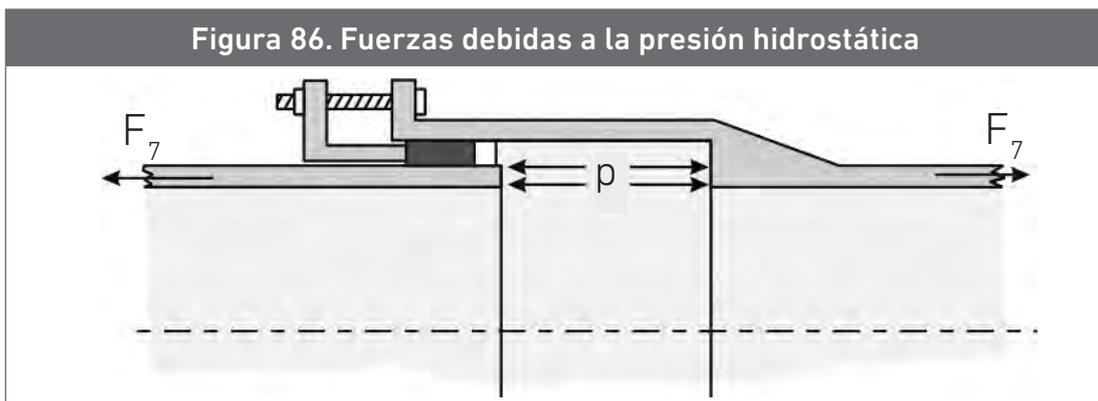
Figura 84. Fuerzas asociadas a las tensiones inducidas térmicamente



- Fricción dentro de unión de extensión: para prevenir las fugas o filtraciones, el sello dentro de una junta de expansión debe ser ajustado suficientemente. Sin embargo, este ajuste también hace que sea más difícil para la junta tener cualquier movimiento longitudinal del tubo. La fricción entre el sello y los enchufes concéntricos en la junta de expansión crea una fuerza F_6 que se opone a cualquier dilatación o contracción del tubo (**ver figura 85**). Esta fuerza es dependiente del diámetro del tubo y el ajuste del sello. Un valor aproximado en kgf es 10 veces el diámetro de tubo nominal en milímetros

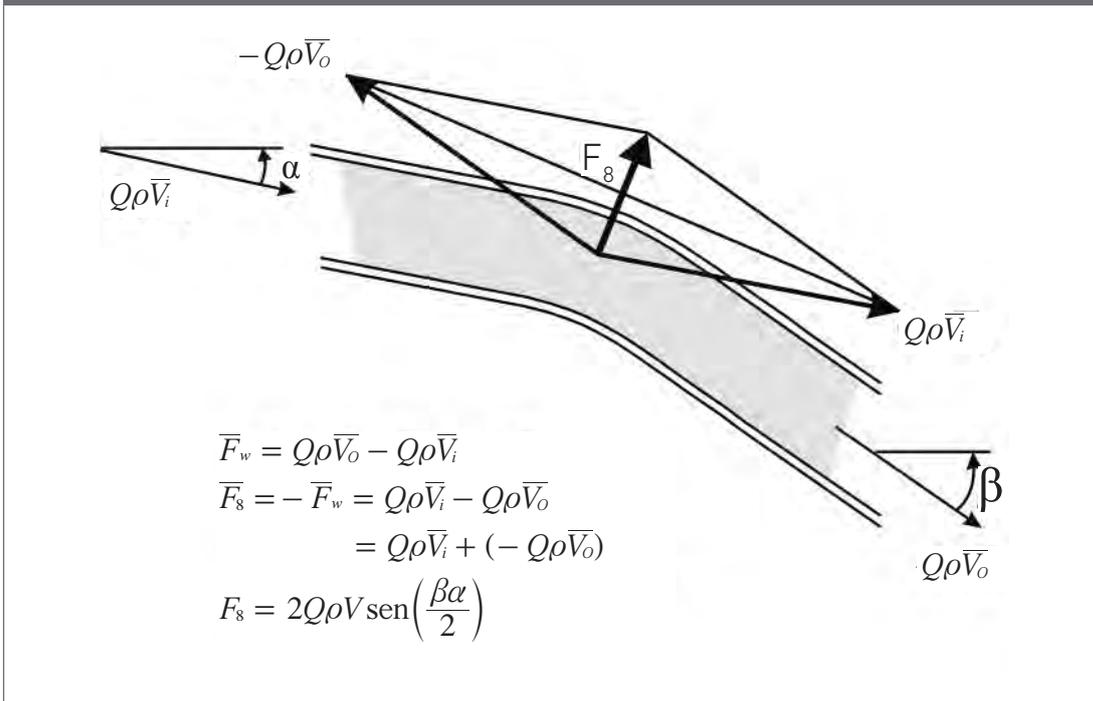


- Presión hidrostática sobre el final expuesto de tubo en la junta de expansión: las dos secciones de la tubería que entran en una junta de expansión terminan dentro de la unión; por lo tanto, sus extremos están expuestos a la presión hidrostática, causando una fuerza F_7 que empuja contra los anclajes aguas arriba y aguas abajo de la unión (**ver figura 86**). Esta fuerza por lo general contribuye mínimamente a las fuerzas totales en un anclaje



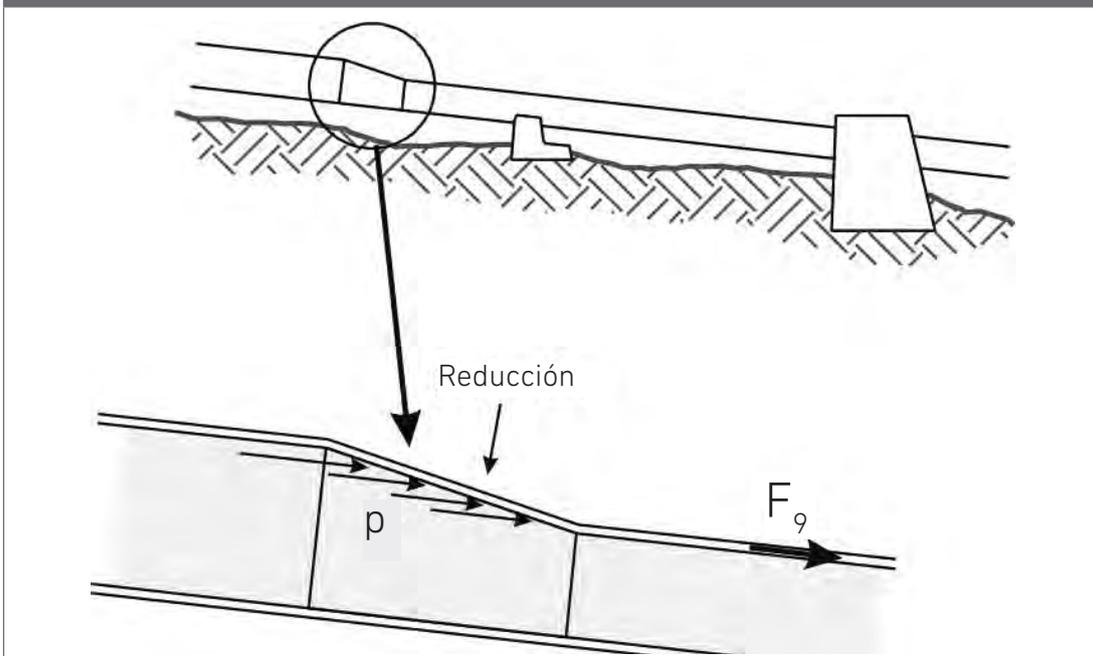
- Presión dinámica en una curva: en una curva, el agua cambia la dirección de su velocidad y por lo tanto la dirección de su empuje (**figura 87**). Esto hace que la curva ejerza una fuerza en el agua. Por consiguiente, una fuerza de reacción igual pero de sentido contrario F_8 actúa sobre la curva; en la dirección que divide en partes iguales el ángulo exterior de la curva. Como las velocidades en las tuberías son relativamente bajas, la magnitud de esta fuerza es por lo general insignificante

Figura 87. Fuerzas debidas a la presión dinámica en una curva



- Reducción de diámetro del tubo: si hay un cambio del diámetro de la tubería, la presión hidrostática que actúa en el área expuesta crea una fuerza F_9 que actúa en dirección del tubo de diámetro menor (**ver figura 88**)

Figura 88. Fuerzas en una reducción del diámetro de tubo

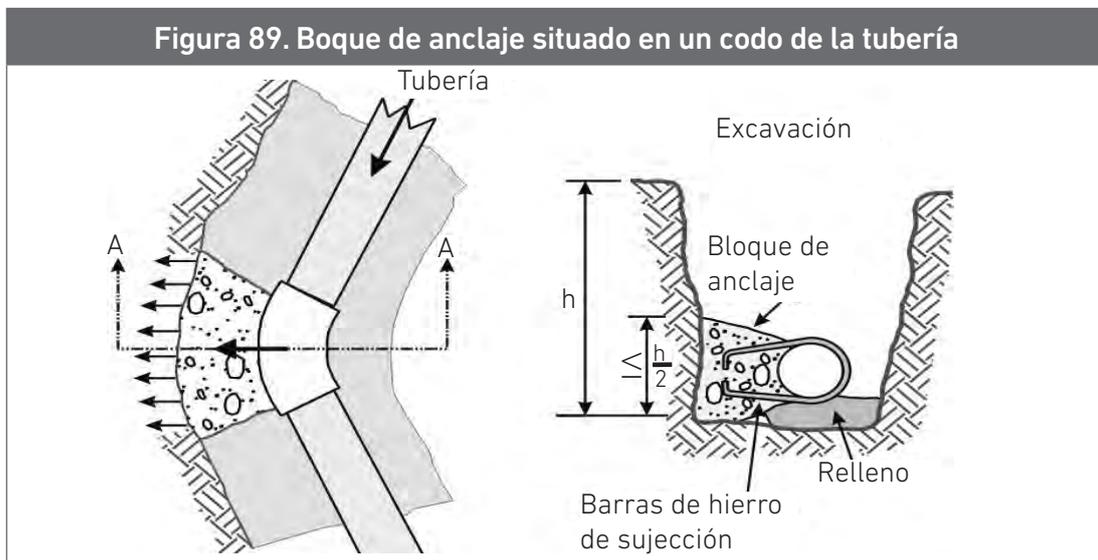


Si la sección de una tubería se localiza cerca de una corriente (cauce de agua) y puede ser sumergida durante una inundación, se debe considerar otra fuerza: la fuerza que proviene de la flotabilidad si la tubería permanece vacía durante una inundación. Esta fuerza podría ser contrarrestada encerrando esta sección de la tubería con hormigón. Este también protege la tubería de los cantos rodados y otros escombros que arrastra la crecida. Aunque también se pueden usar gaviones o escudos de madera para proteger la tubería, sin embargo, estos pueden no proporcionar la fuerza necesaria de contrarrestar la flotabilidad.

Aunque un anclaje por lo general se diseña de modo que su peso contrarreste las numerosas fuerzas impuestas por la tubería, las barras de acero ancladas en la roca del suelo también pueden contribuir a esta tarea. Si las barras se pueden asegurar fuertemente a la roca, pueden absorber estas fuerzas, y el peso y por lo tanto el tamaño del anclaje puede ser reducido.

e. Bloques de empuje

Estos son una forma especializada de anclaje cuyo único objetivo es transmitir fuerzas principalmente causadas por presiones hidrostáticas (F_3) que son concentradas en las distintas curvas a lo largo de una tubería enterrada, al suelo que proporciona la fuerza de reacción. Pero si la fuerza es ascendente, igual se debe usar un anclaje, especialmente si el suelo encima de un bloque de anclaje no es capaz de resistir esta fuerza. En curvas graduales, estas fuerzas son uniformemente distribuidas a lo largo del tubo y el suelo que ha sido correctamente relleno puede resistir las sollicitaciones de la tubería. Si hay una reducción repentina del área del tubo, también se requerirá un bloque de empuje para transmitir la fuerza asociada (F_9).



La magnitud y la dirección de la fuerza principal que actúa en un bloque de empuje están definidas por la fuerza F_3 en la **tabla 79**. Como el tubo enterrado no está sujeto a grandes cambios de temperatura, no se usan juntas de expansión y las fuerzas F_2 , F_5 , F_6 , y F_7 no se tienen en cuenta. A causa de las bajas velocidades en una tubería, la fuerza F_9 causada por la presión dinámica en una curva es despreciable. Las fuerzas F_1 y F_4 que resultan del peso del tubo son distribuidas a lo largo de la longitud de la tubería y resistidas por el suelo.

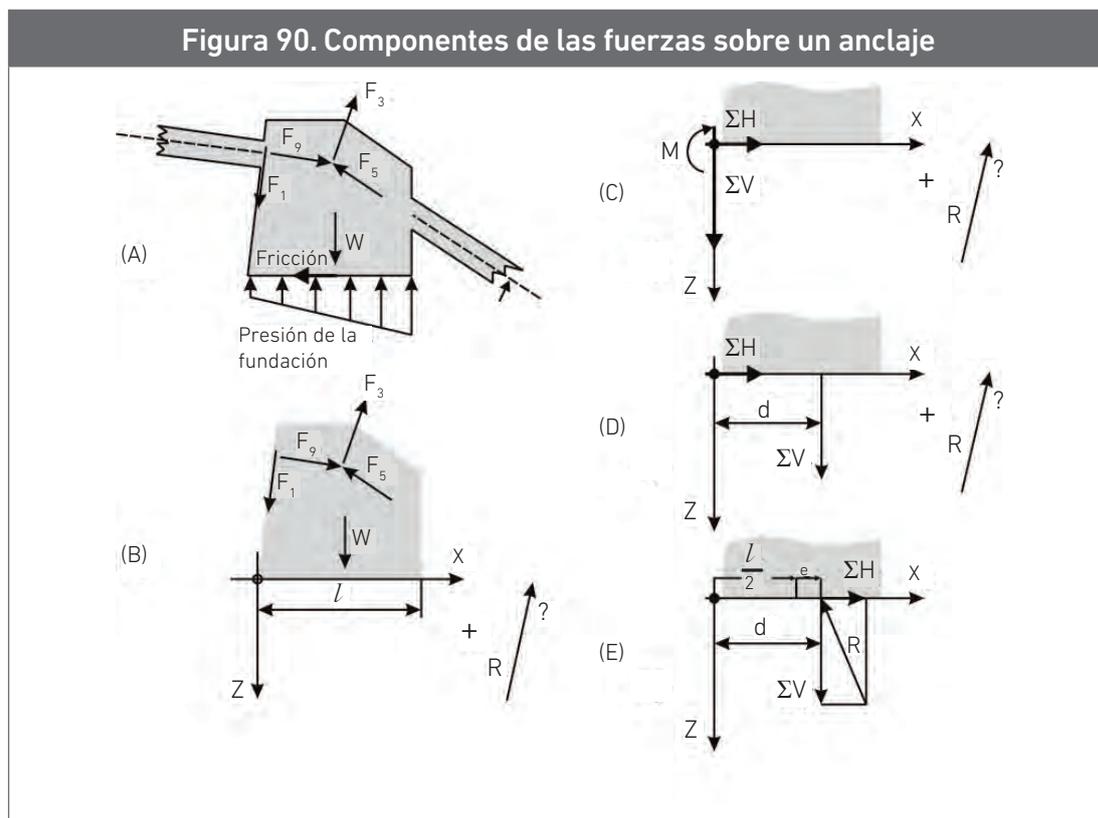
Un bloque de empuje es comúnmente un bloque de hormigón vertido después de que el tubo está en su lugar. Se coloca en una posición tal que transmita la fuerza que actúa sobre él a la tierra. El bloque de empuje no debería ser más alto que la mitad de la distancia de la superficie de la tierra a su base (**figura 83**). La cara del bloque de empuje debe ser aproximadamente perpendicular a la fuerza que debe transmitir.

Reducción de las fuerzas que actúan en una estructura

A modo de procedimiento de cálculo de las fuerzas que intervienen en la sujeción de una tubería, el siguiente paso es diseñar cada una de estas estructuras para resistir a estas fuerzas. Primero es necesario simplificar el problema reduciendo todas las fuerzas que actúan en la estructura a una única fuerza que actúa en un punto específico. Cuando se ha hecho esto, se puede determinar la estabilidad de un diseño dado.

A fin de explicar el procedimiento para simplificarlo tanto como sea posible, asuma que la única curva en un anclaje está en un plano vertical. Si este no fuera el caso, las fuerzas tendrían que ser resueltas en dos planos verticales perpendiculares. Un plano por lo general incluye el tubo que entra en el anclaje. Cada fuerza tendría que resolverse con cuidado a lo largo de tres direcciones perpendiculares. En este caso, la reducción de fuerzas y condiciones para la estabilidad todavía serían válidas, pero la aplicación de estas ideas se hace más compleja.

Asuma que una estructura está siendo sometida a las fuerzas mostradas en el primer dibujo de la **figura 90**. Además de las fuerzas antes descritas, también se incluye el peso combinado (W) de la masa de hormigón, así como de la masa del tubo y del agua dentro de este, que actúa en el centro de gravedad del anclaje también.



En la reacción a todas estas fuerzas, la fundación ejerce una presión de fundación inicialmente desconocida y una fuerza de fricción sobre la base del anclaje. El efecto neto de la fricción y presión de fundación es idéntico a (y puede ser sustituido matemáticamente con) una fuerza de reacción (R), actuando en un punto indeterminado en el anclaje con una dirección y magnitud que deberá ser determinados (**figura 90b**).

Un primer paso para la reducción de las fuerzas de la tubería y el peso del anclaje a una sola fuerza es resolver cada fuerza en los ejes de componentes paralelos a los ejes z y x. Las fuerzas originales son entonces equivalentes a la suma de todas las componentes horizontales (ΣH) y la suma de todas las componentes verticales (ΣV) que actúan a lo largo de los ejes x y z, respectivamente, más el momento (ΣM) que resulta de todas las fuerzas actuantes alrededor del origen (**figura 90c**).

Trasladando la fuerza vertical neta (ΣV) una distancia (d) a la derecha tal que $\Sigma M = d \cdot \Sigma V$, la fuerza ΣV que actúa en un nuevo punto (**figura 90d**) es el equivalente a la misma fuerza que actúa en el origen más el momento.

La fuerza ΣH puede moverse a lo largo de su línea de acción sin contribución de un ningún momento. La suma vectorial de ΣV y ΣH es la suma de todas las fuerzas creadas por la tubería, la masa del anclaje y R, la fuerza de reacción que es igual en magnitud, pero de dirección contraria (**figura 90e**). La fuerza de reacción actúa a una distancia (d) del origen del sistema de coordenadas. Un modo más útil de expresar la posición del punto en el cual la fuerza de reacción actúa es especificar su distancia (e) a la derecha del centro de la base de la estructura. Por lo tanto, $e = d - l/2$, donde l es la longitud de la base de la estructura. Esto se define como la excentricidad de carga. Un valor negativo de e implica una fuerza de reacción que actúa en el izquierdo desde el centro de la base.

Condiciones de estabilidad

Para que un bloque de apoyo o un anclaje sea estable y cumpla su objetivo, se deben cumplir varias condiciones:

- La estructura no debe deslizarse sobre su fundación. Si μ es el coeficiente de fricción entre el bloque o el anclaje y la tierra, se debe cumplir la siguiente relación para que no ocurra deslizamiento: $\Sigma H \leq \mu \cdot \Sigma V$. A menudo se asume inicialmente un valor de $\mu = 0.5$
- Las fuerzas que actúan en la estructura no deben tender a volcar el anclaje. Si la base de la estructura es rectangular, esta condición se cumple si el resultado actúa dentro del tercio medio de la base
- La carga transmitida a la fundación debe estar dentro del límite seguro de la capacidad de porte del material de fundación. Ya que tanto la estructura como la fundación son elásticas, la presión de fundación por lo general no es uniforme sobre la base de la estructura. Aunque la distribución exacta de esta presión no es conocida, se asume que es una distribución lineal como se indica en la **figura 90a**. Si la base es rectangular, las presiones de fundación máximas y mínimas que actúan en extremos opuestos de la base. Entonces:

$$p_r = \frac{\sum V}{A} \left(1 \pm \frac{6e}{l} \right)$$

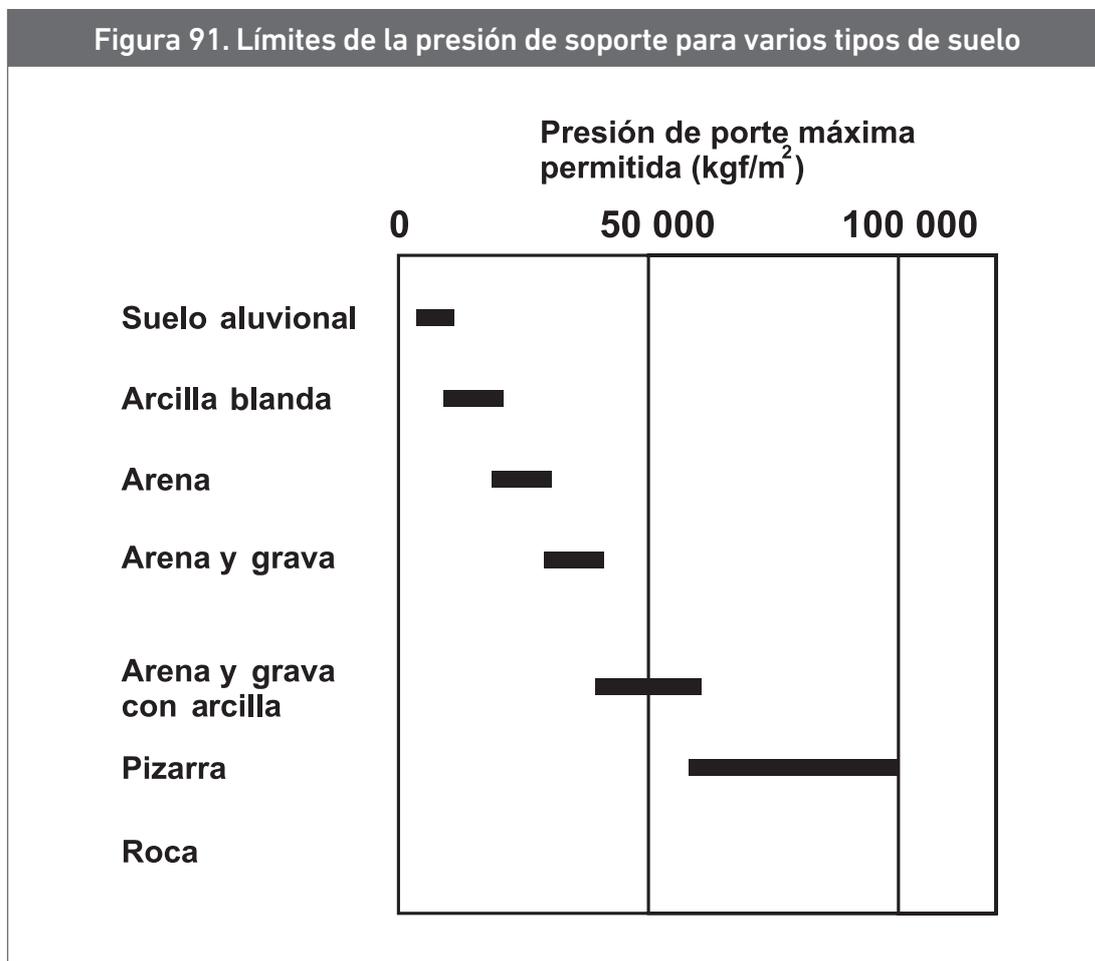
Donde:

A = área de la base del bloque de apoyo o anclaje (m²)

l = longitud de la base (m)

e = excentricidad de la carga (m)

El valor máximo de p_r debería estar por debajo del límite de capacidad de porte seguro de la fundación en la cual la estructura descansa. Los límites para varios tipos de suelo se muestran en la **figura 91**.



La ecuación anterior también muestra que si la fuerza de reacción sobre la estructura actúa fuera del tercio medio, es decir $e > l/6$ o $e < -l/6$, la presión de fundación mínima p_f será negativa. Claramente, esto no es posible pues la estructura se volcaría.

En la determinación de la estabilidad de una estructura, los casos más adversos deben ser considerados, casos en los cuales la sumatoria de las fuerzas o momentos se maximice.

• 4.3. Bibliografía

Audisio, O. «El fenómeno de golpe de ariete y su aplicación en las centrales hidroeléctricas». En: **Hidrored**. Lima: Red Latinoamericana de Hidroenergía. 2(2). 2005.

Coz, F. et al. **Manual de mini y microcentrales hidráulicas. Una guía para el desarrollo de proyectos**. Lima: IT Perú, 1995.

Harvey, A. et al. **Micro-Hydro Design Manual. A Guide to Small-Scale Water Power Schemes**. Exeter: Intermediate Technology Publications, 1993.

Inversin, A. **Micro-Hydropower Sourcebook. A Practical Guide to Design and Implementation in Developing Countries**. Washington D.C.: NRECA International Foundation, 1990.

Mattaix, C. **Turbomáquinas hidráulicas**. Madrid: Icai, 1975.

Penche, C. (Ed). **Manual de pequeña hidráulica. Cómo llevar a buen fin un proyecto de minicentral hidroeléctrica**. Bruselas: European Small Hydropower Association, 1998.

Wahl, T. **Trash Control Structure Sand Equipment. A Literature Review and Survey of Bureau of Reclamation Experience**. Denver: U.S. Department of the Interior, 1992.

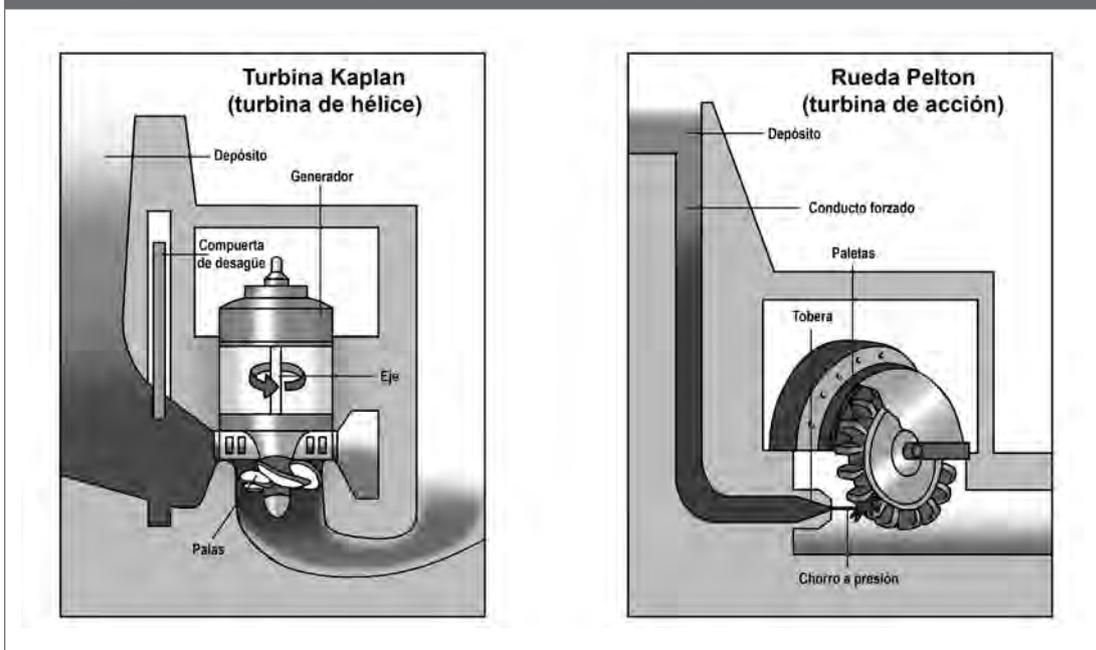
EQUIPO ELECTROMECAÁNICO

- **5.1. Selección de turbinas hidráulicas para microcentrales hidroeléctricas**

- > 5.1.1. Clasificación de las turbinas hidráulicas

Las turbinas hidráulicas se clasifican en dos grandes grupos, turbinas de acción y turbinas de reacción. Las turbinas de acción son aquellas en las cuales el agua impacta en el álabe de la turbina a presión atmosférica; en este caso el agua es dirigida hacia los álbes a través de un eyector, que convierte la energía potencial del agua en energía mecánica a través de cambios de sección. En las turbinas a reacción el agua llega a los álbes de la turbina a una presión superior a la presión atmosférica, pero también a una velocidad alta, es decir, su ingreso conlleva la introducción de energía cinética y energía potencial, que son transformadas por la turbina en energía mecánica y rotación.

Figura 92. Turbina Kaplan (reacción), izquierda y Pelton (acción) derecha

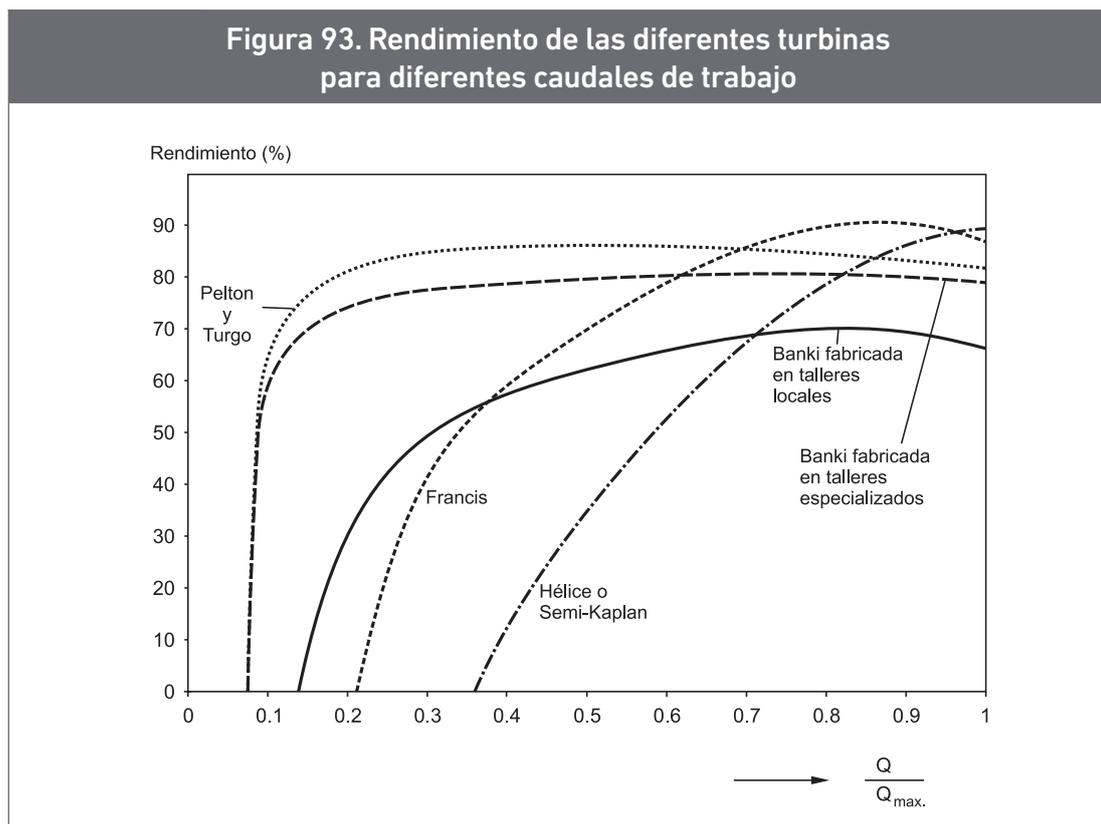


En la **figura 92** se puede observar que la turbina Kaplan está dentro de un tubo lleno de agua sumergida totalmente, mientras que la turbina de la derecha, una tipo Pelton, recibe el impacto de un pequeño chorro de agua.

Sin embargo, la clasificación más difundida de las turbinas hidráulicas es según el salto y el caudal relativo de trabajo a la que están sometidas estas máquinas: turbinas hidráulicas de grandes caídas y pequeños caudales (en este grupo solo entran las turbinas de acción); turbinas de medianas caídas y medianos caudales (en este grupo hay turbinas de acción pero también de reacción); y turbinas de pequeñas caídas y grandes caudales¹ (en este grupo están las turbinas de reacción), aunque en la actualidad se está desarrollando un cuarto grupo de turbinas que trabajan a alturas físicas cero, también denominadas turbinas de río. Estas funcionan utilizando la altura dinámica del agua contenida en la velocidad del agua.

Todos los modelos de las turbinas desarrolladas, excepto la de corriente libre (o de río) y la tipo tornillo de Arquímedes, se encuentran dentro de uno de los tres grupos mencionados. Sin embargo algunos modelos, bajo ciertas condiciones, se pueden localizar en dos grupos, especialmente en los rangos de medianas y bajas alturas relativas.

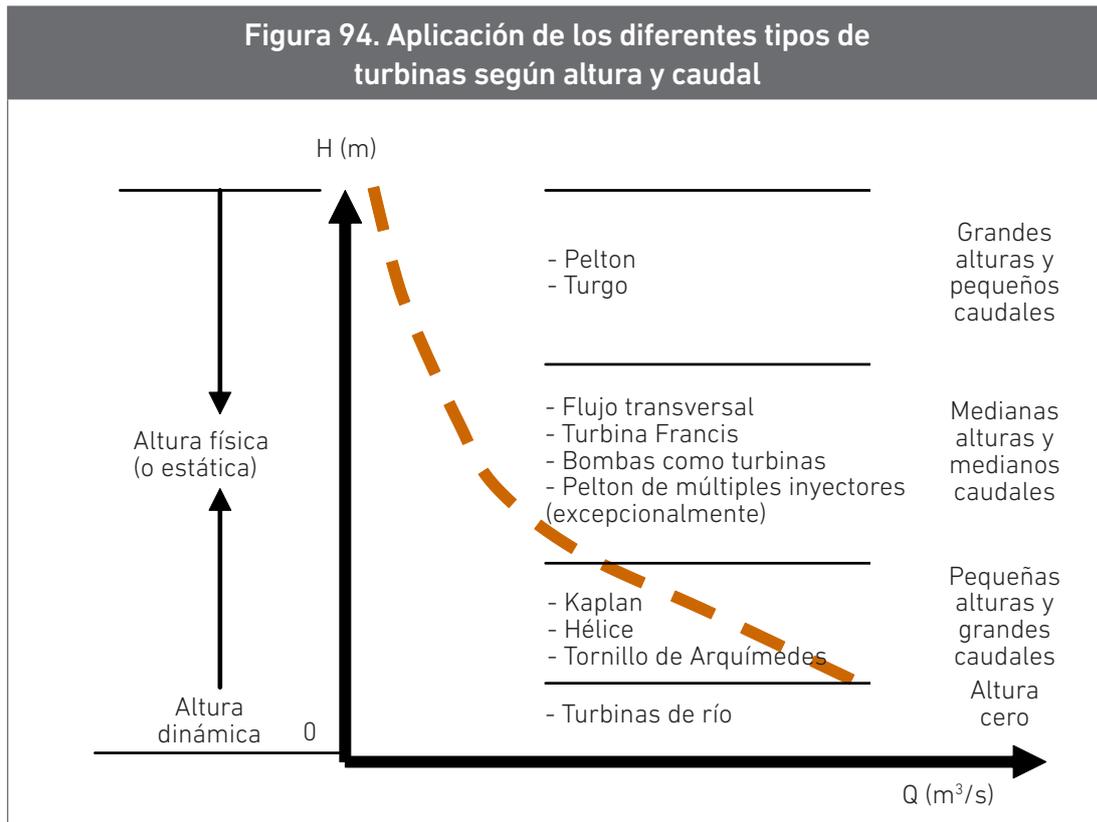
Las clasificaciones antes indicadas son el producto del trabajo analítico y práctico de ingenieros especializados en el diseño e implementación de centrales hidráulicas, en el intento de encontrar los campos de mejor rendimiento para cada modelo, mejor eficiencia y mejor relación costo-beneficio.



¹ Los términos grandes y pequeños son utilizados en forma relativa, caudal pequeño para una central de 100 mW es muy diferente de caudal pequeño para una central de 1 mW. Por tanto para juzgar si una central está dentro de uno de los rangos mencionados, hay que ubicarse primero en el rango de potencias.

Debido a su comportamiento variable con respecto a las condiciones de aplicación la turbina se convierte en el elemento central del equipo electromecánico, el que requiere más atención en su selección, mientras que para la selección de los otros elementos (generador, controles y redes) solo se tiene en cuenta la potencia que se genera o transmite.

Por las razones antes expuestas es importante hacer una buena elección del tipo de turbina a utilizar, esto redundará en los costos, versatilidad, rendimiento de la central hidroeléctrica, y últimamente, en la viabilidad de la central hidroeléctrica que se planea instalar. La elección de los otros componentes (generador, regulador y redes) requiere un cálculo técnico económico.



a. Turbinas de grandes caídas y pequeños caudales

Los dos modelos más conocidos dentro de este grupo de turbinas son la turbina tipo Pelton y la tipo Turgo.

Turbinas Pelton

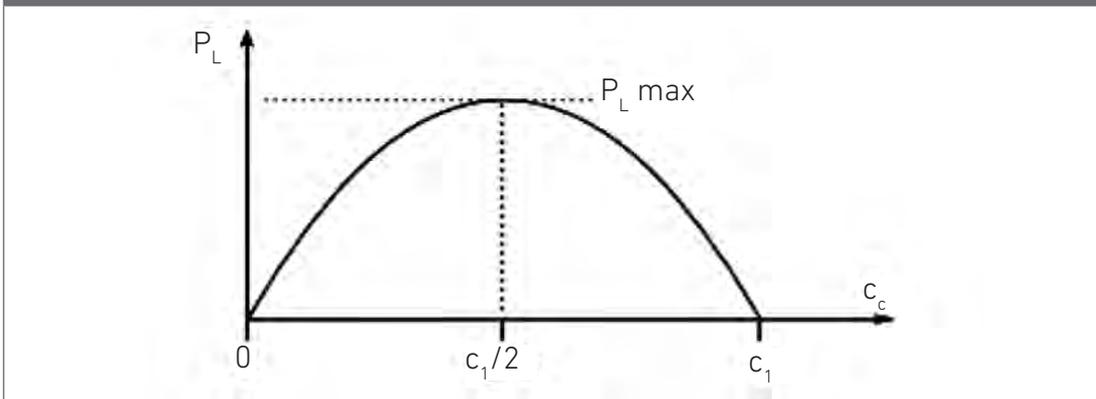
Es el modelo más antiguo de turbinas y uno de los más utilizados en el mundo, esta máquina funciona por el impacto del chorro de agua sobre los álabes (o cucharas).

Figura 95. Rodete de turbina Pelton



La turbina Pelton es una máquina de diseño y construcción robusta, de alta confiabilidad y permite altas eficiencias. A diferencia de la mayoría de los demás modelos, se caracteriza también por su alta eficiencia cuando trabaja a caudales parciales. En la actualidad se fabrican micro, mini y picoturbinas Pelton de múltiples inyectores.

Figura 96. Eficiencia de una turbina Pelton para diferentes velocidades de rotación



Las turbinas Pelton se utilizan frecuentemente en pequeños aprovechamientos por su sencillez de fabricación, fácil montaje y altos rendimientos, especialmente cuando se trata de turbinas con un solo inyector o un máximo de dos.

En turbinas Pelton de pequeñas potencias generalmente se utilizan inyectores de descarga abierta, sin válvulas de aguja. Este arreglo se hace particularmente conveniente cuando se utilizan reguladores electrónicos de carga y cuando no hay necesidad de uso de reservorios, que también es lo más común en microcentrales.

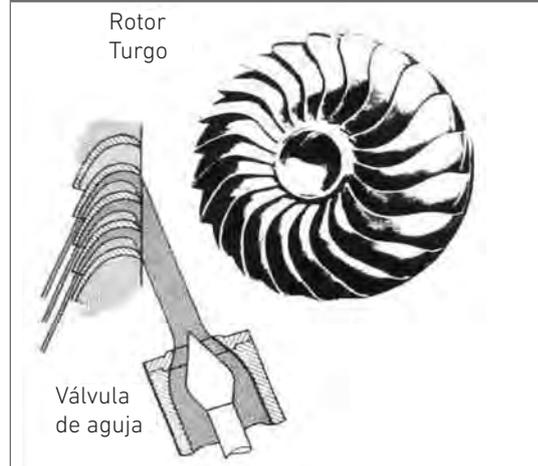
Turbinas Turgo

Máquina cuyo funcionamiento es muy similar al de la turbina Pelton, con la diferencia de que su diseño permite la llegada de un chorro de mayor sección de salida, y por tanto, la llegada de mayor caudal al álabe. Por sus características de diseño permite trabajar con alturas relativas más bajas que las turbinas Pelton para condiciones del mismo caudal. Una turbina de este tipo compite con las turbinas Francis lentas.

Figura 97. Rodete de una turbina Turgo



Figura 98. Ingreso del chorro de agua



Como la Pelton, se trata de una turbina de acción, pero sus álabes tienen una forma y disposición distinta. El chorro incide con un ángulo de 20° respecto al plano diametral del rodete (**ver figura 98**), entrando por un lado del disco y saliendo por el otro. A diferencia de la Pelton, en la turbina Turgo el chorro incide simultáneamente sobre varios álabes, de forma semejante al fluido en una turbina de vapor. Su menor diámetro conduce, para igual velocidad periférica, a una mayor velocidad angular, lo que facilita su acoplamiento directo al generador. Al eliminar el multiplicador se reduce el precio del grupo y aumenta su fiabilidad.

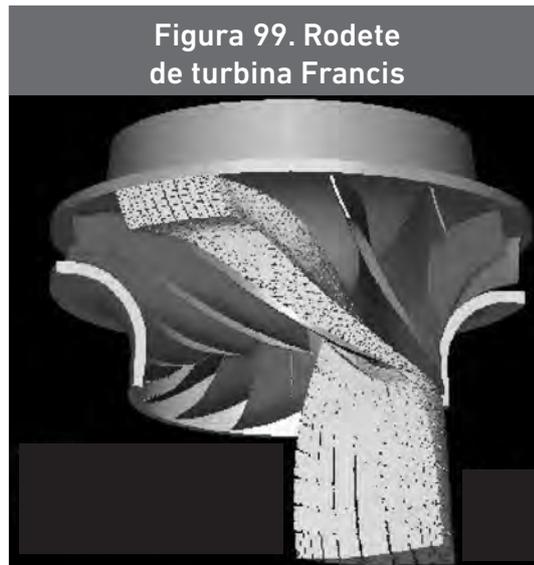
Sin embargo tiene desventajas: es más difícil de fabricar que las turbina Pelton, ya que los álabes son de forma compleja, se superponen y son más frágiles que los de la Pelton. Por otra parte, tiene una alta carga axial sobre su rotor, por lo que debe proveerse de cojinetes adecuados sobre el eje.

b. Centrales de medianas alturas y medianos caudales

La turbina más conocida para este campo es la turbina Francis. A diferencia de las turbinas Pelton, su velocidad de giro es enteramente dependiente de la altura neta.

Turbinas Francis

En el caso de la turbina Francis, hay una variedad de diseños que permiten una cierta relatividad en su comportamiento. Es decir, para una altura y caudal determinado se pueden obtener diferentes velocidades de giro de la máquina dependiendo del diseño de los álabes, esto ocurre por tratarse de una máquina a reacción. Las turbinas de reacción reciben el caudal de agua a tubo lleno, que se acopla directamente con la voluta de la turbina, en algunos casos se utilizan pequeñas reducciones de área. Generalmente llevan una corona de álabes directrices que permiten variar el caudal según las necesidades de energía.



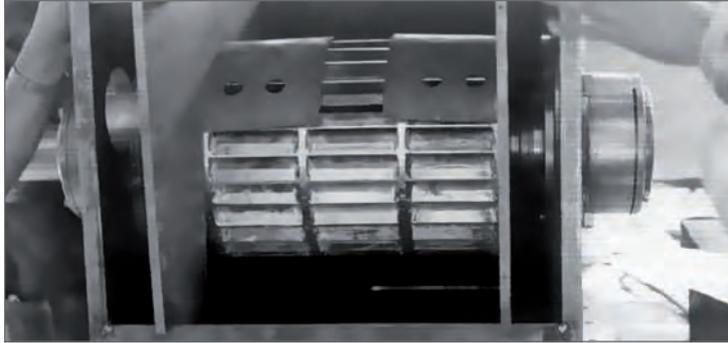
Turbinas de flujo transversal

La más conocida es la denominada Michell-Banki, en honor a su inventor (Michell) y un estudioso que mejoró el diseño (Banki), es una máquina de acción que gira por el impacto del chorro de agua sobre sus álabes, a diferencia de las turbinas Pelton y Turgo, esta tiene un inyector del tipo rectangular de mayor área sus álabes están contruidos de modo tal que todo el chorro impacte en el álabe; la rueda o turbina tiene la forma de un tambor formado por un conjunto de álabes soldados en dos discos paralelos. Con esta máquina se pueden obtener velocidades superiores que con una Pelton o Turgo, operando a la misma altura, ya que esto permite que ingresen mayores caudales.

Por lo general, una turbina Michell-Banki reemplaza a una Francis, con la diferencia de que es mucho más simple en su construcción. Son, sin embargo, máquinas menos eficientes y también de menor duración, aunque esto último puede mejorarse teniendo cuidado con los materiales de fabricación.

La turbina consta de dos elementos principales: un inyector y un rotor. El agua es restituida mediante una descarga a presión atmosférica. El rotor está compuesto por dos discos paralelos a los que van unidos los álabes curvados, en forma de sector circular. El inyector posee una sección transversal rectangular que va unida a la tubería por una transición rectangular-circular. El inyector dirige el agua hacia el rotor a través de una sección que toma una determinada cantidad de álabes y que guía el agua para que entre al rotor con un ángulo determinado, obteniendo el mayor aprovechamiento de la energía.

Figura 100. Rodete de turbina Michell-Banki



La energía del agua es transferida al rotor en dos etapas, por lo que también se conoce esta máquina como turbina de doble efecto. Su primera etapa entrega un promedio de 70 % de la energía total transferida al rotor y la segunda, el 30 % restante.

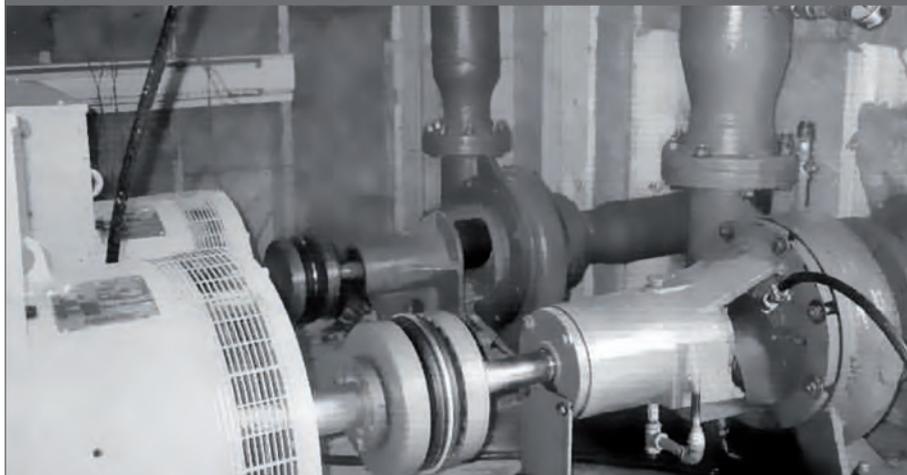
El agua entra en la turbina a través de un distribuidor y pasa a través de la primera etapa de álabes del rodete, que funciona casi completamente sumergida (incluso con un cierto grado de reacción). Después de pasar por esta primera etapa, el flujo cambia de sentido en el centro del rodete y vuelve a cruzarlo en una segunda etapa. Ese cambio de dirección no resulta fácil y da lugar a una serie de choques que son la causa de su bajo rendimiento nominal.

Es importante mencionar que las turbinas de este tipo han sido utilizadas frecuentemente en microcentrales hidroeléctricas, especialmente por los costos y sus facilidades de fabricación.

Bombas como turbinas

Durante las últimas décadas se ha sugerido con cierta insistencia el uso de bombas rotodinámicas como turbinas; hay estudios de laboratorio que demuestran que estas máquinas pueden trabajar en buenas condiciones de eficiencia cuando se las utiliza como turbinas (es decir, bombas en reverso). También existen experiencias prácticas en diversos lugares del mundo.

Figura 101. Bombas funcionando como turbinas



La ventaja más importante de elegir una bomba es que son muy comunes y su instalación es simple. Los tipos de bombas más recomendados son las bombas centrífugas de velocidades específicas altas. El costo de una bomba generalmente es inferior al costo de la turbina equivalente y el tiempo de entrega puede ser inmediato.

c. Centrales de caídas bajas y caudales grandes

Normalmente este tipo de centrales son utilizadas cuando los gradientes de los ríos son bajos o en aquellas zonas cuyo relieve geográfico es menos accidentado. Las turbinas que se utilizan para estas centrales son axiales y permiten obtener diferentes velocidades de giro, de acuerdo al diseño que se utiliza. Las turbinas axiales, al igual que las Francis, son de reacción.

Turbinas Kaplan y hélice

Las turbinas del tipo hélice y Kaplan son similares hélices de barco, con la diferencia de que, utilizadas en una turbina, necesitan la fuerza del agua para girar y producir energía, mientras que en los barcos sucede lo contrario.

Estas turbinas se diseñan y fabrican utilizando los mismos principios y conceptos, la diferencia entre ambas es que las turbinas Kaplan tienen álabes ajustables o regulables que permiten ajustar su posición según las condiciones de caudal y alturas, y por tanto pueden aplicarse con buena eficiencia en un mayor rango con relación a ambos parámetros. La turbina con álabes regulables permite una regulación permanente de la posición de los álabes, respondiendo automáticamente a la demanda de energía.

Figura 102. Rodete de turbina axial



El problema más frecuente de este tipo de turbinas es que raramente se fabrican en países en desarrollo.

d. Otros modelos de turbinas hidráulicas

Además de las turbinas mencionadas, actualmente hay una variedad de nuevos modelos en fase experimental o en etapa de desarrollo.

Turbinas de río

También denominadas turbinas de flujo libre, funcionan por la acción de la energía cinética del agua (velocidad del agua). El rotor se instala en posición horizontal o vertical y los álabes interactúan con la corriente del agua, permitiendo un cierto torque y velocidad de giro.

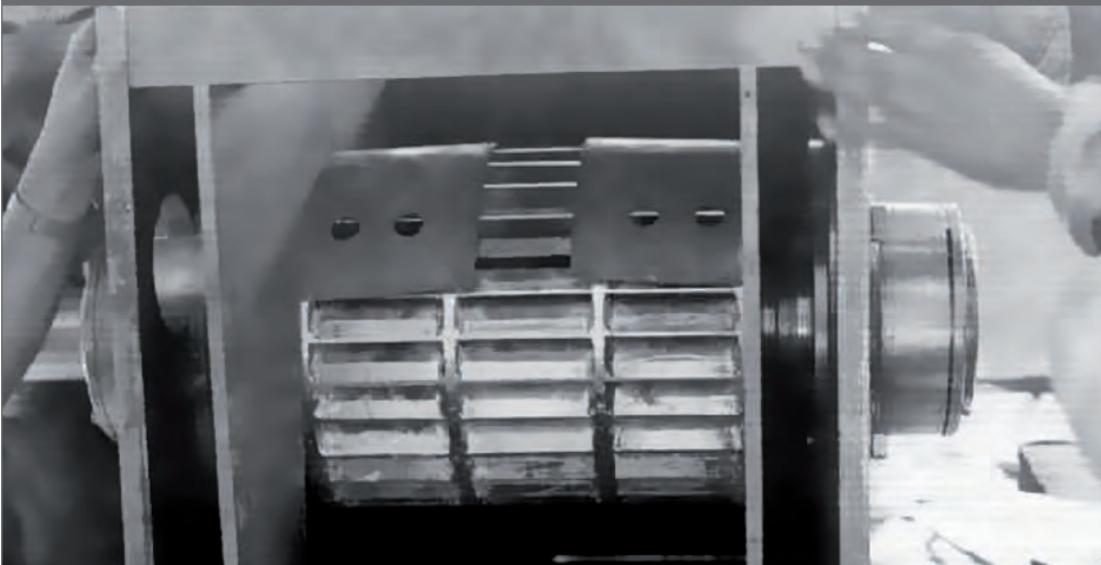
Figura 103. Turbina de río instalada en el río Napo



Turbina tipo tornillo de Arquímedes

Esta turbina se usa en Europa por ser una turbina que es amigable con el ecosistema (especialmente hacia los peces). Consiste en dos piezas: el tornillo de Arquímedes, que funciona como la turbina, transformando la energía cinética del agua en energía mecánica, y la carcasa, que tiene la forma de la mitad de un cilindro de grandes dimensiones.

Figura 104. Turbinas tipo tornillo de Arquímedes



• 5.2. Características de funcionamiento de las turbinas hidráulicas

> 5.2.1. Turbinas tipo Pelton

a. Velocidad de giro de la turbina

La velocidad de giro en las turbinas Pelton se calcula utilizando la siguiente ecuación:

$$V_{ch} = \varphi \sqrt{2gh}$$

La velocidad tangencial de la turbina Pelton (producida en el diámetro Pelton), se calcula en base a la velocidad de ingreso del chorro de agua. En teoría, la velocidad tangencial óptima de la turbina debe ser la mitad de la velocidad de ingreso del chorro de agua. Sin embargo, la experiencia ha demostrado que las velocidades de rendimiento óptimo son ligeramente menores, y se recomienda utilizar la siguiente relación:

$$V_t = 0.45 \text{ a } 0.48 V_{ch}$$

La velocidad tangencial también se puede expresar como:

$$V_t = \frac{2\pi nr}{60} = \frac{\pi nr}{30} + n = \frac{30V_t}{\pi \cdot r}$$

Donde:

V_{ch} = velocidad del chorro de agua a la salida del inyector (m/s)

g = aceleración de la gravedad (m/s^2)

h = altura neta (m)

D = diámetro de la turbina Pelton (m)

r = radio de la turbina (m)

De acuerdo los datos para Chetilla (**ver ejercicio 1, página 159**) y si utilizamos una turbina Pelton comercial de 400 mm de diámetro, tenemos que:

$$V_{ch} = 46.10 \text{ m/s}; V_t = 23.05 \text{ m/s} \text{ y una velocidad de giro } n = 1100 \text{ rpm}$$

Con un valor de $N_s = 32$, que corresponde correctamente con una turbina Pelton de dos inyectores. La elección de una turbina de dos inyectores resulta conveniente ya que permite un mejor manejo del caudal de agua, inclusive en el caso de que haya variaciones durante el año².

² Si el diseño de una central hidroeléctrica se hace tomando ciertos riesgos con respecto al caudal límite inferior, la posibilidad de falta de caudal debido a una temporada de estiaje larga es bastante posible. Si al ocurrir esto no se reduce el ingreso de agua a la turbina, el resultado será que la presión en la columna baje más allá de lo esperado, afectando seriamente a la frecuencia de la central y finalmente al regulador del generador eléctrico.

b. Dimensionamiento preliminar de una turbina Pelton

En una turbina Pelton, las dimensiones más importantes para tener una idea clara de su funcionamiento y en especial de parámetros como su velocidad son diámetro (diámetro Pelton), número y diámetro del inyector (s).

Diámetro Pelton de la turbina

Para estimar el diámetro Pelton se recomienda utilizar la siguiente relación, aunque también se pueden utilizar las ecuaciones directamente relacionadas con la altura, como se recomienda en la bibliografía.

$$D = \frac{60V_t}{\pi \cdot n}$$

Como se puede observar, la velocidad del chorro de agua solo depende de la altura neta, mientras que el diámetro de la turbina está en función de la velocidad tangencial y la velocidad de giro y viceversa (la velocidad de giro de la turbina dependerá del diámetro). Es decir, para estimar el diámetro de la turbina se hace importante considerar la velocidad de giro y el tipo de transmisión que se utilizará, relacionándola a su vez con la velocidad del generador que se utilizará.

Tabla 26. Valor de n según el número de pares de polos y la frecuencia de trabajo		
Número de pares de polos	Frecuencia de trabajo (Hz)	
	50 Hz	60 Hz
1	3 000	3 600
2	1 500	1 800
3	1 000	1 200
4	750	900
6	600	720

Las velocidades del generador son fijas, por tanto el valor de n que se utilice para la ecuación anterior debe ser uno de los de la **tabla 26**, o de lo contrario esta velocidad dividida por la relación de transmisión que se utilizará.

Diámetro del inyector (d)

En centrales hidroeléctricas con turbinas del tipo Pelton es común utilizar más de un inyector, las ventajas del usar múltiples inyectores son:

- El diámetro de la turbina se reduce a medida que se utiliza un mayor número de inyectores, porque a mayor número de inyectores se aumenta el área de ingreso del flujo. La reducción del diámetro redundará en menores costos y menor peso de la máquina

- Un mayor número de inyectores facilita una regulación más sencilla del caudal entre épocas de estiaje y de lluvias. Esta regulación consiste en cerrar algunos inyectores en la época de estiaje cuando el caudal de la fuente no es suficiente y mantener todos abiertos en la época de lluvias

La principal desventaja es que las pérdidas en el distribuidor aumentan a medida que el número de inyectores aumenta; no hay un dato exacto sobre el número ideal de inyectores, ya que en las pérdidas intervienen otros factores que hay que analizar caso por caso. Sin embargo, para centrales pequeñas, de potencias menores a 100 kW, la recomendación es no utilizar más de 3 inyectores, en la medida que esto sea posible.

La ecuación que se utiliza el cálculo de d es la siguiente:

$$d = 0.55 \left(\frac{Q}{\sqrt{H_n}} \right)^{1/2}$$

Una recomendación importante a tener en cuenta es:

$$D/d \leq 10 \text{ a } 11$$

En la práctica, la estimación del diámetro de la turbina, el diámetro de los inyectores y el número de estos se hace en forma iterativa, teniendo en cuenta las conveniencias con respecto a la velocidad de giro de la turbina, la relación de transmisión y el número de inyectores que se desea utilizar. Si examinamos la ecuación anterior, se puede apreciar que a mayor D , el valor de d aumenta, y como consecuencia el número de inyectores necesario disminuye, sin embargo, como se ha dicho en párrafos anteriores, un mayor D implica mayor costo y peso.

Otra manera es decidir por anticipado sobre el número de inyectores y la repartición del caudal entre estos. Por ejemplo, para algún caso hipotético de 100 l/s se puede repartir en tres inyectores, ingresando 25, 35 y 40 % de caudal respectivamente, es decir 25, 35 y 40 litros por segundo; a partir de aquí, se pueden calcular los diferentes diámetros de los inyectores utilizando la ecuación anterior. Una vez calculados los diámetros de los inyectores se puede ver si se cumple la relación D/d para el diámetro mayor de inyector, puesto que para los menores no habrá problemas; si el resultado no es el adecuado se puede variar la distribución de caudales hasta obtener el valor más conveniente.

Otra manera de hacer el dimensionamiento sería primero elegir el número de inyectores y la distribución de caudales, calcular sus diámetros y luego encontrar el diámetro Pelton mínimo.

> 5.2.2. Turbina de flujo transversal (Michell-Banki)

Es una turbina de acción, por tanto sus principios de funcionamiento son similares a la turbina Pelton. Las diferencias principales se producen por la geometría de la turbina, álabes y por el ingreso del flujo de agua y la geometría del eyector.

a. Geometría del inyector

El inyector de esta turbina es de sección rectangular, compuesto por dos caras laterales rectas que permiten descargar el flujo en todo el ancho del rotor, una cara superior envolvente que guía el flujo. Esta cara posee un ángulo α_1 , óptimo, constante en cada punto de la curva; la velocidad absoluta del flujo será tangente en cada punto a esta curva. La cara inferior es recta y puede tener un ángulo de 5° como máximo.

Sin embargo, los detalles sobre el arco de admisión, ángulos y otros detalles de fabricación de las turbinas de flujo transversal no son el propósito principal del presente manual, ya que estos son mayormente asumidos por los fabricantes, quienes tienen modelos prediseñados.

Los parámetros más importantes en este caso son la velocidad de giro y el diámetro del rotor, por tanto en las siguientes secciones se dan pautas para este propósito.

b. Velocidad del agua a la salida del inyector

$$C_1 = k_c \sqrt{2gH}$$

Donde:

C_1 = velocidad del agua al ingreso de la turbina

k_c = coeficiente de velocidad (≈ 0.95)

g = aceleración de la gravedad (m/s^2)

H = altura neta (m)

c. Velocidad de giro de la turbina

La mayoría de autores recomiendan usar tamaños de 100 a 300 mm, los más utilizados por los fabricantes. Un tamaño especial y a pedido del comprador probablemente resulte muy costoso.

Una vez seleccionado el diámetro, se procede a calcular la velocidad de giro de la máquina utilizando la siguiente ecuación:

$$u_1 = 2.127k_c \sqrt{H}, \text{ velocidad tangencial de la turbina (m/s)}$$

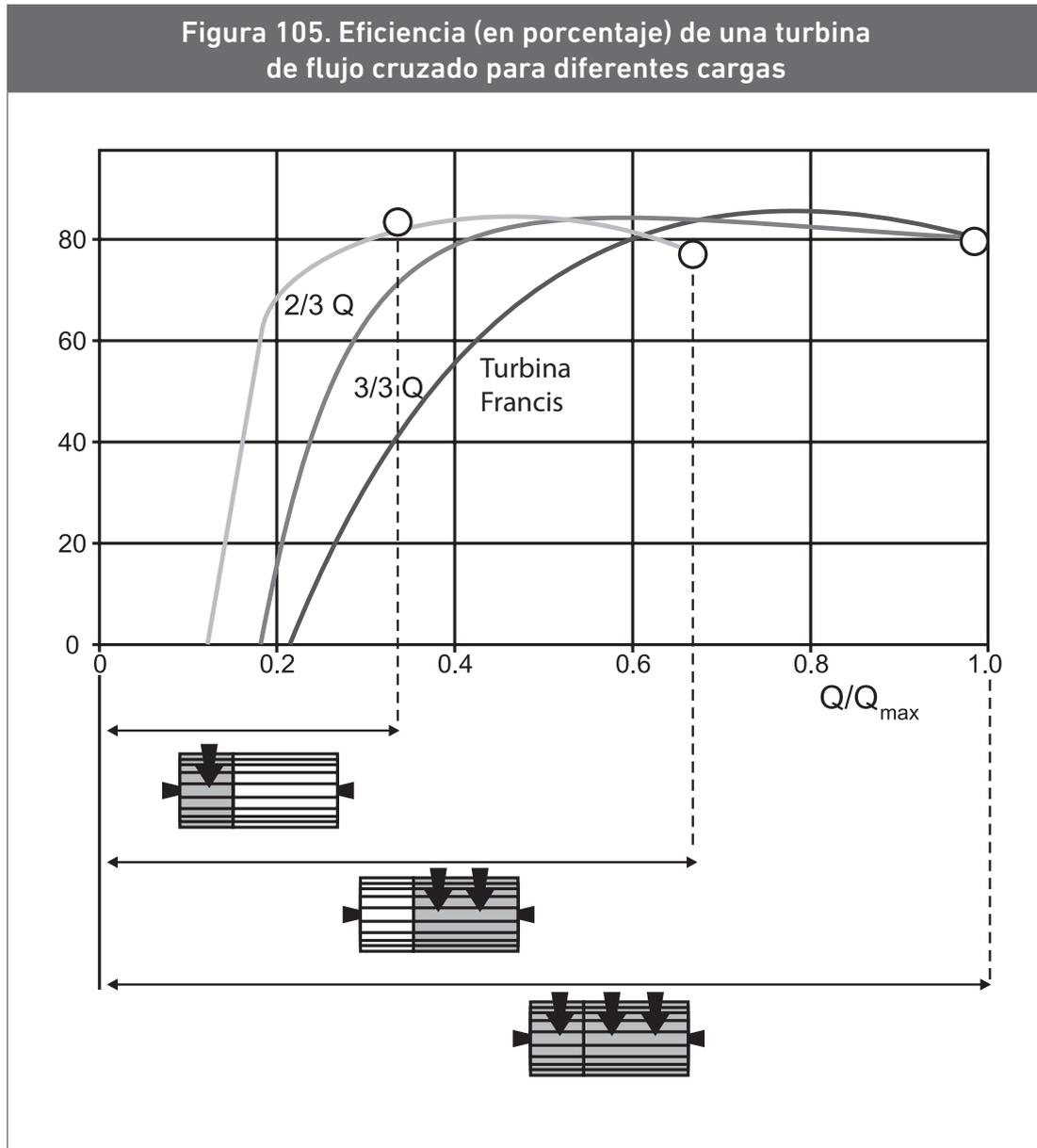
Esta ecuación es válida para un diseño con ángulos específicos de ingreso del inyector de $\alpha_1 = 16^\circ$ y $\beta_1 = 30^\circ$. Esta selección corresponde a la **tabla 26** de valores calculados para máximas eficiencias en diferentes posiciones:

$$n = 40.62k_c \frac{\sqrt{H_n}}{D}$$

Diferentes autores dan diferentes valores de k_c , sin embargo la mayoría de ellos sugieren valores de 0.95 o superiores.

d. Eficiencia a flujo parcial

Se puede mantener una alta eficiencia a caudal parcial hasta condiciones de 25 % del flujo nominal, como se puede observar en la **figura 105**.



e. Ancho del rodete

La siguiente ecuación nos permite estimar el ancho del rodete de la turbina:

$$B = 98 \frac{Q}{D \sqrt{H_n}} \frac{1}{\theta^\circ}$$

Donde:

θ° = ángulo de admisión de la turbina

Para el diseñador de la central hidroeléctrica, este parámetro es importante en el sentido de que le dará una idea de las dimensiones del equipo, el peso y otros detalles que le pueden ser útiles para la instalación del sistema. Sin embargo, solo será posible saber las dimensiones precisas de la turbina cuando el fabricante entregue los detalles de las turbinas que construye.

f. Espesor del chorro

El ángulo de admisión de la turbina está en relación al número de álabes de la turbina y la geometría del eyector. La siguiente ecuación corresponde a dicha relación:

$$a = K_a D$$

Donde:

a = espesor del chorro

K_a = coeficiente que depende del ángulo del inyector

θ = ángulo de admisión de la turbina

Tabla 27. Valor del coeficiente K_a en función de θ para $\alpha_1 = 16^\circ$			
θ	60°	90°	120°
K_a	0.1443	0.2164	0.2886

> 5.2.3. Bombas usadas como turbinas

Existen una serie de estudios y experiencias prácticas de uso de las bombas en reverso (como turbinas). Aunque lo que más se ha experimentado y difundido es el uso de bombas centrífugas, en teoría y según ensayos de laboratorio, no hay mayores limitaciones para utilizar bombas axiales y de flujo mixto funcionando como turbinas. Los problemas que se pueden encontrar son los mismos que en los otros tipos de turbinas de velocidades específicas similares. Por ejemplo, en las axiales rápidas se pueden presentar los problemas de cavitación y las velocidades de enalamiento son más altas que aquellas que se producen en las centrífugas trabajando como turbinas.

Las ventajas principales son:

- Las bombas estandarizadas se encuentran en el mercado, por tanto no se necesita considerar tiempo de fabricación y esfuerzos de supervisión
- El costo de una bomba es menor que el de una turbina convencional equivalente, entre otras razones porque su fabricación es en base a modelos estandarizados, mientras que las turbinas se hacen bajo pedido
- Existencia de repuestos y asistencia técnica en los mercados nacionales

Entre las desventajas que algunos autores señalan están:

- Su eficiencia puede ser relativamente más baja que una turbina diseñada para el lugar, aunque en realidad lo que en la práctica esto sucede muy marginalmente
- Su eficiencia puede disminuir rápidamente para caudales parciales, esto se debe a que tiene álabes fijos

> 5.2.4. Turbinas Francis, Kaplan y de hélice

Para el caso de las turbinas Francis, Kaplan y de hélice, el predimensionamiento generalmente es complicado, a diferencia de las turbinas de acción, donde la posición de los álabes no influye en el caudal ni en la velocidad de giro. En estas existe siempre la posibilidad de que maniobrando la posición de los álabes se pueda cambiar la cantidad de agua que pasa a través de estos y cambiar la velocidad de giro. Al suceder este fenómeno, la geometría de turbina también cambia.

Lo anterior implica que si bien el proyectista puede hacer su prediseño con esmero, lo más seguro es que cuando vaya a ordenar la fabricación, el fabricante tenga otras geometrías que le pueden servir igualmente al usuario, de modo que su predimensionamiento podría terminar siendo inútil.

Tabla 28. Ventajas y desventajas de las turbinas de acción y reacción		
Característica de la turbina	Para pequeños aprovechamientos hidráulicos (<100 kW)	
	Ventajas	Desventajas
Impulso en general	Reducida posibilidad de cavitación. Buen rendimiento a cargas parciales	Aplicación de límites bajos de velocidad específica. Bajos picos de eficiencia sobre las turbinas de reacción. Las turbinas deben operar generalmente sobre el nivel de restitución
Pelton	Los daños por erosión son fácilmente reparables	Requiere múltiples inyectores para hacer frente a grandes caudales
Banki	Velocidad específica entre 40-200, obtenida por variación del ancho solamente	Eficiencia entre 70 y 80 %, más baja que las Pelton, Francis o Turgo
Turgo	Rango de aplicación similar al de las Pelton multinyector	Grandes cargas axiales sin los cojinetes
Reacción	Altos números específicos permitidos por diseños compactos. Altos picos de rendimiento. El uso del tubo de aspiración permite un aprovechamiento más efectivo del sitio	Requiere un diseño elaborado de sellos, mantenimiento más complicado y caro. Aplicación y operación más limitada por cavitación

Francis	Fabricación estándar disponible en varios fabricantes	Una eficiencia relativamente baja a cargas parciales
Kaplan, bulbo, tubo, S	Los tipos bulbo y tubo ofrecen ventajas cuando se los aplica a presas existentes	Altas velocidades de embalamiento
Bombas centrífugas y axiales	Bajo costo y amplio stock	Bajo rendimiento a cargas parciales. Falta de datos de aplicación

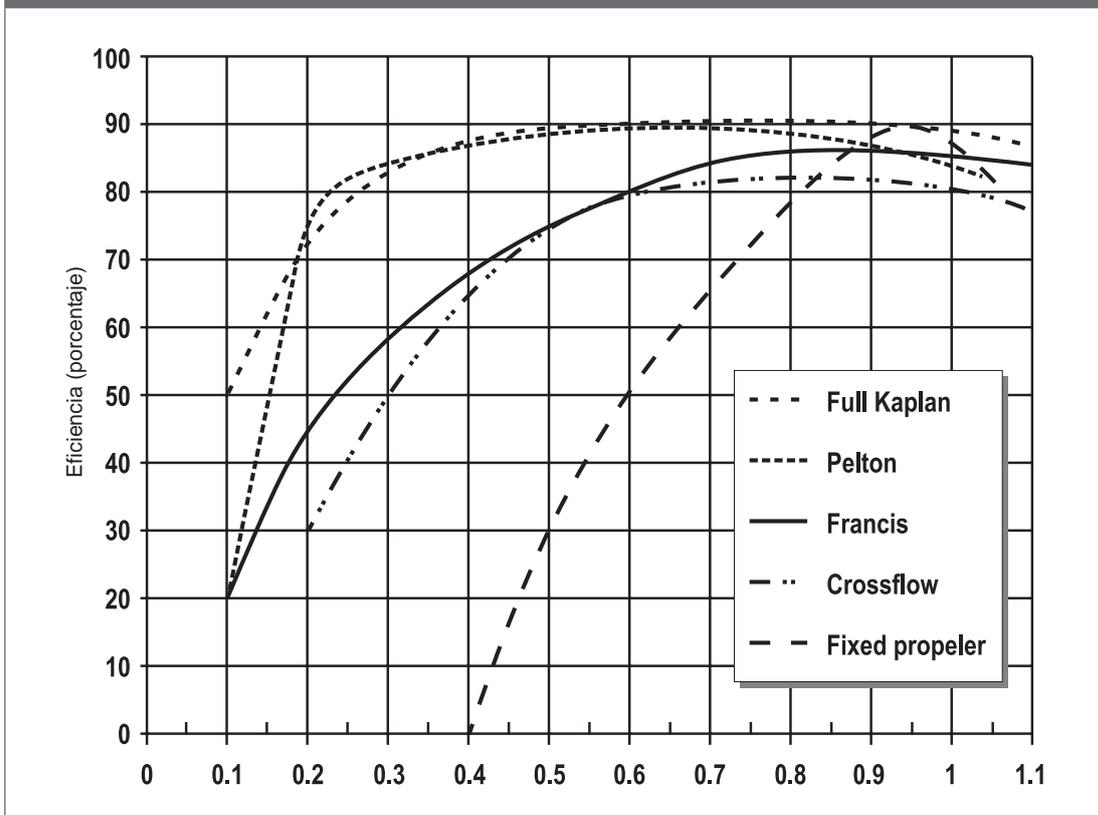
> 5.2.5. Funcionamiento de las centrales hidráulicas a cargas parciales

En la **figura 106** se puede observar que cuando una central hidroeléctrica funciona a carga parcial no tiene el mismo comportamiento que cuando funciona a plena carga.

Esta es una regla aproximada muy útil cuando se considera a las turbinas funcionando con los caudales de diseño, pero no puede aplicarse cuando hay menos agua disponible y la turbina funciona con caudales parciales (por ejemplo, en la estación seca). Si definimos el rendimiento como:

$$\text{Rendimiento de un componente} = \text{Potencia de salida} / \text{Potencia de entrada}$$

Figura 106. Rendimiento de las turbinas en función de la carga



Al funcionar con caudales parciales puede haber una reducción en el rendimiento de cada componente: turbina, correa de transmisión y generador. Estas ineficiencias se combinan para dar un rendimiento del sistema global muy pobre, a veces tan pobre que no puede esperarse ningún suministro de potencia significativa para los consumidores.

Esta situación es muy común en esquemas eléctricos pequeños. Los generadores de menos de 5 kW pueden volverse ineficientes cuando operan a bajas potencias. Los sistemas más grandes también se ven afectados, dependiendo del diseño de la turbina.

Lo importante es saber, o estimar, el funcionamiento de las turbinas para los caudales parciales que se espera utilizar. Si el fabricante no puede suministrar tal información o no pueden encontrarse resultados de ensayos en laboratorios realizados por centros universitarios, entonces asuma que la turbina tiene un rendimiento 20 % inferior para caudales parciales que las máquinas similares fabricadas por empresas reconocidas.

En el caso de generadores eléctricos, de inducción o sincrónicos, es necesario pedirle datos de ensayos a cargas parciales al fabricante. Las máquinas sofisticadas de todos los tamaños tendrán rendimientos de 70 a 80 % para la mitad de carga, rendimiento que se reduce a 60 – 75 % para cargas de un cuarto de la nominal. En general, el rendimiento del generador es muy bajo cuando la carga es menor de un quinto de la potencia nominal.

> 5.2.6. Selección de turbinas hidráulicas

La elección de una turbina para un caso particular se hace en base a los siguientes criterios:

- Características del lugar donde se instalará la central hidroeléctrica
- Altura bruta (diferencia de niveles entre la cámara de carga y la casa de fuerza)
- Flujo o caudal disponible para ser utilizado en la central
- Velocidad deseada a la cual debe funcionar el generador. En este caso hay que tener en mente la posible conveniencia de utilizar transmisiones mecánicas (poleas y fajas o engranajes)
- Probabilidad de que la turbina trabaje a caudales parciales

Como se ha mencionado anteriormente, cada tipo de turbina tiene condiciones adecuadas de altura y caudal para obtener el mejor comportamiento. Para los diseñadores experimentados de centrales hidroeléctricas resulta fácil identificar el tipo de turbina que se debe utilizar para una condición específica de altura y caudal, aunque de todos modos tendrán que comprobarlo mediante cálculos simples; para aquellos con poca o ninguna experiencia, resulta difícil identificar la turbina adecuada a primera vista y se requieren utilizar algunos parámetros para seleccionar la máquina.

Por este motivo se han desarrollado algunas técnicas que permiten hacer una selección rápida de acuerdo a las condiciones físicas del lugar de instalación (altura y caudal), incluyendo diagramas o tablas donde se consigna el tipo de turbina y su campo de aplicación.

> 5.2.7. Selección mediante el concepto de velocidad específica

a. Velocidades específicas de giro

Lo que importa a un diseñador de centrales hidroeléctricas es saber cómo se comportará la turbina en las condiciones particulares de altura y caudal, así como qué pasará con su turbina cuando haya variaciones de cualquiera de esos parámetros. Lo más frecuente es que el caudal varíe durante el año, en algunas ocasiones puede haber variación de altura por pérdidas en la tubería cuando esta envejece. Al diseñador le importa también saber qué pasa con su turbina si es que la instala en un lugar con altura diferente.

Para conocer las características técnicas de comportamiento de una turbomáquina es necesario hacer una serie de ensayos controlados donde se puedan medir los parámetros con precisión, también se requiere simular el trabajo de estas máquinas en amplio rango para cada uno de los parámetros indicados. La única forma que existe es a través de las leyes de semejanza de las turbinas. La ley de semejanza establece que una turbina de gran dimensión utilizada en un gran sistema de generación se comporta igual que su semejante de laboratorio; esto ha permitido que en la actualidad uno pueda recurrir a gráficos proyectados en base a experimentos de laboratorio que nos permiten predecir el comportamiento en cuanto a eficiencia y rendimiento de la máquina que usaremos. Los parámetros más utilizados de las leyes de semejanza son:

Velocidad específica de giro de potencia:

$$N_s = \frac{N\sqrt{P}}{H^{5/4}}$$

Velocidad específica de caudal:

$$N_q = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

Donde:

N_s , N_q = números específicos de revoluciones de potencia y de caudal respectivamente

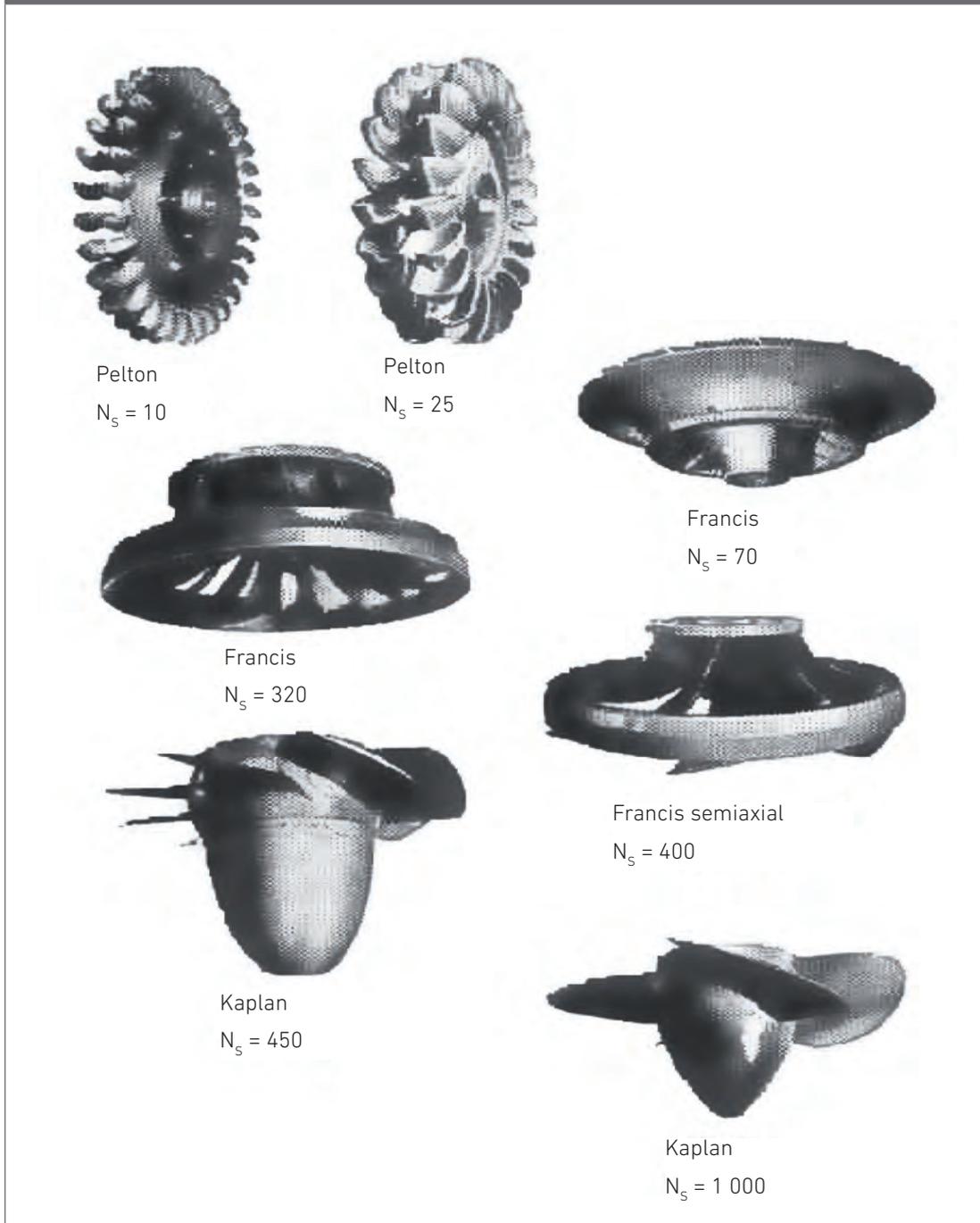
N = velocidad de rotación de la turbina en revoluciones por minuto (rpm)

P = potencia de la turbina (kW)

Q = caudal de trabajo de la turbina (m^3/s)

H = altura (m)

Figura 107. Rodetes de turbinas y velocidades específicas



Ambas magnitudes se pueden usar indistintamente, sin embargo para las turbinas hidráulicas lo más común es el uso del N_s .

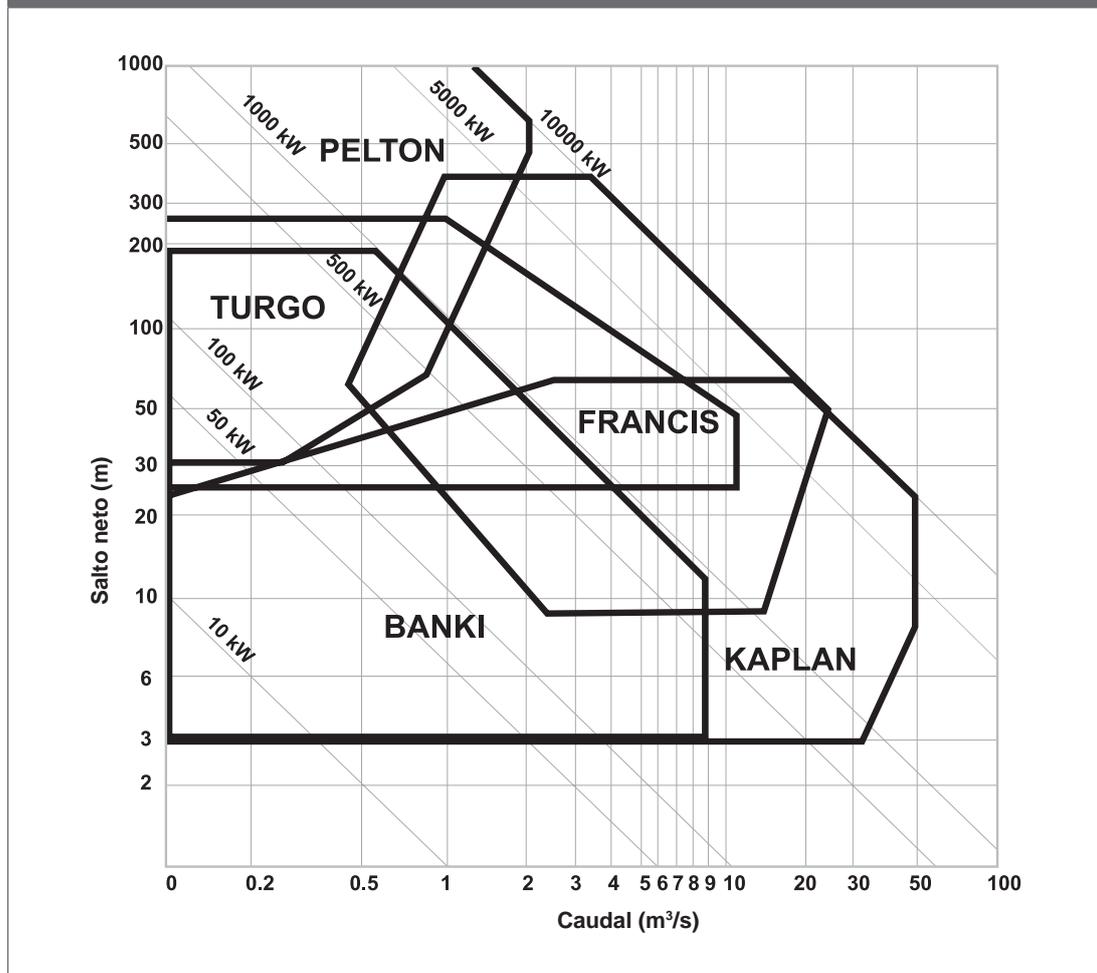
Los trabajos experimentales y análisis de ingeniería llevados a cabo en el pasado han proporcionado una importante cantidad de gráficos y tablas relacionadas con la semejanza de las turbomáquinas. Esto nos facilita el trabajo de selección de la turbina para cada caso. En la **tabla 29** se presenta un resumen de los rangos de aplicación de los diferentes tipos de turbinas según el número específico de velocidad de potencia.

Tabla 29. Turbinas hidráulicas y velocidades específicas	
Tipo de turbina	Rango de velocidad específica
Pelton	4 - 26
Turgo	20 - 56
Flujo transversal	20 - 170
Bombas como turbinas	30 - 170
Francis (carcasa espiral)	45 - 300
Francis (de pozo)	255 - 300
Kaplan y hélice	255 - 800

Observaciones y recomendaciones sobre uso de las velocidades específicas para el diseño de turbinas:

- La tabla anterior presenta los resultados en unidades del Sistema internacional. Este parámetro no es adimensional ni es una velocidad; por esta razón, algunos autores consideran que esa denominación es desafortunada y debería llamarse factor de forma, pues daría una mejor explicación de su naturaleza. Algunas referencias utilizan el nombre de números específicos en vez de velocidades específicas
- En muchas publicaciones, las turbinas Pelton, son divididas según el número de inyectores (asignando un rango de N_s para uno, dos, tres, etc.)
- La mayoría de referencias fija límites inferiores de potencia, caudal y altura dentro de los cuales no encajan las picoturbinas. Esto se debe a que la tecnología de las picoturbinas es relativamente nueva. En este manual se recomienda utilizar indistintamente el rango de potencia válido para turbinas de fracción de kW
- Las turbinas que se han utilizado con más frecuencia para aprovechamientos pequeños en comunidades aisladas son del tipo Pelton y de flujo transversal (Banki). En la actualidad se están utilizando con éxito también turbinas axiales de álabes fijos (hélice)
- Las bombas utilizadas como turbinas resultan una buena alternativa si se tiene un caudal seguro para todo el año o su variación es pequeña
- El uso de sistemas de transmisión simple de poleas y fajas es común en centrales pequeñas, especialmente en potencias por debajo de los 100 a 150 kW. Para tamaños mayores se diseñan sistemas de acoplamiento directo o se utilizan engranajes como sistemas de transmisión

Figura 108. Sección de turbinas



> 5.2.8. Selección mediante gráficos de altura y caudal

El diagrama de la **figura 108** se utiliza para la selección de turbinas, especialmente cuando se trata de mini, micro y pico centrales hidroeléctricas. Como se puede observar, se ha graficado la correspondencia de caudal y altura para los diferentes tipos de turbinas utilizando relaciones logarítmicas de altura y caudal.

En el eje de las abscisas se encuentra el caudal en metros cúbicos por segundo y en el de las ordenadas la altura (o salto) en metros. Conocidos estos dos parámetros para una situación cualquiera, se puede seleccionar el tipo de turbina que le corresponde. Cada tipo de turbina tiene un área de trabajo donde se comportará adecuadamente desde el punto de vista de eficiencia, pero también considerando la versatilidad e ingeniería de costos.

En el diagrama se observa que existen zonas que se superponen entre diferentes tipos de turbina. En las zonas de superposición, se estima que ambos tipos funcionan adecuadamente, aunque no estén en la mejor de sus zonas de trabajo. Técnicamente, se podría decidir por cualquiera de los dos o tres tipos de máquinas que correspondan. La decisión final, sin embargo, se tomará más bien en base a aspectos más prácticos, de disponibilidad en el mercado, costos, etc.

• 5.3. Tecnologías desarrolladas y promovidas por Soluciones Prácticas

Practical Action promueve el desarrollo de pequeñas centrales hidroeléctricas desde finales de la década de 1970, en diferentes países (Nepal, Sri Lanka, Zimbabwe, Kenya y Perú, donde es conocida como **Soluciones Prácticas**).

En Perú, **Soluciones Prácticas** ha promovido la elaboración de mini y microcentrales utilizando especialmente turbinas del tipo Pelton, Banki y de hélice, aunque actualmente se encuentra investigando y adaptando otras tecnologías de turbinas como turbinas de río.

• 5.4. Ejercicios

- En el distrito de Chetilla (Cajamarca), se han evaluado los recursos energéticos y se ha encontrado que existe un caudal mínimo promedio de 200 l/s y una altura bruta de 142 m. Los cálculos de tubería nos han dado una pérdida máxima de 7 metros y la potencia necesaria de centro poblado a una proyección de 25 años es 100 kW. Se desea hacer una preselección de una turbina a fin de planificar su implementación. La central puede funcionar aislada dando energía al centro poblado solamente, pero existe la posibilidad también de que se pueda interconectar para vender energía a la red, especialmente durante los primeros años. El sistema eléctrico nacional es de 60Hz y 220V. ¿Qué tipo de turbina se debe utilizar?
- Una finca tiene una caída de 80 metros de altura y una necesidad máxima de 8 kW. Se desea seleccionar una turbina adecuada para este caso y recomendar al finquero su compra. ¿Qué turbina elegiría?
- Elegir el tipo de turbina para un caso de una altura neta de 7 m y un caudal de 650 l/s

• 5.5. Bibliografía

MINEM. **Evaluación del potencial hidroeléctrico nacional. Metodología y resultados.** Volumen II. Lima: MINEM-GTZ, 1979.

Sánchez-Campos, T. **Promoción de microcentrales hidroeléctricas en Perú.** Managua: CNE-ESMAP, 2000.

Sánchez-Campos, T. **Revolving Fund for the Promotion of Small Hydro Electric Schemes.** Lima: Soluciones Prácticas-ITDG, 2004.

UNIDO. **Design Guide for Small Francis and Propeller Turbines.** Viena: United Nations Industrial Development Organisation, 2004.

RECEPCIÓN DE EQUIPOS Y PRUEBAS

• 6.1. Alcances y procedimiento de las pruebas

> 6.1.1. Alcances

El presente capítulo contiene instrucciones para efectuar una inspección y pruebas de las obras electromecánicas y equipos de generación de una central hidroeléctrica.

> 6.1.2. Personal encargado de las pruebas

El propietario o su representante destacará personal profesional para asistir y verificar la totalidad de las obras ejecutadas y efectuar pruebas de recepción de los equipos hidroeléctricos proporcionados al contratista y firmar el protocolo de resultados.

El contratista proveerá personal para la realización de las pruebas y a través del mismo permitirá verificar la conformidad de las obras, calibración, modificación o ajustes que a su juicio sean convenientes con el objeto de asegurar el buen funcionamiento del equipamiento electromecánico.

> 6.1.3. Responsabilidades

a. Del contratista

- Ejecutará las pruebas bajo las condiciones contractuales que norman el proyecto y normas internacionales
- Preparará todos los equipos para la ejecución de las pruebas
- Brindará todas las facilidades para ejecutar las pruebas, así como el suministro de los equipos de medición y control necesarios
- Destacará el personal técnico calificado para efectuar las pruebas, hasta su culminación
- Firmará los resultados parciales y el resultado final de las pruebas

b. Del propietario o su representante

- Asistirá y asesorará el desarrollo de las pruebas en su condición de proveedor de los equipos de generación bajo las condiciones contractuales que norman el proyecto
- Firmará los resultados parciales y el resultado final de las pruebas, dando conformidad a las obras ejecutadas

> 6.1.4. Procedimiento de las pruebas y métodos de medición

- El procedimiento de las pruebas y los métodos de medición están descritos en los protocolos de las pruebas que aparecen en el punto 6.2.
- En caso de que alguna de las pruebas no resultara satisfactoria, se indicará el motivo y se continuará con las pruebas restantes hasta concluir las pruebas programadas
- En caso que el caudal disponible de agua no fuera suficiente, se efectuarán las pruebas hasta alcanzar la potencia máxima posible de obtener, indicándose en los protocolos esta situación
- La falta de agua no es causal para suspender las pruebas o no firmar el acta de recepción de resultados finales
- De ser necesario, y previo acuerdo, se podrán efectuar pruebas adicionales que permitan garantizar el buen funcionamiento de la central hidroeléctrica

> 6.1.5. Informe de los resultados de prueba in situ

Concluidas las pruebas, se levantará un acta de inspección y pruebas en la que deben anotarse todas las incidencias registradas, observaciones, así como los resultados obtenidos en las pruebas. Esta acta será firmada por los representantes del propietario y el contratista.

• 6.2. Relación de pruebas

> 6.2.1. Prueba hidrostática y prueba de estanqueidad mediante llenado de agua de la tubería de presión y verificación de fugas

a. Procedimiento para prueba hidrostática:

- Limpieza interna de la tubería de presión a fin de eliminar residuos o cualquier otro material
- Se procederá a soldar la brida ciega a la tubería en el tramo inmediatamente después de la cámara de carga, instalándose en este lugar la bomba de prueba
- Se instalan dos manómetros, uno en la parte inferior de la tubería (antes de la válvula) y otro en la salida de la bomba de prueba
- Proceder con el cierre hermético de las dos válvulas mariposas instaladas, a fin de evitar el ingreso de agua a las turbinas. Un día antes de la prueba se llenará de agua lentamente la tubería. A fin de conseguir un llenado completo de la tubería se llenará con agua el tramo antes de la bomba de prueba, purgando el aire de la tubería
- Cerrar el niple de ventilación de la tubería ciega

- Se incrementará la presión hasta 1.3 veces la presión estática máxima con que operará la tubería. Esta presión se mantendrá durante dos horas para permitir la inspección detallada de todas las juntas de soldadura que deben estar libres de goteo y otros defectos
- A fin de llevar un registro, se deben enumerar los cordones de soldadura circunferenciales a lo largo de toda la tubería de presión y sus complementos, desde aguas arriba hacia aguas abajo, en forma correlativa y colocarse las observaciones que ocurran entre ellos durante la prueba. Para la verificación se destinará personal a lo largo de la tubería de presión mientras duren las pruebas
- Luego de la revisión del correcto funcionamiento de las juntas se evacuará el agua lentamente por el tubo de purga, dando por culminada la prueba
- Terminada la prueba se procederá a retirar la brida ciega y se instalará la junta de dilatación del tipo fijo

b. Procedimiento para pruebas de estanqueidad:

- Se inspeccionará la cámara de carga sin agua y se limpiará de piedras, hojas, ramas y arena
- Se inspeccionará el canal y el desarenador, retirando todos los elementos extraños, así como de la bocatoma, a fin de que no existan elementos que impidan el normal flujo del agua
- Se debe tomar el caudal de diseño del grupo (con una tolerancia de hasta 10 % sobre los límites máximos)
- Abrir la compuerta de agua de la bocatoma, llenando la cámara de carga
- Con las válvulas de ingreso de las unidades hidráulicas completamente cerradas, llenar la tubería con agua, esperar 10 minutos y luego verificar si existen o no fugas con especial atención en las juntas de expansión

> 6.2.2. Datos técnicos del equipo turbina-alternador

Turbina

Cantidad: Dos (✓)

Tipo: Bomba reversible (✓)

Marca: Kubota (✓)

Modelo: DV-LF 356FZT (✓)

Hnet: 70 m (✓)

Q: 0.365 m³/s por grupo (✓)

Potencia: 180 kW/grupo (✓)

Velocidad de embalamiento: 2 160 rpm (✓)

Velocidad: 1 200 rpm (✓)

Número de serie: 7A00590501-7A70030101 (✓)

Generador

Cantidad: Dos (✓)
Tipo: Síncrono (✓)
Marca: WEG (✓)
Amperaje: 324.8 A (✓)
Potencia: 225 kVA (✓)
CosØ: 0.8 (✓)
Frecuencia: 60 Hz (✓)
Potencia activa: 180 kW (✓)
Fases: 3 (✓)
Valor nominal: 400 V (✓)
Velocidad: 1 200 rpm (✓)
Número de serie: 52308-597-57917-797 (✓)

Regulador de voltaje

Cantidad: Dos (✓)
Tipo: Automático de estado sólido (✓)
Marca: Grameyer (✓)
Modelo: GRT7-TR/T (✓)
Número de serie: 7196-9259 (✓)

Gobernador

Cantidad: Dos (✓)
Tipo: Electrónico (✓)
Montaje panel: En pared (✓)
Triac: 12 DE SSG300C100 (✓)
Protección: Fusible súpperrápido de UR62-120 IS (✓)
Voltaje: 400/231 VCA (✓)
Frecuencia: 60 Hz (✓)
Número de serie: 7A-7003-02L-7A-0059-05L (✓)

Dummy Load Heater

Cantidad: Dos (✓)
Marca: Caloritech (✓)
Capacidad: 216 kW (✓)
Voltaje: 400 V (✓)
Número de serie: T970941-T962354 (✓)

Tablero del generador

Cantidad: Dos (✓)

Tipo: Autosoportado (✓)

Voltaje: 400 V (✓)

Fases: 3/4 con neutro (✓)

Frecuencia: 60 Hz (✓)

Protección: 1P 40 (✓)

Transformador

Potencia nominal: 450 kVA (✓)

Tipo: Trifásico (✓)

Tensión primaria: 400 V (✓)

Grupo de conexión primaria: Delta (✓)

Tensión secundaria: $22.9 \pm 2 \cdot 2.5\%$ kV (✓)

Grupo de conexión secundaria: Estrella, neutro a tierra (✓)

Regulación de tensión: En vacío (✓)

Número de serie: LD-001456 (✓)

Equipo de izaje

Riel: 12 m (✓)

Polipasto: Ratchet a cadenas (✓)

Capacidad de carga: 2 000 kg (✓)

Gancho: Con seguro (✓)

Ubicación del gancho: 5 m sobre el piso (✓)

Movimientos: Vertical-horizontal (traslación) (✓)

> 6.2.3. Inspección ocular de los equipos y elementos auxiliares

Tabla 30. Generalidades. Verificación del montaje e instalaciones	
	Ejecutado (√)
Control de pintura:	
Retirar todos los restos de concreto	
Retirar todos los cantos con concreto cuidadosamente e instalar cantos de zócalo	
Control de la pintura en sus tres capas (resanado)	
Daños de pintura: desoxidar y lijar antes de resanar	
Manómetros:	
Verificar montaje adecuado de manómetros	
Nivel de aceite. Lubricación:	
Primera lubricación: Controlar aceite de la unidad hidráulica de la válvula mariposa Tipo, cantidad y fabricante: Engrase en rodamiento de turbina, lado motriz Tipo, cantidad y fabricante: Engrase en rodamiento de turbina, lado no motriz Tipo, cantidad y fabricante: Engrase en rodamiento de generador, lado motriz Tipo, cantidad y fabricante: Engrase en rodamiento de generador, lado no motriz Tipo, cantidad y fabricante:	
Control de hermeticidad	
Segunda lubricación (efectuar luego de tres horas de operación) Engrasar en rodamiento de turbina, lado motriz Tipo, cantidad y fabricante: Engrasar en rodamiento de turbina, lado no motriz Tipo, cantidad y fabricante: Engrasar en rodamiento de generador, lado motriz Tipo, cantidad y fabricante: Engrasar en rodamiento de generador, lado no motriz Tipo, cantidad y fabricante:	
Uniones roscadas:	
Ajustar pernos de bridas y de cimentación de turbinas	
Ajustar todas las uniones roscadas de bridas de tubería	
Aflojar la unión de junta de desmontaje y ajustarla conforme a instrucciones	
Ajustar pernos de anclaje de generador	
Ajustar los pernos de cimentación de unidad hidráulica	
Proteger partes desnudas	
Comentarios:	

Tabla 31. Turbina	
	Ejecutado (√)
Comprobar ruidos con ligeros giros a mano, la rueda debe girar suavemente	
Fijar todas las partes expuestas, comprobar que las cubiertas protectoras estén instaladas y fijadas adecuadamente	
Ajustar prensa estopas	
Comprobar nivelación y alineamiento del conjunto turbina-alternador	
Comentarios:	

Tabla 32. Unidad hidráulica de la válvula mariposa	
	Ejecutado (√)
Pruebas previas sin agua:	
Verificar tendido correcto de mangueras y tuberías de presión de aceite	
Verificar cableado en la unidad óleo mecánica	
Ajustar todas las conexiones en la caja de bornes	
Lubricar palancas y articulaciones	
Verificar máxima presión para apertura y cierre (en bares)	
Probar funciones de apertura y cierre	
Ajustar el tiempo de cierre. Mínimo 10 segundos	
Comentarios:	

Tabla 33. Generador	
	Ejecutado (√)
Verificar conexiones de fuerza, control y protecciones	
Verificar conexiones del AVR	
Controlar conexión a tierra	
Controlar ajustes de terminales de cables	
Medir resistencia de aislamiento	
Valores medidos:	
Comentarios:	

Tabla 34. Tablero eléctrico	
	Ejecutado (√)
Verificar todas las conexiones según esquemas funcionales	
Verificar que todos los dispositivos se encuentren correctamente instalados	
Verificar el correcto funcionamiento de los instrumentos de medición: amperímetros, voltímetros, vatímetros, etc.	
Controlar la puesta a tierra	
Ajustar todos los bornes de conexión	
Prueba del panel de alarma y de señalizaciones ópticas y acústicas	
Comentarios:	

Tabla 35. Regulador electrónico de carga	
	Ejecutado (√)
Inventario (ver manual del grupo)	
Control de conexionados	
Ajustar terminales, bornes de conexión	
Comentarios:	

Tabla 36. Cableado eléctrico	
	Ejecutado (√)
Verificar el tendido y conexiones de todo el cableado	
Ajustar la conexión de tuberías portacables y terminales de cables aislados	
Revisar terminales de cables blindados tendidos	
Fijar cables en rieles de sujeción del tablero eléctrico con abrazaderas. Aislar cuidadosamente la sujeción por ambos lados	
Ajustar todas las uniones roscadas en la caja de bornes del generador	
Ajustar todas las uniones roscadas auxiliares del generador	
Ajustar todos los bornes del tablero eléctrico, del cableado original, interruptores, contactores, relés e instrumentos	
Verificar marcas, señalizaciones y numeración de los cable	
Controlar la conexión a tierra	
Efectuar mediciones de aislamiento	
Comentarios:	

Tabla 37. Carga falsa (Dummy Load)	
	Ejecutado (√)
Medir valores de resistencia y la resistencia del aislamiento	
Revisar las conexiones, ajustar todos los bornes de conexión	
Controlar la conexión a tierra	
Protección contra sobretemperaturas ajustado a 100 °C	
Controlar la longitud de inmersión de resistencia de acuerdo a los planos del fabricante	
Cerrar herméticamente la caja de bornes	
Comentarios:	

Tabla 38. Cargador de batería y baterías	
	Ejecutado (√)
Ajustar la tensión del cargador de batería en 27 V (DC)	
Controlar los bornes de las baterías	
Controlar la instalación de las baterías	
Ajustar todos los bornes de conexión	
Comentarios:	

Tabla 39. Subestación elevadora	
	Ejecutado (√)
Verificar todas las conexiones según esquemas funcionales	
Verificar que todos los dispositivos se encuentren correctamente instalados	
Verificar características de la placa	
Controlar la puesta a tierra. El neutro del lado de alta debe estar a tierra	
Ajustar todos los bornes de conexión	
Efectuar mediciones de aislamiento	
Verificar fusibles de protección de salida a la línea de 22.9 kV	
Tensionarlo y dejarlo funcionar en vacío durante 8 horas	
Comentarios:	

> 6.2.4. Mediciones y comprobaciones

Tabla 40. Resistencia de malla de tierra		
Equipo utilizado:		
Marca: Earth Tester		
Modelo:		
Pozo de tierra:	Distancia:	Resistencia:
Pozo neutro trafo:		
Pozo ferretería-pararrayos:		
Casa de máquinas:		

Tabla 41. Resistencia de aislamiento			
Equipo utilizado: Meghometro			
Marca: High Voltage Insulation Tester			
Modelo: 5 000 V			
Generador	Fase S	t = 1'	ohm
	Fase R	t = 1'	ohm
	Fase T	t = 1'	ohm
Transformador			
AT/BT-Tierra		BT/AT-Tierra	
R =	Mohm	R =	Mohm
S =	Mohm	S =	Mohm
T =	Mohm	T =	Mohm
Dummy Load			
L1 =	Mohm	R =	Mohm
L2 =	Mohm	S =	Mohm
L3 =	Mohm	T =	Mohm

Tabla 42. Medición de la resistencia de la carga simulada					
Resistencia 1	2.9	Ohm	Resistencia 7	2.9	Ohm
Resistencia 2	2.9	Ohm	Resistencia 8	2.9	Ohm
Resistencia 3	2.9	Ohm	Resistencia 9	2.9	Ohm
Resistencia 4	2.9	Ohm	Resistencia 10	2.9	Ohm
Resistencia 5	2.9	Ohm	Resistencia 11	2.9	Ohm
Resistencia 6	2.9	Ohm	Resistencia 12	2.9	Ohm

Tabla 43. Comprobación de nivelación y alineamiento del grupo		
Nivelación	0.02	0.02
Alineamiento	0.02	0.02

Tabla 44. Operación de la válvula de admisión		
Apertura manual	OK	OK
Cierre manual	OK	OK
Cierre automático	OK	OK

> 6.2.5. Operación en vacío del equipo turbina-alternador

a. Procedimiento de prueba

Luego de realizar las tareas descritas en los pasos anteriores, se procederá de la siguiente forma:

Energizar el tablero y verificar toda la instrumentación de los paneles

- Poner en servicio la turbina mediante la apertura gradual de la válvula de admisión hasta que se inicie el giro de la unidad, verificar que no hayan elementos extraños antes de llevar la velocidad nominal a 100 %. Caso contrario, se debe apagar la máquina y limpiar los elementos
- De no mediar inconvenientes, se dejará por 10 minutos la velocidad nominal al 100 %, con un nivel de voltaje de generación de 400 V:
 - Medir la vibración en 4 puntos a 90°
 - Medir la temperatura de los cojinetes
- Parada manual
- Arranque hasta la velocidad nominal de 1 200 rpm y 60 Hz de frecuencia
 - Arranque manual
 - Hacerlo funcionar durante 30 minutos
- Parada de emergencia
 - Con la turbina funcionando en operación automática, accionar el botón de emergencia
 - Medir desde ese momento el tiempo de cierre de la válvula principal

> 6.2.6. Simulación de operación del sistema de protección

a. Procedimiento de prueba

- Arrancar la turbina según el manual de operaciones y llevarlo a su velocidad nominal

- Hacer las pruebas y observar los resultados
- Después de cada prueba, hacer la reposición de la falla a través del botón pulsador (reset)

b. Para las pruebas

Según un estudio de protección y recomendaciones de los suministradores, se ajustarán los accionamientos de los relés de protección:

- Relé de sobrecarga:
 - $I_{inv} = 3.5 \text{ A}$ (corriente nominal 324.5 A, CT 500/5)
 - $I_{inst} = 40 \text{ A}$
 - Tiempo = 1 s
- Relé de sobretensión:
 - Tensión = 120 V (tensión nominal 400 V, PT 400/100)
 - Tiempo = 1 s
 - Hold = 5 %
- Relé baja-tensión:
 - Tensión = 80 V
 - Tiempo = 1 s
 - Hold = 5 %
- Relé de sobrevelocidad:
 - Punto de ajuste = 61 V (127% de velocidad nominal)
 - Punto de reposición = 60 V (125%)
- Relé de baja velocidad:
 - Punto de ajuste = 43.2 V (90 %)
 - Punto de reposición = 44.1 V (92 %)
- Relé de falla a tierra:
 - Punto de ajuste = 100 mA
 - Tiempo = 0.1 s

c. Pruebas de accionamiento de los relés

Simular el accionamiento de los relés de protección por inyección de corriente o tensión y verificar el accionamiento del relé, interruptor y presencia de alarmas.

- Protección de sobre/baja tensión
 - Ajustar el relé de sobre/baja tensión a 110 y 90 % respectivamente
- Hacer caer o aumentar la tensión a través del regulador de tensión manual
- Sobrecorriente del estator del generador
- Sobrefrecuencia

- Ajustar el relé de sobrefrecuencia a 63 Hz
- Aumentar la velocidad con el regulador de velocidad
- Baja frecuencia
 - Ajustar el relé de baja frecuencia a 56 Hz
 - Hacer caer la velocidad
- Sobretemperatura de los rodamientos
 - Puentear los puntos en los termostatos (turbina)
 - Puentear los puntos en los termostatos (alternador)
- Obtener las curvas características t vs. I de los relés de sobrecorriente de acuerdo a su planilla de prueba

> 6.2.7. Operación con carga del equipo turbina-alternador

a. Procedimiento de prueba

Poner en servicio el grupo en forma manual y llevarlo a una velocidad nominal de 1 200 rpm y 60 Hz, ajustar el voltaje a 400 V.

- Verificar en el tablero que la frecuencia está en 60 Hz y variar la carga cada 15 minutos
- Medir la temperatura de los cojinetes para las diferentes cargas (25, 50, 75 y 100 %). Cojinetes de turbina (1, cojinete lado acoplamiento; 2, cojinete lado opuesto) y de alternador (1, cojinete lado acoplamiento; 2, cojinete lado opuesto)
- Medir la temperatura del alternador, del Dummy Load y de los triacs del gobernador para el grupo
- Realizar una parada en automático del grupo
- Proceder según el manual de operación de la turbina
- Realizar una parada en automático del grupo
- Poner en servicio el grupo en forma manual y llevarlo al 100 % de la potencia nominal del alternador
- Accionar el botón de parada de emergencia del tablero de control. Medir el tiempo de cierre de la válvula de admisión

b. Pruebas de generación

Tabla 45. Pruebas de generación del equipo turbina-alternador	
	Ejecutado (√)
Limitación de la potencia según los datos de placa con ayuda de topes en el mando manual de la turbina. Ajustar primero a máxima potencia: kW y % de apertura de la compuerta	
Limitar a potencia nominal: kW y % de apertura de la compuerta	
Elaborar un diagrama de carga para cada 10 % de apertura de la compuerta donde se considere potencia (kW), corriente (A), $\cos\Phi$, tensión (V), frecuencia (f) y presión de Agua para cada posición	
Prestar atención a ruidos y otros eventos	
Comentarios:	

- Efectuar la conexión para obtener generación de tensión en los instrumentos o medir en los bornes de llegada la presencia de tensión
- De acuerdo al tipo de unidad, obtenida la generación automática y regulación de velocidad automática, mantener la unidad generada por un lapso de dos horas observando la presencia de ruidos y calentamientos

Tabla 46. Medición de potencia. Turbina tipo bomba reversible								
Apertura de compuerta		Potencia de generación (kW)		Voltios en generador	Amperios en generador	Factor de potencia	Caída total	
mm	%		Leído				Hz	mWC
		20						
		40						
		60						
		80						
		100						
		120						
		140						
		160						
		180						
		200						

> 6.2.8. Golpe de ariete por retiro de carga

a. Procedimiento de prueba

Retiro brusco de carga

- Arrancar la turbina y ponerla en operación automática
- Esperar 5 minutos
- Aplicar 25 % de la carga paulatinamente
- Abrir el interruptor principal y realizar las mediciones de retiro brusco de carga
- Repetir el procedimiento los dos puntos anteriores para cargas de 50, 75 y 100 %, siempre paulatinamente
- Contar 10 segundos desde la desconexión del interruptor principal y luego esperar que la válvula cierre por protección. Apuntar qué sucede primero

Entrada brusca de carga

- Arrancar la turbina y ponerla en operación automática
- Aplicar 50 % de carga
- Realizar las mediciones de acuerdo a la **tabla 47**

Tabla 47. Medición de entrada de carga

Caída bruta (en metros):	Tiempo de cierre (en segundos):
---------------------------------	--

Retiro de carga: de a 0 kW, sin consumidor, vía cierre de emergencia							
Potencia al cierre		Tiempo de cierre (s)	Caída neta (m)	Presión máxima	Presión mínima	Estabilidad de	
mm	%					Agua (s)	Frecuencia (s)
	100						
	75						
	50						
	25						

> 6.2.9. Funcionamiento del grupo a potencia nominal.
Mediciones de temperatura

a. Procedimiento de prueba

- Poner en marcha los grupos a velocidad nominal en vacío
- Medir el aumento de temperatura durante 12 horas
- Dar la máxima potencia disponible y medir la temperatura de acuerdo a la tabla 48

Tabla 48. Medición de temperatura		
Temperatura ambiente: °C		
Mediciones para:	100 % de apertura de la compuerta o 100 % de la potencia del generador	Potencia del generador (kW):

Tiempo	Turbina		Dummy Load, Triacs		Generador		
	Rodamiento, lado motriz	Rodamiento, lado no motriz	Dummy Load	Triacs	Rodamiento, lado motriz	Rodamiento, lado no motriz	Estator
0 min							
5 min							
10 min							
20 min							
30 min							
40 min							
2 h							
3 h							
4 h							
5 h							
7 h							
8 h							
12 h							

> 6.2.10. Pruebas de sincronización

Tabla 49. Prueba de sincronización	
	Ejecutado (√)
Medir tensión, frecuencia, secuencia de fase de unidades 1 y 2	
Giro de sincronoscopio en sentido horario (muy lento o muy rápido)	
Sincronización con turbina 2 como red. La turbina 1 se conecta y marcha a plena carga	
Sincronización con turbina 1 como red. La turbina 2 se conecta y marcha a plena carga	
Transferencia de carga entre turbinas	
Comentarios:	

> 6.2.11. Energización de redes. Puesta en servicio

Tabla 50. Puesta en servicio. Energización de redes	
	Ejecutado (√)
Inspeccionar las redes de distribución y medir el aislamiento	
Verificar dispositivos de protección	
Tensionar el transformador elevador durante dos horas	
Verificar presencia de tensión en el lado de M.T.	
Desenergizar el transformador	
Revisar el transformador, purgar el relé Bucholtz	
Energizar el transformador	
Cerrar el seccionador fusible, energizando la línea en vacío, mantener así durante dos horas	
Tomar la carga gradualmente	
Tomar lecturas de parámetros eléctricos en las redes de baja tensión	
Comentarios:	

> 6.2.12. Registro del estado inicial y final en las pruebas

Tabla 51. Registro del estado inicial y final en las pruebas				
	Unidad 1 (Inicio)	Unidad 1 (Final)	Unidad 2 (Inicio)	Unidad 2 (Final)
Medidor de energía (kWh)				
Horómetro (horas)				
Ajustes de sensores de temperatura de los cojinetes				
	Relé	Temperatura	Situación	
Generador, lado motriz	1GTH1	65 °C	Activados	
Turbina, lado motriz	1TTH2	65 °C	Activados	
Generador, lado no motriz	1GTH2	65 °C	Activados	
Turbina, lado no motriz	1TTH1	65 °C	Activados	

Prueba de máxima apertura de la unidad 1	Hora			
Válvula	100 % de apertura			CosØ
Máxima potencia	kW	R	A	
		S	A	
		T	A	

Prueba de máxima apertura de la unidad 2	Hora			
Válvula	100 % de apertura			CosØ
Máxima potencia	kW	R	A	
		S	A	
		T	A	

- **6.3. Equipos y herramientas necesarios para las pruebas**

- Grupo electrógeno de 5 kW, 220 V, 1 Φ
- Carga resistiva de 180 kW
- Correntómetro
- Manómetro de glicerina
- Cronómetro
- Pruebas mecánicas
 - Gauge
 - Reloj comparador
 - Nivel de precisión
 - Vibrómetro
 - Tacómetro
 - Sensor de temperatura
 - Termómetro digital
 - Herramientas mecánicas completas (llaves de boca, corona, allen, dados, torquímetro, etc.)
 - Pruebas eléctricas
- Meghometro de 500 a 5 000 V
- Multímetro
- Secuencímetro
- Telurómetro
- Probador de relés
- Amperímetro de pinza
- Pértiga para maniobras de cut outs
- Sensor audible y óptico de media tensión
- Herramientas completas para electricista

- **6.4. Acta de inspección y pruebas**

- Información general del proyecto
- Propietario, contratista
- Periodo de pruebas
- Anotar todas las incidencias registradas
- Resultados obtenidos
- Entrega para su administración y operación comercial

CONTROL Y REGULACIÓN DE MICROCENTRALES

• 7.1. Generalidades

> 7.1.1. Introducción

El objetivo de este capítulo es presentar en forma sucinta algunos criterios técnicos a considerar en la planificación del sistema de control y operación de microcentrales hidráulicas de generación eléctrica.

Como apreciarán durante su desarrollo es conveniente familiarizarse con la terminología y el entendimiento de los principios de operación de los componentes de estas unidades.

> 7.1.2. Términos básicos

Denominaremos microunidades a aquellos equipos de generación cuya capacidad de generación no excede los 100 kW. No obstante, en la medida de las posibilidades, se intentará que esta información sea de utilidad para unidades de hasta 1 000 kW. También debe tenerse en cuenta que este tema es extenso y a veces muy específico, ya que cada central hidroeléctrica es una aplicación individual.

Respecto a la tensión de generación, los valores obedecen a normalizaciones locales. Por ejemplo, en Perú el sistema trifásico tiene 380 voltios entre líneas y el monofásico 220 voltios. Estos valores obedecen a criterios prácticos. Para unidades de más de 400 kW, la tensión trifásica más utilizada es 440 voltios entre líneas.

Para el equipamiento de control y protección se consideran las unidades atendidas por personal operador y las que no cuentan con operador. Se incluyen grupos accionados por turbinas hidráulicas o bombas operadas como turbinas que mueven generadores síncronos y asíncronos.

Las pequeñas centrales hidroeléctricas se pueden conectar directamente a la carga o a través de líneas de transmisión para alimentar redes públicas o cargas privadas. Actualmente, dentro de las capacidades de los sistemas de control, existen facilidades de comunicación a distancia que permiten su monitoreo y operación remota. Dentro del equipo electromecánico a considerar en las centrales se encuentran:

- Equipo mayor: interviene directamente en la producción de electricidad. Elementos: turbina, regulador de velocidad-carga de la turbina, multiplicador de velocidad, generador y tablero de control

- Equipo auxiliar o de soporte. Elementos: mecánicos (válvula de carga, volante inercial, sistema lubricación), sistemas para control y protección (sensores, actuadores, relés) y sistemas eléctricos auxiliares (tablero de sincronización, baterías, transformadores menores y lámparas)

• 7.2. Protección

> 7.2.1. Generalidades

Las pequeñas centrales hidroeléctricas deben protegerse contra daños mecánicos, eléctricos, hidráulicos y térmicos, lo que puede ocurrir como resultado de condiciones anormales de la planta o del sistema de consumo al que la central está conectada.

El diseño global del sistema de protección debe ser tal que en situación de avería permita rápidamente ubicar, aislar y atender al equipo, minimizando el período de paralización y de impacto. Para detectar condiciones anormales en forma automática se usan:

- Relés que detecten las variables eléctricas
- Sensores de temperatura, presión y nivel
- Contactos mecánicos operados por fuerza centrífuga

Todos estos dispositivos operan a otros dispositivos eléctricos y mecánicos para aislar y paralizar el equipo generador. Como medida complementaria se usan indicadores de alarma para advertir al personal a cargo de los cambios y anomalías ocurridas durante la operación de los equipos.

El tipo y el grado de protección a proveer depende de múltiples consideraciones, tales como:

- Capacidad, número y tipo de unidades en la planta
- Tipo de sistema eléctrico
- Requerimientos del usuario
- Limitaciones del productor para la generación de electricidad
- Recomendaciones de los fabricantes de los equipos
- Capacidades funcionales del equipo
- Facilidades locales o de monitoreo para el control

Las pequeñas centrales generalmente cuentan con sistemas menos complejos que una unidad mayor, consecuentemente, su equipo de protección es menor.

> 7.2.2. Funcionamiento defectuoso. Consideraciones

Aunque los diseños de los sistemas de protección varían de una planta a otra, estos deben contener funciones básicas para proteger de fallas mayores y desconectar

automáticamente la red del consumidor. A continuación presentamos una lista de fallas a ser tomadas en cuenta en las pequeñas centrales:

a. Problemas en el equipamiento mecánico de la planta

Turbina:

- Vibración excesiva
- Problemas en los cojinetes
- Sobrevelocidad
- Baja velocidad
- Cantidad insuficiente de agua
- Pérdida del control de flujo de agua
- Falla del sistema de lubricación

Sistema hidráulico:

- Bajo nivel de aceite en el acumulador
- Baja presión del aceite
- Falla eléctrica, electrónica o hidráulica del regulador de velocidad o del sistema de posicionamiento de apertura de la compuerta de paso de agua

Equipo de conducción del agua:

- Falla en la válvula de carga (válvula de entrada)
- Compuerta de cámara de carga inoperativa
- Bloqueo con material sólido de la rejilla de la cámara de carga
- Mal funcionamiento del control del nivel de agua

b. Problemas en el equipo eléctrico

Generador:

- Variables eléctricas anormales
- Sobretemperatura del bobinado de armadura (estator principal)
- Problemas en los cojinetes
- Motorización
- Fuego
- Excesiva vibración
- Fallas de enfriamiento
- Sobrevelocidad

Transformador principal:

- Fallas de aislamiento
- Altas temperaturas
- Nivel de aceite anormal
- Fuego

Tablero de control:

- Falla eléctrica
- Falla mecánica
- Pérdida de control de la operación

c. Problemas generales de planta

Servicios en la sala de máquinas:

- Falla de los transformadores auxiliares
- Corrientes (cargas) desbalanceadas
- Problemas en el sistema auxiliar de corriente continua
- Problemas de ventilación
- Problemas en los servicios de agua y enfriamiento
- Inundación
- Fuego
- Ingreso de personal no autorizado
- Fallas en los sistemas de protección o de control lógico
- Mala operación del sistema de monitoreo del nivel de agua

d. Problemas en el sistema de consumidor

En la central deben detectarse las fallas en la línea del usuario y otras condiciones anormales de su sistema. En estos casos, el consumidor debe desconectarse de la central. Dentro de estas anomalías en el sistema del consumidor tenemos:

- Aterramiento o averías en los conductores
- Presencia de solo una fase en un sistema trifásico
- Tensión anormal
- Corte del sistema

Es necesaria la coordinación con el consumidor para seleccionar el equipo específico de protección, especialmente para detectar las fallas en la línea.

> 7.2.3. Dispositivos usados en un sistema de protección

Existen diversas maneras de atender los requerimientos de protección de una central, dispositivos normalizados que deben integrarse en el diseño de la planta. Estos deben ser revisados por el personal informado de las necesidades de protección del equipamiento de la central y de su interconexión con el usuario. A continuación, presentamos los componentes de un sistema típico de protección usado en una pequeña central.

a. Dispositivos de protección

- **Temperatura:** sensores tipo RTD, termocuplas y manómetros para detectar el sobrecalentamiento de los bobinados del estator del generador y de los cojinetes. Estos accionan relés, dispositivos con pantallas, contactos de alarma y de disparo
- **Presión y nivel:** interruptores de presión y de nivel instalados en la turbina, sistema de lubricación y el sistema de presurización de aceite hidráulico. Dan alarma y disparo, paralizan la unidad y bloquean la nueva puesta en marcha, si es necesario
- **Sobre y baja velocidad:** interruptores de velocidad directamente conectados o electrónicamente accionados para la alarma, control y disparo
- **Vibración:** detectores de vibración que monitorean secciones en los ejes de la turbina y generador. Tienen contactos de alarma y de disparo
- **Nivel de agua:** el sistema de medición incorpora sensores de nivel y monitoreo de equipos, para dar alarma, disparo o controlar la entrega de potencia de la turbina dependiendo de los valores límites columna de agua y descarga
- **Fuego:** sensores ubicados en áreas dónde puede ocurrir fuego, conectados a una central de monitoreo de incendios para dar alarma. Las pequeñas centrales no tienen sensores de incendio o baterías con equipos de extinción generalmente
- **Condiciones mecánicas varias:** sensores integrados al sistema de protección dentro del sistema de lubricación, álabes directrices, transformadores, enfriamiento, sistema de drenaje de la central

b. Relés de protección

- La **figura 109** presenta un típico arreglo de relés de protección para una pequeña central hidroeléctrica con generador síncrono y de una sola unidad por planta. A continuación, presentamos una lista de los relés más frecuentemente utilizados en una PCHE:
- **Sobrecorriente con tensión restringida o tensión controlada (51V):** proporciona protección del estator de generador por sobrecorriente
- **Sobretensión a tierra (59GN):** provee protección al generador por falla a tierra. Este dispositivo puede reemplazarse por un relé de sobrecorriente a tierra (51G)

- **Potencia inversa (32):** protege de la motorización del generador
- **Diferencial de generador y de transformador (87G y 87T):** muy común en unidades mayores. Estos relés detectan rápidamente las fallas del generador y separan la unidad o transformador del sistema
- **Baja tensión generada (27):** percibe la condición de baja tensión
- **Protección de los cojinetes (38):** opera por alta temperatura de los cojinetes
- **Protección de vibración (39):** opera en condiciones mecánicas anormales tal como exceso de vibración
- **Sobretensión generada (59):** provee protección de la sobretensión generada
- **Frecuencia (81):** el relé de sobrefrecuencia (81O) es instalado como redundante de protección de sobrevelocidad de los interruptores de velocidad mecánicos. El relé de baja frecuencia (81U) es instalado para detectar la baja velocidad de giro, ya que todo generador operando a baja velocidad y a tensión nominal se sobrecalienta
- **Protección de sobretemperatura del transformador (49T):** se aplica para dar alarma cuando es excesivo el calentamiento de los bobinados del transformador

c. Medición

La medición puede ser tomada y leída directamente o a través de transductores. La medición de la energía activa y la indicación de la potencia pueden ser tomadas por un solo instrumento o por instrumentos separados. El circuito de sincronización puede estar conformado desde un simple juego de lámparas hasta un sofisticado relé sincronizador automático.

• 7.3. Control

> 7.3.1. Generalidades

La sofisticación del control depende de la complejidad y tamaño de la instalación. Sin embargo, es importante evitar comprometer la maniobrabilidad de la unidad y la seguridad del personal.

Para las pequeñas centrales se sugiere simplicidad del control porque permite minimizar los costos y las tareas de mantenimiento, reparación y verificación. Un sistema simple y sencillo se torna más confiable por la menor cantidad de componentes.

> 7.3.2. Unidad de control

El sistema de control lógico para la secuencia de arranque, operación y parada de una pequeña central es obtenible mediante el cableado de relés electromagnéticos, controles programables, microprocesadores o la combinación de estos.

El sistema de la unidad de control debe ser diseñado para proveer la secuencialidad de arranque y parada bajo condiciones normales o anormales. Esta unidad, para controlar y monitorear las múltiples secuencias de control, debe relacionarse con otros sistemas de la planta, como:

- **Sistemas auxiliares:** válvulas y bombas
- **Regulador de velocidad o controlador de carga:** calibradores, actuadores, solenoides y frenado
- **Excitación:** calibradores, contactores e interruptores

a. Sistema de control de velocidad de la turbina

El sistema de control de velocidad y de carga de la turbina está formado por el equipo de control y el equipo de accionamiento requerido para regular el flujo de agua que atraviesa la turbina y que regular la velocidad de la unidad y la salida de potencia conectada al generador.

Para unidades que no requieren ajustes estrechos de velocidad o valores de generación, se utilizan dispositivos manuales de apertura-cierre del flujo de agua.

También encontramos unidades que operan con un permanente flujo de agua, donde el exceso de potencia que no es consumida por el usuario es disipado en cargas resistivas conectadas a la unidad de generación. El control de la velocidad se reduce para mantener una potencia generada constante (mismo flujo de agua) y un control del sentido del flujo de potencia eléctrica entre el usuario y las cargas resistivas disipadoras.

> 7.3.3. Conexión de unidades generadoras a una red comercial

a. Unidades con generador síncrono

Se igualan tensiones y frecuencias (se sincroniza) con las del sistema antes de cerrar el interruptor o contactor que conecte a la red. La sincronización puede ser manual o automática. El sincronizado manual necesita adiestrar al operador en el manejo y en la maniobra de dispositivos de control de tensión, frecuencia y de fase. El sincronizador automático generalmente incluye equipos para:

- Igualar tensiones, actuando en la excitación del generador; igualar frecuencias, actuando en el regulador de velocidad de la turbina
- Finalmente, un relé (25) comprueba que ambas generaciones estén en fase y ordena cerrar el interruptor de la unidad

b. Generador de inducción o asíncrono

El método usual de poner en marcha un generador de inducción es arrancar la turbina normalmente hasta una velocidad ligeramente superior a la equivalente a la frecuencia de la red y conectar el generador al sistema. La tensión y frecuencia generadas son determinadas por la red.

> 7.3.4. Control e instrumentación

El grado de control, instrumentación e implementación de alarmas varía en función del tamaño de la planta, el método del sistema de operación, consideraciones económicas o requerimientos del sistema del usuario.

a. Requerimientos de control

La instrumentación y funciones de control son:

- Secuencia de inicio de arranque y apagado. Operación del interruptor abrir/cerrar
- Ajuste de la tensión generada actuando en el AVR del generador
- Ajuste de la velocidad de giro de la turbina actuando en el regulador de velocidad
- Control de los equipos auxiliares

b. Requerimientos de instrumentación

- Potencia activa generada
- Potencia reactiva generada
- Energía activa generada
- Corriente de excitación
- Tensión, frecuencia y corriente generada
- Tensión de la red (paralelo)
- Sincronoscopio (paralelo)
- Columna de agua a turbinar
- Columna de agua de la descarga
- Posición de los elementos de control de paso de agua

c. Requerimiento de señalización de estado/alarmas

- Preparado para el arranque
- Posición del interruptor
- Alarma presencia de fuego
- Alarma por emergencia (requiere de atención inmediata)
- Alarma general de la planta
- Paralización no programada
- Funcionamiento no programado
- Alta temperatura de los cojinetes
- Pérdida de lubricación
- Pérdida de enfriamiento

- Baja presión del aceite de lubricación
- Alto o bajo nivel de agua
- Secuencia incompleta de arranque o parada
- Pérdida de potencia

> 7.3.5. Vínculos de comunicación

En el caso de pequeñas centrales atendidas a distancia, son varios los métodos usados para realizar su control:

- Circuitos cableados de comunicación con cable telefónico o con fibra óptica
- Radio punto-punto
- Radio microondas
- Onda portadora
- Satélite

Para una pequeña central que no justifique un elaborado control a distancia es suficiente un circuito telefónico normal para obtener las indicaciones de estado y alarmas de su operación.

Si el propietario de la pequeña central cuenta con sistema de microondas, este método es muy práctico para enlazar los comandos de control y supervisión de estado de la operación a distancias de plantas generadoras, algo similar sucede con el uso de líneas de onda portadora.

• 7.4. Operación

> 7.4.1. Generalidades

Operativamente, las pequeñas centrales hidroeléctricas relacionan el sistema de conducción de agua del lugar donde están instaladas con el sistema eléctrico al que están conectadas. La operación del proyecto se basa en la disponibilidad del flujo de agua y el óptimo aprovechamiento de este recurso de acuerdo a las necesidades del sistema eléctrico. En la práctica, esta optimización se ve deteriorada por la no coincidente variación del flujo de agua de acuerdo a la variación de la demanda eléctrica.

> 7.4.2. Operación del sistema eléctrico

Durante el transcurso de un año una pequeña central puede operar de diferentes formas, dependiendo de la disponibilidad del agua y de los requerimientos de carga del sistema.

Las condiciones de manejo del agua pueden variar impredeciblemente de acuerdo a estimados diarios, la precisión mejora si los estimados tienen una base estacional. Las cargas del sistema en un periodo definido pueden ser anticipadas basándose en data histórica ajustable al crecimiento anual.

Fluctuaciones de carga pueden ser estimadas sobre una carga base diaria, ajustada de acuerdo a días de trabajo contra valores de fines de semana y condiciones estacionales. En épocas de abundancia de agua la central operará continuamente para abastecer la carga base o la porción de la carga del sistema que es demandada continuamente. Cuando el caudal es bajo posiblemente solo pueda cubrir las cargas picos de corto periodo. Entre estos dos extremos, el proyecto puede ser operado en ciclos de generación y paralización de acuerdo a las condiciones impuestas por el recurso hídrico.

> 7.4.3. Interfase del proyecto con el sistema eléctrico

Muchas pequeñas centrales son privadas y pueden alimentar cargas como molinos, pequeñas industrias o pequeñas municipalidades. En el mayor de los casos, donde hay una carga privada local también hay una conexión al sistema eléctrico público local para suministro como reserva bajo condiciones de emergencia o condiciones estacionales. También es frecuente colgarse a una red para exportar o suministrar (como venta) potencia al sistema de servicio público.

Estas razones determinan un factor de interés para ambas partes para provisionarse de equipos y procedimientos de protección que garanticen la seguridad de sus equipos, cargas y personal. Dentro de los aspectos a coordinar con la red pública tenemos:

- Coordinación del nivel de tensión, frecuencia y límites de carga de acuerdo a las capacidades de los equipos de cada sistema
- Identificación de la magnitud y duración de los transitorios de carga y tensión ocurridos durante el arranque, sincronización y parada de la unidad
- Contribución a detección de fallas
- Coordinación de la operación y cobertura de los relés de protección del sistema y de los interruptores
- Provisión de sistemas seguros de aterramiento y visibilidad del estado de apertura de los elementos de separación de circuitos

Otras consideraciones de protección pueden ser necesarias, es conveniente que previamente a la planificación se consulte al servicio público sobre sus necesidades y recomendaciones

Figura 109. Esquema modelo de protección

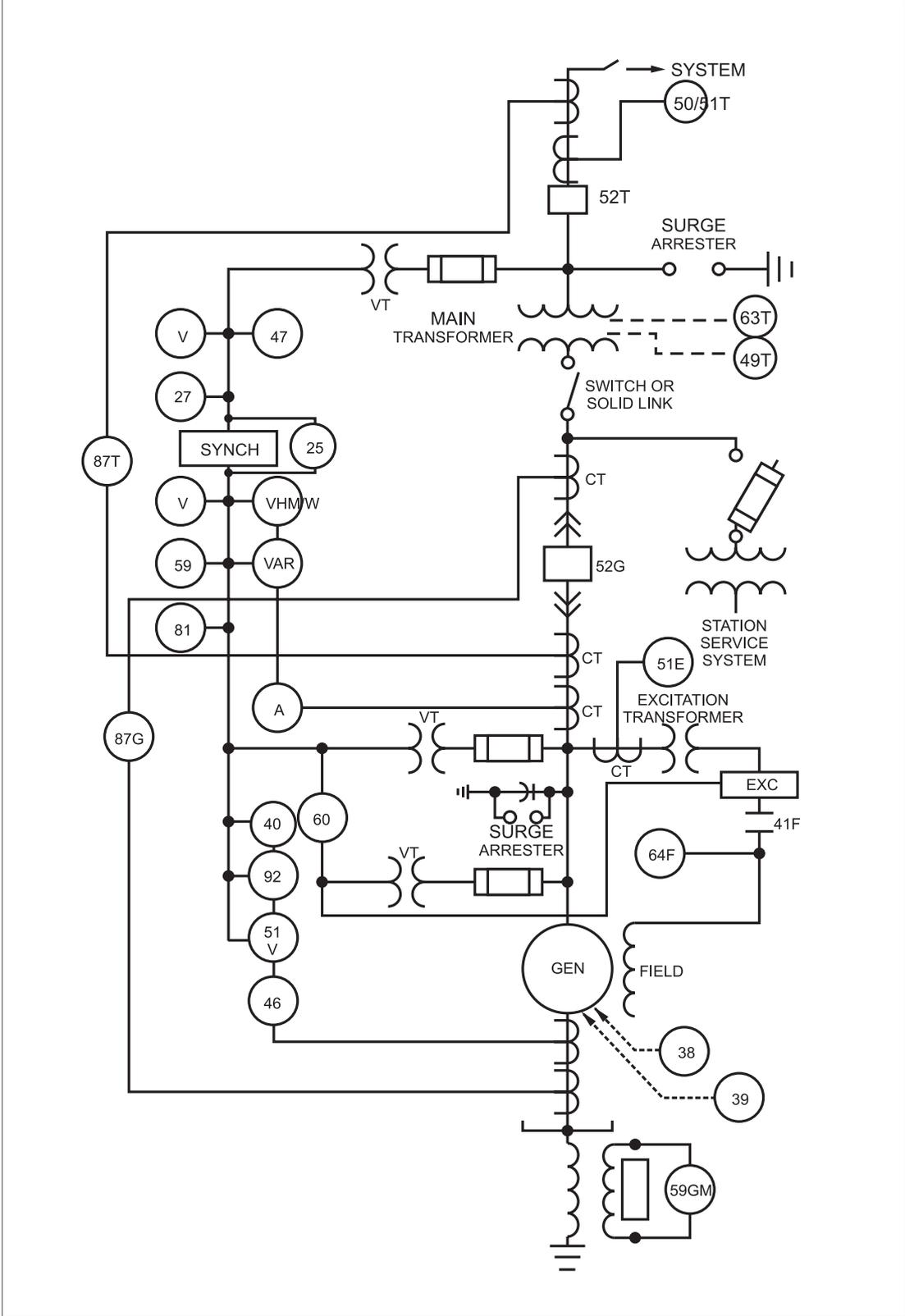


Tabla 52. Leyenda de la figura 109	
25	Relé de sincronización
27	Relé de baja tensión
32	Relé de potencia inversa
38	Protección de los cojinetes
39	Detector de vibraciones
49T	Protección de sobretensión del transformador
51E	Relé de sobrecorriente de excitación
50/51T	Relé de sobrecorriente del transformador
51V	Relé de sobrecorriente a tierra (tensión restringida o controlada)
59	Relé de sobrevoltaje
59GN	Relé de sobretensión a tierra
81	Relé de frecuencia (sobre y baja frecuencia)
87G	Relé diferencial del generador
87T	Relé diferencial del transformador
CT	Transformador de corriente
EXC	Excitador
SYNCH	Circuito de sincronización
V	Voltímetro
VAR	Variómetro
VT	Transformador de voltaje

www.solucionespracticas.org.pe

www.cedecap.org.pe

Para mayor información comunicarse a:

Oficina Regional para América Latina
Av. Jorge Chávez 275, Miraflores.
Teléfonos: (511) 447 5124 446 7324



Soluciones Prácticas es un organismo de cooperación técnica internacional que contribuye al desarrollo sostenible de la población de menores recursos, mediante la investigación, aplicación y disseminación de tecnologías apropiadas. Tiene oficinas en África, Asia, Europa y América Latina. La oficina regional para América Latina tiene sede en Lima, Perú y trabaja a través de sus programas de Sistemas de producción y acceso a mercados: Energía, infraestructura y servicios básicos; Prevención de desastres y gobernabilidad local; y el Área de Comunicación e Información.

Financiado por:

