



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“ESTUDIO DE FACTIBILIDAD TÉCNICA - ECONÓMICA DEL SISTEMA
DE TURBOBOMBEO PARA LA COMUNIDAD DE CANANVALLE”**

**DANIELA CARINA VÁSCONEZ NÚÑEZ
FERNANDO MAURICIO TELLO OQUENDO**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2011

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Abril 08 del 2011

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

DANIELA CARINA VÁSCONEZ NÚÑEZ

Titulada:

**“ESTUDIO DE FACTIBILIDAD TÉCNICA-ECONÓMICA DEL SISTEMA DE TURBOBOMBEO PARA
LA COMUNIDAD DE CANANVALLE”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

ING. GEOVANNY NOVILLO A.
f) Decano de la Facultad de Mecánica

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

ING. JOSÉ PACÍFICO RIOFRÍO R.
f) Director de tesis

ING. VICENTE TRUJILLO.
f) Asesor de Tesis

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: DANIELA CARINA VÁSCONEZ NUÑEZ

TÍTULO DE LA TESIS: “ESTUDIO DE FACTIBILIDAD TÉCNICA-ECONÓMICA DEL SISTEMA DE TURBOBOMBEO PARA LA COMUNIDAD DE CANANVALLE”

Fecha de Examinación: Abril 08 del 2011

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. EDUARDO VÁSQUEZ. (Presidente Tribunal Defensa)			
ING. JOSÉ RIOFRÍO R. (Director de Tesis)			
ING. VICENTE TRUJILLO. (Asesor)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Abril 08 del 2011

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

FERNANDO MAURICIO TELLO OQUENDO

Titulada:

**“ESTUDIO DE FACTIBILIDAD TÉCNICA-ECONÓMICA DEL SISTEMA DE TURBOBOMBEO PARA
LA COMUNIDAD DE CANANVALLE”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

ING. GEOVANNY NOVILLO A.
f) Decano de la Facultad de Mecánica

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

ING. JOSÉ PACÍFICO RIOFRÍO R.
f) Director de tesis

ING. VICENTE TRUJILLO.
f) Asesor de Tesis

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: FERNANDO MAURICIO TELLO OQUENDO

TÍTULO DE LA TESIS: “ESTUDIO DE FACTIBILIDAD TÉCNICA-ECONÓMICA DEL SISTEMA DE TURBOBOMBEO PARA LA COMUNIDAD DE CANANVALLE”

Fecha de Examinación: Abril 08 del 2011

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. EDUARDO VÁSQUEZ. (Presidente Tribunal Defensa)			
ING. JOSÉ RIOFRÍO R. (Director de Tesis)			
ING. VICENTE TRUJILLO. (Asesor)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

f) Daniela Carina Vásquez Núñez

f) Fernando Mauricio Tello Oquendo

AGRADECIMIENTO

Agradecemos en primer lugar a Dios por darnos la luz, fortaleza y perseverancia para culminar nuestros estudios.

En esta etapa de formación académica, queremos expresar nuestro profundo agradecimiento a las autoridades de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Nuestra gratitud imperecedera, de manera muy especial, al Ingeniero Geovanny Novillo Decano de la Facultad de Mecánica, al Ingeniero José Riofrío Director de Tesis, al Ingeniero Vicente Trujillo Asesor de Tesis; así como también a todos los catedráticos de la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles a la sociedad.

Daniela Carina Vásquez Núñez

Fernando Mauricio Tello Oquendo

DEDICATORIA

El presente trabajo de investigación dedico a Dios por ser aquel que siempre ha estado a mi lado, permitiéndome encontrar la luz en momentos difíciles, a mis padres Víctor y Olga, a mi hermana Vanessa por su amor, consejos y apoyo incondicional. Asimismo dedico a mi enamorado, amigos (as) quienes estuvieron conmigo dándome sus palabras de aliento y contribuyeron para la culminación de esta meta.

Daniela Carina Vásquez Núñez

El presente trabajo de tesis, lo dedico a Dios, a mis padres Lupita y Edwin, a mis hermanos Patricio y Francisco, quienes día a día estuvieron brindándome su apoyo incondicional, su amor y optimismo. También dedico a mi enamorada y a mis amigos (as), que de alguna manera han sido un apoyo y motivación para la culminación de mi carrera.

Fernando Mauricio Tello Oquendo

TABLA DE CONTENIDOS

<u>CAPÍTULO</u>		<u>PÁGINA</u>
1. GENERALIDADES		
1.1	Antecedentes.....	1
1.2	Justificación.....	2
1.2.1	Justificación técnica.....	2
1.2.2	Justificación económica.....	2
1.2.3	Justificación social.....	3
1.2.4	Justificación ecológica.....	3
1.3	Objetivos.....	4
1.3.1	Objetivo general.....	4
1.3.2	Objetivos específicos.....	4
2. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO		
2.1	Bocatomas.....	5
2.1.1	Funciones de las bocatomas.....	6
2.1.2	Clasificación de las bocatomas.....	6
2.1.3	Elementos de una bocatoma.....	6
2.1.4	Criterios de diseño de las bocatomas.....	8
2.2	Conducción.....	9
2.3	Tanque de carga o presión.....	10
2.4	Desarenador.....	11
2.5	Chimenea de equilibrio.....	12
2.5.1	Funciones de la chimenea de equilibrio.....	12
2.6	Tubería de presión.....	13
2.6.1	Materiales de las tuberías de presión.....	15
2.6.2	Tipos de uniones.....	17
2.6.3	Válvulas en la tubería de presión.....	19
2.6.4	Apoyos y anclajes en la tubería de presión.....	21
2.6.4.1	Apoyos.....	21
2.6.4.2	Anclajes.....	22
2.7	Turbinas hidráulicas.....	23
2.7.1	Clasificación general de las turbinas hidráulicas.....	23
2.7.2	Turbina Pelton.....	25
2.7.2.1	Partes generales de una turbina hidráulica.....	25
2.8	Bombas hidráulicas.....	27
2.8.1	Clasificación de las bombas hidráulicas.....	27
2.8.1.1	Bombas volumétricas o de desplazamiento positivo.....	28
2.8.1.2	Bombas rotodinámicas.....	29

3. DESCRIPCIÓN GENERAL Y PARÁMETROS DE DISEÑO

3.1	Situación geográfica de la zona del proyecto.....	32
3.2	Características generales de la zona del proyecto.....	33
3.3	Evaluación topográfica.....	34
3.3.1	Puntos de enlace GPS.....	34
3.4	Determinación de la altura bruta.....	39
3.5	Determinación de la altura de bombeo.....	39
3.6	Medición del caudal.....	39
3.6.1	Determinación del caudal de diseño.....	44

4. PREDISEÑO DE OBRAS CIVILES

4.1	Determinación de las propiedades del agua.....	45
4.1.1	Densidad del agua.....	45
4.1.2	Presión de vapor.....	45
4.1.3	Presión atmosférica local.....	46
4.2	Obras de captación.....	46
4.2.1	Diseño de la captación no convencional o bocatoma de fondo.....	46
4.2.1.1	Diseño de la presa o azud.....	47
4.2.1.1.1	Verificación del deslizamiento del azud.....	65
4.2.1.1.2	Verificación al volteo.....	69
4.2.1.2	Reja de admisión.....	70
4.2.1.3	Galería o canal colector.....	74
4.2.1.4	Desripiador de bocatoma con rejilla o de fondo.....	79
4.3	Conducción por tubería.....	82
4.4	Tanque de presión con desarenador.....	87
4.4.1	Dimensionamiento del desarenador.....	88
4.4.2	Dimensionamiento del tanque de presión.....	92
4.4.2.1	Cálculo del volumen del tanque de presión.....	94
4.4.2.2	Cálculo de la altura mínima de agua sobre la tubería de presión.....	94
4.4.2.3	Cálculo de la longitud del tanque.....	95
4.5	Tubería de presión.....	96
4.5.1	Cálculo del diámetro de la tubería de presión según Bondschú.....	96
4.5.1.1	Cálculo de la velocidad del agua que fluye las diferentes tuberías.....	97
4.5.2	Cálculo de pérdidas en la tubería de presión.....	98
4.5.2.1	Cálculo de las pérdidas primarias por fricción en la tubería.....	98
4.5.2.2	Cálculo de pérdidas secundarias.....	100
4.5.2.3	Cálculo de las pérdidas totales.....	104
4.5.2.4	Cálculo del porcentaje de pérdidas.....	104
4.5.3	Cálculo del espesor de la tubería de presión e'	105
4.5.3.1	Cálculo de la sobrepresión h_s por el golpe de ariete.....	106
4.5.4	Cálculo de tensiones en la tubería de presión.....	106
4.5.4.1	Tensión tangencial por golpe de ariete.....	107
4.5.4.2	Tensión longitudinal por variación de temperatura.....	107
4.5.4.3	Tensión longitudinal por la presión hidrostática.....	108
4.5.4.4	Tensión longitudinal por flexión entre apoyos.....	108
4.5.4.4.1	Cálculo de la longitud máxima admisible entre apoyos de la tubería de presión...	110
4.5.4.4.2	Determinación de la longitud entre apoyos.....	110
4.5.4.5	Tensión longitudinal por variación de pendiente.....	111
4.5.4.6	Cálculo del esfuerzo equivalente.....	112

4.5.5	Cálculo del coeficiente de seguridad para la tubería de presión.....	113
4.5.6	Análisis y selección final de la tubería de presión.....	114
4.5.7	Chimenea de equilibrio o almenara.....	116
4.5.7.1	Cálculo de la sección transversal de la almenara A_c	117
4.5.7.2	Cálculo de la altura de la almenara H_c	117
4.5.7.3	Cálculo del diámetro de la almenara D_c	118
4.5.7.4	Cálculo de la altura mínima que debe tener la almenara H_{cmin}	120
4.5.8	Apoyos.....	120
4.5.8.1	Dimensionamiento de los apoyos.....	121
4.5.8.2	Fuerzas sobre los apoyos.....	123
4.5.8.3	Estabilidad del apoyo.....	125
4.5.8.4	Condición de resistencia del terreno.....	127
4.5.9	Anclajes.....	129
4.5.9.1	Dimensionamiento del anclaje.....	131
4.5.9.2	Fuerzas sobre los anclajes.....	135
4.5.9.3	Cálculo de fuerzas resultante en los anclajes.....	141
4.5.9.4	Condiciones de estabilidad.....	143

5. SELECCIÓN Y DIENSIONAMIENTO DE LA TURBINA HIDRÁULICA

5.1	Parámetros fundamentales de diseño.....	147
5.1.1	Altura o salto neto.....	147
5.1.2	Potencia hidráulica neta.....	148
5.1.3	Potencia al freno de la turbina.....	148
5.1.4	Potencia transmitida a la bomba.....	149
5.2	Velocidades específicas.....	150
5.2.1	Velocidad específica en función de la potencia de la turbina.....	150
5.2.2	Velocidad específica en función del caudal.....	150
5.3	Rango de aplicación de las turbinas hidráulicas.....	150
5.4	Selección de la turbina hidráulica.....	152
5.5	Diseño hidráulico.....	153
5.5.1	Cálculo del diámetro pelton.....	153
5.5.2	Geometría de un inyector.....	154
5.5.2.1	Dimensionamiento de la tobera.....	155
5.5.2.2	Dimensionamiento del inyector.....	157
5.5.2.3	Geometría del rodete.....	161
5.6	Diseño mecánico de la turbina Pelton.....	166
5.6.1	Diseño y cálculo del inyector.....	167
5.6.1.1	Tramo recto.....	167
5.6.1.2	Válvula de aguja.....	168
5.6.2	Diseño y cálculo del rodete.....	171
5.7	Alternativas de diseño.....	172
5.7.1	Diseño de la alternativa 1.....	173
5.7.1.1	Especificaciones técnicas de los equipos electromecánicos propuesto por Betta.	177
5.7.2	Diseño de la alternativa 2.....	179
5.7.2.1	Especificaciones técnicas del equipo de turbobombearo propuesto por Betta.....	182

6. DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO

6.1	Introducción.....	184
-----	-------------------	-----

6.2	Parámetros fundamentales de diseño.....	184
6.3	Selección de diámetros nominales adecuados para succión y descarga de la bomba.....	185
6.4	Altura útil o efectiva (TDH).....	186
6.5	Cabeza neta de succión positiva NPSH)d.....	190
6.6	Selección de la bomba hidráulica para la alternativa 1.....	191
6.6.1	Selección de diámetros nominales adecuados para succión y descarga de la bomba.....	192
6.6.2	Cálculo de la altura útil o efectiva (TDH).....	194
6.6.3	Cálculo de la cabeza neta de succión positiva NPSH)d.....	198
6.6.4	Selección de la bomba hidráulica utilizando el catálogo de bombas Flowserve– Durco.....	199
6.7	Selección de la bomba hidráulica para la alternativa 2.....	202
6.7.1	Especificaciones técnicas del equipo de turbobombear propuesto por Betta.....	204
6.7.2	Análisis de la alternativa 2 enviada por Betta-Hidroturbinas.....	204
6.7.2.1	Selección de diámetros nominales para la succión y descarga de la bomba.....	204
6.7.2.2	Cálculo de la altura útil o efectiva (TDH).....	207
6.7.2.3	Selección del tipo de bomba.....	211
6.7.2.4	Verificación de la velocidad de la bomba.....	212
6.8	Costos totales de cada alternativa de diseño del equipo de turbobombear.....	213
6.8.1	Costo total de la alternativa 1.....	213
6.8.2	Costo total de la alternativa 2.....	213
6.9	Análisis y selección de alternativa más adecuada para el turbobombear.....	214
6.10	Tubería de descarga.....	215
6.10.1	Dimensionamiento de los anclajes de la tubería de descarga de acero Ø4''	216
6.11	Dimensionamiento del tanque de almacenamiento.....	217
6.11.1	Aspectos constructivos del tanque de almacenamiento.....	217
6.11.2	Tamaño y capacidad.....	219

7. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DEL SISTEMA DE TURBO-BOMBEO

7.1	Manual de operación del sistema de turbobombear.....	222
7.1.1	Obras civiles.....	222
7.1.2	Bomba hidráulica.....	223
7.1.3	Turbina hidráulica.....	225
7.1.4	Libro de registro.....	225
7.1.5	Manuales y documentos del fabricante.....	226
7.1.6	Capacitación de operadores.....	227
7.1.7	Diagnóstico de fallas.....	228
7.2	Manual de mantenimiento del sistema de turbobombear.....	228
7.2.1	Mantenimiento de obras civiles.....	228
7.2.1.1	Partes de acero.....	228
7.2.1.2	Albañilería.....	228
7.2.1.3	Áreas alrededor de las estructuras del sistema.....	228
7.2.1.4	Áreas pintadas.....	229
7.2.1.5	Bocatoma.....	229
7.2.1.6	Sistema de conducción de agua.....	230
7.2.1.7	Desarenador.....	231
7.2.1.8	Cámara de carga.....	231
7.2.1.9	Tuberías.....	231
7.2.1.10	Tanque de almacenamiento.....	232

7.2.2	Mantenimiento de la turbina hidráulica.....	233
7.2.2.1	Trabajos de lubricación.....	233
7.2.2.2	Controles funcionales.....	234
7.2.2.3	Trabajo de mantenimiento resultante del servicio.....	234
7.2.2.4	Controles periódicos en el rodete.....	234
7.2.2.5	Revisiones de la turbina.....	235
7.2.3	Mantenimiento de válvulas.....	236
7.2.4	Mantenimiento de las bandas de transmisión.....	236
7.2.5	Mantenimiento de rodamientos.....	236
7.2.6	Mantenimiento de la bomba de desplazamiento positivo.....	239
7.2.6.1	Prensaestopas.....	243
7.2.6.2	Material del émbolo.....	245
7.2.6.3	Controles que se deben realizar continuamente.....	246
7.2.6.4	Inspección periódica (semestral).....	246

8. ESTUDIO ECONÓMICO

8.1	Costos de inversión.....	247
8.1.1	Costos directos.....	247
8.1.1.1	Costos de materiales.....	248
8.1.1.2	Costos de mano de obra.....	250
8.1.1.3	Costos de equipos y maquinaria.....	251
8.1.1.4	Costos de transporte.....	251
8.1.2	Costos indirectos.....	252
8.1.2.1	Costo de ingeniería básica y de detalle.....	252
8.1.2.2	Costos de imprevistos.....	253
8.1.3	Costo total de inversión.....	253
8.1.4	Presupuesto de la alternativa final.....	254
8.2	Costos de operación y mantenimiento.....	257
8.2.1	Costo de operación mensual.....	257
8.2.2	Costo de mantenimiento anual.....	257
8.3	Beneficios.....	259
8.3.1	Ahorro por no pagar energía eléctrica para accionamiento de bomba.....	259
8.3.2	Valor residual de salvamento.....	260
8.4	Elaboración del cuadro de flujo de caja interno.....	262
8.5	Evaluación económica.....	264
8.5.1	Cálculo del valor actual neto (VAN).....	264
8.5.2	Cálculo de la relación beneficio – costo (B/C).....	266
8.5.3	Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR).....	266
8.5.4	Tiempo de recuperación de la inversión (TRI).....	269
8.5.5	Conclusión del análisis económico.....	270

9. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

9.1	Conclusiones.....	271
9.2	Recomendaciones.....	272

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOGRAFÍA

LINKOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

<u>TABLA</u>	<u>PÁGINA</u>
2.1 CLASIFICACIÓN DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS.....	24
3.1 LOCALIZACIÓN GEOGRÁFICA DE LA BOCATOMA.....	35
3.2 PUNTOS DE LOCALIZACIÓN GEOGRÁFICA DE LA TUBERÍA DE CONDUCCIÓN.....	35
3.3 LOCALIZACIÓN GEOGRÁFICA DEL TANQUE DE PRESIÓN.....	37
3.4 PUNTOS DE LOCALIZACION GEOGRÁFICA DE LA TUBERÍA DE PRESIÓN.....	37
3.5 LOCALIZACIÓN GEOGRÁFICA DE LA CASA DE MÁQUINAS.....	38
3.6 PUNTOS DE LOCALIZACIÓN GEOGRÁFICA DE LA TUBERÍA DE DESCARGA DE LA BOMBA.....	38
3.7 VALORES DE K SEGÚN LA PROFUNDIDAD Y EL MATERIAL DEL RIACHUELO.....	40
3.8 TIEMPOS DEL AFORO 1.....	41
3.9 PROFUNDIDADES DE CADA ÁREA DE LA SECCIÓN DEL RIACHUELO.....	42
3.10 TIEMPOS DEL AFORO 2.....	43
3.11 PROFUNDIDADES DE CADA ÁREA DE LA SECCIÓN DEL RIACHUELO.....	43
4.1 PROFUNDIDADES DE LA SECCIÓN DEL RIACHUELO EN MÁXIMA AVENIDA.....	50
4.2 ÁNGULO DE INCLINACIÓN DE LA REJILLA.....	71
4.3 APERTURA DE BARROTOS Y ESPESOR DE REJILLA.....	71
4.4 RESULTADOS DE LAS ITERACIONES DEL FACTOR DE FRICCIÓN.....	85
4.5 TAMAÑO DE PARTÍCULA Y VELOCIDAD DE SEDIMENTACIÓN.....	88
4.6 VELOCIDADES DE FLUJO EN LAS TUBERÍAS.....	98
4.7 PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN LA TUBERÍA.....	99
4.8 PÉRDIDAS EN LA REJILLA.....	100
4.9 COEFICIENTES DE ENTRADA EN LA TUBERÍA.....	101
4.10 PÉRDIDAS EN LA ENTRADA.....	101
4.11 COEFICIENTE DE PÉRDIDAS EN CODOS CIRCULARES.....	102
4.12 CARACTERÍSTICAS DE LOS TRAMOS DE LA TUBERÍA DE PRESIÓN.....	102
4.13 PÉRDIDAS EN LOS CODOS CIRCULARES.....	103
4.14 COEFICIENTES DE PÉRDIDA SEGÚN EL TIPO DE VÁLVULA.....	103
4.15 PÉRDIDAS EN LA VÁLVULA.....	103
4.16 PÉRDIDAS TOTALES PARA CADA TIPO DE TUBERÍA.....	104
4.17 PORCENTAJE DE PÉRDIDAS.....	105
4.18 ESPESORES CALCULADOS Y NOMINALES DE LAS TUBERÍAS.....	106
4.19 LONGITUDES ENTRE APOYOS.....	110
4.20 TENSIONES ACTUANTES EN LA TUBERÍA.....	112
4.21 ESFUERZO EQUIVALENE Y COEFICIENTE DE SEGURIDAD DE LA TUBERÍA DE PRESIÓN.....	113
4.22 DIMENSIONES DE LA CHIMENEA DE EQUILIBRIO.....	118
4.23 ALTURA MÍNIMA DE LA CHIMENEA DE EQUILIBRIO.....	120
4.24 DIMENSIONES GENERALES DE LOS APOYOS.....	122
4.25 COEFICIENTES DE FRICCIÓN PARA DIVERSOS MATERIALES.....	124
4.26 FUERZAS EN LOS APOYOS.....	125
4.27 CONDICIÓN 1 DE ESTABILIDAD.....	126
4.28 CONDICIÓN 2 DE ESTABILIDAD.....	127
4.29 ESFUERZOS ADMISIBLES SEGÚN EL TIPO DE SUELO.....	128
4.30 ESFUERZOS DE LOS APOYOS Y CONDICIÓN DE RESISTENCIA.....	129
4.31 DIMENSIONES GENERALES DE LOS ANCLAJES.....	131
4.32 COEFICIENTE DE FRICCIÓN PARA DIFERENTES MATERIALES.....	134
4.33 FUERZAS ANTUANTES EN LOS ANCLAJES.....	136
4.34 FUERZAS RESULTANTES ANTUANTES EN LOS ANCLAJES.....	140
4.35 PRIMERA CONDICIÓN DE ESTABILIDAD.....	144
4.36 SEGUNDA CONDICIÓN DE ESTABILIDAD.....	144

4.37	TERCERA CONDICIÓN DE ESTABILIDAD.....	146
5.1	RENDIMIENTO DE LOS TIPOS DE TRANSMISIÓN.....	149
5.2	CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS.....	151
5.3	RANGO DE APLICACIÓN DE TURBINAS SEGÚN VELOCIDADES ESPECÍFICAS.....	151
5.4	PROPORCIONES DE LA TOBERA EN FUNCIÓN DEL DIÁMETRO DEL CHORRO (Olade).....	156
5.5	TABLA DE MATERIALES RECOMENDADOS PARA INYECTORES (ASTM).....	158
5.6	DIMENSIONES DE LAS CUCHARAS PELTON EN FUNCIÓN DEL DIÁMETRO DE CHORRO.....	161
5.7	NÚMERO DE CUCHARAS EN FUNCIÓN DE LA RELACIÓN D_p/d	163
5.8	ÁNGULOS DE TALONAMIENTO RECOMENDADOS.....	164
5.9	VALOR DEL ÁNGULO β_4 EN LA CUCHARA DEL RODETE.....	165
5.10	DIMENSIONES DE LA TOBERA – ALTERNATIVA.....	175
5.11	DIMENSIONES DE LAS CUCHARAS – ALTERNATIVA 1.....	175
5.12	DIMENSIONES DEL RODETE – ALTERNATIVA 1.....	176
5.13	DIMENSIONES DE LA TOBERA – ALTERNATIVA 2.....	181
5.14	DIMENSIONES DE LAS CUCHARAS – ALTERNATIVA 2.....	181
5.15	DIMENSIONES DEL RODETE – ALTERNATIVA 2.....	182
6.1	DETALLE DE ACCESORIOS DE LA TUBERIA DE 8".....	195
6.2	DETALLE DE ACCESORIOS DE LA TUBERIA DE 6".....	195
6.3	RESUMEN DE VARIABLES DE LA SUCCIÓN.....	195
6.4	DETALLE DE ACCESORIOS DE LA TUBERIA DE 4" DE ACERO.....	197
6.5	DETALLE DE ACCESORIOS DE LA TUBERIA DE 4" DE PVC.....	197
6.6	RESUMEN DE VARIABLES DE LA DESCARGA.....	197
6.7	DATOS DE LOS DIÁMETROS DE LA TUBERÍA DE DESCARGA.....	207
6.8	DETALLE DE ACCESORIOS DE LA TUBERÍA DE SUCCIÓN 4".....	207
6.9	RESUMEN DE VARIABLES DE LA SUCCIÓN.....	207
6.10	DETALLE DE ACCESORIOS DE LA TUBERÍA DE 2.5" DE ACERO.....	208
6.11	DETALLE DE ACCESORIOS DE LA TUBERÍA DE 3" DE ACERO.....	209
6.12	DETALLE DE ACCESORIOS DE LA TUBERÍA DE 4" DE ACERO.....	209
6.13	DETALLE DE ACCESORIOS DE LA TUBERIA DE 4" DE PVC.....	210
6.14	RESUMEN DE VARIABLES DE LA DESCARGA.....	210
6.15	ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO E INSTALACIÓN DEL EQUIPO ELECTROMECAÁNICO.....	210
6.16	DIMENSIONES DE LOS ANCLAJES DE LA TUBERIA DE DESCARGA.....	216
6.17	PRIMERA CONDICIÓN DE ESTABILIDAD.....	216
6.18	SEGUNDA CONDICIÓN DE ESTABILIDAD.....	217
6.19	TERCERA CONDICIÓN DE ESTABILIDAD.....	217
7.1	RECOMENDACIONES PARA EL TRABAJO DE RESANE.....	230
7.2	HORAS DE SERVICIO DE ACUERDO AL CONTROL PERIODICO DEL RODETE.....	234
8.1	COSTO DE MATERIALES.....	248
8.2	COSTO DE MANO DE OBRA.....	250
8.3	COSTO DE EQUIPOS Y MAQUINARIA.....	251
8.4	COSTO DE TRANSPORTE.....	252
8.5	COSTO DE INGENIERÍA BÁSICA Y DE DETALLE.....	253
8.6	PRESUPUESTO DE LA ALTERNATIVA FINAL.....	254
8.7	DETALLE DE RUBROS DE GASTOS DE OPERACIÓN MENSUALES.....	257
8.8	DETALLE DE RUBROS DE GASTOS DE HERRAMIENTAS DE MANTENIMIENTO.....	258
8.9	FLUJO DE CAJA INTERNO.....	263
8.10	CÁLCULO DEL VALOR ACTUAL NETO (VAN).....	265
8.11	CÁLCULO DEL VAN A DIFERENTES TASAS DE INTERÉS.....	267

LISTA DE FIGURAS

<u>FIGURA</u>	<u>PÁGINA</u>
2.1	Bocatoma de fondo..... 5
2.2	Ubicación de las bocatomas..... 5
2.3	Vista isométrica de la obra de captación..... 8
2.4	Esquema del tanque de presión..... 11
2.5	Esquema de un desarenador..... 12
2.6	Esquema de una chimenea de equilibrio..... 13
2.7	Elementos de la tubería de presión..... 14
2.8	Esquema de una junta bridada..... 17
2.9	Esquema de una junta espiga-campana..... 18
2.10	Esquema de una junta mecánica..... 18
2.11	Esquema de una junta soldada..... 18
2.12	Esquema de una junta de expansión..... 19
2.13	Esquema de una válvula de compuerta..... 20
2.14	Esquema de una válvula mariposa..... 20
2.15	Anclajes y apoyos..... 21
2.16	Esquema de un apoyo..... 22
2.17	Esquema de un anclaje..... 22
2.18	Turbinas de acción y de reacción..... 24
2.19	Clasificación de las bombas hidráulicas..... 28
2.20	Esquema de una bomba de émbolo de simple efecto..... 29
2.21	Esquema del rodete de una bomba centrífuga..... 30
3.1	Ubicación de la comunidad de Cananvalle dentro de la provincia de pichincha..... 32
3.2	Esquema del método del flotador..... 40
4.1	Elementos de la bocatoma de fondo..... 47
4.2	Estimación del caudal máximo de avenida..... 49
4.3	Dimensiones generales del azud..... 59
4.4	Perfil de Creager del azud..... 60
4.5	Dimensiones en el perfil de Creager..... 62
4.6	Fuerzas que intervienen en el azud..... 65
4.7	Ángulo de inclinación de la rejilla..... 74
4.8	Rejilla de la bocatoma de fondo..... 74
4.9	Parámetros en la bocatoma de fondo, corte transversal..... 78
4.10	Dimensiones específicas de la bocatoma de fondo..... 78
4.11	Desripiador en la bocatoma de fondo..... 81
4.12	Desarenador..... 87
4.13	Vista superior del desarenador..... 91
4.14	Dimensiones del tanque de presión con desarenador..... 93
4.15	Coefficientes de pérdida de la rejilla 100
4.16	Tubería de presión y apoyos 106
4.17	Esquema de una chimenea de equilibrio o almenara..... 116
4.18	Vistas de un apoyo..... 120
4.19	Dimensiones generales de un apoyo..... 121
4.20	Esquema general de un anclaje..... 129
4.21	Ángulos de la tubería en el plano lateral del anclaje..... 130
4.22	Ángulos de la tubería en el plano horizontal del anclaje..... 130
4.23	Vista lateral y dimensiones de un anclaje..... 131
4.24	Esquema isométrico de un anclaje..... 133
4.25	Componentes de las fuerzas de peso..... 135

4.26	Fuerzas longitudinales.....	136
4.27	Componente del peso de una tubería paralela a la sección de la misma.....	138
4.28	Fuerzas asociadas a las tensiones inducidas térmicamente.....	138
4.29	Fuerza debida a la fricción dentro de una junta de expansión.....	139
4.30	Fuerza debida a la presión hidrostática dentro de una junta de expansión.....	140
4.31	Diagrama de las fuerzas que actúan en un anclaje.....	141
5.1	Eficiencias de turbinas para diferentes porcentajes de carga.....	149
5.2	Nomograma de selección de turbinas. (OLADE).....	152
5.3	Tobera de turbina Pelton.....	154
5.4	Dimensiones de un inyector de una turbina Pelton.....	157
5.5	Diseño del inyector, parámetros de diseño.....	159
5.6	Tipos de deflectores para turbinas Pelton.....	160
5.7	Cuchara de turbina Pelton.....	162
5.8	Esquema general de un inyector de turbina Pelton.....	167
5.9	Alternativas de diseño de puntas de agujas Pelton.....	169
5.10	Corte transversal de un rodete Pelton.....	171
5.11	Esquema de la alternativa 1.....	173
5.12	Selección de la turbina alternativa 1.....	174
5.13	Esquema de la caja de transmisión.....	176
5.14	Esquema de la alternativa 2.....	179
5.15	Selección de la turbina alternativa 2.....	180
6.1	Diagrama de selección del diámetro de succión.....	186
6.2	Diagrama del diámetro de tubería en la descarga.....	186
6.3	Esquema de un sistema con cabeza estática de succión.....	191
6.4	Selección del diámetro de succión, alternativa 1.....	192
6.5	Selección diámetro de tubería en la descarga, alternativa 1.....	193
6.6	Selección de bombas Flowserve –Durco.....	199
6.7	Curva del fabricante- Bombas Flowserve - Durco -2WDX C.....	200
6.8	Esquema de un sistema con elevación estática de succión.....	202
6.9	Diámetros de la tubería en la descarga.....	203
6.10	Selección del diámetro de succión de la alternativa 2.....	203
6.11	Selección del diámetro de tubería en la descarga de la alternativa 2.....	205
6.12	Diagrama para la selección de tipo de bomba.....	212
6.13	Esquema lateral de la tubería de descarga de la bomba.....	215
6.14	Esquema del tanque de almacenamiento.....	218
6.15	Detalle de trinchera.....	219
6.16	Volumen de agua contenida en el tanque de almacenamiento.....	222
7.1	Elementos de la turbina Pelton que requieren reparación.....	235
7.2	Cambio de rodamientos.....	238
7.3	Intervalo de lubricación de los rodamientos.....	239
7.4	Gradiente de presión a través de la empaquetadura.....	241
7.5	Inspección de rodamientos	246
8.1	Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR).....	268
8.2	Cálculo del tiempo de recuperación de la inversión.....	269

LISTA DE ABREVIACIONES

<u>ABREVIATURA</u>		<u>UNIDAD</u>
δ_w	Densidad del agua	Kg/m^3
z	Altura sobre el nivel del mar	msnm
T	Temperatura del ambiente	$^{\circ}\text{C}$
p	Coefficiente en función de la temperatura	--
Fe	Factor de cálculo de densidad	--
γ_w	Peso específico del agua en	N/m^3
P_o	Presión atmosférica estándar	Pa
R	Constante de gases	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2 \cdot ^{\circ}\text{K}}$
g	Aceleración de la gravedad	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
\bar{g}	Gradiente térmico vertical	$^{\circ}\text{C/m}$
T_o	Temperatura ambiente	$^{\circ}\text{C}$
V	Velocidad de acercamiento del río	m/s
b	Ancho local del río	m
Q_d	Caudal de diseño (a captar)	m^3/s
H	Altura del azud	m
d_m	Diámetro de partícula en lecho del río	m
μ_{roca}	Factor de fricción de la roca	--
V_s	Velocidad superficial del agua	m/s
h_m	Profundidad media del cauce en máxima avenida	m
h	Profundidad media del cauce en niveles normales	m
$Q_{a_{\text{max}}}$	Caudal de máxima avenida	m^3/s
V_a	Velocidad del agua durante máxima avenida	m/s
A_a	Área de la sección del cauce en máxima avenida	m^2
μ	Factor de forma de coronamiento del azud	--
h_e	Carga energética	m
H_e	Altura total del agua sobre el lecho del río	m
Δh	Altura de caída de agua	m
Q	Caudal agua sobre el azud por metro lineal	$\text{m}^3/\text{s} \cdot \text{m}$
v_1	Velocidad de caída de agua	m/s
h_1	Altura del agua al final del azud	m
p_c	Profundidad del colchón	m
Δh_d	Altura del dentellón	m
h_2'	Altura de la condición de diseño del azud	m
h_1	Altura del agua al final del azud	m
Δ	Relación del peso específico del hormigón con el agua	--
D_m	Diámetro medio del material	m
h_m	Altura media de protección	m
d_s	Profundidad de protección aguas abajo	m
d_o	Distancia de seguridad aguas abajo	m
Y_m	Dimensión vertical del azud	m
η_d	Factor de seguridad para deslizamiento	--

h	Altura inicial del agua	m
L	Longitud de la rejilla	m
X	Coefficiente de captación de la rejilla	--
h_o	Nivel mínimo de aguas en el afluente	m
a	Espaciamiento entre barras	m
e	Ancho o espesor de las barras	m
β	Ángulo de inclinación de la rejilla	m
d	Distancia entre ejes de las barras	m
L'	Longitud real de la rejilla	m
B	Ancho del canal colector de la toma de agua	m
Y_c	Profundidad crítica del canal	m
a_m	Ancho muro de contención	m
b'	Ancho real de la rejilla	m
h'_n	Elevación del agua bajo el vertedero de la cresta	m
Z'	Desnivel entre superficie de aguas	m
Y_3	Altura del vertedero a la salida	m
Y_2	Altura intermedia del vertedero	m
b_2	Ancho del vertedero	m
b_c	Ancho del canal	m
H_A	Altura en captación	m
H_B	Altura del tanque de presión	msnm
L_T	Longitud de la tubería	m
K_{es}	Pérdidas por entrada y salida	m
K_u	Pérdidas por unión	m
P	Presión local	N
V	Velocidad de flujo	m/s
V_H	Velocidad horizontal del agua	m/s
d_d	Profundidad de decantación	m
S	Altura de seguridad	m
D	Altura de agua en canal	m
U	Turbidez	Kg/m^3
δ_s	Densidad de la arena	Kg/m^3
P_T	Presión en el fondo del tanque	Pa
h_s	Altura sobrepresión por golpe de ariete	m
λ	Factor de fricción de la tubería	--
E_E	Coefficiente de pérdidas por entrada de tubería	--
E_K	Coefficiente de pérdida para codos circulares en función del ángulo	--
α	Inclinación de la tubería	°
E_V	Coefficiente de pérdida por la válvula	--
H_{RT}	Pérdidas totales	m
h_r	Pérdidas en la rejilla	m
h_E	Pérdidas en la entrada de la tubería	m
h_V	Pérdidas en la válvula	m
h_{fricc}	Pérdidas por fricción en la tubería	m
e'	Espesor teórico de la tubería	mm
K_j	Factor de junta	--
f_s	Factor de seguridad	--
K_C	Factor por corrosión	--

hs	Sobrepresión por golpe de ariete	m
δt	Resistencia última a la rotura del material	MPa
Ps	Presión actuante por el golpe de ariete	Pa
E	Módulo de elasticidad del material	$\frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$
F	Fuerza que produce el agua y la tubería	Kg/cm
θ	Ángulo complementario al ángulo de la pendiente que está en el campo	°
W	Momento resistente de la sección transversal de la tubería	cm ³
γ_t	Peso específico de la tubería	Kgf/m ³
I	Momento de inercia de la tubería	m ⁴
ΔL	Longitud de seguridad	m
δ_{eq}	Esfuerzo equivalente	Kg/cm ²
δ_{ad}	Esfuerzo admisible del material	Kg/cm ²
A	Altura del apoyo	m
C	Longitud del apoyo	m
B	Ancho del apoyo	
θ_1	Ángulo de la tubería aguas arriba	°
G_a	Peso del agua	Kgf
G_t	Peso de la tubería	Kgf
Vs	Volumen del apoyo	m ³
e_x	Distancia a la cual debe pasar la suma de los esfuerzos verticales para que el apoyo no se voltee	m
W_t	Peso del tubo por unidad de longitud	Kgf/m
W_a	Peso del agua por unidad de longitud	Kgf/m
L_4	Longitud de la tubería a considerar en cada tramo	m
P_t	Potencia al freno de la turbina	Watts
P_h	Potencia hidráulica neta	Watts
η_m	Eficiencia mecánica de la turbina a plena carga	--
P_{TR}	Potencia transmitida a la bomba	KW
N	Velocidad de rotación de la turbina	rpm
Ku'	Coefficiente de velocidad de rotación	--
Nq	Velocidad específica en función del caudal	
i	Número de toberas de la turbina	--
Kc	Coefficiente de velocidad de la tobera	--
a	Diámetro máximo de la aguja	m
α_0	Ángulo de la punta de la aguja	°
α_1	Ángulo de la punta del inyector	°
d_t	Diámetro de la punta del inyector	m
x	Recorrido máximo de la aguja	m
dv	Diámetro del vástago de la aguja	m
b	Longitud de la aguja	m
d_2	Diámetro mayor en la curvatura del inyector	m
l	Longitud del tramo recto del inyector	m
r	Radio de curvatura del inyector	m
d_1	Diámetro del tramo recto del inyector	m
dt	Diámetro de la salida de la tobera	m
a	Radio de curvatura del bulbo	m
Φ_0	Ángulo de la punta de la aguja	°

Φ_1	Ángulo de la punta del inyector	°
d	Diámetro del chorro	m
c	Diámetro de la aguja en la boquilla	m
Dp	Diámetro Pelton	m
Z	Número de cucharas	--
Do'	Diámetro del círculo, cuyas tangentes definen la orientación del borde de la cuchara	m
e _{min}	Espesor mínimo de la pared	m
Pi	Presión interna máxima a la que estará sometido el inyector	Kg/m ²
d ₂	Diámetro interno en la entrada del inyector	m
Sd	Esfuerzo de diseño del material utilizado en la fabricación de este elemento	Kg/m ²
Eo	Factor que contempla los acabados de fabricación y tolerancia por corrosión	--
Sa	Esfuerzo en la aguja	Kg/m ²
H _B	Salto bruto	m
dt	Diámetro de la bocas de salida de la tobera	m
dv	Diámetro del vástago de la aguja	m
Sy	Esfuerzo de fluencia del material utilizado en la fabricación de la aguja	Kg/m ²
b ROD	Espesor del rodete	mm
Lb	Longitud del cubo del rodete	mm
k	Rugosidad absoluta	m
Re	Número de Reynolds	--
γ	Viscosidad cinemática	m ² /s
P _v	Presión de vapor del líquido bombeado	Pa
P _b	Presión barométrica	Pa
VR _n	Valor residual en el año n	USD
V _i	Valor inicial del bien, en el año de su instalación	USD
n	Año en que se calcula el valor residual	años
N	Vida útil del bien	años

LISTA DE ANEXOS

ANEXO 1	CARTA GEOGRÁFICA DE CANANVALLE
ANEXO 1.1	UBICACIÓN DEL PROYECTO CANANVALLE EN LA CARTA TOPOGRÁFICA
ANEXO 1.2	ADJUDICACIÓN DE AGUA PARA LA COMUNIDAD DE CANANVALLE
ANEXO 2	DISEÑO DE OBRAS CIVILES
ANEXO 2.1	FACTORES DE FORMA DE CORONAMIENTO PARA VERTEDEROS
ANEXO 2.2	COORDENADAS DEL PERFIL DE CREAGER–OFICERROFF PARA $H_0=1$
ANEXO 2.3	COORDENADAS DEL AZUD UTILIZANDO EL PERFIL DE CREAGER
ANEXO 2.4	COEFICIENTE DE DERRAME PARA DIFERENTES PERFILES DE BARRA
ANEXO 2.5	COEFICIENTE DE PÉRDIDAS EN ACCESORIOS DE TUBERÍAS
ANEXO 2.6	PROPIEDADES DE LOS MATERIALES PARA TUBERÍAS
ANEXO 2.7	DIAGRAMA DE MOODY
ANEXO 2.8	VISCOSIDAD DEL AGUA EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA
ANEXO 2.9	ESPECIFICACIONES DE TUBERÍAS PVC DE PLASTIGAMA
ANEXO 2.10	ESPECIFICACIONES DE TUBERÍA PVC BIAJ DE PLASTIGAMA
ANEXO 2.11	ESPECIFICACIONES DE TUBERÍA A-53 GR. B DIPAC
ANEXO 2.12	PROPIEDADES FÍSICAS DEL AGUA
ANEXO 2.13	PROPIEDADES DEL AGUA A VARIAS TEMPERATURAS
ANEXO 2.14	PRESIÓN ATMOSFÉRICA A VARIAS ALTITUDES
ANEXO 3	DISEÑO DEL SISTEMA DE TURBOBOMBEO
ANEXO 3.1	COTIZACIÓN DEL EQUIPO ELECTROMECAÁNICO DE LA EMPRESA BETTA HIDROTURBINAS
ANEXO 3.2	ESTIMACIÓN DE LIQUIDACIÓN DE IMPORTACIÓN DE LA MICROCENTRAL BETTA
ANEXO 3.3	COTIZACIÓN DEL EQUIPO DE TURBOBOMBEO DE LA EMPRESA BETTA HIDROTURBINAS
ANEXO 3.4	ESTIMACIÓN DE LIQUIDACIÓN DE IMPORTACIÓN DE LA TURBOBOMBA BETTA
ANEXO 3.5	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LAS BOMBAS FLOWSERVE, SISTEMA 1
ANEXO 4	OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DEL SISTEMA DE TURBOBOMBEO
ANEXO 4.1	PLAN DE MANTENIMIENTO DE OBRAS CIVILES
ANEXO 4.2	NORMAS DE SEGURIDAD EN EL MANTENIMIENTO DE LAS OBRAS CIVILES
ANEXO 4.3	DIAGNÓSTICO DE FALLAS DE LA TURBINA HIDRÁULICA
ANEXO 4.4	PROGRAMA DE MANTENIMIENTO DE LA TURBINA HIDRÁULICA
ANEXO 4.5	EQUIPAMIENTO MÍNIMO QUE SE REQUIERE PARA UN ADECUADO MANTENIMIENTO DE LA BOMBA Y TURBINA
ANEXO 4.6	NORMAS DE SEGURIDAD EN EL EMPLEO DE LAS HERRAMIENTAS
ANEXO 4.7	REGISTRO DE MANTENIMIENTO Y FALLAS DEL EQUIPO
ANEXO 4.8	DISEÑO DE PRENSAESTOPAS PARA BOMBAS RECIPROCANTES
ANEXO 4.9	PLAN DE MANTENIMIENTO DEL SISTEMA DE TURBOBOMBEO CANANVALLE
ANEXO 5	EVALUACIÓN ECONÓMICA
ANEXO 5.1	COTIZACIÓN DE TUBERÍAS DE PVC PLASTIGAMA
ANEXO 5.2	COTIZACIÓN DE TUBERÍAS IPAC
ANEXO 5.3	SALARIOS MÍNIMOS POR LEY- REAJUSTE DE PRECIOS 2011
ANEXO 5.4	COSTOS DE MANTENIMIENTO DEL SISTEMA DE TURBOBOMBEO
ANEXO 5.5	PLAN TARIFARIO DE LA EMPRESA ELÉCTRICA EMELNORTE
ANEXO 5.6	TASAS DE INTERÉS VIGENTES DEL BANCO CENTRAL DEL ACUADOR
ANEXO 5.7	FACTORES DE INTERÉS PARA LA EVALUACIÓN ECONÓMICA

RESUMEN

Se diseñó un Sistema de Turbobombeo para la Comunidad de Cananvalle, con la finalidad de proveerla de agua de riego, para lo cual se hicieron dos aforos en épocas de avenida y estiaje para establecer el caudal de diseño (75 lts/s), aplicando el método del flotador. Se determinó la altura disponible (130 m) y la altura de bombeo (290 m), utilizando un altímetro.

El sistema de turbobombeo consiste en la instalación de dos turbinas Pelton acopladas cada una, por medio de bandas y poleas a dos bombas de desplazamiento positivo (3 pistones) en paralelo, con un caudal total de bombeo de 10 l/s y una presión de descarga de 300 m.c.a. También se dimensionaron obras civiles como: bocatoma de fondo, conducción por tubería de PVC, tanque de presión con desarenador, tubería de presión de acero, apoyos, anclajes, casa de máquinas, tubería de descarga del sistema de bombeo y tanque reservorio recubierto con geomembrana diseñado para almacenar 2600 m³ de agua. Además se efectuó el análisis económico del proyecto calculando el valor actual neto mayor a cero, la relación beneficio costo de 1.531, la tasa interna de retorno de 13.4% y el tiempo de recuperación de la inversión de 6 años.

Se concluye que el proyecto es técnica y económicamente factible. Además se determinó que la comunidad ahorrará 38400 USD mensuales en consumo de energía eléctrica. Se recomienda que la gente de Cananvalle tenga en regla las adjudicaciones de agua y permisos para la construcción de las obras civiles.

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

1.1 Antecedentes

Una vez firmado el convenio Marco entre el Proyecto de Competitividad Agropecuaria y Desarrollo Rural Sustentable (CADERS) y la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, el Sr. Director Nacional del proyecto CADERS reunido con el Decano de la Facultad Mecánica de la ESPOCH, resolvieron realizar una inspección a la Comunidad de Cananvalle.

Se visitaron las fuentes de Cananvalle, aguas abajo del molino El Cucho, detectando que existen grandes posibilidades de utilizar sus aguas con un caudal aproximado de 75 l/s, y una altura bruta disponible de 130 m. aproximadamente; que permitirá diseñar un sistema de turbobombeo, aspirando satisfacer las necesidades de riego de este sector.

El turbobombeo se puede desarrollar con turbina Pelton o Michel Banki acoplada a una bomba centrífuga multietapa o de desplazamiento positivo.

Con lo antes expuesto se identificó que la comunidad de Cananvalle tiene la necesidad de contar con la implementación de un sistema de turbobombeo, con el fin de aprovechar los recursos hídricos existentes, y por ende garantizar el abastecimiento del agua de riego para el sector agrícola de la zona. Esto implica que la producción agropecuaria no va a depender de las condiciones climáticas del lugar.

1.2 Justificación

1.2.1 Justificación técnica

El Ecuador posee abundantes recursos hídricos como vertientes y ríos que no son aprovechados de forma adecuada, de ahí que, paradójicamente encontramos en muchos lugares del país terrenos áridos, no cultivables por falta de agua, como es el caso de la comunidad de Cananvalle.

Nuestro estudio va encaminado en aprovechar los recursos hídricos y las condiciones geográficas del lugar con el fin de transformar la energía de fluido y aprovechar esta energía para bombear parte del caudal de agua de la vertiente existente, hacia un lugar de mayor altura de donde se distribuirá el agua hasta las comunidades para que rieguen sus campos.

La potencia que se generará aprovechando la caída de agua es de aproximadamente 65 Kw.

Con esta potencia se podrá bombear 150 GPM, con lo cual se dotará de agua de riego por lo menos a tres comunidades aledañas al proyecto.

1.2.2 Justificación económica

En Cananvalle y en las comunidades aledañas, existen tierras que no son utilizadas para el cultivo por falta de agua de riego, lo que causa pérdidas para el sector agrícola de estas localidades y también ocasiona un estado de deterioro de los campos, que podrían ser aprovechados en la agricultura y ganadería.

Con este proyecto se pretende proveer de agua a esas zonas necesitadas, con la ventaja que no tendrán que pagar la energía que se utilizaría en el sistema de bombeo, ya que ésta se generará a partir de la reutilización de un caudal y un salto de agua, que se obtiene después de ser utilizado por la gente del sector de San Luis de Ichisí.

Al ejecutarse este proyecto mejorarán las condiciones de producción agrícola y ganadera de la comunidad de Cananvalle, porque contarán con un caudal suficiente que cubrirá toda la superficie

disponible, que sumado a la capacidad de trabajo de sus pobladores, quienes con sus propios recursos se convertirán en productores agropecuarios.

1.2.3 Justificación social

Con este tipo de proyectos se generará empleo y elevará la calidad de vida de los moradores de las zonas involucradas, permitiendo que la propia comunidad sea la impulsadora de desarrollo y riqueza.

Esta situación conllevará a mitigar la migración hacia la ciudad de la gente de Cananvalle, además se reactivará el sector agropecuario.

Estas obras incentivarán a trabajar conjuntamente con las comunidades aledañas, para que juntos puedan emprender en actividades como el cultivo y comercialización de productos propios de la región.

1.2.4 Justificación ecológica

El sistema de turbobombeo es una aplicación de las energías alternativas como la hidráulica, la ventaja es que produce una energía limpia, no contaminante, sin desechos tóxicos.

Este proyecto tiene un efecto medio ambiental mínimo, ya que las obras civiles son pequeñas, y la transformación de la energía es un proceso netamente hidráulico - mecánico, lo cual no necesita combustibles ni la utilización de sustancias contaminantes, por lo tanto no produce ningún tipo de desecho.

Con respecto al caudal de la vertiente, solo se captará una parte de él, en función del caudal ecológico que se debe mantener para no afectar al ecosistema local. Parte del agua captada es destinada al riego de campos y el resto es conducido hasta el río Guachalá.

En consecuencia el proyecto estará favoreciendo a la recuperación de suelos y a la renovación de la vegetación en dichas zonas.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general

Realizar el estudio de factibilidad técnica-económica del sistema de turbobombear para la comunidad de Cananvalle.

1.3.2 Objetivos específicos

- Realizar una investigación bibliográfica documental sobre hidráulica, turbomáquinas, turbobombear, entre otros temas.
- Realizar los estudios técnicos y diseñar el sistema de captación, conducción y demás obras civiles necesarias para el proyecto.
- Evaluar las diferentes alternativas de diseño del sistema de turbobombear para el sector.
- Calcular los parámetros técnicos que permitan el dimensionamiento de la turbina a emplearse en este sistema.
- Seleccionar los equipos y materiales que garanticen el funcionamiento adecuado el proyecto, como bombas hidráulicas, tuberías, etc.
- Determinar los costos detallados y totales del proyecto.
- Favorecer con el estudio para la reactivación económica de este sector desfavorecido.

CAPÍTULO II

2. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

2.1 Bocatomas [1]

Son las estructuras hidráulicas construidas sobre un río o canal con el objeto de captar parcial o totalmente el caudal de la corriente principal. Las bocatomas suelen caracterizarse principalmente por el caudal de captación, el que se define como el gasto máximo que una obra de toma puede admitir aprovechando la fuerza de la gravedad.

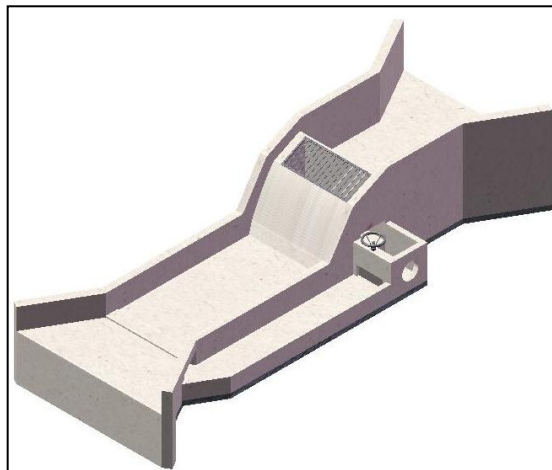


Figura 2.1 Bocatoma de fondo. [13]

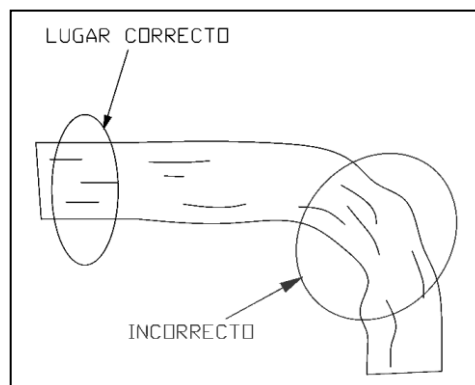


Figura 2.2 Ubicación de las bocatomas. [3]

2.1.1 Funciones de las bocatomas

- Garantizar la captación de una cantidad constante de agua, especialmente en épocas de estiaje.
- Impedir, hasta donde sea posible, el ingreso de materiales sólidos y flotantes, haciendo que éstos sigan el curso del río o facilitando la limpieza
- Proteger las demás obras hidráulicas del ingreso de avenidas o embalses que pudieran producirse en las épocas lluviosas.

2.1.2 Clasificación de las bocatomas

Se puede realizar una clasificación de acuerdo a diferentes parámetros que son:

- El material del que están hechas (concreto, piedra, tierra, madera, "chapas", ramas, etc.)
- Su vida útil (permanente, temporal).
- Su forma y diseño (barraje total, barraje parcial, espigones barraje móvil, barraje sumergido)

2.1.3 Elementos de una bocatoma

Azud.- Es una estructura de derivación que sirve para elevar el nivel del agua y se construye en sentido transversal al río con fines de captación. Tiene la función de cerrar el cauce del río para que el agua que se encuentre por debajo del nivel de su cresta ingrese a la conducción. El dique en épocas de creciente funciona como vertedero. Debe diseñarse para las condiciones de máxima crecida probable del curso de agua que se está aprovechando.

Rejilla.- Se llama así a la compuerta metálica que sirve para eliminar los materiales de acarreo que se acumulan en el azud. El material que se cuela es expulsado posteriormente a través

de una compuerta por un canal de limpieza o a su vez por un operario que se encargara del mantenimiento de la bocatoma.

Colector.- Inmediatamente después de la rejilla se dispone de una galería donde se capta el agua que se conducirá hacia el colector y donde los sólidos en suspensión podrán ser evacuados. Es necesario que este canal de aducción tenga un talud adecuado para poder evacuar estos sedimentos, el cual se recomienda tenga una pendiente suficiente que garantice que los sedimentos bajen hacia el colector y posteriormente hacia la tubería de conducción. El ancho de la galería tiene proporción con las dimensiones de la rejilla y la profundidad del canal es aproximadamente el ancho del mismo.

El canal colector se localiza generalmente bajo el nivel de la galería desde donde el agua bajará para permitir la sedimentación de los sólidos en suspensión si el caso lo requiere o para poder conectar la tubería de conducción con el azud.

Contrasolera y colchón de agua.- Al elevar las aguas del río para hacer posible su captación, el azud crea alturas de carga que podrían provocar erosión en el lecho del río al momento de su caída, afectando con ello la estabilidad de toda la estructura de la toma. Este colchón se instala a fin de prevenir esta actividad erosiva, su propósito fundamental es amortiguar la caída de las aguas sobre el lecho del río, protegiendo de este modo los cimientos de la toma. La finalidad de la contrasolera es permitir, junto al azud, la formación de un pozo artificial que amortigüe la caída de las aguas.

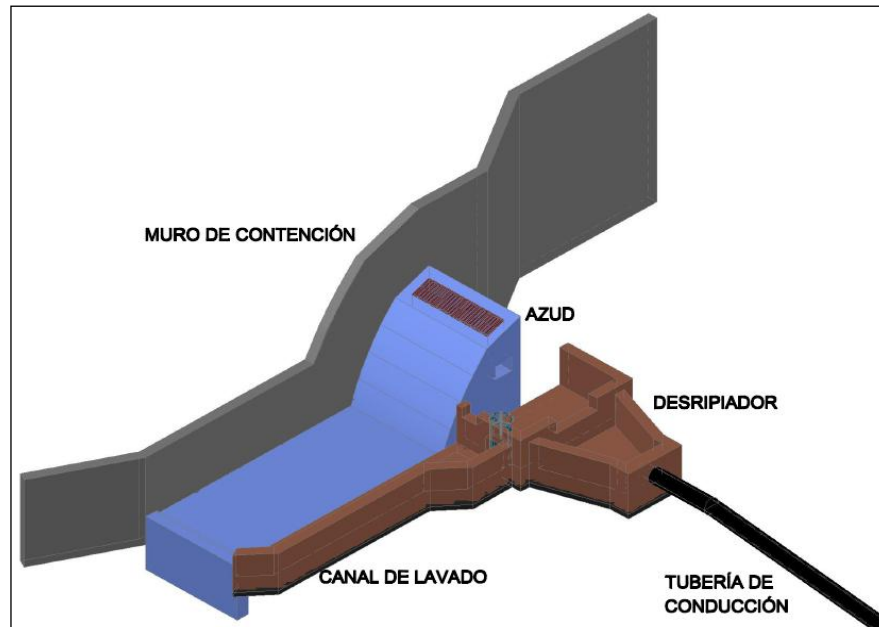


Figura 2.3 Vista isométrica de la obra de captación.

2.1.4 Criterios de diseño de las bocatomas

El diseño de una bocatoma depende de los siguientes parámetros:

- Curso del río (Tramo curvo o tramo recto).
- Configuración del terreno (pendiente del cauce, ancho del valle).
- Caudal del río, caudal a derivarse, ángulo de desvío.
- Régimen del río, nivel de aguas mínimas y máximas ordinarias, nivel de aguas máximas extraordinarias (coeficiente de retorno).
- Acarreo de materiales (frecuencia de acarreo, tamaño de materiales acarreados, materiales de fondo.)
- Geología del lugar. Presencia de fallas, arcilla y calizas en las zonas de fundación de la bocatoma.
- Ejecución de las obras en función de las características de los materiales de la corteza terrestre.
- Importancia de la obra, disponibilidad presupuestal.

Además, para la construcción se debe tener en cuenta la erosión que produce el agua sobre los elementos de la bocatoma para lo cual se pone una estructura para refuerzo del concreto de malla electro-soldada.

2.2 Conducción

El caudal que es recogido en la bocatoma debe ser conducido hacia el tanque de presión a través de un canal que puede estar a cielo abierto o cerrado, manteniéndose el caudal a presión atmosférica o por medio de una tubería de baja presión, mediante la cual el agua fluye debido a la diferencia de alturas entre la bocatoma y el tanque de presión.

El criterio técnico con el que se deben diseñar éstas obras toma en cuenta las características topográficas de los lugares donde se va a instalar la toma y del caudal que generalmente disminuye aguas arriba. Además de éste criterio se debe tener en cuenta la parte económica que depende de la longitud de la obra, pues aumentan los costos.

A lo largo del trayecto por el cual cruza la conducción, se puede hacer uso de ciertos elementos que ayuden a disminuir los costos por longitud y sortear ciertos obstáculos que se presenten en el camino, siempre y cuando así lo requiera la obra. Estos elementos pueden ser túneles, acueductos, rellenos, etc.

El material con el que se instalará la tubería de conducción es policloruro de vinilo (PVC), el cual presta facilidades de adquisición, precio, instalación y accesorios diversos los cuales permiten una instalación más sencilla, eficiente y económica frente a otros materiales, es liviana y fácil de transportar, tiene un bajo factor de pérdidas por fricción y es resistente a la corrosión.

Sin embargo tiene la desventaja de deteriorarse frente a la exposición de los rayos ultra violeta los cuales rajan la superficie de la tubería, afectando su resistencia, por lo que debe estar protegida de la luz del sol recubriéndola con tierra o elementos de lugar, o pintando la superficie de la tubería.

2.3 Tanque de carga o presión [2]

El tanque de presión es una cámara con capacidad suficiente para garantizar la partida o parada brusca de las turbinas; está conectada al canal por medio de una transición, de la cual el agua pasa a la tubería de presión a través de una rejilla que evita la entrada de elementos sólidos flotantes.

El tanque de presión cumple con algunas funciones que son:

- Crea un volumen de reserva de agua que permite satisfacer las necesidades de las turbinas durante los aumentos bruscos de demanda.
- Impide la entrada a la tubería de presión de elementos sólidos de arrastre y flotantes.
- Produce la sedimentación de los materiales sólidos en suspensión en el canal y permite su eliminación.
- Desaloja el exceso de agua en las horas en las que el caudal de agua consumido por las turbinas es inferior al caudal de diseño.
- Mantiene sobre la tubería una altura de aguas suficiente para evitar la entrada de aire
- Dispone de un volumen que le permite amortiguar el golpe de ariete, originado por paradas bruscas.

En el diseño de esta obra se debe tener en cuenta ciertos parámetros como son: caudal, volumen del tanque, altura de agua sobre la entrada de la tubería de presión, la velocidad del agua en los elementos del tanque de presión, la topografía del terreno y la geología de la zona.

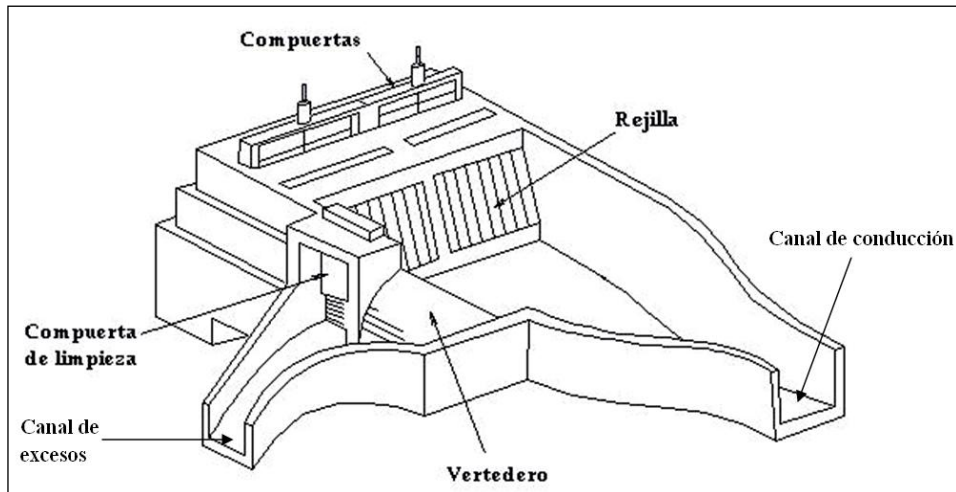


Figura 2.4 Esquema del tanque de presión. [3]

2.4 Desarenador [1]

Es una obra hidráulica que sirve para sedimentar partículas de material sólido suspendidas en el agua, en el interior de la conducción. El objeto de los desarenadores es aminorar al máximo la velocidad del agua para que las partículas que se suspendan en él se asienten en el fondo para luego ser removidas.

Los desarenadores deben cumplir los siguientes requerimientos principales:

- a) Deben tener una longitud y un ancho adecuados para que los sedimentos se depositen.
- b) Deben permitir una fácil eliminación de los depósitos.
- c) La eliminación de sedimentos por la compuerta debe hacerse cuidadosamente para evitar la erosión del suelo que rodea y soporta la base de la tubería y del depósito. Es recomendable construir una superficie empedrada similar al canal de desagüe de un aliviadero.
- d) Se debe impedir la turbulencia del agua causada por cambios de área o recodos, que provocarían que los sedimentos pasen a la tubería de presión.

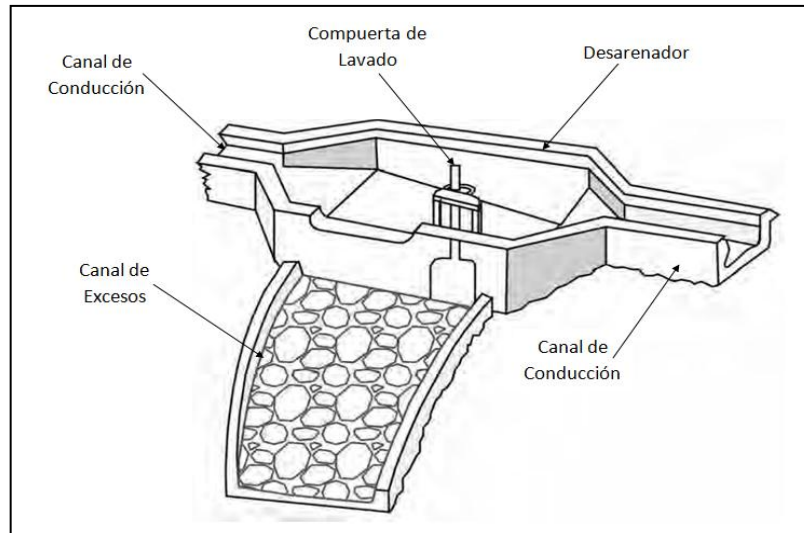


Figura 2.5 Esquema de un desarenador. [4]

2.5 Chimenea de equilibrio [3]

Cuando se hace necesario regular el caudal que llega a la turbina, se genera ondas de oscilación en la tubería de presión conocidas como golpe de ariete, el cual es amortiguado por la chimenea de equilibrio. Para la instalación de ésta es necesario considerar que, si el tiempo de cierre de la directriz es menor que tres segundos, se requiere la chimenea de equilibrio o a su vez se puede instalar válvulas de alivio próximas a la turbina o difusores como en el caso de una turbina Pelton.

2.5.1 Funciones de la chimenea de equilibrio

Para atenuar los efectos del golpe de ariete en las obras hidráulicas, la chimenea de equilibrio es la solución más práctica y económica. Esta tiene tres funciones principales:

- Proporciona una superficie libre de reserva como recurso para compensar los efectos del golpe de ariete, reduciendo las fuertes presiones que se generan en el conducto.
- Suministra el agua adicional que requiere la turbina durante la demanda de carga, hasta que la velocidad en el conducto se haya acelerado y alcanzado de nuevo el valor de régimen.

- Almacena agua durante el período de exclusión de carga hasta que la velocidad en el conducto se haya desacelerado y alcanzado de nuevo el valor de régimen.

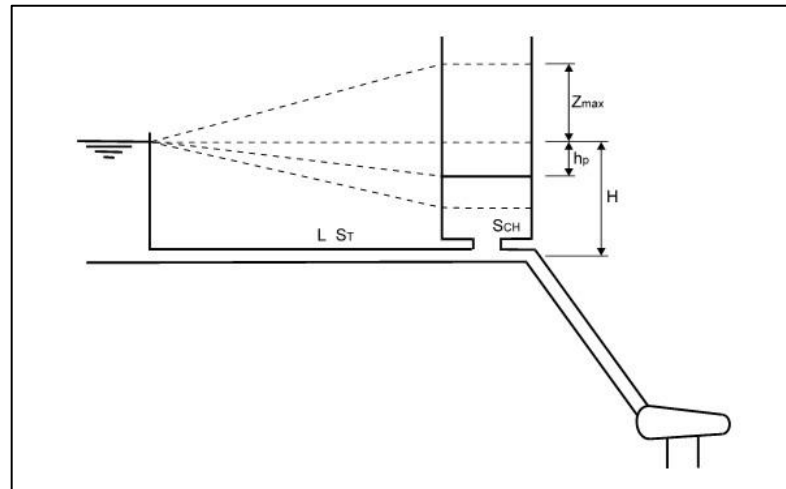


Figura 2.6 Esquema de una chimenea de equilibrio. [3]

2.6 Tubería de presión [4]

Son tuberías que transportan agua bajo presión hasta la turbina, está apoyada en anclajes que la ayudan a soportar la presión generada por el agua y la dilatación que le ocurre por variación de temperatura. La tubería de presión debe ser preferiblemente recta, aunque en algunas ocasiones es difícil de obtener, debido a las condiciones del terreno.

La tubería de presión está compuesta por los siguientes elementos:

- Toma de agua, la cual está acompañada de una rejilla.
- Codos para variación de pendiente.
- Juntas o uniones.
- Juntas de expansión ubicadas entre anclajes, las cuales asimilan la contracción o dilatación del material por variación de temperatura.
- Bifurcaciones que le permiten dividir el caudal para varias unidades.

- Válvulas independientes a la tubería de presión, ubicadas entre el final de la tubería y la turbina.
- Anclajes y apoyos que se encargan de sostener y variar la pendiente de la tubería de presión.

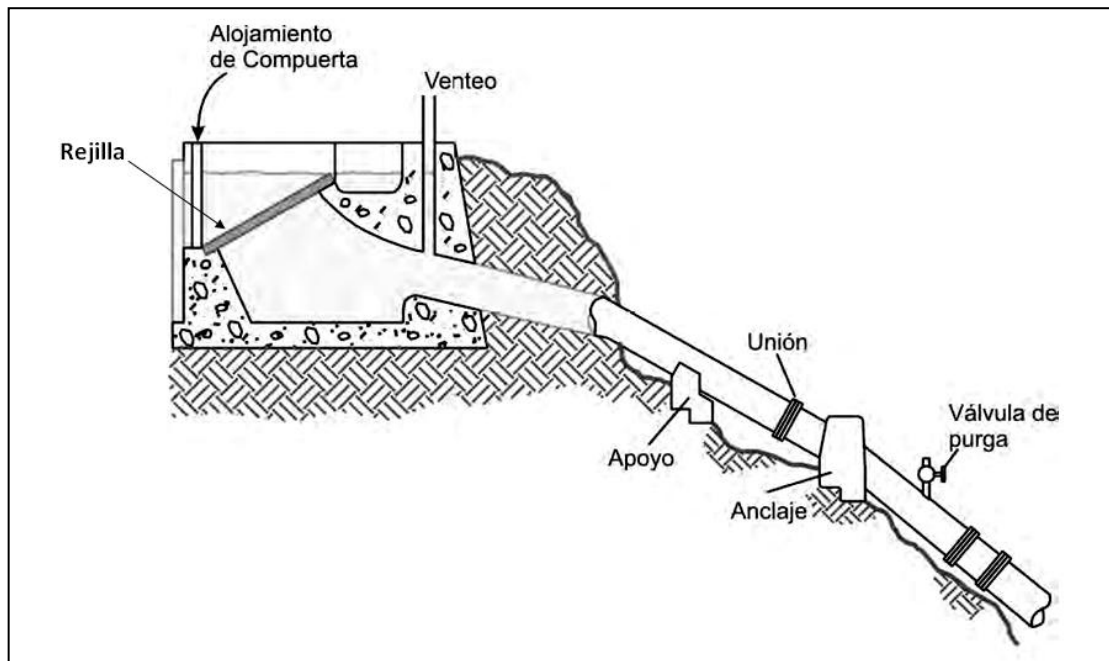


Figura 2.7 Elementos de la tubería de presión. [4]

Para el dimensionamiento de la tubería de presión deben tenerse en cuenta los siguientes parámetros: el diámetro, se selecciona de acuerdo con un análisis técnico económico que permita determinar el diámetro que cause las menores pérdidas y el de menor costo, el espesor se determina de acuerdo con los esfuerzos generados por el golpe de ariete, el peso del agua y de la tubería y el material de la misma permite seleccionar conductos de mayor resistencia a los esfuerzos mecánicos.

Otra consideración importante es la velocidad de flujo dentro de la tubería. Es preciso mantener la velocidad del agua dentro de ciertos límites, que se determinan en función del material con el que está construida la tubería y del diámetro de las mismas. De este modo se puede

establecer que las velocidades máximas no deben superar los 4 a 5 m/seg. en las tuberías de gran diámetro. No es conveniente, por término general, que las velocidades superen los 2,50 m/seg.

Las tuberías de plástico admiten velocidades máximas superiores a las de fundición que, a su vez, admiten velocidades superiores a las de fibrocemento.

Los valores mínimos de la velocidad se establecen en función de la rugosidad del material con el que está construido la tubería. No deben admitirse valores de la velocidad inferiores a los 0,30 m/seg. para evitar la sedimentación y la formación de depósitos. Para velocidades inferiores a los 0,60 m/seg, es inevitable que se comiencen a formar depósitos de arena.

2.6.1 Materiales de las tuberías de presión

Para determinar el material adecuado, se debe considerar factores como:

- Presión de diseño
- Tipo de unión
- Diámetro y pérdida por fricción
- Facilidad de manejo, accesibilidad al lugar y peso
- 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
- Costo relativo
- Mantenimiento y vida útil de la tubería

Los materiales frecuentemente utilizados en las tuberías de presión son:

Acero comercial.- Es uno de los materiales más usados para tuberías de presión, por su alta resistencia al impacto, el factor de pérdida por fricción regular. Se unen mediante bridas, soldadura o juntas mecánicas. Las tuberías de acero que son enterradas corren el riesgo de corroerse por lo que necesitan de un recubrimiento o pintura.

Policloruro de vinilo (PVC).- Utilizada principalmente en pequeñas centrales hidráulicas por ser económica, resiste a presiones elevadas (100 a 150 m), se fabrican en diámetros que van hasta cerca de 400mm, es liviana y fácil de transportar e instalar, bajo factor de pérdida por fricción, resistente a la corrosión, su principal desventaja es la sensibilidad a la luz ultravioleta, la cual la deteriora rajando su superficie y afectando su resistencia, por lo que debe estar protegida de la luz solar directa. Las tuberías PVC tiene juntas tipo espiga y campana, las cuales se unen empleando pegamento o con un anillo flexible de sellado.

Hierro dúctil.- El hierro dúctil ha reemplazado a las tuberías de hierro fundido, estas tuberías son unidas mecánicamente con espiga campana y un sello flexible, o bien pueden ser embridadas. Las tuberías de hierro al ser revestidas en su interior con cemento, las dota de protección contra la corrosión y baja pérdida por fricción.

Asbesto-cemento.- Son tuberías frágiles y adecuadas para trabajar a una presión moderada. Son más pesadas que las de PVC y tienen una apreciable pérdida por fricción. Su desventaja es que el polvo producido al cortar estas tuberías puede ser dañino para la salud.

Resina de poliéster y fibra de vidrio.- Son livianas y poseen un bajo coeficiente de fricción, son frágiles, por lo que se instalan con mucho cuidado. Pueden ser utilizadas para presiones elevadas con la condición de que estén bajo tierra y se rellene el espacio donde se colocan con material fino seleccionado, se unen con una espiga campana y sello flexible.

Polietileno de alta densidad.- Son una buena alternativa frente a las de PVC, útiles para sistemas pequeños debido a su fácil instalación. Tienen un coeficiente de pérdidas de fricción bajo, son resistentes a la corrosión y no se deterioran cuando están expuestas a la luz solar. Su desventaja

es la forma de unión, las cuales se unen calentando los extremos y fusionándolos a presión utilizando un equipo especial.

2.6.2 Tipos de uniones. [4]

Las tuberías vienen en longitudes estándares y deber ser unidas in situ, para escoger el mejor método de unión se deben considerar los siguientes aspectos: Adecuación al material de tubería seleccionada, grado de destreza del personal que instala las tuberías, grado de flexibilidad requerido en las uniones, costos relativos, grado de dificultad de la instalación.

Uniones con bridas.- Al fabricar las tuberías individuales se colocan bridas en sus extremos. Durante la instalación cada una de la bridas se emperna a la otra, es necesario poner una empaquetadura de caucho entre cada par, son fáciles de instalar, deben fabricarse de acuerdo a normas establecidas.

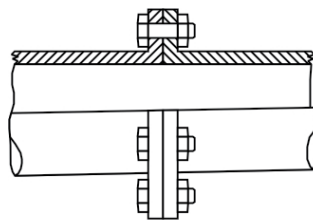


Figura 2.8 Esquema de una junta bridada. [4]

Espiga campana.- Vienen preparadas de fábrica, de manera que el diámetro interno de la campana es igual al diámetro externo de la tubería, el extremo de cada tubería puede así ser empujado en la campana de la siguiente. Se necesita sellar cada sección de tubería, lo que se logra empleando un buen sello de caucho o un pegamento especial.

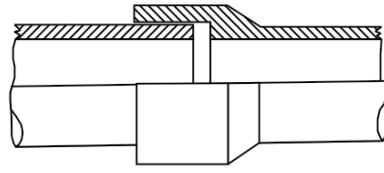


Figura 2.9 Esquema de una junta espiga-campana. [4]

Uniones mecánicas.- No se usan usualmente, por su alto costo, su principal aplicación es la unión de tuberías de diferente material, o en situaciones en las que se necesita una ligera deflexión en una tubería que no garantiza la colocación de un codo.

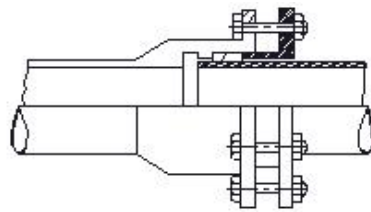


Figura 2.10 Esquema de una junta mecánica. [4]

Uniones soldadas.- Se emplean en tuberías de acero y apelando a técnicas especiales en el caso de las de polietilenos. Es un método relativamente barato, aunque tiene la desventaja de requerir personal especializado, sin contar con los problemas que representan al llevar un soldador de arco y una fuente de energía a un terreno remoto y de difícil acceso.



Figura 2.11 Esquema de una junta soldada. [4]

Juntas de expansión.- Debido a la variación de la temperatura, en las tuberías de acero se produce una variación de longitud que provoca esfuerzos que deben ser soportados por las juntas de

expansión. Generalmente, las juntas de expansión se colocan inmediatamente después del tanque de presión o del anclaje superior. Tienen la función de compensar axialmente la dilatación o contracción lineal de tubos, la cual no depende de la sección, sino más bien de la temperatura. La instalación de estas juntas, significa la liberación de la fuerza de reacción axial hacia los anclajes o puntos fijos.

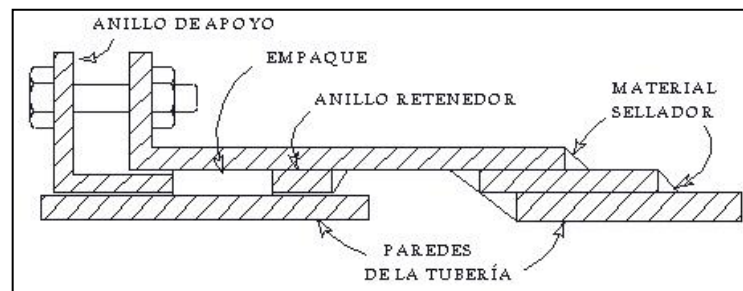


Figura 2.12 Esquema de una junta de expansión. [2]

2.6.3 Válvulas en la tubería de presión. [4]

Las válvulas instaladas antes de la turbina, se utilizan para el cierre del caudal a través de la turbina y para operaciones de reparación. Para una PCH de gran caída ($H > 200\text{m}$) las válvulas antes de la turbina son operativas, es decir que se cierran por parada de la turbina con el fin de evitar cavitación, para una PCH de baja caída se utilizan válvulas de compuerta en la entrada de la turbina y válvulas de mariposa para caídas que oscilan entre 30 y 200 metros con un diámetro de la tubería de presión de 1200mm y esféricas cuando la caída bruta es superior a los 200m.

Válvula de compuerta.- Son válvulas que consisten en un disco metálico que sube y baja a voluntad, el cual está ubicado en el cuerpo de la válvula. A mayores presiones de válvulas de gran diámetro se precisa una fuerza importante para operarlas y vencer las fuerzas de fricción en la válvula, por esta razón, cuando se coloca una válvula de compuerta grande en la parte inferior de la

tubería de presión, se coloca también una pequeña válvula de bypass para conectar el lado de alta presión con el de baja presión.

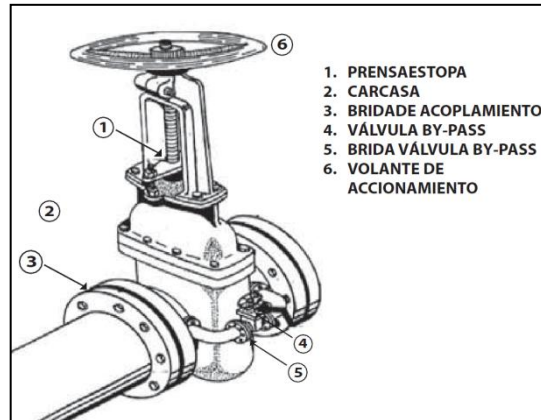


Figura 2.13 Esquema de una válvula de compuerta. [4]

Válvula de mariposa.- Una válvula tipo mariposa es un dispositivo para interrumpir o regular el flujo de un fluido en un conducto. Básicamente se trata de una extensión de la tubería dentro de la cual se coloca un disco en forma de lente montado en un eje central. Para operar este tipo de válvulas se requiere de poca fuerza, ya que la presión de contra corriente en cada mitad del disco está prácticamente balanceada.

Debido a su diseño, una válvula de mariposa debe ser cerrada lentamente, a fin de no originar un golpe de ariete en la tubería.

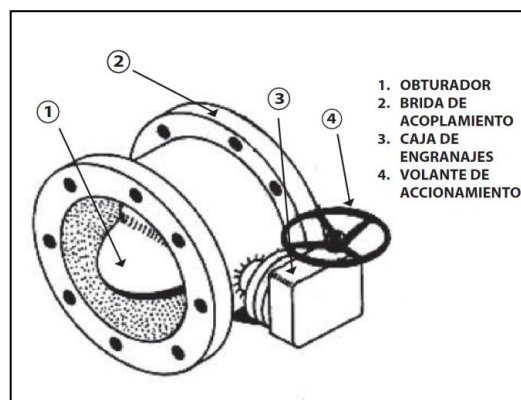


Figura 2.14 Esquema de una válvula mariposa. [4]

2.6.4 Apoyos y anclajes en la tubería de presión. [4]

La tubería de presión a cielo abierto en su perfil se adapta a las condiciones del terreno con la pendiente respectiva, en su trayecto para sostenerse se soporta en estructuras de concreto llamadas apoyos; en lugares donde se requiere variar la pendiente la tubería tiene en su respectivo codo sujeto a un anclaje que se encarga de absorber los esfuerzos que se derivan por variación de pendiente.

La profundidad de cimentación de los apoyos y anclajes debe ser de una magnitud que haga que todo deslizamiento sea imposible, el perfil de la tubería y su trazado permite determinar la ubicación de apoyos y anclajes, el número de apoyos se basa en un criterio técnico económico determinado por el espesor del material de la tubería. El número de anclajes lo determinan las variaciones de pendiente que puedan ser longitudinales y transversales.

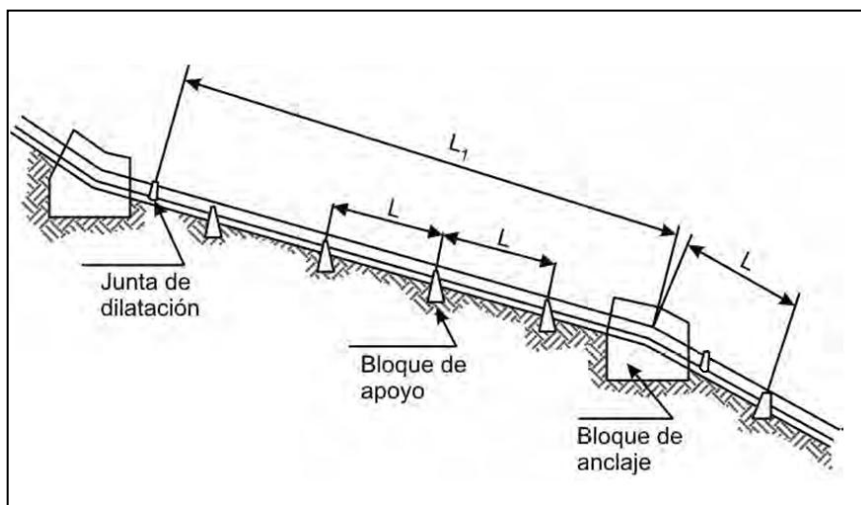


Figura 2.15 Anclajes y apoyos. [4]

2.6.4.1 Apoyos. [12]

Se utilizan para sostener adecuadamente la tubería de presión, deben ser dimensionados de forma que sean de bajo costo y de fácil construcción, también deben permitir el movimiento longitudinal de la tubería al contraerse o dilatarse debido a cambios de temperatura.

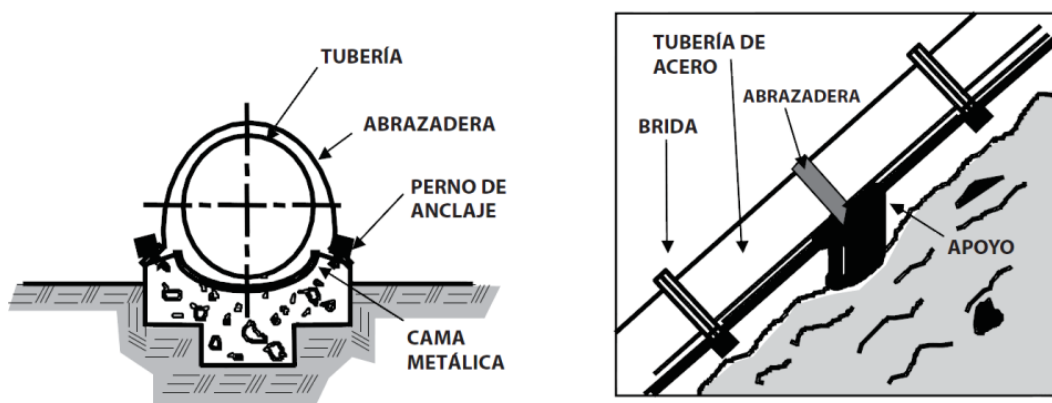


Figura 2.16 Esquema de un apoyo. [12]

2.6.4.2 Anclajes. [12]

Son bloques de hormigón que impiden el movimiento de la tubería especialmente cuando hay variación de pendiente longitudinal o transversal. Pueden ser de tipo abierto cuando la tubería esta descubierta y sujeta al bloque por medio de piezas especiales de acero, o de tipo macizo cuando el hormigón cubre totalmente la tubería embebida dentro del bloque.

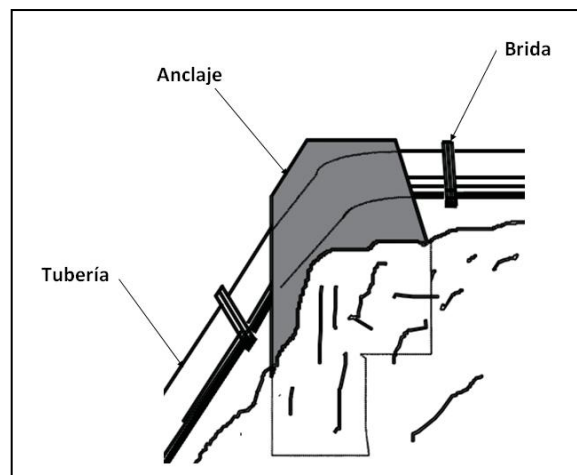


Figura 2.17 Esquema de un anclaje. [12]

2.7 Turbinas hidráulicas [1]

Las turbinas hidráulicas son turbomáquinas que permiten la transferencia de energía del agua a un rotor positivo de álabes, mientras el flujo pasa a través de éstos, aprovechan la energía de los saltos de agua para producir energía mecánica. Esencialmente poseen dos partes: el distribuidor (fijo) y el rodete (móvil).

2.7.1 Clasificación general 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 álabes a través de un eyector, que convierte la energía potencial del agua en energía mecánica a través de cambios de sección.

En las turbinas de reacción el agua llega a los álabes 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.

Turbinas de acción:

- Turbinas Pelton de 1 o más inyectoros
- Turbinas Turgo
- Turbinas Michell-Banki

Turbinas de reacción:

- Bomba rotodinámica operando como turbina
- Turbinas Francis, en sus variantes: lenta, normal, rápida, extrarápidas.

- Turbina Deriaz
- Turbinas Kaplan y de hélice
- Turbinas axiales, en sus variantes, tubular, bulbo y de generador periférico.

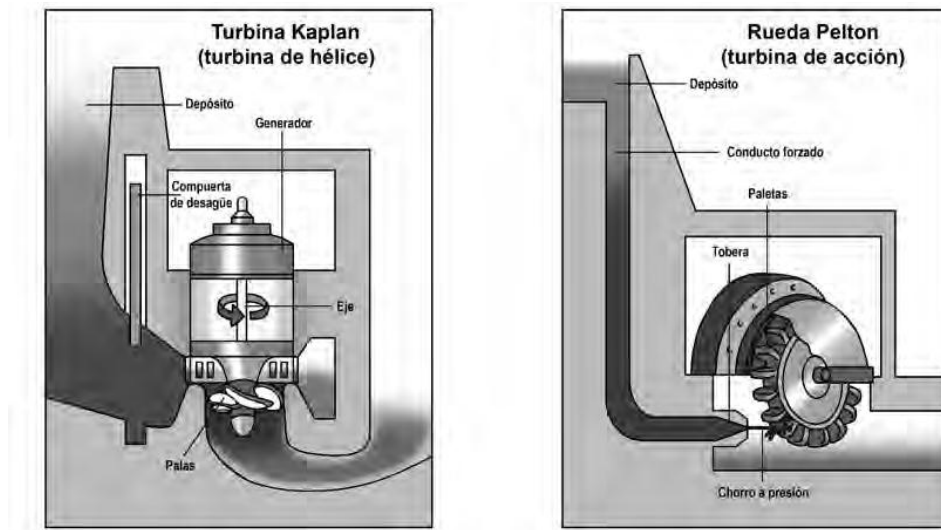


Figura 2.18 Turbinas de acción y de reacción. [4]

Otros criterios de clasificación de las turbinas hidráulicas se presentan en la siguiente tabla:

TABLA 2.1. CLASIFICACIÓN DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS. [13]

CLASIFICACIÓN DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS		
Variación de la presión estática en el rodete	Dirección del flujo a través del rodete	Grado de admisión del rodete
	De acuerdo a la forma y geometría del rodete. Toma en cuenta el número específico de revoluciones.	Considerando la alternativa de que los álabes del rodete estén sometidos parcial o simultáneamente a la acción del flujo del agua
<p><i>De acción</i></p> <p><i>o</i></p> <p><i>impulso</i></p>	<p>De flujo tangencial</p> <p>De flujo radial</p>	<p>De admisión parcial</p>
<p><i>De reacción</i></p>	<p>De flujo semi-axial</p> <p>De flujo axial</p>	<p>De admisión total</p>

2.7.2 Turbina Pelton. [21]

Las turbinas Pelton, se conocen como turbinas de presión por ser ésta constante en la zona del rodete. También se las denomina turbinas de chorro libre, de impulsión, o de admisión parcial por ser atacada por el agua sólo una parte de la periferia del rodete. Así mismo entran en la clasificación de turbinas **tangenciales** y turbinas de **acción**. Su utilización es idónea en saltos de gran altura (alrededor de 200m y mayores), y caudales relativamente pequeños (hasta 10 m³/s aproximadamente). Por razones hidroneumáticas, y por sencillez de construcción, son de buen rendimiento para amplios márgenes de caudal (entre 30 % y 100 % del caudal máximo).

2.7.2.1 Partes generales de una turbina Pelton. [1]

Distribuidor.- Es un elemento de transición entre la tubería de presión y los inyectores. Está constituido por un inyector o varios inyectores que pueden llegar a ser hasta seis.

Un inyector consta por lo general de una tobera de sección circular provista de una aguja de regulación que se mueve axialmente, variando así la sección de flujo. En el caso de que se requiera una operación rápida para dejar al rodete sin acción del chorro, se adiciona una placa deflectora; de este modo la guja se cierra en un tiempo más largo, reduciendo los efectos del golpe de ariete.

La operación de la aguja, así como de la placa deflectora, pueden hacerse en forma automática o manual.

Rodete.- Este elemento llamado también rueda es el órgano fundamental de la turbina Pelton. Es de admisión parcial, depende del número de chorros o inyectores. Está compuesto por un disco provisto de cucharas montadas en su periferia. Las cucharas pueden estar empernadas al disco, soldadas o fundidas convirtiéndose en una sola pieza con el disco.

Cangilones.- También llamados álabes, cucharas o palas. Son piezas de bronce o de acero especial para evitar, dentro de lo posible, las corrosiones y cavitaciones.

Los canchilones están diseñados para recibir el empuje directo del chorro de agua. Su forma es similar a la de una doble cuchara, con una arista interior lo más afilada posible y situada centralmente en dirección perpendicular al eje, de modo que divide al cangilón en dos partes simétricas de gran concavidad cada una, siendo sobre dicha arista donde incide el chorro de agua.

Carcaza.- Es la envoltura metálica que cubre los inyectores, el rotor y los otros elementos mecánicos de la turbina. Su principal objetivo es evitar que el agua salpique al exterior, después de incidir sobre los cangilones.

Cuando se trata de turbinas Pelton instaladas con el eje en posición vertical, la carcasa, situada horizontalmente, tiene convenientemente distribuidos en su periferia unos conductos de paso de aire para aireación del rodete, lográndose, alrededor del mismo, el adecuado equilibrio de presiones. En el caso de turbinas con el eje horizontal, la aireación se efectúa desde la cámara de descarga.

Cámara de descarga.- Es la zona por donde cae el agua libremente hacia el desagüe, después de haber movido al rodete. También se conoce como tubería o canal de descarga.

Para evitar deterioros debidos a la acción de los chorros de agua, especialmente de los originados por la intervención del deflector, se suele disponer, en el fondo de la cámara de descarga, de un colchón de agua de 2 a 3 m de espesor. Con el mismo fin, se instalan blindajes o placas, situadas adecuadamente, que protegen la obra de hormigón.

Eje.- Está rígidamente unido al rodete, y situado adecuadamente sobre cojinetes debidamente lubricados. Sirve para transmitir el movimiento de rotación al eje de la bomba o alternador.

El número de cojinetes instalados así como su función, radial o radial-axial, depende de las características de cada grupo.

2.8 Bombas hidráulicas. [8]

Una bomba es una máquina hidráulica que absorbe energía hidráulica y restituye al líquido que la atraviesa energía hidráulica.

Las bombas son empleadas para elevar o transferir fluidos, en definitiva son máquinas que realizan un trabajo para mantener un líquido en movimiento. Consiguiendo así aumentar la presión o energía cinética del fluido.

2.8.1 Clasificación de las bombas hidráulicas

Existen varias formas de clasificación de bombas pero fundamentalmente se pueden dividir en dos grandes grupos:

- Bombas de desplazamiento positivo o volumétricas, entre las que se encuentran por ejemplo las alternativas, rotativas y las neumáticas, es decir son bombas de pistón, cuyo funcionamiento básico consiste en recorrer un cilindro con un vástago.

Su principio de funcionamiento se basa en el principio de desplazamiento positivo que consiste en el movimiento de un fluido causado por la disminución del volumen en una cámara.

- Bombas dinámicas o de energía cinética: fundamentalmente consisten en un rodete que gira acoplado a un motor. Entre ellas se sitúan las regenerativas, las especiales, las periféricas o de turbinas y una de las más importantes, las centrífugas.

Su funcionamiento se basa en la ecuación de Euler y su órgano transmisor de energía es el rodete. En todos los tipos de bombas deben emplearse medidas para evitar el fenómeno de la cavitación, que es la formación de un vacío que reduce el flujo y daña la estructura de la bomba.

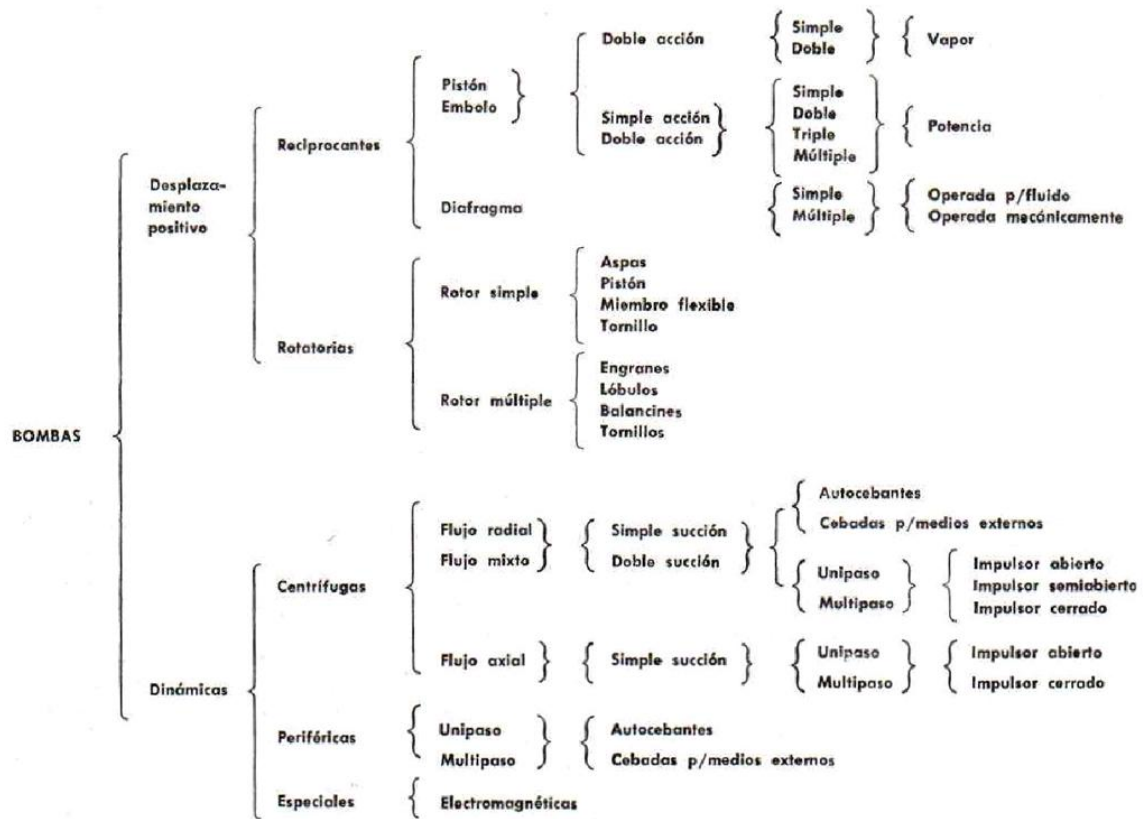


Figura 2.19 Clasificación de las bombas hidráulicas. [31]

2.8.1.1 Bombas volumétricas o de desplazamiento positivo

En las bombas de desplazamiento positivo existe una relación directa entre el movimiento de los elementos de bombeo y la cantidad de líquido movido.

Existen diversos tipos de bombas de desplazamiento positivo, pero todas suelen constar de una pieza giratoria con una serie de aletas que se mueven en una carcasa muy ajustada. El líquido queda atrapado en los espacios entre las aletas y pasa a una zona de mayor presión. Un dispositivo corriente de este tipo es la bomba de engranajes, formada por dos ruedas dentadas engranadas entre sí. En este caso, las aletas son los dientes de los engranajes.

En todas estas bombas, el líquido se descarga en una serie de pulsos, y no de forma continua, por lo que hay que tener cuidado para que no aparezcan condiciones de resonancia en los conductos de salida que podrían dañar o destruir la instalación. En las bombas alternativas se colocan con

frecuencia cámaras de aire en el conducto de salida para reducir la magnitud de estas pulsaciones y hacer que el flujo sea más uniforme. Una de las más importantes en esta clasificación son las alternativas, de las cuales haremos una breve descripción:

Bombas alternativas.- Las bombas alternativas están formadas por un pistón que oscila en un cilindro dotado de válvulas para regular el flujo de líquido hacia el cilindro y desde él. Estas bombas pueden ser de acción simple o de acción doble:

- En una bomba de acción simple el bombeo sólo se produce en un lado del pistón, como en una bomba aspirante común, en la que el pistón se mueve arriba y abajo manualmente.
- En una bomba de doble acción, el bombeo se produce en ambos lados del pistón, como por ejemplo en las bombas eléctricas o de vapor para alimentación de calderas, empleadas para enviar agua a alta presión a una caldera de vapor de agua. Estas bombas pueden tener una o varias etapas. Las bombas alternativas de etapas múltiples tienen varios cilindros colocados en serie.

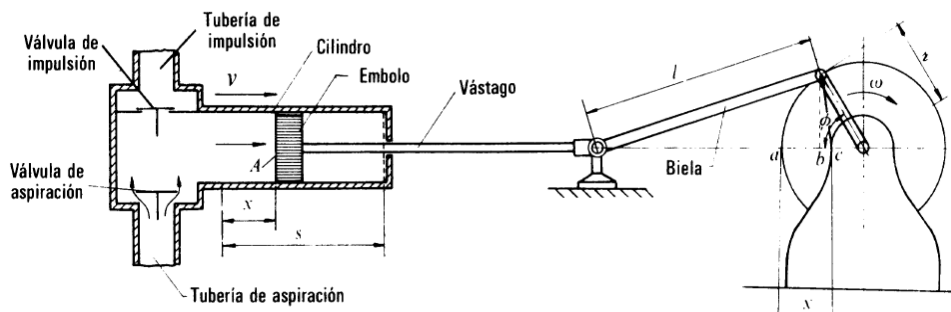


Figura 2.20 Esquema de una bomba de émbolo de simple efecto. [8]

2.8.1.2 Bombas de rotodinámicas

En este tipo de bombas la energía es comunicada al fluido por un elemento rotativo que imprime al líquido el mismo movimiento de rotación, transformándose luego, parte en energía y

parte en presión. El caudal a una determinada velocidad de rotación depende de la resistencia al movimiento en la línea de descarga.

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

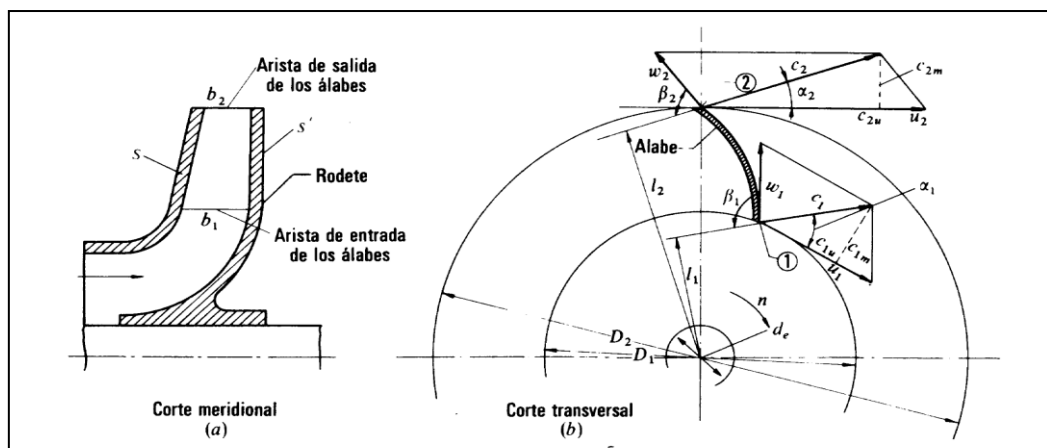


Figura 2.21 Esquema del rodete de una bomba centrífuga. [8]

En bombas de alta presión pueden emplearse varios rotores en serie, y los difusores posteriores a cada rotor pueden contener aletas de guía para reducir poco a poco la velocidad del líquido.

En las bombas de baja presión, el difusor suele ser un canal en espiral cuya superficie transversal aumenta de forma gradual para reducir la velocidad. El rotor debe ser cebado antes de empezar a funcionar, es decir, debe estar rodeado de líquido cuando se arranca la bomba. Esto puede lograrse colocando una válvula de retención en el conducto de succión, que mantiene el líquido en la bomba cuando el rotor no gira. Si esta válvula pierde, puede ser necesario cebar la

bomba introduciendo líquido desde una fuente externa, como el depósito de salida. Por lo general, las bombas centrífugas tienen una válvula en el conducto de salida para controlar el flujo y la presión.

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

CAPÍTULO III

3. DESCRIPCIÓN GENERAL Y PARÁMETROS DE DISEÑO

3.1 Situación geográfica de la zona del proyecto

La comunidad de Cananvalle está ubicada en la parte norte de la provincia de Pichincha. Esta zona está conformada por un conjunto de poblaciones y barrios pertenecientes a los cantones Pedro Moncayo, Cayambe y el Distrito Metropolitano de Quito (DMQ), que se encuentran localizados en la parte Nororiente, Oriente y Centro respectivamente de la provincia de Pichincha, tal como se puede apreciar en la siguiente figura:



Figura 3.1 Ubicación de la comunidad de Cananvalle dentro de la provincia de Pichincha

Fuente: Concejo Provincial de Pichincha

La zona de Cananvalle comprende específicamente poblaciones y barrios pertenecientes a las parroquias rurales de Yaruqui, Tababela y El Quinche del Distrito Metropolitano de Quito, poblaciones y barrios pertenecientes a las parroquias de Tocachi, La Esperanza y Tabacundo del cantón Pedro Moncayo y poblaciones y barrios pertenecientes a las parroquias de Ascázubi, Santa Rosa de Cusubamba, Otón, Cayambe y Cangahua del cantón Cayambe.

3.2 Características generales de la zona del proyecto (Fuente: Planes de desarrollo participativo parroquial, gobierno de la Provincia de pichincha).

ECONOMÍA:

La comunidad de Cananvalle basa su economía en actividades florícolas, ganaderas, agrícolas y en cierta medida al turismo y a la piscicultura.

EDUCACIÓN:

Cananvalle tiene un nivel de analfabetismo de alrededor de 30% con respecto a sus poblaciones totales del sector, porcentaje del cual más del doble corresponde a mujeres.

SALUD:

Este sector tiene limitados centros de salud, por lo que los moradores se dirigen hasta Cayambe para la disponer de atención médica.

SERVICIOS BÁSICOS:

Esta comunidad cuenta con electricidad y tiene requerimientos en servicios básicos de alcantarillado y telefonía.

TRANSPORTE:

Cananvalle cuentan con transporte público de tipo ínter parroquial, a través de vías primarias, secundarias y caminos vecinales de tercer orden.

El acceso a la comunidad existente es de caminos vecinales lastrados con los cuales se puede acceder hasta la zona de San Luis de Ichisí, lugar donde se va a ubicar la bocatoma, frente a la loma de Cananvalle.

Existen también caminos lastrados por el sector de la loma de Cananvalle, con los cuales se puede acceder hasta los predios de la pre-asociación de la comunidad, en donde se ubicará el tanque de almacenamiento.

3.3 Evaluación topográfica

Mediante esta evaluación se puede determinar las características del terreno donde se realizará el proyecto para un adecuado diseño.

Para este estudio se hizo un reconocimiento del terreno utilizando un altímetro para la toma de cotas y un Sistema de Posicionamiento Global GPS para la toma de las posiciones geográficas de los puntos de cada obra del proyecto.

3.3.1 Puntos de enlace GPS

El uso de un sistema GPS es importante para los estudios previos en una obra hidráulica, mediante este aparato se puede obtener las coordenadas geográficas de las obras del proyecto que serán utilizadas para un posterior levantamiento en las cartas topográficas de la zona. Estas coordenadas se presentan a continuación:

Ubicación de la bocatoma:

La bocatoma se ubicará aguas abajo del molino El Cucho, en el sector de San Luis de Ichisí.

TABLA 3.1. LOCALIZACIÓN GEOGRÁFICA DE LA BOCATOMA

PUNTO	LOCALIZACIÓN	ALTITUD (msnm)
155	N 0° 1' 22.6" WO 78° 11' 57,5 "	2710

Coordenadas de los puntos de la tubería de conducción:

TABLA 3.2. PUNTOS DE LOCALIZACIÓN GEOGRÁFICA DE LA TUBERÍA DE CONDUCCIÓN

PUNTO	LOCALIZACIÓN	ALTITUD (msnm)	DISTANCIA (m)
155	N 0° 1' 22,6" WO 78° 11' 57,5 "	2710	15
156	N 0° 1' 22', 4" WO 78° 11' 58 "	-	19
157	N 0° 1' 22,1" WO 78° 11' 58,4"	-	20
158	N 0° 1' 21,8" WO 78° 11' 58,1"	-	20
159	N 0° 1' 21" WO 78° 11' 58,9"	-	30
160	N 0° 1' 20,7" WO 78° 11' 59,7"	-	20
161	N 0° 1' 20,4" WO 78° 12' 0,2"	-	20
162	N 0° 1' 20,3" WO 78° 12' 0,8"	-	20
163	N 0° 1' 20,3" WO 78° 12' 1"	-	11
164	N 0° 1' 20,3" WO 78° 12' 1,6"	-	20
165	N 0° 1' 20" WO 78° 12' 2,1"	-	20
166	N 0° 1' 20,9" WO 78° 12' 2,8"	-	20
167	N 0° 1' 21,1" WO 78° 12' 3,4"	-	20
168	N 0° 1' 21,4" WO 78° 12' 3,8"	-	20
169	N 0° 1' 21,7" WO 78° 12' 4,4"	-	20
170	N 0° 1' 22" WO 78° 12' 5,2"	-	20
171	N 0° 1' 21,5" WO 78° 12' 5,8"	-	20
172	N 0° 1' 21,2"	-	

	WO 78° 12' 6,3"		20
173	N 0° 1' 20,8" WO 78° 12' 6,3"	-	20
174	N 0° 1' 19,9" WO 78° 12' 6,1"	-	20
175	N 0° 1' 19,5" WO 78° 12' 6,5"	-	20
176	N 0° 1' 18,9" WO 78° 12' 6,7"	-	20
177	N 0° 1' 18,7" WO 78° 12' 7,8"	-	20
178	N 0° 1' 18,1" WO 78° 12' 8,2"	-	20
179	N 0° 1' 17,6" WO 78° 12' 8,4"	-	20
180	N 0° 1' 17,7" WO 78° 12' 9,1"	-	20
181	N 0° 1' 17,4" WO 78° 12' 9,6"	-	20
182	N 0° 1' 17,3" WO 78° 12' 10,5"	-	20
183	N 0° 1' 17,3" WO 78° 12' 10,8"	-	20
184	N 0° 1' 17,4" WO 78° 12' 11,6"	-	20
185	N 0° 1' 16,9" WO 78 12' 11,4"	-	20
186	N 0° 1' 16,4" WO 78° 12' 11,2"	-	20
187	N 0° 1' 16,2" WO 78° 12' 10,8"	-	20
188	N 0° 1' 14,8" WO 78° 12' 11,3"	-	20
189	N 0° 1' 14,8" WO 78° 12' 11"	-	20
190	N 0° 1' 14,2" WO 78° 12' 10,9"	-	14
191	N 0° 1' 13,7" WO 78° 12' 10,9"	2670	

La diferencia de nivel entre la bocatoma y el tanque de presión es de 40 m.

La longitud total del canal de conducción es de 749 m.

Por la irregularidad del terreno y por la dificultad en el acceso se recomienda que se transporte el agua por medio de tubería.

Ubicación del tanque de presión:

TABLA 3.3. LOCALIZACIÓN GEOGRÁFICA DEL TANQUE DE PRESIÓN

PUNTO	LOCALIZACIÓN	ALTITUD (msnm)
191	N 0° 1' 13,7" WO 78° 12' 10,9"	2670

Coordenadas de los puntos de la tubería de presión:

TABLA 3.4. PUNTOS DE LOCALIZACIÓN GEOGRÁFICA DE LA TUBERÍA DE PRESIÓN

PUNTO	LOCALIZACIÓN	ALTITUD (msnm)	INCLINACION (°)	DISTANCIA (m)
191	N 0° 1' 13,7" WO 78° 12' 10,9"	2670	26	20
192	N 0° 1' 13,7" WO 78° 12' 10,5"	2655	21	18
193	N 0° 1' 13,2" WO 78° 12' 10,2"	2652	29	20
194	N 0° 1' 12,9" WO 78° 12' 9,6"	2650	26	20
195	N 0° 1' 12,4" WO 78° 12' 8,6"	2648	12	20
196	N 0° 1' 12,2" WO 78° 12' 8,6"	2642	27	20
197	N 0° 1' 12,2" WO 78° 12' 8,5"	2638	29	20
198	N 0° 1' 11,2" WO 78° 12' 8,1"	2628	21	20
199	N 0° 1' 10,6" WO 78° 12' 7,4"	2620	27	20
200	N 0° 1' 10,1" WO 78° 12' 7,3"	2610	15	20
201	N 0° 1' 9,3" WO 78° 12' 6,9"	2608	20	20
202	N 0° 1' 9" WO 78° 12' 6,5"	2600	16	26
203	N 0° 1' 8,1" WO 78° 12' 6,4"	2598	21	20
204	N 0° 1' 8" WO 78° 12' 6,7"	2590	38	20
205	N 0° 1' 7,3" WO 78° 12' 6,9"	2580	29	20
206	N 0° 1' 7,4" WO 78° 12' 7,7"	2572	18	20
207	N 0° 1' 6,6" WO 78° 12' 7,7"	2558	32	20
208	N 0° 1' 5,7" WO 78° 12' 7,8"	2545	23	20
209	N 0° 1' 5,6" WO 78° 12' 8,2"	2540		

La longitud total de la tubería de presión es de 364 m.

Ubicación de la casa de máquinas:

TABLA 3.5. LOCALIZACIÓN GEOGRÁFICA DE LA CASA DE MÁQUINAS

PUNTO	LOCALIZACIÓN	ALTITUD (msnm)
209	N 0° 1' 5.6" WO 78° 12' 8.2"	2540

Coordenadas de los puntos de la tubería de descarga de la bomba:

TABLA 3.6. PUNTOS DE LOCALIZACIÓN GEOGRÁFICA DE LA TUBERÍA DE DESCARGA DE LA BOMBA

PUNTO	LOCALIZACIÓN	ALTITUD (msnm)	INCLINACION (°)	DISTANCIA (m)
209	N 0° 1' 5,6" WO 78° 12' 8,2"	2540	23	50
210	N 0° 1' 8" WO 78° 12' 6,5"	2600	34,5	50
211	N 0° 1' 8,9" WO 78° 12' 5,1"	2632	53	20
212	N 0° 1' 9" WO 18° 12' 4,6"	2645	25	30
213	N 0° 1' 9,8" WO 78° 12' 4,2"	2660	90	50
214	N 0° 1' 10,3" WO 78° 12' 3,4"	2715	45	25
215	N 0° 1' 10,7" WO 78° 12' 2,9"	2740	50	50
216	N 0° 1' 11,2" WO 78° 12' 2,4"	2765	90	50
217	N 0° 1' 13,1" WO 78° 11' 55,7"	2788	-5	50
218	N 0° 1' 13,3" WO 78° 11' 54"	2800	10	50
219	N 0° 1' 13,1" WO 78° 11' 52,5"	2810	19	50
220	N 0° 1' 13" WO 78° 11' 51"	2830		

La longitud total de la tubería de descarga de la bomba es 525 m.

En el ANEXO 1.1 se muestra la carta topográfica con la ubicación de todos los puntos de las obras citadas anteriormente.

3.4 Determinación de la altura bruta

La altura bruta es la diferencia de nivel entre la cota del tanque de presión y la cota de la casa de máquinas. Esta altura es de 130 m.

3.5 Determinación de la altura de bombeo

La altura de bombeo es la diferencia de cotas entre el nivel de la casa de máquinas y el nivel del tanque de almacenamiento a donde se quiere bombear el agua. Esta altura es de 290 m.

3.6 Medición del caudal [4]

Para determinar el caudal de la vertiente se aplicó el método del flotador, para lo cual se realizaron 2 aforos en diferentes meses del año. El primer aforo se lo realizó en épocas de avenida en abril del 2010 y el segundo en épocas de sequía en octubre del 2010.

El método utilizado consiste en dibujar el perfil de la sección del lecho del río y se establece una sección promedio para una longitud conocida de corriente. Se utilizan una serie de flotadores (corchos esmaltados) 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.

$$V_{\text{promedio}} = \frac{L}{t_{\text{promedio}}} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (3.1)$$

Esta velocidad deberá ser modificada 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. La ecuación para el cálculo del caudal es:

$$Q = k * A_{\text{promedio}} * V_{\text{promedio}} \quad (3.2)$$

Donde:

A = área promedio de la sección transversal, [m²].

V = velocidad superficial promedio del agua, [m/s].

k = factor de corrección de velocidad en función a la profundidad y el tipo de material del riachuelo.

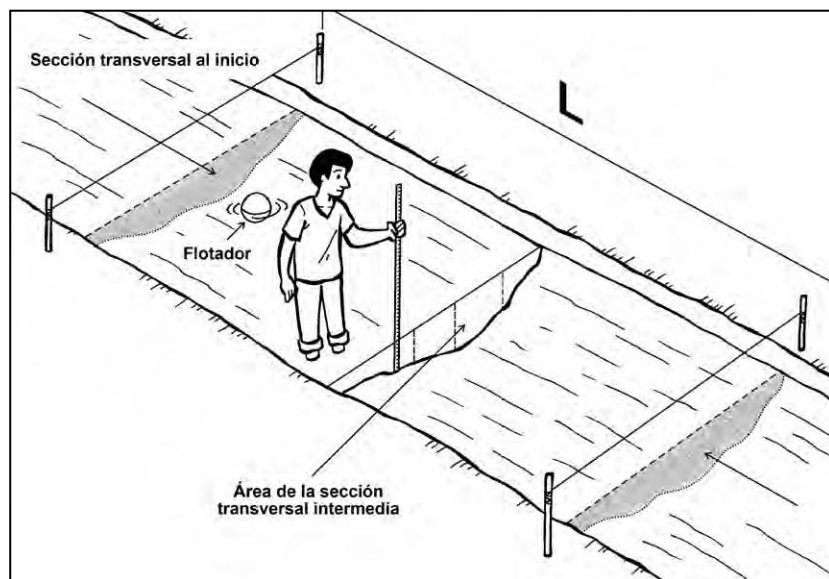


Figura 3.2 Esquema del método del flotador [4]

TABLA 3.7. VALORES DE K SEGÚN LA PROFUNDIDAD Y EL MATERIAL DEL RIACHUELO [4]

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

Los datos recogidos en campo son los siguientes:

Aforo 1: abril 2010

Cerca del lugar en donde se construirá la bocatoma, se escogió un tramo de la vertiente de 3.7 m de longitud. Se usó corchos esmaltados como elementos flotadores y utilizando un cronómetro se tomaron los siguientes tiempos:

TABLA 3.8. TIEMPOS DEL AFORO 1

Tiempo (s)	
t1	3.59
t2	4.44
t3	4.5
t4	3.69
t5	3.72
t6	4
t7	4.82
t8	4.66
t9	4.5
t10	4.22
t_{Promedio}	4.196

La velocidad promedio se obtiene dividiendo la longitud del tramo de riachuelo seleccionado para el tiempo promedio, según la ecuación (3.1), de donde:

$$V_{\text{promedio}} = \frac{3.7\text{m}}{4.196\text{ s}} = 0.882 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Para determinar la sección transversal del riachuelo se dividió el tramo seleccionado en 3 áreas, en las cuales se tomaron las longitudes de 5 profundidades de la sección del riachuelo, las mediciones son las siguientes:

TABLA 3.9. PROFUNDIDADES DE CADA ÁREA DE LA SECCIÓN DEL RIACHUELO

Área 1		Área 2		Área 3	
h_1 (m)		h_2 (m)		h_3 (m)	
h1	0.16	h1	0.19	h1	0.15
h2	0.16	h2	0.21	h2	0.24
h3	0.22	h3	0.22	h3	0.25
h4	0.16	h4	0.2	h4	0.21
h5	0.23	h5	0.16	h5	0.16
$h_{1promedio}$	0.186	$h_{2promedio}$	0.196	$h_{3promedio}$	0.202
Ancho ₁ (m)	1.1	Ancho ₂ (m)	1.13	Ancho ₃ (m)	1.22
Área ₁ (m ²)	0.2046	Área ₂ (m ²)	0.22148	Área ₃ (m ²)	0.2464

El área promedio de la sección transversal del riachuelo es:

$$\text{Área}_{\text{promedio}} = 0.224 \text{ m}^2$$

Como el canal es de tierra y la profundidad del agua en el centro del lecho del riachuelo es mayor de 0.15 m se escoge un valor de k de 0.7, según la tabla 3.5.

El caudal del riachuelo se obtiene aplicando la ecuación (3.2), de donde:

$$Q = 0.7 * 0.224 \text{ m}^2 * 0.882 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 0.138 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 138 \frac{\text{lt}}{\text{s}}$$

Aforo 2: octubre 2010

Para este aforo se procedió de la misma manera, pero ahora la longitud considerada del tramo del riachuelo es de 5 metros. Los datos recogidos y los parámetros calculados son los siguientes:

TABLA 3.10. TIEMPOS DEL AFORO 2

Tiempos (s)	
t1	6.69
t2	6.22
t3	6.38
t4	5.35
t5	5.75
t6	6.28
t7	5.64
t8	5.79
t9	5.62
t10	5.48
t_{Promedio}	5.920

La velocidad promedio del tramo del riachuelo seleccionado es:

$$V_{\text{promedio}} = \frac{5\text{m}}{5.92\text{s}} = 0.845 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

TABLA 3.11. PROFUNDIDADES DE CADA ÁREA DE LA SECCIÓN DEL RIACHUELO

Área 1		Área 2		Área 3		Área 4		Área 5	
h ₁ (m)		h ₂ (m)		h ₃ (m)		h ₄ (m)		h ₅ (m)	
h1	0.18	h1	0.165	h1	0.07	h1	0.15	h1	0.15
h2	0.19	h2	0.16	h2	0.13	h2	0.13	h2	0.19
h3	0.17	h3	0.17	h3	0.19	h3	0.23	h3	0.15
h4	0.14	h4	0.165	h4	0.21	h4	0.18	h4	0.1
h5	0.09	h5	0.12	h5	0.12	h5	0.08	h5	0.06
h_{1promedio}	0.154	h_{2promedio}	0.156	h_{3promedio}	0.144	h_{4promedio}	0.154	h_{5promedio}	0.13
Ancho₁ (m)	1.1	Ancho₂ (m)	0.77	Ancho₃ (m)	1.12	Ancho₄ (m)	1.02	Ancho₅ (m)	1.05
Área₁ (m²)	0.169	Área₂ (m²)	0.120	Área₃ (m²)	0.161	Área₄ (m²)	0.157	Área₅ (m²)	0.137

El área promedio de la sección transversal del riachuelo es:

$$\text{Área}_{\text{promedio}} = 0.149 \text{ m}^2$$

El caudal del riachuelo obtenido en el aforo 2 según la ecuación 3.2, es:

$$Q = 0.7 * 0.149 \text{ m}^2 * 0.845 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 0.08813 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 88.13 \frac{\text{lt}}{\text{s}}$$

3.6.1 Determinación del caudal de diseño

Para determinar el caudal de diseño partimos del conocimiento que existe una sentencia en donde se adjudica un caudal de agua para la comunidad de 150.75 L/s que es utilizado para mover el molino El Cucho y para regadío de las zonas aledañas,(Ver ANEXO 1.2). Además, se debe mencionar que hasta el lugar de la captación, llegan aguas de afluentes cercanas a la comunidad de Cananvalle, por lo que en épocas de lluvias el caudal puede llegar a cuadruplicarse, según informaron los moradores del sector.

Con el objetivo de determinar un caudal real existente en el canal de Tabacundo, de donde se quiere captar el agua, se realizaron dos aforos en épocas distintas del año, uno en época de avenida y otra en época de sequía. Los datos de caudales que se obtuvieron los siguientes:

$$\text{Caudal máximo} = 138 \frac{\text{lt}}{\text{s}} = 2187 \text{ GPM aproximadamente}$$

$$\text{Caudal mínimo} = 88.13 \frac{\text{lt}}{\text{s}} = 1397 \text{ GPM aproximadamente}$$

Para determinar el caudal de diseño del proyecto se debe considerar adicionalmente un caudal ecológico que debemos mantener en el riachuelo para que no se degrade la biodiversidad propia del curso en cuestión, este caudal debe ser el adecuado para asegurar el cumplimiento de las funciones y servicios ecológicos del medio acuático (como lo son la mineralización, asimilación, entre otros).

Tomando en cuenta el 15% del caudal mínimo promedio destinado para caudal ecológico [5], se obtiene el caudal de diseño de $75 \frac{\text{lt}}{\text{s}}$ aproximadamente.

CAPÍTULO IV

4. PREDISEÑO DE OBRAS CIVILES

4.1 Determinación de las propiedades del agua

Datos preliminares:

To = Temperatura ambiente 15°C = 288°K

z = Altitud sobre el nivel del mar 2710 [m].

4.1.1 Densidad del agua.

Para encontrar el valor de la densidad del agua se debe buscar en tablas para una temperatura de 15°C. (Ver ANEXO 2.12) de donde se tiene:

$$\delta_w = 999.1 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right]$$

Una vez obtenida la densidad del agua se calcula el peso específico, multiplicándola por la aceleración de la gravedad, $g = 9.8 \text{ m/s}^2$.

$$\gamma_w = \delta_w \cdot g \quad (4.1)$$

$$\gamma_w = \text{peso específico del agua} \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^3} \right]$$

$$\gamma_w = 999.1 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$\gamma_w = 9791.03 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

4.1.2 Presión de vapor.

La presión de vapor del agua se encuentra tabulada en función de la temperatura. (Ver ANEXO 2.13)

Interpolando para una temperatura de 15°C, se tiene una presión de vapor de:

0.25 Psi abs

4.1.3 Presión atmosférica local

Se determina en tablas en función de la altura sobre el nivel del mar del lugar que es 2710 [msnm]. (Ver ANEXO 2.14)

Interpolando la presión atmosférica local resulta:

Pa = 10.558 Psi

4.2 Obras de captación

Las obras de captación, tienen la función de captar y regular una parte del caudal adjudicado a la comunidad, para su aprovechamiento en la producción de energía hidráulica. En este caso, el caudal a utilizarse es de 75 lt/s que corresponde al caudal proveniente del afluente disponible una vez considerado el caudal ecológico.

El diseño de estos elementos debe garantizar la captación del caudal mencionado y a la vez proteger a los otros elementos del proyecto e impedir que materiales sólidos ingresen a los mismos.

4.2.1 Diseño de la captación no convencional o bocatoma de fondo [3]

La bocatoma de fondo corresponde a las de tipo tirolesa o caucasiana debido a las facilidades de construcción que este tipo de estructuras presenta y a la eficiencia que prestan en torrentes de montaña. Estas bocatomas constan de los siguientes elementos:

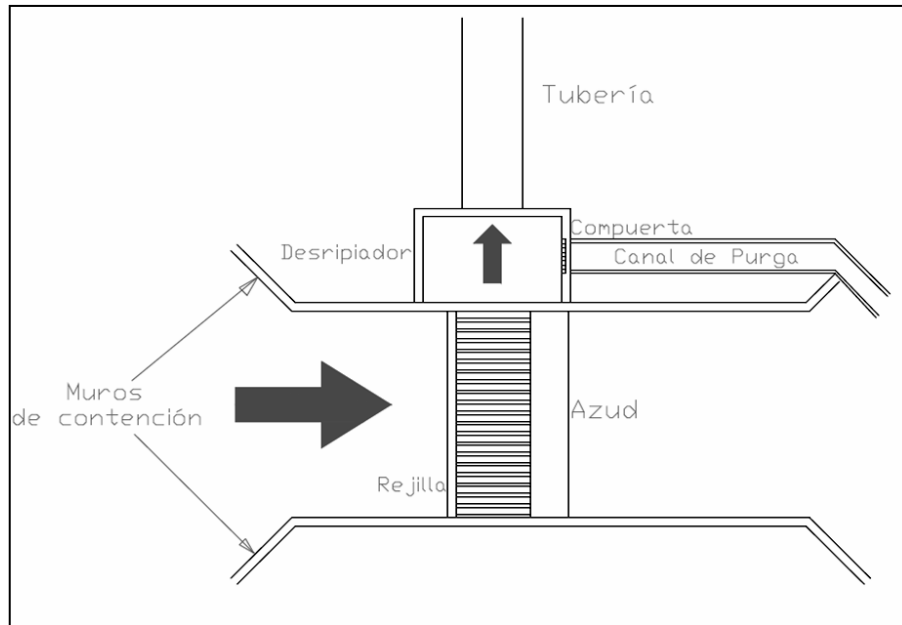


Figura 4.1 Elementos de la bocatoma de fondo.[13]

4.2.1.1 Diseño presa o azud [1]

El azud es un vertedero por donde cruza una lámina de agua, la cual, al pasar por la cresta de la presa, se transforma en fuerza centrífuga que produce una alteración de presiones. Así mismo, en la parte superior del azud aguas abajo, se produce una notable disminución de presión que aumenta la inestabilidad de la presa.

Algunas veces, en vertederos con un perfil no adecuado, se puede ocasionar entradas intempestivas de aire debajo de la lámina vertiente haciendo que ésta se desprege y se vuelva a pegar generando vibraciones para la estructura y cavitación. Para reducir la presión sobre la parte superior del azud es conveniente adoptar un perfil tal que permita una presión casi nula en todos sus puntos.

Es por esto que se recomienda adoptar el perfil de Creager que debe su nombre a su creador. El cual toma en cuenta la altura de agua sobre la cresta del azud.

Datos recogidos en campo:

- Temperatura promedio del agua en la zona del proyecto: $T = 15$ [°C]
- Caudal de avenida: Q (avenida) = 0.138 m³/s
- Caudal de estiaje: Q (estiaje) = 0.088 m³/s
- Velocidad de acercamiento del río: $V = 0.863$ [m/s]
- Ancho local del río: $b = 1.6$ [m]
- Caudal de diseño (a captar): $Q_d = 0.075$ [m³/s]
- Altura del azud: $H = 1.5$ [m]
- Diámetro de partícula en lecho del río: $d_m = 0.005$ [m]

En los cálculos utilizaremos la siguiente constante:

- Factor de fricción de la roca (dato geológico): $\mu_{roca} = 0.85$ [adimensional]

Estimación del caudal máximo de avenida [1].

Los caudales máximos de avenida se originan debido a las lluvias intensas sobre una cuenca con el suelo saturado de agua. Los riesgos de avenidas a lo largo de varios años son de gran importancia para estimar los caudales de avenidas esperados en los próximos años. Estos datos servirán para ubicar y dimensionar adecuadamente las obras civiles, en especial la bocatoma y la casa de máquinas.

Cuando no se cuente con registros de caudales de avenidas como en nuestro caso, lo recomendable durante la visita de campo es recoger información de los pobladores del lugar acerca de los niveles máximos alcanzados en el cauce de la vertiente.

De preferencia hay que recoger testimonios de varias personas. Además se debe buscar rastros o huellas dejados por alguna crecida del riachuelo en años anteriores y contrastarlos con la información recogida.

Según la información recogida de los comuneros de Cananvalle, se sabe que el caudal máximo de avenida puede ser de tres a cuatro veces el caudal medido del aforo.

$$Q_{\max} = 4 * Q_{\text{avenida}} \quad (4.2)$$

$$Q_{\max} = 4 * 0.138 \text{ m}^3/\text{s} = 0.552 \text{ m}^3/\text{s}$$

Para poder asegurarnos de esa información se debe realizar un cálculo aproximado del caudal máximo de avenida utilizando ecuaciones experimentales.

Un método simple para estimar el caudal máximo se desarrolla a partir de huellas de avenidas anteriores en el cauce del riachuelo, como se muestra en la figura 4.2.

En este procedimiento se debe calcular la sección transversal de la vertiente durante la máxima avenida (Aa), para ello se debe localizar el nivel de venidas máximas que se ha producido en los últimos años. Luego se divide el ancho del río de máxima avenida (Wa) en varios segmentos iguales y se toma la medida de la variación de la profundidad a lo ancho del cauce, [1].

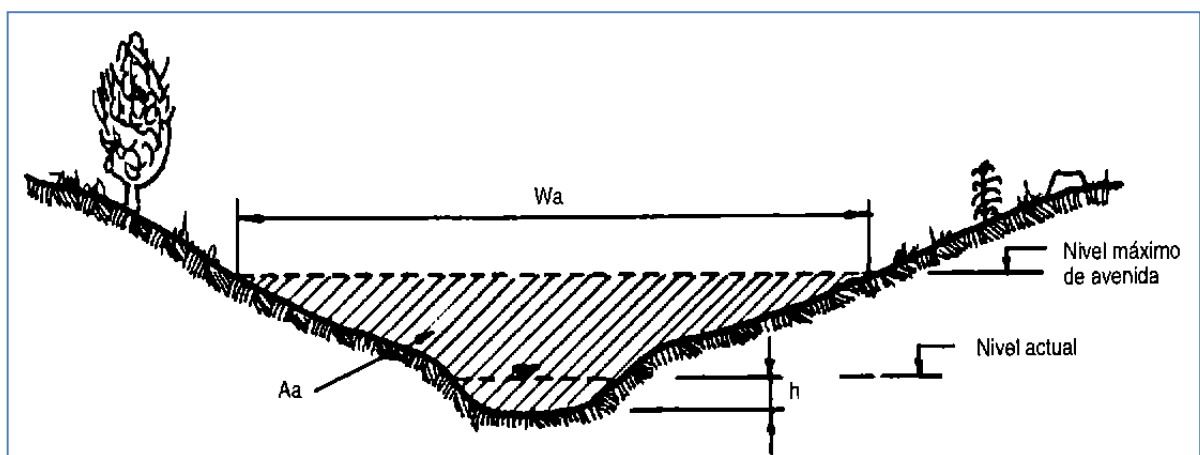


Figura 4.2 Estimación del caudal máximo de avenida. [1]

Con estos datos se obtiene una altura promedio de la sección del riachuelo en máxima avenida (h_m), y el área A_a se obtiene multiplicando el ancho W_a por la profundidad promedio h_m . Los valores se muestran en la siguiente tabla:

TABLA 4.1. PROFUNDIDADES DE LA SECCIÓN DEL RIACHUELO EN MÁXIMA AVENIDA

Variación de Profundidades	
h1	0.2
h2	0.29
h3	0.33
h4	0.36
h5	0.37
h6	0.37
h7	0.33
h8	0.29
h9	0.26
h10	0.24
h_m	0.30
W_a (m)	1.91
A_a (m²)	0.58

Cálculo de la velocidad del agua durante la máxima avenida. **[1]**

$$V_a = \left(\frac{2}{3}\right) * V_s * \left(\frac{h_m}{h}\right) \quad (4.3)$$

Donde:

V_s = Velocidad superficial del agua, [m/s].

h_m = Profundidad media del cauce en máxima avenida, [m].

h = Profundidad media del cauce en niveles normales, [m].

$$V_a = \left(\frac{2}{3}\right) * 0.845 * \left(\frac{0.3}{0.12}\right) = 1.41 \frac{m}{s}$$

Cálculo del caudal de máxima avenida. [1]

$$Q_{a_{\max}} = 0.7 * V_a * A_a \quad (4.4)$$

Donde:

$Q_{a_{\max}}$ = Caudal de máxima avenida, [m³/s].

V_a = Velocidad del agua durante máxima avenida, [m/s].

A_a = Área de la sección del cauce en máxima avenida, [m²].

$$Q_{a_{\max}} = 0.7 * 1.41 * 0.58 = 0.507 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Al comparar los dos valores obtenidos del caudal de máxima avenida se puede verificar que la información proporcionada por la comunidad tiene mucha similitud al caudal calculado mediante el método experimental, con lo cual se tomará en cuenta un caudal máximo de 0.552 m³/s.

Cálculo de la altura de carga h , mediante la ecuación de vertedero, [1].

$$h = \left[\frac{3 * Q_{a_{\max}}}{2 * \mu * b * \sqrt{2 * g}} + \left(\frac{v^2}{2 * g} \right)^{3/2} \right]^{2/3} - \frac{v^2}{2 * g} \quad (4.5)$$

Donde:

$Q_{a_{\max}}$ = Caudal de máxima avenida, [m³/s]

μ = Factor de forma de coronamiento del azud: $\mu = 0.75$ [adimensional] Ver ANEXO 2.1.

v = Velocidad de acercamiento del río, [m/s].

b = Ancho local del río, [m].

$$h = \left[\frac{3 \cdot 0.552}{2 \cdot 0.75 \cdot 1.6 \cdot \sqrt{2 \cdot 9.8}} + \left(\frac{0.863^2}{2 \cdot 9.8} \right)^{3/2} \right]^{2/3} - \frac{0.863^2}{2 \cdot 9.8} = 0.261 \text{ m}$$

Cálculo de la velocidad del agua sobre la cresta del azud, V^* . [1]

$$V^* = \frac{Q_{\max}}{b \cdot h} \quad (4.6)$$

Donde:

b = Ancho local del río, [m].

h = Altura de carga, [m].

$$V^* = \frac{0.552}{1.6 \cdot 0.261} = 1.323 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Cálculo de la carga energética h_e . [1]

Este valor sirve para multiplicar con las coordenadas del perfil de Creager y obtener las dimensiones reales del azud, en las condiciones que requiere el proyecto. (Ver ANEXO 2.2)

$$h_e = h + \frac{v^2}{2g} \quad (4.7)$$

Donde:

v = Velocidad de acercamiento del río, [m/s].

h = Altura de carga, [m].

$$h_e = 0.261 + \frac{0.863^2}{2 \cdot 9.8} = 0.3 \text{ m}$$

Cálculo de la altura total del agua sobre el lecho del río He. [1]

$$H_e = H + h_e \quad (4.8)$$

Donde:

H = Altura del azud, [m].

h_e = Carga energética, [m].

$$H_e = 1.5 + 0.3 = 1.8 \text{ m}$$

Altura de caída de agua Δh :

$$\Delta h = 1.2 * H_e \quad (4.9)$$

Donde:

H_e = Altura total del agua sobre el lecho del río, [m].

$$\Delta h = 1.2 * 1.8 = 2.16 \text{ m}$$

Cálculo de velocidad de caída del agua V_1 :

$$V_1 = \sqrt{2 * g * \Delta h} \quad (4.10)$$

Donde:

Δh = Altura de caída de agua, [m].

g = Aceleración de la gravedad, [m/s²].

$$V_1 = \sqrt{2 * 9.8 * 2.16} = 6.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Cálculo del caudal de agua sobre el azud por metro lineal Q. [1]

$$Q = \frac{Q_{a_{\max}}}{b} \quad (4.11)$$

Donde:

$Q_{a_{\max}}$ = Caudal de máxima avenida, [m³/s]

b = Ancho local del río, [m].

$$Q = \frac{0.552}{1.6} = 0.345 \frac{\text{m}^3/\text{s}}{\text{m}}$$

Cálculo de la altura del agua al final del azud h_1 . [1]

$$h_1 = \frac{Q}{v_1} \quad (4.12)$$

Donde:

Q = Caudal agua sobre el azud por metro lineal, [m³/s*m]

v_1 = Velocidad de caída de agua, [m/s].

$$h_1 = \frac{0.345}{6.5} = 0.053 \text{ m}$$

Cálculo de la profundidad del colchón pc. [1]

$$pc = |H_e - \Delta h - h_1| \quad (4.13)$$

Donde:

H_e = Altura total del agua sobre el lecho del río, [m].

Δh = Altura de caída de agua, [m].

h_1 = Altura del agua al final del azud, [m].

$$p_c = |1.8 - 2.16 - 0.053| = 0.413 \text{ m}$$

Cálculo de la cota vertical del azud Yaz. [1]

$$Y_{az} = \Delta h + h_1 - h_e \quad (4.14)$$

Donde:

h_e = Carga energética, [m].

Δh = Altura de caída de agua, [m].

h_1 = Altura del agua al final del azud, [m].

$$Y_{az} = 2.16 + 0.053 - 0.3 = 2.51 \text{ m}$$

Cálculo para determinar la primera condición de diseño del azud. [1]

$$h_2' = p_c + \Delta h_d \quad (4.15)$$

Donde:

Δh_d = Altura del dentellón = 0.3 [m].

p_c = Profundidad del colchón, [m].

$$h_2' = 0.413 + 0.3 = 0.713 \text{ m}$$

$$h_2 = \frac{0.45 \cdot Q}{\sqrt{h_1}} \quad (4.16)$$

Donde:

Q = Caudal agua sobre el azud por metro lineal, [m³/s*m]

h_1 = Altura del agua al final del azud, [m].

$$h_2 = \frac{0.45 * 0.345}{\sqrt{0.053}} = 0.674 \text{ m}$$

Condiciones de diseño para el azud. [1]

$$\text{Si } h_2' \geq h_2 \quad (4.17)$$

Entonces se escogerá el valor de h_2'

Cálculo de la altura del diente al final del zapeado e. [1]

$$e = 0.08 * h^{2/3} * H \quad (4.18)$$

Donde:

h = Altura de carga, [m].

H = Altura del azud, [m].

$$e = 0.08 * (0.26)^{2/3} * 1.5 = 0.05 \text{ m}$$

Cálculo de la longitud de la cuenca L_2 . [1]

$$L_2 = 5 * [h_2' - h_1] \quad (4.19)$$

Donde:

h_2' = Altura de la condición de diseño del azud, m.

h_1 = Altura del agua al final del azud, [m].

$$L_2 = 5 * [0.713 - 0.053] = 3.3 \text{ m}$$

Cálculo del diámetro medio del material. [1]

Para evitar erosión en la zona posterior a la obra de toma y que el lecho del río pueda sufrir cambios bruscos en su morfología que puedan afectar al lecho mismo y al medio ambiente circundante, se realiza obras de protección que eviten estos inconvenientes.

El diámetro medio del material D_m con el que se puede proteger el cauce es:

$$D_m = \frac{1.4}{\Delta} * \left(\frac{V_2^2}{2 * g} \right) \quad (4.20)$$

Donde:

V_2 = Velocidad de caída de agua, [m/s].

Δ = Relación del peso específico del hormigón con el agua= 1.7, [adimensional] **[7]**

$$V_2 = \frac{V_1 + 0.5}{2} \quad (4.21)$$

Donde:

V_1 = Velocidad de caída de agua, [m/s].

$$V_2 = \frac{6.5 + 0.5}{2} = 3.5 \frac{m}{s}$$

$$D_m = \frac{1.4}{1.7} * \left(\frac{3.5^2}{2 * 9.8} \right) = 0.515 \text{ m}$$

Cálculo de la profundidad de protección ds aguas abajo: [1]

$$F_b = 1.76 * \sqrt{D_m} \quad (4.22)$$

Donde:

D_m = Diámetro medio del material, [m].

$$F_b = 1.76 * \sqrt{0.515} = 1.263$$

$$h_m = 1.34 * \left(\frac{Q_d^2}{F_b} \right)^{1/3} \quad (4.23)$$

Donde:

Q_d = Caudal de diseño, [m³/s].

$$h_m = 1.34 * \left(\frac{0.075^2}{1.263} \right)^{1/3} = 0.22 \text{ m}$$

$$d_s = 2.5 * h_m \quad (4.24)$$

Donde:

h_m = Altura media de protección, [m].

$$d_s = 2.5 * 0.22 = 0.55 \text{ m}$$

Cálculo de la longitud de protección L_L aguas abajo: [1]

$$L_L = 1.75 * d_s \quad (4.25)$$

Donde:

d_s = Profundidad de protección aguas abajo, [m].

$$L_L = 1.75 * 0.55 = 0.96 \text{ m}$$

Distancias de seguridad do aguas abajo: [1]

$$d_o = 1.70 * \Delta h_d \quad (4.26)$$

Donde:

Δh_d = Altura del dentellón = 0.3 [m].

$$d_o = 1.70 * 0.3 = 0.51 \text{ m}$$

$$d_a = d_s - d_o \quad (4.27)$$

Donde:

d_s = Profundidad de protección, [m].

d_o = Distancia de seguridad aguas abajo, [m].

$$d_a = 0.55 - 0.51 = 0.04 \text{ m}$$

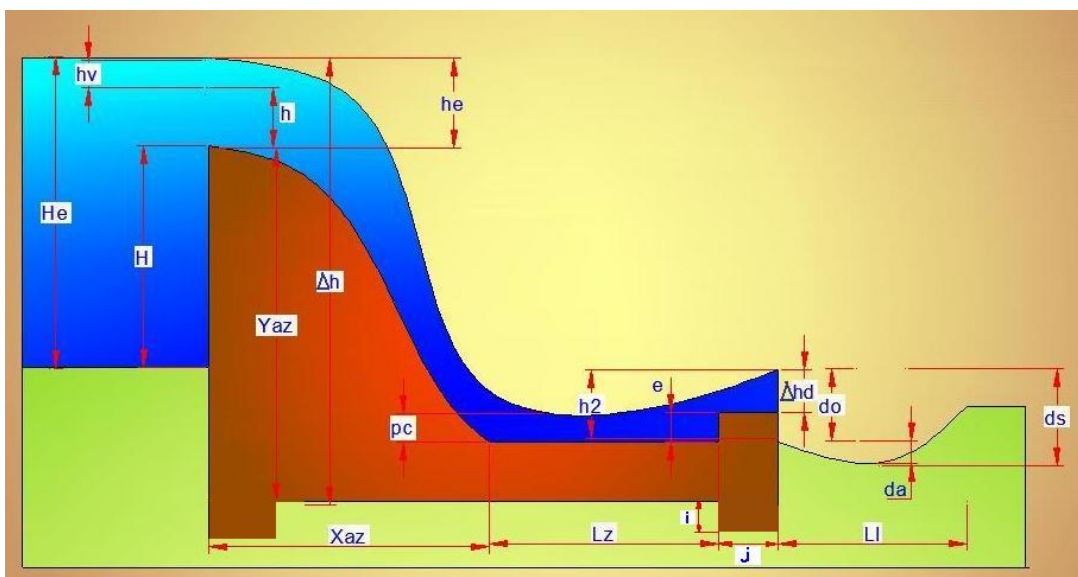


Figura 4.3 Dimensiones generales del azud. [1]

Condiciones de diseño y estabilidad del azud.[1]

Para realizar las distintas condiciones de diseño se necesita tener la ecuación del azud que será $ax^2 + bx + c$, expresión de una parábola a la cual se asemejan las coordenadas del perfil de Creager.

El perfil de Creager obtenido con nuestros datos se muestra en la figura 4.4. Las coordenadas se indican en el ANEXO 2.3.

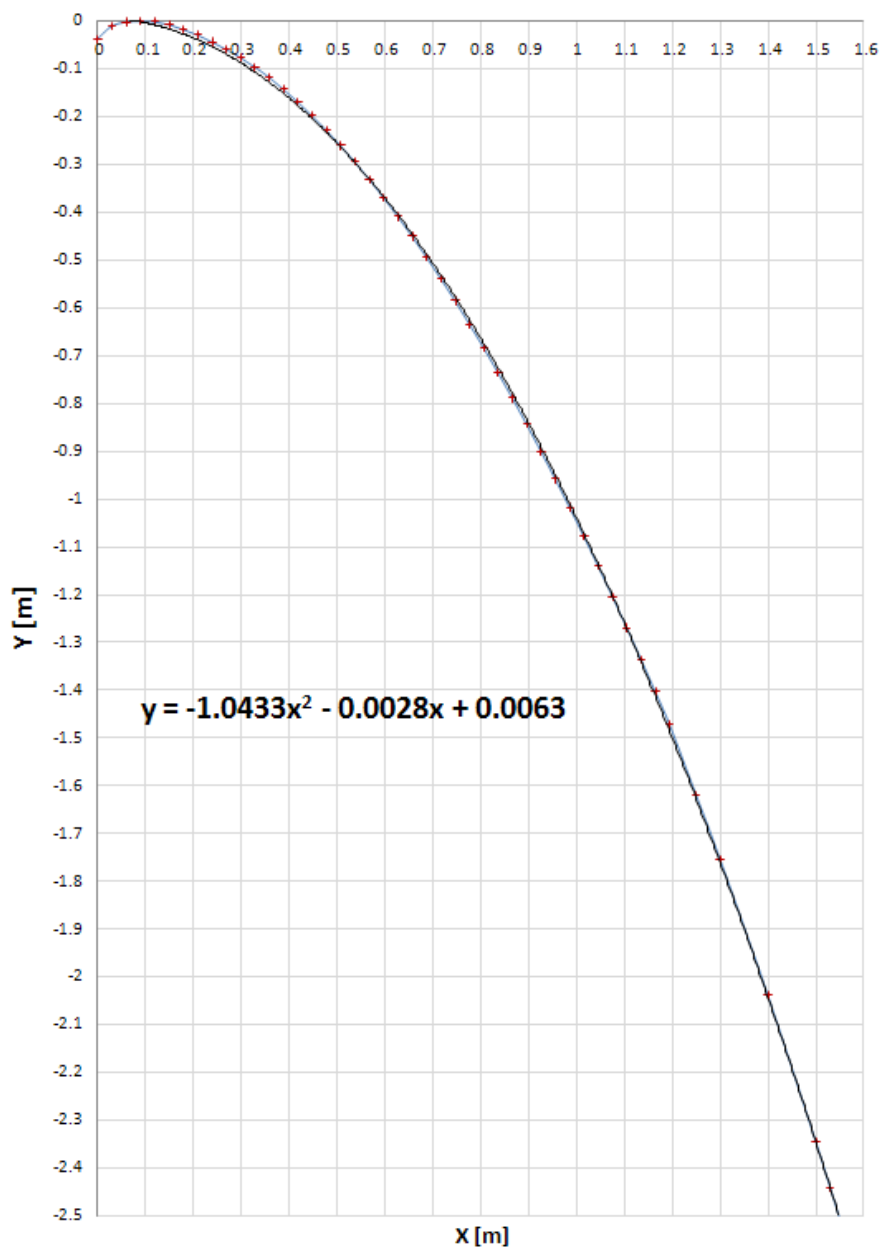


Figura 4.4 Perfil de Creager del azud.

Matemáticamente el área y el momento del azud están dados por las siguientes ecuaciones:

Ecuación del área del azud:

$$A = \int_0^{X_m} (Y_m) dx - \int_0^{X_m} (a * x^2 + b * x + c) dx \quad (4.28)$$

Donde X_m y Y_m son las distancias máximas del perfil de Creager.

Solucionando la ecuación se tiene:

$$A = (Y_m - c) * X_m - \frac{a * X_m^3}{3} - \frac{b * X_m^2}{2} \quad (4.29)$$

$$A = (-2.51 + 0.0063) * 1.55 - \frac{-1.0433 * 1.55^3}{3} - \frac{-0.0028 * 1.55^2}{2} = -2.61 \text{ m}^2$$

Ecuación del momento de la región:

$$M_y = \int_0^{X_m} (x * (Y_m - ax^2 - bx - c)) dx \quad (4.30)$$

Solucionando la ecuación se tiene:

$$M_y = \frac{(Y_m - c) * X_m^2}{2} - \frac{b}{3} * X_m^3 - \frac{a}{4} * X_m^4 \quad (4.31)$$

$$M_y = \frac{(-2.51 + 0.0063) * 1.55^2}{2} - \frac{-0.0028}{3} * 1.55^3 - \frac{-1.0433}{4} * 1.55^4 = -1.52 \text{ Nm}$$

Las constantes a , b y c no se han calculado en ninguna instancia, estas cifras son los valores de la ecuación del perfil de Creager que van a cambiar según las condiciones del proyecto en este caso se ha escogido una ecuación de segundo grado.

Cálculo del centro de gravedad, esta distancia está ubicada a partir del eje de las ordenadas:

$$\bar{X} = \frac{M_y}{A} \quad (4.32)$$

Donde:

A = Sección transversal del azud, [m²].

M_y = Momento de la sección transversal del azud, [Nm].

$$\bar{X} = \frac{1.52}{2.61} = 0.583 \text{ m}$$

$$X_{\text{real}} = X_m - \bar{X} \quad (4.33)$$

Donde:

X_m = Dimensión horizontal del azud, [m].

\bar{X} = Coordenada abscisas del centro de gravedad del azud, [m].

$$X_{\text{real}} = 1.55 - 0.583 = 0.967 \text{ m}$$

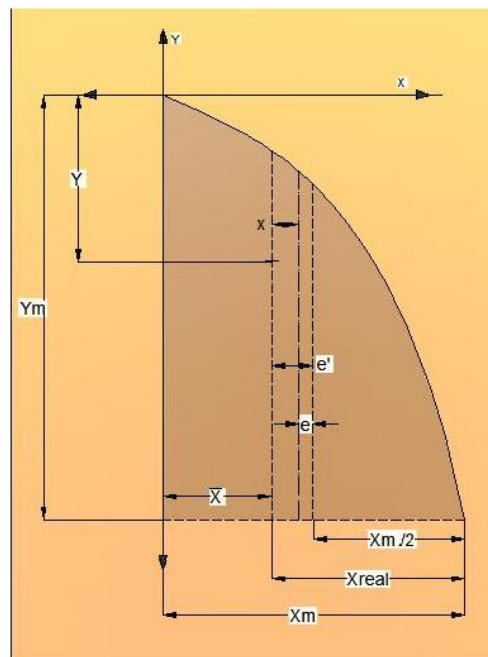


Figura 4.5 Dimensiones en el perfil de Creager. [7]

Se calcula el peso del azud con respecto a la longitud, la cantidad de 23520 es el valor del peso específico del concreto en N/m^3 , y el valor negativo se pone ya que, el área calculada es negativa debido a que está en el eje negativo de las ordenadas.

$$W_T = -23520 * A \quad (4.34)$$

$$W_T = -23520 * 2.61 = -61354 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Distancia donde esta aplicada fuerza \vec{P} desde la cresta del vertedero:

$$y = \frac{Y_m}{-3} \quad (4.35)$$

$$y = \frac{-2.51}{-3} = 0.836 \text{ m}$$

Cálculo de la fuerza \vec{P} con respecto a la longitud: [1]

$$\vec{P} = \delta_w * \frac{Y_m^2}{2} \quad (4.36)$$

Donde:

δ_w = Densidad del agua, [Kg/m^3].

Y_m = Dimensión vertical del azud, [m].

$$\vec{P} = 999.085 * \frac{2.51^2}{2} = 3147.17 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$X = \frac{\vec{P}.y}{W_T} \quad (4.37)$$

$$X = \frac{3147.17 * 0.836}{61354} = 0.043 \text{ m}$$

Cálculo de la excentricidad e' con respecto al centro del azud: [1]

$$e' = X_{\text{real}} - \frac{X_m}{2} \quad (4.38)$$

$$e' = 0.967 - \frac{1.55}{2} = 0.192 \text{ m}$$

El siguiente valor e_-' sirve para determinar una condición del azud:

$$e_-' = e' - X \quad (4.39)$$

$$e_-' = 0.192 - 0.043 = 0.149 \text{ m} \quad \text{Como es positivo esta a la izquierda del centro.}$$

Cálculo que ejerce la estructura sobre la roca donde se unen las fuerzas 3 y 4. [1]

Como muestra la figura 4.6:

$$f_{A_{\text{max}}} = \frac{W_T}{|A|} * (1 + 6 * \frac{|e|}{X_m}) \quad (4.40)$$

$$f_{A_{\text{max}}} = \frac{61354}{|-2.61|} * \left(1 + 6 * \frac{|0.049|}{1.55}\right) = 27978.8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$f_{A_{\text{min}}} = \frac{W_T}{|A|} * (1 - 6 * \frac{|e|}{X_{\text{mod}}}) \quad (4.41)$$

$$f_{A_{\text{min}}} = \frac{61354}{|-2.61|} * \left(1 - 6 * \frac{|0.049|}{1.55}\right) = 19061.21 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Resistencia de la roca es 98000 N/m^2

$$\text{Si } f_{A_{\text{max}}} < 98000 \quad \text{OK} \quad (4.42)$$

$$\text{Si } f_{A_{\text{min}}} < 98000 \quad \text{OK} \quad (4.43)$$

Los valores de $f_{A_{\text{max}}}$ y $f_{A_{\text{min}}}$ son mucho menores que la resistencia de la roca que es 98000 N/m^2 , por consiguiente el azud es estable.

4.2.1.1.1 Verificación del deslizamiento del azud. [1]

En la figura 4.6 se ilustra las fuerzas que intervienen en el azud.

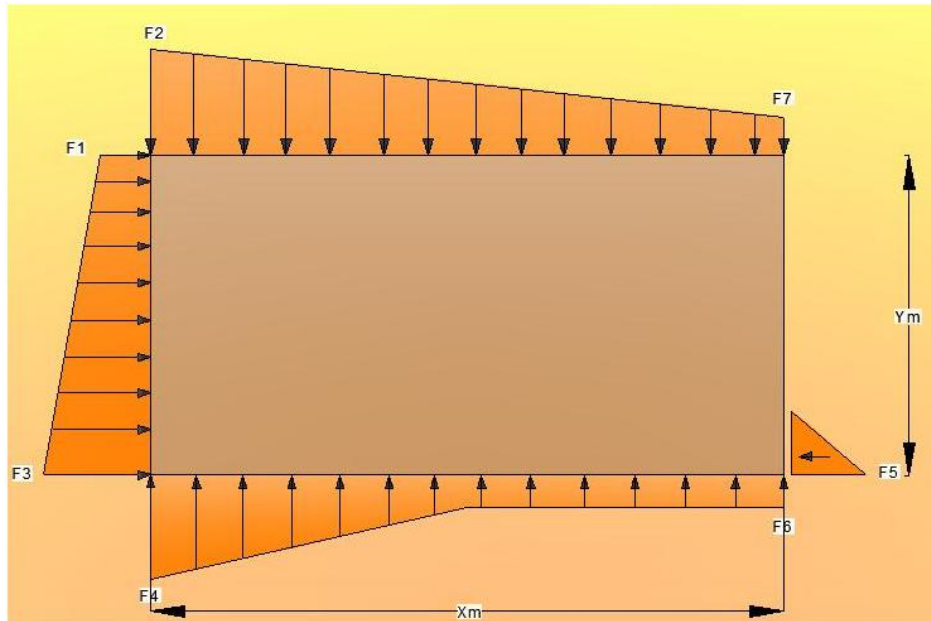


Figura 4.6 Fuerzas que intervienen en el azud. [1]

Cálculo de la fuerza dada por la carga energética del fluido F_1 :

$$F_1 = \left(\frac{v^2}{2 \cdot g} + h \right) \cdot \delta_w \quad (4.44)$$

$$F_1 = \left(\frac{0,863^2}{2 \cdot 9,8} + 0,26 \right) \cdot 999,084 = 297,73 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \right]$$

Cálculo de la fuerza dada por la altura de carga del fluido F_2 :

$$F_2 = h \cdot \delta_w \quad (4.45)$$

$$F_2 = 0,26 \cdot 999,084 = 259,762 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \right]$$

Cálculo de la fuerza dada por la carga energética y la altura total del agua sobre el lecho del río F_3 :

$$F_3 = \left(\frac{v^2}{2 * 9.8} + h + H_e \right) * \delta_w \quad (4.46)$$

$$F_3 = \left(\frac{0,863^2}{2 * 9.8} + 0,26 + 1,8 \right) * 999,084 = 2096.08 \left[\frac{Kg}{m^2} \right]$$

Cálculo de la fuerza dada por altura de carga y la altura total del agua sobre el lecho del río F_4 :

$$F_4 = (h + H_e) * \delta_w \quad (4.47)$$

$$F_4 = (0,26 + 1,8) * 999,084 = 2058.11 \left[\frac{Kg}{m^2} \right]$$

Cálculo de la fuerza dada por la profundidad del colchón F_5 :

$$F_5 = pc * \delta_w \quad (4.48)$$

$$F_5 = 0,0413 * 999,084 = 412.62 \left[\frac{Kg}{m^2} \right]$$

$$F_6 = F_5 = 412.62 \left[\frac{Kg}{m^2} \right] \quad (4.49)$$

$$F_7 = h_1 * \delta_w \quad (4.50)$$

$$F_7 = 0,053 * 999,084 = 52.95 \left[\frac{Kg}{m^2} \right]$$

Cálculo de la fuerza por las cargas horizontales a la izquierda del azud F_8 :

$$F_8 = (F_3 + F_1) * \frac{H_e}{2} \quad (4.51)$$

$$F_8 = (2096.08 + 297.73) * \frac{1,8}{2} = 2154.42 \left[\frac{Kg}{m} \right]$$

Cálculo de la fuerza por la carga horizontal a la derecha del azud F_9 :

$$F_9 = \frac{F_5 * pc}{2} \quad (4.52)$$

$$F_9 = \frac{412.62 * 0,413}{2} = 85.21 \left[\frac{Kg}{m} \right]$$

Cálculo de la fuerza producida por el peso del azud F_{10} :

$$F_{10} = -A * \delta_c \quad (4.53)$$

$$F_{10} = -(-2.61 * 2400) = 6264 \left[\frac{Kg}{m} \right]$$

Ya que el área es negativa debido al cálculo matemático dicho con anterioridad, a la ecuación se le multiplica por el signo menos por no variar los resultados.

Cálculo de la fuerza por carga vertical dirigida hacia abajo F_{11} :

$$F_{11} = (F_2 + F_7) * \frac{X_m}{2} \quad (4.54)$$

$$F_{11} = (259.76 + 52.95) * \frac{1,55}{2} = 242.35 \left[\frac{Kg}{m} \right]$$

Cálculo de la fuerza por cargas verticales dirigidas hacia arriba F_{12} :

$$F_{12} = (F_4 + F_6) * \frac{X_m}{4} + F_6 * \frac{X_m}{2} \quad (4.55)$$

$$F_{12} = (2058.11 + 412.62) * \frac{1,55}{4} + 412.62 * \frac{1,55}{2} = 1277.2 \left[\frac{Kg}{m} \right]$$

Cálculo de la fuerza resultante de las cargas verticales F_{RV} :

$$F_{RV} = F_{10} + F_{11} - F_{12} \quad (4.56)$$

$$F_{RV} = 6264 + 242.35 - 1277.2 = 5229.16 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}} \right]$$

Cálculo de la fuerza resultante F_{RH} de las cargas horizontales:

$$F_{RH} = F_8 - F_9 \quad (4.57)$$

$$F_{RH} = 2154.42 - 85.21 = 2069.215 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}} \right]$$

Si tomamos en cuenta que el coeficiente de rozamiento entre la roca y el concreto de $\mu_{roca} = 0.85$, [1]

$$F_{RB} = F_{RV} * \mu_{roca} \quad (4.58)$$

$$F_{RB} = 5229.16 * 0,85 = 4444.79 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}} \right]$$

Y por último se calcula el coeficiente de seguridad, para determinar si el diseño es correcto.

$$\eta_d = \frac{F_{RB}}{F_{RH}} \quad (4.59)$$

$$\eta_d = \frac{4444.79}{2069.215} = 2.15$$

$\eta_d \rightarrow$ Factor de seguridad para deslizamiento.

Este factor resultante nos indica que la fuerza de rozamiento que mantiene al azud pegado al piso por su propio peso es mayor que la fuerza horizontal que ejerce el agua hacia adelante, por lo tanto el diseño es correcto y es seguro ante el deslizamiento.

4.2.1.1.2 Verificación al volteo. [1]

Se calcula los momentos de volteo con respecto al punto O ubicado en la esquina inferior derecha del azud.

$$M_{O1} = F_1 * \frac{H_e^2}{2} + (F_4 - F_2) * \frac{H_e^2}{6} \quad (4.60)$$

$$M_{O1} = 297.73 * \frac{1,8^2}{2} + (2058.11 - 259.76) * \frac{1,8^2}{6} = 1453.43 \text{ [Kg]}$$

$$M_{O2} = F_6 * \frac{x_m^2}{2} + [F_4 - F_6] * \frac{x_m}{4} * \left(\frac{x_m}{2} + \frac{x_m}{3} \right) \quad (4.61)$$

$$M_{O2} = 412.62 * \frac{1,55^2}{2} + [2058.11 - 412.62] * \frac{1,55}{4} * \left(\frac{1,55}{2} + \frac{1,55}{3} \right) = 1319.26 \text{ [Kg]}$$

$$\sum M_v = M_{O1} + M_{O2} \quad (4.62)$$

En consecuencia el momento total de volteo es:

$$\sum M_v = 1453.43 + 1319.26 = 2772.7 \text{ [Kg]}$$

Cálculo el momento total resistente $M_{concreto}$:

$$M_{concreto} = \bar{X}_{real} * W_T \quad (4.63)$$

$$M_{concreto} = 0,967 * 61354 = 59329.319 \text{ [N]} = 6054.012 \text{ [Kg]}$$

$$\sum M_R = F_7 * \frac{x_m^2}{2} + (F_2 - F_7) * \frac{x_m^2}{3} \quad (4.64)$$

$$\sum M_R = 52.95 * \frac{1,55^2}{2} + (259.76 - 52.95) * \frac{1,55^2}{3} = 229.23 \text{ [Kg]}$$

$$M_z = M_{concreto} + \sum M_R \quad (4.65)$$

Por lo tanto el momento total resistente es:

$$M_z = 6054.012 + 229.23 = 6283.24 \text{ [Kg]}$$

Debido a que la sumatoria de momentos resistentes es mayor que la sumatoria de momentos de volteo se puede decir que el azud es estable contra el volteo.

Por lo tanto el factor de seguridad por volteo es:

$$\eta_{\text{volteo}} = \frac{M_z}{\sum M_v} \quad (4.66)$$

$$\eta_{\text{volteo}} = \frac{6283.24}{2772.7} = 2.18$$

En consecuencia la presa vertedora o azud es estable en el terreno donde se asienta.

4.2.1.2 Reja de admisión [3]

Para el diseño de la reja de admisión se parte de la ecuación de caudal captado por la bocatoma que cumple la siguiente expresión:

$$Q_d = c \times \mu \times b \times L \times (2 \times g \times h) \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (4.67)$$

Donde:

Q_d = Caudal a captar que en nuestro proyecto es de $0.075 \text{ m}^3/\text{s}$.

h = Altura inicial del agua

μ = Coeficiente de derrame de la rejilla: se escoge $\mu=0,75$ para barrotes rectangulares. Se escoge este tipo de barrotes por su facilidad de limpieza. Ver ANEXO 2.4.

b = Ancho total del vertedero que es de 0.8 m.

L = Longitud de la rejilla [m].

g = Aceleración de la gravedad de 9.8 m/s^2

TABLA 4.2. ÁNGULO DE INCLINACIÓN DE LA REJILLA.[3]

$\beta [^\circ]$	X	$\beta [^\circ]$	X
0°	1	14°	0,879
2°	0,98	16°	0,865
4°	0,964	18°	0,851
6°	0,944	20°	0,837
8°	0,927	22°	0,825
10°	0,91	24°	0,812
12°	0,894	26°	0,8

TABLA 4.3. APERTURA DE BARROTOS Y ESPESOR DE REJILLA.[3]

Rejas	a [cm]	e [plg]
Rejas finas	1	0.375
	2	0.75
Rejas comunes	3	0.75
	4	1.5
Rejas gruesas	5	1.5
	6	1.5
	7	1.5
	8	1.5
	9	1.5
	10	1.5

Cálculo de la altura inicial del agua h: [3]

$$h = \frac{2}{3} * X * h_o \quad (4.68)$$

Donde:

X = Coeficiente de captación de la rejilla. Tabla 4.2.

h_o = Nivel mínimo de aguas en el afluente =0.2 m.

$$h = \frac{2}{3} * 0.837 * 0.2 = 0.112 \text{ [m]}$$

Cálculo de la distancia d entre ejes de las barras: [3]

$$d = \frac{a}{100} + (e * 0.0254) \quad (4.69)$$

Donde:

a = Espaciamiento entre barras, en nuestro caso será de 3 cm.

e = Ancho o espesor de las barras que se obtiene de la tabla 4.3 en función de la distancia [a]

y el tipo de rejillas.

$$d = \frac{3}{100} + (0.75 * 0.0254) = 0.05 \text{ [m]}$$

Cálculo del coeficiente c de contracción: [3]

$$c = 0.6 * \left(\frac{a}{100*d}\right) * (\cos \beta)^{3/2} \quad (4.70)$$

Donde:

a = Espaciamiento entre barras, en nuestro caso será de 3 cm.

β = Ángulo de inclinación de la rejilla, debe ser lo mayor posible para facilitar la limpieza.

d = Distancia entre ejes de las barras, [m].

$$c = 0.6 * \left(\frac{3}{100 * 0.05}\right) * (\cos 20)^{3/2} = 0.3343 \text{ [adimensional]}$$

Cálculo de la longitud L teórica de la rejilla: [3]

$$L = \frac{Qd}{c * \mu * b * (2 * g * h)^{1/2}} \quad (4.71)$$

$$L = \frac{0.075}{0.3343 * 0.75 * 0.8 * (2 * 9.8 * 0.112)^{1/2}} = 0.253 \text{ [m]}$$

Para evitar que hojas y otros elementos puedan reducir el área de captación se aumenta en 20% la longitud de la rejilla. [3]

$$L' = 1,2 * L \quad (4.72)$$

$$L' = 1,2 * 0.253 = 0.30 \text{ [m]}$$

Cálculo del número n de espacios entre barrotes: [3]

$$n = \frac{100 * b}{a} \quad (4.73)$$

Donde:

a = Espaciamiento entre barras, [cm].

b = Ancho total del vertedero, [m].

$$n = \frac{100 * 0.8}{3} = 27$$

Cálculo del número N de barrotes: [3]

$$N = n + 1 \quad (4.74)$$

$$N = 27 + 1 = 28 \text{ barrotes}$$

Cálculo del ancho real de la rejilla b': [3]

$$b' = b + N * e * 0.0254 \quad (4.75)$$

$$b' = 0.8 + 28 * 0.75 * 0.0254 = 1.33 \text{ [m]}$$

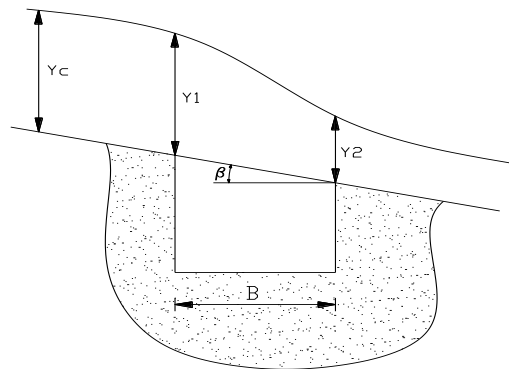


Figura 4.7 Ángulo de inclinación de la rejilla. [3]

4.2.1.3 Galería o canal colector [3]

A continuación se dimensiona el canal colector, en el cual se recomienda una pendiente interna de 5° , para un mejor funcionamiento de la bocatoma de fondo. La forma y dimensiones de la cámara colector se muestran en la figura 4.8.

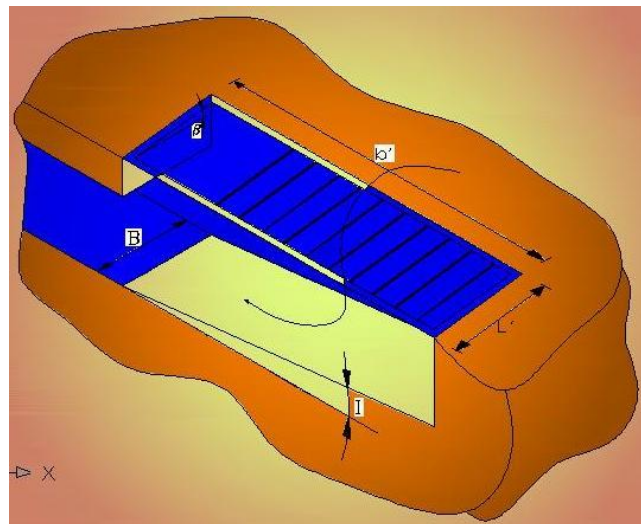


Figura 4.8 Rejilla de la bocatoma de fondo. [3]

El ancho del canal colector de la toma de agua B con una pendiente interna de 5 grados es igual a:

$$B = L' * \cos \beta \quad (4.76)$$

Donde:

L' = Longitud real de la rejilla, [m].

β = Ángulo de inclinación de la rejilla, [°].

$$B = 0.30 * \cos 20 = 0.285 \text{ [m]}$$

La profundidad crítica Y_c del canal es:

$$Y_c = \left(\frac{Qd^2}{g * B^2} \right)^{1/3} \quad (4.77)$$

Donde:

Qd = Caudal de diseño, [m³/s].

B = Ancho del canal colector de la toma de agua, [m].

$$Y_c = \left(\frac{0.075^2}{9.8 * 0.285^2} \right)^{1/3} = 0.19 \text{ [m]}$$

Cálculo de la velocidad crítica del canal V_c :

$$V_c = (g * Y_c)^{1/2} \quad (4.78)$$

Donde:

Y_c = Profundidad crítica del canal, [m].

$$V_c = (9.8 * 0.19)^{1/2} = 1.371 \text{ [m/s]}$$

Cálculo de la altura H_2 del agua al final del canal:

$$H_2 = 1.1 * Y_c \quad (4.79)$$

Donde:

Y_c = Profundidad crítica del canal, [m].

$$H_2 = 1.1 * 1.371 = 0.211 \text{ [m]}$$

Cálculo del rango de seguridad P para el canal:

$$P = 0.5 * H_2 \quad (4.80)$$

$$P = 0.5 * 0.211 = 0.106 \text{ [m]}$$

Cálculo de la longitud b'' del canal:

$$b'' = \frac{(b' + a_m)}{0.9962} \quad (4.81)$$

Donde:

a_m = Ancho muro de contención que lo consideraremos de 15 cm.

b' = Ancho real de la rejilla, [m].

$$b'' = \frac{(1.33 + 0.15)}{0.9962} = 1.483 \text{ [m]}$$

El valor de 0.9962 viene del coseno de 5° debido a la inclinación del canal.

La distancia correspondiente a la altura del canal es:

$$h_p = 0.08715 * b'' \quad (4.82)$$

$$h_p = 0.08715 * 1.483 = 0.13 \text{ [m]}$$

El valor de 0.08715 viene del seno de 5° debido a la inclinación del canal.

Cálculo de la altura inicial del canal H_1 : [3]

$$H_1 = \sqrt{\frac{2*Y_c^3}{H_2} + \left(H_2 - \frac{b''*0.087488}{3}\right)^2} - \frac{2*b''*0.087488}{3} \quad (4.83)$$

$$H_1 = \sqrt{\frac{2 * 0.19^3}{0.211} + \left(0.211 - \frac{1.483 * 0.087488}{3}\right)^2} - \frac{2 * 1.483 * 0.087488}{3} = 0.222 \text{ [m]}$$

Cálculo de la velocidad final V_f del agua: [3]

$$V_f = \frac{Qd}{H_2 * B} \quad (4.84)$$

$$V_f = \frac{0.075}{0.211 * 0.285} = 1.25 \left[\frac{m}{s}\right]$$

Condición de velocidad: [3]

Si $V_f < V_c$ las ecuaciones están perfectas.

Como la velocidad final 1.25 m/s, es menor que la velocidad crítica 1.371 m/s, se concluye que el dimensionamiento es correcto.

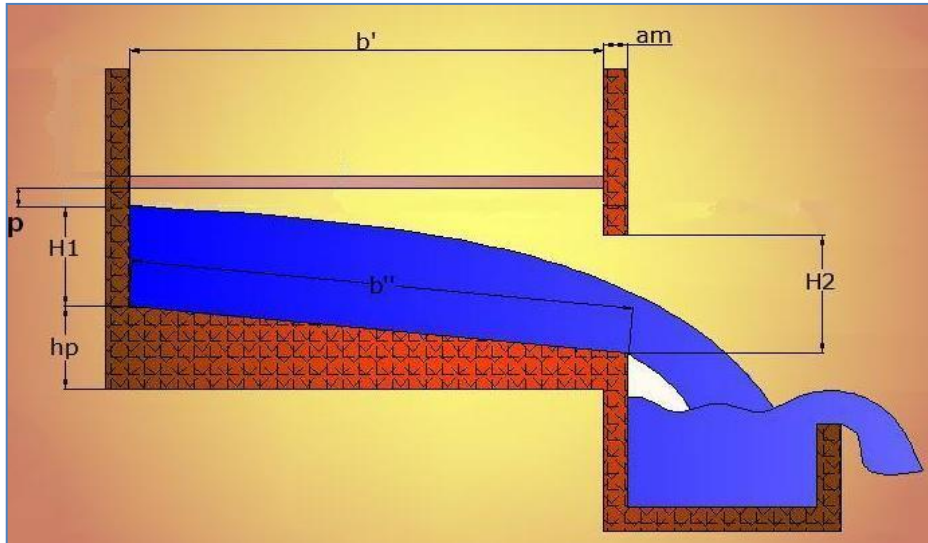


Figura 4.9 Parámetros en la bocatoma de fondo, corte transversal. [3]

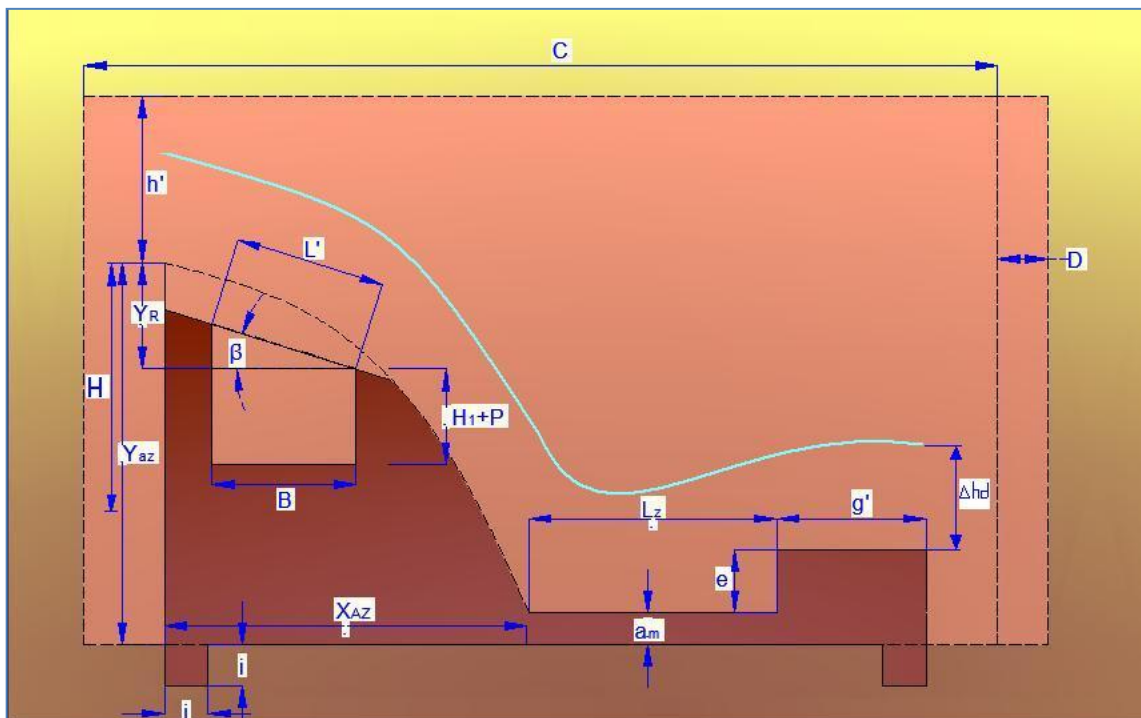


Figura 4.10 Dimensiones específicas de la bocatoma de fondo. [7]

4.2.1.4 Desripiador de bocatoma con rejilla o de fondo [3]

Para dimensionar el desripiador de la bocatoma de fondo se necesita asumir los siguientes parámetros:

- Elevación del agua bajo el vertedero de la cresta: $h'_n = 0.05$ [m]
- Desnivel entre superficie de aguas: $Z' = 0.1$ [m]
- Altura del vertedero a la salida: $Y_3 = 0.3$ [m]
- Altura intermedia del vertedero: $Y_2 = 0.5$ [m]

Cálculo de la altura H' del agua arriba del vertedero:

$$H' = h'_n + Z' \quad (4.85)$$

$$H' = 0.15 \text{ [m]}$$

Cálculo del coeficiente de corrección de sumersión según BAZIN S' :

$$S' = 1.05 * \left(1 + 0.2 * \left(\frac{h'_n}{Y_3} \right) \right) * \left(\frac{Z'}{H'} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4.86)$$

$$S' = 1.05 * \left(1 + 0.2 * \left(\frac{0.05}{0.3} \right) \right) * \left(\frac{0.1}{0.15} \right)^{\frac{1}{3}} = 0.95$$

Cálculo del coeficiente M' según Konovalov:

$$M' = \left[0.47 + \frac{0.045 * H'}{H' + Y_2} \right] * \left[1 + 0.285 * \left(\frac{H'}{H' + Y_2} \right)^2 \right] * \sqrt{2 * g} \quad (4.87)$$

$$M' = \left[0.47 + \frac{0.045 * 0.15}{0.15 + 0.5} \right] * \left[1 + 0.285 * \left(\frac{0.15}{0.15 + 0.5} \right)^2 \right] * \sqrt{2 * .8} = 1.876$$

Cálculo del ancho b_2 del vertedero:

$$b_2 = \frac{Q}{S * M' * H^{3/2}} \quad (4.88)$$

$$b_2 = \frac{0.075}{0.95 * 1.876 * (0.15)^{3/2}} = 0.73 \text{ [m]}$$

Transición del desripiador:

La longitud de transición sirve para reducir las pérdidas de carga originadas por el paso del agua.

Cálculo la longitud del desripiador L_{des} .

$$L_{des} = \left| \frac{B - b_2}{0.4434} \right| \quad (4.89)$$

$$L_{des} = \left| \frac{0.285 - 0.73}{0.4434} \right| = 1 \text{ [m]}$$

Según "Bureau of reclamation" recomienda que el ángulo máximo entre el eje del canal y la línea que une los puntos de la transición correspondientes a la entrada del vertedero y a la salida a la conducción no sea superior a 12.5°. **[3]**

El valor de 0.4434 viene dado por el doble de la tangente de 12.5°

Cálculo de la longitud de transición L_{Tr} entre el canal y el vertedero: [3]

$$L_{Tr} = \left| \frac{b_2 - b_c}{0.4434} \right| \quad (4.90)$$

Donde:

b_2 = Ancho del vertedero, [m].

b_c = Ancho del canal, [m].

$$L_{Tr} = \left| \frac{0.73 - 0.2}{0.4434} \right| = 1.19 \text{ [m]}$$

Dimensionamiento del ancho a del desripiador: [3]

$$a = 2.75 * b_2 \quad (4.91)$$

Donde:

b_2 = Ancho del vertedero, [m].

$$a = 2.75 * 0.73 = 2 \text{ m}$$

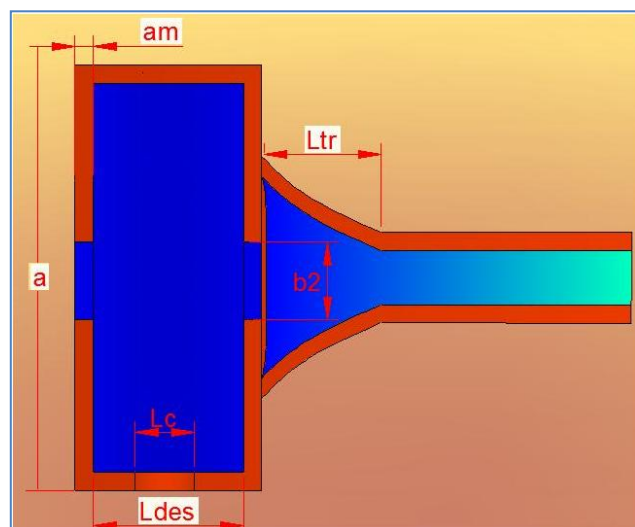


Figura 4.11 Desripiador en la bocatoma de fondo. [7]

4.3 Conducción por tubería. [6]

El agua captada por la bocatoma debe ser transportada hacia el tanque de presión, para eso se debe tener una diferencia de niveles entre las obras donde se va a hacer la conducción del agua.

Datos de campo:

- Altura en captación: $H_A = 2710$ msnm
- Altura del tanque de presión: $H_B = 2670$ msnm
- Caudal de diseño: $Q_d = 0.075$ [m³/s]
- Longitud de la tubería: $L_T = 749$ m
- Número de uniones de tubería $N^\circ = 125$ considerando tuberías de 6m de longitud.

Para el cálculo de pérdidas secundarias se tomará en cuenta los siguientes coeficientes de fricción de accesorios:

- Pérdidas por entrada y salida: $K_{es} = 1$ [adimensional]. Ver ANEXO 2.5.
- Pérdidas por unión: $K_u = 0.3$ [adimensional]. Ver ANEXO 2.5.
- El coeficiente de rugosidad para el PVC es de $k = 1.5 \cdot 10^{-6}$ [m]. Ver ANEXO 2.6.

Cálculo del desnivel H_1 entre dos obras en conducción.

$$H_1 = H_A - H_B \quad (4.92)$$

Donde:

H_A = Altura de la captación, [m].

H_B = Altura del tanque de presión, [m].

$$H_1 = 2710 - 2670 = 40 \text{ [m]}$$

Sumatoria de las pérdidas ΣK según el número de accesorios.

$$\Sigma K = N^\circ \text{ de uniones} * K_u + K_{es} \quad (4.93)$$

$$\Sigma K = 125 * 0.3 + 1 = 38.5$$

La ecuación de Bernoulli incluye todos los tipos de energía existentes en el agua desde la bocatoma hasta el tanque de presión y de la cual se hará uso para determinar el diámetro de tubería necesario en la conducción: **[8]**

$$\frac{P_A}{\gamma} + \frac{V_A^2}{2g} + Z_A = \frac{P_B}{\gamma} + \frac{V_B^2}{2g} + Z_B + H_{rs} \quad (4.94)$$

Donde:

P = Presión local, [N].

V = Velocidad de flujo, [m/s].

Z = Altura, [m].

H_{rs} = Pérdidas de energía en la tubería, [m].

Como la bocatoma y el tanque de presión se encuentran abiertos a la atmósfera, se simplifican P_A y P_B de la ecuación anterior. Además se simplifican V_A y V_B porque el diámetro de la tubería es el mismo, quedando lo siguiente:

$$H_{rs} = H_A - H_B = H_1 \quad (4.95)$$

Las pérdidas de energía en la tubería son iguales a la diferencia de alturas entre los dos puntos, de acuerdo al levantamiento topográfico, esta altura es H_1 descrita anteriormente. De la misma manera, las pérdidas de energía se producen debido a dos factores:

- pérdidas por fricción del agua contra las paredes del tubo a lo largo de la longitud de la tubería, (pérdidas primarias).
- pérdidas por turbulencia en los accesorios, (pérdidas secundarias), las cuales se toman en cuenta en la siguiente ecuación de Darcy Weisbach: [8]

$$H_{rs} = \frac{16 * Qd^2}{2 * g * \pi^2 * D^4} * (\lambda_i * \frac{L_T}{D} + \sum K) \quad (4.96)$$

Donde λ es un factor de fricción que se obtiene a partir del número de Reynolds y de la relación entre la rugosidad del material y el diámetro de la tubería. Este factor de fricción se puede obtener mediante el diagrama de Moody. Ver ANEXO 2.7.

En la ecuación (4.102) se reemplaza el valor de la diferencia de alturas que es 40 m y se asume inicialmente un $\lambda=0.015$. Finalmente se tiene la siguiente ecuación de quinto grado:

$$85975.22 D^5 - 38.5 D - 11.235 = 0 \quad (4.97)$$

Al resolver la ecuación (4.103) se obtiene un diámetro de 0,1844 m con el cual se encuentra el número de Reynolds, la rugosidad relativa, como se muestra a continuación:

El área de la sección transversal de la tubería está dada por:

$$A = \frac{\pi * D^2}{4} \quad (4.98)$$

$$A = \frac{\pi * (0.1844)^2}{4} = 0.026706 \text{ m}^2$$

El número de Reynolds esta dado por: [8]

$$Re = \frac{Qd * D}{A * \gamma} \quad (4.99)$$

Donde γ es la viscosidad cinemática del fluido que en este caso es $1.14 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$. Este dato está en función de la temperatura. Ver ANEXO 2.8.

$$\text{Re} = \frac{0.075 * 0.1844}{0.026706 * 0.00000114} = 4.543 * 10^5$$

La rugosidad relativa está dada por la relación: [8]

$$\text{Rugosidad Relativa} = \frac{k}{D} \quad (4.100)$$

Donde k es el factor de rugosidad del material que para el PVC es de $1.5 \times 10^{-6} \text{ m}$. Ver ANEXO 2.9.

$$\frac{k}{D} = \frac{0.0000015}{0.1844} = 0.000008134$$

Con estos datos, en el diagrama de Moody se obtiene un nuevo λ .

$$\lambda = 0.0138$$

Este valor se lo reemplaza nuevamente en la ecuación 4.102 y se repite el proceso anterior en sucesivas iteraciones hasta que λ calculado sea aproximadamente igual al λ anterior. Entonces el diámetro definitivo será el de la última iteración.

Los resultados de las iteraciones se resumen en la TABLA 4.4.

TABLA 4.4. RESULTADOS DE LAS ITERACIONES DEL FACTOR DE FRICCIÓN

Iteración	D [m]	A [m ²]	Re	k/D	λ
1	0.1844	0.026706	454264.171	0.000008134	0.0138
2	0.1824	0.02613	459242.25	0.000008223	0.0136
3	0.1821	0.026044	460000.889	0.000008237	0.01345
4	0.1818	0.02596	460729.05	0.000008250	0.01345

Como los dos últimos diámetros no difieren se puede decir que se acepta el diámetro de 0.1818 m.

Con este diámetro se compara con las dimensiones de tubos comerciales. En nuestro caso hemos escogido el catálogo de tuberías PVC de Plastigama.

Los valores más cercanos a los hallados en el cálculo son: (Ver ANEXO 2.9.)

Diámetro nominal: 250 mm

Diámetro interior: 240.2 mm

Espesor nominal: 4.9 mm

Presión de trabajo: 0.5 MPa = 73 Psi = 5.1 Kgf/cm²

Con estos valores se verifica que las pérdidas de energía con el diámetro de tubería seleccionado, sea menor que la diferencia de alturas entre la bocatoma y el tanque de presión, para asegurar que el agua llegue al tanque.

$$A = \frac{\pi * (0.2402)^2}{4} = 0.04531 \text{ m}^2$$

$$Re = \frac{0.075 * 0.2402}{0.04531 * 0.00000114} = 3.488 * 10^5$$

$$\frac{k}{D} = \frac{0.0000015}{0.2402} = 0.00000624$$

$$\lambda = 0.01385$$

Las pérdidas en la tubería de conducción seleccionada son:

$$H_{rs} = \frac{16 * (0.075)^2}{2 * 9.8 * \pi^2 * (0.2402)^4} * \left(0.0141 * \frac{749}{0.2402} + 38.5 \right) = 11.53 \text{ m}$$

Como las pérdidas de la tubería seleccionada debido al rozamiento con las paredes de la tubería y a los accesorios, son menores a la diferencia de niveles entre la bocatoma y el tanque de

presión, se demuestra que la tubería escogida es apta y suficiente para conducir el caudal especificado.

Cálculo de la velocidad v en la tubería. [8]

$$v = \frac{Qd}{A} \quad (4.101)$$

$$v = \frac{0.075}{0.04531} = 1.66 \text{ [m/s]}$$

La velocidad es inferior a 2.5 m/s por lo que no es erosiva según lo explicado en el acápite 2.6.

4.4 Tanque de presión con desarenador. [4]

El agua captada del canal y conducida a la turbina, transporta pequeñas partículas de materia sólida en suspensión compuesta de materiales abrasivos (como la arena), que ocasionan el rápido desgaste de los álabes de la turbina. Para controlar el porcentaje de este material se usan los desarenadores. En ellos la velocidad del agua es reducida con el objeto de que las partículas de arena o cualquier otro compuesto sólido, se decanten en el fondo, de donde podrán ser removidas oportunamente a través de una compuerta o tubo ubicado en el fondo del desarenador.

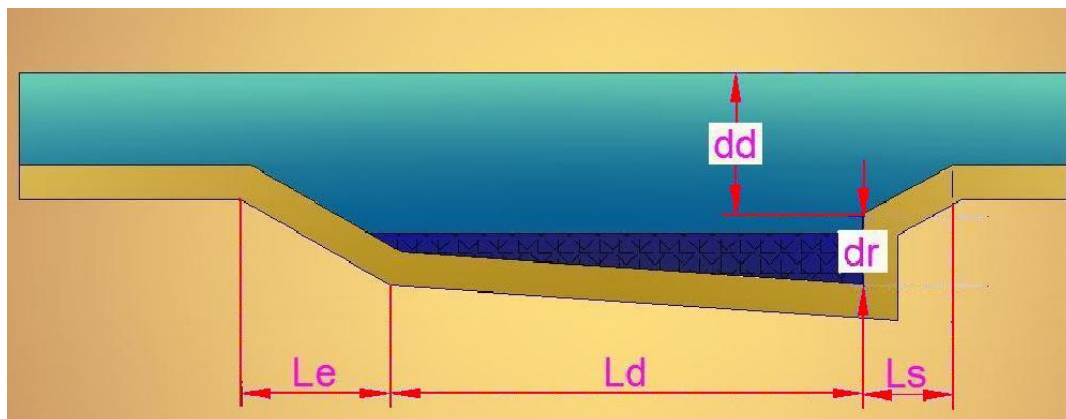


Figura 4.12 Desarenador. [1]

4.4.1 Dimensionamiento del desarenador [4]

Datos necesarios:

- Velocidad horizontal del agua: $V_H = 0.2 \text{ m/s}$
- Profundidad de decantación: $d_d = 0.4 \text{ m}$
- Altura de seguridad: $S = 0.5 \text{ m}$
- Altura de agua en canal: $D = 0.2162 \text{ m}$
- Turbidez: $U = 0.05 \text{ Kg/m}^3$ [1]
- Densidad de la arena: $\delta_s = 2600 \text{ Kg/m}^3$ [1]

Se necesita determinar la velocidad de sedimentación que está en función del tamaño de la partícula. Esta información se muestra en la tabla 4.5.

TABLA 4.5. TAMAÑO DE PARTÍCULA Y VELOCIDAD DE SEDIMENTACIÓN. [2]

d [mm]	Vsd [cm/s]	Vsd [m/s]
0.05	0.178	0.00178
0.1	0.692	0.00692
0.15	1.56	0.0156
0.20	2.16	0.0216
0.25	2.7	0.027
0.30	3.24	0.0324
0.35	3.78	0.0378
0.40	4.32	0.0432
0.45	4.86	0.0486
0.50	5.4	0.054
0.55	5.94	0.0594
0.60	6.48	0.0648
0.70	7.32	0.0732
0.80	8.07	0.0807
1	9.44	0.0944
2	15.29	0.1529
3	19.25	0.1925
5	24.9	0.249

De la tabla se obtiene la siguiente información:

Para un tamaño de partícula $d = 0.5 \text{ mm}$ la velocidad de sedimentación es: $V_{sd} = 0.054 \text{ m/s}$. Se considera un período de tiempo de cada vaciado del tanque es decir 1 vez por cada semana $T = 604800 \text{ s}$.

Cálculo del ancho del tanque desarenador W . [1]

$$W = \frac{Q_d}{V_H * d_d} \quad (4.102)$$

$$W = \frac{0.075}{0.2 * 0.4} = 0.94 [\text{m}] \sim 1 [\text{m}]$$

Cálculo de la longitud de la base del tanque desarenador L_d . [1]

$$L_d = \frac{V_H}{V_{SD}} * d_d * f \quad (4.103)$$

$$L_d = \frac{0.2}{0.0378} * 0.4 * 2 = 4.25 [\text{m}]$$

Capacidad del tanque colector m , y frecuencia de velocidad del depósito se da por la siguiente ecuación. [1]

$$m = Q_d * T * U \quad (4.104)$$

$$m = 0.075 * 604800 * 0.05 = 2268 [\text{Kg}]$$

La siguiente expresión mayor la masa por seguridad en un 100%. [1]

$$m_R = 2 * m \quad (4.105)$$

$$m_R = 2 * 2268 = 4536 \text{ [Kg]}$$

Cálculo del volumen de sedimento V. [1]

$$V = \frac{m_R}{\text{dens_arena}} \quad (4.106)$$

$$V = \frac{4536}{2600} = 1.744 \text{ [m}^3\text{]}$$

A continuación se halla la profundidad del colector d_r . [1]

$$d_r = \frac{v}{w * L_d} \quad (4.107)$$

$$d_r = \frac{1.744}{1 * 4.25} = 0.45 \text{ [m]}$$

Para determinar el ancho del colector W_1 se considera la tercera parte del ancho del desarenador W: [1]

$$W_1 = \frac{W}{3} \quad (4.108)$$

$$W_1 = \frac{1}{3} = 0.33 \text{ [m]}$$

Cálculo de la longitud de transición L_s a la salida del desarenador. [1]

$$L_s = \frac{W_1}{\tan(12.5^\circ)} \quad (4.109)$$

$$L_s = \frac{0.33}{\tan(12.5^\circ)} = 1.5 \text{ [m]}$$

Cálculo de la longitud del desarenador L_e a la entrada.

$$L_e = 2.5 * W \quad (4.110)$$

$$L_e = 2.5 * 1 = 2.5 \text{ [m]}$$

Cálculo del encofrado del desarenador. [7]

$$E = (d_d + d_r) * [2 * (L_e + L_d + L_s) + 2 * W] * 2 \quad (4.111)$$

$$E = (0.4 + 0.45) * [2 * (2.35 + 4.25 + 1.5) + 2 * 1] * 2 = 30.94 \text{ [m}^2\text{]}$$

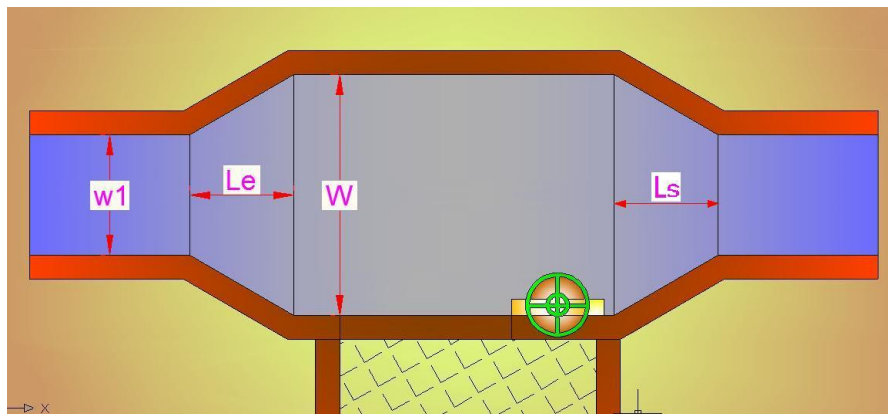


Figura 4.13 Vista superior del desarenador. [1]

Cálculo de las paredes del tanque.

Este cálculo es para determinar de qué material se construirán las paredes del tanque, para ello debemos encontrar la presión en el fondo del mismo con la siguiente ecuación:

$$P_T = P_A + (\rho * g * h) \quad (4.112)$$

Donde:

P_T = presión en el fondo del tanque.

P_A = presión atmosférica (72746.82 Pa)

ρ = densidad del agua (999.084 Kg/m³)

g = aceleración de la gravedad (9.8 m/s²)

h = altura (1m)

$$P_T = 72746.82 + (999.084 * 9.8 * 1) = 82537.843 \text{ Pa}$$

$$P_T = 0.008254 \frac{\text{KN}}{\text{cm}^2}$$

Como la resistencia del ladrillo de $1.7 \frac{\text{KN}}{\text{cm}^2}$ es mayor a la presión en el fondo del tanque, las paredes pueden ser hechas de ladrillo.

4.4.2 Dimensionamiento del tanque de presión. [5][6]

El tanque de presión o de carga debe cumplir con las siguientes funciones:

- Permitir la conexión entre el sistema de conducción y la tubería de presión.
- Producir la sedimentación y eliminación de material es sólidos que vienen por la tubería de conducción.
- Impedir la entrada en la tubería de presión de materiales sólidos de arrastre y flotantes.
- Mantener sobre la tubería de presión una altura de agua suficiente para evitar la entrada de aire a la misma.

En el dimensionamiento del tanque de presión se debe considerar principalmente el volumen y la altura mínima del agua sobre la tubería de presión.

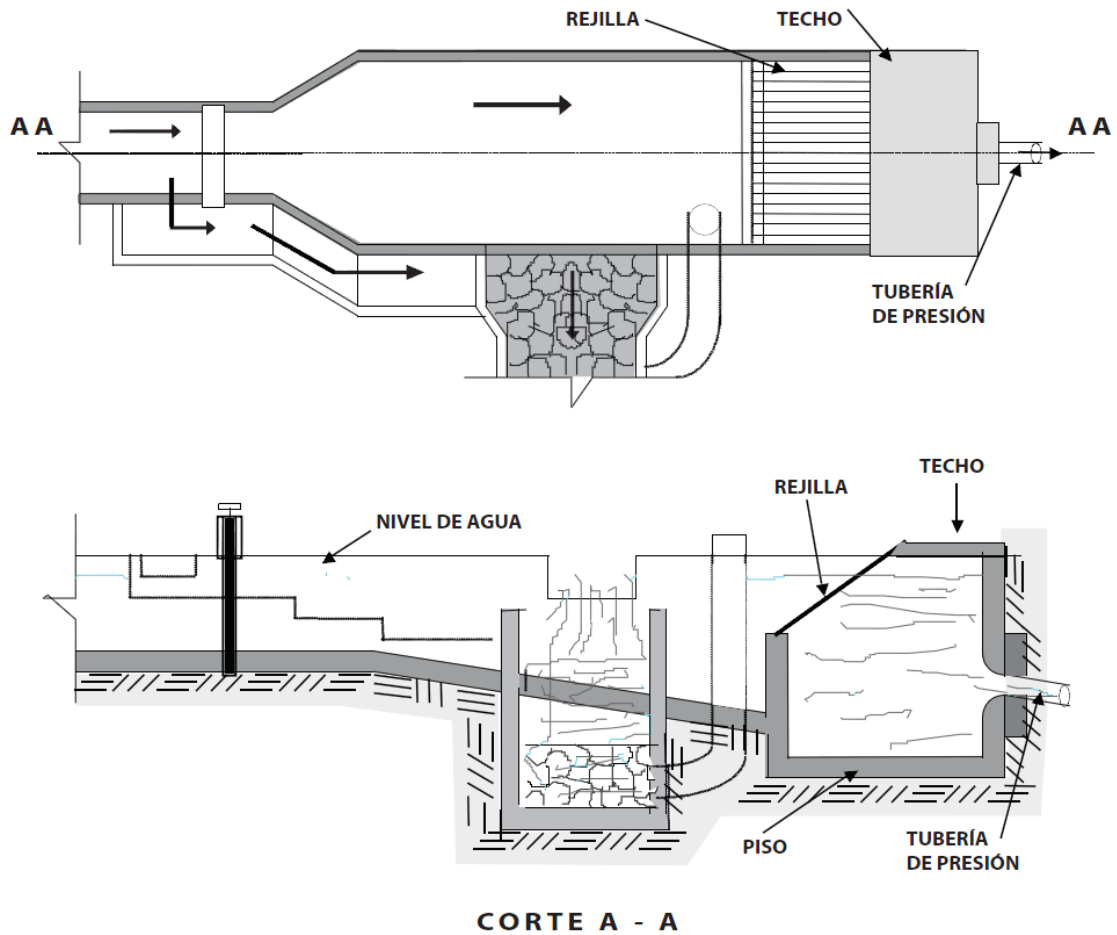


Figura 4.14 Dimensiones del tanque de presión con desarenador. [12]

Cálculo de la sección del canal o tubería de conducción. [8]

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (4.113)$$

$$A = \frac{\pi(0.2402)^2}{4} = 0.04531 \text{ m}^2$$

Cálculo de la velocidad del agua en la conducción. [8]

$$V_0 = \frac{Q}{A} \quad (4.114)$$

$$V_0 = \frac{0.075}{0.04531} = 1.66 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

4.4.2.1 Cálculo del volumen del tanque de presión: [2]

Necesitamos determinar el volumen del tanque de presión con el fin de mantener constante el caudal que entra a la tubería de presión, para evitar el ingreso de aire a la misma, y lo determinamos con la ecuación:

$$V = \frac{0.693 * A * V_0^2}{i * g} \quad (4.115)$$

Donde:

A = Sección transversal del canal de conducción [m²]

Vo = Velocidad del agua en la conducción [m/s]

g = Aceleración de la gravedad (9.8 m/s²)

i = pendiente (1% = 0.01)

$$V = \frac{0.693 * 0.04531 * 1.66^2}{0.01 * 9.8} = 0.9 \text{ m}^3 \approx 1 \text{ m}^3$$

4.4.2.2 Cálculo de la altura mínima de agua sobre la tubería de presión para la salida longitudinal del flujo. [13]

$$h = 0.724 * V\sqrt{d} \quad (4.116)$$

Donde:

h = Altura mínima [m]

V = Velocidad en la tubería de presión [m/s]

D = Diámetro interno de la tubería de presión [m]

$$h = 0.724 * 2.04 \sqrt{0.2162} = 0.7 \text{ m}$$

4.4.2.3 Cálculo de la longitud del tanque. [2]

$$l_t = \frac{V}{W * h} \quad (4.117)$$

$$l_t = \frac{1}{1 * 0.688} = 1.45 \text{ m}$$

Para evitar la entrada de materiales flotantes en la tubería de presión, se debe instalar rejillas finas las cuales producen una pérdida de carga que se calcula con la siguiente expresión: [2]

$$h_f = B \left(\frac{t}{s} \right)^{\frac{4}{3}} * \frac{V^2}{2g} * \text{sen } A \quad (4.118)$$

Donde:

t = Grueso del barrote (0.75cm)

s = Separación entre barros y depende del tipo de turbina: (2cm)

V = Velocidad de aproximación, valor comprendido entre 0.5 y 1.2 (0.5m/s) [2]

B = Coeficiente que varía de acuerdo a la sección transversal del barrote (2.42 para pletinas comunes) [2]

A = Angulo de inclinación de la rejilla con respecto a la horizontal por la limpieza de la rejilla (50° para limpieza a mano)[2]

$$h_f = 2.42 \left(\frac{0.75}{2} \right)^{\frac{4}{3}} \frac{0.5^2}{2 * 9.8} \text{sen} 50^\circ = 0.087 \text{ m}$$

4.5. Tubería de presión [1] [2]

Para la selección de una tubería de presión es necesario tener en cuenta las diferentes clases de material de las que se puede disponer, tipos de uniones, costos de mantenimiento y tener en cuenta las dimensiones disponibles de las diferentes alternativas.

Debido a su facilidad de montaje, las prestaciones como resistencia al impacto, factor de fricción regular y durabilidad, además de ser el material más utilizado en tuberías de presión, se ha de tener en cuenta, en primera instancia, el acero comercial unido mediante soldadura, que además, si es recubierto por una capa de pintura, se puede extender la vida útil del material.

La otra opción es utilizar tubería de policloruro de vinilo o PVC que es liviano y fácil de transportar, además resiste presiones elevadas, tiene un factor de fricción bajo y es resistente a la corrosión, sin embargo, si es expuesto a la luz del sol, se torna frágil, lo que puede ser un inconveniente a la hora de seleccionar el material de la tubería.

4.5.1 Cálculo del diámetro D de la tubería de presión según Bondschú. [14]

$$D = 1.27 * \frac{Qd^{0.4268}}{(H_B + h_s)^{0.1423}} \quad (4.119)$$

Donde:

Qd = Caudal de diseño, [m³/s].

H_B = Altura bruta, [m].

h_s = Altura sobrepresión por golpe de ariete, [m]. Este valor es igual a 0.3 H_B.

$$D = 1.27 * \frac{(0.075)^{0.4268}}{(130 + 39)^{0.1423}} = 0.2026 \text{ [m]}$$

Para la selección de la tubería de presión se evaluará 2 alternativas de materiales:

- Tubería de PVC BIAx de Plastigama de las siguientes características: (Ver ANEXO 2.10) **[15]**

Diámetro nominal: 250 mm

Diámetro interior: 237.6 mm

Espesor nominal: 6.2 mm

Presión de trabajo: 1.25 MPa = 181 Psi = 12.75 Kg/cm²

Rugosidad absoluta: 1.5x10⁻⁶ m

Módulo de elasticidad del material: 27580 Kg/cm²

Resistencia última a la tensión: 45 MPa

Esfuerzo máximo admisible: 30 MPa

- Tubería de acero sin costura A53 grado B cédula 40 de las siguientes características: (Ver ANEXO 2.11) **[16]**

Rugosidad absoluta: 0.00003 m

Módulo de elasticidad del material: 2.11x10⁶ Kg/cm²

Resistencia última a la tensión: 415 MPa = 60 Kpsi = 4218.27 Kg/cm²

Esfuerzo máximo admisible: 173.75 MPa = 25.2 KPsi = 1771.672 Kg/cm²

Para este material se analizará tres posibles diámetros: **[16]**

D. Nominal: 6 in

D. Nominal: 8 in

D. Nominal: 10 in

D. Interior: 154.08 mm

D. Interior: 202.74 mm

D. Interior: 254.46 mm

Espesor: 7.11 mm

Espesor: 8.18 mm

Espesor: 9.27 mm

4.5.1.1 Cálculo de la velocidad del agua que fluye las diferentes tuberías. **[8]**

$$V_T = \frac{4 \cdot Q_d}{\pi \cdot D^2} \quad (4.120)$$

Las velocidades de los distintos materiales y diámetros se resumen en la siguiente tabla:

TABLA 4.6. VELOCIDADES DE FLUJO EN LAS TUBERÍAS.

TIPO	DN	Di [m]	A [m ²]	V _T [m/s]
PVC	250 mm	0.2376	0.04433737	1.69157523
A-53 GR-B	6"	0.15408	0.01864531	4.02245923
A-53 GR-B	8"	0.20274	0.03228167	2.32330007
A-53 GR-B	10"	0.25446	0.05085295	1.47484081

Según el manual de hidráulica de Azevedo Acosta [32], para conductos forzados de centrales hidroeléctricas la velocidad máxima del agua debe ser entre 1.5 a 4.5 m/s con el fin de controlar el desgaste por erosión y los efectos dinámicos nocivos como sobrepresiones perjudiciales.

4.5.2 Cálculo de pérdidas en la tubería de presión.

Las pérdidas de energía se producen debido a dos factores: pérdidas por fricción del agua contra las paredes del tubo a lo largo de la longitud de la tubería, a este tipo de pérdidas se conoce como pérdidas primarias, y pérdidas por turbulencia en los accesorios o pérdidas secundarias.

4.5.2.1 Cálculo de las pérdidas primarias por fricción en la tubería. [8]

$$h_{\text{fricc}} = \frac{\lambda \cdot L_T \cdot V_T^2}{2 \cdot g \cdot D} \quad (4.121)$$

Donde:

λ = Factor de fricción de la tubería

L = Longitud de Tubería, [m].

D = Diámetro de la Tubería, [m].

V_T = Velocidad del agua, [m/s].

g = Aceleración de la gravedad, [m/s²].

El valor del factor de fricción de la tubería se determina en el diagrama de Moody ilustrado en el ANEXO 2.7 que está en función de la rugosidad relativa del material y del número de Reynolds.

El número de Reynolds esta dado por: [8]

$$Re = \frac{Qd \cdot D}{A \cdot \gamma} \quad (4.122)$$

Donde γ es la viscosidad cinemática del fluido que en este caso es $1.14 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$. Este dato está en función de la temperatura. Ver ANEXO 2.8.

La rugosidad relativa está dada por la relación: [8]

$$\text{Rugosidad Relativa} = \frac{k}{D} \quad (4.123)$$

Donde k es la rugosidad absoluta del material. Con estos datos, en el diagrama de Moody se obtiene el factor λ .

Las pérdidas por fricción en la tubería para los distintos materiales y diámetros se resumen en la siguiente tabla:

TABLA 4.7. PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN LA TUBERÍA.

TIPO	DN	Di [m]	A [m ²]	VT [m/s]	Re	k/D	λ	h_{fricc} [m]
PVC	250 mm	0.2376	0.04433737	1.69157523	352559.891	0.000006313	0.0141	3.15355656
A-53 GR-B	6"	0.15408	0.01864531	4.02245923	543667.121	0.0001947	0.01527	29.7797729
A-53 GR-B	8"	0.20274	0.03228167	2.32330007	413180.576	0.000148	0.01524	7.53531566
A-53 GR-B	10"	0.25446	0.05085295	1.47484081	329199.992	0.000118	0.01539	2.44317569

4.5.2.2 Cálculo de pérdidas secundarias.

Cálculo de la pérdida en la rejilla h_r : [2]

$$h_r = E_R * \frac{V_T^2}{2 * g} \quad (4.124)$$

Donde:

E_R = Coeficiente de pérdidas en función a la forma de los barrotes de la rejilla (Figura 4.15).

V = Velocidad del agua entrante [m/s].

g = Aceleración de la gravedad, [m/s²].

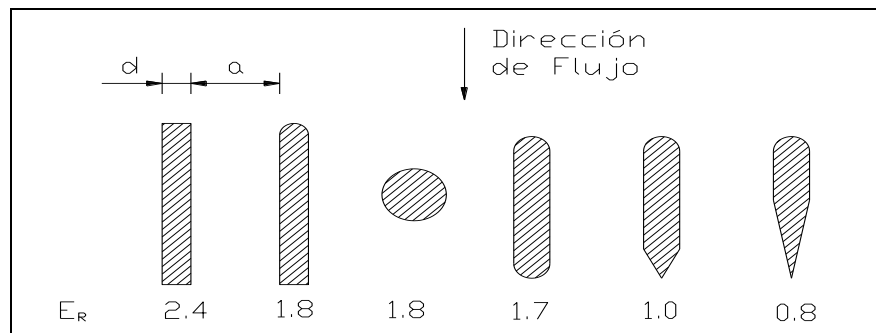


Figura 4.15 Coeficientes de pérdida de la rejilla. [3]

Se escoge la rejilla redonda que tiene un coeficiente de 1.8.

Las pérdidas en la rejilla para los distintos materiales y diámetros se resumen en la siguiente tabla:

TABLA 4.8. PÉRDIDAS EN LA REJILLA.

TIPO	D _N	V _T [m/s]	E _R	h _r [m]
PVC	250 mm	1.6915	1.8	0.263
A-53 GR-B	6"	4.02245	1.8	1.49
A-53 GR-B	8"	2.3233	1.8	0.5
A-53 GR-B	10"	1.4748	1.8	0.2

Cálculo pérdidas en la entrada de la tubería h_E . [8]

$$h_E = E_E * \frac{V_T^2}{2g} \quad (4.125)$$

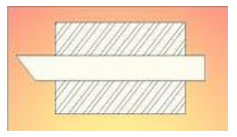




Donde:

E_E = Coeficiente de pérdidas por entrada de tubería (Tabla 4.9)

V = Velocidad del agua entrante [m/s].

g = Aceleración de la gravedad, [m/s²].

TABLA 4.9. COEFICIENTES DE ENTRADA EN LA TUBERÍA.

E_E	TIPO DE ENTRADA
1.0	
0.8	
0.5	
0.2	
0.04	

Las pérdidas en la entrada de la tubería para los distintos materiales y diámetros se resumen en la siguiente tabla:

TABLA 4.10. PÉRDIDAS EN LA ENTRADA.

TIPO	D_N	V_T [m/s]	E_E	h_E [m]
PVC	250 mm	1.6915	1	0.146
A-53 GR-B	6"	4.02245	1	0.826
A-53 GR-B	8"	2.3233	1	0.275
A-53 GR-B	10"	1.4748	1	0.111

Cálculo de la pérdida de los codos Σh_K . [8]

$$h_K = \Sigma E_K * \frac{v_T^2}{2g} \quad (4.126)$$

Donde:

E_K = Coeficiente de pérdida para codos circulares en función del ángulo (Tabla 4.11)

V = Velocidad del agua entrante [m/s].

g = Aceleración de la gravedad, [m/s²].

TABLA 4.11. COEFICIENTE DE PÉRDIDAS EN CODOS CIRCULARES.[3]

α (grados)	10	15	22.5	30	45	60	90
E_K	0.044	0.062	0.154	0.165	0.320	0.684	1.265

Para determinar los codos que se necesitan en toda la tubería de presión, ésta se ha dividido en tramos según el cambio de pendiente que presenta. A continuación se muestra una tabla con los tramos que se van a considerar.

TABLA 4.12. CARACTERÍSTICAS DE LOS TRAMOS DE LA TUBERÍA DE PRESIÓN.

Nº Tramo	θ_1 [°]	L_t [m]	E_k
1	45	20	0,32
2	15	58	0,062
3	45	40	0,32
4	30	60	0,165
5	15	66	0,062
6	45	60	0,32
7	30	40	0,165
8	45	20	0,32

Donde:

L_T = Longitud del tramo de la tubería, [m].

N° = números de tramos de tuberías

α = Inclinación de la tubería, [°].

Las pérdidas por los codos para los distintos materiales y diámetros se resumen en la siguiente tabla:

TABLA 4.13. PÉRDIDAS EN LOS CODOS CIRCULARES.

TIPO	D _N	V _T [m/s]	ΣE _K	h _K [m]
PVC	250 mm	1.6915	1.734	0.253
A-53 GR-B	6"	4.02245	1.734	1.431
A-53 GR-B	8"	2.3233	1.734	0.478
A-53 GR-B	10"	1.4748	1.734	0.192

Cálculo de la pérdida en la válvula. [8]

$$h_v = E_v * \frac{V_T^2}{2g} \quad (4.127)$$

Donde:

E_v = Coeficiente de pérdida por la válvula (Tabla 4.14)

V = Velocidad del agua entrante [m/s].

g = Aceleración de la gravedad, [m/s²].

TABLA 4.14. COEFICIENTES DE PÉRDIDA SEGÚN EL TIPO DE VÁLVULA. [3]

TIPOS DE VÁLVULAS	E _v
Válvula mariposa	0.2 - 0.4
Válvula esférica	0.1
Válvula anular	1.2 - 2.5

Las pérdidas por la válvula para los distintos materiales y diámetros se resumen en la siguiente tabla:

TABLA 4.15. PÉRDIDAS EN LA VÁLVULA.

TIPO	D _N	V _T [m/s]	E _v	h _v [m]
PVC	250 mm	1.6915	0.2	0.03
A-53 GR-B	6"	4.02245	0.2	0.165
A-53 GR-B	8"	2.3233	0.2	0.06
A-53 GR-B	10"	1.4748	0.2	0.22

4.5.2.3 Cálculo de las pérdidas totales. [8]

Las pérdidas totales se calculan sumando las pérdidas primarias relacionadas con la fricción por longitud de tubería y las pérdidas secundarias relacionadas con la turbulencia en los accesorios.

$$H_{RT} = h_r + h_E + h_V + h_K + h_{fricc} \quad (4.128)$$

Donde:

H_{RT} = Pérdidas totales, [m].

h_r = Pérdidas en la rejilla, [m].

h_E = Pérdidas en la entrada de la tubería, [m].

h_V = Pérdidas en la válvula, [m].

h_K = Pérdidas en los codos, [m].

h_{fricc} = Pérdidas por fricción en la tubería, [m].

Las pérdidas por totales para los distintos materiales y diámetros se resumen en la siguiente tabla:

TABLA 4.16. PÉRDIDAS TOTALES PARA CADA TIPO DE TUBERÍA.

TIPO	DN	h_r [m]	h_E [m]	h_K [m]	h_V [m]	h_{fricc} [m]	H_{RT} [m]
PVC	250 mm	0.263	0.146	0.253	0.03	3.1535	3.846
A-53 GR-B	6"	1.49	0.826	1.431	0.165	29.779	33.684
A-53 GR-B	8"	0.5	0.275	0.478	0.06	7.535	8.84
A-53 GR-B	10"	0.2	0.111	0.192	0.022	2.443	2.97

4.5.2.4 Cálculo del porcentaje de pérdidas [1]

$$\% \text{ Pérdidas} = \frac{100 \cdot H_{RT}}{H_B} \quad (4.129)$$

Donde:

H_{RT} = Pérdidas totales, [m].

H_B = Altura bruta, [m].

Según la referencia [1] se recomienda que el porcentaje de pérdidas totales este entre el 3% y 11%, caso contrario se debe seleccionar un diámetro mayor sin perder de vista la importancia del factor económico.

Los porcentajes de pérdidas totales para los distintos materiales y diámetros se resumen en la siguiente tabla:

TABLA 4.17. PORCENTAJE DE PÉRDIDAS.

TIPO	D _N	%Pérdidas
PVC	250 mm	2.96
A-53 GR-B	6"	25.91
A-53 GR-B	8"	6.8
A-53 GR-B	10"	2.284

4.5.3 Cálculo del espesor de la tubería de presión e' . [1]

$$e' = \frac{5 \cdot f_s \cdot (H_B + h_s) \cdot 10^6 \cdot D \cdot K_j}{\delta t} + K_c \quad [\text{mm}] \quad (4.130)$$

Donde:

e' = Espesor teórico de la tubería, [mm].

K_j = Factor de junta. Para el PVC $K_j = 1$ y para el acero con juntas soldadas $K_j = 1.1$

f_s = Factor de seguridad de 3.

K_c = Factor por corrosión. Para el PVC $K_c = 1$ y para el acero $K_c = 2$ mm para 20 años de vida.

h_s = Sobrepresión por golpe de ariete, [m].

δt = Resistencia última a la rotura del material. Para el PVC $\delta t = 45$ MPa y para el acero $\delta t = 415$ MPa.

4.5.3.1 Cálculo de la sobrepresión h_s por el golpe de ariete. [1]

$$h_s = 0.3 * H_B \quad (4.131)$$

Donde $H_B = 130$ m que es la altura bruta.

$$h_s = 0.3 * 130 = 39\text{m}$$

Los espesores teóricos y nominales de las tuberías para los distintos materiales y diámetros se resumen en la siguiente tabla:

TABLA 4.18. ESPESORES CALCULADOS Y NOMINALES DE LAS TUBERÍAS.

TIPO	DN	e' [mm]	e nominal [mm]
PVC	250 mm	15.39	6.20
A-53 GR-B	6"	3.04	7.11
A-53 GR-B	8"	6.62	8.18
A-53 GR-B	10"	3.87	9.27

4.5.4 Cálculo de tensiones en la tubería de presión. [3]

En la tubería de presión apoyada sobre estructuras de concreto tiene gran importancia en relación entre el espesor de la tubería y la distancia entre bloques L_s , decisión que se toma con base de criterios técnico-económicos como se muestra en la siguiente figura:

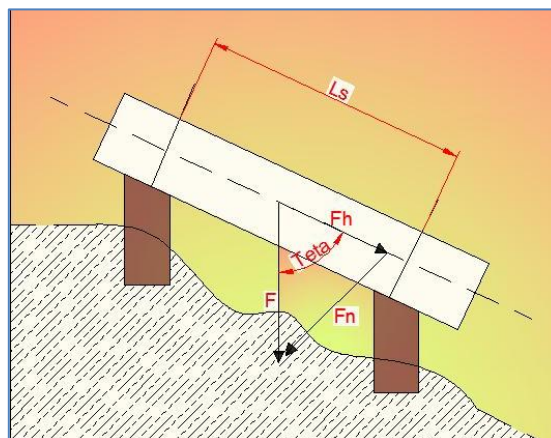


Figura 4.16 Tubería de presión y apoyos

Las principales tensiones que debe soportar el espesor de la tubería son:

4.5.4.1 Tensión tangencial por golpe de ariete. [3]

El golpe de ariete provoca que la tubería tienda a aumentar su diámetro, esto se traduce en esfuerzos tangenciales sobre la tubería. Esta tensión se calcula con la ecuación:

$$\delta_{ta} = \frac{P_s * D}{2 * e} \quad \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \right] \quad (4.132)$$

Donde:

P_s = Presión actuante por el golpe de ariete [Pa].

$$P_s = (H_B + h_s) * g * \delta_w + P_a \quad (4.133)$$

Donde:

δ_w = Densidad del agua, $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right]$.

P_a = Presión atmosférica a determinada altura, [Pa].

h_s = Sobrepresión por el golpe de ariete, [m].

Reemplazando los datos anteriores en la ecuación 4.137 se obtiene el siguiente resultado:

$$P_s = (130 + 39) * 9.8 * 999.085 + 101300 = 1.756 \text{ MPa} = 17.934 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

4.5.4.2 Tensión longitudinal por variación de temperatura. [3]

Las variaciones de temperatura provocan dilataciones en la tubería de presión, que al estar anclada y apoyada rígidamente sobre el suelo, crean esfuerzos longitudinales.

Esta tensión es igual para todas las alternativas y puede ser calculada con la ecuación:

$$\delta_{te} = E * \alpha * (T_{max} - T_{min}) \left[\frac{Kgf}{cm^2} \right] \quad (4.134)$$

Donde:

E = Módulo de elasticidad del material $\left[\frac{Kgf}{cm^2} \right]$.

α = Coeficiente de dilatación térmica el material $\left[\frac{1}{^{\circ}C} \right]$.

T_{max} = Temperatura máxima de la zona [$^{\circ}C$].

T_{min} = Temperatura mínima de la zona [$^{\circ}C$].

4.5.4.3 Tensión longitudinal por la presión hidrostática. [3]

En condiciones que la válvula de control está totalmente cerrada el líquido ejerce presión sobre las paredes de la tubería y sobre la válvula intentando al mismo tiempo aumentar su diámetro y alargar su longitud. La tensión se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\delta_{tl} = \frac{P_S * D^2}{4 * e * (e + D)} \left[\frac{Kg}{cm^2} \right] \quad (4.135)$$

Donde:

P_S = Presión actuante por el golpe de ariete $\left[\frac{Kgf}{cm^2} \right]$.

D = Diámetro de la tubería [m].

e = Espesor de la tubería [m].

4.5.4.4 Tensión longitudinal por flexión entre apoyos. [3]

Esta tensión se debe al peso propio de la tubería y al peso del agua, la tubería descansa sobre boques de apoyo. Entre apoyos se comporta como una viga simplemente apoyada y debe soportar los esfuerzos provocados por la flexión. La ecuación de esfuerzos de flexión es:

$$\delta_f = \frac{F \cdot (L_s \cdot 100)^2 \cdot \text{Sen}\theta}{8 \cdot W} \quad \left[\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right] \quad (4.136)$$

Donde:

F = Fuerza que produce el agua y la tubería [Kg/cm].

L_s = Longitud entre apoyos. Se considera una longitud máxima de 8m.

θ = Ángulo complementario al ángulo de la pendiente que está en el campo[°].

W = Momento resistente de la sección transversal de la tubería [cm³].

Para determinar la fuerza F se utiliza la siguiente ecuación:

$$F = \left[\frac{\gamma_t \cdot \pi \cdot (D_e^2 - D^2)}{400} \right] + \gamma_w \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{400} \quad [\text{Kgf/cm}] \quad (4.137)$$

Desarrollando la ecuación se tiene:

$$F = \left[\frac{\gamma_t \cdot \pi \cdot e \cdot (D + e)}{100} \right] + \gamma_w \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{400} \quad [\text{Kgf/cm}] \quad (4.138)$$

Donde:

γ_t = Peso específico de la tubería. Se considera 7850 [Kgf/m³] para el acero y 1372 [Kgf/m³] para el PVC. **[3]**

γ_w = Peso específico del agua que es 1000 [Kgf/m³]. **[3]**

D = Diámetro interior de la tubería [m].

e = Espesor de la tubería [m].

Para calcular la longitud entre apoyos de la tubería de presión se necesita conocer la longitud máxima admisible que está en función de las propiedades geométricas de la tubería y de las consideraciones de la flecha admisibles considerando una viga simplemente apoyada con una carga distribuida.

4.5.4.4.1 Cálculo de la longitud máxima admisible entre apoyos de la tubería de presión. [17]

$$L_{ad} = \sqrt[3]{\frac{16}{75} * \frac{E * I * 100}{F}} \quad [m] \quad (4.139)$$

Donde:

E = Módulo de elasticidad del material $\left[\frac{Kgf}{cm^2} \right]$.

I = Momento de inercia de la tubería $[m^4]$.

F = Fuerza ejercida por el agua y la tubería por unidad de longitud $[Kg/cm]$

ΔL = Longitud de seguridad. Se considerará aproximadamente 2m para el acero y 0.5m para el PVC. [17]

4.5.4.4.2 Determinación de la longitud entre apoyos. [17]

Para determinar la longitud entre apoyos de la tubería se considera la siguiente ecuación:

$$L_s = L_{ad} - \Delta L \quad [m] \quad (4.140)$$

Las longitudes entre apoyos de las tuberías para los distintos materiales y diámetros se resumen en la siguiente tabla:

TABLA 4.19. LONGITUDES ENTRE APOYOS.

TIPO	DN	L_{ad} [m]	ΔL [m]	L_s [m]
PVC	250 mm	3.44	0	~ 3
A-53 GR-B	6"	10.40	2.00	~ 8
A-53 GR-B	8"	12.20	2.00	~ 10
A-53 GR-B	10"	13.94	2.00	~ 12

Pese a los cálculos anteriores se tomará una distancia de 8 metros entre apoyos que se recomienda en la referencia [1].

Para calcular el momento resistente se utiliza la siguiente ecuación: [18]

$$W = \frac{\pi}{32} * \frac{D_e^4 - D^4}{D_e} * 100^3 \quad [\text{cm}^3] \quad (4.141)$$

Desarrollando la ecuación se tiene:

$$W = 0.785398 * \frac{(D+e)*(e)*(1D^2+2*D*e+2*e^2)}{D+2e} * 100^3 \quad (4.142)$$

Para determinar el ángulo complementario se debe hacer la siguiente diferencia:

$$\theta = 90 - \theta_1 \quad (4.143)$$

4.5.4.5 Tensión longitudinal por variación de pendiente. [3]

Esta tensión se debe por la inclinación por variación de la pendiente del terreno.

$$\delta_j = \frac{4 * F * L_s * \text{Cos}\theta}{\pi * (D_e^2 - D^2) * 100} \quad \left[\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right] \quad (4.144)$$

Desarrollando la ecuación se tiene:

$$\delta_j = \frac{F * L_s * \text{Cos}\theta}{\pi * e * (D+e) * 100} \quad \left[\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right] \quad (4.145)$$

Donde:

F = Fuerza que produce el agua y la tubería [Kg/cm].

Ls = Longitud entre apoyos. Se considera una longitud máxima de 8m.

θ = Ángulo complementario al ángulo de la pendiente que está en el campo[°].

D = Diámetro interior de la tubería [m].

e = Espesor de la tubería [m].

4.5.4.6 Cálculo del esfuerzo equivalente: [3]

$$\delta_{eq} = \sqrt{\delta_{ta}^2 + (\delta_{te} + \delta_{tl} + \delta_f + \delta_j)^2} \quad (4.146)$$

Donde:

δ_{ta} = Tensión tangencial por golpe de ariete, [Kg/cm²].

δ_{te} = Tensión longitudinal por variación de temperatura, [Kg/cm²].

δ_{tl} = Tensión longitudinal por la presión hidrostática, [Kg/cm²].

δ_f = Tensión longitudinal por flexión entre apoyos, [Kg/cm²].

δ_j = Tensión longitudinal por variación de pendiente, [Kg/cm²].

Las tensiones de la tubería para los distintos materiales y diámetros se resumen en la siguiente tabla:

TABLA 4.20. TENSIONES ACTUANTES EN LA TUBERÍA.

TIPO	DN	δ_{ta} [kgf/cm ²]	δ_{te} [kgf/cm ²]	δ_{tl} [kgf/cm ²]	δ_f [kgf/cm ²]	δ_j [kgf/cm ²]	δ_{eq} [kgf/cm ²]
PVC	250 mm	343.63	29.79	167.447	23.892	1.874	409.648
A-53 GR-B	6"	194.32	417.78	92.874	233.872	5.211	774.511
A-53 GR-B	8"	222.24	417.78	106.811	294.415	6.903	855.288
A-53 GR-B	10"	246.14	417.78	118.743	354.16	8.683	932.44

El criterio que se muestra a continuación sirve para determinar si el diseño en la tubería está bien hecho. [17]

$$\text{Si } \delta_{ad} > \delta_{eq} \text{ La condición está bien.} \quad (4.147)$$

Donde:

δ_{eq} = Esfuerzo equivalente, [Kg/cm²].

δ_{ad} = Esfuerzo admisible del material, [Kg/cm²].

Para el PVC $\delta_{ad} = 306 \text{ Kg/cm}^2$ y para el acero A53-B, $\delta_{ad} = 1771.672 \text{ Kg/cm}^2$ según la norma AISI B31.4. Pressure Vessel Handbook 12 Edition. pág. 210. [19]

La selección de un espesor mayor e, permite aumentar la longitud de la tubería entre bloques L_s; lo cual permite reducir el costo y el número de apoyos, siendo al final la selección del espesor una variable técnico-económica entre el costo de la tubería y el número de apoyos, ajustados a las condiciones constructivas y propias del lugar.

4.5.5 Cálculo del coeficiente de seguridad para la tubería de presión. [3]

$$\eta_{LS} = \frac{\delta_{ad}}{\delta_{eq}} \quad (4.148)$$

Las tensiones y el coeficiente de seguridad de la tubería de presión para los distintos materiales y diámetros se resumen en la siguiente tabla:

TABLA 4.21. ESFUERZO EQUIVALENTE Y COEFICIENTE DE SEGURIDAD DE LA TUBERÍA DE PRESIÓN.

TIPO	DN	δ_{eq} [kgf/cm ²]	δ_{ad} [kgf/cm ²]	η_{SL}
PVC	250 mm	409.648	306.00	0.747
A-53 GR-B	6"	774.511	1771.67	2.287
A-53 GR-B	8"	855.288	1771.67	2.072
A-53 GR-B	10"	932.44	1771.67	1.9

4.5.6 Análisis y selección final de la tubería de presión:

Tubería de PVC de Ø 225mm:

La principal desventaja de esta tubería, es que no resiste la presión actuante por el golpe de ariete que es de 1.756 MPa mientras que la presión de trabajo de la tubería es de 1.25 MPa. Como consecuencia de esto, el espesor necesario es de 15.39mm lo cual es mucho mayor al espesor nominal de 6.2mm.

Además con las características del PVC se necesitaría colocar un apoyo cada 3m de longitud resultando excesivamente costosa la obra civil, aunque el precio de la tubería de PVC es relativamente bajo con relación al acero.

La tubería de PVC tiene un factor de seguridad menor que la unidad, resultando inadecuado. Por estas razones se descarta la posibilidad de utilizar la tubería de PVC como tubería de presión para este proyecto.

Tubería de acero A53-B de Ø 6in:

Esta tubería tiene una buena resistencia a los esfuerzos hidráulicos y estructurales, esto lo indica el coeficiente de seguridad de 2.29. Otra ventaja es que el espesor nominal es aproximadamente el doble del calculado.

La longitud entre apoyos es mucho mayor que el PVC haciendo más económica la obra civil.

La desventaja radica en que las pérdidas totales en esta tubería son muy altas, cuyo porcentaje de 25.72% supera a las pérdidas permisibles del 11%. Esto provoca que el sistema sea ineficiente en la conducción del fluido hasta la turbina, lo que disminuye el rendimiento del sistema. Además la velocidad de flujo es muy alta lo cual produce desgaste prematuro por erosión.

Por esta razón fundamental se descarta la posibilidad de usar la tubería de Ø 6 in en el proyecto.

Tubería de acero A53-B de Ø 8in:

El coeficiente de seguridad es de 2.1 lo que indica que puede resistir sin problemas los esfuerzos hidráulicos y estructurales del sistema.

El porcentaje de pérdidas en esta tubería es del 6.74% que se encuentra dentro del rango aceptable de pérdidas, haciendo que el rendimiento del sistema sea mejor que con la tubería de Ø 6 in.

Tubería de acero A53-B de Ø 10in:

La ventaja de esta tubería es que tiene el menor porcentaje de pérdidas de 2.26% lo que mejora el rendimiento del sistema respecto a las otras tuberías.

La desventaja de este tipo de tubería es que el costo es superior a las demás, incluyendo el costo de accesorios, válvulas, soldadura, etc. El peso es mayor que el resto de tuberías, lo que dificulta aún más el transporte a la zona del proyecto.

Otra desventaja es que el espesor nominal es 3 veces mayor al requerido lo que hace innecesario ya que para calcular el espesor requerido ya se consideran factores de corrosión y de vida útil.

Por estas razones se descarta la utilización de esta tubería para el proyecto.

Selección final de la tubería de presión:

Una vez analizadas las ventajas y desventajas de cada tubería se llega a la conclusión que la tubería más adecuada es la de acero A53-B de Ø 8in.

4.5.7 Chimenea de equilibrio o almenara [3].

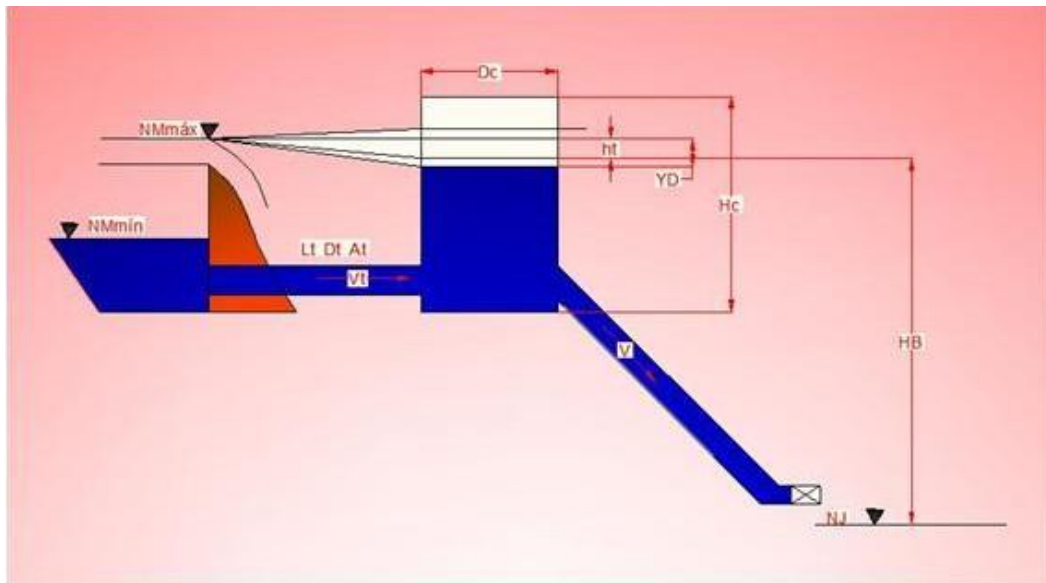


Figura 4.17 Esquema de una chimenea de equilibrio o almenara. [3]

Para determinar si el sistema requiere chimenea de equilibrio, la referencia [3] página 207 indica que se debe cumplir la siguiente condición:

$$\frac{L}{H_B} \leq 5 \quad (4.149)$$

Donde:

L = Longitud de la tubería de presión, 364 m.

H_B = Altura bruta, 130 m., entonces:

$$\frac{364 \text{ m}}{130 \text{ m}} = 2.8 \leq 5$$

Esto indica que es necesario el uso de Almenara.

Para el dimensionamiento de la chimenea de equilibrio se deben conocer algunos datos iniciales como:

- La longitud de tubería desde el tanque de presión hasta la almenara $L_g = 4$ m.
- El diámetro de la tubería a la salida del tanque de presión, que en nuestro caso es $D_g = 0.20274$ m.

Los cálculos recomendados según Ortiz Flores son los siguientes:

Cálculo de la sección transversal de la conducción.

$$A_t = \frac{\pi D_g^2}{4} \quad [\text{m}^2] \quad (4.150)$$

Cálculo de la velocidad en la conducción.

$$V_g = \frac{Q_d}{A_g} \quad [\text{m/s}] \quad (4.151)$$

Cálculo de las pérdidas por fricción en este tramo de la tubería según Scobey.

$$h_a = 0.001311136 * \frac{Q_d^{1.9}}{D_g^{1.1}} * L_g \quad [\text{m}] \quad (4.152)$$

Cálculo de las pérdidas totales de presión h_t .

$$h_t = 1.04 * h_a \quad [\text{m}] \quad (4.153)$$

4.5.7.1 Cálculo de la sección transversal de la almenara A_c .

$$A_c = \frac{V_g^2 * L_g * A_t}{2g * (H_B - h_t) h_t} \quad [\text{m}^2] \quad (4.154)$$

Cálculo de la altura teórica en la sobrepresión del golpe de ariete y_e .

$$y_e = y_d = V_g * \sqrt{\frac{A_t * L_g}{g * A_c}} \quad [\text{m}] \quad (4.155)$$

4.5.7.2 Cálculo de la altura de la almenara H_c .

$$H_c = 2 * (y_e + 1) + D_g \quad [\text{m}] \quad (4.156)$$

4.5.7.3 Cálculo del diámetro de la almenara D_c .

$$D_c = \sqrt{\frac{4 \cdot A_c}{\pi}} \quad [\text{m}] \quad (4.157)$$

Determinación de la constante K para el factor de pérdida de presión.

$$K = \frac{h_t}{y_e} \quad [\text{m}] \quad (4.158)$$

Determinación del factor de pérdida de presión por efecto del golpe de ariete Z_e :

$$Z_e = 1 - \left(\frac{2}{3}\right)K + \left(\frac{1}{9}\right)K^2 \quad [\text{m}] \quad (4.159)$$

Para la altura real de sobrepresión del golpe de ariete Y_E se calcula de la siguiente manera.

$$Y_E = y_e * Z_e \quad [\text{m}] \quad (4.160)$$

Los resultados de los cálculos se muestran en la tabla siguiente:

TABLA 4.22. DIMENSIONES DE LA CHIMENEA DE EQUILIBRIO.

A_t : [m ²]	0.032282
V_g : [m/s]	2.323
h_a : [m]	0.0002212
h_t : [m]	0.00023
A_c : [m ²]	1.19
Y_e : [m]	0.2446
Y_d : [m]	0.2446
H_c : [m]	2.692
D_c : [m]	1.231
K : [m]	0.000941
Z_e :	0.9994
Y_E : [m]	0.2444

A continuación se recalcula los siguientes términos:

Cálculo de las pérdidas por fricción h'_a .

$$h'_a = 0.00172116 * \frac{Q_d^{1.9}}{D_g^{1.1}} * L_g \quad [m] \quad (4.161)$$

Cálculo de las pérdidas de presión totales en el sistema de conducción, debido a la fricción h'_t .

$$h'_t = 1.04 * h'_a \quad [m] \quad (4.162)$$

Determinación de una constante K' para el cálculo del factor de pérdida.

$$K' = \frac{h'_t}{y_d} \quad [m] \quad (4.163)$$

Cálculo del factor de pérdida de presión por efecto del golpe de ariete Z'_d .

$$Z_d = 1 - 0.593 * (K')^3 + 1.556 * (K')^2 - 1.683 * K' \quad [m] \quad (4.164)$$

$$Z'_d = 0.131 * (K')^2 - 0.353 * K' + 0.5 \quad [m] \quad (4.165)$$

Aquí se formula la siguiente condición para el cálculo de Y_D , escogiendo cual de las pérdidas de presión es mayor, es decir:

$$\text{Si } Z_d > Z'_d \quad (4.166)$$

$$\text{Entonces la ecuación es: } Y_D = y_d * Z_d \quad [m] \quad (4.167)$$

Caso contrario se escoge la siguiente ecuación:

$$Y_D = y_d * Z'_d \quad [m] \quad (4.168)$$

4.5.7.4 Cálculo de la altura mínima que debe tener la almenara H_{cmin} .

$$H_{cmin} = Y_E + Y_D + 2 + D_g \quad [m] \quad (4.169)$$

Los resultados de los cálculos se muestran en la tabla siguiente:

TABLA 4.23. ALTURA MÍNIMA DE LA CHIMENEA DE EQUILIBRIO.

h_a' : [m]	0.00029
h_t' : [m]	0.000302
K' : [m]	0.00123456
Z_d : [m]	0.998
Z_d' : [m]	0.502
Y_D : [m]	0.2441
H_{cmin} : [m]	2.691

4.5.8 Apoyos

Los apoyos deben construirse de tal manera que permitan el movimiento longitudinal de la tubería al dilatarse o contraerse por acción de los cambios de temperatura del ambiente, sin exceder el límite de resistencia del suelo.

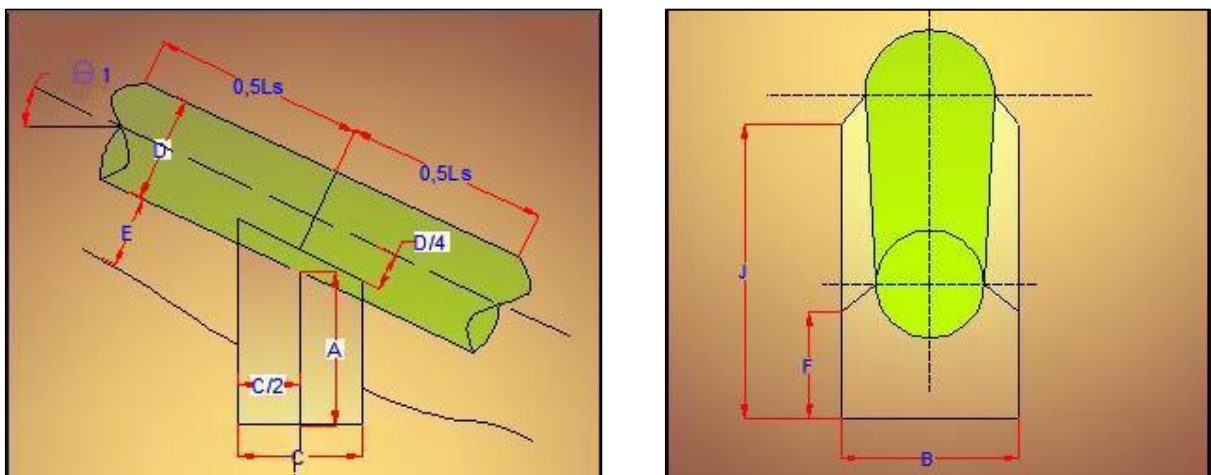


Figura 4.18 Vistas de un apoyo. [3]

A lo largo del lugar por donde pasa la tubería se recomienda hacer canales de drenaje para evitar la erosión de los cimientos de los soportes o gradas para facilitar las tareas de mantenimiento.

Para que la tubería no se flexione excesivamente y evitar el riesgo de fracturas en la misma hay que calcular el máximo espaciamiento entre los soportes. Este cálculo se lo realizó anteriormente dando como resultado los datos mostrados en la tabla 4.19.

4.5.8.1 Dimensionamiento de los apoyos. [3]

Para dimensionar un apoyo se recomienda tener en cuenta las siguientes características de acuerdo a las cotas indicadas en la figura 4.19.

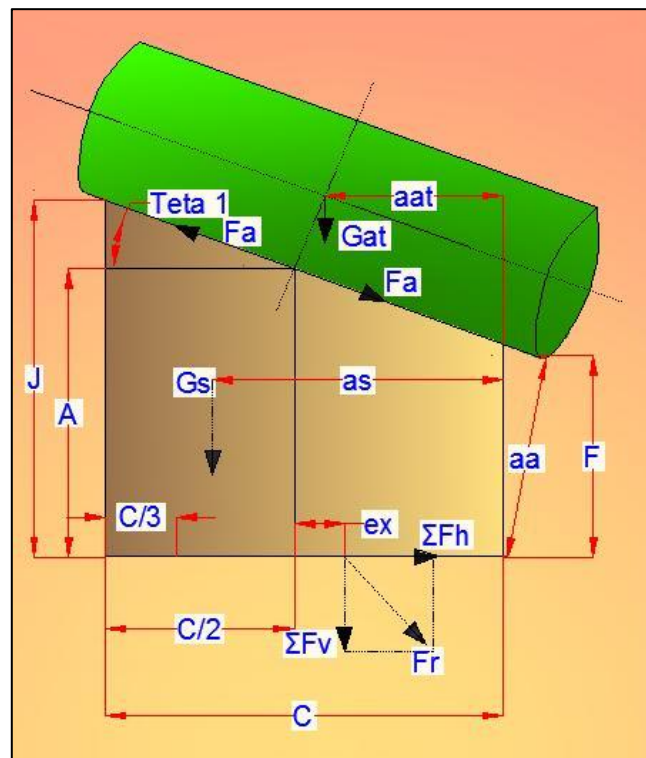


Figura 4.19 Dimensiones generales de un apoyo. [3]

Altura mínima para facilitar el escurrimiento de aguas lluvias.

$$E_{\min} = 0.25 * D \quad (4.170)$$

Ancho del bloque C:

$$C = 1,5 * D \quad (4.171)$$

Altura del bloque A:

$$A = 1,2 * D \quad (4.172)$$

Cálculo de las distancia J:

$$J = A + 0.5 * C * \text{tg}\theta_1 \quad (4.173)$$

Cálculo de la distancia F:

$$F = A - 0.5 * C * \text{tg}\theta_1 \quad (4.174)$$

Donde:

A = Altura del bloque, [m].

C = Ancho del bloque, [m].

θ_1 = Ángulo de la tubería aguas arriba. [°].

D = Diámetro de la tubería, 0.20274 [m].

Las dimensiones generales de los apoyos de los diferentes tramos de la tubería de presión se muestran en la siguiente tabla:

TABLA 4.24. DIMENSIONES GENERALES DE LOS APOYOS

Tramo	θ_1 [°]	Ls [m]	C [m]	B [m]	Emin [m]	A [m]	F [m]	J [m]
1	45	6.67	0.75	0.5	0.051	0.43	0.051	0.8
2	15	8.29	1	0.5	0.051	0.43	0.3	0.56
3	45	8	0.75	0.5	0.051	0.43	0.05	0.8
4	30	7.5	0.9	0.5	0.051	0.43	0.17	0.69
5	15	8.25	1	0.6	0.051	0.43	0.3	0.56
6	45	7.5	0.75	0.5	0.051	0.43	0.051	0.8
7	30	8	0.9	0.5	0.051	0.43	0.17	0.69
8	45	6.67	0.75	0.5	0.051	0.43	0.051	0.8

4.5.8.2 Fuerzas sobre los apoyos. [3]

Fuerza por el peso de la tubería y el peso de agua, G_{at} .

$$G_{at} = G_a + G_t \quad (4.175)$$

Donde:

G_a = Peso del agua, [Kgf].

G_t = Peso de la tubería, [Kgf].

$$G_a = \gamma_a * \frac{\pi * D^2}{4} * L_s \quad (4.176)$$

$$G_t = \gamma_t * \pi * e * (D + e) * L_s \quad (4.177)$$

Donde:

γ_a = Peso específico del agua, 9791.03 [Kgf/m³].

γ_t = Peso específico de la tubería, 76930 [Kgf/m³].

L_s = Longitud entre apoyos, [m].

e = Espesor de la tubería, 0.00818 [m].

Fuerza por el peso de apoyo, G_s .

$$G_s = \gamma_s * V_s \quad (4.178)$$

Donde:

γ_s = Peso específico del hormigón, 2400 [Kgf/m³].

V_s = Volumen del apoyo, [m³].

Cálculo del volumen del apoyo V_s .

$$V_s = \frac{C * B}{3} (F + J + C \sqrt{F * X}) + \frac{C * (D + 2 * e)}{4 * \cos \theta_1} \left(B - \frac{\pi * (D + 2 * e)}{180} * \arctg \left(\frac{B}{D} \right) \right) \quad (4.179)$$

Donde:

D = Diámetro de la tubería, 0.20274 [m].

A = Altura del apoyo, [m].

B = Longitud del apoyo, [m].

C = Ancho del apoyo, [m].

θ_1 = Ángulo de la tubería aguas arriba. [°].

e = Espesor de la tubería, 0.00818 [m].

Fuerza de fricción entre tuberías y apoyos F'_a .

$$F'_a = \mu_K * (G_a + G_t) * \text{Cos}\theta_1 \quad (4.180)$$

Donde:

μ_K = Coeficiente de rozamiento mostrado en la tabla 4.23.

G_a = Peso del agua, [Kgf].

G_t = Peso de la tubería, [Kgf].

θ_1 = Ángulo de la tubería aguas arriba. [°].

TABLA 4.25. COEFICIENTES DE FRICCIÓN PARA DIVERSOS MATERIALES. [3]

Coeficiente de Rozamiento	μ_K
Acero sobre hormigón con capa intermedia de cartón asfaltado	0.40
Acero sobre hormigón o mampostería de piedra	0.40 – 0.50
Acero sobre acero	0.30 – 0.50
Acero sobre acero con lubricante de grafito	0.20
Acero sobre acero con lubricante sólido	0.12 – 0.10
Apoyos con cojinetes de rodillos o soportes basculantes	0.05 – 0.10

El apoyo ofrece una resistencia al deslizamiento de la tubería y es mayor que la fuerza de fricción, la cual se toma igual a:

$$F_a = 1.1 * F'_a \quad (4.181)$$

Cálculo del empuje horizontal ΣF_H .

$$\Sigma F_H = F_a * \text{Cos}\theta_1 \quad (4.182)$$

Cálculo de la sumatoria de esfuerzos verticales, ΣF_V :

$$\Sigma F_V = G_s + G_{at} + F_a * \text{Sen}\theta_1 \quad (4.183)$$

Fuerza de fricción entre el apoyo y el suelo F_{ab} .

$$F_{ab} = 0.35 * (G_s + G_{at} + F_a * \text{Sen}\theta_1) \quad (4.184)$$

El Coeficiente de fricción entre el apoyo y el terreno es 0.35. [3]

El resumen de fuerzas actuantes en los apoyos se muestra en la siguiente tabla:

TABLA 4.26. FUERZAS EN LOS APOYOS

Tramo	Ga [Kgf]	Gt [Kgf]	Gat [Kgf]	Vs [m ³]	Gs [Kgf]	Fa' [Kgf]	Fa [Kgf]	ΣF_H [Kgf]	ΣF_V [Kgf]	Fab [Kgf]
1	2108.25	2781.26	4889.51	0.14	334.31	1382.96	1521.26	1075.7	6299.52	2204.83
2	2620.3	3456.77	6077.1	0.223	534.95	2348	2582.8	2494.8	7280.5	2548.2
3	2528.64	3335.85	5864.49	0.14	334.31	1658.73	1824.6	1290.19	7489	2621.15
4	2370.6	3127.36	5497.96	0.19	448.65	1904.55	2095	1814.11	6994.11	2447.94
5	2607.66	3440.1	6047.75	0.27	647.24	2336.67	2570.34	2482.76	7360.25	2576.1
6	2370.6	3127.36	5497.96	0.14	334.31	1555.1	1710.56	1209.55	7041.82	2464.64
7	2528.64	3335.85	5864.49	0.19	448.65	2031.52	2234.67	1935.28	7430.47	2600.66
8	2108.25	2781.26	4889.51	0.14	334.31	1382.96	1521.26	1075.7	6299.52	2204.83

4.5.8.3 Estabilidad del apoyo. [3]

La condición para que el apoyo este bien diseñado es la siguiente:

$$\frac{F_{ab}}{\Sigma F_H} \geq 1.5 \quad (4.185)$$

Los resultados del análisis de la condición 1 de estabilidad de los apoyos se muestran en la siguiente tabla:

TABLA 4.27. CONDICIÓN 1 DE ESTABILIDAD.

Tramo	ΣFh [Kgf]	Fab [Kgf]	Fab/ $\Sigma Fh > 1.5$	Condición 1
1	1075.7	2204.83	2.05	ok
2	2494.8	2548.2	1.5	ok
3	1290.19	2621.15	2.03	ok
4	1814.11	2447.94	1.5	ok
5	2482.76	2576.1	1.5	ok
6	1209.55	2464.64	2.04	ok
7	1935.28	2600.66	1.5	ok
8	1075.7	2204.83	2.05	ok

Cálculo de la distancia al centro de gravedad del apoyo a_s .

$$a_s = \frac{C}{14.4 * D} (7.2 * D + C * \text{tag}\theta_1) \quad (4.186)$$

Distancia a_a desde la parte derecha en el gráfico del apoyo y la fuerza ejercida por la fricción de la tubería y el apoyo.

$$a_a = (A - 0.5 * C * \text{tag}\theta_1) * \text{Cos}\theta_1 \quad (4.187)$$

Distancia a_{at} desde la parte derecha en el gráfico del apoyo y la fuerza ejercida por el peso de la tubería y el agua.

$$a_{at} = 0.5 * (C - D * \text{sen}\theta_1) \quad (4.188)$$

Distancia e_x a la cual debe pasar la suma de los esfuerzos verticales para que el apoyo no se voltee.

$$e_x = \frac{\Sigma F_v * 0.5 * C - G_s * a_s - G_{at} * a_{at} + F_a * a_a}{\Sigma F_v} \quad (4.189)$$

Una vez hallado e_x ; se debe cumplir con la siguiente condición:

$$(e_x) \leq C/6 \quad (4.190)$$

Los resultados del análisis de la condición 2 de estabilidad de los apoyos se muestran en la siguiente tabla:

TABLA 4.28. CONDICIÓN 2 DE ESTABILIDAD.

Tramo	a_{at} [m]	a_a [m]	a_s [m]	$C/6$ [m]	e_x	$e_x \leq C/6$
1	0.303	0.036	0.568	0.125	0.11	ok
2	0.474	0.282	0.6	0.17	0.161	Ok
3	0.303	0.036	0.57	0.125	0.121	ok
4	0.4	0.144	0.61	0.15	0.14	ok
5	0.474	0.28	0.6	0.17	0.16	Ok
6	0.3	0.036	0.57	0.125	0.12	ok
7	0.4	0.144	0.61	0.15	0.14	ok
8	0.303	0.036	0.568	0.125	0.11	ok

4.5.8.4 Condición de resistencia del terreno. [3]

Para que el apoyo no se entierre garantizar que los esfuerzos transmitidos al terreno no superen la capacidad portante del mismo. Por lo tanto deben cumplirse las siguientes condiciones:

$$\Psi_c \leq \Psi_{ad} \quad (4.191)$$

$$\Psi_t > 0 \Rightarrow \text{OK} \quad (4.192)$$

Donde:

Ψ_c = Tensión a la compresión del apoyo, [Kg/m²].

Ψ_t = Tensión a la tracción del apoyo, [Kg/m²].

Cálculo de la tensión a compresión del apoyo Ψ_c : Es la tensión transmitida por el apoyo al terreno:

$$\Psi_c = \frac{\sum F_v}{B \cdot C} * \left(1 + \frac{6 * |e_x|}{C} \right) \quad (4.193)$$

Donde:

$\sum F_v$ = Sumatoria de fuerzas verticales, [Kg].

B = Ancho del apoyo, [m].

C = Longitud del apoyo. [m]

e_x = Distancia a la cual debe pasar la suma de los esfuerzos verticales para que el apoyo no se voltee.[m]

El terreno donde se asentará el apoyo es de roca calcárea y arena gruesa; algunos de los valores admisibles de la capacidad portante del terreno Ψ_{ad} se indican en la tabla 4.29.

TABLA 4.29. ESFUERZOS ADMISIBLES SEGÚN EL TIPO DE SUELO. [3]

Suelo de Apoyo	Ψ_{ad} : $\left[\frac{\text{Kgf}}{\text{m}^2} \right]$
Roca granítica	4.2×10^3
Roca calcárea o arenítica	2.8×10^5
Pedregal	2.8×10^4
Arcilla dura	1.5×10^4

Cálculo de la tensión a tracción Ψ_t :

$$\Psi_t = \frac{\sum F_v}{B \cdot C} \left(1 - \frac{6 * |e_x|}{C} \right) \quad (4.194)$$

Donde:

$\sum F_v$ = Sumatoria de fuerzas verticales, [Kg].

B = Ancho del apoyo, [m].

C = Longitud del apoyo. [m]

e_x = Distancia a la cual debe pasar la suma de los esfuerzos verticales para que el apoyo no se voltee.[m]

Los esfuerzos y la condición de resistencia de los apoyos se muestran en la siguiente tabla:

TABLA 4.30. ESFUERZOS DE LOS APOYOS Y CONDICIÓN DE RESISTENCIA

Tramo	Ψ_c [Kg/m ²]	$\Psi_c < \Psi_{ad}$	Ψ_t [Kg/m ²]	$\Psi_t > 0$
1	32671.71	ok	925.74	ok
2	28631.16	ok	490.86	ok
3	39282.7	ok	658.56	ok
4	30049.93	ok	1034.99	ok
5	23830.2	ok	703.96	ok
6	36797.37	ok	759	ok
7	32057.77	ok	966.55	ok
8	32671.71	ok	925.74	ok

4.5.9 Anclajes. [4]

El anclaje es una masa de hormigón armado que rodea a la tubería, e impide el movimiento de la misma. 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. [3]

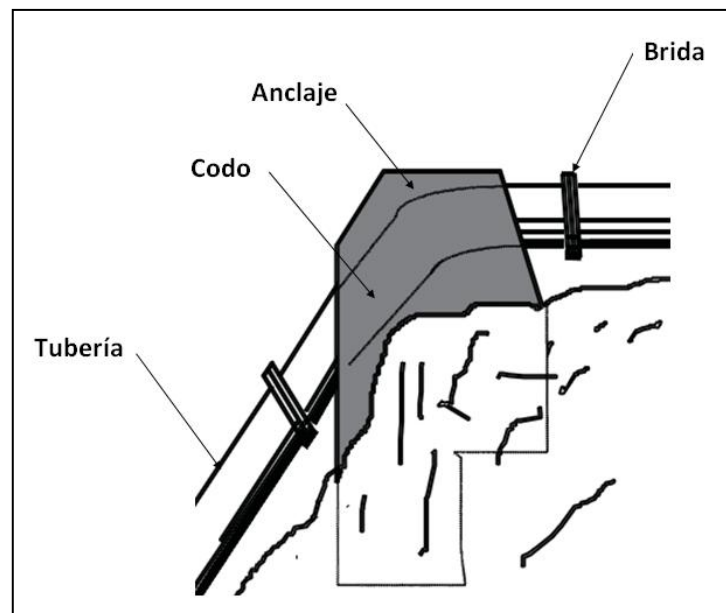


Figura 4.20 Esquema general de un anclaje. [12]

Para el cálculo de las fuerzas se toma la letra **m** para aguas arriba y **j** para aguas abajo y los ángulos $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4$, se indican en los siguientes diagramas:

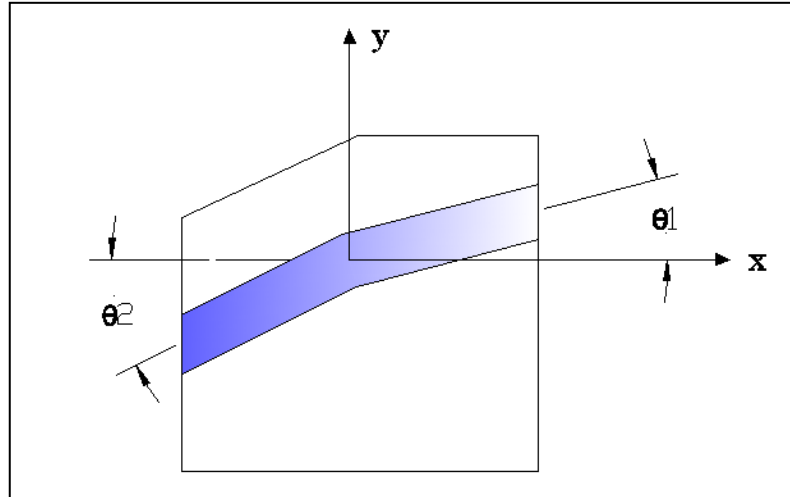


Figura 4.21 Ángulos de la tubería en el plano lateral del anclaje. [3]

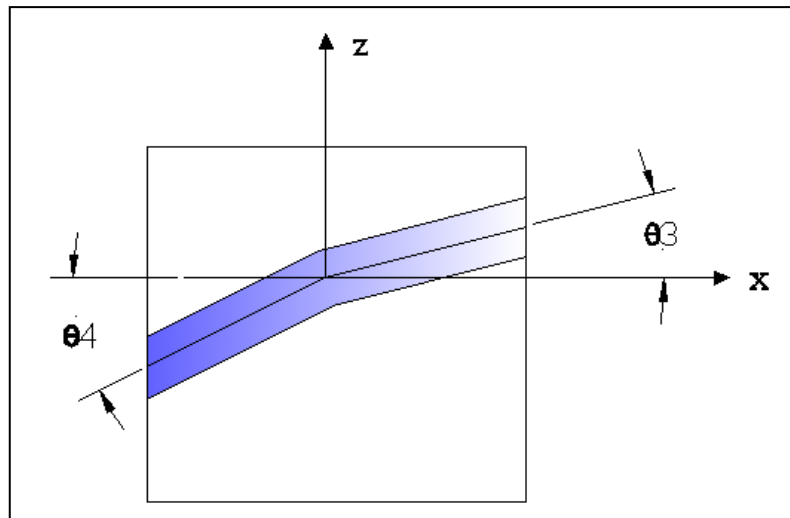


Figura 4.22 Ángulos de la tubería en el plano horizontal del anclaje. [3]

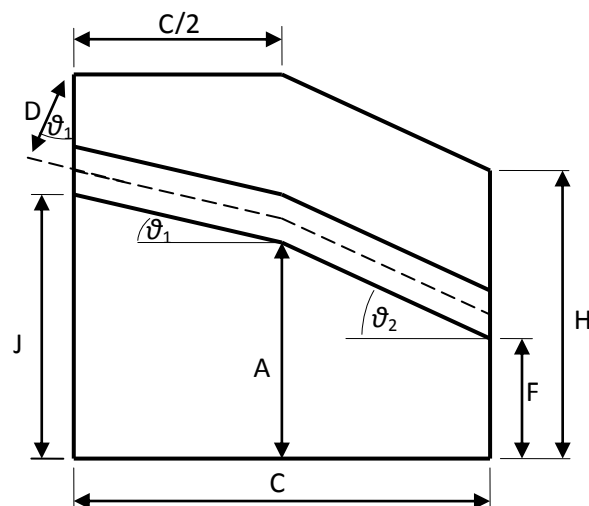
En la siguiente tabla se muestran los ángulos $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4$, usados para la determinación del dimensionamiento del anclaje.

TABLA 4.31. ÁNGULOS DEL ANCLAJE AGUAS ARRIBA, ABAJO.

# Anclaje	θ_1	θ_2	θ_3	θ_4
	($^{\circ}$)	($^{\circ}$)	($^{\circ}$)	($^{\circ}$)
1	0	45	0	0
2	45	15	0	45
3	15	45	45	30
4	45	30	0	0
5	30	15	0	0
6	15	45	30	60
7	45	30	60	0
8	30	45	0	60
9	45	0	60	0

4.5.9.1 Dimensionamiento del anclaje. [3]

Para el dimensionamiento del anclaje se sugieren las siguientes medidas y posteriormente el análisis de estabilidad comprobará si son suficientes para soportar las cargas sobre él aplicadas. (Todas las dimensiones en metros).

**Figura 4.23** Vista lateral y dimensiones de un anclaje. [3]

Longitud entre la base del anclaje y el cambio de dirección de la tubería de presión A:

$$A = 4 * D \quad (4.195)$$

Altura del anclaje B:

$$B = 3 * D \quad (4.196)$$

Ancho del anclaje C:

$$C = 3 * D \quad (4.197)$$

Donde:

D = Diámetro de la tubería, 0.20274 [m].

Distancia inferior entre la base del anclaje y la tubería aguas abajo F:

$$F = A - 0.5 * C * \tan (\theta_2) \quad (4.198)$$

Donde:

A = Longitud entre la base del anclaje y el cambio de dirección de la tubería de presión, [m].

C = Ancho del anclaje, [m].

θ_2 = Ángulo de inclinación de la tubería respecto a la horizontal XY aguas abajo, [°].

Distancia superior entre la base del anclaje y la tubería aguas arriba J:

$$J = A + 0.5 * C * \tan (\theta_1) \quad (4.199)$$

Donde:

A = Longitud entre la base del anclaje y el cambio de dirección de la tubería de presión, [m].

C = Ancho del anclaje, [m].

θ_1 = Ángulo de inclinación de la tubería respecto a la horizontal XY aguas arriba, [°].

Altura del anclaje aguas abajo H:

$$H = 1.5 * D + F \quad (4.200)$$

Donde:

F = Distancia inferior entre la base del anclaje y la tubería aguas abajo, [m].

D = Diámetro de la tubería, [m].

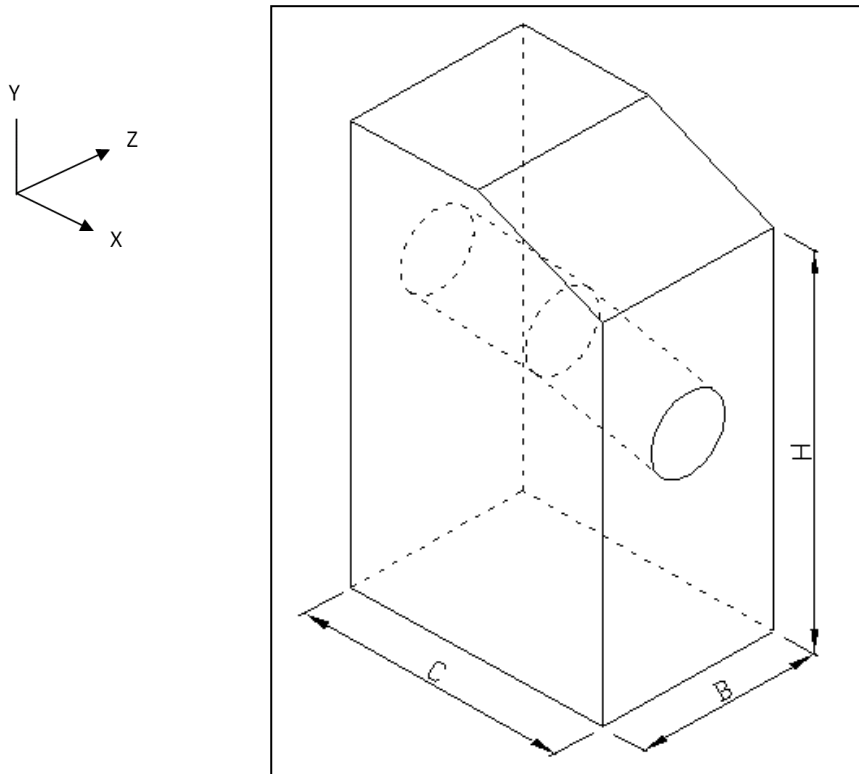


Figura 4.24 Esquema isométrico de un anclaje. [7]

Cálculo del volumen de concreto del anclaje: [3]

$$V_c = V_{tot} - V_t \quad (4.201)$$

Donde:

V_{tot} = Volumen total del anclaje, [m³].

V_t = Volumen de la tubería dentro del anclaje, [m³].

El volumen total del anclaje es: [3]

$$V_{tot} = B * \left(\frac{C}{4} * 3 * (J + 1.5 * D * \cos\theta_1) + H \right) \quad (4.202)$$

Donde:

B = Altura del anclaje, [m].

C = Ancho del anclaje, [m].

J = Distancia superior entre la base del anclaje y la tubería aguas arriba, [m].

D = Diámetro de la tubería, [m].

θ_1 = Ángulo de inclinación de la tubería respecto a la horizontal XY aguas arriba, [°].

H = Altura del anclaje aguas abajo, [m].

El volumen de la tubería se calcula mediante la siguiente ecuación:[3]

$$V_t = \frac{\pi}{8} * C * (D + 2e) * \left(\frac{1}{\cos \theta_1} + \frac{1}{\cos \theta_2} \right) \quad (4.203)$$

Donde:

C = Ancho del anclaje, [m].

D = Diámetro de la tubería, [m].

e = Espesor de la tubería, [m].

θ_1 = Ángulo de inclinación de la tubería respecto a la horizontal XY aguas arriba, [°].

θ_2 = Ángulo de inclinación de la tubería respecto a la horizontal XY aguas abajo, [°].

Las dimensiones generales de los anclajes de la tubería de presión se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 4.32 DIMENSIONES GENERALES DE LOS ANCLAJES

	Anclaje 1	Anclaje 2	Anclaje 3	Anclaje 4	Anclaje 5	Anclaje 6	Anclaje 7	Anclaje 8	Anclaje 9
B: [m]	0.8	1	0.6	1	0.6	1	0.7	0.6	0.6
C: [m]	0.6	0.8	0.7	1.15	0.8	1.29	0.8	0.8	0.8
A: [m]	0.8	0.7	0.8	0.7	0.6	0.6	0.6	0.7	0.61
F: [m]	0.5	0.5	0.37	0.34	0.5	0.25	0.4	0.22	0.52
J: [m]	0.8	0.9	0.86	1.20	0.74	0.95	1.1	0.88	0.92
H: [m]	0.95	1	1	1.20	1	1.2	1	1.1	1
Vc:[m³]	0.7	1.25	0.62	2.18	0.67	2.36	0.9	0.96	0.76

4.5.9.2 Fuerzas sobre los anclajes. [4] (Todas las fuerzas expresadas en Kgf)

Cálculo de la componente del peso de la tubería y el agua perpendicular a ella, F_1 . [4]

$$F_1 = (W_t + W_a) * L_1 * \text{Cos } \theta \quad (4.204)$$

Donde:

W_t = Peso del tubo por unidad de longitud, [Kgf/m].

W_a = Peso del agua por unidad de longitud, [Kgf/m].

L_1 = Longitud media entre el anclaje y el apoyo próximo (m).

θ = Ángulo de inclinación de la tubería respecto a la horizontal.

$$W_t = \gamma_t * \pi * e * (D + e) \quad (4.205)$$

$$W_a = \gamma_a * \pi * \frac{D^2}{4} \quad (4.206)$$

Donde:

γ_t = Peso específico de la tubería, 76930 [Kgf/m³].

γ_a = Peso específico del agua, [Kgf/m³].

e = Espesor de la tubería, [m].

D = Diámetro de la tubería, [m].

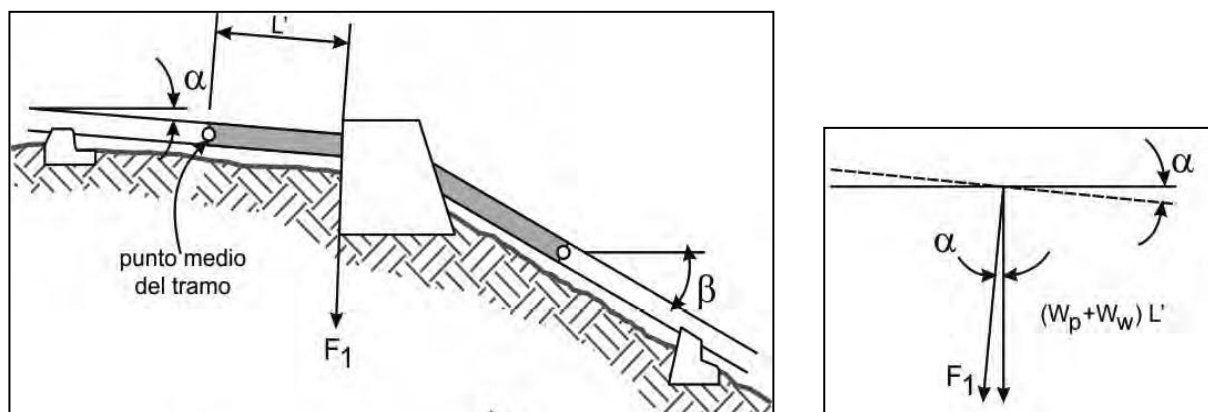


Figura 4.25 Componentes de las fuerzas de peso. [3]

Cálculo de la fuerza de fricción entre la tubería sobre los soportes, F_2 . [4]

Si la tubería se mueve longitudinalmente sobre los apoyos, se crea una fuerza de fricción en cada uno de ellos. Esta fuerza existe solo donde uno o varios apoyos se encuentran localizados entre el anclaje y una junta de expansión.

$$F_2 = \mu * (W_t + W_a) * L_2 * \text{Cos } \theta \quad (4.207)$$

Donde:

L_2 = Longitud de la tubería sujeta a movimiento, [m]. Corresponde a la distancia entre puntos medios de los tramos entre apoyo y anclaje respectivo.

W_t = Peso del tubo por unidad de longitud, [Kgf/m].

W_a = Peso del agua por unidad de longitud, [Kgf/m].

μ = Coeficiente de fricción entre la tubería y el apoyo. [$\mu = 0.5$] (Ver tabla 4.31)

θ = Ángulo de inclinación de la tubería respecto a la horizontal.

TABLA 4.33 COEFICIENTE DE FRICCIÓN PARA DIFERENTES MATERIALES [4]

Materiales	μ
Acero en hormigón	0.60
Acero en acero (placas oxidadas)	0.50
Acero en acero (placas engrasadas)	0.25
Soportes oscilantes	0.15

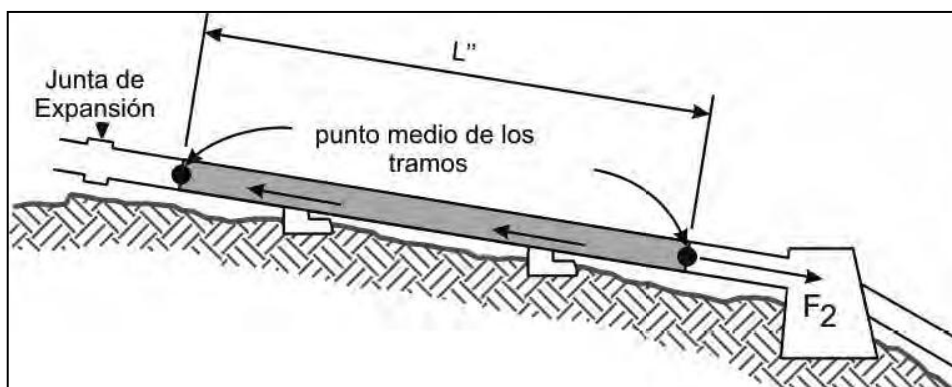


Figura 4.26 Fuerzas longitudinales. [4]

Cálculo de la fuerza de presión, F_3 . [4]

La presión hidrostática del agua en una curva crea una fuerza F_3 que actúa hacia fuera como se muestra en la figura 4.25 (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.

$$F_3 = \gamma_a * p * \frac{\pi * D^2}{4} \quad (4.208)$$

Donde:

γ_a : Peso específico del agua, [Kgf/m³].

p : Presión hidrostática en el punto de interés. Altura vertical entre el nivel normal del tanque de presión y el centro del bloque.

Cálculo de la componente del peso de la tubería paralela a ella F_4 . [4]

En una cuesta, la componente del peso del tubo, paralela al mismo, tiende a tirarlo hacia abajo y ejerce una fuerza en un anclaje.

Se deben considerar las secciones de una tubería tanto aguas arriba como aguas abajo de un anclaje. La longitud (L_4) 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.

$$F_4 = W_t * L_4 * \text{Sen}\theta \quad (4.209)$$

Donde:

W_t = Peso del tubo por unidad de longitud, [Kgf/m].

L_4 = Longitud de la tubería a considerar en cada tramo. Generalmente es la distancia entre la junta de dilatación y el anclaje, [m].

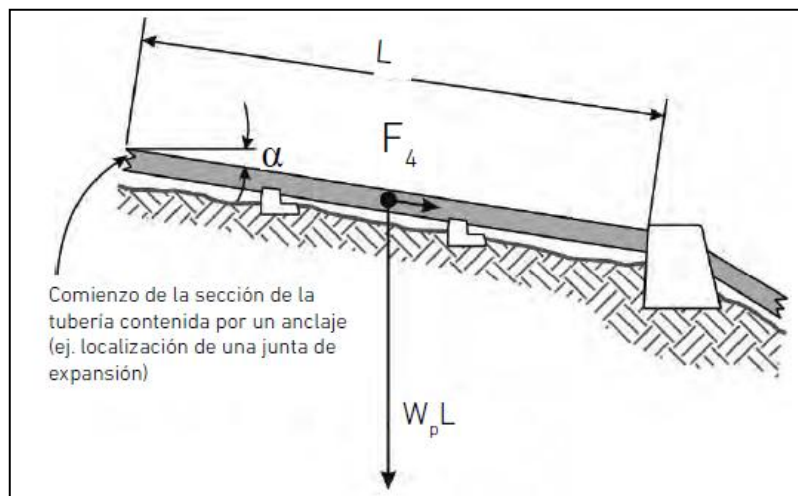


Figura 4.27 Componente del peso de una tubería paralela a la sección de la misma. [4]

Cálculo de la tensión generada térmicamente F_5 . [4]

El cálculo de esta tensión no se le considera ya que si se encuentra instalado una junta de expansión a continuación de cada anclaje, por lo que no hay tensiones inducidas térmicamente no golpean al anclaje.

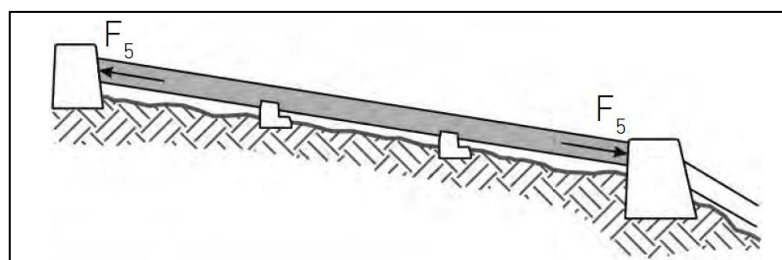


Figura 4.28 Fuerzas asociadas a las tensiones inducidas térmicamente. [4]

Cálculo de la fuerza de fricción dentro de una junta de dilatación F_6 . [4]

La fuerza puede empujar contra el anclaje (con el aumento de la temperatura,) o tirar del anclaje (con la disminución de la temperatura).

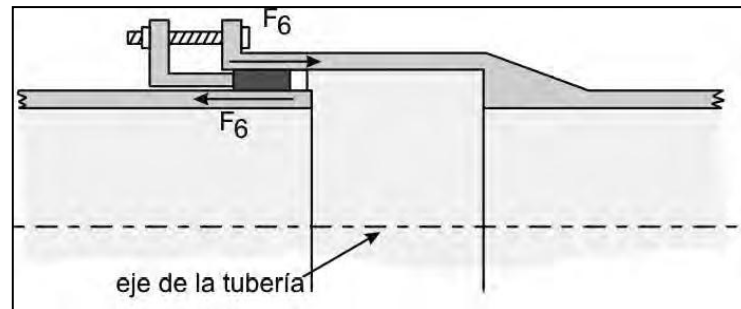


Figura 4.29 Fuerza debida a la fricción dentro de una junta de expansión. [4]

$$F_6 = 10 * D \quad (4.210)$$

Donde:

D = Diámetro de la tubería, [m].

Cálculo de la fuerza debida a la presión hidrostática dentro de las juntas de expansión F_7 . [4]

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 que empuja contra los anclajes aguas arriba y aguas abajo de la unión.

$$F_7 = 3.1 * p * D * e \quad (4.211)$$

Donde:

p = presión hidrostática en el punto de interés. Distancia vertical entre el nivel normal del tanque de presión y el centro del bloque.

e = Espesor de la tubería, [m].

D = Diámetro de la tubería, [m].

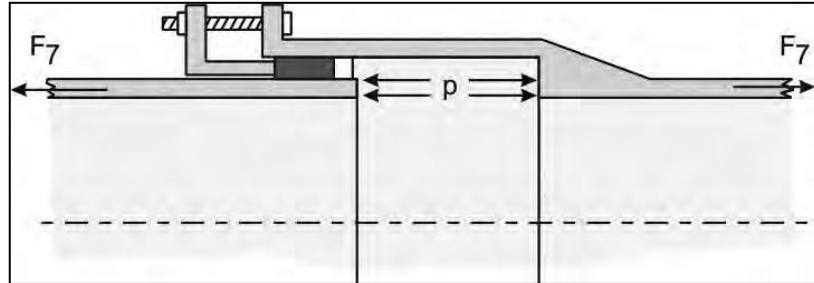


Figura 4.30 Fuerza debida a la presión hidrostática dentro de una junta de expansión. [4]

El resumen de fuerzas actuantes en los apoyos se muestra en la siguiente tabla:

TABLA 4.34 FUERZAS ANTUANTES EN LOS ANCLAJES

	Anclaje1	Anclaje2	Anclaje3	Anclaje4	Anclaje5	Anclaje6	Anclaje7	Anclaje8	Anclaje9
F_{1m} : [kgf]	104.9	176.2	299.2	211.7	198.4	298.5	227	259.2	176.2
F_{1j} : [kgf]	116.4	299.2	211.7	243	271.5	227.0	2559.2	176.2	149.7
F_{2m} : [kgf]	104.9	352.7	1796.6	846.6	1250.1	2087.1	1224.6	933.2	317.4
F_{2j} : [kgf]	233.1	1796.6	846.6	1684.9	1676.9	1360.7	933.2	317.4	101
F_{3m} : [kgf]	15.39	532.7	758.6	1097.6	2808.6	2372.8	3228.3	4083.8	4261.3
F_{3j} : [kgf]	15.39	532.7	758.6	1097.6	2808.6	2372.8	3228.3	4083.8	4261.3
F_{4m} : [kgf]	0.000	511.5	583.7	1083.1	1654.8	693.78	1414.1	765.9	481.4
F_{4j} : [kgf]	0.000	45.1	16.5	45.1	45.1	16.5	60.2	31.9	45.130
F_{6m} : [kgf]	1143	2027.4	2027.4	2027.4	2027.4	2027.4	2027.4	2027.400	2027.4
F_{6j} : [kgf]	1143	2027.4	2027.4	2027.4	2027.4	2027.4	2027.4	2027.400	2027.4
F_{7m} : [kgf]	4.35	84.9	120.8	174.8	447.3	377.9	514.1	650.3	678.6
F_{7j} : [kgf]	4.35	84.9	120.8	174.8	447.3	377.9	514.1	650.3	678.6

Diagrama de las fuerzas que actúan en un anclaje.

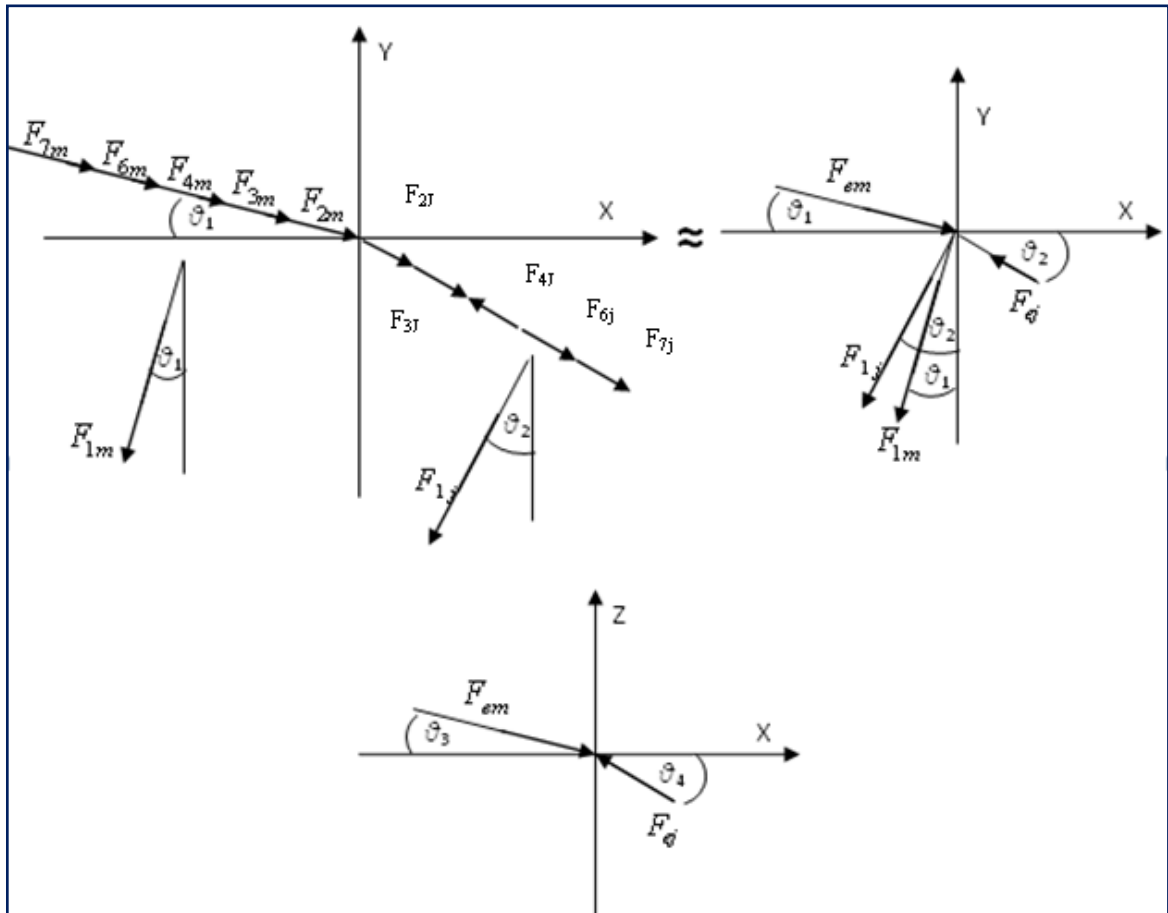


Figura 4.31 Diagrama de las fuerzas que actúan en un anclaje. [3]

4.5.9.3 Cálculo de fuerzas resultante en los anclajes. [3]

Se suman las fuerzas paralelas a la tubería que actúan sobre el anclaje aguas arriba y aguas abajo.

$$\mathbf{F}_{em} = \mathbf{F}_{2m} + \mathbf{F}_{3m} + \mathbf{F}_{4m} + \mathbf{F}_{6m} + \mathbf{F}_{7m} \quad (4.212)$$

$$\mathbf{F}_{ej} = -\mathbf{F}_{2j} - \mathbf{F}_{3j} + \mathbf{F}_{4j} - \mathbf{F}_{6j} - \mathbf{F}_{7j} \quad (4.213)$$

Las fuerzas resultantes que actúan sobre un anclaje que permite variar la pendiente vertical son:

La componente horizontal en el eje x:

$$F_{XV} = -F_{1m} \sin \theta_1 + F_{em} \cos \theta_1 - F_{1j} \cos \theta_1 - F_{ej} \cos \theta_2 \quad (4.214)$$

La componente horizontal en el eje y:

$$F_{YV} = -F_{1m} \cos \theta_1 - F_{em} \sin \theta_1 - F_{1j} \cos \theta_2 - F_{ej} \sin \theta_2 \quad (4.215)$$

La variación de la pendiente horizontal depende de los ángulos θ_3 y θ_4 . Las fuerzas resultantes que actúan sobre un anclaje que permite variar la pendiente horizontal son:

La componente horizontal en el eje x:

$$F_{XH} = F_{em} \cos \theta_3 + F_{ej} \cos \theta_4 \quad (4.216)$$

La componente horizontal en el eje y:

$$F_{ZH} = F_{em} \sin \theta_3 + F_{ej} \sin \theta_4 \quad (4.217)$$

El resumen de fuerzas resultantes actuantes en los apoyos se muestra en la siguiente tabla:

TABLA 4.35 FUERZAS RESULTANTES ANTUANES EN LOS ANCLAJES

	Anclaje1	Anclaje2	Anclaje3	Anclaje4	Anclaje5	Anclaje6	Anclaje7	Anclaje8	Anclaje9
$F_{em}:[Kgf]$	1267.6	3509	5087.1	5229.5	8188.1	7558.9	8408.5	8460.6	7766.1
$F_{ej}:[Kgf]$	1395.8	-4396.3	-3736.9	625.5	-6914.9	-6122.2	-6642.8	-7046.9	-7023.2
$F_{xv}:[Kgf]$	1267.6	3417.1	7522.2	3113.9	8971.3	11392.7	8976.9	12055.9	5366.9
$F_{yv}:[Kgf]$	-148.9	-4032.8	-8188.1	-3745.2	-9622.8	-12079.3	-9652.1	-12659.2	-5765.7
$F_{xh}:[Kgf]$	-128.2	400.4	502.2	5855	1273.1	9607.4	2438.5	4937.095	-3140.1
$F_{zh}:[Kgf]$	0.000	-3108.7	1870.1	0.000	0.000	9081.5	7281.9	6102.9	6725.6

4.5.9.4 Condiciones de estabilidad. [3]

Para que un anclaje sea estable y cumpla su objetivo, se deben cumplir con varias condiciones:

1.- Que no se voltee, debe garantizarse de manera simultánea que la suma de las fuerzas pase por un tercio medio de la base, con relación a sus dimensiones B,C. [3]

$$e_{xc} < \frac{C}{3} \quad (4.218)$$

e_{xc} se determina a través de la siguiente expresión:

$$e_{xc} = \frac{(F_{em} \cdot \cos\theta + F_{ej} \cdot \cos\theta_2) \cdot A}{F_{YV} + G_c} - \frac{(G_c + W_t + W_a) \cdot c/2}{F_{YV} + G_c} \quad (4.219)$$

Donde: $W_t + W_a$ corresponde a la componente vertical del peso del agua y la tubería y se determina por: [3]

$$W_t + W_a = \frac{F_{1m}}{\cos\theta_1} + \frac{F_{1j}}{\cos\theta_2} \quad (4.220)$$

En el caso que no se cumpliera se debe aumentar los valores de C en las dimensiones del anclaje.

El peso del concreto del anclaje es igual a: [3]

$$G_c = \gamma_c \cdot V_c \quad (4.221)$$

Donde:

γ_c : Peso específico del material del bloque (Kgf/m³).

V_c = Volumen del concreto del anclaje, [m³]

A continuación se presenta la tabla de valores:

TABLA 4.36 PRIMERA CONDICIÓN DE ESTABILIDAD

	exc	c/3	exc<c/3
Anclaje 1	0.053	0.338	OK
Anclaje 2	0.19	0.26	OK
Anclaje 3	0.18	0.23	OK
Anclaje 4	0.25	0.0.38	OK
Anclaje 5	0.12	0.270	OK
Anclaje 6	0.57	0.6	OK
Anclaje 7	0.13	0.27	OK
Anclaje 8	0.07	0.270	OK
Anclaje 9	0.1	0.270	OK

2.- Se debe satisfacer a la relación entre los momentos M_{xc} y M_{xb} con la componente vertical F_{yv} : [3] (Los momentos expresados en Kgf-m)

$$\frac{M_{xc}}{F_{yv}} \geq 1.5 \quad (4.222)$$

$$\frac{M_{xb}}{F_{yv}} \geq 1.5 \quad (4.223)$$

Donde:

$$M_{xc} = F_{yv} * \frac{L_s}{2} - (F_{xv} + F_{xh}) * \frac{c}{2} \quad (4.224)$$

$$M_{xb} = F_{yv} * \frac{L_s}{2} - F_{yv} * \frac{B}{2} \quad (4.225)$$

La siguiente tabla, resume la condición antes mencionada respecto a todos los anclajes:

TABLA 4.37 SEGUNDA CONDICIÓN DE ESTABILIDAD

	Mxc [Kgf-m]	Mxb [Kgf-m]	Fyv [Kgf]	(Mxc/Fyv)>1,5	(Mxb/Fyv)>1,5
Anclaje 1	7718.572	6569.670	325.230	1,6	1,5
Anclaje 2	17658	17685.4	3417.07	4,4	4,3
Anclaje 3	35560.9	33313.33	7522.3	4.3	4
Anclaje 4	20138	14980.9	3745.2	5.3	4
Anclaje 5	42645.3	38491.4	9622.84	4.4	4
Anclaje 6	61967.33	52858	12079.3	5.1	4.3
Anclaje 7	43174.6	41157	9652.1	4.7	4.3
Anclaje 8	57526.9	52772.6	12659.15	4.54	4.16
Anclaje 9	23965.8	25408.3	5765.7	4.1	4.3

Ambas condiciones se cumplen satisfactoriamente para todos los anclajes.

3.- Para que el anclaje no se entierre debe garantizarse que los esfuerzos transmitidos al terreno Ψ_c y Ψ_t no sean superiores a la capacidad portante del mismo Ψ_{ad} : [3]

(Los esfuerzos están expresados en Kg/m^2).

$$\Psi_c \leq \Psi_{ad} \quad \text{Condición correcta} \quad (4.226)$$

$$\Psi_c \leq 0 \quad \text{Condición correcta} \quad (4.227)$$

Donde:

$$\Psi_c = \frac{\Sigma F_v}{B \times C} \left(1 + \frac{6e_x}{C} \right) \quad (4.228)$$

$$\Psi_t = \frac{\Sigma F_v}{B \times C} \left(1 - \frac{6e_x}{C} \right) \quad (4.229)$$

Donde:

ΣF_v = Sumatoria de fuerzas verticales, [Kg].

B = Ancho del anclaje, [m].

C = Longitud del anclaje. [m]

e_x = Distancia a la cual debe pasar la suma de los esfuerzos verticales para que el anclaje no se voltee. [m]

En la sumatoria de fuerzas verticales debe estar incluido el peso del concreto del anclaje, es decir:

$$\Sigma F_v = G_c + W_t + W_a + F_{em} \sin \theta_1 + F_{ej} \sin \theta_2 \quad (4.230)$$

El terreno donde se asentará el anclaje es de roca calcárea y arena gruesa. El valor de Ψ_{ad} se indican en la tabla 4.29.

La siguiente tabla, resume la tercera condición de estabilidad:

TABLA 4.38 TERCERA CONDICIÓN DE ESTABILIDAD

	Ψ_t [Kg/m ²]	$\Psi_t > 0$	Ψ_c [Kg/m ²]	$\Psi_c < \Psi_{ad}$
Anclaje 1	4401.375	OK	8446.228	OK
Anclaje 2	15013.6	OK	2713.1	OK
Anclaje 3	5030.3	OK	1137.6	OK
Anclaje 4	19770.5	OK	2685.8	OK
Anclaje 5	624.1	OK	17736.7	OK
Anclaje 6	11083.1	OK	5036.5	OK
Anclaje 7	144.54	OK	19203.9	OK
Anclaje 8	5649.89	OK	1716.5	OK
Anclaje 9	14591.4	OK	16641.2	OK

Si el dimensionamiento de los anclajes cumple con todas estas condiciones su dimensionamiento es correcto.

CAPÍTULO V

5. SELECCIÓN Y DIENSIONAMIENTO DE LA TURBINA HIDRÁULICA

5.1 Parámetros fundamentales de diseño

En este proyecto no se pretende diseñar el grupo electromecánico; en su lugar, utilizando criterios y datos ya analizados previamente en este estudio, seleccionar equipos estandarizados de una gama de fabricantes en el mercado.

La selección de una turbina está relacionada directamente con los siguientes parámetros:

- Caudal de diseño.
- Altura neta.
- Número de revoluciones del eje.

De acuerdo a estos datos se puede diseñar cualquier tipo de turbina de acción o de reacción.

5.1.1 Altura o salto neto. [8]

La altura neta que es el resultado de restar las pérdidas de carga totales a lo largo del sistema de la altura bruta.

$$H_N = H_B - H_{RT} \quad [m] \quad (5.1)$$

Donde:

H_B = Altura bruta [m].

H_{RT} = Pérdidas totales en la tubería de presión, [m].

5.1.2 Potencia hidráulica neta. [8]

La potencia hidráulica neta viene dada por:

$$P_h = \gamma_w * Q * H_N \quad [\text{Watt}] \quad (5.2)$$

Donde:

γ_w = Peso específico del agua, [N/m³].

Q_d = Caudal de diseño, [m³/s].

H_N = Altura neta disponible, [m].

5.1.3 Potencia al freno de la turbina. [9]

Corresponde al producto de la potencia hidráulica neta por la eficiencia mecánica de la turbina determinada por la presencia de pérdidas mecánicas.

La eficiencia mecánica de las turbinas depende de las características propias del fabricante y también se puede estimar utilizando la figura 5.1 que está en función del porcentaje de carga al que trabaja la turbina.

$$P_t = P_h * \eta_m \quad [\text{Watt}] \quad (5.3)$$

Donde:

P_t = Potencia al freno de la turbina, [Watts].

P_h = Potencia hidráulica neta, [Watts].

η_m = Eficiencia mecánica de la turbina a plena carga.

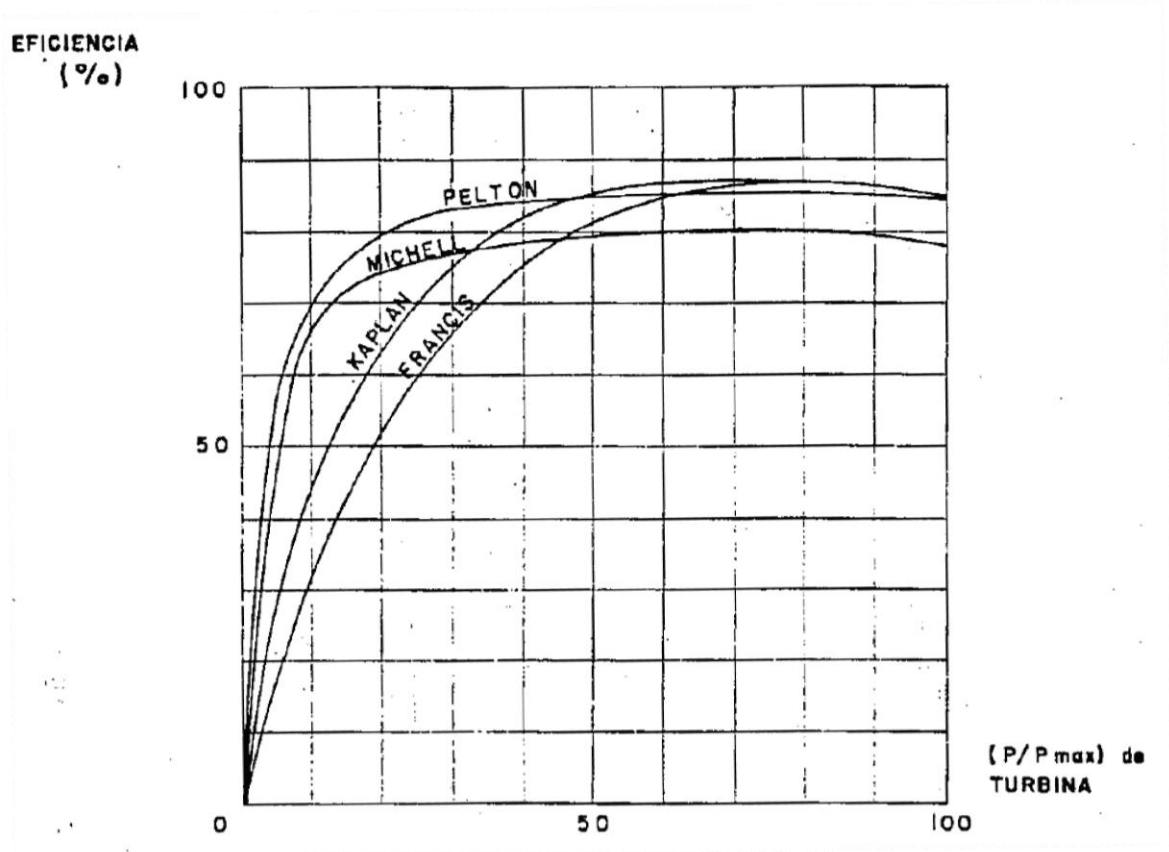


Figura 5.1 Eficiencias de turbinas para diferentes porcentajes de carga. (OLADE) [9]

5.1.4 Potencia transmitida a la bomba. [9]

Es el producto de la potencia al freno de la turbina por la eficiencia de la transmisión, si no posee acople directo. El tipo de transmisión utilizado para estos proyectos son de tipo engranaje o bandas.

TABLA 5.1. RENDIMIENTO DE LOS TIPOS DE TRANSMISIÓN. [10]

TIPO	η_{TR}
Engranajes	0.98
Bandas o fajas en "V"	0.95

$$P_{TR} = P_t * \eta_{TR} \quad [KW] \quad (5.4)$$

Donde:

P_t = Potencia al freno de la turbina, [KW].

P_{TR} = Potencia transmitida a la bomba, [KW].

5.2 Velocidades específicas. [9]

5.2.1 Velocidad específica en función de la potencia de la turbina:

$$N_s = \frac{N\sqrt{P_t}}{(H_N)^{5/4}} \quad (5.5)$$

Donde:

N = Velocidad de rotación de la turbina, [rpm].

P_t = Potencia de freno de la turbina, [CV].

H_N = Altura neta, [m].

5.2.2 Velocidad específica en función del caudal:

$$N_q = \frac{N\sqrt{Q_d}}{(H_N)^{3/4}} \quad (5.6)$$

Donde:

N = Velocidad de rotación de la turbina, [rpm].

Q_d = Caudal de diseño, [m³/s].

H_N = Altura neta, [m].

5.3 Rango de aplicación de las turbinas hidráulicas

Existen tablas donde se indican las características fundamentales de las turbinas.

En la siguiente tabla se muestran los rangos de utilización de las turbinas en función de la velocidad específica N_s , el caudal, la altura bruta, potencia y rendimiento.

Tabla 5.2 CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS. [1]

Turbina		Inventor y año de patente	N_s (rpm, Hp, m) RPM	Caudal Q [m ³ /s]	Altura Neta H [m]	Potencia P [KW]	Rendimiento η [%]
A c c i ó n	Pelton	Lester Pelton (EEUU) 1880	1Ch: 20 - 30 2Ch: 30 - 50 3Ch: 30 - 50 4Ch: 50 - 70	0,05 - 50	30 - 1800	2 - 300000	91
	Turgo	Erick Crewdson (G. Bretaña) 1920	60 - 260	0,025 - 10	15 - 300	5 - 8000	85
	Michel - Banki	A. G. Michel (Australia) 1820 D. Banki (Hungria) 1919	40 - 160	0,025 - 5	1 - 50 (200)	1 - 750	82
R e a c c i ó n	Bomba Rotodinámica	Dionisio Papin (Francia) 1689	30 - 70	0,05 - 0,25	10 - 250	5 - 500	80
	Francis	James Francis (G. Bretaña) 1848	L: 60 - 150 N: 150 - 250 R: 250 - 400	1 - 500	2 - 750	2 - 750000	92
	Deriaz	P. Deriaz (Suiza) 1956	60 - 400	500	30 - 130	100000	92
	Kaplan y de Hélice	V. Kaplan (Austria) 1912	300 - 800	1000	5 - 80	2 - 200000	93
	Axiales: -Tubular -Bulbo -Generador Periférico	-Khune 1930 -Hugenin 1933 -Harza 1919	300 - 800	600	5 - 30	100000	93

Otro rango de las turbinas lo definen los números específicos de revoluciones N_q y N_s .

Tabla 5.3 RANGO DE APLICACIÓN DE TURBINAS SEGÚN VELOCIDADES ESPECÍFICAS. [9]

TIPO DE TURBINA	N_q	N_s
Turbina Pelton de 1 Tobera	hasta 9	hasta 28
Turbina Pelton de 2 Toberas	4 a 13	14 a 42
Turbina Pelton de 3 Tobera o más	5 a 22	17 a 73
Turbina Michell – Banky	18 a 60	60 a 200
Turbina Francis Lenta	18 a 68	69 a 125
Turbina Francis Normal	38 a 68	125 a 225
Turbina Francis Rápida	68 a 135	225 a 450
Turbina Axial	105 a 300	350 a 1000

5.4 Selección de la turbina hidráulica.

Tomando en consideración la altura de salto neta y el caudal de diseño se puede seleccionar una turbina utilizando gráficas que conjugan ambas dimensiones delimitando zonas en el plano en donde una turbina trabaja plenamente. Estas gráficas son mapas de selección de turbinas como el mostrado en la siguiente figura, que cada fabricante elabora y pone a disposición de sus clientes.

Para la selección se intersecará una vertical en el valor del caudal, con la horizontal con el valor de la caída neta.

Luego de reconocer en que zona se encuentra se procede a decidir entre las posibles alternativas en función de las velocidades específicas antes descritas.

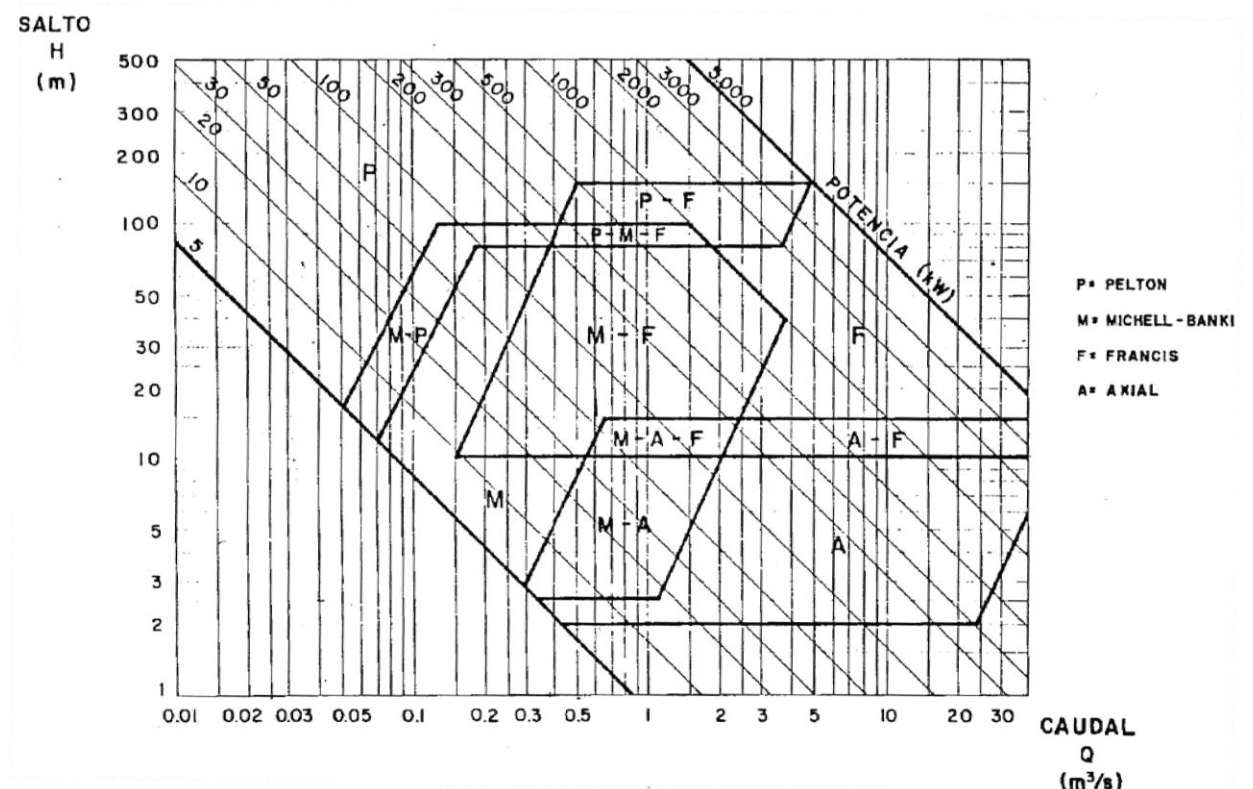


Figura 5.2 Nomograma de selección de turbinas. (OLADE) [9]

5.5 Diseño hidráulico

El diseño hidráulico de una turbina se realiza para determinar las dimensiones de sus elementos principales, en base a la caracterización de este tipo de turbina.

El diseño del inyector se lo hace de tal forma que el agua se acelere, transformando toda su energía potencial en cinética y que a la salida del mismo se oriente un chorro de agua de sección circular hacia las cucharas del rodete.

Las cucharas ubicadas en la periferia del rodete, reciben el impulso del chorro de agua, absorbiendo su energía cinética y transmitiéndola al eje de la turbina para generar potencia mecánica.

En el diseño de las cucharas se define una geometría que permita aprovechar al máximo la energía que se entrega al rodete.

5.5.1 Cálculo del diámetro Pelton. [9]

El diámetro Pelton es el diámetro correspondiente a la circunferencia media de las cucharas, tangente a la línea media del chorro y se calcula de la siguiente manera: [9]

$$D_p = \frac{84.54 * Ku' * H_N^{\frac{1}{2}}}{N} \quad [m] \quad (5.7)$$

Donde:

H_N = Altura neta, [m].

N = Velocidad de rotación de la turbina, [rpm].

Ku' = Coeficiente de velocidad de rotación

$$Ku' = 0.49 - 0.0072 * \frac{Nq}{i^2} \quad (5.8)$$

Donde:

N_q =Velocidad específica en función del caudal.

i = Número de toberas de la turbina.

5.5.2 Geometría de un inyector. [9]

Los inyectores de la turbina Pelton están formados por un codo de sección circular progresivamente decreciente, un tramo recto de sección circular en donde se monta coaxialmente una aguja con cabeza en forma de bulbo y finalmente una boquilla que oriente el flujo de agua en forma tangencial al rodete.

En la siguiente figura se observa las partes indicadas y detalles de la construcción de un inyector.

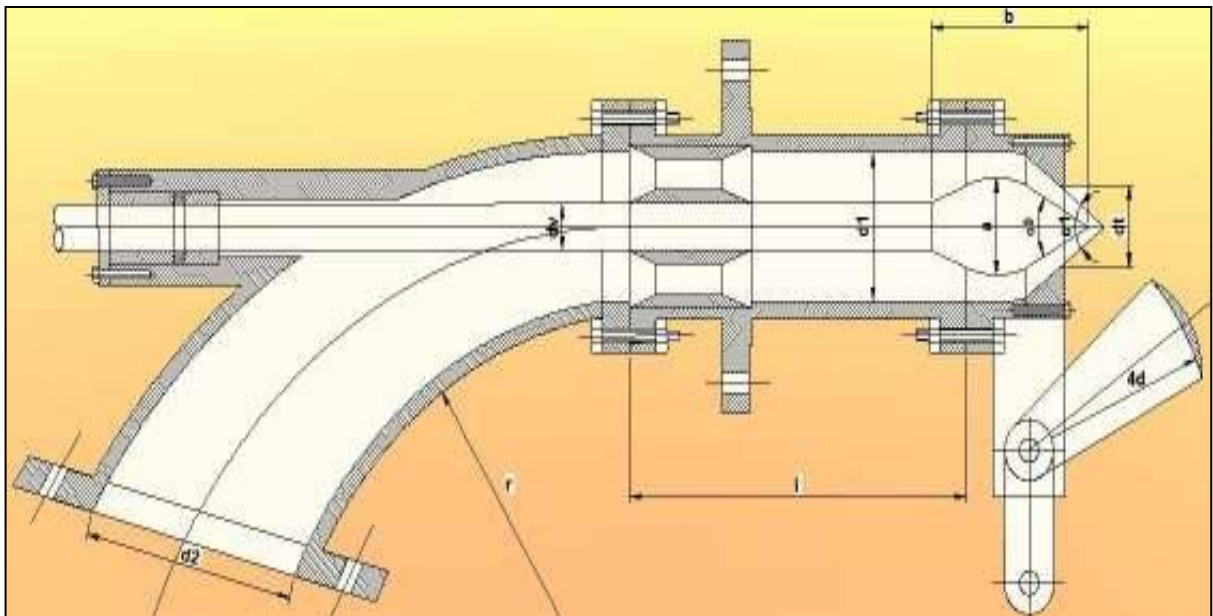


Figura 5.3 Tobera de turbina Pelton [10]

Además de la regulación con aguja, generalmente se considera la regulación de caudal mediante un deflector. Esta doble regulación permite evitar riesgos de golpe de ariete, producto de un cierre brusco de la aguja.

Características principales:

El inyector debe tener un diseño apropiado, de tal manera que cumpla con las siguientes características:

- Tener un mínimo de pérdida de carga en cualquier posición, principalmente en la posición abierta.
- Cortar el flujo en la posición de cierre. Este requisito no puede ser indispensable ya que está provisto de un órgano de guardia, válvula de mariposa o de globo a la entrada de la turbina.
- Un sistema de comando que requiera una fuerza de maniobra mínima y un dispositivo de seguridad, que permita el cierre del distribuidor en caso de obstrucción de un álabe director debido a algún cuerpo extraño. Este sistema sirve como dispositivo de regulación de caudal y debe permitir un mantenimiento fácil.

5.5.2.1 Dimensionamiento de la tobera. [9]

Debido a que la turbina Pelton es una turbina de acción donde la altura neta se convierte en energía cinética, la velocidad de chorro a la salida del inyector es:

$$C_i = k_c \sqrt{2 * g * H_N} \quad [m/s] \quad (5.9)$$

$$k_c = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H_N}} \quad (5.10)$$

Donde:

k_c = Coeficiente de velocidad que depende de las pérdidas en el inyector ΔH_i . Este coeficiente varía entre 0.97 y 0.98.

H_N = Altura neta,[m].

Las dimensiones de la tobera están en función del diámetro del chorro, el cual se determina utilizando la siguiente ecuación:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_o}{\pi \cdot k_c \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_N}}} \quad [m] \quad (5.11)$$

Donde:

d = Diámetro de la sección del chorro, [m].

Q_o = Caudal que fluirá por cada tobera de la turbina [m^3/s].

k_c = Coeficiente de velocidad de la tobera, estimado entre 0.97 y 0.98.

H_N = Salto neto con que opera la turbina,[m].

En la siguiente tabla se pueden observar las proporciones de dimensiones de la tobera en función del diámetro del chorro que complementan a la figura 5.2 en donde también se indican las proporciones del deflector.

TABLA 5.4 PROPORCIONES DE LA TOBERA EN FUNCIÓN DEL DIÁMETRO DEL CHORRO (Olade). [9]

a	α_0	α_1	d_t	x	d_v	b	d_2	l	r	d_1
1,42d	40°	60°	1,1d	0,5d	0,58d	3,25d	4,5d	6,0d	15d	2,5d
a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a
1,62d	60°	90°	1,4d	1,16d	1,16d	3,7d	4,6d	12,1d	25d	4,0d

Donde:

a = Diámetro máximo de la aguja, [m].

α_0 = Ángulo de la punta de la aguja, [grados].

α_1 = Ángulo de la punta del inyector, [grados].

d_t = Diámetro de la punta del inyector, [m].

x = Recorrido máximo de la aguja, [m].

d_v = Diámetro del vástago de la aguja, [m].

b = Longitud de la aguja, [m].

d_2 = Diámetro mayor en la curvatura del inyector, [m].

l = Longitud del tramo recto del inyector, [m].

r = Radio de curvatura del inyector, [m].

d_1 = Diámetro del tramo recto del inyector, [m].

5.5.2.2 Dimensionamiento del inyector. [9]

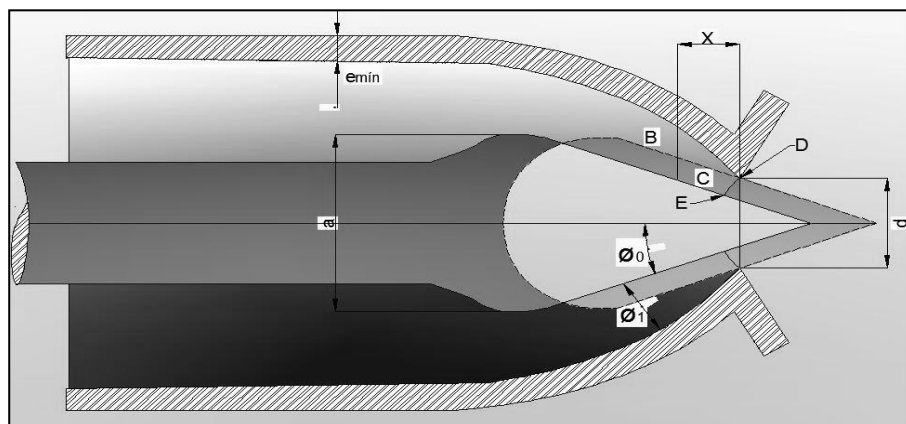


Figura 5.4 Dimensiones de un inyector de una turbina Pelton. [9]

Donde:

d_t = Diámetro de la salida de la tobera [m].

x = Recorrido de la aguja (m).

a = Radio de curvatura del bulbo (m).

Φ_0 = Ángulo de la punta de la aguja (grados).

Φ_1 = Ángulo de la punta del inyector (grados).

Antes de la tobera es conveniente que el inyector sea convergente, lo cual mejorará las condiciones del flujo. En dicha zona convergente suelen disponerse las aletas mencionadas en el buje. En la tobera tiene lugar una fuerte aceleración local, porque la velocidad del agua en la tubería que termina en el inyector suele ser del orden de 1m/seg. La altura de presión en los saltos de gran altura característicos de las turbinas de acción tangencial se transformará en altura dinámica en el inyector y suele ser muy elevada.

Si el agua transportara arena, hubiese erosión en la cabeza de la tobera y en la punta de la válvula de aguja, por lo que se construyen como unidades separadas fácilmente recambiables, por lo general se construyen de acero inoxidable, pero también se construyen de bronce, bronce-aluminio u otro material resistente a la erosión.

TABLA 5.5 TABLA DE MATERIALES RECOMENDADOS PARA INYECTORES (ASTM) [9]

ACERO INOXIDABLE		
Material	Número	Grado
25-20 Cr Ni Tipo 310	A-403/A-312	WP-310/TP-310
COBRE Y SUS ALEACIONES		
Material	Número	Grado
Aluminio-Bronce	B-169	D
Cobre y Níquel 90/10	B-111	90/10 Cu Ni
Bronce Rojo	B-36/B-43	-
Cobre Desoxidado	B-42	-
Cobre y Níquel 70/30	B-111/B-122	-

Diámetro de salida de la tobera. [9]

Para facilitar la regulación es conveniente diseñar el inyector de manera que exista proporcionalidad al menos aproximada, entre la potencia de la turbina y la traslación x de la aguja medida a partir de la obturación total de la tobera.

Carrera del vástago. [9]

La carrera del vástago de la válvula de aguja suele hacerse mayor que la necesaria para obtener el diámetro máximo D_o del chorro, a fin de disponer de una reserva de potencia.

Radio de curvatura del bulbo. [9]

El radio de curvatura del bulbo debe ser grande, a fin de evitar los desprendimientos, y el diámetro b del mismo suele hacerse de manera que:

$$b = (1.25 - 1.30) * d \quad (5.12)$$

Otros parámetros.

Lo ordinario es hacer que $20^\circ \leq \Phi_o \leq 30^\circ$ y que $30^\circ \leq \Phi_1 \leq 45^\circ$, aunque se construyen inyectoros con ángulos mucho mayores, con Φ_o hasta 45° y Φ_1 hasta 60° .

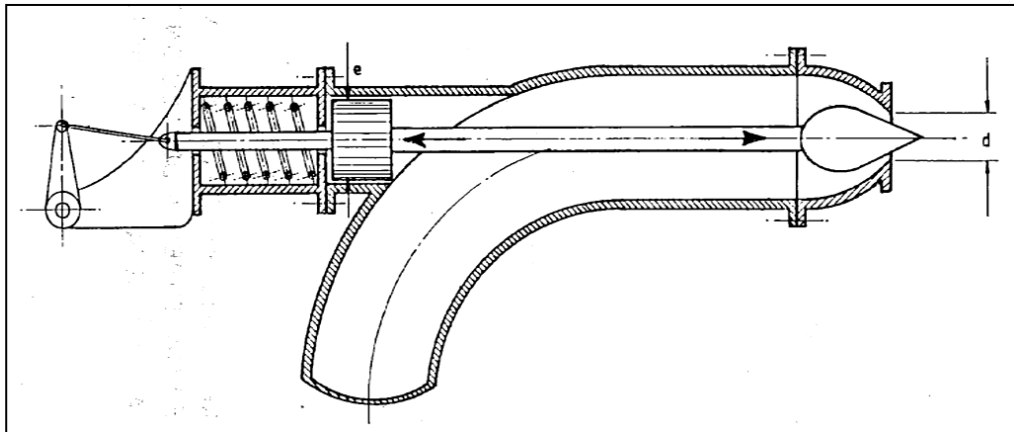


Figura 5.5 Diseño del inyector, parámetros de diseño. [9]

Fuerza necesaria para mover la aguja. [9]

Para el diseño del sistema de regulación es esencial un conocimiento de la fuerza para mover la válvula de la aguja, así como la reducción de ésta a un mínimo, procurando además que sea

aproximadamente constante en toda la carrera de la válvula. De la figura 5.4, y sin tener en cuenta de momento el resorte dibujado en la misma figura, sobre la válvula de aguja del inyector cuando se cierra actúa la fuerza hidrostática, que el agua ejerce sobre el bulbo de la válvula de aguja y sobre el prensaestopas, la fuerza total hidráulica (hidrostática en este caso) será:

$$F_h = \rho * g * H_B * \left(\frac{\pi}{4}\right) * (d^2 - c^2) \quad (5.13)$$

Donde:

H_B = Altura bruta del salto, [m].

ρ = Densidad del agua, [Kg/m³]

d = Diámetro del chorro, [m].

c = Diámetro de la aguja en la boquilla, [m].

Al abrirse el inyector con el desplazamiento de la aguja la fuerza hidráulica (hidrodinámica en este caso) va disminuyendo la presión alrededor del bulbo.

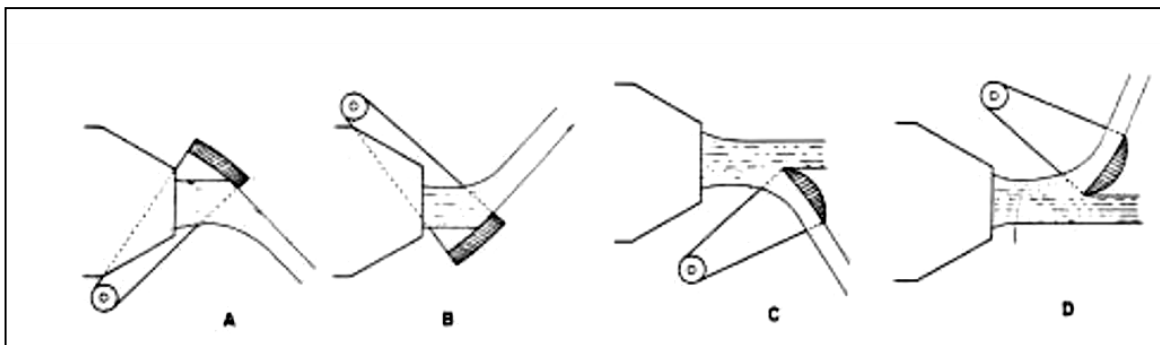


Figura 5.6 Tipos de deflectores para turbinas Pelton. [9]

A, desvía completamente el chorro de agua.

B, desvía el chorro hacia la parte posterior de la cuchara.

C, desvía solo parte del chorro.

D, se utiliza para regular y frenar el rodete.

5.2.2.3 Geometría del rodete. [9]

La geometría del rodete de la turbina Pelton depende principalmente de la relación que existe entre el diámetro Pelton (D_p) y el diámetro de la sección transversal del chorro (d), que a su vez define el número específico de revoluciones (N_q). Esto se puede observar en la siguiente ecuación:

$$\frac{D_p}{d} = \frac{76 \cdot i^{1/2}}{N_q} - 1.12 \quad (5.14)$$

Esta ecuación se deduce de las expresiones que definen el número óptimo de revoluciones y el diámetro de la sección del chorro.

Dimensiones de las cucharas Pelton en función del diámetro del chorro. [9]

En la siguiente tabla se tiene los diferentes valores para las dimensiones de las cucharas las cuales pueden tomar los rangos que se señalan.

TABLA 5.6 DIMENSIONES DE LAS CUCHARAS PELTON EN FUNCIÓN DEL DIÁMETRO DE CHORRO. [9]

B	L	D	f	M	e	β_1	β_2	l	β_3	β_4	J
2,5d	2,5d	0,85d	0,8d	1,0d	0,3d	10°	4°	1,6d	2°	0°	0,1
a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a
4,0d	3,5d	1,3d	1,1d	1,2d	0,6d	30°	20°	1,7d	5°	20°	0,2

Donde:

B = Ancho de las cucharas, [mm].

L = Longitud de las cucharas, [mm].

D = Profundidad de las cucharas, [mm].

f = Longitud de la cuchara desde el corte hasta el centro del chorro, [mm].

M = Ancho del corte de la cuchara, [mm].

e = Longitud radial del corte de la cuchara, [mm].

l = Longitud de la cuchara en la mitad de la misma, [mm].

β_1 = Ángulo de salida del agua de la cuchara.

β_2 = Ángulo de entrada del agua a la cuchara.

β_3 = Ángulo en la punta de la cuchara.

β_4 = Ángulo formado por las medias cucharas.

J = Espesor de las cucharas, [mm].

Las dimensiones de las cucharas son proporcionales al diámetro de chorro la conforman dos semielipsoides que forman una arista o nervio que divide el chorro de agua en dos partes. Esta geometría se observa en la siguiente figura:

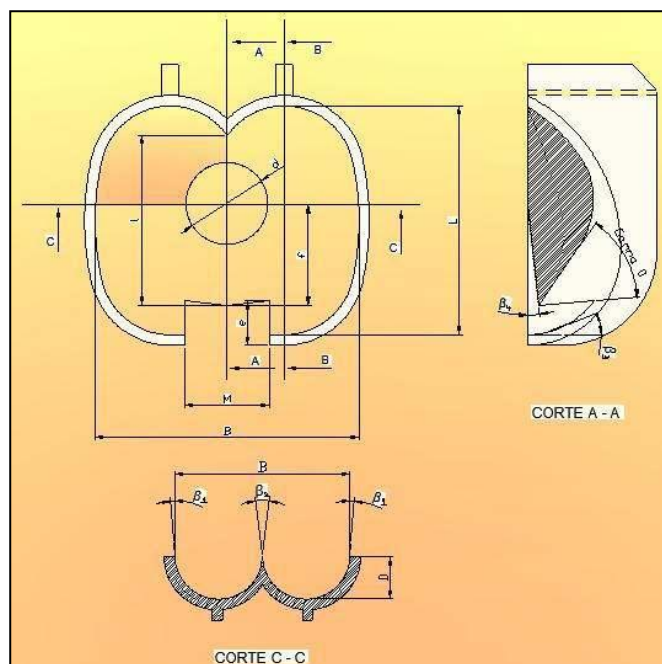


Figura 5.7 Cuchara de turbinas Pelton. [9]

Cálculo del número de cucharas: [9]

$$Z = \frac{1}{2} \left(\frac{D}{d} \right) + 16 \quad (5.15)$$

En la siguiente tabla se puede observar el rango del número de cucharas que se obtiene para diferentes relaciones del diámetro del rodete con respecto al diámetro del chorro.

TABLA 5.7 NÚMERO DE CUCHARAS EN FUNCIÓN DE LA RELACIÓN D_p/d . [9]

D_p/d	Ku	# CUCHARAS	
		Z min	Z máx.
15	0,471	21	27
14	0,469	21	26
13	0,466	20	25
12	0,463	20	24
11	0,460	19	24
10	0,456	18	23
9	0,451	18	22
8	0,445	17	22
7,5	0,441	17	21

Para definir el diámetro D_o de una circunferencia con centro en C, cuyas tangentes determinan la orientación de las aristas de las cucharas se utiliza una fórmula que está en función del diámetro del rodete, diámetro del chorro y el número de cucharas, de acuerdo a la siguiente ecuación: [9]

$$D_o = \frac{D_p * Z}{7.87 * \left(\frac{D_p}{d} \right) - 26} \quad (5.16)$$

Donde:

D_o = Diámetro de la circunferencia cuyas tangentes determinan la orientación de las aristas de las cucharas

D_p = Diámetro Pelton, [m].

d = Diámetro del chorro, [m].

Z = Número de cucharas.

Ángulo de talonamiento. [9]

Es el ángulo formado por la arista de la cuchara y la parte posterior de la misma cuchara, ver figura 5.6.

En la siguiente tabla se encuentra los ángulos de talonamiento en función del número de cucharas y de la relación diámetro del rotor diámetro del chorro. Los valores indicados en dicha tabla pueden ser modificados en función de los ensayos de laboratorio que se realicen con este tipo de turbinas.

TABLA 5.8 ÁNGULOS DE TALONAMIENTO RECOMENDADOS. [9]

Dp/d	NÚMERO DE CUCHARAS										
	27	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17
15	38°	38°	37°	37°	36°	36°	35°				
14		37°	37°	36°	35°	35°	34°				
13			36°	36°	35°	34°	34°	33°			
12				35°	34°	34°	33°	32°			
11				35°	34°	33°	33°	32°	31°		
10					34°	33°	32°	31°	30°	30°	
9						34°	33°	32°	30°	30°	
8						35°	34°	33°	31°	30°	29°
7,5						35°	34°	32°	31°	31°	29°

Para determinar la orientación del borde de la cuchara con respecto al centro del giro del rodete, se utiliza la siguiente relación práctica: [9]

$$D_o' = \frac{D_p * [5.3 - 0.12 * (\frac{D_p}{d})]}{Z} \quad (5.17)$$

Donde:

D_o' = Diámetro del círculo, cuyas tangentes definen la orientación del borde de la cuchara.

D_p = Diámetro Pelton, [m].

d = Diámetro del chorro, [m].

Z = Número de cucharas.

Con esta relación se obtiene el valor del ángulo β_4 , (ver figura 5.6), con el uso de la siguiente ecuación: [9]

$$\beta_4 = \beta' - \beta'' \quad (5.18)$$

Donde:

$$\beta' = \arcsen\left(\frac{Z}{7.87 * (\frac{D_p}{d}) - 26}\right) \quad (5.19)$$

$$\beta'' = \arcsen\left(\frac{5.3 - 0.12 * (\frac{D_p}{d})}{Z}\right) \quad (5.20)$$

A partir de estas ecuaciones se elaboró la siguiente tabla que indica el valor del ángulo β_4 en función de la relación D_p/d y del número de cucharas del rodete.

TABLA 5.9 VALOR DEL ÁNGULO β_4 EN LA CUCHARA DEL RODETE. [9]

Dp/d	NÚMERO DE CUCHARAS										
	27	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17
15	10°	9°	8°	7°	6°	5°	4°				
14		10°	9°	8°	7°	6°	5°				
13			11°	9°	8°	7°	6°	4°			
12				11°	10°	9°	7°	6°			
11				14°	12°	11°	9°	8°	6°		
10					16°	14°	12°	11°	9°	7°	
9						18°	16°	14°	12°	10°	
8						25°	23°	20°	18°	15°	13°
7,5						30°	27°	27°	22°	19°	16°

La orientación de las cucharas y su ángulo de talonamiento son factores determinantes para obtener buenas eficiencias en turbinas Pelton y también influye en la confiabilidad de las cucharas, porque un desgaste excesivo de la punta de la arista se debe a un inadecuado ángulo de talonamiento.

5.6 Diseño mecánico turbina Pelton. [9]

El diseño de la turbina Pelton, tiene por objeto definir las dimensiones de cada una de las piezas que la conforman. Este diseño considera las diferentes alternativas de producción para cada pieza, sistemas adecuados para su ensamble.

Los cálculos mecánicos se realizan para definir si la resistencia del material utilizado para cada pieza es suficiente para soportar los esfuerzos a los que se la solicita, como un complemento del diseño de detalle y en muchos casos también sirven para definir la geometría final de cada pieza.

Se recomienda que la dimensión del ancho interno de la carcasa sea mayor o igual a quince veces el diámetro del chorro de la tobera, a fin de evitar que el agua que sale de las cucharas choque con las paredes y realice una acción de frenado hidráulico al salpicar contra las cucharas.

Un detalle importante lo constituye la ubicación de la tobera con respecto al rodete, para que se aproveche al máximo la velocidad del chorro de agua; en este aspecto se recomienda instalar la boca de salida de la tobera lo más cercana posible al rodete, tratando de no exceder 2,5 veces el diámetro del chorro.

5.6.1 Diseño y cálculo del inyector. [9]

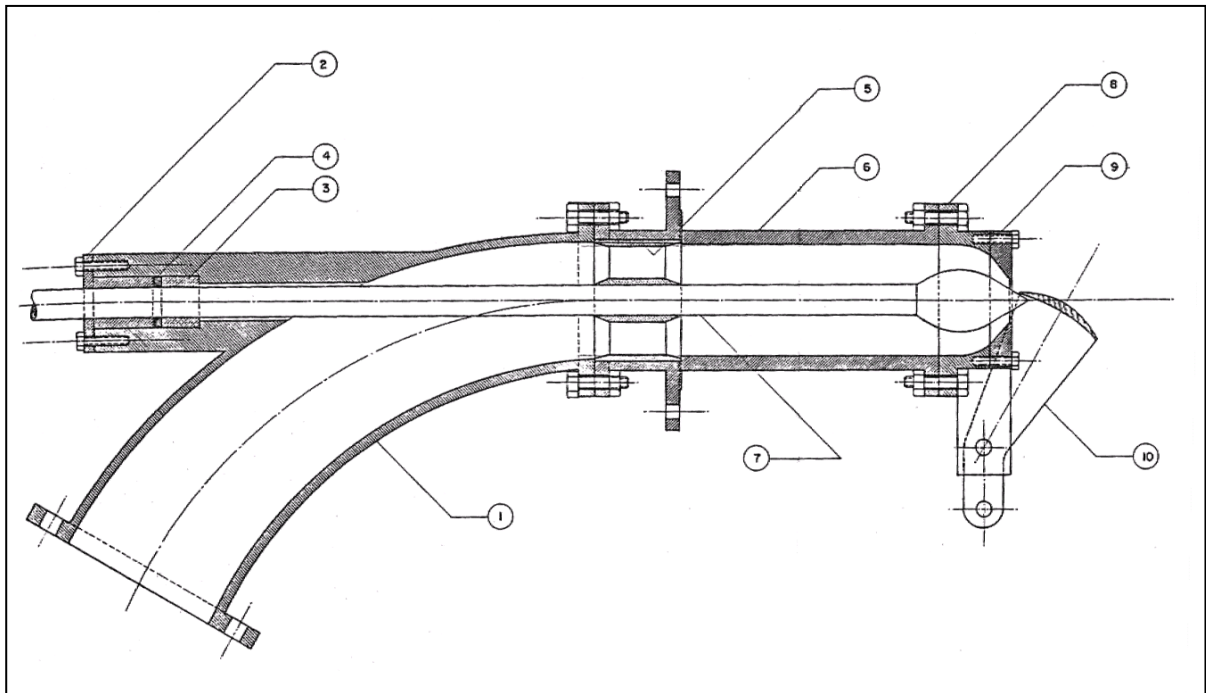


Figura 5.8 Esquema general de un inyector de turbina Pelton. [9]

1. Codo cónico
2. Prensa estopa
3. Cojinete
4. Aguja del inyector
5. Buje de la aguja
6. Tramo recto
7. Tobera
8. Boquilla
9. Deflector

5.6.1.1 Tramo recto. [9]

Está formado por un tubo circular que posee dos bridas de igual dimensión en sus extremos, en las cuales se acoplarán la boquilla y el codo de sección variable del inyector. El tramo recto también posee una brida intermedia que le permite fijarse a la pared de la estructura base de la turbina, garantizando al rodete.

El material del tramo recto puede ser de fundición gris o prefabricado con bridas y tubos SCH80 soldado.

Para determinar el espesor mínimo de las paredes del tramo recto se aplica la siguiente ecuación: [9]

$$e_{\min} = \frac{P_i * d_2}{2 * (S_d * E_o - 0.6 * P_i)} \quad (5.21)$$

Donde:

e_{\min} = Espesor mínimo de la pared, [m].

P_i = Presión interna máxima a la que estará sometido el inyector, [Kg/m²].

d_2 = Diámetro interno en la entrada del inyector, [m].

S_d = Esfuerzo de diseño del material utilizado en la fabricación de este elemento. Se estima en un valor igual al 66% del esfuerzo de fluencia, expresado en [Kg/m²].

E_o = Factor que contempla los acabados de fabricación y tolerancia por corrosión, su valor está comprendido entre 0,6 y 0,8.

5.6.1.2 Válvula de aguja. [9]

La geometría de la aguja, que consiste en una barra de sección circular, llamada vástago, que tiene acoplado en su extremo un bulbo, cuya geometría garantiza un flujo a la salida de la tobera y un adecuado cierre.

Generalmente se diseña el bulbo para que pueda ser sustituido cada vez que se desgaste por efecto de la erosión. En algunos casos está diseñado para que se sustituya sólo la punta, ser esta zona la más afectada por el desgaste ver en la figura 5.8. La parte roscada de la aguja permite su acoplamiento con los mecanismos del regulador de velocidad.

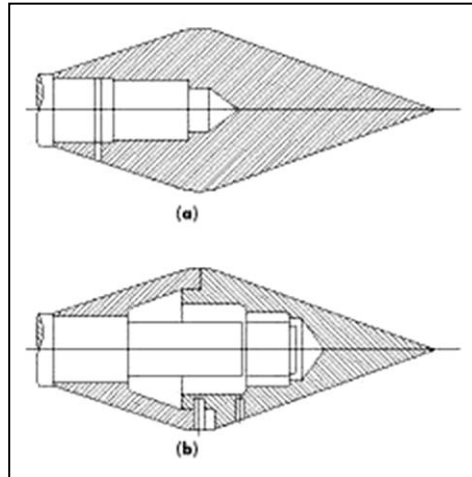


Figura 5.9 Alternativas de diseño de puntas de agujas Pelton. [9]

En la mayoría de los casos, el vástago de la aguja se protege de la erosión montando en un tubo de pared delgada, que se sustituye cada vez que se requiera. Los cálculos mecánicos que se realizan para complementar el diseño de la aguja, están basados en la hipótesis de que la aguja está sometida a una tracción constante, al tratar permanentemente de reducir el flujo en el inyector. Esta afirmación sólo se cumple cuando el diámetro del vástago es menor que el diámetro de la de salida del inyector, es decir cuando:

$$dv < dt \quad (5.22)$$

El esfuerzo a que está sometida la aguja en el momento de la apertura está dada por: [9]

$$Sa = \frac{1000 \cdot H_B \cdot (dt^2 - dv^2)}{dv^2} \quad (5.23)$$

Donde:

Sa = Esfuerzo en la aguja, [Kg/m^2].

H_B = Salto bruto, [m].

dt = Diámetro de la bocas de salida de la tobera, [m].

dv = Diámetro del vástago de la aguja, [m].

El esfuerzo resultante en la aguja debe cumplir la siguiente relación:

$$S_a < 0.66 * S_y \quad (5.24)$$

Donde:

S_y = Esfuerzo de fluencia del material utilizado en la fabricación de la aguja, $[Kg/m^2]$.

En el inyector se observa tres elementos principales, la tobera, la boquilla y el deflector.

El primero de ellos lo constituye una tobera propiamente dicha, diseñada de forma tal que permita acoplarse al tramo recto y la boquilla de la tobera.

La boquilla es el segundo elemento de este plano. Esta tobera también está diseñada para que soporte el deflector.

La boquilla es un elemento que puede sustituirse cada vez que la erosión del agua la desgaste.

Esto ocurre con el deflector, que está conformado por un álabe cuya función es cortar el chorro de agua, para desviar parte de él y está forma regular el caudal que ingrese al rodete.

El tercer elemento es el deflector se acopla a la tobera mediante un perno pivote de bronce fosforoso, en el cual se adaptan espaciadores del mismo material, con el objeto de ensamblar el deflector en forma correcta.

Mediante un codo de sección variable se acopla la tubería de presión a la turbina. Este elemento tiene prevista la instalación de un buje de deslizamiento y un sistema de prensaestopas que permite alojar la aguja del inyector, logra un adecuado desplazamiento y evita fugas externas.

El cálculo mecánico de este elemento se basa en la ecuación que define el espesor mínimo de la pared del inyector, señaladas al describir el tramo recto de la tobera.

5.6.2 Diseño y cálculo del rodete. [9]

Las dimensiones del rodete están definidas principalmente por la relación diámetro primitivo / diámetro del chorro. Esta relación define también el diseño de detalle del rodete Pelton, principalmente en lo que se refiere a la fijación de las cucharas del disco.

Es así que se recomienda utilizar rodetes fundidos en una sola pieza, cuchara y disco. En los casos en que por limitaciones de infraestructura productiva no se produzcan rodetes de una sola pieza, se recomienda utilizar cucharas empernadas a un disco cuando la relación (D_p/d) sea mayor de 12.

La principal ventaja que presenta un rodete fundido en una sola pieza, es que con ellos se obtiene diámetros pequeños de rodete, lo que a su vez permite utilizar generadores de mayor velocidad, los cuales son más económicos. En cambio los rodetes con cucharas empernadas tienen la ventaja de permitir la sustitución de algunas cucharas que, por desgaste o deficiencia de producción no operen eficientemente.

El límite inferior fijado para los rodetes con cucharas empernadas, se ha determinado en base a las dificultades que existe para ubicar los pernos en un espacio reducido, los cuales son más robustos cuando los diámetros son pequeños.

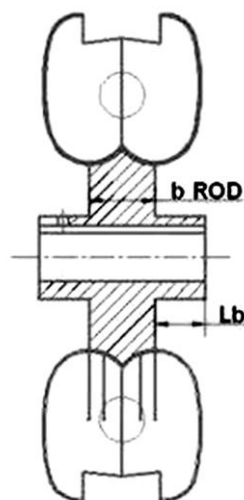


Figura 5.10 Corte transversal de un rodete Pelton. [9]

Donde:

b ROD = Espesor del rodete, [mm].

Lb = Longitud del cubo del rodete, [mm]. La cual se define mediante: [9]

$$b_{\text{ROD}} = M \cdot 18 \quad (5.25)$$

$$Lb = \frac{b_{\text{ROD}}}{1.6} \quad (5.26)$$

Siendo M la medida para la cuchara Pelton para piezas fundidas. Ver figura 5.6.

La principal ventaja que presenta un rodete fundido en una sola pieza, es que con ellos se obtiene diámetros pequeños de rodete, lo que a su vez permite utilizar generadores de mayor velocidad, los cuales son más económicos. En cambio los rodetes con cucharas empernadas tienen la ventaja de permitir la sustitución de algunas cucharas que, por desgaste o deficiencia de producción no operen eficientemente.

Para determinar las dimensiones del cubo del rodete se considera el diámetro del eje de la turbina. Se recomienda que el diámetro del cubo sea dos veces el diámetro del eje y que la longitud del canal chavetero, sea igual a 1,3 veces el diámetro del eje.

5.7 Alternativas de diseño

Para resolver el problema de la transformación de energía potencial en cinética y posteriormente en energía de fluido, se propone 2 posibles alternativas de diseño, las cuales serán analizadas en función de rendimiento, costo, facilidad de instalación, de mantenimiento y funcionalidad.

5.7.1 Diseño de la alternativa 1:

Consiste en acoplar la turbina hidráulica a un generador eléctrico, para que con esa energía generada se pueda accionar una bomba hidráulica para conducir el fluido hasta el tanque de almacenamiento.

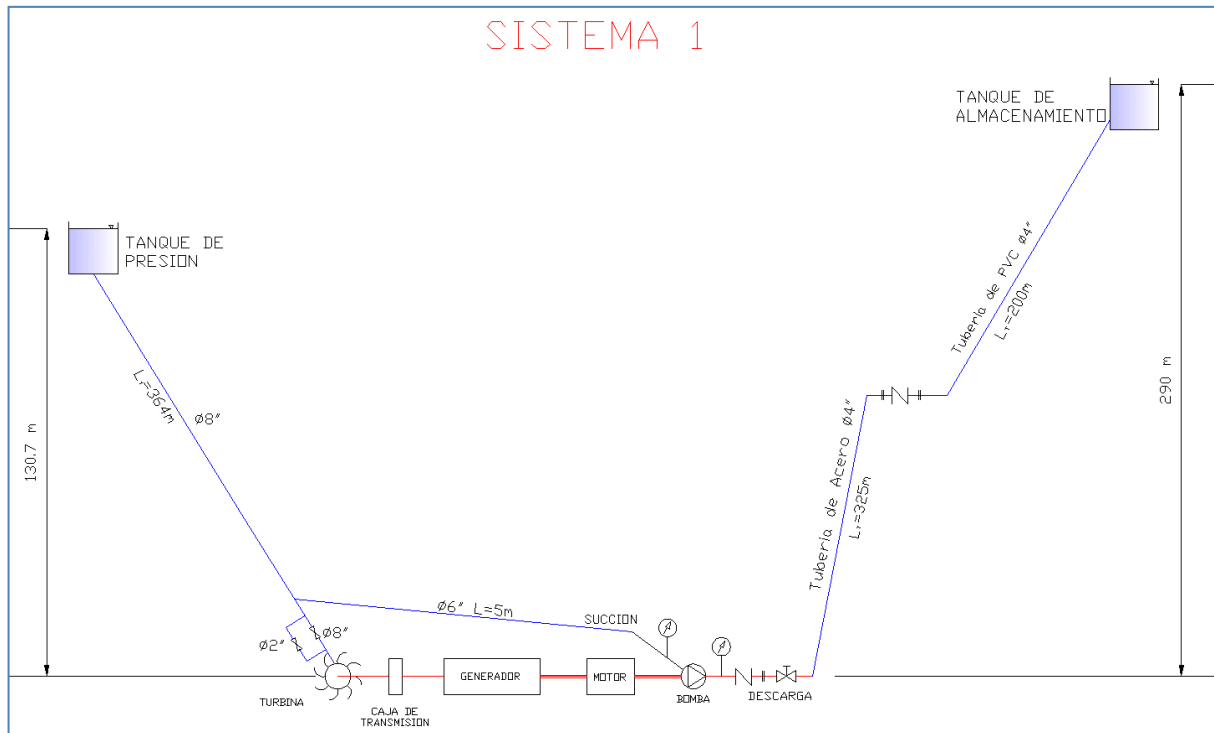


Figura 5.11 Esquema de la alternativa 1.

A. Dimensionamiento de la turbina hidráulica:

La turbina para este sistema tiene los siguientes parámetros de diseño:

- Caudal de diseño: $0.65 \text{ m}^3/\text{s} = 65 \text{ l/s}$
- Altura neta: 121 m
- Velocidad: 900 rpm
- N_q : 6.29
- N_s : 20.9

Para seleccionar el tipo de turbina necesaria para este sistema se utiliza el nomograma de la figura 5.2 con los siguientes datos:

- Caudal: $0.065 \text{ m}^3/\text{s}$
- Salto bruto: 130 m

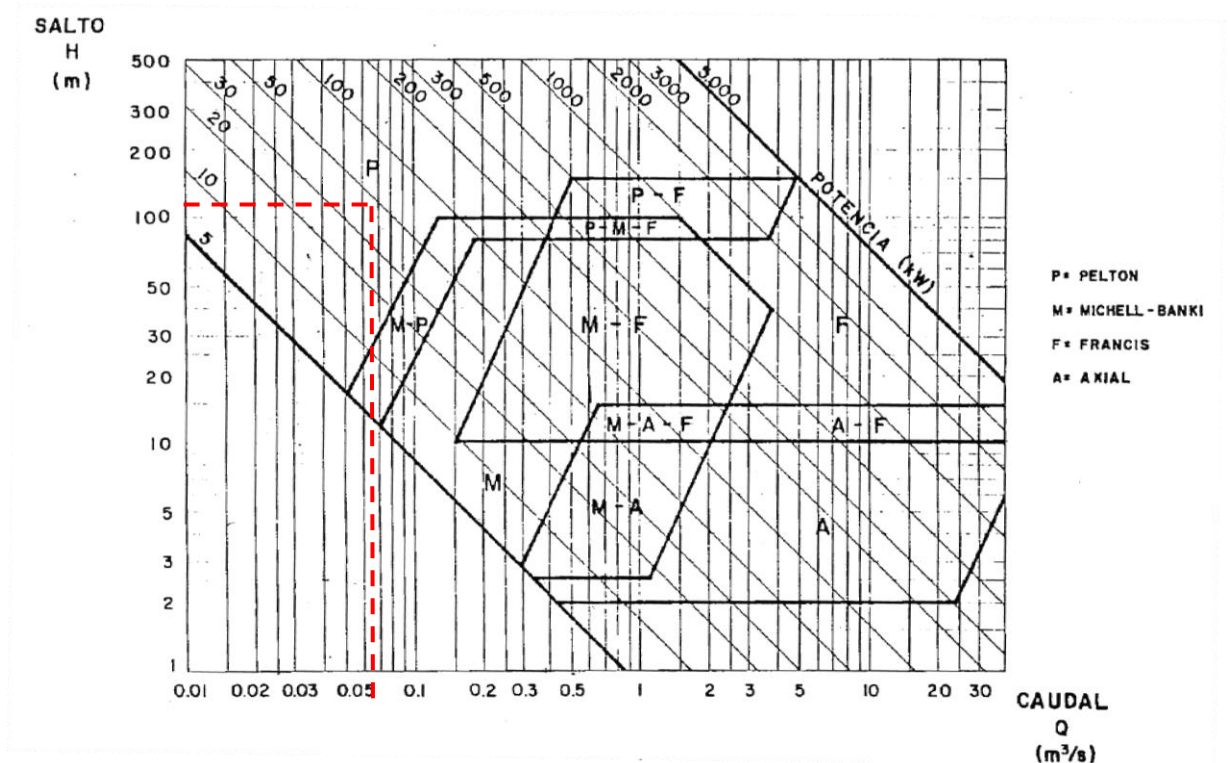


Figura 5.12 Selección de la turbina alternativa 1

Según lo que indica el nomograma anterior, la turbina adecuada para los parámetros de altura neta y caudal es una tipo Pelton.

La turbina Pelton de un inyector resulta la más adecuada para los requerimientos del proyecto, ya que cumple con los rangos de velocidades específicas mostradas en las tablas 5.2 y 5.3.

La eficiencia teórica de la turbina se obtiene utilizando la figura 5.1 considerando que se trabaja a plena carga.

El valor de la eficiencia obtenido es del 83%.

Con los parámetros antes mencionados, se define las siguientes dimensiones generales de la turbina, según el procedimiento de la OLADE descrito anteriormente:

- Número de toberas: 1
- Potencia de freno: 63.92 Kw = 86.9 CV = 98.5Hp
- Diámetro Pelton: 460 mm
- Diámetro del chorro: 42 mm
- Número de canjilones: 21
- Dimensiones de la tobera y de las cucharas:

TABLA 5.10 DIMENSIONES DE LA TOBERA – ALTERNATIVA 1.

Dimensiones Tobera	a: [m]	0,063	Diámetro máximo de la aguja.
	$\alpha 0$: [°]	50	Ángulo de la punta de la aguja.
	$\alpha 1$: [°]	70	Ángulo de la punta del inyector.
	dt: [m]	0,054	Diámetro de la punta del inyector.
	x: [m]	0,031	Recorrido máximo de la aguja.
	dv: [m]	0,046	Diámetro del vástago de la aguja.
	b: [m]	0,147	Longitud de la aguja.
	d2: [m]	0,188	Diámetro mayor en la curvatura del inyector.
	l: [m]	0,293	Longitud del tramo recto del inyector.
	r: [m]	0,837	Radio de curvatura del inyector.
	d1: [m]	0,126	Diámetro del tramo recto del inyector.

TABLA 5.11 DIMENSIONES DE LAS CUCHARAS – ALTERNATIVA 1.

Dimensiones Cucharas	B: [mm]	126	Ancho de las cucharas
	L: [mm]	115	Longitud de las cucharas
	D: [mm]	42	Profundidad de las cucharas
	f: [mm]	38	Longitud de la cuchara desde el corte hasta el centro del chorro
	M: [mm]	46	Ancho del corte de la cuchara
	e: [mm]	21	Longitud radial del corte de la cuchara
	$\beta 1$: [°]	20	Ángulo de salida del agua de la cuchara
	$\beta 2$: [°]	10	Ángulo de entrada del agua a la cuchara
	l: [mm]	63	Longitud de la cuchara en la mitad de la misma
	$\beta 3$: [°]	4	Ángulo en la punta de la cuchara
	$\beta 4$: [°]	7	Ángulo formado por las medias cucharas
	J: [mm]	150	Espesor de las cucharas

- Dimensiones del rodete:

TABLA 5.12 DIMENSIONES DEL RODETE – ALTERNATIVA 1.

Rodete	b: [mm]	83	Espesor del rodete
	Lb: [mm]	52	Longitud del cubo del rodete
	F: [Kg]	607.490	Fuerza máxima que desarrolla el chorro de agua sobre las cucharas

B. Transmisión:

La transmisión que se necesita para esta alternativa es una caja de transmisión intermedia multiplicadora de velocidad con engranajes helicoidales sobre ejes horizontales paralelos, cuya relación de transmisión es de 1:2 debido a que la velocidad de la turbina es de 900 rpm y la del generador es de 1800 rpm. El rendimiento de la transmisión es de 0.98.

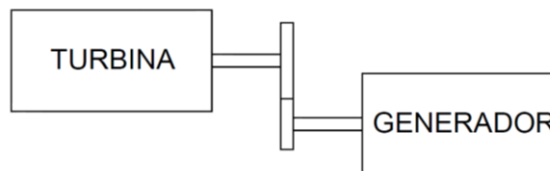


Figura 5.13 Esquema de la caja de transmisión. [13]

C. Generación eléctrica:

El generador que se puede utilizar es un generador síncrono, sin escobillas, auto excitado, con regulador electrónico de voltaje constante incorporado.

La velocidad es de 1800rpm con una frecuencia de 60 Hz. El rendimiento del generador es de 90%. La potencia de salida del generador es de 56 KW.

D. Panel de control y gobernador:

Se propone un gobernador electrónico por control de carga mediante disipación de potencia excedente en un banco de cargas parásitas con tiristores de enfriamiento con ventilación forzada.

El panel de control estará equipado con instrumentos necesarios y suficientes para el funcionamiento automático como: voltímetros, amperímetros, frecuencímetro analógico, pulsadores, etc.

Con esta información se consiguió una cotización de la empresa Betta Hidroubinas de un equipo electromecánico (MICROCENTRAL) cuyas características técnicas y económicas se detallan en el ANEXO 3.1.

5.7.1.1 Especificaciones técnicas de los equipos electromecánicos propuesto por Betta.

Turbina hidráulica:

- Turbina hidráulica tipo Pelton modelo Betta P500
- Caudal de diseño: 65 l/s
- Potencia en el eje de la turbina hidráulica: 79 CV.
- Velocidad de la turbina: 1005 Rpm
- Diámetro Pelton: 500mm
- Número de toberas: 1
- Válvula mariposa, accionamiento manual por reductor, diámetro nominal 200 milímetros.

Transmisión: Multiplicador de velocidades de engranajes, montadas en una carcasa lubricada con aceite.

Generación eléctrica: Generador síncrono - tipo industrial, sistema de excitación “brushless” (sin escobillas) con regulador electrónico tipo U/ F = constante.

- Potencia nominal del generador (FP 0,8): 68 KVA
- Velocidad del generador: 1800 Rpm
- Frecuencia: 60 HZ
- n° de fases: 3
- Voltaje nominal: 220 V
- Forma constructiva: Eje horizontal con 2 cojinetes

Panel de control y gobernador: Regulador automático de velocidad, tipo electrónico y comando de control eléctrico

Costos:

El valor FOB Santos es de 74400 USD según el ANEXO 3.1.

El valor total ex aduana en Quito es de 89743.3 USD según el ANEXO 3.2.

Al comparar las especificaciones técnicas de la turbina que ofrece el fabricante Betta con las características de la turbina calculada según OLADE se observa que son muy similares por lo que se justifica su diseño y dimensionamiento.

5.7.2 Diseño de la alternativa 2

Consiste en acoplar la turbina hidráulica a una bomba mediante una transmisión por bandas para conducir el fluido hasta el tanque de almacenamiento.

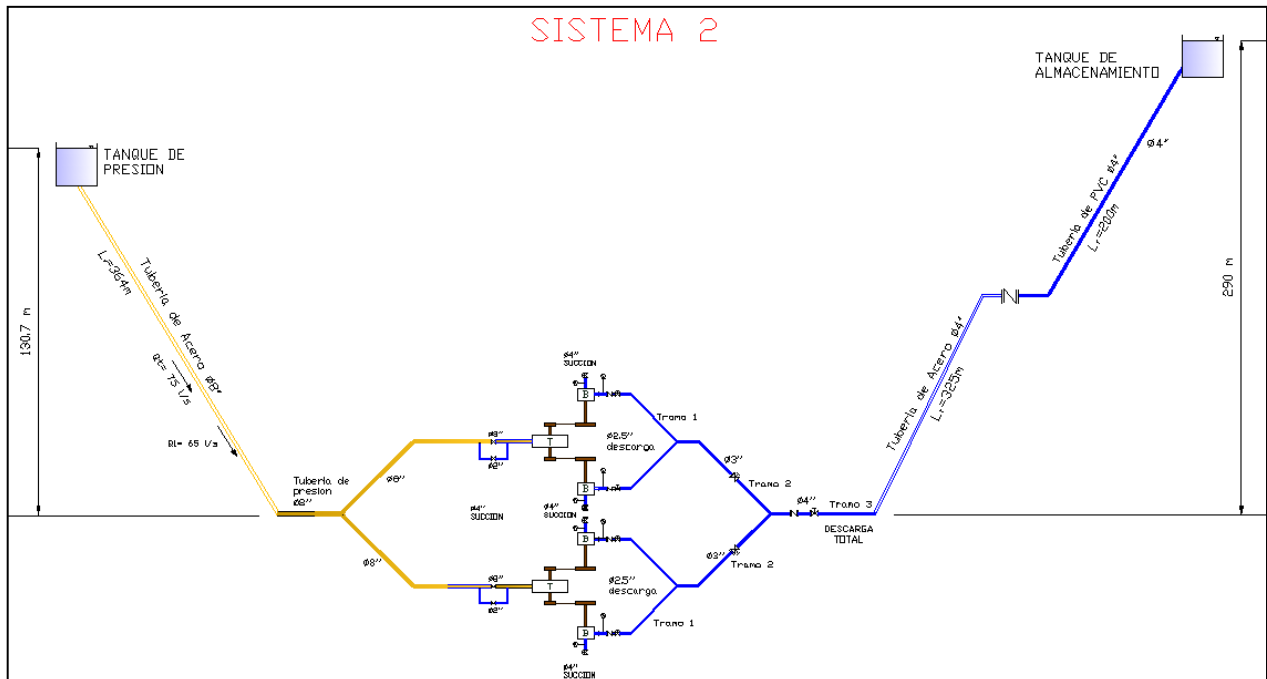


Figura 5.14 Esquema de la alternativa 2.

Dimensionamiento de la turbina hidráulica:

La turbina para este sistema tiene los siguientes parámetros de diseño:

- Caudal de diseño: $0.025 \text{ m}^3/\text{s} = 25 \text{ l/s}$
- Altura neta: 121 m
- Velocidad: 1000 rpm
- N_q : 4.33
- N_s : 14.41

Para seleccionar el tipo de turbina necesaria para este sistema se utiliza el nomograma de la figura 5.2 con los siguientes datos:

- Caudal: $0.025 \text{ m}^3/\text{s}$
- Salto bruto: 130 m

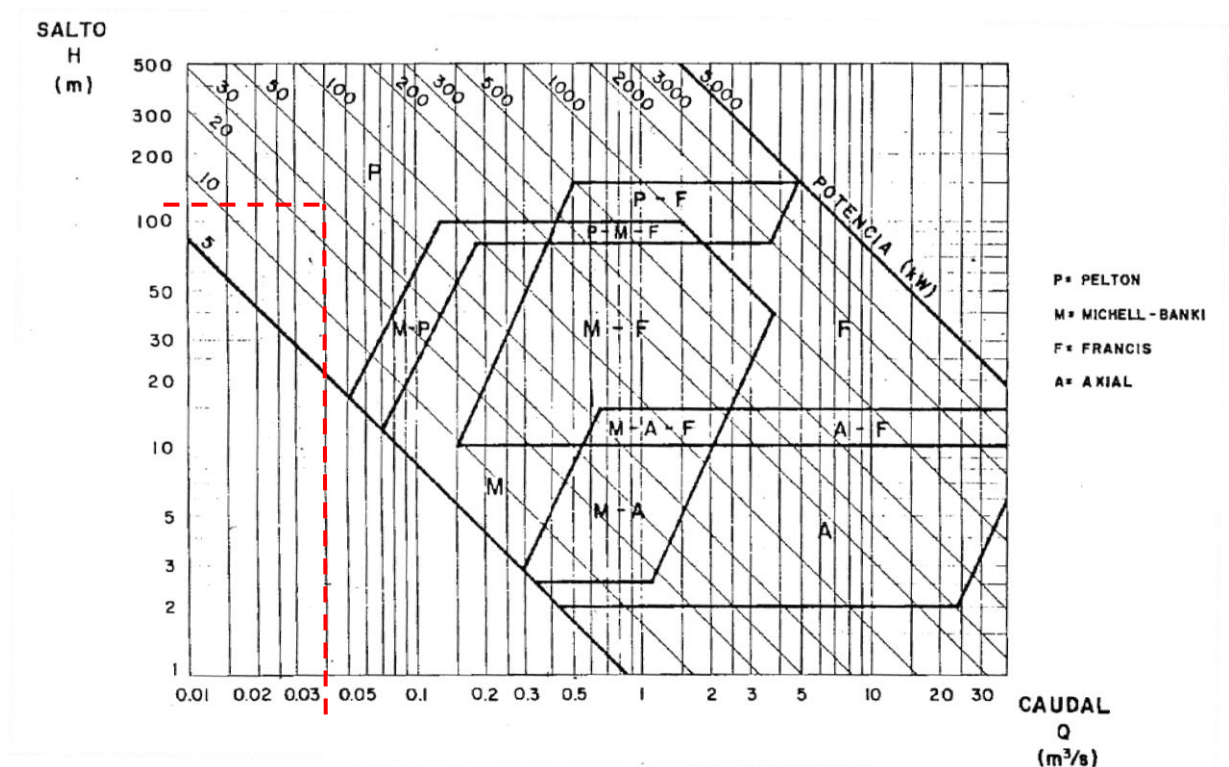


Figura 5.15 Selección de la turbina alternativa 2

Según lo que indica el nomograma anterior, la turbina adecuada para los parámetros de altura neta y caudal es una tipo Pelton.

La turbina Pelton de un inyector resulta la más adecuada para los requerimientos del proyecto, ya que cumple con los rangos de velocidades específicas mostradas en las tablas 5.2 y 5.3.

La eficiencia teórica de la turbina se obtiene utilizando la figura 5.1 considerando que se trabaja a plena carga.

El valor de la eficiencia obtenido es del 83%.

Con los parámetros antes mencionados, se define las siguientes dimensiones generales de la turbina, según el procedimiento de la OLADE descrito anteriormente:

- Número de toberas: 1
- Potencia de freno: 24.58 Kw = 33.42 CV
- Diámetro Pelton: 427 mm
- Diámetro del chorro: 26 mm
- Número de canjilones: 24

Dimensiones de la tobera y de las cucharas:

TABLA 5.13 DIMENSIONES DE LA TOBERA – ALTERNATIVA 2.

Dimensiones Tobera	a: [m]	0,039	Diámetro máximo de la aguja.
	α_0: [°]	50	Ángulo de la punta de la aguja.
	α_1: [°]	70	Ángulo de la punta del inyector.
	dt: [m]	0,034	Diámetro de la punta del inyector.
	x: [m]	0,019	Recorrido máximo de la aguja.
	dv: [m]	0,029	Diámetro del vástago de la aguja.
	b: [m]	0,091	Longitud de la aguja.
	d2: [m]	0,117	Diámetro mayor en la curvatura del inyector.
	l: [m]	0,182	Longitud del tramo recto del inyector.
	r: [m]	0,519	Radio de curvatura del inyector.
	d1: [m]	0,078	Diámetro del tramo recto del inyector.

TABLA 5.14 DIMENSIONES DE LAS CUCHARAS – ALTERNATIVA 2.

Dimensiones Cucharas	B: [mm]	78	Ancho de las cucharas
	L: [mm]	71	Longitud de las cucharas
	D: [mm]	26	Profundidad de las cucharas
	f: [mm]	23	Longitud de la cuchara desde el corte hasta el centro del chorro
	M: [mm]	29	Ancho del corte de la cuchara
	e: [mm]	13	Longitud radial del corte de la cuchara
	β_1: [°]	20	Ángulo de salida del agua de la cuchara
	β_2: [°]	10	Ángulo de entrada del agua a la cuchara
	l: [mm]	39	Longitud de la cuchara en la mitad de la misma
	β_3: [°]	4	Ángulo en la punta de la cuchara
	β_4: [°]	7	Ángulo formado por las medias cucharas
	J: [mm]	150	Espesor de las cucharas

- Dimensiones del rodete:

TABLA 5.15 DIMENSIONES DEL RODETE – ALTERNATIVA 2.

Rodete	b: [mm]	51	Espesor del rodete
	Lb: [mm]	32	Longitud del cubo del rodete
	F: [Kg]	233.65	Fuerza máxima que desarrolla el chorro de agua sobre las cucharas

Con esta información se consiguió una cotización de la empresa Betta Hidroubinas de un equipo electromecánico (TURBOBOMBA) cuyas características técnicas y económicas se detallan en el ANEXO 3.3.

5.7.2.1 Especificaciones técnicas del equipo de turbobombeo propuesto por Betta.

Turbina hidráulica:

- Turbina hidráulica tipo Pelton modelo Betta P500
- Caudal de diseño: 25 l/s
- Potencia en el eje de la turbina hidráulica: 31 CV.
- Velocidad de la turbina: 1059 Rpm
- Diámetro Pelton: 500 mm
- Número de toberas: 1
- Válvula mariposa, accionamiento manual, diámetro nominal 200 milímetros.
- Sistema de seguridad contra el disparo de la turbina por ruptura de tubería de descarga.
- Chasis metálico para cubrir el conjunto

Transmisión: Correas y poleas multiplicadoras de velocidad

Costos:

El valor FOB Santos es de 17850 USD según el ANEXO 3.3.

El valor total ex aduana en Quito es de 21394 USD según el ANEXO 3.4.

Al comparar las especificaciones técnicas de la turbina que ofrece el fabricante Betta con las características de la turbina calculada según OLADE se observa que son muy similares por lo que se justifica su diseño y dimensionamiento.

CAPÍTULO VI

6. DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO

6.1 Introducción

Para el presente proyecto se necesita diseñar un sistema de bombeo, para transportar un caudal de 158.5 GPM (10 l/s) de agua desde la casa de máquinas ubicada a 2540 msnm hasta un tanque de almacenamiento situado en la loma de Cananvalle a 2830 msnm.

El fluido es agua que será destinada para el riego. El líquido a transportar tiene bajo contenido de sólidos en suspensión y su temperatura promedio es de 15°C.

A continuación se detalla las especificaciones físicas y técnicas del sistema de bombeo:

6.2 Parámetros fundamentales de diseño

Ubicación del sistema de bombeo:

- Lugar: Cananvalle.
- Altitud: 2540 msnm.
- Temperatura del medio ambiente: 15 °C.
- La presión barométrica de la localidad a una altitud de 2540 m: 72746.82 Pa.

Características del fluido:

- Tipo de fluido: agua de vertiente (destinada para riego).
- Presión de vapor a 15 °C = 0.25 Psia = 1723.68925 Pa

- Viscosidad cinemática a 15 °C = 0.00000114 m²/s
- Densidad = 999.085 Kg/m³
- Peso específico = 9791.03 N/m³

6.3 Selección de diámetros nominales adecuados para succión y descarga de la bomba

Para seleccionar los diámetros adecuados para la succión y descarga de la bomba utilizamos el siguiente diagrama que está en función del caudal de bombeo.

Diagrama de selección del diámetro de succión:

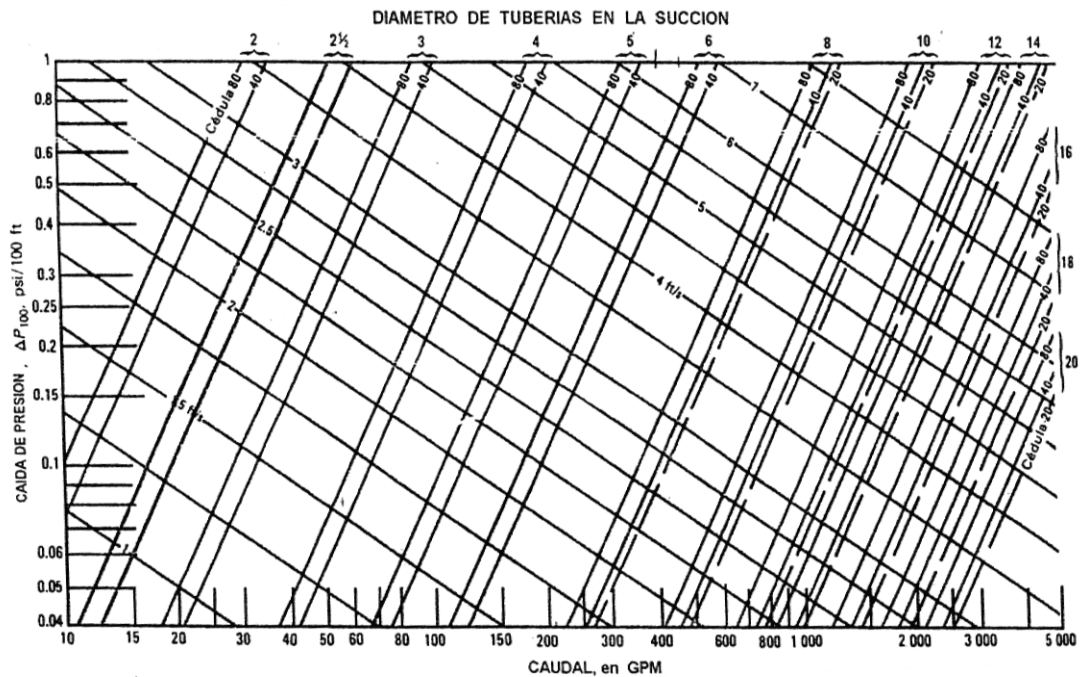


Figura 6.1 Diagrama de selección del diámetro de succión. [20]

Diagrama de selección del diámetro de descarga:

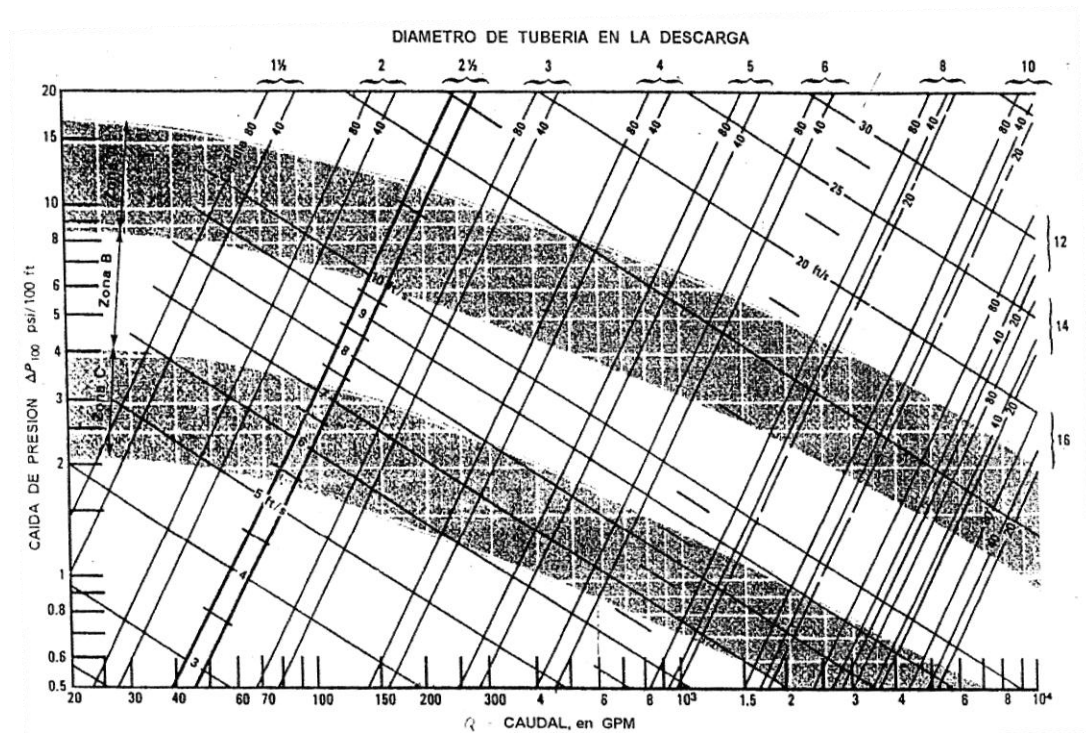


Figura 6.2 Diagrama del diámetro de tubería en la descarga. [20]

6.4 Altura útil o efectiva (TDH). [21]

Es la cabeza total dinámica y está definida por la siguiente ecuación:

$$H = H_s + H_d \quad (6.1)$$

Donde:

H_s = Cabeza o columna dinámica de succión, [m].

H_d = Cabeza o columna dinámica de descarga, [m].

Cabeza o columna dinámica de succión: [21]

$$H_s = -h_{es} + h_{vs} + H_{rs} \pm H_{pms} \quad (6.2)$$

Donde:

h_{es} : Cabeza o columna estática de succión, [m]

h_{vs} : Altura o columna de velocidad en la succión, [m/s]

h_{rs} : Altura debida a las pérdidas totales en la succión, [m]

H_{pms} : Altura de presión manométrica en la succión, [m]

Cabeza o columna de velocidad en la succión: [21]

$$h_{vs} = \frac{v^2}{2g} \quad (6.3)$$

Pérdidas de energía primarias y secundarias en la succión: [21]

Las pérdidas disminuyen la energía específica útil que la bomba comunica al fluido y consiguientemente a la altura útil.

$$H_{rs} = H_{rp_s} + H_{rs_s} \quad (6.4)$$

Las pérdidas primarias (H_{rp_s}) son aquellas que se producen por el rozamiento del fluido con la tubería y las secundarias (H_{rs_s}) se producen por el rozamiento del fluido con los distintos accesorios instalados en la tubería del sistema de bombeo.

En el caso de la succión de la bomba del presente proyecto, se tiene dos tuberías en serie la de diámetros diferentes, por lo tanto las pérdidas se suman de la siguiente manera:

$$H_{rs} = H_{rs1} + H_{rs2} \quad (6.5)$$

$$H_{rs} = \left(\frac{\lambda_1 L_1}{D_1} + \Sigma K_1 \right) * \frac{V_1^2}{2g} + \left(\frac{\lambda_2 L_2}{D_2} + \Sigma K_2 \right) * \frac{V_2^2}{2g}$$

Donde:

λ = Coeficiente de fricción de la tubería, [adimensional].

L = Longitud de tubería, [m].

D = Diámetro interno de la tubería, [m].

Σk = Coeficiente de pérdidas por accesorios, [adimensional].

V_s = Velocidad del fluido en la succión, [m/s].

g = Gravedad, [m/s²]

Coeficiente de fricción λ , (según Fanno). [8]

$$\lambda = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{k}{3.7D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}}\right)\right]^2} \quad (6.6)$$

Donde:

λ = Coeficiente de fricción de la tubería, [adimensional].

D = Diámetro interno de la tubería, [m].

k = Rugosidad absoluta, [m].

Re = Número de Reynolds, [adimensional]

Número de Reynolds: [8]

$$Re = \frac{VD}{\gamma} \quad (6.7)$$

Donde:

V = velocidad, [m/s].

D = diámetro interno, [m].

γ = viscosidad cinemática, [m²/s].

Rugosidad Relativa. [8]

$$\text{Rugosidad relativa} = \frac{k}{D} \quad (6.8)$$

Donde:

k = rugosidad absoluta depende de tipo de tubería. (Ver ANEXO 2.6)

D = diámetro interno, [m].

Coefficiente de pérdidas por accesorios K

El coeficiente K es un factor de pérdida de carga que sufre el fluido al atravesar los diferentes elementos de una instalación hidráulica, este valor varía de acuerdo al tipo de elemento.

(Ver ANEXO 2.5).

Cabeza o columna dinámica en la descarga. [21]

$$h_d = h_{ed} + h_{vd} + H_{rd} \pm H_{pmd} \quad (6.9)$$

Donde:

h_{ed} : Cabeza o columna estática en la descarga, [m]

h_{vd} : Altura o columna de velocidad en la descarga, [m/s]

h_{rd} : Altura debida a las pérdidas totales en la descarga, [m]

H_{pmd} : Altura de presión manométrica en la descarga, [m]

Cabeza o columna de velocidad en la descarga. [21]

Es la energía cinética del fluido y se calcula con la siguiente ecuación;

$$h_{vd} = \frac{v^2}{2g} \quad (6.10)$$

Pérdidas de energía primarias y secundarias en la descarga.

En este proyecto, la tubería de descarga tiene tres tuberías en serie de diámetros diferentes, por lo tanto las pérdidas de cada tubería se suman y se calculan de la siguiente manera: [21]

$$H_{rd} = H_{rd1} + H_{rd2} + H_{rd3} \quad (6.11)$$

$$H_{rd} = \left(\frac{\lambda_1 L_1}{D_1} + \Sigma K_1 \right) * \frac{V_1^2}{2g} + \left(\frac{\lambda_2 L_2}{D_2} + \Sigma K_2 \right) * \frac{V_2^2}{2g} + \left(\frac{\lambda_3 L_3}{D_3} + \Sigma K_3 \right) * \frac{V_3^2}{2g}$$

6.5 Cabeza neta de succión positiva NPSH)d. [8]

Este factor se define como la diferencia entre la presión existente a la entrada de la bomba y la presión de evaporación del líquido que se bombea. Esta diferencia es determinante para el buen rendimiento del equipo, puesto que evita la cavitación, fenómeno de vaporización súbita del líquido al interior de la bomba, que se reduce su capacidad y puede causar serios daños a sus partes internas. El NPSH es un análisis de las condiciones de energía de succión de una bomba para saber si el líquido se evaporara en el punto más bajo de presión en el equipo.

Se debe asegurar que el NPSH)d sea mayor que el NPSH)r por la bomba para evitar efectos de cavitación.

El NPSH)d se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$NPSH)_d = \frac{P_b}{\gamma} + h_{es} - h_{rs} - \frac{P_v}{\gamma} \quad (6.12)$$

Donde:

P_v = Presión de vapor del líquido bombeado, [m.c.a.]

h_{es} = Cabeza o columna estática de succión, [m]

h_{rs} = Pérdidas totales en la succión, [m]

P_b = Presión barométrica, [m.c.a.]

6.6 Selección de la bomba hidráulica para la alternativa 1

Para esta alternativa se tiene un sistema de cabeza estática de succión debido a las condiciones geográficas del lugar del proyecto y a la disposición de las tuberías. (Ver figura 5.11).

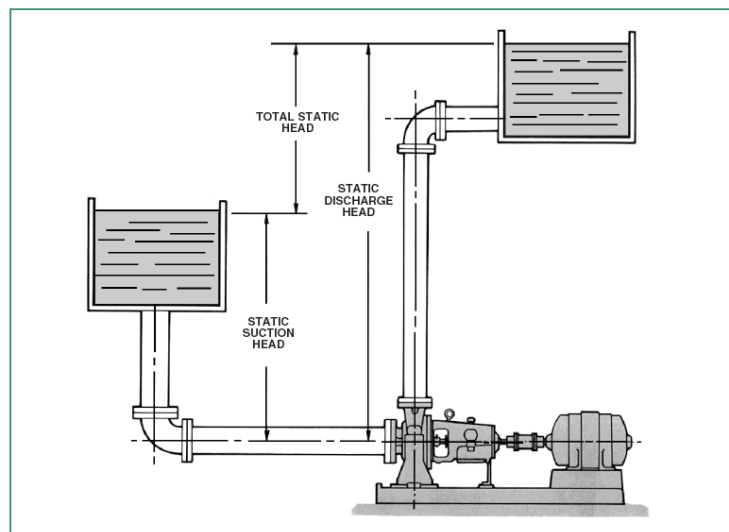


Figura 6.3 Esquema de un sistema con cabeza estática de succión [11]

Donde:

h_{ed} = Columna o altura estática de descarga.

h_{es} = Elevación o altura de succión estática.

H_{eT} = Columna o altura estática total.

Parámetros de selección:

- Tiempo de funcionamiento del sistema de bombeo = 24 horas al día.
- Caudal de bombeo = 10 l/s
- El tanque de succión y descarga están abiertos a la atmósfera.
- Cabeza estática de succión = 130 m.
- Cabeza estática de descarga = 290 m.
- Longitud de tubería de succión de la bomba = 364m.
- Longitud de tubería de descarga = 525m

6.6.1 Selección de diámetros nominales adecuados para succión y descarga de la bomba

Para seleccionar los diámetros adecuados para la succión y descarga de la bomba utilizamos la figura 6.1 que está en función del caudal de bombeo.

$$Q_b = 10 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 158.5 \text{ GPM}$$

Selección del diámetro de succión:

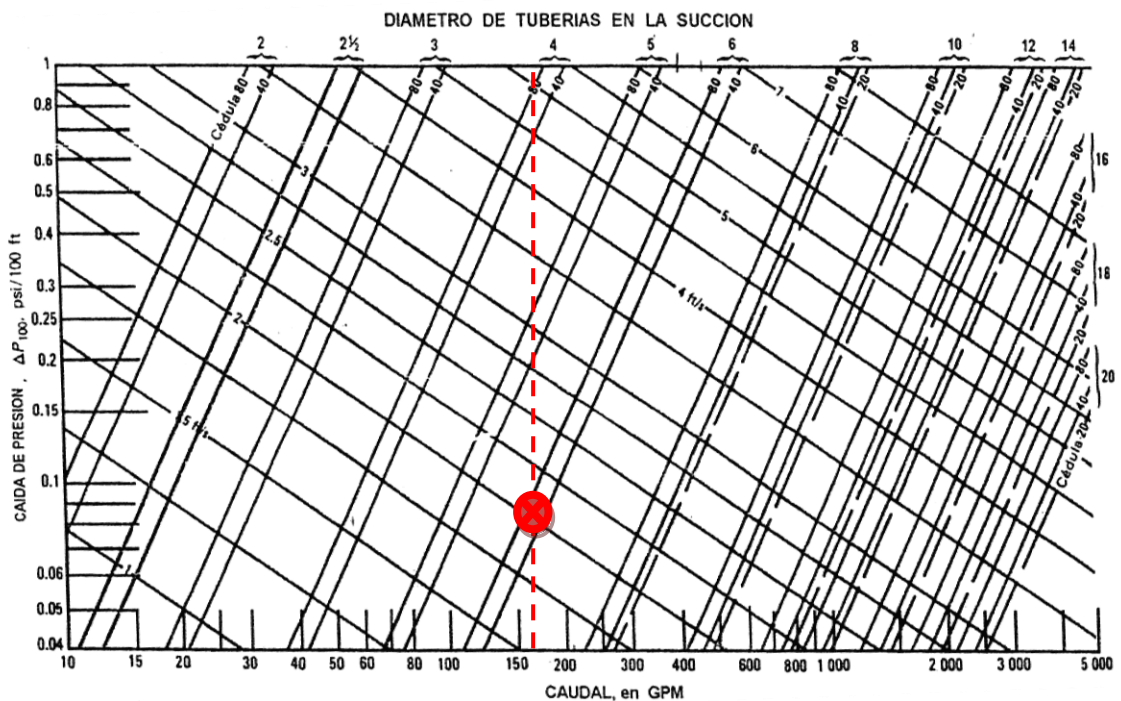


Figura 6.4 Selección del diámetro de succión, alternativa 1. [20]

Con un caudal de 158.5 GPM en la succión existe tres alternativas, 4",5",6".

Se selecciona el diámetro de 6" porque a mayor diámetro menores pérdidas.

Los datos de la tubería seleccionada según el catálogo son los siguientes: [16]

- Material: Acero A-53 Gr. B
- Diámetro nominal: 6"
- Diámetro exterior: 168.3 mm.
- Espesor: 7.11 mm.

Se debe aclarar que el tramo de 6" de la tubería de succión es de apenas 5m de longitud y el resto de la tubería de succión se considera la misma tubería de presión de diámetro 8" con una longitud de 364 m. (Ver figura 5.11)

Selección del diámetro de descarga:

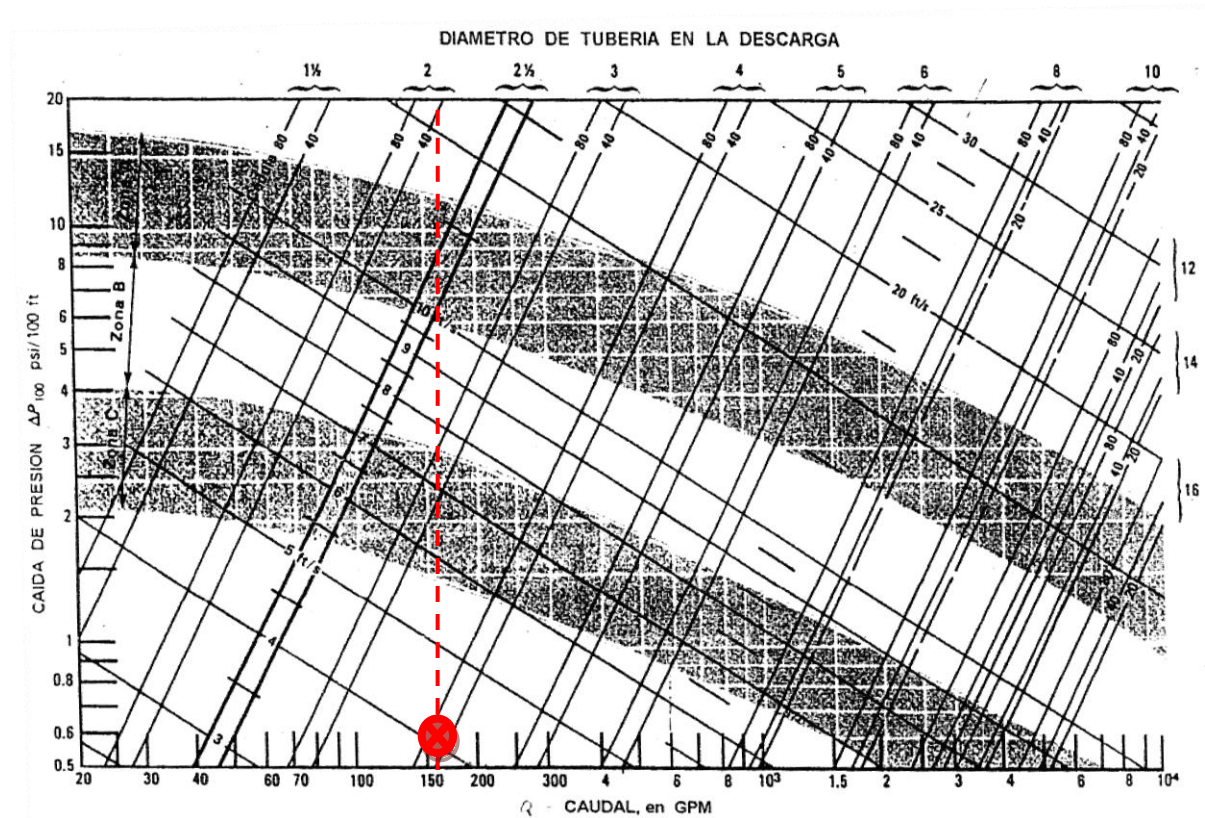


Figura 6.5 Selección diámetro de tubería en la descarga, alternativa 1. [20]

Con un caudal de 158.5 GPM existe tres alternativas, de 2.5", 3",4".

Se selecciona el diámetro de 4" porque a mayor diámetro menores pérdidas y la velocidad de flujo es menor, con lo que se disminuye el desgaste por erosión de la tubería.

Los datos de la tubería seleccionada son los siguientes: **[16]**

- Material: Acero A-53 Gr. B
- Diámetro nominal: 4"
- Diámetro interior: 114.3 mm.
- Espesor: 6.02 mm.

Hay que aclarar que el tramo de la tubería de descarga de 4" de acero A-53 Gr. B tiene una longitud de 325 m y el resto se instalará de tubería PVC de diámetro nominal de 110 mm, con una longitud de 200 m hasta llegar al tanque de almacenamiento.

6.6.2 Cálculo de la altura útil o efectiva (TDH). [21]

Cálculo de la cabeza o columna de velocidad en la succión: [21]

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0,01 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,0186\text{m}^2} = 0,536 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Según la ecuación 6.3 se calcula:

$$h_{vs} = \frac{\left(0,536 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 * 9,81} = 0.0147\text{m}$$

Pérdidas de energía primarias y secundarias en la succión: [21]

En el caso de la succión de la bomba del sistema 1, se tiene dos tuberías en serie: la primera de Ø 8" y la segunda de Ø 6", por lo tanto las pérdidas se suman de la siguiente manera:

$$H_{rs} = H_{rs\phi 8} + H_{rs\phi 6} \quad (6.13)$$

$$H_{rs} = \left(\frac{\lambda_{\phi 8} L_{\phi 8}}{D_{\phi 8}} + \Sigma K_{\phi 8} \right) * \frac{V_{\phi 8}^2}{2g} + \left(\frac{\lambda_{\phi 6} L_{\phi 6}}{D_{\phi 6}} + \Sigma K_{\phi 6} \right) * \frac{V_{\phi 6}^2}{2g}$$

Detalle de coeficiente de pérdidas por accesorios

Para la tubería de 8'':

TABLA 6.1. DETALLE DE ACCESORIOS DE LA TUBERÍA DE 8'' (Ver ANEXO 2.5)

Accesorio	k	Cantidad	Subtotal
Codos de 15°	0.062	4	0.248
Codo de 30°	0.165	3	0.495
Codo de 45°	0.32	2	0.64
Entrada de tubería	1	1	1
Uniones bridadas	0.15	6	0.9
Válvula mariposa	0.2	1	0.2
$\Sigma k_{\phi 8}$			3.483

Para la tubería de 6'':

TABLA 6.2. DETALLE DE ACCESORIOS DE LA TUBERÍA DE 6'' (Ver ANEXO 2.5)

Accesorio	k	Cantidad	Subtotal
Codo de 45°	0.062	1	0.062
Bifurcación	0.68	1	0.68
Uniones bridadas	0.15	2	0.3
Reducción	0.22	1	0.22
$\Sigma k_{\phi 6}$			1.262

En la siguiente tabla se resumen las variables para el cálculo de pérdidas de energía primarias y secundarias en la succión:

TABLA 6.3. RESUMEN DE VARIABLES DE LA SUCCIÓN

	$\phi 6$	$\phi 8$
D [m]	0.15408	0.20274
A_T [m ²]	0.0186	0.0323
V [m/s]	0.536	2.323
Re	72486.87	413168.74
K/D	0.00029855	0,000226
λ	0.02052	0,01602
L [m]	5	364
Σk	1.262	3.483

Sustituyendo los datos antes obtenidos en la ecuación 6.13 se calcula el Hrs:

$$H_{rs} = \left(\frac{(0.01524)(364)}{0.20274} + 3.483 \right) * \frac{(2.323)^2}{2(9.8)} + \left(\frac{(0.02052) * 5}{0.15408} + 1.262 \right) * \frac{(0.536)^2}{2(9.8)}$$

$$H_{rs} = 8.906 \text{ m}$$

Cálculo de la cabeza o columna dinámica de succión

Después de calcular las pérdidas totales, la columna de velocidad y la columna estática en la succión se reemplazan estos valores en la ecuación 6.2 para determinar la cabeza dinámica de succión.

$$h_s = -130 + 0.0147 + 8.906 = -121.08 \text{ m}$$

Cálculo de la cabeza o columna de velocidad en la descarga. [21]

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0,01 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,0082 \text{m}^2} = 1.22 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Según la ecuación 6.10 se calcula:

$$h_{vd} = \frac{(1.22)^2}{2(9.8)} = 0,076 \text{ [m]}$$

Cálculo de las pérdidas de energía primarias y secundarias en la descarga.

En la tubería de descarga se tienen dos tuberías en serie del mismo diámetro pero de diferente material la primera de Ø 4" de Acero A-53 Gr. B Sch 40 , la segunda de Ø 4" de PVC.

$$H_{rd} = H_{rd\text{Ø4(Acero)}} + H_{rd\text{Ø4(PVC)}} \quad (6.14)$$

$$H_{rd} = \left(\frac{\lambda_{\emptyset 4(\text{Acero})} L_{\emptyset 4(\text{Acero})}}{D_{\emptyset 4(\text{Acero})}} + \Sigma K_{\emptyset 4(\text{Acero})} \right) * \frac{V_{\emptyset 4(\text{Acero})}^2}{2g} + \left(\frac{\lambda_{\emptyset 4(\text{PVC})} L_{\emptyset 4(\text{PVC})}}{D_{\emptyset 4(\text{PVC})}} + \Sigma K_{\emptyset 4(\text{PVC})} \right) * \frac{V_{\emptyset 4(\text{PVC})}^2}{2g}$$

Detalle de pérdidas por accesorios:

Para la tubería de descarga de 4" de Acero A-53 Gr. B Sch 40

TABLA 6.4. DETALLE DE ACCESORIOS DE LA TUBERÍA DE 4" DE ACERO. (Ver Anexo2.5)

Accesorio	k	Cantidad	Subtotal
Codos de 15°	0.062	2	0.124
Codo de 45°	0.32	1	0.32
Codo de 60°	0.684	1	0.684
Uniones bridadas	0.15	8	1.2
Válvula check	1.7	2	3.4
Válvula de control de flujo	0.2	1	0.2
$\Sigma k_{\emptyset 4(\text{acero})}$			5.93

Para la tubería de descarga de 4" de PVC.

TABLA 6.5. DETALLE DE ACCESORIOS DE LA TUBERÍA DE 4" DE PVC. (Ver ANEXO 2.5)

Accesorio	k	Cantidad	Subtotal
Codos de 15°	0.062	3	0.186
Acople de tubería	0.35	1	0.35
Válvula de control de flujo	0.2	1	0.2
$\Sigma k_{\emptyset 4(\text{PVC})}$			0.736

En la siguiente tabla se resumen las variables a considerar para el cálculo de las pérdidas en la descarga.

TABLA 6.6. RESUMEN DE VARIABLES DE LA DESCARGA

	$\emptyset 4''$ A-53 Gr. B	$\emptyset 4''$ PVC
D [m]	0.10226	0.1046
A _T [m ²]	0.0082	0.0086
V [m/s]	1.218	1.164
Re	109219.41	106776.07
K/D	0.00044983	0.00001434
λ	0.01996	0.0177
L [m]	325	200
Σk	5.93	0.736

Según la ecuación 6.11 se calcula:

$$H_{rd} = \left(\frac{(0.01996) * 325}{0.10226} + 5.93 \right) * \frac{(1.218)^2}{2(9.8)} + \left(\frac{(0.0177) * 200}{0.1046} + 0.736 \right) * \frac{(1.164)^2}{2(9.8)}$$

$$H_{rd} = 7.64 \text{ m}$$

Después de calcular las pérdidas totales, la columna de velocidad y la columna estática en la descarga se proceden a calcular la columna dinámica de descarga, según la ecuación 6.14.

$$h_d = 290 + 0.076 + 7.64 = 297.72 \text{ m}$$

Sustituyendo los valores antes calculado en la ecuación 6.1 de la altura útil o efectiva se obtiene:

$$H = -121.08 + 297.72 = 176.64 \text{ m}$$

6.6.3 Cálculo de la cabeza neta de succión positiva NPSH)d. [8]

Cálculo de la presión barométrica

$$\frac{P_b}{\gamma} = \frac{72746.82 \text{ Pa.}}{(9.8\text{m/s}^2 * 999.085 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3})} = 7.430 \text{ m. c. a.}$$

Cálculo de la presión de vapor del líquido bombeado a la temperatura de bombeo

$$\frac{P_v}{\gamma} = \frac{1723.69 \text{ Pa.}}{(9.8\text{m/s}^2 * 999.085 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3})} = 0.176 \text{ m.c.a.}$$

Remplazando los valores anteriormente obtenidos en la ecuación 6.12 se tiene:

$$\text{NPSH}_d = 7.430 + 130 - 8.906 - 0.176 = 128.35\text{m} = 421\text{ ft}$$

6.6.4 Selección de la bomba hidráulica utilizando el catálogo de bombas Flowserve - Durco [22]

Utilizando el catálogo de bombas Flowserve – Durco, se requiere seleccionar un modelo de bomba hidráulica que cumpla con las siguientes condiciones de operación:

- Tipo de líquido = Agua
- Temperatura = 15 °C
- Caudal de bombeo = $Q = 10 \frac{l}{s} = 158.5\text{ GPM}$
- Altura útil efectiva = $H = 579.4\text{ ft}$.

Diagrama selección de bombas Flowserve-Durco

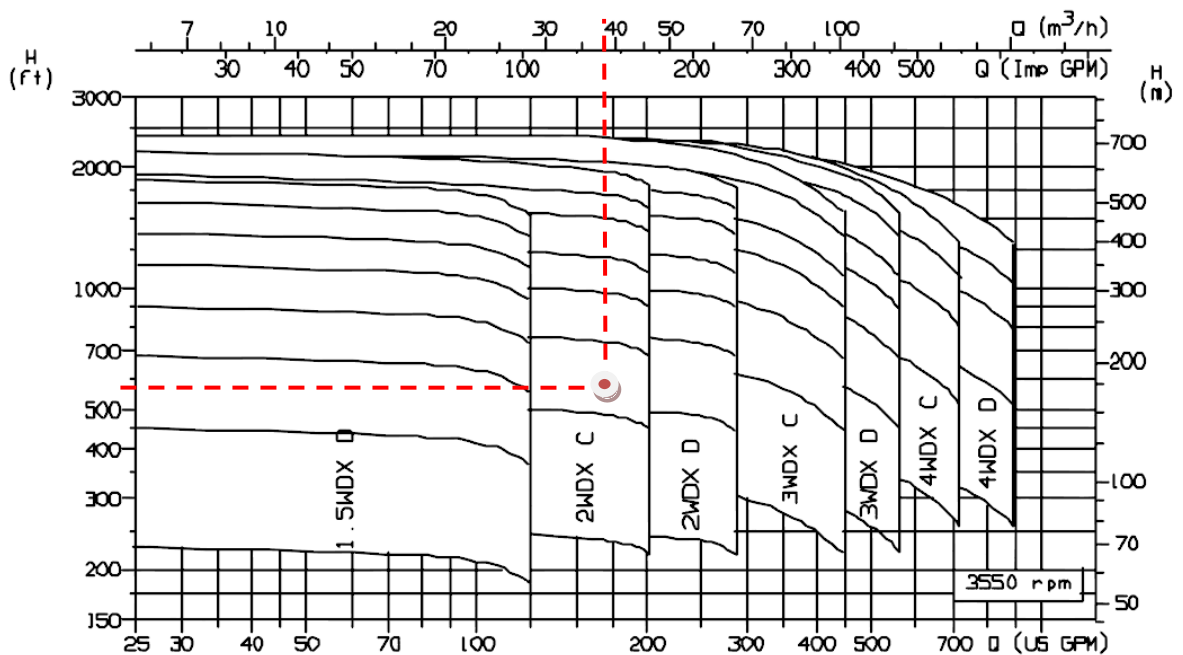


Figura 6.6 Selección de bombas Flowserve-Durco. [22]

De acuerdo al diagrama de selección de bombas Flowserver-Durco, se determina que el modelo 2WDXC cumple con las características de caudal y altura útil efectiva.

Determinación del punto de funcionamiento de la bomba 2WDXC:

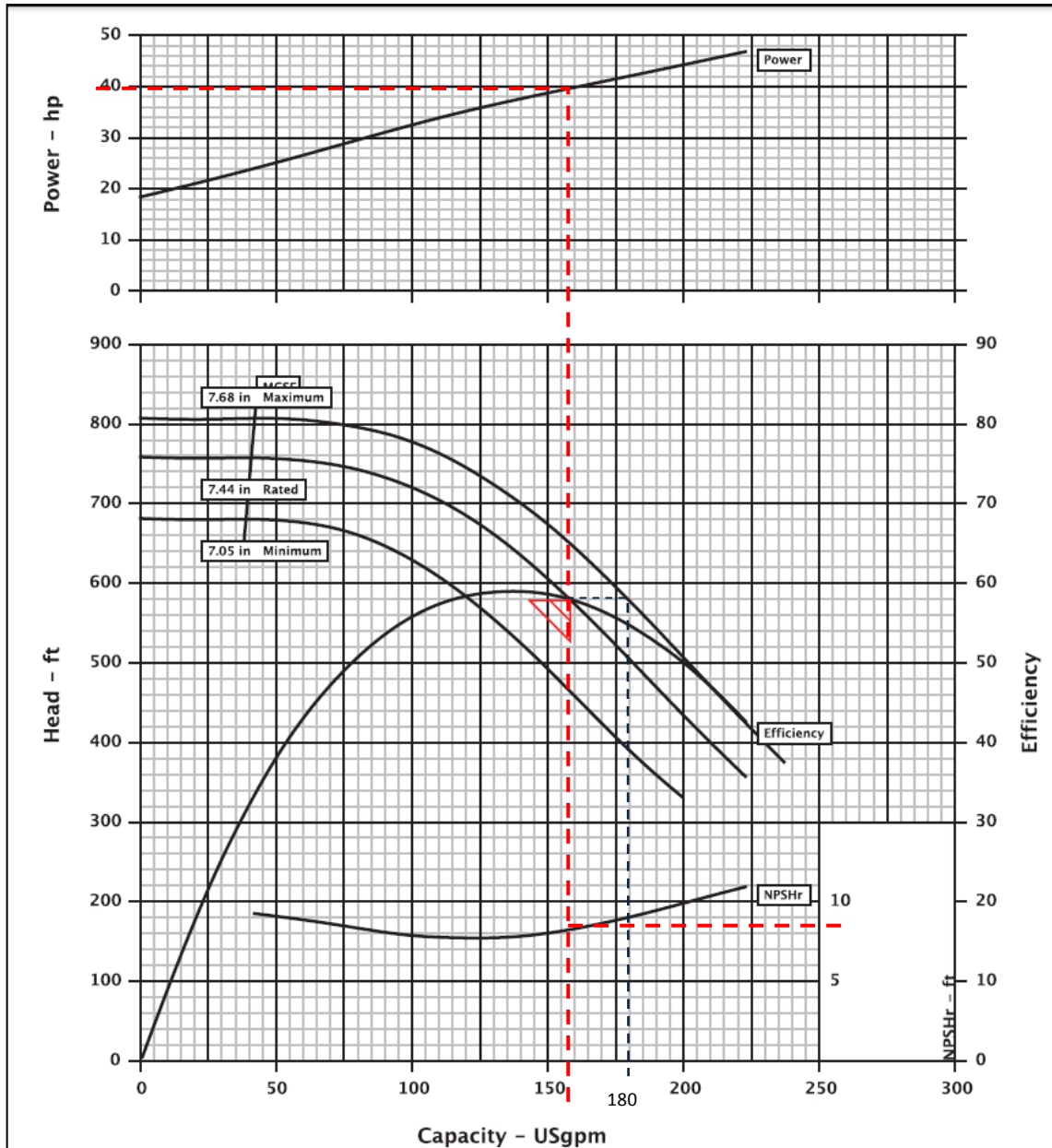


Figura 6.7 Curva del fabricante- bomba Flowserve - Durco 2WDX C. [22]

La bomba seleccionada de modelo 2DWDX C tiene las siguientes características: (Ver ANEXO

3.5)

- Tipo = Multietapa
- Familia = 2WDX C
- Velocidad = 1785 RPM
- Número de etapas = 8 etapas
- NPSH)_r = 7.8 pies
- Eficiencia = 58.2%
- Potencia nominal = 85.9 Hp
- Potencia del motor eléctrico = 100 Hp
- Diámetro del impeler = 7.44 in
- Diámetro del eje = 1.26 in
- Código del material según API 610 = M4
- Material del casing = Acero al carbono
- Material del Impeler = Acero inoxidable
- Material del eje = Acero al cromo
- Diámetro de succión = 4 in
- Diámetro de descarga = 2 in

El NPSH)_d es de 421 ft con lo que se verifica que el NPSH)_d > NPSH)_r, por lo tanto la bomba adecuada para este sistema.

Analizando la figura 6.7 se puede determinar que el caudal máximo que se puede impulsar con este modelo de bomba es de 180 GPM.

6.7 Selección de la bomba hidráulica para la alternativa 2

Para esta alternativa se tiene un sistema es de elevación Estática de succión debido a las condiciones funcionales del equipo de turbobombear y a la disposición de las tuberías, (Ver figura 5.14).

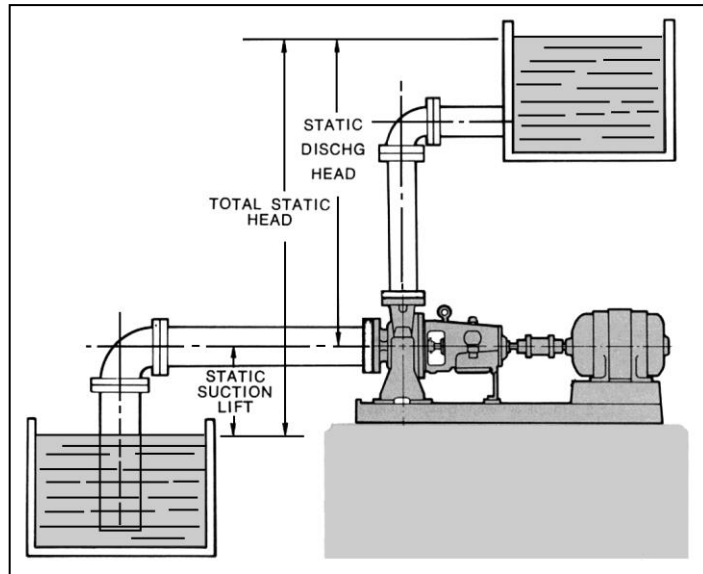


Figura 6.8 Esquema de un sistema con elevación estática de succión [11]

Donde:

h_{ed} = Columna o altura estática de descarga.

h_{es} = Elevación estática de succión.

H_{eT} = Columna o altura estática total.

Parámetros de selección:

- Tiempo de funcionamiento del sistema de bombeo = 24 Horas al día.
- Caudal de bombeo = 2.5 l/s
- El tanque de succión y descarga están abiertos a la atmósfera.
- Elevación estática de succión = 2.15 m.

- Cabeza estática de descarga = 290 m.
- Longitud de tubería de succión de la bomba = 5.1 m.
- Longitud de tubería de descarga = 525m

Con los parámetros de selección antes mencionados la empresa Bettahidroturbinas cotizó una turbobomba en donde se utilizan dos bombas de desplazamiento positivo en paralelo que impulsan un caudal total de 5 l/s. **(Ver ANEXO 3.3)**

Para satisfacer el caudal de bombeo de 10 l/s, se propone instalar dos equipos Beta 2x160 , que descargan a una sola tubería de 4", tomando en cuenta que cada bomba impulsará 2.5 l/s, como se indica en el siguiente esquema:

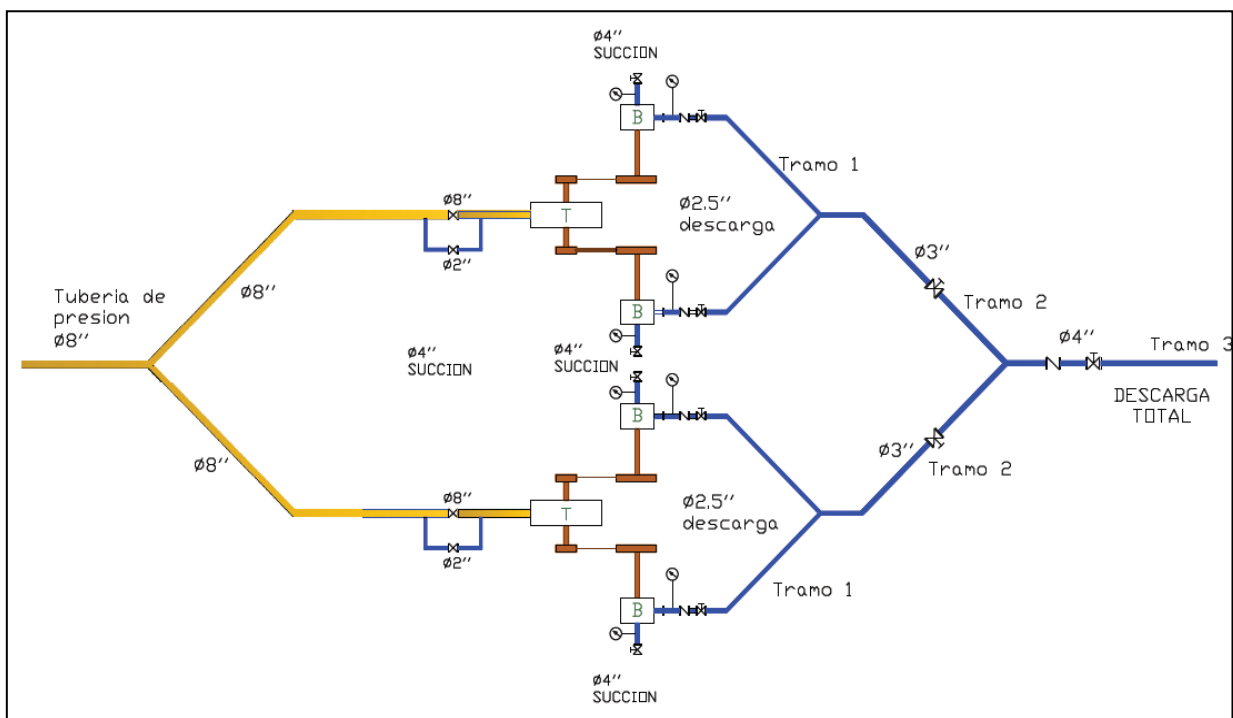


Figura 6.9. Diámetros de la tubería en la descarga. [20]

6.7.1 Especificaciones técnicas del equipo de turbobombear propuestor por Beta.

Bomba hidráulica:

- Tipo: Desplazamiento positivo con tres pistones
- Modelo: Beta 160
- Caudal de bombeo: 2.5 l/s
- Presión máxima de descarga 300 m.c.a.
- Válvula de mariposa de accionamiento manual de emergencia

Transmisión: Por bandas multiplicadoras de velocidad.

Costos:

El valor FOB Santos es de 7.000,00 USD según el ANEXO 3.3.

El valor total ex aduana en Quito es 8.400,00 USD según el ANEXO 3.4 por cada conjunto Beta 2x160.

6.7.2 **Análisis de la alternativa 2 enviada por Beta-Hidroturbinas**

6.7.2.1 **Selección de diámetros nominales adecuados para succión y descarga de la bomba**

Para seleccionar los diámetros adecuados para la succión y descarga de la bomba utilizamos el diagrama 6.2, 6.3 respectivamente.

$$Q_b = 2.5 \frac{l}{s} = 39.63 \text{ GPM}$$

Selección del diámetro de succión de la alternativa 2:

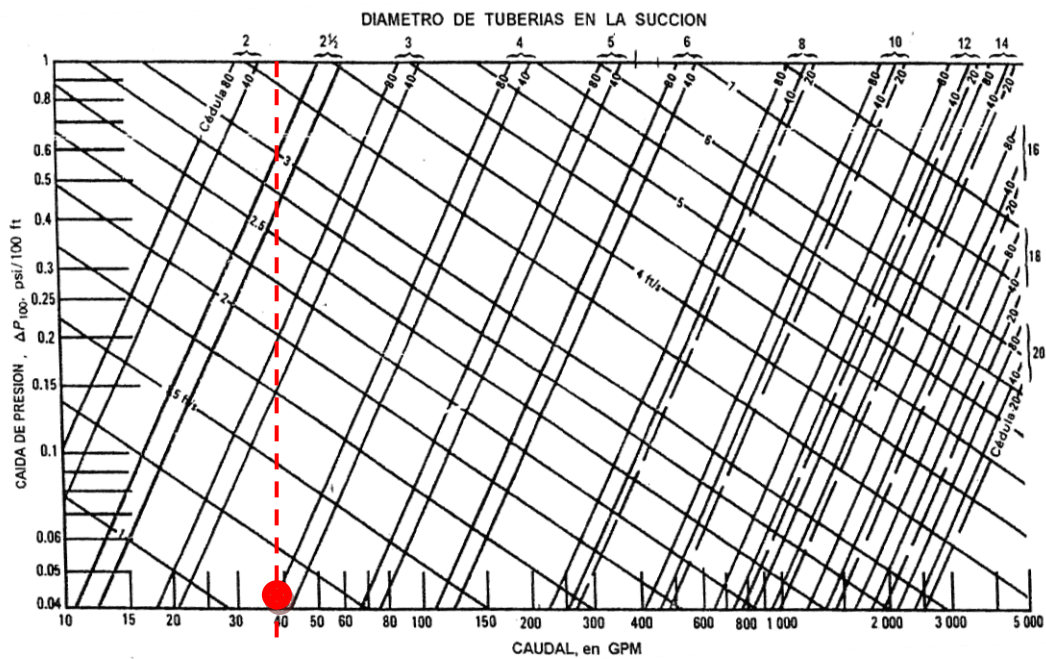


Figura 6.10 Selección del diámetro de succión de la alternativa 2. [20]

Con un caudal de 39.63 GPM en la succión existe tres alternativas, 2.5", 3", 4".

Se selecciona el diámetro de 4" porque tiene menores pérdidas.

Los datos de la tubería seleccionada según el catálogo DIPAC son los siguientes: [11]

- Material: Acero A-53 Gr. B
- Diámetro nominal: 4"
- Diámetro exterior: 114.3 mm.
- Espesor: 6.02 mm.

La tubería de 4" en la succión es de apenas 4m porque las bombas succionan el agua desde un tanque ubicado a continuación del canal de desfogue de la turbina. Es decir que el agua bombeada es la misma que se utiliza para mover la turbina hidráulica.

Selección del diámetro de descarga de la alternativa 2:

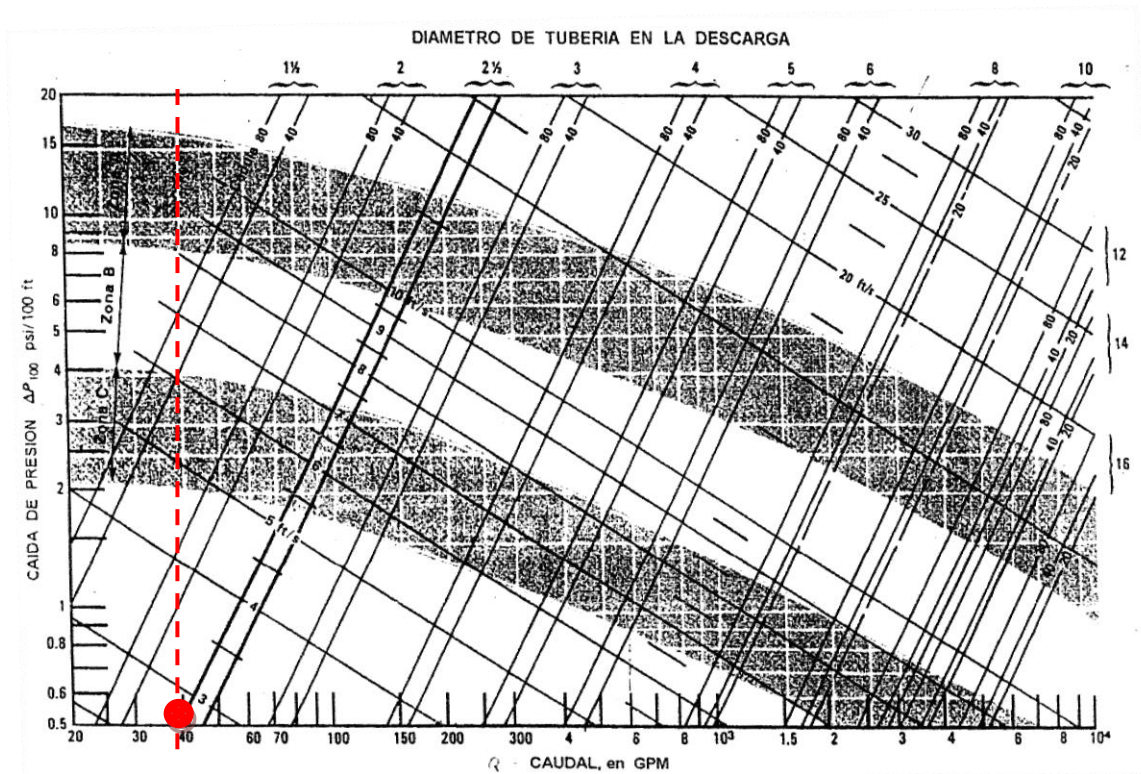


Figura 6.11 Selección del diámetro de tubería en la descarga de la alternativa 2. [20]

Con un caudal de 39.63 GPM existe tres alternativas, de 1.5", 2", 2.5".

Se selecciona el diámetro de 2.5" porque presenta menores pérdidas.

Los datos de la tubería seleccionada según el catálogo DIPAC son los siguientes: [11]

- Material: Acero A-53 Gr. B
- Diámetro nominal: 2.5"
- Diámetro exterior: 73.00 mm.
- Espesor: 6.02 mm.

Los demás diámetros de la descarga del sistema en paralelo que se indican en el esquema de la figura 6.10, fueron seleccionados en función del caudal utilizando el diagrama de la figura 6.9.

Los datos del sistema de tuberías de descarga son los siguientes:

TABLA 6.7. DATOS DE LOS DIÁMETROS DE LA TUBERÍA DE DESCARGA. (Ver ANEXO 2.10-2.11)

Tramo	Diámetro Nominal (in)	Longitud de Tubería (m)	Material:	Diámetro exterior (mm)	Espesor (mm)
1	2.5	4	Acero A-53 Gr. B	73	5.16
2	3	4	Acero A-53 Gr. B	88.9	5.49
3	4	325	Acero A-53 Gr. B	114.3	6.02
		200	PVC biax	114.4	4.9

Hay que aclarar que el tramo 3 de la tubería de descarga de 4" consta de dos tuberías una de acero A-53 Gr. B con una longitud de 325 m y el resto se instalará de tubería PVC de diámetro nominal de 110 mm, con una longitud de 200 m hasta llegar al tanque de almacenamiento.

6.7.2.2 Cálculo de la altura útil o efectiva (TDH). [21]

Cálculo de la cabeza o columna de velocidad en la succión: [21]

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0,0025 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,0082 \text{m}^2} = 0,304 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Según la ecuación 6.3 se calcula:

$$h_{vs} = \frac{\left(0,304 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 * 9,81} = 0.0047 \text{ m}$$

Cálculo de las pérdidas de energía primaria y secundaria en la succión: [21]

Cálculo de coeficiente de pérdidas por accesorios:

TABLA 6.8. DETALLE DE ACCESORIOS DE LA TUBERÍA DE SUCCIÓN 4" (Ver ANEXO 2.5)

Accesorio	k	Cantidad	Subtotal
Codos de 90°	1.265	2	2.53
Uniones Bridadas	0.15	2	0.3
Reducción 4x3"	0.19	1	0.19
Σk			3.02

En la presente tabla se resumen las variables para el cálculo de pérdidas de energía primarias y secundarias en la succión:

TABLA 6.9. RESUMEN DE VARIABLES DE LA SUCCIÓN

	Ø4
D [m]	0.10226
A_T[m²]	0.0082
V [m/s]	0.304
Re	27304.85
K/D	0.0004498
λ	0.02517
L [m]	5.1
Σk	3.02

Con los datos obtenidos se sustituye en la ecuación 6.15 y se procede a calcular el H_{rs} :

$$H_{rs} = \left(\frac{(0.02517) * 5.1}{0.10226} + 3.02 \right) * \frac{(0.304)^2}{2(9.8)}$$

$$H_{rs} = 0.02 \text{ m}$$

Al calcular el valor de las pérdidas totales, la columna de velocidad y la columna estática en la succión se proceden a calcular la columna dinámica de succión según la ecuación 6.2.

$$h_s = 2.15 + 0.0047 + 0.02 = 2,1747 \text{ m}$$

Cálculo de la cabeza o columna de velocidad en la descarga. [21]

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0,0025 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.0031 \text{ m}^2} = 0.806 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Según la ecuación 6.10 se calcula:

$$h_{vd} = \frac{(0.806)^2}{2(9.8)} = 0.033 \text{ [m]}$$

Pérdidas de energía primaria y secundaria en la descarga.

En la tubería de descarga, se instalará cuatro tuberías en serie, por lo que se suman las pérdidas de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$H_{rd} = H_{rd\phi 2.5} + H_{rd\phi 3} + H_{rd\phi 4(\text{Acero})} + H_{rd\phi 4(\text{PVC})} \quad (6.15)$$

$$H_{rd} = \left(\frac{\lambda_{\phi 2.5} * L_{\phi 2.5}}{D_{\phi 2.5}} + \Sigma K_{\phi 2.5} \right) * \frac{V_{\phi 2.5}^2}{2g} + \left(\frac{\lambda_{\phi 3} * L_{\phi 3}}{D_{\phi 3}} + \Sigma K_{\phi 3} \right) * \frac{V_{\phi 3}^2}{2g} + \left(\frac{\lambda_{\phi 4(\text{Acero})} * L_{\phi 4(\text{Acero})}}{D_{\phi 4(\text{Acero})}} + \Sigma K_{\phi 4(\text{Acero})} \right) * \frac{V_{\phi 4(\text{Acero})}^2}{2g} + \left(\frac{\lambda_{\phi 4(\text{PVC})} * L_{\phi 4(\text{PVC})}}{D_{\phi 4(\text{PVC})}} + \Sigma K_{\phi 4(\text{PVC})} \right) * \frac{V_{\phi 4(\text{PVC})}^2}{2g}$$

Detalle de pérdidas por accesorios

Para la tubería de descarga de 2.5" de acero A-53 Gr. B Sch 40

TABLA 6.10. DETALLE DE ACCESORIOS DE LA TUBERÍA DE 2.5" DE ACERO. (Ver Anexo2.5)

Accesorio	k	Cantidad	Subtotal
Codo de 45°	0.32	1	0.32
Uniones bridadas	0.15	2	0.3
Válvula check	2.5	1	2.5
Válvula de control de flujo	0.19	1	0.19
Σk Ø2.5"			3.31

Para la tubería de descarga de 3" de acero A-53 Gr. B Sch 40

TABLA 6.11. DETALLE DE ACCESORIOS DE LA TUBERÍA DE 3" DE ACERO. (Ver ANEXO 2.5)

Accesorio	k	Cantidad	Subtotal
Bifurcación	0.07	1	0.07
Codo de 45°	0.32	1	0.32
Codo de 90°	1.265	1	1.265
Uniones bridadas	0.15	2	0.3
Válvula de control de flujo	0.19	1	0.19
Σk Ø3"			2.145

TABLA 6.12. DETALLE DE ACCESORIOS DE LA TUBERÍA DE 4" DE ACERO. (Ver ANEXO 2.5)

Accesorio	k	Cantidad	Subtotal
Bifurcación	0.1675	1	0.1675
Codos de 90°	1.265	1	1.265
Codo de 45°	0.32	1	0.32
Codo de 60°	0.684	1	0.684
Uniones bridadas	0.15	12	1.8
Válvula check	2.5	2	5.0
Válvula de control de flujo	0.19	1	0.19
$\Sigma k \text{ } \phi 4''$			9.43

Para la tubería de descarga de 4" de PVC.

TABLA 6.13. DETALLE DE ACCESORIOS DE LA TUBERIA DE 4" DE PVC. (Ver ANEXO 2.5)

Accesorio	k	Cantidad	Subtotal
Codos de 15°	0.062	4	0.248
Acople de tubería	0.35	1	0.35
Válvula de control de flujo	0.19	1	0.19
$\Sigma k \text{ } \phi 4''$			0.788

En la siguiente tabla se resumen las variables a considerar para el cálculo de las pérdidas en la succión.

TABLA 6.14. RESUMEN DE VARIABLES DE LA DESCARGA

	$\phi 2.5''$ A-53 Gr. B	$\phi 3''$ A-53 Gr. B	$\phi 4''$ A-53 Gr. B	$\phi 4''$ PVC
D [m]	0.06268	0.07792	0.10226	0.1046
A_r [m²]	0.0031	0.0048	0.0082	0.0086
V [m/s]	0.810	0.524	0.304	0.291
Re	44546.81	35834.12	27304.85	26694.02
K/D	0.00073389	0.00059035	0.00044983	0.00001434
λ	0.02380	0.02426	0.02517	0.02408
L [m]	1.1	6.3	325	200
Σk	3.31	2.145	9.43	0.788

Sustituyendo los valores antes calculados en la ecuación 6.15 se obtiene:

$$H_{rd} = \left(\frac{(0.02380)(1.1)}{0.06268} + 3.31 \right) * \frac{(0.81)^2}{2(9.8)} + \left(\frac{(0.02426) * (6.3)}{0.07792} + 2.145 \right) * \frac{(0.524)^2}{2(9.8)}$$

$$+ \left(\frac{(0.02517) * 325}{0.10226} + 9.43 \right) * \frac{(0.304)^2}{2(9.8)} + \left(\frac{(0.02408) * 200}{0.1046} + 0.788 \right) * \frac{(0.291)^2}{2(9.8)}$$

$$H_{rd} = 0.125 + 0.0575 + 0.422 + 0.202 = 0.81 \text{ m}$$

Después de calcular las pérdidas totales, la columna de velocidad y la columna estática en la descarga se proceden a calcular la columna dinámica de descarga, según la ecuación 6.9.

$$h_d = 290 + 0.033 + 0.81 = 290.843 \text{ m}$$

Sustituyendo los valores antes calculado en la ecuación 6.1 de la altura útil o efectiva se obtiene:

$$H = 2.1747 + 290.843 = 293.02 \text{ m} = 961.1 \text{ ft}$$

La altura útil o efectiva obtenida para el sistema es de 293.02 m, la cual es menor al valor de presión en la descarga que proporciona la bomba de Beta hidroturbina (300 m.c.a.), por lo que satisface los requerimientos del sistema.

6.7.2.3 Selección del tipo de bomba

Con el caudal de 39.63 GPM (0.025 l/s) y una altura total efectiva de 961.1 ft seleccionamos el tipo de bomba adecuada para este sistema, utilizando el siguiente diagrama:

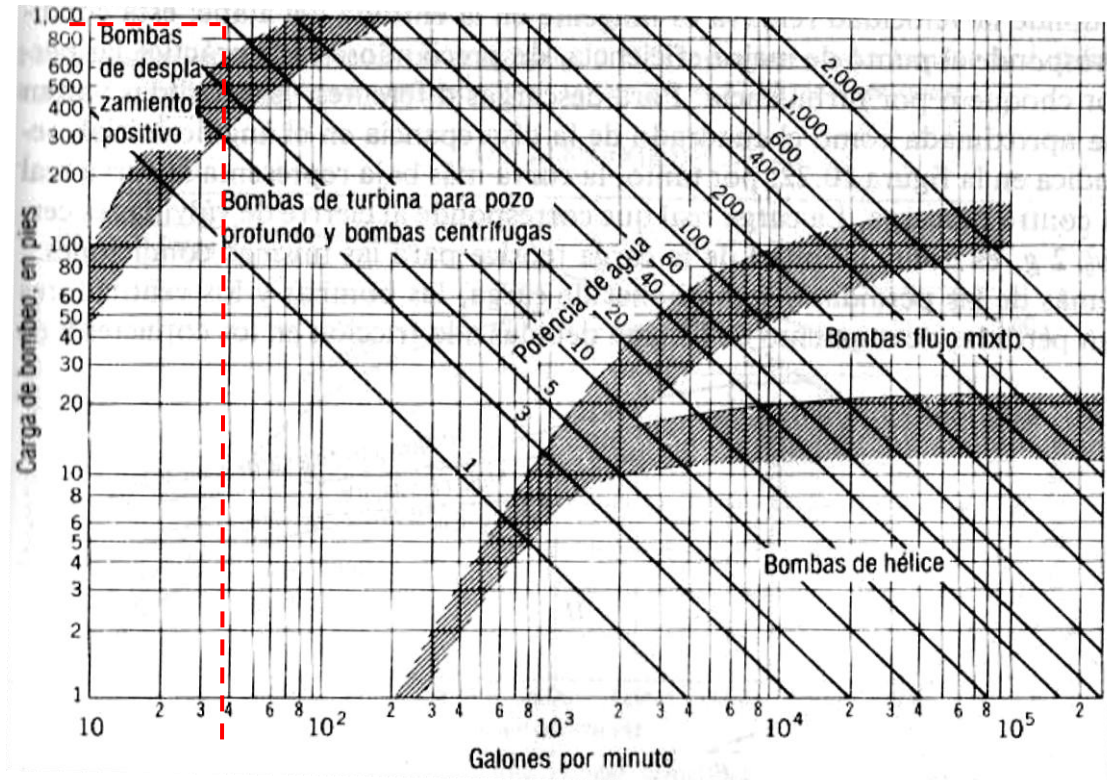


Figura 6.12 Diagrama para la selección de tipo de bomba. [33]

Según lo que indica la gráfica anterior, la bomba adecuada para los parámetros de altura total efectiva y caudal es una tipo de desplazamiento positivo, con lo cual se justifica la selección realizada por la empresa Bettahidroturbinas.

6.7.2.4 Verificación de la velocidad de la bomba

La velocidad de rotación de la bomba Beta 160 es de 500 rpm la cual se encuentra dentro del rango permitido para bombas de desplazamiento positivo de 450 a 600 rpm, según lo indica Viejo Zubicaray en el texto Bombas Teoría, Diseño y Aplicación [31], pág. 134

6.8 Costos del equipo de turbobombeo para cada alternativa de diseño.

6.8.1 Costo total de la alternativa 1: (Ver ANEXO 3.2)

• Microcentral Betta P500/49Kw + Accesorios:	89743.28 USD
• Bomba Flowserve 2WDX-C:	47325 USD
COSTO TOTAL:	137068.3 USD

6.8.2 Costo total de la alternativa 2: (Ver ANEXO 3.4)

• 2 Turbobombas Betta P500/2x160 + Accesorios:	59624 USD
COSTO TOTAL:	59624 USD

6.9 Análisis y selección de alternativa más adecuada para el turbobombeo

Para determinar la selección de la alternativa más adecuada, se va a realizar un análisis de instalación, mantenimiento, operación y costo lo cual se detalla en la siguiente tabla:

TABLA 6.15. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO E INSTALACIÓN DEL EQUIPO ELECTROMECAÁNICO

	INSTALACIÓN	MANTENIMIENTO	OPERACIÓN	COSTO
ALTERNATIVA 1	Su instalación es compleja, por poseer equipos electromecánicos, que requieren, más de una persona especializada para armar e iniciar el funcionamiento del sistema.	Se realiza en períodos cortos de tiempo, se tiene elementos como generador panel de control y conexiones eléctricas que demandan la intervención de personal técnico especializado en dichos equipos por lo tanto el costo de mantenimiento es alto. El costo de recambio de los equipos es elevado.	Es más complicado porque requiere del control y verificación continua de muchas variables como voltaje, frecuencia, variaciones de carga y embalamiento.	Su costo es 2.3 veces más alto que el de la alternativa 2.
ALTERNATIVA 2	El sistema en sí, es mecánico e hidráulico, y poco complejo por lo que requiere de una persona para su instalación del sistema. Además el equipo es de un mismo fabricante y se aplica la garantía para todo el conjunto.	Se realiza en largos períodos de tiempo, y las actividades de mantenimiento continuo se basa en la lubricación. No necesita de gente especializada, por lo tanto el costo relativo es menor.	Es más sencillo porque no consta de equipos eléctricos, su funcionamiento es mecánico-hidráulico y demanda únicamente del control de la velocidad de la turbina.	Su costo relativo es menor que el de la alternativa 1.

Al realizar el análisis de cada una de las alternativas sobre mantenimiento, instalación, operación y costo de los equipo se determina que la mejor propuesta para este tipo de proyecto es la segunda alternativa.

6.10 Tubería de descarga

Esta tubería conduce el agua que es impulsada por las bombas hacia el tanque de almacenamiento, en una diferencia de alturas de 290 m, con un caudal de $0.01 \text{ m}^3/\text{s}$, y una longitud de la tubería de 525m.

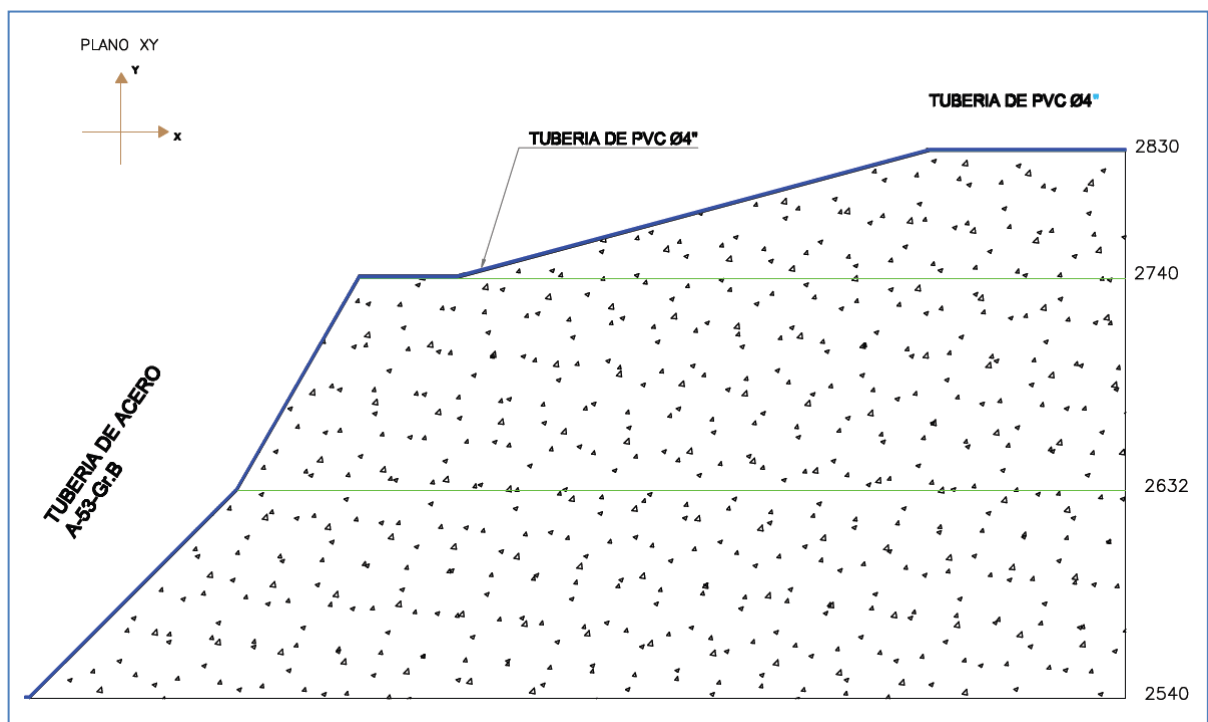


Figura 6.13 Esquema lateral de la tubería de descarga de la bomba

Se seleccionó el diámetro de 4" de acuerdo a la tabla 6.3 anteriormente analizada. En donde se debe mencionar que la tubería de descarga se divide en dos clases de materiales, la primera de Acero A-53 Gr. B la cual transporta el agua desde la bomba hasta el punto 216 (Ver tabla 3.5) cuya localización refiere al punto que se encuentra pasando el carretero de la loma de Cananvalle, con

una longitud de 325m, esta tubería es enterrada, por lo que no requiere de apoyos pero sí de anclajes debido al peso y a las variaciones bruscas de pendiente.

Desde el punto 216 hasta el tanque de almacenamiento se instalará tubería de PVC biax, la cual es enterrada. Este tramo de tubería tiene cambios de pendiente leves, por lo que no requiere apoyos ni anclajes.

6.10.1 Dimensionamiento de los anclajes de la tubería de descarga de acero Ø4"

De acuerdo al análisis realizado en la sección 4.5.9, se determina las dimensiones de los 4 anclajes de la tubería de descarga, y se presenta en la siguiente tabla:

TABLA 6.16. DIMENSIONES DE LOS ANCLAJES DE LA TUBERÍA DE DESCARGA

	Anclaje1	Anclaje2	Anclaje3	Anclaje4
B: [m]	0.7	0.4	1.3	0.8
C: [m]	1	0.4	1.3	0.9
A : [m]	0.5	0.5	0.6	0.6
F:[m]	0.45	0.4	0.5	0.25
J :[m]	0.81	0.82	1.1	0.6
H:[m]	1.18	1	1.5	0.9
Vc : [Kgf]	1.19	0.24	3.87	0.8

Para que un anclaje sea estable y cumpla su objetivo, se deben cumplir con tres condiciones, anteriormente analizadas en el capítulo 4, las cuales se resumen en la siguiente tabla:

TABLA 6.17. PRIMERA CONDICIÓN DE ESTABILIDAD

	exc [m]	c/3 [m]	exc < c/3
Anclaje 1	0.3	0.33	ok
Anclaje 2	0.1	0.13	ok
Anclaje 3	0.5	0.62	ok
Anclaje 4	0.29	0.3	ok

TABLA 6.18. SEGUNDA CONDICIÓN DE ESTABILIDAD

	Mxc [Kgf-m]	Mxb [Kgf-m]	Fyv [Kgf]	(Mxc/Fyv)>1,5	(Mxb/Fyv)>1,5
Anclaje 1	3149.94	2572.3	1714.9	1.83	1.5
Anclaje 2	8693.97	8298.23	2074.6	4.2	4
Anclaje 3	13182.3	11940.17	2985.1	4.42	4
Anclaje 4	20403.6	16692.2	4173.1	4.9	4

TABLA 6.19. TERCERA CONDICIÓN DE ESTABILIDAD

	Ψ_t [Kg/m ²]	$\Psi_t > 0$	Ψ_c [Kg/m ²]	$\Psi_c < \Psi_{ad}$
Anclaje 1	35142.9	ok	27904.34	ok
Anclaje 2	8693.97	ok	19933.8	ok
Anclaje 3	19599.3	ok	29790.1	ok
Anclaje 4	4149.9	ok	13039.88	ok

Dado que los anclajes cumplen con estas tres condiciones, se concluye que su dimensionamiento es correcto.

6.11 Dimensionamiento del tanque de almacenamiento

En la comunidad de Cananvalle se va a instalar un sistema de turbobombeo el cual va a transportar 10 l/s de agua desde una vertiente, a un punto 290 m más alto, en donde se requiere un tanque de almacenamiento, con lo cual se beneficiarían 3 comunidades, obteniendo agua para la agricultura y la ganadería.

6.11.1 Aspectos constructivos del tanque de almacenamiento. [23]

- **Ubicación:** El tanque estará ubicado a una altura de 2830 msnm, 290 metros más alto del nivel de la casa de máquinas, en donde una vez que se almacene el agua va hacer distribuida para las diferentes comunidades aledañas.

- **Forma:** Se adoptó una forma rectangular para facilitar la impermeabilización con geomembrana (polietileno de alta densidad) y reducir los costos. Las paredes del tanque (taludes) tienen una inclinación de 45° con el fin de redistribuir las cargas por presión del agua sobre las paredes.

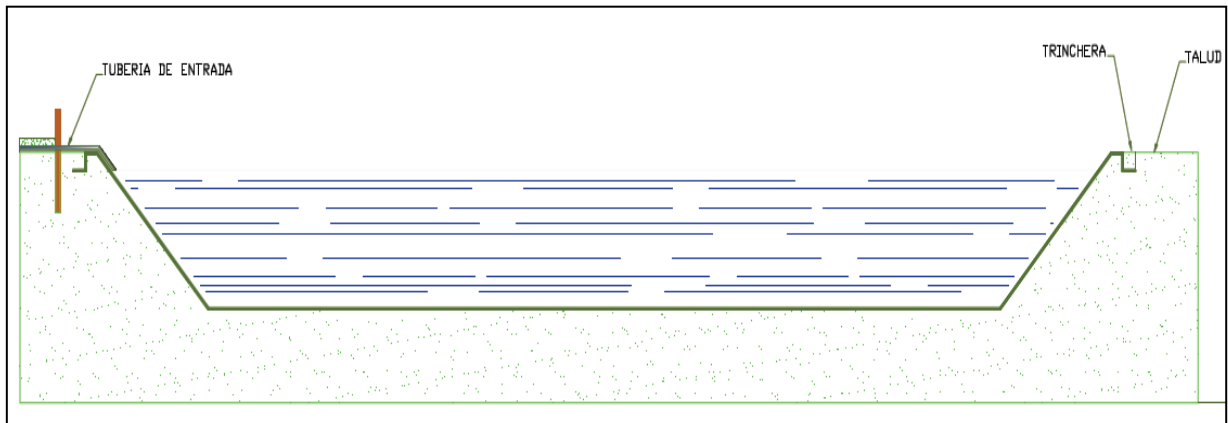


Figura 6.14 Esquema del tanque de almacenamiento

- **Entrada de agua:** El agua ingresa por medio de una tubería de PVC de diámetro de 4", por encima del tanque de almacenamiento sobre un muro de contención. Se instalará un by-pass con una válvula de compuerta antes del muro de entrada, para que se pueda desviar el agua hasta la descarga cuando se haga el mantenimiento del tanque. De esta manera no se interrumpirá el abastecimiento de agua a las comunidades beneficiarias.
- **Revestimiento impermeable:** Para evitar las filtraciones por el fondo y taludes del tanque, luego de dar la forma definitiva, se extiende un film de polietileno (geomembrana), plegado en los ángulos rectos y colocado en una trinchera preparada en la parte superior del talud, la que finalmente se rellena con tierra, para sostener el plástico.

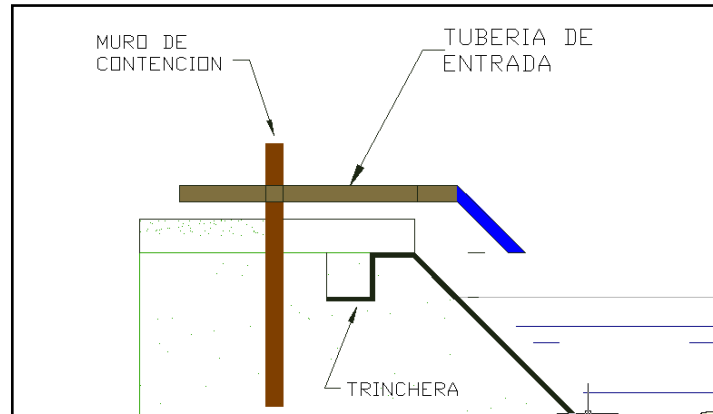


Figura 6.15 Detalle de trinchera [23]

El tipo de material de la geomembrana que se seleccionó es de polietileno de alta densidad HDPE, porque presenta una mayor resistencia a los rayos ultravioleta que el PVC. Esta característica es muy importante para el tanque, porque estará a la intemperie.

Muro de contención y salidas: Se colocará una salida del agua en el fondo del tanque. La tubería de salida estará empotrada en un muro de contención que se debe construir para reforzar el talud. Desde ahí se pueden derivar en más tuberías cada una con una válvula de control de flujo.

También se debe instalar una tubería a la altura del borde libre superior del agua para que se pueda descargar a un canal de excesos cuando no haya consumo del agua, evitando el rebose por las paredes del tanque de almacenamiento.

6.11.2 Tamaño y capacidad

Las dimensiones del tanque son 14m de ancho x 32m de largo y en la base, 22 m de ancho x 40m de largo en la parte superior del talud y una altura de 4m, dando un área total de 1600 m², con un volumen de 2600 m³.

Para encontrar estas dimensiones se parte del caudal disponible de 10 L/s que proveerán las bombas.

Se considera un tiempo de almacenamiento de 3 días para la determinación del volumen de agua almacenada. Los cálculos se detallan a continuación:

Datos:

$$Q = 10 \text{ l/s} = 36 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$T = 3 \text{ días} = 72 \text{ h}$$

$$\text{Volumen tanque} = Q_b * t \quad (6.16)$$

Donde:

Q_b = caudal disponible entregado por las bombas, [m^3/h].

t = tiempo de almacenamiento, [h].

Reemplazando los valores se tiene:

$$\text{Volumen tanque} = 36 \text{ m}^3/\text{h} \times 72 \text{ h} = 2600 \text{ m}^3$$

Para determinar el área cubierta de geomembrana se considera una altura libre de agua de 0.5 m a partir del borde libre máximo del agua (4m). La longitud sobre el talud que aumenta al considerar esta altura libre es de 1.3 m, por lo tanto la longitud total del talud será de 7 m.

$$A_1 = 2*(22 * 7) + 2*(40 * 7) + (14 * 32)$$

$$A_1 = 1366 \text{ m}^2$$

Se debe considerar el área necesaria para cubrir la trinchera. La longitud de esta área adicional es de 132 m que corresponde a el perímetro superior del tanque; el ancho será de 1.5 m tomando en cuenta 0.5 m por cada lado de la trinchera.

$$A_2 = 132 * 1.5 = 198 \text{ m}^2$$

El área total necesaria de geomembrana se obtiene sumando las dos áreas anteriormente calculadas:

$$A_t = A_1 + A_2 \quad (6.17)$$

$$A_t = 1366 + 198 = 1564 \text{ m}^2 \approx 1600 \text{ m}^2$$

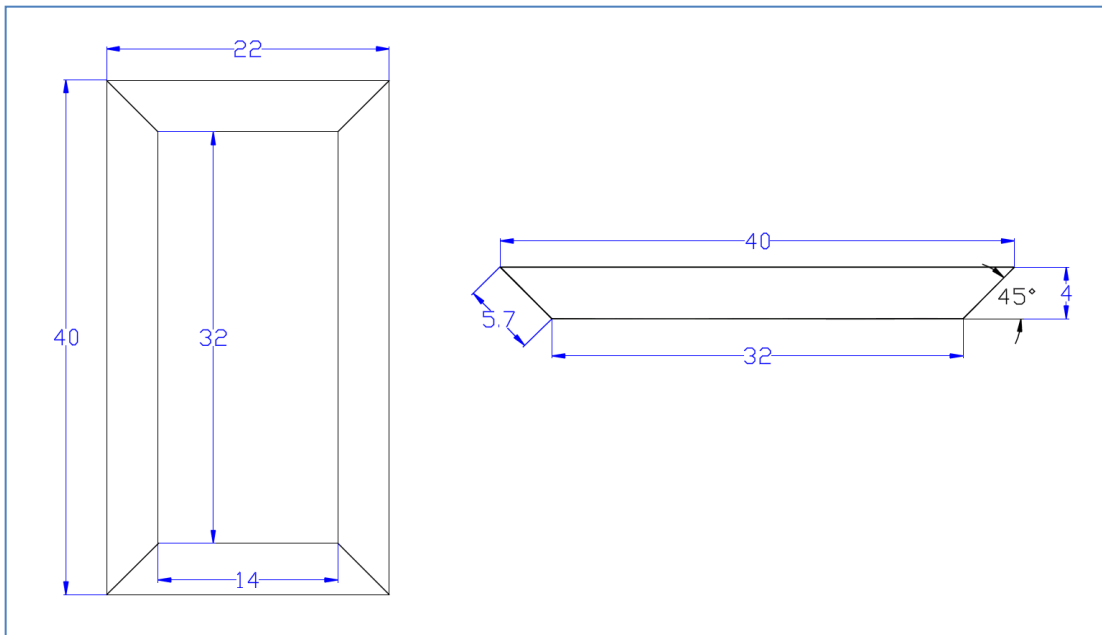


Figura 6.16 Volumen de agua contenida en el tanque de almacenamiento

CAPÍTULO VII

7. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DEL SISTEMA DE TURBOBOMBEO

7.1 Manual de operación del sistema de turbobombeo [16]

El sistema de Turbobombéo funcionará las 24 horas del día, salvo en lapsos de mantenimiento o parada por algún imprevisto. Para realizar la puesta en marcha de este sistema es necesario seguir los siguientes pasos:

7.1.1 Obras civiles [16]

Antes de la operación:

Las precauciones que se deben tener antes de la operación del sistema son:

- Coordinar con los responsables y encargados del sistema, las operaciones que se van a realizar.
- Asegurar que el suministro de agua desde la bocatoma hasta la cámara de carga esté disponible.
- Verificar que la tubería de presión, la rejilla y las compuertas de la cámara de carga no estén obstruidas.
- Revisar que la válvula de admisión principal situada entre la tubería de presión y la turbina esté cerrada.
- Verificar que la tubería de presión esté llena y no presente fugas y que el canal de descarga debe estar libre de toda obstrucción.

Durante la operación:

Las precauciones que se debe tener en cuenta durante la operación del sistema son:

- El agua no debe bajar de nivel, por lo tanto observar el manómetro instalado en la tubería de presión.
- Limpiar la rejilla de ingreso a la cámara de carga.
- Observar que no exista fugas de agua por los diferentes componentes del sistema.
- Maniobrar la válvula solo cuando sea necesario.
- Verificar que la turbina y la bomba se encuentren funcionando correctamente.

7.1.2 Bomba hidráulica. [17]**Antes de la operación:**

Antes de iniciar con el funcionamiento de la bomba, se deben hacer las siguientes revisiones:

- Girar el eje de la bomba a mano para asegurarse que la bomba esté libre y el cigüeñal esté colocado correctamente.
- Asegurarse que la tuerca de ajuste del eje esté bien trabada en posición.
- Comprobar que los pistones estén bien lubricados de acuerdo con las instrucciones suministradas por el fabricante.
- Comprobar que todas conexiones de tuberías estén apretadas.
- Comprobar el apriete de todos los pernos de anclaje.
- En bombas provistas de prensaestopas asegurarse que las tuercas del casquillo estén apretadas a mano solamente – NO apretarlo antes de la puesta en marcha.

Puesta en marcha inicial:

Para el arranque inicial de la bomba se deben tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

- La válvula de la tubería de descarga debe estar parcialmente abierta para el arranque inicial.
- Iniciar el flujo de líquido lubricante en las unidades con eje de transmisión encerrado.
- Hacer funcionar la bomba y observar su funcionamiento. Si existiera cualquier ruido o vibración excesiva, o si la bomba pareciera funcionar muy lenta, o no funciona, desconectar la bomba inmediatamente.
- Si la bomba arranca satisfactoriamente, abrir la válvula de descarga según se desea.
- Hacer una revisión completa de la bomba para verificar que no haya fugas, conexiones sueltas, o funcionamiento incorrecto.
- Si es posible, dejar la bomba funcionando por aproximadamente 1/2 hora durante la puesta en marcha inicial. Con ello se permitirá que los cojinetes, prensaestopas, y otras partes "se asienten" y reducirán la posibilidad de problemas en arranques futuros.

NOTA: Si durante la puesta en marcha se encuentran abrasivos o basuras, se debe dejar que la bomba funcione hasta que el bombeo sea limpio. Si se para la bomba mientras está manejando grandes cantidades de abrasivos (algunas veces presentes durante el arranque inicial) se puede bloquear la bomba y causar más daño que si se dejara funcionando.

Se debe hacer todo lo posible por mantener los abrasivos fuera de las tuberías, sumidero, etc., para que así no entren a la bomba.

7.1.3 Turbina hidráulica. [4]

Antes de la operación:

Antes de poner en marcha la turbina, se deben hacer las siguientes revisiones:

- La tubería de presión debe estar llena de agua garantizando un flujo permanente del caudal requerido desde la obra de toma.
- El equipo mecánico debe estar libre de cualquier objeto o material que no sea parte del mismo.
- Controlar y verificar que todas las partes de la turbina estén muy bien fijadas, sin que existan partes sueltas o desajustadas.
- Hacer girar manualmente rodete de la turbina en sentido de las manecillas del reloj, para verificar que no exista impedimento alguno y que todo el equipo pueda girar libremente.

Puesta en marcha inicial:

Para activar la turbina, después de estas simples acciones, se procede a la apertura de la válvula principal, manualmente hasta alcanzar la velocidad necesaria.

7.1.4 Libro de registro. [29]

El libro de registros es un documento que debe permanecer en el sistema de turbobombear. En él se deben señalar el comportamiento de los equipos, sus parámetros, pero principalmente las ocurrencias diarias como por ejemplo:

- ¿Qué ocurrió?

- ¿A qué hora ocurrió?
- ¿Qué acciones se tomó?
- ¿Quiénes participaron?
- ¿Qué materiales o repuestos se usaron?
- En el caso de acciones de mantenimiento, ¿cuándo se debe realizar nuevamente esa actividad?

Esta información tiene importancia al momento de evaluar la ocurrencia de una falla para la toma de una decisión correctiva, y forma parte de la historia de funcionamiento del sistema de turbobombeo. De esta forma es posible programar acciones de mantenimiento en el futuro y las precauciones que se debe tener para su ejecución. Asimismo, en el libro de registro deben figurar las horas de funcionamiento diario.

7.1.5 Manuales y documentos del fabricante. [29]

Se debe tener los manuales de cada equipo como textos de consulta para solucionar las dudas sobre las consideraciones generales de funcionamiento del equipo cuando suceda alguna falla o se requiera realizar el mantenimiento del equipo. Estos documentos deben permanecer en la casa de máquinas del sistema de turbobombeo.

7.1.6 Capacitación de operadores. [29]

Es conveniente adiestrar una o más personas para la operación del sistema. Esta labor se la realizará en el momento en que el sistema entre en funcionamiento, el cual será instruido al momento de la instalación de los equipos mediante el asesoramiento del personal de la fábrica que provee el equipo mecánico.

El operador debe ser una persona que, habiendo participado en la construcción de las obras, durante su trabajo ha mostrado disciplina, voluntad y capacidad. No necesariamente ésta es la peor forma de designación; sin embargo se debe poner mayor cuidado en la selección, y tener en cuenta que el cargo de operador requiere de las personas, los siguientes requisitos:

- Saber leer y escribir.
- Habilidades manuales para el manejo de herramientas.
- Capacidad de retención para memorizar secuencias.
- Iniciativa e imaginación para la solución de problemas.
- Capacidad de deducción para distinguir causa y efecto.
- Alto sentido de responsabilidad.
- Gozar del respeto comunal.

Las funciones del cargo deben especificarse claramente. Estas funciones implican:

- a) Poner en marcha la turbina bajo condiciones normales.
- b) Parar la turbina bajo condiciones normales.
- c) Llenar el registro diario de funcionamiento y ocurrencias.
- d) Paralizar la turbina en caso de anomalías, detectar la causa y proceder a eliminarla, cuando se trate de ocurrencias menores.
- e) Conocer el funcionamiento de los sistemas de protección y normalizar la turbina (desbloquearla) después de actuar.
- f) Llevar a cabo acciones de mantenimiento periódicas y programar en el tiempo su repetición.
- g) Realizar las maniobras para un adecuado llenado de la tubería de presión.
- h) Realizar inspecciones en los diferentes componentes del sistema para la detección de fallas o posible ocurrencia de falla.

- i) En caso de accidentes, saber proporcionar primeros auxilios.

7.1.7 Diagnóstico de fallas

El diagnóstico de una falla es una labor de destreza que es parte de la experiencia que se gana con el trabajo diario y que compete plenamente al operador, quien debe analizar las posibles causas de las fallas y luego tomar acciones dependiendo de la magnitud de las mismas. Ver ANEXO 4.

7.2 Manual de mantenimiento del sistema de turbobombeo

7.2.1 Mantenimiento de obras civiles. [16]

7.2.1.1 Partes de acero

Si hay partes de acero expuestas al aire, se deberían proteger con pintura, grasa u otro método apropiado. Todo signo de oxidación debe eliminarse para posteriormente, proteger el área.

7.2.1.2 Albañilería

Los bordes de piedra del canal deben repararse en las secciones donde ocurran daños. Se debe determinar la causa del daño y hacer las correcciones antes de reemplazar o reparar con cemento las grietas en la albañilería. Las paredes se deberán inspeccionar y reparar con cemento siempre que sea necesario.

7.2.1.3 Áreas alrededor de las estructuras del sistema

Las áreas alrededor de la casa de máquinas y a lo largo del sistema de conducción que no estén pavimentadas con cemento o con un acabado similar deben estar cubiertas de vegetación.

Cualquier árbol o vegetación de gran tamaño que se encuentre cerca de las estructuras y que les pueda causar daños debe retirarse lo antes posible. Se debe impulsar el crecimiento de hierba y otra vegetación baja debido a su efecto estabilizador sobre las pendientes de tierra.

Se deben eliminar todas las obstrucciones en los drenajes de las cercanías de los perímetros de la excavación para interceptar desprendimientos y evitar la erosión y, si es necesario, se deben rehacer los drenajes.

7.2.1.4 Áreas pintadas

La pintura puede verse dañada en puntos localizados debido a daños mecánicos menores o una pequeña falla localizada en el momento de aplicar la pintura. En cada caso, se debe secar el área afectada, se debe eliminar la suciedad (o humedad) y se debe eliminar el posible óxido de la superficie justo antes de volver a pintarla con el mismo sistema de pintura utilizado inicialmente.

Si el sistema de pintura se deteriora de manera general en un tiempo de uso reducido, es necesario establecer si la raíz del problema está en la especificación inadecuada del sistema de pintura para este propósito determinado o si el problema está en la aplicación de la pintura.

7.2.1.5 Bocatoma. [1]

Se sugiere una inspección continua de la estructura de la bocatoma. De manera similar, éstas se deben inspeccionar después de cualquier inundación, especialmente el cauce del río y los trabajos de protección del banco del río.

Debe comprobarse el libre movimiento de todos los mecanismos de operación, compuertas, válvulas y todas las piezas móviles deben lubricarse con grasa. Todo daño a la pintura debe repararse con un recubrimiento o con otra pintura resistente al agua.

Se deben llevar a cabo controles periódicos en busca de fugas a través o por debajo de la presa o alrededor de los refuerzos o muros. La proporción de flujo deberá medirse para poder

observar cualquier incremento y proceder con inspecciones más detalladas o tomar las medidas necesarias.

Generalmente en la época de avenidas, los ríos traen consigo piedras de considerable tamaño, vegetación y arena que se deposita en la parte previa a la presa, por lo que se debe limpiar ya que ocasionalmente podrían bloquear la entrada del agua al canal.

En la captación es necesario inspeccionar la rejilla de admisión diariamente en época de avenida, es probable que algunos materiales flotantes queden atrapados en las rejas y bloqueen el paso del agua.

En época de estiaje se debe observar la existencia de rajaduras o filtraciones en la bocatoma. Durante esta temporada se debe realizar los trabajos de resane.

Recomendaciones para el trabajo de resane:

TABLA 7.1 RECOMENDACIONES PARA EL TRABAJO DE RESANE. [1]

Recomendado para:	Cemento	Arena	Otros materiales
Reparación de fugas de agua debido a rajaduras en paredes de canales, presas, etc	Una parte	Dos o tres partes	5% de cemento Blanco, para fraguado rápido.
Resane de superficies que estén en contacto permanente con agua en canales, bocatoma, cámara de carga, desarenador	Una parte	Tres partes de arena tamizada	Ninguno
Superficies externas que no estén en contacto con el agua, dependiendo del grado de resistencia requerido.	Una parte	Cuatro partes Cinco partes Seis partes	Ninguno
Superficies que estén en contacto con agua	Una parte	Una y media partes	
Trabajos de recomposición estructural.	Una parte	Dos partes	Cuatro partes de hierro de construcción.

7.2.1.6 Sistema de conducción de agua

Todo el sistema de conducción (desarenador, canal de conducción y tubería de presión) debe inspeccionarse continuamente.

7.2.1.7 Desarenador.

La arena que se asienta en el fondo del desarenador se limpia abriendo la compuerta de limpieza, ésta debe abrirse intermitentemente o de manera continua durante la época de lluvias.

Se deben comprobar las condiciones de las estructuras de cemento, además de la compuerta de limpieza.

Es importante mantener bien engrasado el mecanismo de la compuerta de lavado, para que no se dificulte su operación.

7.2.1.8 Cámara de carga.

La arena y lodo que se acumulan en la cámara de carga se deben limpiar periódicamente por medio de la apertura de la compuerta de lavado. Una sedimentación severa puede exigir el vaciado de la cámara de carga para su limpieza. La cámara de carga se puede vaciar cerrando el flujo de agua canal arriba y abriendo la compuerta de limpieza.

Las rejillas de protección de la entrada de la tubería de presión deben limpiarse regularmente de manera que nunca esté obstruida más del 25% de su área. La frecuencia de limpieza puede variar durante el período de un año.

Las barras de las rejillas se deben revisar periódicamente para observar la presencia de deterioros o corrosión. Se debe comprobar el libre funcionamiento de las compuertas, todas las partes móviles se deben engrasar.

Se deben llevar a cabo comprobaciones periódicas de la estabilidad de la cámara de carga para ver si hay fugas.

7.2.1.9 Tuberías

Tuberías de acero:

Es necesario llevar a cabo inspecciones rutinarias de la tubería de presión para comprobar la condición de la pintura, ver si hay fugas en las conexiones o uniones de expansión y comprobar las

condiciones de cojinetes, articulaciones y conexiones, los sellos de alrededor de la tubería en los bloques de anclaje y los apoyos de cemento, incluyendo la integridad de sus cimientos. Estas inspecciones se deben llevar a cabo cada tres meses y también se deben inspeccionar los cimientos antes y después de lluvias copiosas. Toda erosión de los cimientos debe corregirse inmediatamente.

Se debe insistir lo más posible en la importancia del mantenimiento de los drenajes para el control del drenaje de superficie y la prevención de erosión.

La vegetación alta debe eliminarse en un borde de 10 m a cada lado de la tubería de presión para reducir el riesgo de incendio. Se debe impulsar el crecimiento de hierba y otra vegetación baja ya que ayuda a estabilizar la superficie.

De manera similar, se debe inspeccionar el interior de la tubería de presión anualmente para ver si hay indicaciones de corrosión, erosión, pintura interior dañada, deterioros o depósitos en las paredes que podría dar lugar a un aumento de las pérdidas por fricción, y depósitos materiales en la tubería. Si los desgastes de la tubería debidos a erosión se convierten en un problema, se deben considerar medidas adicionales en la bocatoma o desarenador para reducir la carga de sedimentos, como es la limpieza constantemente del desarenador abriendo la compuerta de lavado para eliminar los sedimentos y no ingresen a la tubería.

Tuberías de PVC:

En la tubería de PVC se debe evitar la exposición a los rayos solares debido al prematuro envejecimiento que los rayos ultravioleta provocan en este tipo de tubería.

Se debe verificar que la tubería este bien enterrada y asegurarse de que no existan fugas en las juntas.

7.2.1.10 Tanque de almacenamiento

Los tanques de almacenamiento requieren un mantenimiento adecuado, con el fin de aumentar la vida útil y la calidad de agua, las actividades de limpieza se deben realizar periódicamente y revisar las siguientes recomendaciones:

- Verificar la compactación de taludes y piso del tanque de almacenamiento, en el instante de su construcción e instalación de la geomembrana.
- Limpieza de la tubería de desfogue del tanque de almacenamiento.
- Revisar que las trincheras se encuentren llenas de tierra del tanque de almacenamiento.
- Revisar que no exista fugas ni fisuras en la geomembrana del tanque de almacenamiento.

7.2.2 Mantenimiento de la turbina hidráulica. [1]

Su operación debe vigilarse de manera continua tanto para detectar fallas potenciales o incipientes como para programar su mantenimiento, a fin de aumentar su confiabilidad, disponibilidad y vida útil. También resulta crucial que las tareas de mantenimiento de este tipo de equipos se efectúen con rapidez para reanudar lo antes posibles la transmisión de energía.

La turbina requiere mantenimiento en la medida en que el agua se mantenga limpia. Si hay algún objeto en el interior de la turbina, se debe desmontar los inyectores de la misma.

Se debe tener cuidado con los rodamientos o apoyos del eje, hay que estar alerta ante los ruidos extraños o sobrecalentamientos, pues esos son indicadores que algo está mal.

Los rodets y elementos directrices del agua se desgastan a lo largo del tiempo, por lo que es necesario realizar una inspección anual rigurosa para revisar que parte es la más desgastada y posteriormente programar una reparación general.

7.2.2.1 Trabajos de lubricación [1]

Las partes móviles de una turbina son muchas y por eso algunas necesitan lubricación para disminuir su desgaste, entre ellas están las toberas y la válvula de tobera de freno las cuales son lubricadas por la operación y no requieren lubricación adicional. Los cojinetes articulados del varillaje de regulación deben engrasarse una vez por mes, los órganos de cierre si es necesario deben

engrasare trimestralmente. Los deflectores están guiados en cojinetes de teflón reforzados con fibra de vidrio exentos de mantenimiento y no requieren lubricación.

7.2.2.2 Controles funcionales [10]

Mensualmente deben controlarse el funcionamiento de los sistemas de seguridad y de regulación de caudal. Trimestralmente se debe controlar el funcionamiento de los empaques por medio del caudal de aceite y de agua de fuga. Anualmente debe controlarse el funcionamiento y el hermetismo de todas las válvulas y grifos.

7.2.2.3 Trabajo de mantenimiento resultante del servicio [10]

Con el fin de eliminar sedimentos de arena en la tubería anular se debe lavar la tubería abriendo la válvula de vaciado. La manutención de los filtros de aceite y de agua debe hacerse de acuerdo a las instrucciones del fabricante, la frecuencia de estos trabajos de mantenimiento se rige de acuerdo al grado de ensuciamiento de cada componente.

7.2.2.4 Controles periódicos en el rodete [10]

Desde el momento de la puesta en servicio de un rodete debe controlarse a fisuras y desgastes en los períodos indicados a continuación:

TABLA 7.2 HORAS DE SERVICIO DE ACUERDO AL CONTROL PERIÓDICO DEL RODETE [10]

24 horas de servicio	Control visual
450 horas de servicio	Control visual
900 horas de servicio	Control a fisuras superficiales en los cangilones y en la raíz de los mismos.
1800 horas de servicio	Control visual
4000 horas de servicio	Control a fisuras superficiales en todo el rodete. Este control debe repetirse cada 4000 horas

Estos intervalos de tiempo se repiten para rodetes en los que fueron efectuados soldaduras de reparación.

7.2.2.5 Revisiones de la turbina [37]

Cada 8000 horas de servicio hay que someter la turbina a una revisión completa. Para ello es necesario realizar los siguientes trabajos:

- Control del rodete a fisuras y superficies desgastadas. Especial atención hay que dedicar a los cangilones y el pasaje cangilón-cubo de rodete. Si se encuentran fisuras no se debe continuar usando el rodete. Montar un rodete de reserva y reparar el rodete defectuoso según instrucciones para soldaduras de reparación.
- Controlar a desgaste de las puntas de aguja, asientos y cuchillas de deflector de las toberas. Si se encuentran fallas cambiar la pieza con una de repuesto.

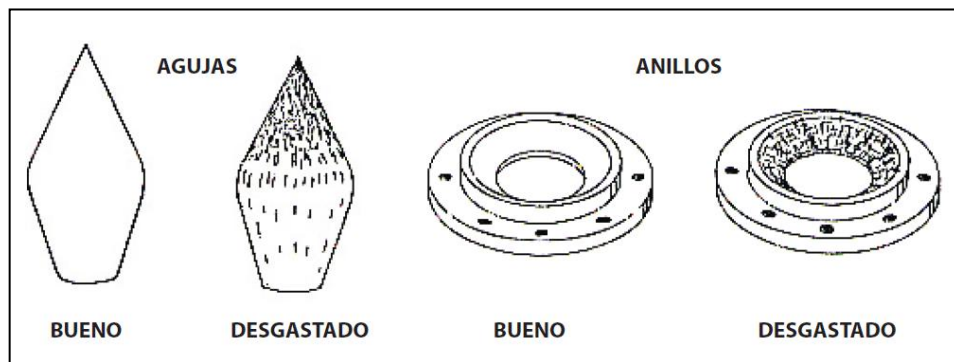


FIGURA 7.1 Elementos de la turbina Pelton que requieren reparación. [37]

- Controlar el llenado y el estado del aceite, de ser necesario cambiarlo o filtrarlo. Antes de poner aceite nuevo es necesario filtrarlo. Fineza 5 μm .
- Controlar a asiento firme uniones de tornillos, pernos y seguros en toda la turbina.
- Controlar si el pintado tiene fallas y/o corrosión en la superficie en contacto con agua en especial la superficie de la tubería anular y del foso de la turbina. Partes falladas hay que desoxidar y proteger con pintura de acuerdo a las instrucciones de conservación.

7.2.3 Mantenimiento de válvulas. [1]

Las válvulas tienden a presentar fugas de agua por la prensaestopas, lo que se debe hacer es ajustar el sello o cambiar la empaquetadura del mismo. El ajuste del sello se debe realizar hasta que el agua deje de salir; un ajuste mayor dificulta el libre accionamiento, provoca desgaste localizado del eje o vástago de accionamiento.

Las válvulas de control de flujo están diseñadas para trabajar en una determinada posición, abierta o cerrada, nunca en una posición intermedia debido al desgaste prematuro del elemento obturador y las fuertes pérdidas de carga que producen en esta posición.

Si la válvula no tiene cierre hermético es debido a que los asientos del obturador y el asiento de han desgastado se debe mandar al taller para que recuperen la forma del obturador.

7.2.4 Mantenimiento de las bandas de transmisión. [1]

Debido a la presencia de vibración en la operación de la turbina o por la ocurrencia de cargas bruscas, embalamientos frecuentes y desgaste de las partes rotativas de la turbina se debe corregir periódicamente el alineamiento y anclaje, reajustando los tensadores y pernos.

Si las fajas han perdido consistencia, o una o más fajas no se tensan o están muy gastadas deben cambiarse a todas.

7.2.5 Mantenimiento de rodamientos [1]

Lubricación. Si el rodamiento es sellado, no se re-lubrica durante toda su vida. Si no es sellado se debe agregar grasas periódicamente con la original o una de calidad equivalente.

Recambio de lubricante. Los períodos para realizarlo dependen de las características del medio de operación (ingreso de aguas, polvo, suciedad), temperatura y velocidad de trabajo. Se cambia toda la grasa o el aceite, removiendo escorias y limpiando completamente la cavidad antes de un nuevo relleno con lubricante equivalente (no mezclar lubricantes de distinta calidad). Tiempos tentativos para cambio es de 6000 horas para aceite y para grasa 400 horas de operación.

Existen dos tipos de rodamientos, los antideslizantes y los de rodadura. Los primeros se pueden observar con frecuencia en máquinas antiguas, y están conformados por una pista de material antideslizantes (conocido comercialmente como babbit) en la que gira el propio eje; estos rodamientos trabajan en baño de aceite y los de grandes dimensiones están provistos de sistema de refrigeración y lubricación forzada.

Los rodamientos antideslizantes requieren ser inspeccionados con cierta frecuencia, verificando que el área de asentamiento en la pista sea la mayor posible. La holgura entre el eje y la pista se calcula del siguiente modo:

$$H = d \times 1.12 / 1000 \quad (7.1)$$

Donde:

H= holgura en mm

d= diámetro del eje en mm

Se debe revisar el estado del lubricante y el correcto funcionamiento del sistema de refrigeración.

La temperatura de funcionamiento de estos rodamientos no debe exceder los 55 °C en condiciones normales de funcionamiento, debido al bajo punto de fusión del metal antifricción.

Los rodamientos por rodadura requieren poca atención: periódicamente habrá que realizar un engrase, y proceder a su recambio cuando hayan completado el número de horas de trabajo que el fabricante del equipo especifique.

Para el cambio de rodamientos hay que usar preferentemente un extractor de rodamientos y tener las máximas precauciones tanto en la manipulación del rodamiento como en su montaje.

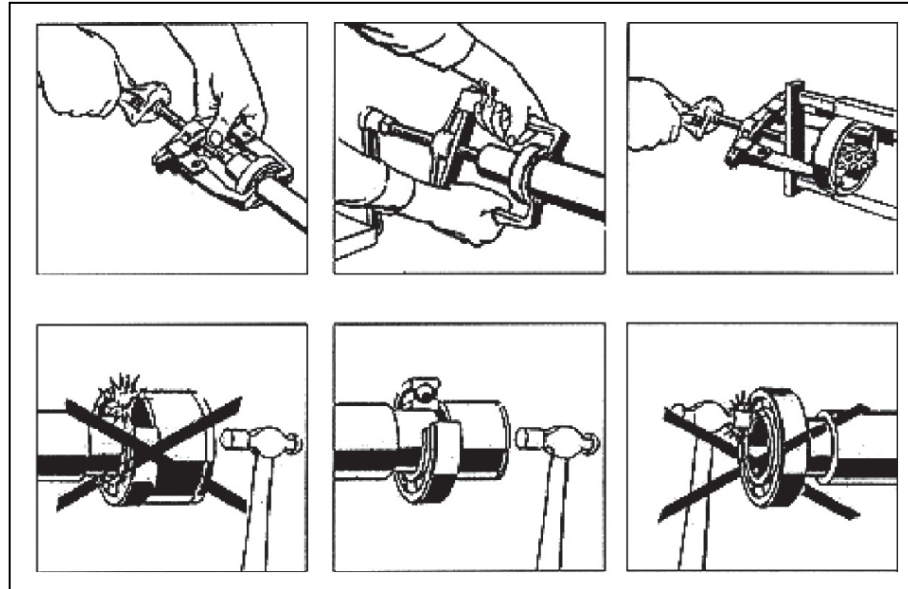


FIGURA 7.2 Cambio de rodamientos. [37]

Cada cierto tiempo habrá que realizar el recambio de grasa, la cantidad de grasa de recambio es importante porque un exceso puede ser causa de posteriores calentamientos. La cantidad de grasa necesaria puede calcularse con la siguiente expresión.

$$G = 0.005 \times D \times B \quad (7.2)$$

Donde:

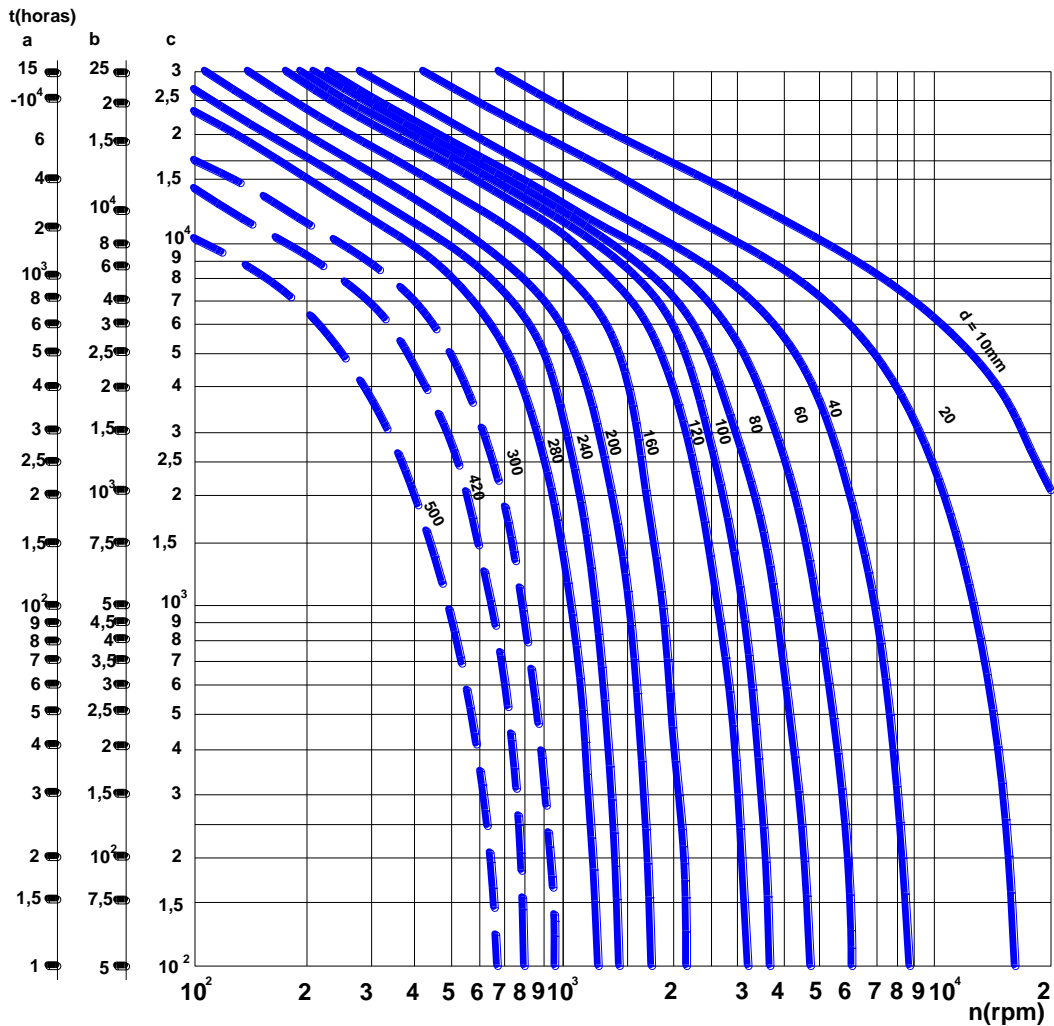
G= cantidad de grasa, [mm³].

D= diámetro exterior del rodamiento, [mm].

B= ancho del rodamiento, [mm].

El tiempo que un rodamiento engrasado funciona satisfactoriamente sin engrase, depende del tipo de rodamiento, tamaño, velocidad y temperatura de funcionamiento, del ambiente y tipo de

grasa. El siguiente gráfico muestra los intervalos de lubricación adecuados expresados en horas de funcionamientos.



a Rodamientos radiales de bolas
 b Rodamientos de rodillos cilíndricos, rodamientos de agujas
 c Rodamientos de rodillos a rótula, de rodillos cónicos, axiales de bolas, de rodillo cilíndricos sin jaula llenos de rodillos (0,2t), axiales de rodillos cilíndricos, axiales de agujas, axiales de rodillo a rótula(0,5t)

FIGURA 7.3 Intervalo de lubricación de los rodamientos. [1]

7.2.6 Mantenimiento de la bomba de desplazamiento positivo [35]

El principal problema de mantenimiento en casi todas las bombas reciprocantes está en la empaquetadura. Aunque la duración de una empaquetadura normal (estándar) en una bomba de

potencia es de unas 2 500 h, en algunas instalaciones con prensaestopas especiales se han logrado más de 18 000 h, con presión de descarga hasta de 4 000 psig.

Una corta duración de la empaquetadura puede ser causa de:

- 1) empaquetadura incorrecta para la aplicación,
- 2) lubricación insuficiente,
- 3) desalineación del émbolo o la biela con el prensaestopas,
- 4) émbolo, biela, cavidad o bujes del prensaestopas gastados,
- 5) empaquetadura muy apretada o muy floja,
- 6) alta velocidad o alta presión,
- 7) temperatura alta o baja del líquido,
- 8) fricción excesiva, por demasiadas empaquetaduras,
- 9) la empaquetadura funciona en seco porque la cámara de bombeo está llena de gas,
- 10) condiciones de choque por gas arrastrado o cavitación, resorte de válvula roto o deficiente o problemas con el sistema,
- 11) sólidos en el líquido bombeado, cuerpos extraños o lubricante,
- 12) instalación o asentamiento inicial incorrecto de la empaquetadura,
- 13) formación de hielo por líquidos volátiles que refrigeran y forman cristales de hielo al escapar a la atmósfera o por bombear líquidos a temperaturas menores de 32%.

Las condiciones anteriores de corta duración de la empaquetadura pueden indicar problemas en otro lugar en la bomba o en el sistema.

Para obtener un bajo volumen de fugas o escurrimiento, la holgura entre el émbolo o la biela y la empaquetadura debe ser nula. Esto requiere que los anillos selladores sean blandos y flexibles. Como la empaquetadura es flexible, se puede escurrir en los espacios libres del prensaestopas, en especial entre el émbolo y el buje del impulsor. Si el buje no produce una barrera eficaz, se extruirá la empaquetadura y aumentarán las fugas.

Un juego de anillos de empaquetadura cuadrados o en V sufrirá una gradiente de presión durante el funcionamiento (Figura 7.4). El último anillo de la empaquetadura contiguo al buje del prensaestopas es el que tendrá la máxima carga axial, lo cual producirá mayor deformación, sellamiento más hermético y, por ello, la máxima caída de presión. Por tanto, la abertura entre el émbolo y el buje debe ser lo bastante pequeña para evitar la extrusión de la empaquetadura. La mayor parte de las fallas de empaquetaduras se originan en este punto crítico del sellamiento.

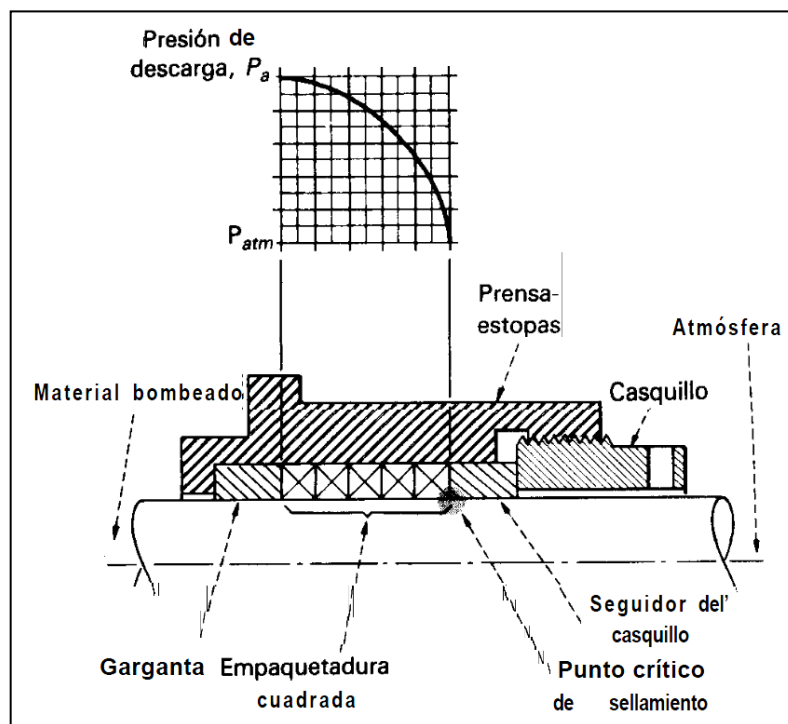


FIGURA 7.4 Gradiente de presión a través de la empaquetadura. [35]

Debido a que el último anillo de la empaquetadura es el más crítico efectúa la mayor parte del sellamiento y genera mucha fricción, requiere más lubricación que los otros. En las empaquetaduras no lubricadas, este anillo necesita la superficie del émbolo para arrastrar parte del líquido bombeado de retorno para tener enfriamiento y lubricación. Para maximizar la duración de la empaquetadura, la altura total de la pila de anillos no debe ser mayor que la longitud de la carrera de la bomba.

La corta duración de la empaquetadura se ha debido al funcionamiento sin lubricación de prensaestopas equipados con anillos de cierre hidráulico, en especial en bombas con carrera corta de unas 2 in. El anillo de cierre en el centro de la empaquetadura, a veces, hace que la altura de ella sea mayor que la longitud de la carrera.

Como el último anillo de la empaquetadura necesita más lubricación que los otros, si se lubrica desde el lado atmosférico es más eficaz que la inyección de aceite a un anillo de cierre colocado en el centro de la empaquetadura.

Se debe tener cuidado de que el lubricante llegue a la superficie del émbolo y lo bastante cerca del último anillo, de modo que la carrera del émbolo arrastre al lubricante debajo del anillo. Si el lubricante gotea hacia el émbolo en el frente de la empaquetadura, quizá la carrera del émbolo no sea suficiente para llevar el lubricante debajo del último anillo.

Debido a que el último anillo de la empaquetadura es el que más se deforma, es el que mejor se adapta a las irregularidades en la cavidad del prensaestopas. Por tanto, cuando se aprieta la empaquetadura, la mayor parte de la fuerza se absorbe en el último anillo con lo cual sella con más fuerza contra el prensaestopas y el vástago.

Muy poca fuerza de la empaquetadura se transmite a los anillos internos. Por tanto, el anillo inferior de la empaquetadura se debe asentar con firmeza durante la instalación, con una varilla de punta plana o una pila de bujes de prensaestopas.

Una vez armado el prensaestopas e instalado el émbolo, pero antes de llenar el extremo para líquido, es aconsejable apretar ligeramente la empaquetadura con la llave especial. Si se deja que las empaquetaduras asienten con la carga aplicada, la mayor parte de ellas fluirán y se adaptarán al prensaestopas y al émbolo. Se encontrará que después de unos 10 minutos se puede volver a apretar la empaquetadura. Esto se debe repetir dos o tres veces o hasta que ya no se pueda apretar más el anillo. Después, hay que aflojar por completo la empaquetadura y dejar que se ensanche durante 10 ó 15 minutos y volver a apretarla con los dedos, sin utilizar una llave. Ya se pueden abrir las válvulas de corte y dejar entrar el líquido a la bomba.

Si se remoja la empaquetadura en aceite antes de instalarla, se tendrá mejor asentamiento inicial y mayor duración.

Durante las primeras horas de funcionamiento de la bomba después de cambiar la empaquetadura, hay que vigilar la temperatura del prensaestopas. Es normal que algunos funcionen más calientes que otros, hasta 50°F más que la temperatura de bombeo. Sólo si se excede la temperatura máxima especificada para la empaquetadura, habrá que tomar medidas para reducir la temperatura de la caja.

El mejor lubricante en la mayor parte de las instalaciones que tienen lubricadores para el prensaestopas es el aceite para cilindros de vapor, que está compuesto con sebo lo cual le da adherencia en la superficie del émbolo y es ideal para proveer una cuña de lubricante entre el émbolo y la empaquetadura.

El concepto de que las altas presiones de descarga requieren más anillos de empaquetadura y que cuando mayor sea el número de ellos más durarán, quizá haya sido válido en máquinas de carrera larga y baja velocidad, pero no es aplicable en algunas bombas de potencia.

Salvo que tengan abundante lubricación, un mayor número de anillos produce calor adicional por fricción y arrastra el lubricante de la superficie del émbolo, con lo cual algunos anillos no tienen lubricante. Con tres anillos en cada prensaestopas, la duración aproximada es de seis meses.

7.2.6.1 Prensaestopas

El mantenimiento del prensaestopas consiste en engrasar la caja cuando se requiera, apretando de vez en cuando el casquillo cuando la fuga aumenta demasiado, e instalando anillos o juegos de empaquetaduras nuevos, según se requiera.

El engrase del prensaestopas bajo funcionamiento normal, se debe realizar una vez al mes es adecuado. En el ANEXO 4.8 se ilustran los diseños de prensaestopas, incluso los tipos estándar sin lubricación y algunos sistemas de lubricación y purga para minimizar las fugas y prolongar la duración de la empaquetadura.

Un importante adelanto han sido las empaquetaduras bajo carga de resorte. La carga de resorte se aplica casi exclusivamente en los sellos y empaquetaduras en “V” (cheurones) pero también funciona con anillos cuadrados. El resorte siempre debe estar en el lado de presión de la empaquetadura y se pueden utilizar diversos tipos, como una sola espiral grande, espirales múltiples, arandelas onduladas, muelles Belleville y una arandela gruesa de caucho.

La carga necesaria en el resorte es pequeña en comparación con la fuerza que aplica el líquido en la empaquetadura.

La función principal del resorte es aplicar una pequeña precarga para ayudar a asentar la empaquetadura y mantener a todos los bujes y anillos en su lugar durante el funcionamiento.

Las empaquetaduras con carga de resorte tienen muchas ventajas, por ejemplo:

- No requieren ajuste del casquillo; sólo hay que apretarlo hasta que llegue a fondo y fijarlo. Esto elimina una de las mayores variables en la duración de la empaquetadura, o sea la pericia del operario.
- Permiten la dilatación. Si se dilata la empaquetadura por el calor fricción durante el asentamiento inicial, el resorte permite la dilatación.
- Compensan el desgaste. Cuando se desgasta la empaquetadura, ocurre ajuste automático dentro del prensaestopas. Se elimina el problema de transmitir la fuerza a través del anillo superior de la empaquetadura durante el ajuste.
- Producen una cavidad. La cavidad en el resorte es un espacio anular para la inyección de líquido limpio cuando se trabaja con pastas aguadas.

Si el diseño de la bomba lo permite, se puede eliminar el casquillo. El prensaestopas, si es un componente separado, se puede desarmar y armar en el banco de trabajo.

Las ventajas de la empaquetadura bajo carga de resorte se relacionan con la cavidad producida por el resorte o muelle. Dado que esta cavidad tiene comunicación directa con la cámara de bombeo, el volumen de despejo adicional puede reducir la eficiencia volumétrica si el material bombeado tiene suficiente compresibilidad. En esta cavidad también se acumulan los vapores. Si el

diseño de la bomba no incluye respiración en esa zona puede ocurrir reducción en la eficiencia volumétrica.

La empaquetadura bajo carga de resorte es el equivalente, en las bombas reciprocantes, de los sellos mecánicos para ejes o árboles rotarios. Tienen pocas fugas, larga duración y se eliminan los ajustes. Los juegos de empaquetadura se pueden colocar en “tándem” con soporte independiente para tener reducción escalonada de la presión o para atrapar las fugas de la empaquetadura primaria que no pueden escapar a la atmósfera. Se recomienda hacer una inspección diaria como la mejor manera de impedir averías y mantener los costos de mantenimiento a un mínimo.

El personal de mantenimiento debe recorrer toda la instalación con un ojo crítico cada vez que inspecciona la bomba.

Un cambio en el nivel de ruido, amplitud de la vibración o en el rendimiento puede ser una indicación de un problema inminente.

Cualquier desviación en el rendimiento o funcionamiento de lo anticipado puede atribuirse a alguna causa específica. La determinación de la causa de cualquier mal funcionamiento o funcionamiento incorrecto es esencial para la corrección del problema sea que la corrección es hecha por el usuario, el concesionario o la fábrica.

Las variaciones del rendimiento inicial indicarán cambios en las condiciones del sistema, desgaste o avería inminente en la unidad.

7.2.6.2 Material del émbolo

El émbolo, después de la empaquetadura, es el componente que necesita reemplazo más frecuente. La alta velocidad del émbolo y la carga de fricción de la empaquetadura desgastan la superficie. A veces, se endurecen los émbolos para darles más duración; un método muy común es aplicarles un revestimiento duro de cromo, diversas cerámicas, y aleaciones a base de níquel o de cobalto. Las características deseadas en el revestimiento son dureza, tersura, gran resistencia del ligado, resistencia a la corrosión y bajo costo, pero ningún revestimiento las incluye todas.

Los revestimientos cerámicos son más duros que los metales, pero son quebradizos, porosos y a veces tienen baja resistencia de ligado y su porosidad reduce la duración de la empaquetadura. La adición de partículas duras como carburo de tungsteno en las aleaciones de níquel o cobalto que son menos duras, aumenta la duración del émbolo a expensas de menor duración de la empaquetadura.

7.2.6.3 Controles que se deben realizar continuamente:

a) Controlar el comportamiento operativo. Asegúrese de ruido, vibración y temperatura de los rodamientos sean normales.

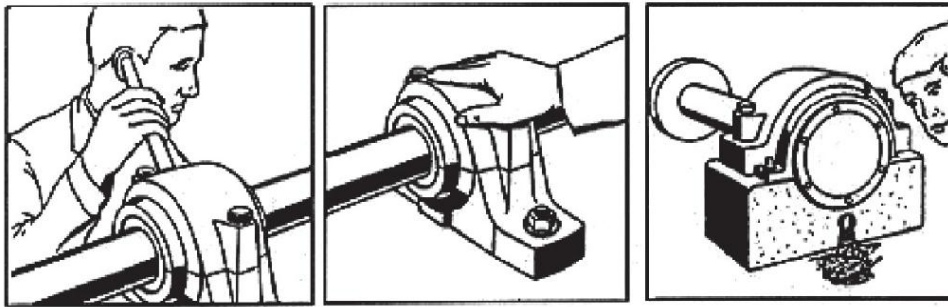


FIGURA 7.5 Inspección de rodamientos. [37]

b) Verifique que no haya fluido anormal o fugas de lubricante (juntas estáticas y dinámicas) y que los sistemas de sellado (en su caso) están llenos y funciona con normalidad.

c) Controlar el nivel y el estado del aceite lubricante, que se cambie de acuerdo con las horas de trabajo.

7.2.6.4 Inspección periódica (semestral)

a) Revise los pernos de anclaje para seguridad del apego y la corrosión.

b) Revise los registros de la bomba funcionando para el uso por hora a determinar si el lubricante de los cojinetes se requiera la modificación.

CAPÍTULO VIII

8. ESTUDIO ECONÓMICO [1]

Económicamente un proyecto es una fuente de costos y beneficios que ocurren en diferentes períodos de tiempos. El reto de alguien que toma decisiones en torno a la pertinencia de ejecutar o no determinado proyecto es identificar los costos y beneficios atribuidos al mismo, y medirlos (valorarlos) con el objetivo de señalar si es conveniente o no su ejecución. A este enfoque se le denomina evaluación económica de proyectos.

Antes de tomar la decisión de llevar a cabo un proyecto, es importante conocer los costos de cada una de las obras que lo conforman para poder llevar a cabo el análisis económico y de factibilidad.

8.1 Costos de inversión

8.1.1 Costos directos. [3]

Son los cargos por concepto de material, de mano de obra y de gastos, correspondientes directamente a la construcción, adquisición de equipos y accesorios y puesta en marcha del sistema de turbobombear.

Para analizar los costos directos de nuestro proyecto se consideran los siguientes aspectos:

- Costo de materiales
- Costo de mano de obra
- Costo de equipos y maquinaria
- Costos de transporte

8.1.1.1 Costos de materiales. [1]

A continuación se detalla los costos de los diferentes materiales necesarios para construcción del proyecto. Se debe aclarar que en esta lista están incluidos los materiales necesarios para la obra civil, obra hidráulica y mecánica. (Ver ANEXOS 5.1 – 5.2)

TABLA 8.1. COSTO DE MATERIALES

SISTEMA DE TURBOBOMBEO CANANVALLE - CAYAMBE ECUADOR					
TABLA DE CANTIDADES Y PRECIOS DE MATERIALES ESTIMADOS PARA EJECUCIÓN DEL PROYECTO					
ITEM	DESCRIPCION	CANTIDAD	UNIDAD	COSTO UNITARIO (USD)	COSTO TOTAL (USD)
1	BOMBA HIDRÁULICA 3 PISTONES BETTA 160	6,00	UND	4.200,00	25.200,00
2	TURBINA PELTON P500	2,00	UND	19.781,00	39.562,00
3	TUBERÍA Ø8" SCH STD METRO	365,00	m	68,14	24.871,10
4	TUBERÍA PVC U/E 0,5MPA 250MM	750,00	m	17,90	13.425,00
5	JUNTA DE EXPANSIÓN Ø8" PARA TUBERIA A-53 GrB	8,00	UND	1.050,00	8.400,00
6	RECUBRIMIENTO DE POLIKEN	157,00	m2	40,00	6.280,00
7	TUBERÍA A-53 Gr. B Ø4" SCH 40	325,00	m	25,75	8.368,75
8	CEMENTO	42.011,50	kg	0,13	5.461,50
9	PINTURA POLIURETANO - CARBOTHANE 134HG	28,60	GLS	110,00	3.146,00
10	TUBERÍA PVC BIAIX U/E 1,25MPA 110MM	490,00	m	8,66	4.243,40
11	PINGOS	2.096,97	m	0,81	1.698,55
12	PINTURA ZINC INORGÁNICO - CARBOZINC 11	11,44	GLS	105,00	1.201,20
13	RIPIO	110,01	m3	10,00	1.100,10
14	BRIDA Ø8" WNRF 150#	6,00	UND	127,40	764,40
15	VÁLVULA COMPUERTA BRIDADA HF 4"CLASE150	1,00	UND	654,00	654,00
16	VÁLVULA COMPUERTA BRIDADA HF 3"CLASE150	2,00	UND	340,20	680,40
17	VÁLVULA COMPUERTA BRIDADA HF 2.5"CLASE150	4,00	UND	340,20	1.360,80
18	OXIGENO	49,50	m3	11,70	579,15
19	ARENA	75,27	m3	10,00	752,70
20	PINTURA EPÓXICO - CARBOGUARD 890	14,30	GLS	45,00	643,50
21	TABLERO CONTRACHAPADO "B" 15MM	22,43	UND	27,12	608,30
22	MALLA ELECTROSOLDADA 5.10	178,75	m2	3,24	579,15
23	SA-285 GrC	460,40	Kg	1,25	575,50
24	VÁLVULA MARIPOSA 08"B-B	2,00	UND	653,50	1.307,00
25	TABLA DE MONTE 0,30M	539,50	m	0,79	426,21
26	BRIDA Ø2.5" WNRF 150#	16,00	UND	37,50	600,00
27	ALFAJÍA 7 X 7 X 250	175,53	UND	2,07	363,35
28	TUBERÍA PVC U/E 1,25MPA 160MM	20,00	m	17,88	357,60
29	VÁLVULA DE BOLA 02"B-B	2,00	UND	243,95	487,90
30	RIELES PARA ENCOFRADO	292,50	UND	1,13	330,53
31	BANDAS Y POLEAS	4,00	UND	480,00	1.920,00
32	VÁLVULA CHECK (RETENCIÓN), HORIZONTAL 4"	1,00	UND	343,75	343,75
33	VÁLVULA CHECK (RETENCIÓN), HORIZONTAL 2.5"	4,00	UND	282,00	1.128,00

34	DISCO DE DESBASTE	67,96	UND	3,60	244,66
35	TABLERO CONTRACHAPADO PARA ENCOFRADO 4X8	9,74	UND	18,08	176,10
36	TUBERÍA Ø8" SCH STD	76,20	Kg	2,30	175,26
37	DESINFECTANTE PARA MADERA	3,60	gl	44,30	159,48
38	ETERNIT (2.4X1.0.5 MTS)	16,50	plancha	9,50	156,75
39	BRIDA Ø2" WNR 150#	16,00	UND	19,44	311,04
40	ACERO DE REFUERZO FC=4200KG/CM2	173,25	kg	0,88	152,46
41	CLAVOS	180,56	kg	0,76	137,23
42	ELECTRODO # 7010 3/16	32,72	kg	4,00	130,88
43	PINTURA DE CAUCHO	10,00	gal	11,85	118,50
44	MANÓMETRO DE PRESIÓN 600 PSI	2,00	UND	58,76	117,52
45	ACEITE QUEMADO	185,91	gal	0,50	92,96
46	TUBERÍA Ø4" SCH STD	38,57	Kg	2,30	88,71
47	TIRAS 2.5 X 2.5 X 250	194,00	UND	0,43	83,42
48	TUBO CONDUIT PESADO 1"	75,00	m	1,02	76,50
49	CONECTOR P/F/S 1"	150,00	UND	0,49	73,50
50	ADITIVO IMPERMEABILIZANTE	69,95	kg	1,02	71,35
51	PUERTA DE TOOL PANELADA (INC. CHAPAS)	7,50	m2	33,90	254,25
52	TUBERÍA Ø2" SCH STD METRO	16,00	m	8,00	128,00
53	ALFAJÍA EUCALIPTO 7X7	66,75	m	0,90	60,08
54	PROTECCIÓN DE VENTANA	4,00	m2	13,56	54,24
55	PERNO 5/8" X 4"	32,00	UND	1,47	47,04
56	VENTANA DE HIERRO (SIN PROTECCIÓN)	4,00	m2	11,30	45,20
57	VARILLA DE ACERO CUADRADA 3/4"	63,75	Kg	0,70	44,63
58	PERNO 3/4" x 4 1/4" CS	24,00	UND	1,80	43,20
59	CABALLETE ESTANDAR ETERNIT LARGO = 9	6,00	UND	7,15	42,90
60	TIRA DE EUCALIPTO 4X5CM	90,00	m	0,45	40,50
61	VIGA EUCALIPTO 10X12CM	45,00	m	0,90	40,50
62	ESTACAS	96,25	lb	0,37	35,61
63	ÁNGULO 150X150X3	21,70	kg	1,41	30,60
64	HIERRO CORRUGADO FY= 4200 KG/CM2	33,15	kg	0,92	30,50
65	TUBERÍA Ø2" SCH STD	13,06	Kg	2,30	30,04
66	TIRAFONDOS PARA ETERNIT	30,00	kg	0,90	27,00
67	LIJA	40,00	hoja	0,67	26,80
68	AGUA	25,27	m3	0,92	23,25
69	TIRA DE EUCALIPTO	154,00	m	0,15	23,10
70	ELECTRODO # 6011 1/8	4,75	kg	4,00	19,00
71	TABLÓN 300mm ANCHO x 25mm ESPESOR	1,20	m	14,60	17,52
72	EJE DE ACERO A-1020	2,60	Kg	4,20	10,92
73	ALAMBRE GALVANIZADO NO. 18	9,88	kg	1,00	9,88
74	VIGA DE EUCALIPTO 14X12CM	7,50	m	1,25	9,38
75	YESO	20,00	kg	0,40	8,00
76	ESTACAS	59,70	UND	0,11	6,57
77	CEMENTO BLANCO	20,00	kg	0,26	5,20
78	TIRILLA DE EUCALIPTO	9,99	m	0,19	1,90
79	PINTURA ANTICORROSIVA	0,12	gal	14,69	1,76
80	VARILLA LISA Dext. 12mm	2,20	Kg	0,70	1,54
81	ARENA FINA	0,02	m3	11,30	0,23
82	TINER	0,02	gal	8,94	0,1788
83	GEOMEMBRANA HDPE	1.600,00	m2	18,00	28800
TOTAL:					189.705,62

8.1.1.2 Costos de mano de obra. [3]

Los costos de la mano de obra están establecidos por la Contraloría General de Estado, (Ver ANEXO 5.3). En la siguiente tabla se muestra el detalle de cantidades y precios de la mano de obra necesaria para la ejecución del proyecto.

TABLA 8.2. COSTO DE MANO DE OBRA

SISTEMA DE TURBOBOMBEO CANANVALLE - CAYAMBE ECUADOR						
TABLA DE CANTIDADES Y PRECIOS DE MANO DE OBRA ESTIMADOS PARA EJECUCIÓN DEL PROYECTO						
ITEM	DESCRIPCION	CATEGORIA	HORAS HOMBRE	SALARIO HORA	COSTO TOTAL (USD)	% PARCIAL
1	Peón	Estructura Ocupacional E2	9716.6842	2.44	23708.71	61.74
2	Albañil	Estructura Ocupacional D2	1352.5486	2.47	3340.80	8.70
3	PINTOR	Estructura Ocupacional D2	332.25	2.47	820.66	2.14
4	Maestro de obra	Estructura Ocupacional C2	914.13405	2.54	2321.90	6.05
5	Chofer licencia "e"	Choferes Profesionales	474.41	3.68	1745.83	4.55
6	Ayudante en general	Estructura Ocupacional E2	502.084	2.44	1225.08	3.19
7	Inspector	Estructura Ocupacional B3	440.86765	2.56	1128.62	2.94
8	SUPERVISOR DE PINTURA	SUPERVISOR	87.2	6.61	576.39	1.50
9	Carpintero	Estructura Ocupacional D2	255.05625	2.47	629.99	1.64
10	Topógrafo 1	Topografía	192.5	2.54	488.95	1.27
11	Cadenero	Estructura Ocupacional D2	155.2	2.47	383.34	1.00
12	Maestro especialización soldador	Estructura Ocupacional C1	132.125	2.56	338.24	0.88
13	Operador de maquinaria	Estructura Ocupacional C2	80	2.56	204.80	0.53
14	Topógrafo 2	Topografía	77.6	2.56	198.66	0.52
15	MAESTRO SOLDADOR SMAW	Mecánicos	39.95	2.56	102.27	0.27
16	MAESTRO DE MECANIZADO	Mecánicos	10	2.56	25.60	0.07
17	AYUDANTE DE SOLDADURA	Sin título	22.2	2.47	54.83	0.14
18	Ayudante de albañil	Estructura Ocupacional E2	26.1365	2.44	63.77	0.17
19	Maestro secap	Estructura Ocupacional C1	8	2.56	20.48	0.05
20	Ferrero	Estructura Ocupacional D2	4.29	2.47	10.60	0.03
21	OPERADOR DE BAROLADORA	Mecánicos	2	2.56	5.12	0.01
22	Ayudante de Ferrero	Estructura Ocupacional E2	2.145	2.44	5.23	0.01
23	Tecnico Extranjero		32	31.25	1000.00	2.60
TOTAL:					38399.88	100.00

La comunidad se compromete a colaborar con el trabajo de peones, albañiles, maestros de obra, carpintero, cadenero, ayudante de albañil, de soldadura, de herrero y ayudantes en general. Todas estas personas representan el 82.64 % de toda la mano de obra requerida.

Si restamos este rubro del total del costo de la mano de obra, determinamos que la comunidad aportaría con la cantidad de 31733.66 USD.

8.1.1.3 Costos de equipos y maquinaria. [3]

En este acápite se describen los equipos, máquinas y herramientas necesarias para la ejecución de las obras civiles e hidráulicas.

TABLA 8.3. COSTO DE EQUIPOS Y MAQUINARIA

SISTEMA DE TURBOBOMBEO CANANVALLE - CAYAMBE ECUADOR					
TABLA DE CANTIDADES Y PRECIOS DE EQUIPOS ESTIMADOS PARA EJECUCIÓN DEL PROYECTO					
ITEM	DESCRIPCION	UNIDAD	HORAS TOTALES	TARIFA	COSTO TOTAL (USD)
1	HERRAMIENTA MENOR	Hora	10,421.50	0.20	2,084.30
2	COMPRESOR	Hora	253.75	1.80	456.75
3	Equipo de topografía	Hora	192.50	2.00	385.00
4	Tecele	Hora	591.11	0.50	295.56
5	Concretera 1 saco	Hora	133.29	2.10	279.91
6	Teodolito	Hora	77.60	3.00	232.80
7	SOLDADORA ELECTRICA 300 A	Hora	157.17	1.00	157.17
8	Amoladora eléctrica	Hora	132.13	1.10	145.34
9	Vibrador	Hora	115.80	1.00	115.80
10	BAROLADORA	Hora	2.50	42.66	106.65
11	Equipo de suelda autógena	Hora	25.50	2.00	51.00
12	Torno de mecánica industrial	Hora	5.00	10.00	50.00
13	EQUIPO DE OXICORTE	Hora	10.50	1.10	11.55
14	Andamios modulo incluye transporte	Hora	60.98	0.12	7.32
15	Grúa móvil	Hora	0.11	25.00	2.75
16	Cortadora dobladora de hierro	Hora	2.15	1.00	2.15
17	Cizalla	Hora	2.74	0.14	0.38
TOTAL:					4384.43

8.1.1.4 Costos de transporte. [3]

En la siguiente tabla se detalla los costos de transporte de materiales, equipos y del personal que eventualmente tengan que trasladarse fuera del área del proyecto.

TABLA 8.4. COSTO DE TRANSPORTE

SISTEMA DE TURBOBOMBEO CANANVALLE - CAYAMBE ECUADOR					
TABLA DE CANTIDADES Y PRECIOS DE TRANSPORTE ESTIMADOS PARA EJECUCIÓN DEL PROYECTO					
ITEM	DESCRIPCION	CANTIDAD	UNIDAD	C. UNITARIO (USD)	COSTO TOTAL (USD)
1	TRANSPORTE TURBOBOMBAS QUITO-CANANVALLE	1,00	UND	400,00	400,00
2	Volqueta 8m3	65,00	Hora	15,00	975,00
3	Camioneta 2000cc doble tracción	180,00	Hora	5,00	900,00
4	Camión mediano	70,00	Hora	8,00	560,00
TOTAL:					2835,00

Sumando todas las cantidades anteriores se obtiene que los costos directos totales ascienden al valor de 235328.34 USD.

8.1.2 Costos indirectos. [3]

Son todos los gastos de tipo general no incluidos en los costos directos, pero que intervienen para que el proyecto sea ejecutado de manera correcta.

Para detallar los costos indirectos se consideran los siguientes aspectos:

- Costo de Ingeniería básica y de detalle
- Imprevistos

8.1.2.1 Costo de ingeniería básica y de detalle. [3]

Es necesario considerar dentro de los costos del proyecto el trabajo de los técnicos como ingenieros mecánicos proyectistas, ingenieros civiles a cargo de los planos de detalle y todos los profesionales que intervienen en el proyecto.

También se debe tomar en cuenta rubros generales como gastos de oficina y demás.

TABLA 8.5. COSTO DE INGENIERÍA BÁSICA Y DE DETALLE

SISTEMA DE TURBOBOMBEO CANANVALLE - CAYAMBE ECUADOR					
TABLA DE CANTIDADES Y PRECIOS DE INGENIERIA ESTIMADOS PARA EJECUCIÓN DEL PROYECTO					
ITEM	DESCRIPCION	CANTIDAD	UNIDAD	COSTO UNITARIO (USD)	COSTO TOTAL (USD)
1	Internet	300,00	GLOBAL	0,80	240,00
2	Gastos Visita- Equipos	1,00	GLOBAL	200,00	200,00
3	Compra información	3,00	UND	120,00	360,00
4	Empastados documentos	7,00	UND	20,00	140,00
5	Impresiones documentos	15,00	GLOBAL	20,00	300,00
6	Planos generales y en detalle	15,00	UND	30,00	450,00
7	Gastos Movilización: combustible	2,00	GLOBAL	100,00	200,00
8	Viáticos	1,00	GLOBAL	720,00	720,00
9	Dirección del proyecto y personal técnico	1,00	GLOBAL	1.500,00	1.500,00
10	Gastos de oficina	1,00	GLOBAL	500,00	500,00
TOTAL:					4.610,00

8.1.2.2 Costos de imprevistos. [3]

Para evaluar este rubro se considera la posibilidad de variación de precios de materiales, mano de obra, equipos y servicios, puesto que no se sabe con certeza la fecha de iniciación de la ejecución del proyecto. Además, ya que se trata de un estudio estimativo se prefiere establecer un 10% del costo total para imprevistos, por lo tanto tiene un valor de 23532.8 USD.

Sumando los rubros anteriormente descritos se tiene que los costos indirectos totales ascienden al valor de 28142.8 USD.

8.1.3 Costo total de inversión

El costo total del proyecto se lo obtiene sumando los costos directos y los indirectos.

$$\text{Costo Total de inversión} = 235328.34 + 28142.8 = \mathbf{263471.2 \text{ USD}}$$

8.1.4 Presupuesto de la alternativa final

Es el cálculo anticipado de los gastos de una actividad o un proyecto, durante un período determinado. Es un plan de acción dirigido a cumplir una meta prevista, expresada en valores y términos económicos que, debe cumplirse en un tiempo y bajo ciertas condiciones.

En la siguiente tabla se indica la descripción de rubros unidades cantidades y precios estimados para la ejecución del proyecto. Para lo cual se ha dividido en fases, por cada obra civil o hidráulica que se debe realizar.

Hay que aclarar que para este presupuesto solo se consideró los costos directos de inversión y no se tomó en cuenta costo ingenieril ni los imprevistos, (costos indirectos).

TABLA 8.6. PRESUPUESTO DE LA ALTERNATIVA FINAL

SISTEMA DE TURBOBOMBEO CANANVALLE - CAYAMBE ECUADOR					
TABLA DE DESCRIPCIÓN DE RUBROS UNIDADES CANTIDADES Y PRECIOS ESTIMADOS PARA EJECUCIÓN DEL PROYECTO					
ITEM	TRABAJOS A REALIZARSE	CANTIDAD	UNIDAD	C. UNIT (USD)	SUBTOTAL (USD)
1	CONSTRUCCIÓN DE LA BOCATOMA				
1,01	Trabajos de replanteo en sitio	20,00	m2	0,88	17,60
1,02	Excavación manual	18,00	m3	2,33	41,94
1,03	Desalojo de material	18,00	m3	3,06	55,08
1,04	Construcción de base de bocATOMA	7,13	m3	86,77	618,67
1,05	Construcción de muros de contención	15,00	m3	135,55	2.033,25
1,06	Construcción de azud	6,50	m3	230,84	1.500,46
1,07	Construcción de rejilla de admisión	30,00	Kg	2,57	77,10
1,08	Construcción de desripiador	2,00	m3	96,79	193,58
1,09	Construcción de compuerta de limpieza	5,00	Kg	12,97	64,85
1,1	Construcción de canal de excesos de la bocATOMA	1,65	m3	96,79	159,70
2	TUBERÍA DE CONDUCCIÓN ENTERRADA				
2,01	Trabajos de replanteo en sitio	750,00	m	0,89	667,50
2,02	Excavación manual de canal	45,00	m3	2,33	104,85
2,03	Tubería PVC Ø250mm	750,00	m	17,90	13.425,00
2,04	Instalación de tubería de conducción	750,00	m	3,56	2.670,00
2,05	Enterrado de tubería	45,00	m3	2,91	130,95
3	TANQUE DE PRESIÓN				
3,01	Trabajos de replanteo en sitio	40,00	m2	0,88	35,20
3,02	Excavación manual	15,00	m3	2,33	34,95

3,03	Desalojo de material	15,00	m3	3,06	45,90
3,04	Construcción de base de desarenador	2,85	m3	86,77	247,29
3,05	Construcción de canal de excesos del tanque de presión	1,65	m3	96,79	159,70
3,06	Construcción de base de cámara de carga y desagüe de fondo	0,70	m3	86,77	60,74
3,07	Construcción de muros laterales del tanque de presión	6,75	m3	135,55	914,96
3,08	Construcción de muro de entrada de tubería de presión	1,50	m3	135,55	203,33
3,09	Construcción de rejilla de admisión	45,00	Kg	2,57	115,65
3,1	Construcción de compuerta de paso	5,00	Kg	12,97	64,85
3,11	Construcción de compuerta de lavado	10,00	Kg	12,97	129,70
4	TUBERÍA DE PRESIÓN				
4,01	Trabajos de replanteo en sitio	364,00	m	0,89	323,96
4,02	Construcción de anclajes	18,00	m3	230,84	4.155,12
4,03	Construcción de apoyos	11,70	m3	218,32	2.554,34
4,04	Construcción e instalación de chimenea de equilibrio	1,00	GLOBAL	710,25	710,25
4,05	Tubería A-53 GrB Ø8" SCH 40	365,00	m	68,14	24.871,10
4,06	Juntas de expansión de tubería	8,00	UND	1.050,00	8.400,00
4,07	Brida Ø8" 150# WNRF	10,00	UND	175,02	1.750,20
4,08	Instalación de tubería de presión	364,00	m	12,67	4.611,88
4,09	Válvula mariposa Ø8"	2,00	UND	653,50	1.307,00
4,1	Instalación de válvula mariposa	2,00	GLOBAL	8,21	16,42
4,11	Válvula de bola Ø2"	2,00	UND	243,95	487,90
4,12	Tubería A-53 GrB Ø2" SCH 40	16,00	m	8,00	128,00
4,13	Brida Ø2" 150# WNRF	16,00	UND	28,25	452,00
4,14	Instalación de by pass Ø2"	16,00	m	5,03	80,48
5	CONSTRUCCIÓN CASA DE MÁQUINAS				
5,01	Trabajos de replanteo en sitio	30,00	m2	0,88	26,40
5,02	Excavación manual	15,00	m3	2,33	34,95
5,03	Desalojo de material	15,00	m3	3,06	45,90
5,04	Construcción de piso de la casa de máquinas	6,50	m3	86,77	564,01
5,05	Construcción cimentación para turbinas	2,00	m3	230,84	461,68
5,06	Construcción cimentación para bombas	2,00	m3	230,84	461,68
5,07	Construcción de canal de salida o desagüe	1,65	m3	96,79	159,70
5,08	Construcción de columnas	1,65	m3	382,15	630,55
5,09	Construcción de paredes	9,00	m3	100,59	905,31
5,1	Construcción ventanas reforzadas	4,00	UND	27,26	109,04
5,11	Construcción de puerta de acceso	2,00	UND	39,17	78,34
5,12	Construcción de cubierta	30,00	m2	29,42	882,60
6	EQUIPO DE TURBOBOMBEO				
6,01	Turbina Hidráulica	2,00	UND	19.781,00	39.562,00
6,02	Poleas y Correas de transmisión	4,00	UND	480,00	1.920,00
6,03	Bomba Hidráulica	6,00	UND	4.200,00	25.200,00
6,04	Manómetro	4,00	UND	85,60	342,40
6,05	Válvula de compuerta Ø2.5" bridada	4,00	UND	340,20	1.360,80
6,06	Válvula check Ø2.5" bridada	4,00	UND	282,00	1.128,00
6,07	Instalación de equipos de Turbobombeo	4,00	DIA	250,00	1.000,00

7	TUBERÍA ENTERRADA DE DESCARGA DE LA BOMBA				
7,01	Trabajos de replanteo en sitio	525,00	m	0,89	467,25
7,02	Excavación manual de canal	52,00	m3	2,33	121,16
7,03	Tubería A-53 GrB Ø4" SCH 40	325,00	m	25,75	8.368,75
7,04	Válvula check Ø4" bridada	2,00	UND	343,75	687,50
7,05	Válvula de compuerta Ø4" bridada	1,00	UND	654,00	654,00
7,06	Válvula de compuerta Ø3" bridada	2,00	UND	340,20	680,40
7,07	Construcción de anclajes	6,00	m3	230,84	1.385,04
7,08	Instalación de tubería de acero	325,00	m	7,46	2.424,50
7,09	Tubería PVC Ø110mm	200,00	m	8,66	1.732,00
7,10	Instalación de tubería PVC	200,00	m	1,43	286,00
7,11	Brida Ø2.5" 150# WNRF	24,00	UND	37,50	900,00
7,12	Enterrado de tubería	52,00	m3	2,91	151,32
8	TANQUE DE ALMACENAMIENTO				
8,01	Trabajos de replanteo en sitio	880,00	m2	0,88	774,40
8,02	Excavación manual	2.600,00	m3	2,33	6.058,00
8,03	Desalojo de material	2.600,00	m3	3,06	7.956,00
8,04	Construcción de muro de contención de entrada	5,00	m3	135,55	677,75
8,05	Construcción de rebalse de excesos del tanque de almacenamiento	1,07	m3	96,79	103,57
8,06	Compactación de taludes y piso	1.600,00	m2	2,33	3.728,00
8,07	Construcción de trincheras	3,50	m3	2,33	8,16
8,08	Construcción de muro de contención de salida	5,00	m3	135,55	677,75
8,09	Tubería PVC Ø160mm	20,00	m	17,88	357,60
8,1	Instalación de tubería PVC	486,00	m	2,10	1.020,60
8,11	Construcción de cámara de salida	2,50	m3	135,55	338,88
8,12	Geomembrana	1.600,00	m2	15,00	24.000,00
8,13	Instalación de Geomembrana	1.600,00	m2	3,00	4.800,00
9	TRANSPORTE GLOBAL				
9,01	Transporte de material de construcción	5,00	viajes	30,69	153,45
9,02	Transporte de accesorios	1,00	viales	30,69	30,69
9,03	Transporte de rejillas y compuertas	1,00	viajes	30,69	30,69
9,04	Transporte de tubería de acero	7,00	viajes	30,69	214,83
9,05	Transporte de tubería de PVC	3,00	viajes	30,69	92,07
9,06	Transporte de Geomembrana y accesorios	1,00	viajes	30,69	30,69
9,07	Transporte de equipos de turbobombeo	1,00	global	400,00	400,00
9,08	Transporte de personal	180,00	viajes	14,26	2.566,80
10	PINTURA				
10.01	Pintura de tubería de acero A-53 GrB sobre superficie	286	m2	25,46	7.281,56
10.02	Pintura de tubería de acero A-53 GrB enterrada	157	m2	46,09	7.236,13
10.03	Pintura de obra civil	200	m2	2,19	438,00
TOTAL:					235.328,34

Aclaremos que este estudio económico tiene precios referenciales dado que los materiales y la mano de obra pueden variar en su precio unitario con el transcurso del tiempo.

En el caso de los precios de las bombas y las turbinas hidráulicas también están sujetos a reajuste, debido que es son equipos importados y los aranceles de importación pueden variar.

8.2 Costos de operación y mantenimiento

8.2.1 Costo de operación mensual

Para estimar los costos de operación mensual del sistema de turbobombear se toma en cuenta los siguientes aspectos:

- a. Se considera dos operadores en turnos diurno y nocturno para el sistema de turbobombear.
- b. Las funciones del aguatero para la conducción por tubería, serán distribuidas a los dos operadores de manera que se prescindan de la necesidad de pagar a una persona adicional.

TABLA 8.7. DETALLE DE RUBROS DE GASTOS DE OPERACIÓN MENSUALES

Rubro	Costo USD
Operador turno diurno	300
Operador turno nocturno	300
Equipo e implementos de seguridad	30
Gatos misceláneos	20
Gastos totales mensuales	650

Por lo tanto los gastos anuales de operación ascienden a **7800 USD**.

8.2.2 Costo de mantenimiento anual

Tomando en cuenta el plan de mantenimiento del sistema, se necesita anualmente **2497 USD** para solventar los costos de la inspección y recambio de piezas y elementos en función de la periodicidad.

En el ANEXO 4.9 se indica el plan de mantenimiento del sistema de turbobombeo y en el ANEXO 5.4 la relación de costos según la actividad que se debe realizar.

También es necesario considerar el costo de herramientas necesarias para el mantenimiento continuo del sistema los cuales se detallan a continuación:

TABLA 8.8. DETALLE DE RUBROS DE GASTOS DE HERRAMIENTAS DE MANTENIMIENTO

Cantidad	Unidad	Herramientas necesarias	Costo (USD)
2	UND	Destornilladores plano y estrella	15
1	UND	Alicate para mecánico	10
1	UND	Martillo Mecánico	15
1	UND	Juego de llave de boca	30
1	UND	Juego de llaves hexagonales	30
1	UND	Rastrillo para limpieza de las rejillas	15
1	UND	Pala	15
1	UND	Extractor de rodamientos	25
1	UND	Arco de sierra	10
1	UND	Escalera	30
1	UND	Machete	12
1	UND	Linterna de mano	30
1	UND	Tecla	350
4	GAL	Grasa o aceite lubricante	60
12	GAL	Diesel para limpieza	15
10	UND	Trapos limpios	10
Costo Total:			672

Este valor será tomado en cuenta como costo al final del primer año de operación del sistema de turbobombeo.

Con el análisis anterior se determina un costo total de operación y mantenimiento anual de:

$$7800 + 2497 = \mathbf{10297 \text{ USD}}$$

8.3 Beneficios

Para evaluar los beneficios de este sistema se considerará el ahorro que tendría la comunidad al no pagar por la energía utilizada para poner en funcionamiento la bomba hidráulica.

8.3.1 Ahorro por no pagar energía eléctrica para accionamiento de bomba

El monto de beneficio se determina calculando el costo de la energía que necesita la bomba.

Según el pliego tarifario de la empresa Emelnorte (ANEXO 5.5) que provee de energía eléctrica a Cananvalle, se obtienen los siguientes datos:

- Nivel de tensión: general baja y media tensión
- Aplicación: bombeo de agua- asistencia social y beneficio público
- Demanda = 3.00 USD/Kw
- Costo Kwh = 0.055 USD/Kwh
- Valor comercial = 1.414 USD

Cálculo del consumo mensual para el accionamiento de la bomba hidráulica:

La potencia que necesita la bomba es de 74.6 Kw según el data sheet de la bomba seleccionada (Ver ANEXO 3.5).

Considerando que el sistema funcionara las 24 horas del día, en el mes tendríamos un tiempo de consumo de:

$$24 \text{ h/día} \times 30 \text{ días/mes} = 720 \text{ h/mes}$$

El consumo mensual será:

$$720 \text{ h/mes} \times 74.6 \text{ Kw} = 53712 \text{ Kwh/mes}$$

Cálculo de los costos de energía eléctrica:

- Costo de la demanda = $74.6 \text{ Kw} * 3 \text{ USD/Kw} = 223.8 \text{ USD}$
- Costo del consumo = $53712 \text{ Kwh} * 0.055 \text{ USD/Kwh} = 2954.16 \text{ USD}$
- Valor comercial a pagar = 1.414 USD
- Otros valores a pagar = 20.25 USD

Como resultado se tiene:

Costo total mensual por consumo de energía: 3200 USD/mes

Costo total anual por consumo de energía: $3200 \text{ USD/mes} * 12 \text{ mes} = 38400 \text{ USD/año}$.

Este monto sería lo que el proyecto estaría aportando a la comunidad a manera de ahorro económico. Para la evaluación económica de nuestro sistema de turbobombeo consideraremos como beneficio (ingreso) la cantidad antes señalada.

8.3.2 Valor residual de salvamento. [3]

El valor residual es el valor de los bienes en el último año de vida útil del proyecto. Para calcular este valor se debe tener en cuenta la depreciación o pérdida de valor de los bienes durante el uso en el proyecto, considerando el tiempo de vida útil, tenemos entonces para obras civiles 50 años y para maquinaria y equipo de turbobombeo 30 años.

Una forma adecuada de depreciación es considerar que el bien pierde su valor anualmente de manera uniforme, desde su valor inicial en el año de instalación hasta cero en el último año de su vida útil. Este método se lo llama depreciación lineal.

El valor residual entonces se calcula de la siguiente manera:

$$VR_n = V_i - V_i * [(n)/N] \quad (8.1)$$

Donde:

VR_n = Valor residual en el año n, [USD]

V_i = Valor inicial del bien, en el año de su instalación, [USD].

n = Año en que se calcula el valor residual, [años].

N = Vida útil del bien, [años].

Teniendo en cuenta que el horizonte del proyecto es de 30 años, se tiene:

Valor residual de obras civiles:

$V_i = 164415.14$ USD

$N = 50$ años

$n = 30$ años

$$VR'_{30} = 164415.14 - 164415.14 * \frac{30}{50} = 65766.056 \text{ USD}$$

Valor residual del equipo de turbobombeario:

$V_i = 70913.2$ USD

$N = 30$ años

$n = 29$ años

$$VR''_{30} = 70913.2 - 70913.2 * \frac{29}{30} = 2363.77 \text{ USD}$$

Para otros valores residuales se considera solo la recuperación de tres meses de los costos operativos, en el último año de funcionamiento:

$$VR'''_{30} = 7800 * \frac{3}{12} = 1950 \text{ USD}$$

El valor total residual para el año 30 será entonces la suma de todos los valores residuales calculados anteriormente, así:

$$VR_{30} = VR'_{30} + VR''_{30} + VR'''_{30} \quad (8.2)$$

$$VR_{30} = 65766.056 + 2363.77 + 1950 = 70079.83 \text{ USD}$$

8.4 Elaboración del cuadro de flujo de caja interno

Este cuadro se elabora considerando los siguientes rubros:

Beneficios:

- Ahorro de energía
- Valor de salvamento

Costos:

- Inversión inicial
- Costo de operación y mantenimiento

TABLA 8.9. FLUJO DE CAJA INTERNO

SISTEMA DE TURBOBOMBEO CANANVALLE - CAYAMBE ECUADOR							
FLUJO DE CAJA INTERNO DEL PROYECTO DE TURBOBOMBEO CANANVALLE							
Año	BENEFICIOS			COSTOS			Flujo de Caja
	Ahorro Anual	Valor de Salvamento	Beneficio Total	Inversión	Operación y Mantenimiento	Costo Total	
1	50933.66	0	50933.664	263471.2	5820.5	269291.68	-218358.014
2	38400	0	38400	0	10297	10297	28103
3	38400	0	38400	0	10297	10297	28103
4	38400	0	38400	0	10297	10297	28103
5	38400	0	38400	0	10297	10297	28103
6	38400	0	38400	0	10297	10297	28103
7	38400	0	38400	0	10297	10297	28103
8	38400	0	38400	0	10297	10297	28103
9	38400	0	38400	0	10297	10297	28103
10	38400	0	38400	0	10297	10297	28103
11	40320	0	40320	0	10297	10297	30023
12	40320	0	40320	0	10297	10297	30023
13	40320	0	40320	0	10297	10297	30023
14	40320	0	40320	0	10297	10297	30023
15	40320	0	40320	0	10297	10297	30023
16	40320	0	40320	0	10297	10297	30023
17	40320	0	40320	0	10297	10297	30023
18	40320	0	40320	0	10297	10297	30023
19	40320	0	40320	0	10297	10297	30023
20	40320	0	40320	0	10297	10297	30023
21	42336	0	42336	0	10297	10297	32039
22	42336	0	42336	0	10297	10297	32039
23	42336	0	42336	0	10297	10297	32039
24	42336	0	42336	0	10297	10297	32039
25	42336	0	42336	0	10297	10297	32039
26	42336	0	42336	0	10297	10297	32039
27	42336	0	42336	0	10297	10297	32039
28	42336	0	42336	0	10297	10297	32039
29	42336	0	42336	0	10297	10297	32039
30	42336	70079.83	112415.83	0	10297	10297	102118.83

Para el ahorro anual del primer año se toma en cuenta el aporte de los pobladores con la mano de obra (31733.66 USD) y el ahorro de energía de 6 meses de funcionamiento del sistema (19200 USD), dando un total de 50933.66 USD.

Se asume que el ahorro de energía incrementa un 5% cada 10 años, considerando el alza del precio de la energía eléctrica durante el dicho tiempo.

Los costos de operación y mantenimiento del primer año corresponde al costo de herramientas de mantenimiento (672 USD) y el costo de 6 meses de operación y mantenimiento del sistema (5148.5 USD), dando un total de 5820.5 USD.

8.5 Evaluación económica. [1]

8.5.1 Cálculo del valor actual Neto (VAN). [1]

Es la diferencia de la suma total de los beneficios actualizados, menos la suma total de los costos actualizados, a una misma tasa de descuento i .

La regla de decisión señala que el proyecto será rentable si el valor actual del flujo de beneficios netos que genera es positivo, descontando estos flujos a la tasa de descuento (interés) pertinente para la persona o grupo que realiza el proyecto.

La tasa de descuento que se utilizó para el cálculo del VAN es del 9%, según la tasa activa de interés que se muestra en el ANEXO 5.6.

Todos los factores de valor actual se obtuvieron de las tablas de análisis económico y financiero que se muestran en el ANEXO 5.7, de la referencia [1].

El cálculo del VAN se describe en la siguiente tabla:

TABLA 8.10. CÁLCULO DEL VALOR ACTUAL NETO (VAN)

SISTEMA DE TURBOBOMBEO CANANVALLE - CAYAMBE ECUADOR						
CÁLCULO DEL VAN DEL PROYECTO DE TURBOBOMBEO CANANVALLE						
Año	BENEFICIOS			COSTOS		
	Beneficio	Factor del Valor Actual	Beneficio Aactualizado	Costo	Factor del Valor Actual	Costo Actualizado
1	50933.6637	0.9174	46726.5431	269291.6777	0.9174	247048.1852
2	38400	0.8417	32321.28	10297	0.8417	8666.9849
3	38400	0.7722	29652.48	10297	0.7722	7951.3434
4	38400	0.7084	27202.56	10297	0.7084	7294.3948
5	38400	0.6499	24956.16	10297	0.6499	6692.0203
6	38400	0.5963	22897.92	10297	0.5963	6140.1011
7	38400	0.547	21004.8	10297	0.547	5632.459
8	38400	0.5019	19272.96	10297	0.5019	5168.0643
9	38400	0.4604	17679.36	10297	0.4604	4740.7388
10	38400	0.4224	16220.16	10297	0.4224	4349.4528
11	40320	0.3875	15624	10297	0.3875	3990.0875
12	40320	0.3555	14333.76	10297	0.3555	3660.5835
13	40320	0.3262	13152.384	10297	0.3262	3358.8814
14	40320	0.2993	12067.776	10297	0.2993	3081.8921
15	40320	0.2475	9979.2	10297	0.2475	2548.5075
16	40320	0.2519	10156.608	10297	0.2519	2593.8143
17	40320	0.2311	9317.952	10297	0.2311	2379.6367
18	40320	0.212	8547.84	10297	0.212	2182.964
19	40320	0.1945	7842.24	10297	0.1945	2002.7665
20	40320	0.1784	7193.088	10297	0.1784	1836.9848
21	42336	0.1637	6930.4032	10297	0.1637	1685.6189
22	42336	0.1502	6358.8672	10297	0.1502	1546.6094
23	42336	0.1378	5833.9008	10297	0.1378	1418.9266
24	42336	0.1264	5351.2704	10297	0.1264	1301.5408
25	42336	0.116	4910.976	10297	0.116	1194.452
26	42336	0.1064	4504.5504	10297	0.1064	1095.6008
27	42336	0.0976	4131.9936	10297	0.0976	1004.9872
28	42336	0.0896	3793.3056	10297	0.0896	922.6112
29	42336	0.0822	3480.0192	10297	0.0822	846.4134
30	112415.83	0.0754	8476.15358	10297	0.0754	776.3938
	BENEFICIO TOTAL		519129.995	COSTO TOTAL		343113.017

VAN (9%)= BENEFICIO ACTUALIZADO TOTAL - COSTO ACTUALIZADO TOTAL

$$\text{VAN (9\%)} = 519129.995 - 343113.017 = 176016.98 \text{ USD}$$

Como el VAN (9%) es positivo se concluye que el proyecto es rentable.

8.5.2 Cálculo de la relación beneficio – costo (B/C). [1]

Es el cociente de la suma total de los beneficios actualizados dividido entre la suma total de los costos actualizados, a una misma tasa de descuento i .

Si este cociente es mayor que 1, significa que para la tasa de descuento i , los beneficios son mayores que los costos, y si es menor que 1, los costos son mayores que los beneficios.

La regla señala que debe realizarse el proyecto solo si la relación de beneficios a costos es mayor que la unidad.

La tasa de descuento que se utilizó para el cálculo del VAN es del 9%, según la tasa activa de interés que se muestra en el ANEXO 5.6.

Los valores de los beneficios y costos actualizados a la misma tasa de descuento de 9% se toman los de la tabla 8.10.

El cálculo de la relación beneficio /costo está dada por:

$$\frac{B}{C} = \frac{519129.995}{343113.017} = 1.513$$

Como la relación beneficio / costo es mayor que la unidad se concluye que el proyecto se puede realizar.

8.5.3 Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR). [1] [39]

Es la tasa de descuento (interés) que hace que la suma de todos los beneficios sea igual a la suma de todos los costos, actualizados a esa tasa de descuento.

Se deduce que si los costos son iguales a los beneficios, el proyecto solo cubrirá sus costos y no dejará ninguna utilidad o beneficio monetario. En este caso el VAN es igual a cero, y la relación B/C es igual a uno.

La regla de decisión señala que es conveniente realizar el proyecto cuando la tasa mínima aceptable de rendimiento (TMAR), es menor que la tasa interna de retorno.

La TIR se calcula iterativamente, es decir una y otra vez, probando con diversas tasas de interés. En la siguiente tabla se indica el cálculo del VAN para dos tasas de interés: 10% y 15%.

TABLA 8.11. CÁLCULO DEL VAN A DIFERENTES TASAS DE INTERÉS

SISTEMA DE TURBOBOMBEO CANANVALLE - CAYAMBE ECUADOR					
CALCULO DEL TIR DEL PROYECTO DE TURBOBOMBEO CANANVALLE					
Año	Flujo de Caja	Tasa 10%		Tasa 15%	
		Factor del Valor Actual	VAN 10%	Factor del Valor Actual	VAN 15%
1	- 218358.014	0.9091	- 198509.271	0.8696	-189884.129
2	28103	0.8265	23227.1295	0.7562	21251.4886
3	28103	0.7513	21113.7839	0.6575	18477.7225
4	28103	0.683	19194.349	0.5718	16069.2954
5	28103	0.6209	17449.1527	0.4972	13972.8116
6	28103	0.5646	15866.9538	0.4323	12148.9269
7	28103	0.5132	14422.4596	0.3759	10563.9177
8	28103	0.4665	13110.0495	0.3269	9186.8707
9	28103	0.4241	11918.4823	0.2843	7989.6829
10	28103	0.3856	10836.5168	0.2472	6947.0616
11	30023	0.3505	10523.0615	0.215	6454.945
12	30023	0.3186	9565.3278	0.1869	5611.2987
13	30023	0.2897	8697.6631	0.1625	4878.7375
14	30023	0.2633	7905.0559	0.1413	4242.2499
15	30023	0.2394	7187.5062	0.1229	3689.8267
16	30023	0.2176	6533.0048	0.1069	3209.4587
17	30023	0.1979	5941.5517	0.0929	2789.1367
18	30023	0.1799	5401.1377	0.0808	2425.8584
19	30023	0.1635	4908.7605	0.0703	2110.6169
20	30023	0.1487	4464.4201	0.0611	1834.4053
21	32039	0.1351	4328.4689	0.0531	1701.2709
22	32039	0.1229	3937.5931	0.0462	1480.2018
23	32039	0.1117	3578.7563	0.0402	1287.9678
24	32039	0.1015	3251.9585	0.0349	1118.1611
25	32039	0.0923	2957.1997	0.0304	973.9856
26	32039	0.0839	2688.0721	0.0264	845.8296
27	32039	0.0763	2444.5757	0.023	736.897
28	32039	0.0694	2223.5066	0.02	640.78
29	32039	0.068	2178.652	0.0174	557.4786
30	102118.83	0.0573	5851.40896	0.0151	1541.99433
		VANE 10%	53197.2877	VANE 15%	-25145.2505

Este cálculo se lo puede abreviar con la ayuda de un gráfico tal como se indica en la figura 8.1. Para realizarlo se ubica en el eje de las abscisas la tasa de interés y en las ordenadas el VAN correspondiente. Luego se ubican los puntos del VAN calculado para 10 y 15% a posteriormente se unen dichos puntos encontrando una intersección en el eje de las abscisas. La tasa de interés correspondiente al punto de intersección será el TIR.

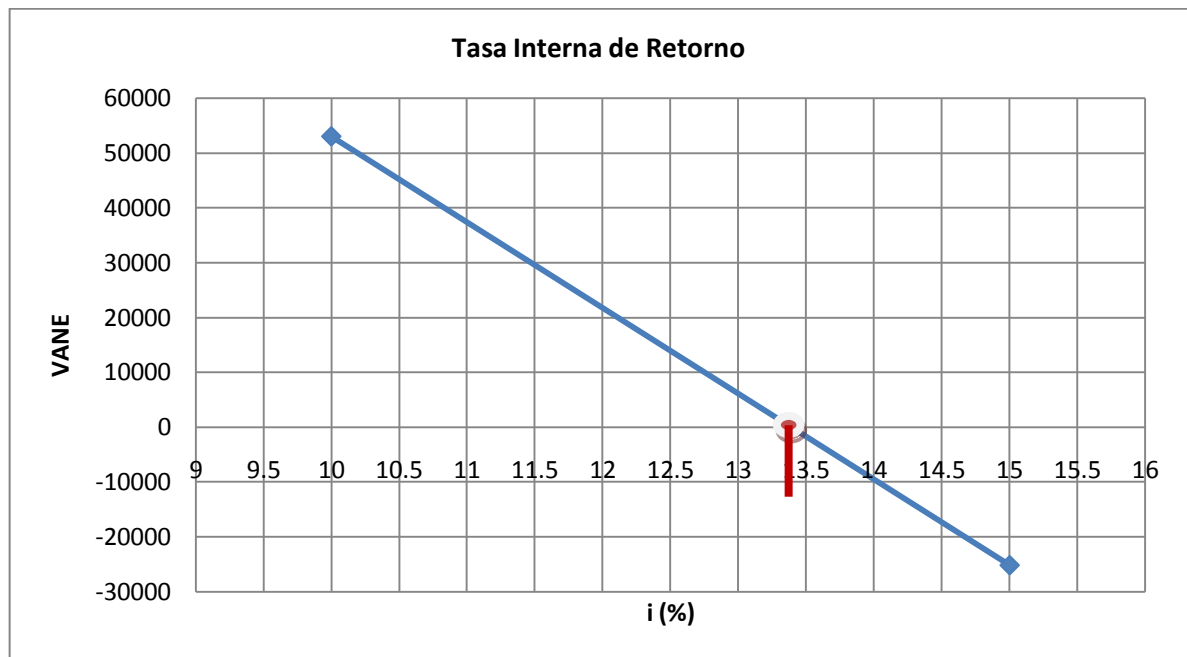


Figura 8.1 Cálculo del TIR

La TIR para este proyecto es del 13.4 %.

Según el libro de evaluación de proyectos de Gabriel Baca Urbina [39], la TMAR para inversiones gubernamentales es la tasa pasiva de interés establecida por el Banco Central del Ecuador. En la regulación 009-2010 del BCE [40], establece que la tasa pasiva máxima para inversiones del sector público es del 3.5 % y para las privadas del 4.5 al 5.25%. Por lo tanto para este proyecto se considera una tasa (TMAR) del 3.5 % .

Como la TIR (13.4%) es mayor que la tasa mínima aceptable de rendimiento (TMAR) de 3.5 % se concluye que el proyecto es factible de realizarlo.

8.5.4 Cálculo del tiempo de recuperación de la inversión [39]

El análisis económico también tiene como objetivo determinar el **número de años** en que se recupera la inversión, mediante la resta sucesiva de los flujos netos anuales descontados del monto de la inversión, hasta el punto en que se iguala o sobrepasa dicha inversión.

Los valores necesarios para el cálculo de dicho tiempo son:

- COSTO TOTAL INVERSIÓN= 263471.2 USD
- AHORRO MANO DE OBRA= 31733.66 USD
- INVERSIÓN REAL= 231737.54 USD

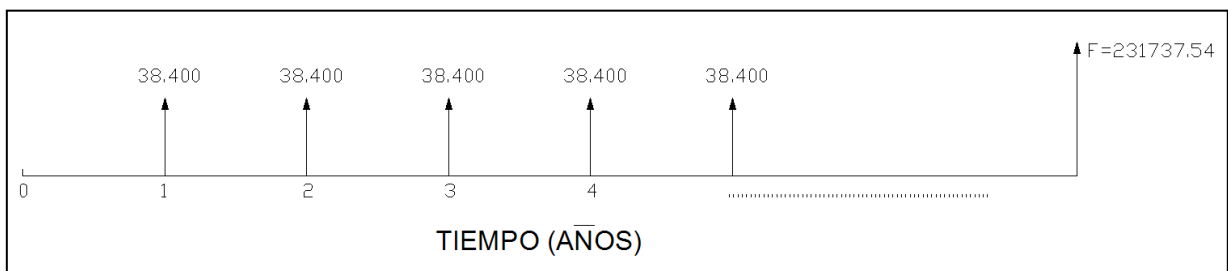


Figura 8.2 Cálculo del tiempo de recuperación de la inversión

En este análisis se considera una amortización anual por ahorro de energía de 38400 USD y un valor futuro a igualar de 231737.54 USD que es el monto total de la inversión.

Aplicando la ecuación 8.3 [39], se despeja el factor de valor futuro dada la amortización.

$$F = A * (F/A, i, n) \quad (8.3)$$

$$231737.54 = 38400 (F/A, i, n)$$

$$(F/A, i, n) = 6.035$$

Este valor obtenido se compara con los factores de valor futuro a una tasa del 9% de las tablas de análisis económico que se muestran en el ANEXO 5.7, de la referencia [41]. Y se encuentra un coeficiente próximo de:

$$\left(\frac{F}{A}, 9\%, 5\right) = 5.98$$

Con lo que se estima que el tiempo de recuperación de la inversión es de 5 años.

Como en la práctica en el primer año no entra en funcionamiento regular el sistema de turbobombeo, se incrementa un año más al tiempo obtenido anteriormente.

En conclusión el tiempo de recuperación de la inversión es de 6 años.

8.5.5 Conclusión del análisis económico

Los resultados más significativos del análisis económico son:

- VAN (9%) = **176016.98 USD**
- Relación beneficio / costo = **1.513**
- TIR = **13.4 %**.
- Tiempo de recuperación de la inversión = **6 años**.

Estos resultados indican que el proyecto es factible económicamente y que muestra un margen de beneficios aceptable para un proyecto de ayuda técnica social.

CAPÍTULO IX

9. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

9.1 Conclusiones

- La alternativa seleccionada para el sistema de turbobombear consiste en instalar dos turbinas Pelton acopladas cada una a dos bombas de desplazamiento positivo de tres pistones, que funcionando en paralelo bombean un caudal total de 10 l/s.
- Para este sistema se escogió una bocatoma de fondo, porque la vertiente a ser aprovechada tiene una sección transversal pequeña y se consigue una mayor eficiencia al captar con una bocatoma de fondo y no con una captación lateral.
- Debido a las condiciones topográficas y a la distancia entre la bocatoma y el tanque de presión se escogió tubería de PVC para la conducción, por su facilidad de montaje y su costo relativo menor.
- Se decidió el diseño del tanque de presión con desarenador, porque la conducción es a través de tubería y no de canal abierto, lo que impide el ingreso de partículas e impurezas durante la conducción, evitando la instalación de otro desarenador al inicio de la misma.
- La tubería de presión es de Acero A-53 Gr. B SCH 40 de 8" sin costura, se escogió este tipo de material por su resistencia a la presión interna puesto que debe soportar 130 m.c.a. más la sobrepresión del golpe de ariete al llegar a la casa de máquinas.
- Se seleccionó una turbina tipo Pelton, porque el sistema cuenta con una caída grande (130 m) y un caudal pequeño (25 l/s), así mismo se escogió bombas de desplazamiento positivo, porque trabajan a bajas revoluciones (500 rpm), bombean pequeños caudales (2.5 l/s) a grandes presiones (300 m.c.a.).

- Para la tubería de descarga se utilizarán dos materiales, inicialmente acero A-53 Gr. B SCH 40 para que soporte una presión interna 248 m.c.a. y grandes variaciones de pendiente. A continuación se instalará tubería de PVC debido a que se adapta mejor a la forma del terreno y no necesita resistir altas presiones ni cambios bruscos de pendiente.
- El tanque de almacenamiento está diseñado para almacenar 2600 m³, considerando un tiempo de llenado de tres días.
- El costo final del sistema de turbobombeo para la comunidad de Cananvalle es de 263 471.2 USD entre obras civiles, hidráulicas y equipo de turbobombeo.
- Con la participación de la comunidad en la ejecución del proyecto se ahorrará en costos de mano de obra la cantidad de 31 733.66 USD que corresponde al 82.64% de toda la mano de obra requerida.
- Al realizar el estudio económico del sistema de turbobombeo, se concluye que es factible su construcción, puesto que la tasa interna de retorno de 13.4 % es mayor que la tasa de interés vigente en el país del 3.5% según el Banco Central del Ecuador. Además el tiempo de recuperación de la inversión se estima que ocurrirá en el sexto año de operación del sistema.
- Con la instalación de este sistema la comunidad de Cananvalle ahorrará 38400 USD mensuales, por no pagar la energía eléctrica necesaria para mover la bomba hidráulica.

9.2 **Recomendaciones**

- Es importante que la comunidad tenga en regla todos los documentos relacionados con adjudicaciones de agua y permisos para la construcción de obras civiles. Además se debe tener un consenso comunitario para la organización y planificación de la ejecución del proyecto.
- Asegurarse que la tubería de PVC se encuentre completamente enterrada para evitar el deterioro por los rayos ultravioleta y posibles daños por parte de gente ajena al proyecto.

- La apertura y cierre de la válvula de control y del inyector se debe realizar en forma lenta para evitar el golpe de ariete.
- Se recomienda mantener un nivel constante en la bocatoma para que no existan paradas inesperadas del sistema por falta de agua.
- Asegurarse que en el momento de la instalación de la geomembrana, los taludes del tanque de almacenamiento hayan sido compactados correctamente para evitar el desmoronamiento de los mismos.
- Se recomienda construir un cercado alrededor del tanque de almacenamiento con el objetivo de evitar posibles accidentes con los moradores del sector.
- Para un mejor funcionamiento del sistema de turbobombeo se recomienda seguir las instrucciones del plan de mantenimiento a fin de prevenir daños en equipos, obras civiles y así evitar costos de reparación posteriores y paralizaciones imprevistas.
- Se recomienda mantener un contacto permanente con la empresa fabricante de los equipos de turbobombeo, a fin de asesorarse correctamente sobre el mantenimiento y posibles reparaciones de las máquinas.
- Es importante que se capacite a los moradores de la comunidad de Cananvalle para que puedan mantener en buen estado las instalaciones, además deben conocer la importancia y los beneficios que les va a brindar este sistema.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] **ITDG.** Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas. Una guía para desarrollo de proyectos. Perú-Lima, 1995. Pág. 56-62, 74-75, 125-126 , 52 , 63-69 , 74-81 , 127.
- [2] **KROCHIN, S.** Diseño Hidráulico. Editorial EPN, Tercera Edición, Ecuador – Quito, 1986. Pág. 303-306, 46-47, 131, 314 , 316.
- [3] **ORTIZ, Ramiro.** Pequeñas Centrales Hidroeléctricas. Editorial Mc Graw-Hill, Primera Edición, Colombia – Bogotá, 2001, Pág. 204-205, 141, 135, 205-209, 238-271.
- [4] **ITDG.** Manual para la evaluación de la demanda, recursos hídricos, diseño e instalación de microcentrales hidroeléctricas. Perú-Lima, 2010. Pág. 101-106, 52-56, 112.
- [5] **JAMETT D.** Gabriela. Evaluación del instrumento caudal ecológico.
- [6] http://www.tutiempo.net/silvia_larocca/Temas/ecuaciones.htm
- [7] **FREIRE, Edwin.** Elaboración e Implementación de un Software para el Diseño de Centrales Hidroeléctricas hasta 10MW. Tesis de Ingeniería, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba-Ecuador, 2010. Pág. 59.
- [8] **MATAIX, Claudio.** Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas. Ediciones Del Castillo, S.A, Segunda Edición, Madrid-España, 1986. Pág. 113, 206, 175, 486, 493, 194-195.
- [9] **OLADE.** Apuntes para un Manual Técnico de Diseño, Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas – Turbinas Peltón, Volumen II, 1988. Pág. 7-10, 12,16-19, 25-26.
- [10] http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/maquinashidraulicas/turbinas_o_y_m/turbinas_o_y_m.htm
- [11] **GPM** Goulds. Centrifugal Pump Fundaments, Section TECH-A. Pág. 54-55.
- [12] **ITDG.** Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas Una guía para desarrollo de proyectos. Perú –Lima, 1995. Pág. 247.
- [13] **OROZCO, Merino.** Estudio de Factibilidad de la Microcentral Hidroeléctrica Chachimbiro. Tesis de Ingeniería, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba-Ecuador, 2009. Pág. 103
- [14] www.obras.df.gob.mx/normatividad/normas_construccion/Libro%20%20Tomo%20II.pdf
- [15] **PLASTIGAMA,** Catálogo. Amanco. Manual técnico de turbosistemas de PVC orientado (PVC) para presión con unión por sellado elastomérico y alma de polipropileno. Revisión 2010, Pág. 10.
- [16] **DIPAC,** Catálogo., Productos de acero. Catálogo de aceros. Pág. 30.
- [17] **SHIGLEY, J.** Diseño en Ingeniería Mecánica. 6ta.ed. México: McGraw-Hill, 2002.

- [18] **GIECK**, Kurt. Manual de Fórmulas Técnicas. Editorial Alfaomega, Tercera Edición, 2000.
- [19] **MEGYESY**, Eugene. Pressure Vessel Handbook. Editorial PV Pub Inc – Estados Unidos.
- [20] **CRANE**. Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías. Editorial McGraw-Hill, primera edición, México 1988. A-49
- [21] **RIOFRÍO**, P. Micro Hidroenergía . Riobamba: Documento, 2007
- [22] **FLOWSERVE**. Pump Product Catalog. Bulletin FPD-100c, USA, 2009.
- [23] http://www.proinder.gov.ar/Productos/Hipermedia/contenidos/ta2/Archivos/imag/secciones/agua%20y%20riego/ficha_68/Garcia%20Medina.pdf [24] Paterson Bombas
- [25] http://www.worldlingo.com/ma/enwiki/es/Water_turbine#Maintenance
- [26] [http://www.gouldspumps.com/downloadfiles/Pumps3196iFRAME/InstallationOperationMaintenance iframe3196 es UY.pdf](http://www.gouldspumps.com/downloadfiles/Pumps3196iFRAME/InstallationOperationMaintenance%20if%20frame3196%20es%20UY.pdf)
- [27] **SISA**, Edison. TESIS: Diseño e instalación de una Pico Central Hidroeléctrica en la Hacienda la Isabela. Tesis de Ingeniería, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba-Ecuador, 2009.
- [28] http://www.hidrostal-peru.com/images_turbinas/manual_bomba_a2q.v.c.01-08.pdf
- [29] **LARA**, Luis. Estudio de Factibilidad para la puesta en Funcionamiento de la M.C.H. Montalvo. Tesis de Ingeniería, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba-Ecuador, 2008.
- [30] **MALDONADO**, Gerardo. Proyecto de Generación Hidroeléctrica TIMBUL. Tesis de Ingeniería, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba-Ecuador, 2008.
- [31] **ZUBICARAY**, Viejo. Bombas Teoría, Diseño y Aplicación. Editorial LIMUSA, Segunda Edición, México, 2000.
- [32] **AZEVEDO**, Netto. Manual de hidráulica. Editorial Harla. México, 1980.
- [33] **STREETER**, Víctor. Mecánica de los Fluidos. Editorial McGraw-HILL, Segunda Edición, México, 1988.
- [34] <http://www.bce.fin.ec/docs.php?path=documentos/Estadisticas/SectorMonFin/TasasInteres/Indice.htm>
- [35] **KENNETH**, J. Selección Uso y Mantenimiento. Editorial McGraw Hill. Pág. 158-160
- [36] **EMELNORTE**, Instructivo de servicio Empresa Eléctrica Regional Norte S.A.
- [37] **BRICEÑO**, Eduardo. Manual de capacitación en operación y mantenimiento de pequeñas centrales hidráulicas. Soluciones Prácticas-ITDG. Primera edición. Perú, 2008.
- [38] <http://www.contraloria.gov.ec/documentos/SAL0111P.pdf>

- [39] **BACA**, Gabriel. Evaluación de proyectos. Editorial Mc Graw-Hill, Tercera edición, Colombia-Bogotá, 1997. Págs. 315-319.
- [40] http://www.bce.fin.ec/documentos/Estadisticas/SectorMonFin/TasasInteres/Regulacion_009-2010.pdf
- [41] **BLANK**, Leland. Ingeniería Económica. Editorial McGraw-Hill, Cuarta edición, Colombia-Bogotá, 2000. Pág. 702.

BIBLIOGRAFÍA

- AZEVEDO**, Netto. Manual de hidráulica. Editorial Harla. México, 1980.
- BACA**, Gabriel. Evaluación de proyectos. Editorial Mc Graw-Hill, Tercera edición, Colombia-Bogotá, 1997.
- BLANK**, Leland. Ingeniería Económica. Editorial McGraw-Hill, Cuarta edición, Colombia-Bogotá, 2000.
- BRICEÑO**, Eduardo. Manual de capacitación en operación y mantenimiento de pequeñas centrales hidráulicas. Soluciones Prácticas-ITDG. Primera edición. Perú, 2008.
- CRANE**. Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías. Editorial McGraw-Hill, primera edición, México 1988. A-49
- DIPAC** , Catálogo., Productos de acero. Catálogo de aceros.
- FLOWSERVE**. Pump Product Catalog. Bulletin FPD-100c, USA, 2009.
- FREIRE**, Edwin. Elaboración e Implementación de un Software para el Diseño de Centrales Hidroeléctricas hasta 10MW. Tesis de Ingeniería, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba-Ecuador, 2010.
- GIECK**, Kurt. Manual de Fórmulas Técnicas. Editorial Alfaomega, Tercera Edición, 2000.
- GPM**, Goulds. Centrifugal Pump Fundaments, Section TECH-A.
- ITDG**. Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas. Una guía para desarrollo de proyectos. Perú-Lima, 1995.
- ITDG**. Manual para la evaluación de la demanda, recursos hídricos, diseño e instalación de microcentrales hidroeléctricas. Perú-Lima, 2010
- KENNETH**, J. Selección Uso y Mantenimiento. Editorial MCGraw Hill.
- KROCHIN**, S. Diseño Hidráulico. Editorial EPN, Tercera Edición, Ecuador – Quito,1986
- LARA**, Luis. Estudio de Factibilidad para la puesta en Funcionamiento de la M.C.H. Montalvo. Tesis de Ingeniería, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba-Ecuador, 2008.
- MALDONADO**, Gerardo. Proyecto de Generación Hidroeléctrica TIMBUL. Tesis de Ingeniería, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba-Ecuador, 2008.
- MATAIX**, Claudio. Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas. Ediciones Del Castillo, S.A, Segunda Edición, Madrid-España, 1986.
- OLADE**. Apuntes para un Manual Técnico de Diseño, Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas – Turbinas Peltón, Volumen II, 1988.

- OROZCO**, Merino. Estudio de Factibilidad de la Microcentral Hidroeléctrica Chachimbiro. Tesis de Ingeniería, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba-Ecuador, 2009.
- ORTIZ**, Ramiro. Pequeñas Centrales Hidroeléctricas. Editorial Mc Graw-Hill, Primera Edición, Colombia – Bogotá, 2001.
- PLASTIGAMA**, Catálogo. Amanco. Manual técnico de turbosistemas de PVC orientado (PVC) para presión con unión por sellado elastomérico y alma de polipropileno. Revisión 2010.
- RIOFRÍO**, P. Micro Hidroenergía. Riobamba: Documento, 2007.
- SISA**, Edison. TESIS: Diseño e instalación de una Pico Central Hidroeléctrica en la Hacienda la Isabela. Tesis de Ingeniería, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba-Ecuador, 2009.
- SHIGLEY**, J. Diseño en Ingeniería Mecánica. 6ta.ed. México: McGraw-Hill,2002.
- STREETER**, Víctor. Mecánica de los Fluidos. Editorial McGraw-HILL, Segunda Edición, México, 1988.
- ZUBICARAY**, Viejo. Bombas Teoría, Diseño y Aplicación. Editorial LIMUSA, Segunda Edición, México, 2000.

LINKOGRAFÍA

PARÁMETROS DE PRESIÓN, ALTITUD, HUMEDAD.

http://www.tut tiempo.net/silvia_larocca/Temas/ecuaciones.htm

2010 – Octubre- 22

CONSTRUCCIÓN DE UN RESERVORIO DE AGUA

http://www.proinder.gov.ar/Productos/Hipermedia/contenidos/ta2/Archivos/imag/secciones/agua%20y%20riego/ficha_68/Garcia%20Medina.pdf

www.obras.df.gob.mx/normatividad/normas_construccion/Libro%20%20Tomo%20II.pdf

2010 – Diciembre- 26

TASAS DE INTERÉS DEL BANCO CENTRAL DEL ECUADOR

<http://www.bce.fin.ec/docs.php?path=documentos/Estadisticas/SectorMonFin/TasasInteres/Indice.htm>

http://www.bce.fin.ec/documentos/Estadisticas/SectorMonFin/TasasInteres/Regulacion_009-2010.pdf

2011 – Enero – 20

MANTENIMIENTO DE TURBINAS

http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/maquinashidraulicas/turbinas_o_y_m/turbinas_o_y_m.htm

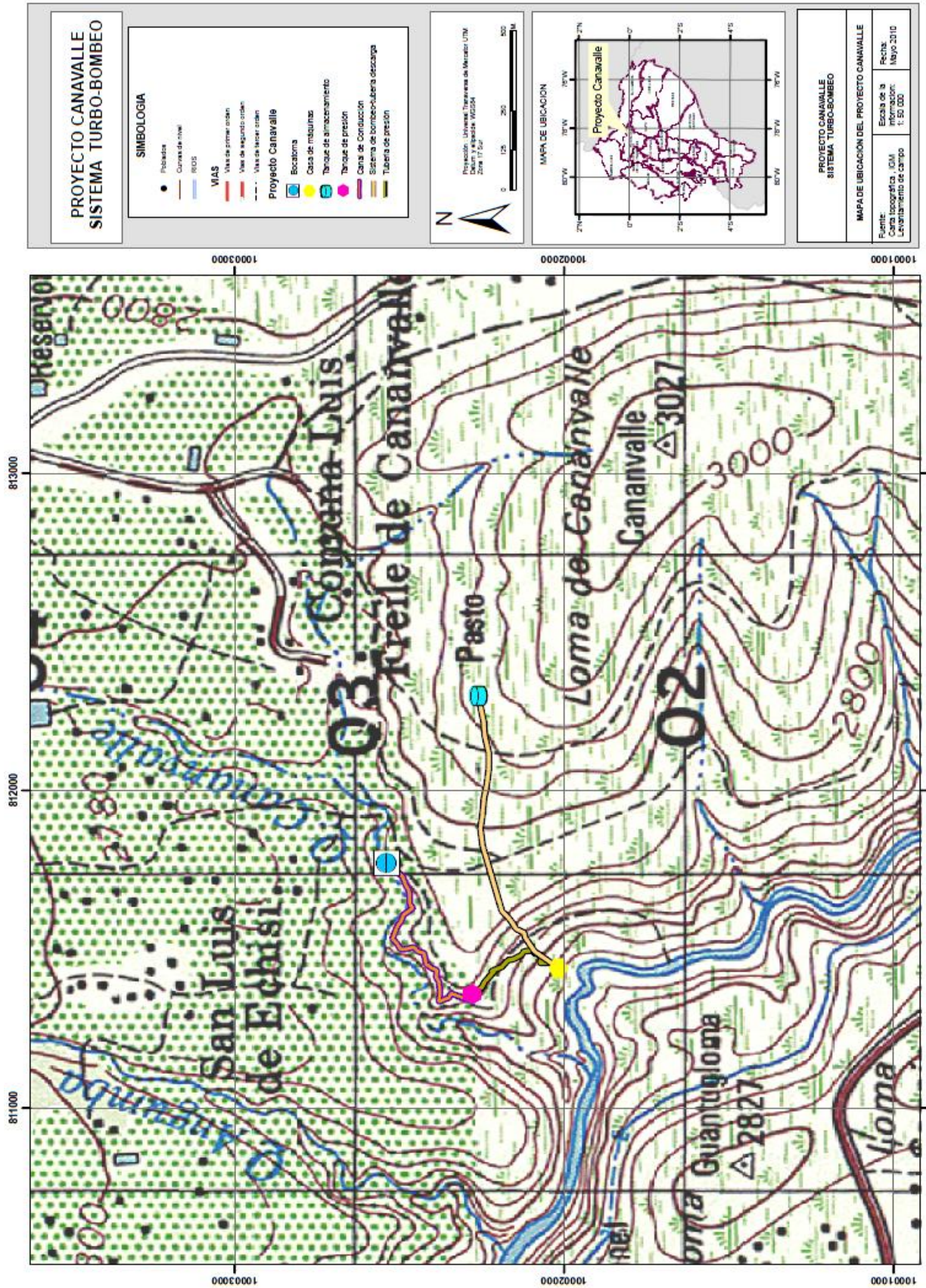
http://www.worldlingo.com/ma/enwiki/es/Water_turbine#Maintenance

2011 – Enero - 28

ANEXO 1

CARTA GEOGRÁFICA DE CANANVALLE

ANEXO 1.1: UBICACIÓN DEL PROYECTO CANANVALLE EN LA CARTA TOPOGRÁFICA



FUENTE: Carta topográfica IGM, levantamiento de campo.

ANEXO 1.2: ADJUDICACIÓN DE AGUA PARA LA COMUNIDAD DE CANANVALLE



CONCESIONES DE RIEGO EN LA MICROCUENCA DEL RÍO LA CHIMBA

N°	SISTEMAS DE RIEGO	ACEQUIAS	CAUDAL	FUENTE	COTA
	MARGEN IZQUIERDA				
1	LA CHIMBA	CALVARIO	230.45	ISMUQUIRO	3340
		HATUM TURO	40	TERRERAS	3650
		CHACALOMA	20		3300
		PULISA	25	PULISA	3200
2	CARIACU	CACHILOMA	60	CARIACU	3200
3	PAQUIESTANCIA	USHAPAMBA	120	USHAPAMBA	3120
	MARGEN DERECHA				
4	Pedro Moncayo ^a	ACEQUIA TABACUNDO	500	NO TIENE	3810- (3290)
3	TURUCUCHO	CHALGUA, VENTANAS Y MONDERAS	133 56	TURUCUCHO VENTANAS	3270
4	PESILLO	PUMAMAQUI Zuleta (Imbabura)	209.1 (40)	CHIMBA PUCAPACHA	3165
		NUEVA (PUCAPACHA Y CHAHUANCOR) ARRAYANCUCHO	30	CHAHUANCOR RRAL	3450 3200
5	OLMEDO	OBANDO	8.8	CHIMBA	3155
6	SAN PABLO URCO CHAUPI La Merced Baja (Imbabura) La Merced Alta (Imbabura)	OBANDO	202	CHIMBA	3155
		Anibal Andrade Oswaldo Chiriboga	(80.2) (94.30)		
7	MOYURCO	MOYURCO	80		3100
8	Pedro Moncayo Cayambe	CANANVALLE	150.75	CHIMBA	2920
9	San José, Tupigachi	LA TOLA		CHIMBA	
11	San Esteban	ALTA COMPANIA	193	CHIMBA	3050
12	Milán Prado	COMPAÑÍA	474	CHIMBA	2960
13	Pedro Moncayo	CANAL TABACUNDO	8000	CHIMBA Y O	3080
TOTALES			10433.3		901.8 9531.5

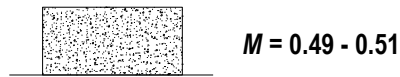
FUENTE: Consejo Nacional de Recursos Hídricos (CNRH), Ecuador.

ANEXO 2

DISEÑO DE OBRAS CIVILES

ANEXO 2.1: FACTORES DE FORMA DE CORONAMIENTO PAR DISTINTAS FORMAS DE VERTEDEROS

Vertederos de cresta gruesa de cantos vivos



Vertederos de cresta gruesa de cantos redondeados



Vertederos redondeados



Vertederos en forma de tejado



Coefficiente M de la Cresta del Vertedero

El coeficiente M de la figura corresponde a μ de la ecuación 4.11.

ANEXO 2.2: COORDENADAS DEL PERFIL DE CREAGER–OFICERROFF PARA $H_0=1$.

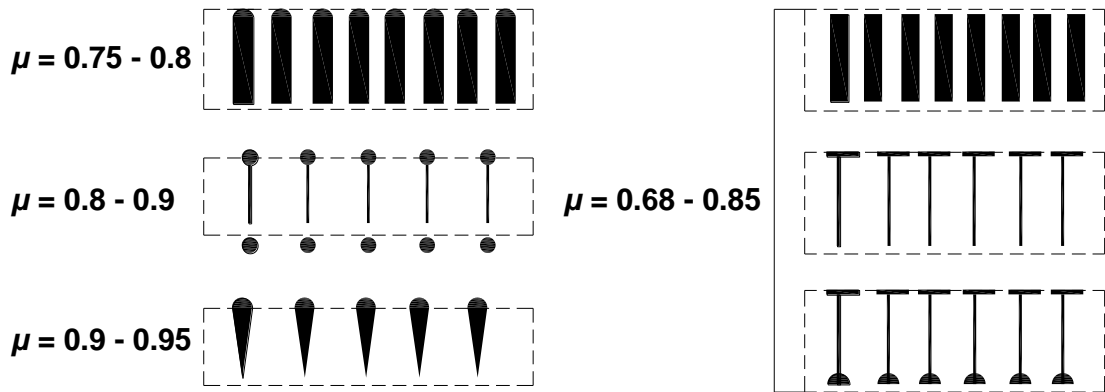
X	Ordenada del azud
0	-0.126
0.1	-0.036
0.2	-0.007
0.3	0
0.4	-0.006
0.5	-0.025
0.6	-0.06
0.7	-0.098
0.8	-0.147
0.9	-0.198
1	-0.256
1.1	-0.322
1.2	-0.393
1.3	-0.477
1.4	-0.565
1.5	-0.662
1.6	-0.764
1.7	-0.873
1.8	-0.987
1.9	-1.108
2	-1.235
2.1	-1.369
2.2	-1.508
2.3	-1.654
2.4	-1.804
2.5	-1.96
2.6	-2.122
2.7	-2.289
2.8	-2.463
2.9	-2.64
3	-2.824
3.1	-3.013
3.2	-3.207
3.3	-3.405
3.4	-3.609
3.5	-3.818
3.6	-4.031
3.7	-4.249
3.8	-4.471
3.9	-4.699
4	-4.93

FUENTE: KROCHIN, S. Diseño Hidráulico. Editorial EPN, Tercera Edición, Ecuador – Quito,1986.

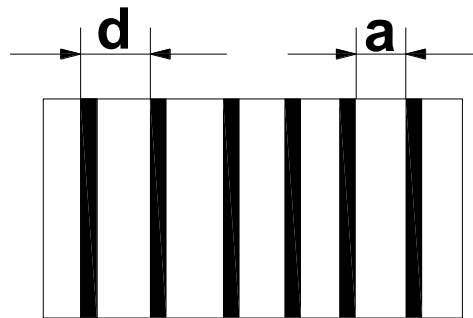
ANEXO 2.3. COORDENADAS DEL AZUD UTILIZANDO EL PERFIL DE CREAGER

Abscisa del Azud	Ordenada del azud
0.0000	-0.0376
0.0299	-0.0108
0.0597	-0.0021
0.0896	0.0000
0.1195	-0.0018
0.1494	-0.0075
0.1792	-0.0179
0.2091	-0.0293
0.2390	-0.0439
0.2688	-0.0591
0.2987	-0.0765
0.3286	-0.0962
0.3585	-0.1174
0.3883	-0.1425
0.4182	-0.1688
0.4481	-0.1977
0.4779	-0.2282
0.5078	-0.2608
0.5377	-0.2948
0.5676	-0.3310
0.5974	-0.3689
0.6273	-0.4089
0.6572	-0.4505
0.6870	-0.4941
0.7169	-0.5389
0.7468	-0.5855
0.7767	-0.6339
0.8065	-0.6838
0.8364	-0.7357
0.8663	-0.7886
0.8961	-0.8436
0.9260	-0.9000
0.9559	-0.9580
0.9858	-1.0171
1.0156	-1.0781
1.0455	-1.1405
1.0754	-1.2041
1.1052	-1.2692
1.1351	-1.3356
1.1650	-1.4037
1.1949	-1.4727
1.2500	-1.6191
1.3000	-1.7536
1.4000	-2.0387
1.5000	-2.3450
1.5300	-2.4411
1.5500	-2.5062

ANEXO 2.4: COEFICIENTE DE DERRAME PARA DIFERENTES PERFILES DE BARRA



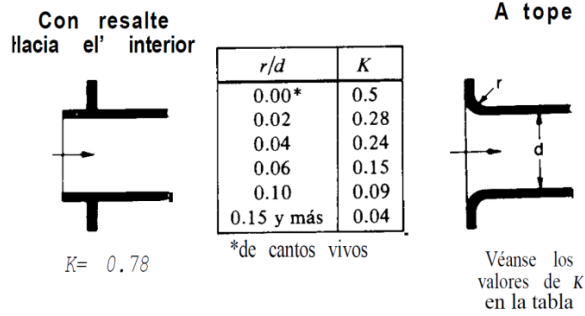
Coeficiente de derrame para diferentes perfiles de barra



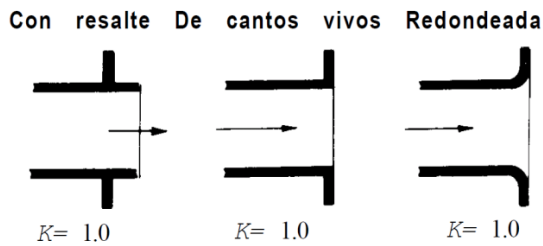
Distancia entre barras

ANEXO 2.5: COEFICIENTE DE PÉRDIDAS EN ACCESORIOS DE TUBERÍAS

ENTRADAS DE TUBERÍA



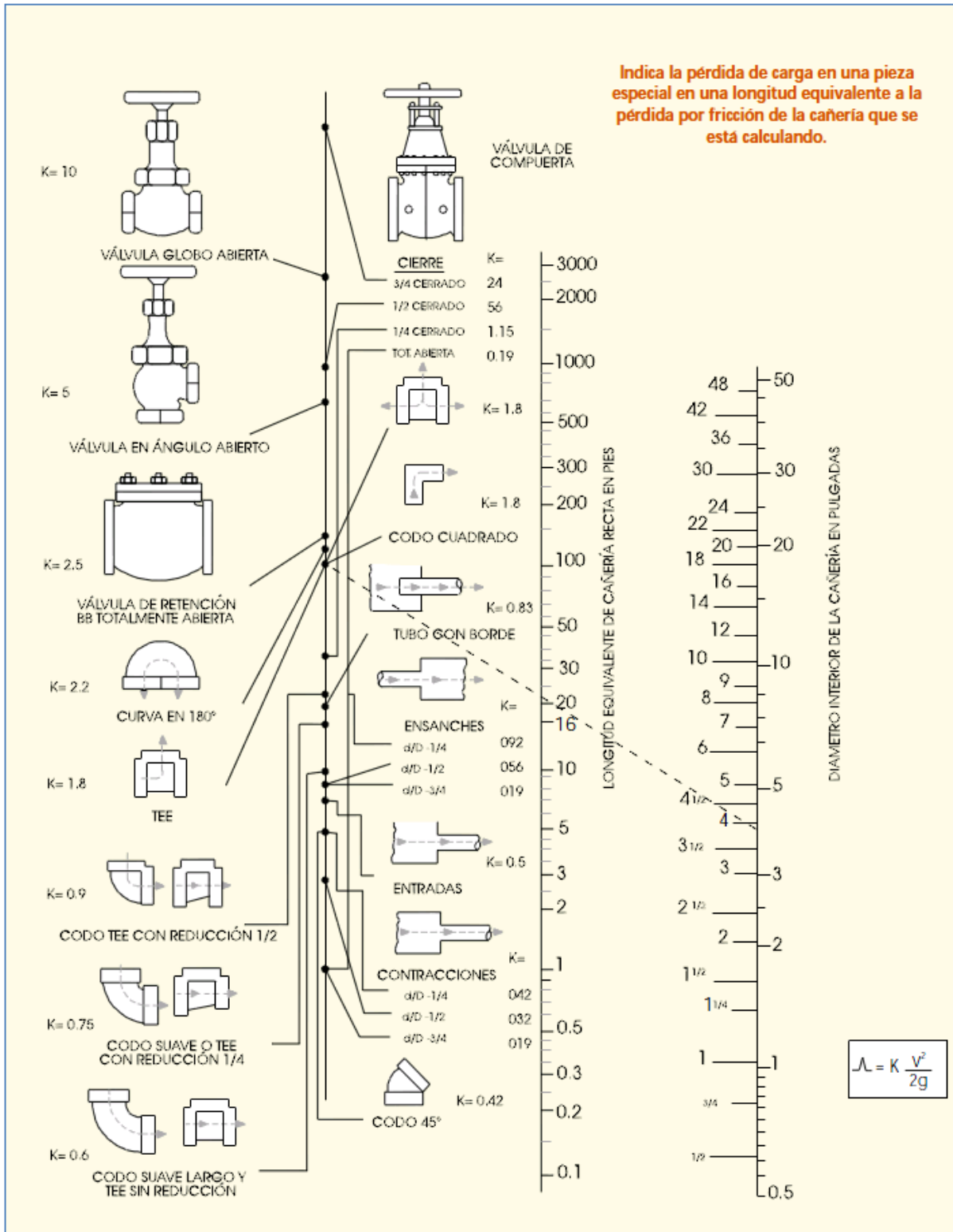
SALIDAS DE TUBERÍA

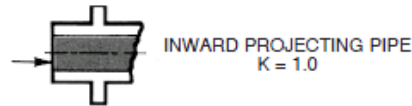
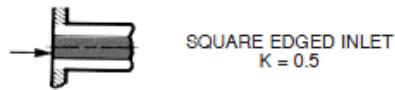
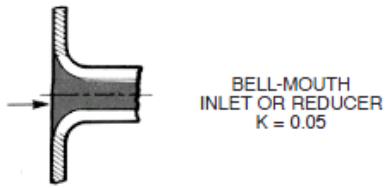


FUENTE: CRANE. Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías. Editorial McGraw-Hill, primera edición, México 1988. A-49

Accesorio	Coefficiente K
Codo 90°	0.90
Válvula de pie	2.50
Llave de compuerta abierta 25%	24.00
Llave de compuerta abierta 50%	5.60
Llave de compuerta abierta 75%	1.15
Llave de compuerta abierta 100%	0.19
Válvula de globo abierta	10.00
Válvula de no retorno	2.50
Contracción brusca	
ϕ entrada/ ϕ salida = 0.25	0.42
ϕ entrada/ ϕ salida = 0.50	0.32
ϕ entrada/ ϕ salida = 0.75	0.19
Expansión brusca	
ϕ entrada/ ϕ salida = 0.25	0.92
ϕ entrada/ ϕ salida = 0.50	0.56
ϕ entrada/ ϕ salida = 0.75	0.19
Tee	1.80
Codo 45°	0.42
Codo cuadrado	1.80

FUENTE: JARA, Jorge. Hidráulica de tuberías. Pág. 5





NOTE: K DECREASES WITH INCREASING WALL THICKNESS OF PIPE AND ROUNDING OF EDGES

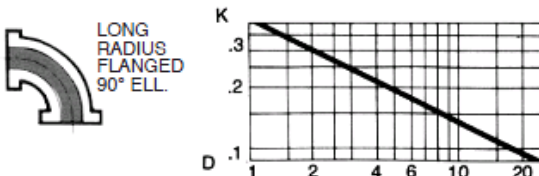
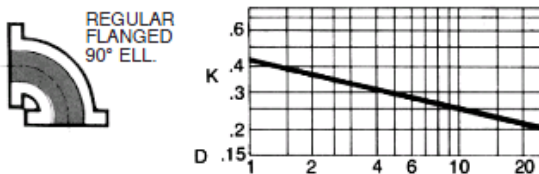
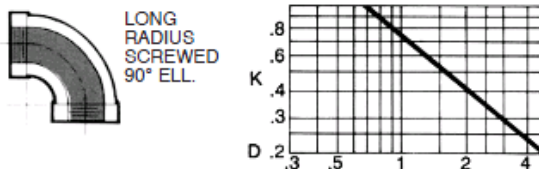
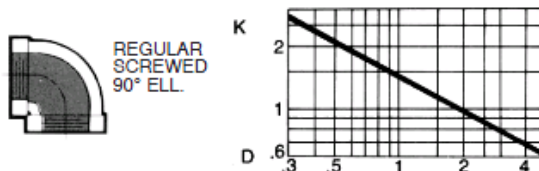
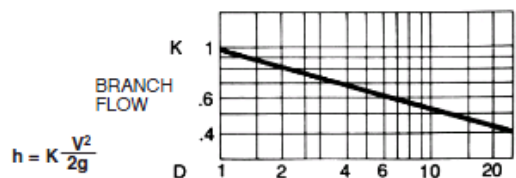
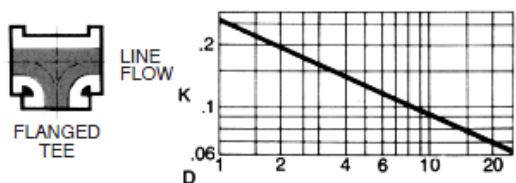
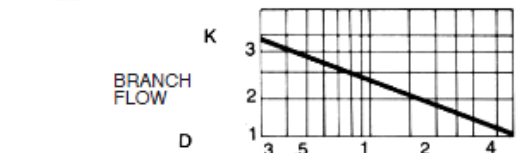
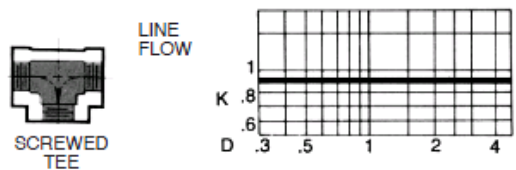
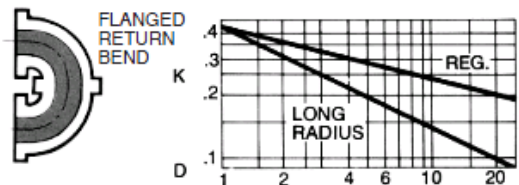
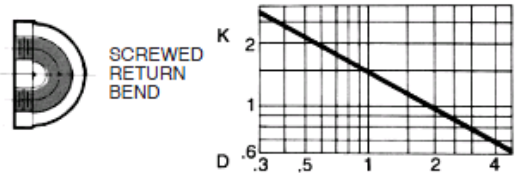
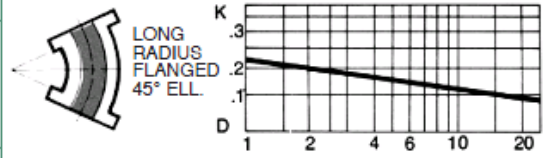
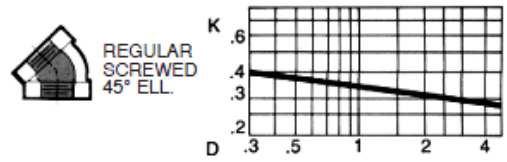


Chart 1

Where:

h = Frictional Resistance in Feet of Liquid

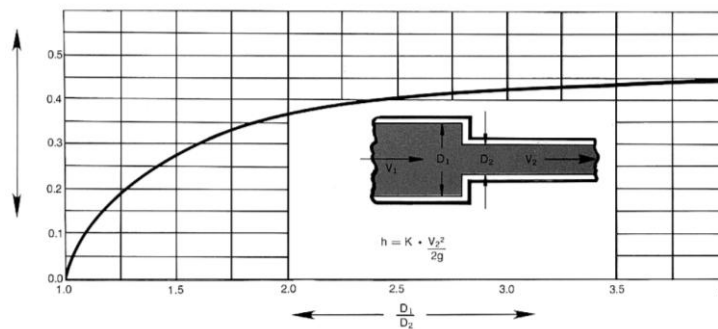
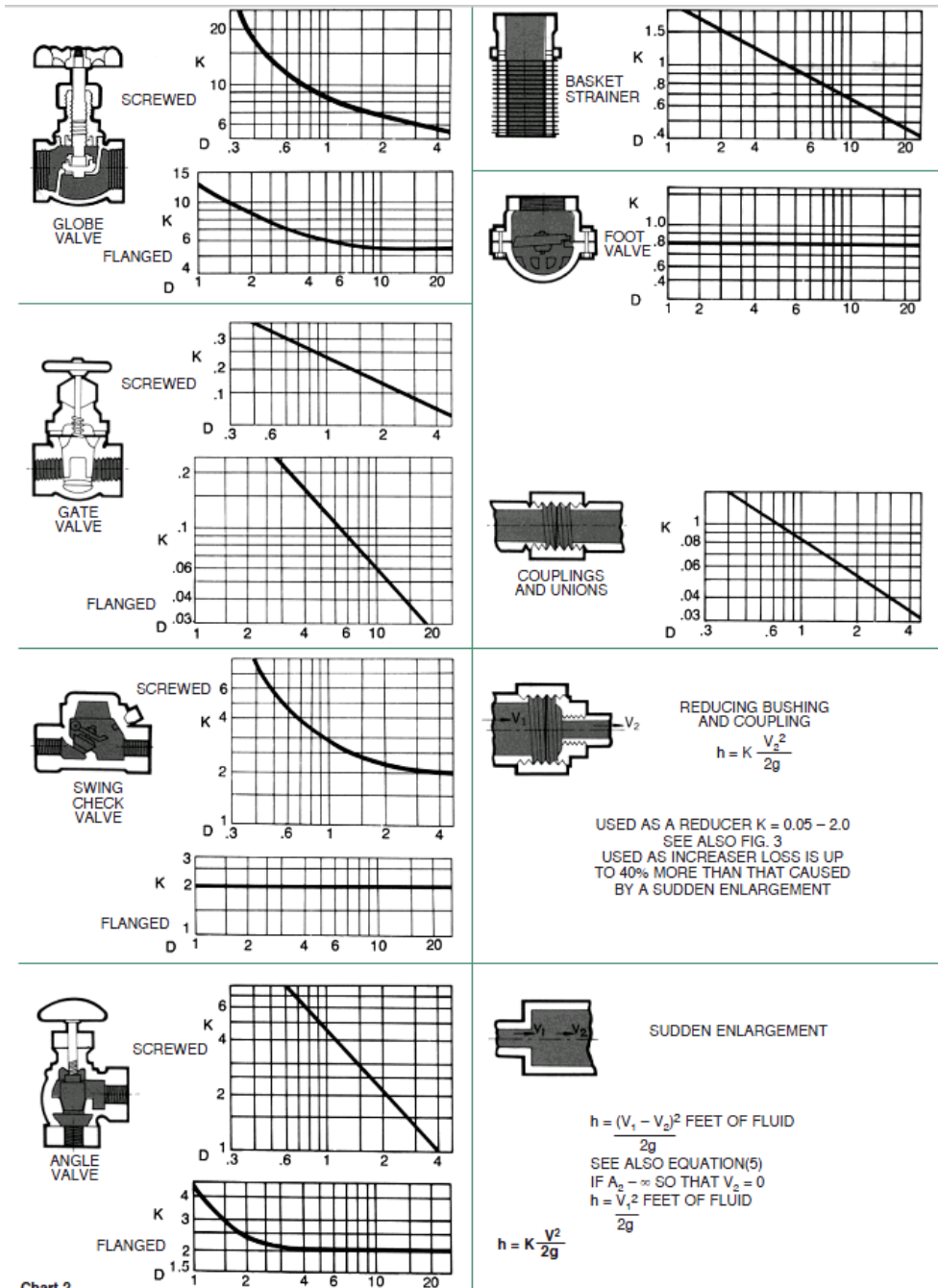
V = Average Velocity in Feet/Second in a Pipe of Corresponding Diameter



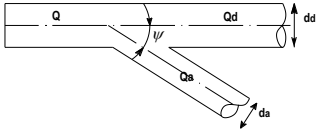
$$h = K \frac{V^2}{2g}$$

g = 32.17 Feet/Second/Second

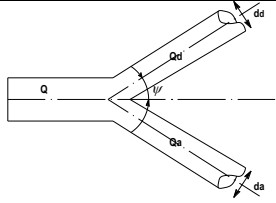
K = Resistance Coefficient For Valve or Fitting



Reprinted from PIPE FRICTION MANUAL, Third Edition, Copyright 1961 by Hydraulic Institute.

 <p>Tubo en Y asimétrico</p>	Angulo de desviación ψ		90°		45°	
	Coeficiente de pérdidas ξ_{ram}		$\xi_{ram} a$	$\xi_{ram} b$	$\xi_{ram} a$	$\xi_{ram} b$
	$Q_a/Q = 0$		0.95	0.04	0.90	0.04
	0.2		0.88	0.08	0.68	0.06
	0.4		0.89	0.05	0.50	0.04
	0.6		0.95	0.07	0.38	0.07
	0.8		1.10	0.21	0.35	0.20
	1.0		1.28	0.35	0.48	0.33

Coeficientes de pérdida ξ_{ram} para bifurcaciones de tubos circulares con diámetros iguales

 <p>Tubo en Y simétrico</p>	d_a/d	1.0		0.707	
	Q_a/Q	ξ_{ram}	ξ_{ram}	ξ_{ram}	ξ_{ram}
	0.5	0.55	2.20	0.75	0.75
	1.0	0.50	0.50	1.35	0.34

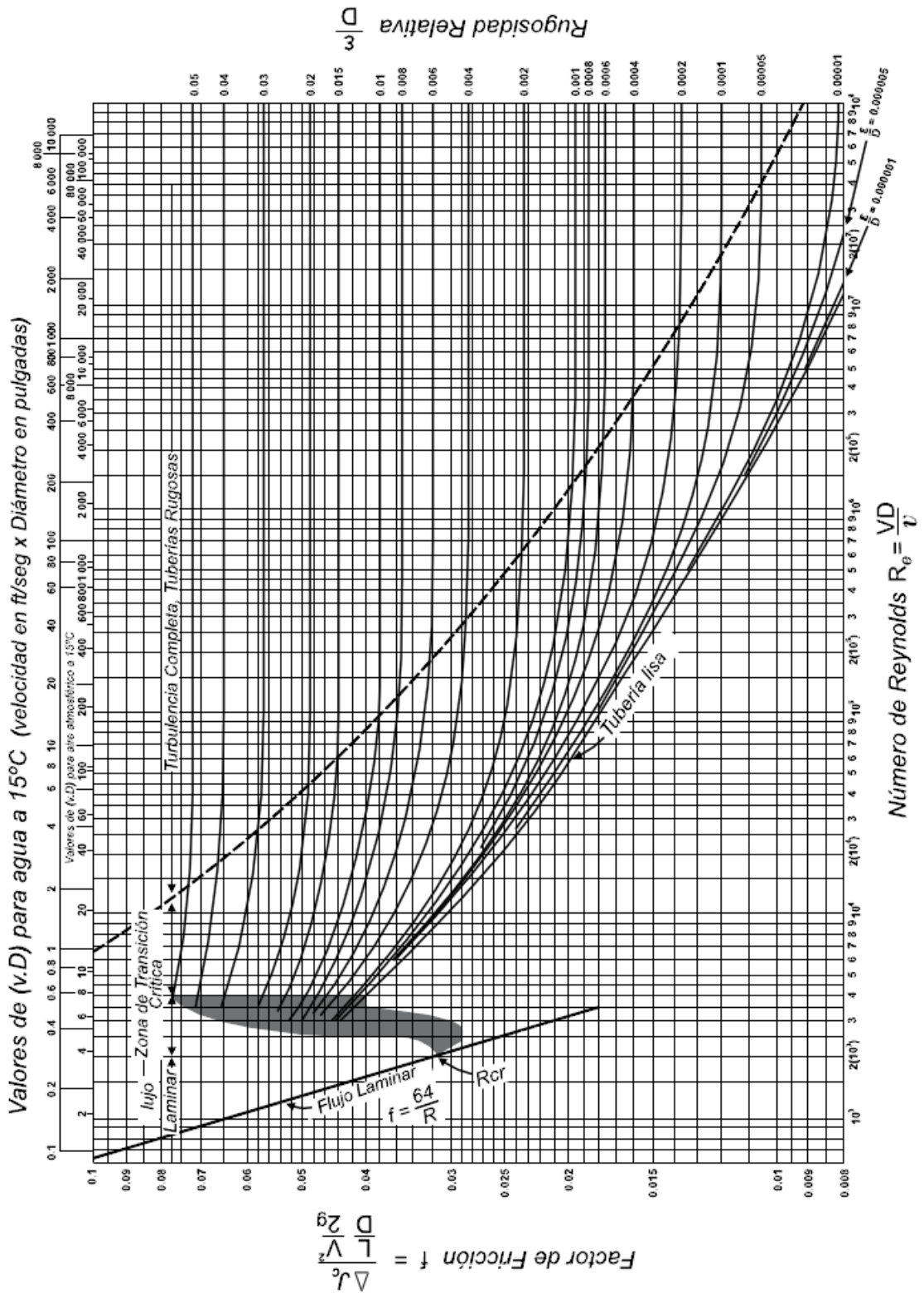
Coeficientes de pérdida ξ_{ram} para bifurcaciones en Y simétricos con $\psi = 45^\circ$ y diferente admisión

Se debe considerar que ξ_{ram} se refiere a la velocidad del agua en el tubo ramal y ξ_{ram}' a la velocidad delante del tubo ramal

ANEXO 2.6: PROPIEDADES DE LOS MATERIALES PARA TUBERÍAS

MATERIAL DE TUBERÍA	K (m)	Su= δ_t MN/m ²	α 1/°C	E Kg/cm ²	γ_t Kg/m ³	δ_{ad} Kg/cm ²	μ_K
Polietileno	$3 \cdot 10^{-6}$	7.35	$2 \cdot 10^{-4}$	1600	924.1	168	0.633
Tubo Plástico (PVC)	$1,5 \cdot 10^{-6}$	28	$6 \cdot 10^{-5}$	30000	1372	510	0.4745
Tubo de hierro fundido (n)	$1,5 \cdot 10^{-4}$	350	$12 \cdot 10^{-6}$	633000	6928	668	0.015
Tubo de acero (nuevo)	$4,6 \cdot 10^{-5}$	412	$11 \cdot 10^{-6}$	$2,11 \cdot 10^6$	7664	2500	0.5

ANEXO 2.7. DIAGRAMA DE MOODY. [4]



FUENTE: DÁVILA, Carlos. Manual para la evaluación de la demanda, recursos hídricos, diseño e instalación de microcentrales hidroeléctricas. Editorial Soluciones Prácticas. Primera Edición. Perú, 2010. Pág. 112.

ANEXO 2.8. VISCOSIDAD DEL AGUA EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA

TEMPERATURA (°C)	Viscosidad dinámica (poises)	Viscosidad cinemática (Stokes)	Viscosidad Dinámica (N·s/m ²)	Viscosidad Cinemática (m ² /s)	Viscosidad Dinámica (kg·s/m ²)
0	1.787·10 ⁻²	1.787·10 ⁻²	1.787·10 ⁻³	1.787·10 ⁻⁶	1.822·10 ⁻⁴
1	1.728·10 ⁻²	1.728·10 ⁻²	1.728·10 ⁻³	1.728·10 ⁻⁶	1.761·10 ⁻⁴
2	1.671·10 ⁻²	1.671·10 ⁻²	1.671·10 ⁻³	1.671·10 ⁻⁶	1.703·10 ⁻⁴
3	1.618·10 ⁻²	1.618·10 ⁻²	1.618·10 ⁻³	1.618·10 ⁻⁶	1.649·10 ⁻⁴
4	1.567·10 ⁻²	1.567·10 ⁻²	1.567·10 ⁻³	1.567·10 ⁻⁶	1.597·10 ⁻⁴
5	1.519·10 ⁻²	1.519·10 ⁻²	1.519·10 ⁻³	1.519·10 ⁻⁶	1.548·10 ⁻⁴
6	1.472·10 ⁻²	1.472·10 ⁻²	1.472·10 ⁻³	1.472·10 ⁻⁶	1.501·10 ⁻⁴
7	1.428·10 ⁻²	1.428·10 ⁻²	1.428·10 ⁻³	1.428·10 ⁻⁶	1.456·10 ⁻⁴
8	1.386·10 ⁻²	1.386·10 ⁻²	1.386·10 ⁻³	1.386·10 ⁻⁶	1.413·10 ⁻⁴
9	1.346·10 ⁻²	1.346·10 ⁻²	1.346·10 ⁻³	1.346·10 ⁻⁶	1.372·10 ⁻⁴
10	1.307·10 ⁻²	1.307·10 ⁻²	1.307·10 ⁻³	1.307·10 ⁻⁶	1.332·10 ⁻⁴
11	1.271·10 ⁻²	1.271·10 ⁻²	1.271·10 ⁻³	1.271·10 ⁻⁶	1.296·10 ⁻⁴
12	1.235·10 ⁻²	1.235·10 ⁻²	1.235·10 ⁻³	1.235·10 ⁻⁶	1.259·10 ⁻⁴
13	1.202·10 ⁻²	1.203·10 ⁻²	1.202·10 ⁻³	1.203·10 ⁻⁶	1.225·10 ⁻⁴
14	1.169·10 ⁻²	1.170·10 ⁻²	1.169·10 ⁻³	1.170·10 ⁻⁶	1.192·10 ⁻⁴
15	1.139·10 ⁻²	1.140·10 ⁻²	1.139·10 ⁻³	1.140·10 ⁻⁶	1.161·10 ⁻⁴
16	1.109·10 ⁻²	1.110·10 ⁻²	1.109·10 ⁻³	1.110·10 ⁻⁶	1.130·10 ⁻⁴
17	1.081·10 ⁻²	1.082·10 ⁻²	1.081·10 ⁻³	1.082·10 ⁻⁶	1.102·10 ⁻⁴
18	1.053·10 ⁻²	1.054·10 ⁻²	1.053·10 ⁻³	1.054·10 ⁻⁶	1.073·10 ⁻⁴
19	1.027·10 ⁻²	1.029·10 ⁻²	1.027·10 ⁻³	1.029·10 ⁻⁶	1.047·10 ⁻⁴
20	1.002·10 ⁻²	1.004·10 ⁻²	1.002·10 ⁻³	1.004·10 ⁻⁶	1.021·10 ⁻⁴
21	0.9779·10 ⁻²	0.9799·10 ⁻²	0.978·10 ⁻³	0.980·10 ⁻⁶	0.997·10 ⁻⁴
22	0.9548·10 ⁻²	0.9569·10 ⁻²	0.954·10 ⁻³	0.957·10 ⁻⁶	0.973·10 ⁻⁴
23	0.9325·10 ⁻²	0.9348·10 ⁻²	0.932·10 ⁻³	0.935·10 ⁻⁶	0.951·10 ⁻⁴
24	0.9111·10 ⁻²	0.9136·10 ⁻²	0.911·10 ⁻³	0.914·10 ⁻⁶	0.929·10 ⁻⁴
25	0.8904·10 ⁻²	0.8930·10 ⁻²	0.890·10 ⁻³	0.893·10 ⁻⁶	0.908·10 ⁻⁴
26	0.8705·10 ⁻²	0.8733·10 ⁻²	0.870·10 ⁻³	0.873·10 ⁻⁶	0.887·10 ⁻⁴
27	0.8513·10 ⁻²	0.8543·10 ⁻²	0.851·10 ⁻³	0.854·10 ⁻⁶	0.868·10 ⁻⁴
28	0.8327·10 ⁻²	0.8359·10 ⁻²	0.833·10 ⁻³	0.836·10 ⁻⁶	0.849·10 ⁻⁴
29	0.8148·10 ⁻²	0.8181·10 ⁻²	0.815·10 ⁻³	0.818·10 ⁻⁶	0.831·10 ⁻⁴

30	$0.7975 \cdot 10^{-2}$	$0.8010 \cdot 10^{-2}$	$0.798 \cdot 10^{-3}$	$0.801 \cdot 10^{-6}$	$0.813 \cdot 10^{-4}$
31	$0.7808 \cdot 10^{-2}$	$0.7844 \cdot 10^{-2}$	$0.781 \cdot 10^{-3}$	$0.784 \cdot 10^{-6}$	$0.796 \cdot 10^{-4}$
32	$0.7647 \cdot 10^{-2}$	$0.7685 \cdot 10^{-2}$	$0.765 \cdot 10^{-3}$	$0.768 \cdot 10^{-6}$	$0.780 \cdot 10^{-4}$
33	$0.7491 \cdot 10^{-2}$	$0.7531 \cdot 10^{-2}$	$0.749 \cdot 10^{-3}$	$0.753 \cdot 10^{-6}$	$0.764 \cdot 10^{-4}$
34	$0.7340 \cdot 10^{-2}$	$0.7381 \cdot 10^{-2}$	$0.734 \cdot 10^{-3}$	$0.738 \cdot 10^{-6}$	$0.748 \cdot 10^{-4}$
35	$0.7194 \cdot 10^{-2}$	$0.7237 \cdot 10^{-2}$	$0.719 \cdot 10^{-3}$	$0.724 \cdot 10^{-6}$	$0.733 \cdot 10^{-4}$
36	$0.7052 \cdot 10^{-2}$	$0.7097 \cdot 10^{-2}$	$0.705 \cdot 10^{-3}$	$0.710 \cdot 10^{-6}$	$0.719 \cdot 10^{-4}$
37	$0.6915 \cdot 10^{-2}$	$0.6961 \cdot 10^{-2}$	$0.692 \cdot 10^{-3}$	$0.696 \cdot 10^{-6}$	$0.705 \cdot 10^{-4}$
38	$0.6783 \cdot 10^{-2}$	$0.6831 \cdot 10^{-2}$	$0.678 \cdot 10^{-3}$	$0.683 \cdot 10^{-6}$	$0.691 \cdot 10^{-4}$
39	$0.6654 \cdot 10^{-2}$	$0.6703 \cdot 10^{-2}$	$0.665 \cdot 10^{-3}$	$0.670 \cdot 10^{-6}$	$0.678 \cdot 10^{-4}$
40	$0.6529 \cdot 10^{-2}$	$0.6580 \cdot 10^{-2}$	$0.653 \cdot 10^{-3}$	$0.658 \cdot 10^{-6}$	$0.666 \cdot 10^{-4}$
41	$0.6408 \cdot 10^{-2}$	$0.6461 \cdot 10^{-2}$	$0.641 \cdot 10^{-3}$	$0.646 \cdot 10^{-6}$	$0.653 \cdot 10^{-4}$
42	$0.6291 \cdot 10^{-2}$	$0.6345 \cdot 10^{-2}$	$0.629 \cdot 10^{-3}$	$0.636 \cdot 10^{-6}$	$0.641 \cdot 10^{-4}$
43	$0.6178 \cdot 10^{-2}$	$0.6234 \cdot 10^{-2}$	$0.618 \cdot 10^{-3}$	$0.623 \cdot 10^{-6}$	$0.630 \cdot 10^{-4}$
44	$0.6067 \cdot 10^{-2}$	$0.6124 \cdot 10^{-2}$	$0.607 \cdot 10^{-3}$	$0.612 \cdot 10^{-6}$	$0.618 \cdot 10^{-4}$
45	$0.5960 \cdot 10^{-2}$	$0.6019 \cdot 10^{-2}$	$0.596 \cdot 10^{-3}$	$0.602 \cdot 10^{-6}$	$0.608 \cdot 10^{-4}$
46	$0.5856 \cdot 10^{-2}$	$0.5916 \cdot 10^{-2}$	$0.586 \cdot 10^{-3}$	$0.592 \cdot 10^{-6}$	$0.597 \cdot 10^{-4}$
47	$0.5755 \cdot 10^{-2}$	$0.5817 \cdot 10^{-2}$	$0.576 \cdot 10^{-3}$	$0.582 \cdot 10^{-6}$	$0.587 \cdot 10^{-4}$
48	$0.5656 \cdot 10^{-2}$	$0.5819 \cdot 10^{-2}$	$0.566 \cdot 10^{-3}$	$0.572 \cdot 10^{-6}$	$0.577 \cdot 10^{-4}$
49	$0.5561 \cdot 10^{-2}$	$0.5626 \cdot 10^{-2}$	$0.556 \cdot 10^{-3}$	$0.563 \cdot 10^{-6}$	$0.567 \cdot 10^{-4}$
50	$0.5468 \cdot 10^{-2}$	$0.5534 \cdot 10^{-2}$	$0.547 \cdot 10^{-3}$	$0.553 \cdot 10^{-6}$	$0.557 \cdot 10^{-4}$

ANEXO 2.9. ESPECIFICACIONES DE TUBERÍAS PVC DE PLASTIGAMA.



ESPECIFICACIONES PARA TUBERÍAS PVC

Especificaciones para tuberías con unión por sellado elastomérico (UZ) y unión por cementado solvente (EC) para riego.

Diámetro Nominal (mm)		Diámetro Interior mm	Espesor Nominal mm	Presión de Trabajo		
UNIÓN U/Z	UNIÓN E/C			MPa	PSI (lb/pulg ²)	Kgf/cm ²
200		192.2	3.9	0.50 *	73	5.10
		190.2	4.9	0.63	91	6.43
		187.6	6.2	0.80	116	8.16
		184.6	7.7	1.00	145	10.20
		181.0	9.5	1.25	181	12.75
225		216.2	4.4	0.50 *	73	5.10
		214.0	5.5	0.63	91	6.43
		211.0	7.0	0.80	116	8.16
		207.6	8.7	1.00	145	10.20
		203.6	10.7	1.25	181	12.75
250		240.2	4.9	0.50 *	73	5.10
		237.8	6.1	0.63	91	6.43
		234.4	7.8	0.80	116	8.16
		230.8	9.6	1.00	145	10.20
		226.2	11.9	1.25	181	12.75
315		302.6	6.2	0.50 *	73	5.10
		299.6	7.7	0.63	91	6.43
		295.4	9.8	0.80	116	8.16
		290.8	12.1	1.00	145	10.20
		285.0	15.0	1.25	181	12.75
355		341.0	7.0	0.50 *	73	5.10
		337.6	8.7	0.63	91	6.43
		333.0	11.0	0.80	116	8.16
		327.6	13.7	1.00	145	10.20
		321.2	16.9	1.25	181	12.75
400		384.2	7.9	0.50 *	73	5.10
		380.4	9.8	0.63	91	6.43
		375.2	12.4	0.80	116	8.16
		369.2	15.4	1.00	145	10.20
		362.0	19.0	1.25	181	12.75
500		384.2	9.8	0.50 *	73	5.10
		474.0	12.3	0.63	91	6.43
		467.2	15.5	0.80	116	8.16
		459.4	19.2	1.00	145	10.20
		449.8	23.8	1.25	181	12.75
630		597.2	15.5	0.63	91	6.43
		588.8	19.5	0.80	116	8.16
		579.0	24.2	1.00	145	10.20

* Producto de fabricación bajo pedido (según norma INEN 1269), sujeto a lote mínimo de producción de acuerdo mutuo, cliente-fábrica, en tiempo de entrega.

ANEXO 2.10. ESPECIFICACIONES DE TUBERÍA PVC biax de Plastigama.



Portafolio

TUBERÍAS BIAx DE PLASTIGAMA



Las tuberías se fabrican con su campana - espigo, con su respectivo hidrosello con alma de polipropileno instalado en fábrica, que garantiza un adecuado ensamble en obra y evita su desplazamiento en el proceso de instalación.



NOTA: Todos los hidrosellos de las tuberías **biax** están fabricados bajo la especificación: 1/3 de SBR (Stireno Butadieno Rubber) + 2/3 de Caucho Natural.

Diámetro Nominal	Espesor de Pared	Diámetro Interior	Presión de Trabajo		Clasificación del Material	C Coef. De diseño
			MPa	lb/plg2		
90	1,80	86,40	0,63	91,37	315	2,00
	1,80	86,40	0,80	116,03	315	1,60
	2,20	85,60	1,00	145,04	315	1,60
	2,80	84,40	1,25	181,30	315	1,60
110	2,20	105,60	0,63	91,37	315	2,00
	2,40	105,20	0,80	116,03	355	2,00
	2,70	104,60	1,00	145,04	400	2,00
	2,70	104,60	1,25	181,30	400	1,60
160	3,20	153,60	0,63	91,37	315	2,00
	3,50	153,00	0,80	116,03	355	2,00
	4,00	152,00	1,00	145,04	400	2,00
	4,00	152,00	1,25	181,30	400	1,60
200	3,90	192,20	0,63	91,37	315	2,00
	4,40	191,20	0,80	116,03	355	2,00
	4,90	190,20	1,00	145,04	400	2,00
	4,90	190,20	1,25	181,30	400	1,60
250	4,90	240,20	0,63	91,37	315	2,00
	5,50	239,00	0,80	116,03	355	2,00
	6,20	237,60	1,00	145,04	400	2,00
	6,20	237,60	1,25	181,30	400	1,60
315	6,20	302,60	0,63	91,37	315	2,00
	6,90	301,20	0,80	116,03	355	2,00
	7,70	299,60	1,00	145,04	400	2,00
	7,70	299,60	1,25	181,30	400	1,60

NOTA: Productos fabricados bajo pedido.



TSC

TUBERIA PARA VAPOR TUBERIA SIN COSTURA Y ACCESORIOS CEDULA 40

Especificaciones Generales

Norma	ASTM A 53 GR B para conducción de fluidos
Recubrimiento	Negro o galvanizado
Largo normal	6,00 m.
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta

Resistencia Mecánica

Resistencia a la tracción	60000 psi (42,2 Kg F/mm ²)
Límite de elasticidad	35000 psi (24,6 Kg F/mm ²)
Alargamiento	0.5%



DIAMETRO NOMINAL	EXTERIOR		ESPESOR		PRESION/PRUEBA		PESO kg/mt
	mm	pulg	e	pulg	kg/cm ²	lb/pulg ²	
			mm				
1/4"	13.70	0.54	2.24	0.08	49	700	0.63
3/8"	17.10	0.37	2.81	0.09	49	700	0.85
1/2"	21.30	0.84	2.77	0.10	49	700	1.27
3/4"	26.70	1.05	2.87	0.11	49	700	1.68
1"	33.40	1.31	3.38	0.13	49	700	2.50
1 1/4"	42.20	1.66	3.56	0.14	91	1300	3.38
1 1/2"	48.30	1.90	3.68	0.14	91	1300	4.05
2"	60.30	2.37	3.91	0.15	176	2500	5.44
2 1/2"	73.00	2.87	5.16	0.20	176	2500	8.62
3"	88.90	3.50	5.49	0.21	176	2500	11.29
4"	114.30	4.50	6.02	0.23	155	2210	16.07
5"	141.30	5.56	6.55	0.25	137	1950	21.78
6"	168.30	6.62	7.11	0.28	125	1780	28.26
8"	219.10	8.62	8.18	0.32	110	1570	42.53
10"	273.00	10.75	9.27	0.36	101	1430	60.29
12"	323.80	12.75	10.31	0.40	94	1340	79.65

Composición Química	Máximo porcentaje
Carbón	0.3
Manganeso	1.2
Fósforo	0.05
Azufre	0.06

ANEXO 2.12. PROPIEDADES FÍSICAS DEL AGUA

PROPIEDADES FÍSICAS DEL AGUA							
Temperatura (°C)	Peso específico (kN/m ³)	Densidad (kg/m ³)	Módulo de elasticidad (kN/m ²)	Viscosidad dinámica (N·s/m ²)	Viscosidad cinemática (m ² /s)	Tensión superficial (N/m)	Presión de vapor (kN/m ²)
0	9,805	999,8	1,98 · 10 ⁶	1,781 · 10 ⁻³	1,785 · 10 ⁻⁶	0,0765	0,61
5	9,807	1000,0	2,05 · 10 ⁶	1,518 · 10 ⁻³	1,519 · 10 ⁻⁶	0,0749	0,87
10	9,804	999,7	2,10 · 10 ⁶	1,307 · 10 ⁻³	1,306 · 10 ⁻⁶	0,0742	1,23
15	9,798	999,1	2,15 · 10 ⁶	1,139 · 10 ⁻³	1,139 · 10 ⁻⁶	0,0735	1,70
20	9,789	998,2	2,17 · 10 ⁶	1,102 · 10 ⁻³	1,003 · 10 ⁻⁶	0,0728	2,34
25	9,777	997,0	2,22 · 10 ⁶	0,890 · 10 ⁻³	0,893 · 10 ⁻⁶	0,0720	3,17
30	9,764	995,7	2,25 · 10 ⁶	0,708 · 10 ⁻³	0,800 · 10 ⁻⁶	0,0712	4,24
40	9,730	992,2	2,28 · 10 ⁶	0,653 · 10 ⁻³	0,658 · 10 ⁻⁶	0,0696	7,38
50	9,689	988,0	2,29 · 10 ⁶	0,547 · 10 ⁻³	0,553 · 10 ⁻⁶	0,0679	12,33
60	9,642	983,2	2,28 · 10 ⁶	0,466 · 10 ⁻³	0,474 · 10 ⁻⁶	0,0662	19,92
70	9,589	977,8	2,25 · 10 ⁶	0,404 · 10 ⁻³	0,413 · 10 ⁻⁶	0,0644	31,16
80	9,530	971,8	2,20 · 10 ⁶	0,354 · 10 ⁻³	0,364 · 10 ⁻⁶	0,0626	47,34
90	9,466	965,3	2,14 · 10 ⁶	0,315 · 10 ⁻³	0,326 · 10 ⁻⁶	0,0608	70,10
100	9,399	958,4	2,07 · 10 ⁶	0,282 · 10 ⁻³	0,294 · 10 ⁻⁶	0,0589	101,33

FUENTE: <http://www.miliarium.com/prontuario/Tablas/Aguas/PropiedadesFisicasAgua.asp>

ANEXO 2.13. PROPIEDADES DEL AGUA DE ACUERDO A VARIAS TEMPERATURAS

**TECH-C-5 Properties of Water at Various Temperatures
from 32° to 705.4°F**

Temp. F	Temp. C	SPECIFIC GRAVITY 60 F Reference	Wt. In Lb/Cu Ft	Vapor Pressure Psi Abs	Vapor Pressure* Feet Abs. (At Temp.)
32	0	1.002	62.42	0.0885	0.204
40	4.4	1.001	62.42	0.1217	0.281
45	7.2	1.001	62.40	0.1471	0.340
50	10.0	1.001	62.38	0.1781	0.411
55	12.8	1.000	62.36	0.2141	0.494
60	15.6	1.000	62.34	0.2653	0.591
65	18.3	.999	62.31	0.3056	0.706
70	21.1	.999	62.27	0.3631	0.839
75	23.9	.998	62.24	0.4298	0.994
80	26.7	.998	62.19	0.5069	1.172
85	29.4	.997	62.16	0.5959	1.379
90	32.2	.996	62.11	0.6982	1.167
95	35.0	.995	62.06	0.8153	1.890
100	37.8	.994	62.00	0.9492	2.203
110	43.3	.992	61.84	1.275	2.965
120	48.9	.990	61.73	1.692	3.943
130	54.4	.987	61.54	2.223	5.196
140	60.0	.985	61.39	2.889	6.766
150	65.5	.982	61.20	3.718	8.735
160	71.1	.979	61.01	4.741	11.172
170	76.7	.975	60.79	5.992	14.178
180	82.2	.972	60.57	7.510	17.825
190	87.7	.968	60.35	9.339	22.257
200	93.3	.966	60.13	11.526	27.584
212	100.0	.959	59.81	14.696	35.353
220	104.4	.956	59.63	17.186	41.343
240	115.6	.948	59.10	24.97	60.77
260	126.7	.939	58.51	35.43	87.05
280	137.8	.929	58.00	49.20	122.18
300	148.9	.919	57.31	67.01	168.22
320	160.0	.909	56.66	89.66	227.55
340	171.1	.898	55.96	118.01	303.17
360	182.2	.886	55.22	153.04	398.49
380	193.3	.874	54.47	195.77	516.75
400	204.4	.860	53.65	247.31	663.42
420	215.6	.847	52.80	308.83	841.17
440	226.7	.833	51.92	381.59	1056.8
460	237.8	.818	51.02	466.9	1317.8
480	248.9	.802	50.00	566.1	1628.4
500	260.0	.786	49.02	680.8	1998.2
520	271.1	.766	47.85	812.4	2446.7
540	282.2	.747	46.51	962.5	2972.5
560	293.3	.727	45.3	1133.1	3595.7
580	304.4	.704	43.9	1325.8	4345.
600	315.6	.679	42.3	1524.9	5242
620	326.7	.650	40.5	1786.6	6341.
640	337.8	.618	38.5	2059.7	7689.
660	348.9	.577	36.0	2365.4	9458.
680	360.0	.526	32.8	2708.1	11878.
700	371.1	.435	27.1	3039.7	16407.
705.4	374.1	.319	19.9	3206.2	23187.

* Vapor pressure in feet of water (Abs.) Converted from PSIA using sp. gr. at temperature.



ANEXO 2.14. PRESIÓN ATMOSFÉRICA A VARIAS ALTITUDES

TECH-C-6 Atmospheric Pressure, Barometer Reading and Boiling Point of Water at Various Altitudes

Altitude		Barometric Reading		Atmos. Pressure		Boiling Pt. Of Water °F
Feet	Meters	In. Hg.	Mm. Hg.	psia	Ft. Water	
— 1000	— 304.8	31.0	788	15.2	35.2	213.8
— 500	— 152.4	30.5	775	15.0	34.6	212.9
0	0.0	29.9	760	14.7	33.9	212.0
+ 500	+ 152.4	29.4	747	14.4	33.3	211.1
+ 1000	304.8	28.9	734	14.2	32.8	210.2
1500	457.2	28.3	719	13.9	32.1	209.3
2000	609.6	27.8	706	13.7	31.5	208.4
2500	762.0	27.3	694	13.4	31.0	207.4
3000	914.4	26.8	681	13.2	30.4	206.5
3500	1066.8	26.3	668	12.9	29.8	205.6
4000	1219.2	25.8	655	12.7	29.2	204.7
4500	1371.6	25.4	645	12.4	28.8	203.8
5000	1524.0	24.9	633	12.2	28.2	202.9
5500	1676.4	24.4	620	12.0	27.6	201.9
6000	1828.8	24.0	610	11.8	27.2	201.0
6500	1981.2	23.5	597	11.5	26.7	200.1
7000	2133.6	23.1	587	11.3	26.2	199.2
7500	2286.0	22.7	577	11.1	25.7	198.3
8000	2438.4	22.2	564	10.9	25.2	197.4
8500	2590.8	21.8	554	10.7	24.7	196.5
9000	2743.2	21.4	544	10.5	24.3	195.5
9500	2895.6	21.0	533	10.3	23.8	194.6
10000	3048.0	20.6	523	10.1	23.4	193.7
15000	4572.0	16.9	429	8.3	19.2	184.0

ANEXO 3

DISEÑO DEL SISTEMA DE TURBOBOMBEO

**ANEXO 3.1 COTIZACIÓN DEL EQUIPO ELECTROMECAÁNICO DE LA EMPRESA BETTA
HIDROTURBINAS**



Franca (SP), 04 de Fevereiro de 2010

Ilmo Sr.
Fernando Tello Oquendo
Quito-Ecuador

Ref.: Micro Central Hidrelétrica
Orçamento nº:
1102368

Prezado Senhor;

Conforme dados informados em vossa mensagem, segue abaixo nosso orçamento técnico e comercial.

Características Técnicas do Aproveitamento

- Potência máxima na saída do Alternador 49 KW (61 KVA)

- Queda d'água considerada 130,7 metros

- Tubulação de adução:
 - . comprimento informado 364 metros
 - . diâmetro mínimo necessário 200 milímetros
 - . diâmetro na entrada da Turbina 200 milímetros
 - . material sugerido metálico

1 Equipamentos Eletromecânicos – Especificações Técnicas

1.1 Turbina Hidráulica :

- Turbina Hidráulica tipo Pelton, modelo **Betta P500**

- Regulador automático de velocidade, tipo eletrônico e Quadro elétrico de controle e comando (características técnicas em anexo)

- Queda líquida calculada 118,83 metros
- Vazão máxima turbinada 65 litros/segundo
- Potência no eixo da Turbina Hidráulica 79 C.V.
- Rotação nominal eixo Turbina 1005 Rpm
- Multiplicação de Rotação por Redutor de engrenagens, montadas em caixa com lubrificação a óleo.
- Válvula borboleta tipo Waffer, acionamento manual por redutor, diâmetro nominal 200 milímetros;

1.2 Gerador Síncrono - tipo industrial, sistema de excitação “brushless” (sem escovas) com Regulador eletrônico tipo U/ F = constante.

- Potência Nominal do Gerador (FP 0,8) 68 KVA
- Rotação Nominal no eixo do Gerador 1800 Rpm
- Frequência 60 HZ
- nº de fases 3
- Tensão Nominal 220 V
- Forma construtiva Eixo horizontal c/ dois mancais

2 Condições Comerciais

2.1 Preços dos Equipamentos Eletromecânicos

- Turbina Hidráulica completa modelo Betta P500 / 79 C.V., Regulador automático de Velocidade, Quadro elétrico de Comando e Controle, Válvula borboleta, Caixa de engrenagens multiplicadora de rotação, Acoplamentos e Chassi metálico. Alternador Elétrico, sistema de excitação Brushless (Sem Escovas) 1.800 Rpm, potência nominal 68 KVA ;

2.2. Valor FOB Santos..... USD 74.444,00

Observações:

1. Frete – não incluso – FOB Porto de Santos/SP - Brasil;
2. Documentação técnica de Projeto da caixa de captação e da base de assentamento do conjunto, como desenhos de montagem e instalação, manuais de operação e manutenção , “Croquis” mostrando detalhes técnicos eventualmente necessários durante a montagem, serão fornecidos juntamente com os Equipamentos propostos;
3. Prazo de entrega fábrica – 70 dias, a partir da confirmação do pedido;
4. Garantia dos equipamentos – 12 meses, a partir da entrega fábrica;
5. Validade da Proposta : 10 (dez) dias;
6. Supervisão técnica ou montagem do equipamento, não inclusos nos preços;
7. Custo da supervisão de montagem – USD 200,00 a diária + despesas de viagem, alimentação e hospedagem;

Agradecemos novamente pela consulta e continuamos à disposição para quaisquer outras informações necessárias.

Atenciosamente,

Rodolfo Segalla

Gerente de Vendas

BETTA Hidroturbinas Industria e Comércio Ltda.

Rua Alfredo Tosi, 1600 – Núcleo Agrícola Alpha – Cx. Postal 278

14400-970 FRANCA SP Fone 16 3702-5522 – Fax 16 3702 6891

site: www.bettahidroturbinas.com.br



TURBINA BETTA TIPO PELTON ROTOR FUNDIDO EM FERRO NODULAR

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DO EQUIPAMENTO:

TURBINA HIDRÁULICA TIPO PELTON COM ROTOR FUNDIDO EM FERRO NODULAR COMPOSTA POR :

Rotor, com conchas fundidas em ferro fundido nodular GGG 50, fixadas por parafusos a dois discos centrais em aço carbono ASTM A 36, chavetados ao eixo do rotor.

Eixo do rotor em aço trefilado SAE 1045, apoiado sobre rolamentos auto-compensadores de rolos, lubrificados à graxa, montados em mancais fundidos em ferro fundido nodular GGG 40, fixados por parafusos na caixa da Turbina.

Caixa da Turbina de construção soldada em chapa de aço carbono ASTM A 36, protegida com “primer” rico em zinco, acabamento com esmalte sintético na cor vermelha.

Bico injetor fundido em ferro fundido nodular GGG 50, protegido com “primer” rico em zinco, acabamento com esmalte sintético na cor vermelha.

Anel de apoio e vedação da agulha em bronze ASTM – B 427, fixado com parafusos na saída do bico injetor.

Agulha reguladora de vazão e haste em aço inoxidável AISI 304.

Mancais de apoio da haste da agulha auto lubrificantes em teflon.

REGULADOR DE VELOCIDADE

O Regulador de Velocidade da Turbina Hidráulica é composto por uma unidade de comando Eletrônica e um Moto Redutor que movimentam o Perfil Regulador de Vazão.

A unidade eletrônica do Regulador de Velocidade possui estrutura de controle programável (PID – Proporcional, Integrativa e Derivativa), permitindo compatibilizar a atuação do regulador conforme as condições hidráulicas específicas do aproveitamento.

Possui modo de operação automático e manual.

Duas baterias de 12 Vcc cada, alimentam a unidade eletrônica do Regulador de Velocidade, permitindo a ele operar independente do gerador.

Um circuito eletrônico converte a corrente alternada gerada pelo Gerador em contínua carregando continuamente as baterias.

A Rotação do Gerador Elétrico é continuamente monitorada pela unidade eletrônica. Ocorrendo variação de rotação e conseqüentemente de freqüência, o sistema lógico do Regulador Eletrônico atua sobre um sistema eletro–mecânico composto por contatores elétricos e moto-reductor, promovendo o movimento da agulha que controla a vazão no bico injetor, corrigindo assim a rotação do conjunto Turbina / Gerador.

Os parâmetros “PID” da unidade eletrônica do Regulador possibilitam atuações diferentes do controle de vazão na Turbina para cada situação de carga do conjunto Turbina / Gerador, exercendo o controle de velocidade com qualidade.

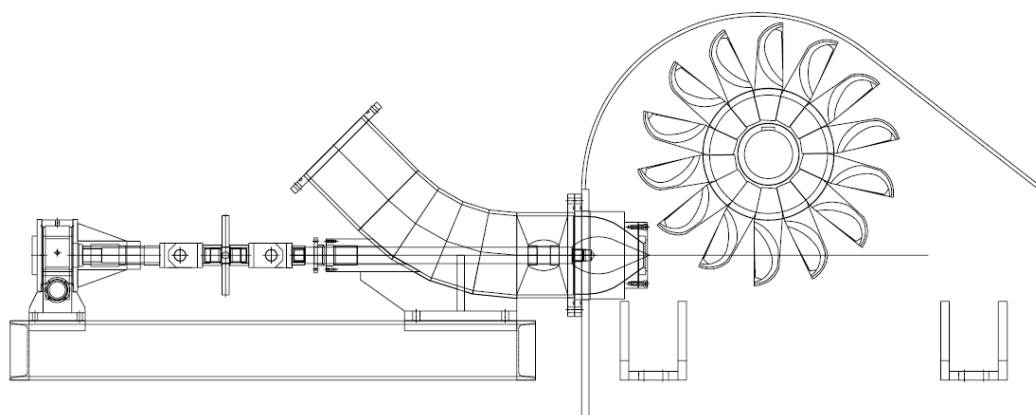
A unidade Eletrônica do Regulador e seu sistema de comando, é montado em gabinete metálico com porta frontal, provido de proteção contra pó e respingos d’água, próprio para instalação abrigada.



Servo mecanismo de acionamento da agulha reguladora de vazão é formado pelo motoredutor tipo coroa / pinhão sem fim, redução 1:53 e um fuso roscado solidário à engrenagem do reductor que movimenta um pistão articulado à haste da agulha.

O reductor possui duas entradas, uma acoplada ao motor elétrico trifásico, potência 0,5 c.v. 220 V – 60 HZ – IV pólos – 1750 rpm e outra disponível para acoplar uma manopla.

A agulha poderá ser acionada manualmente através do Moto-Redutor pelo botão de emergência instalado no Painel de comando e controle ou pela manopla acoplada ao Redutor.



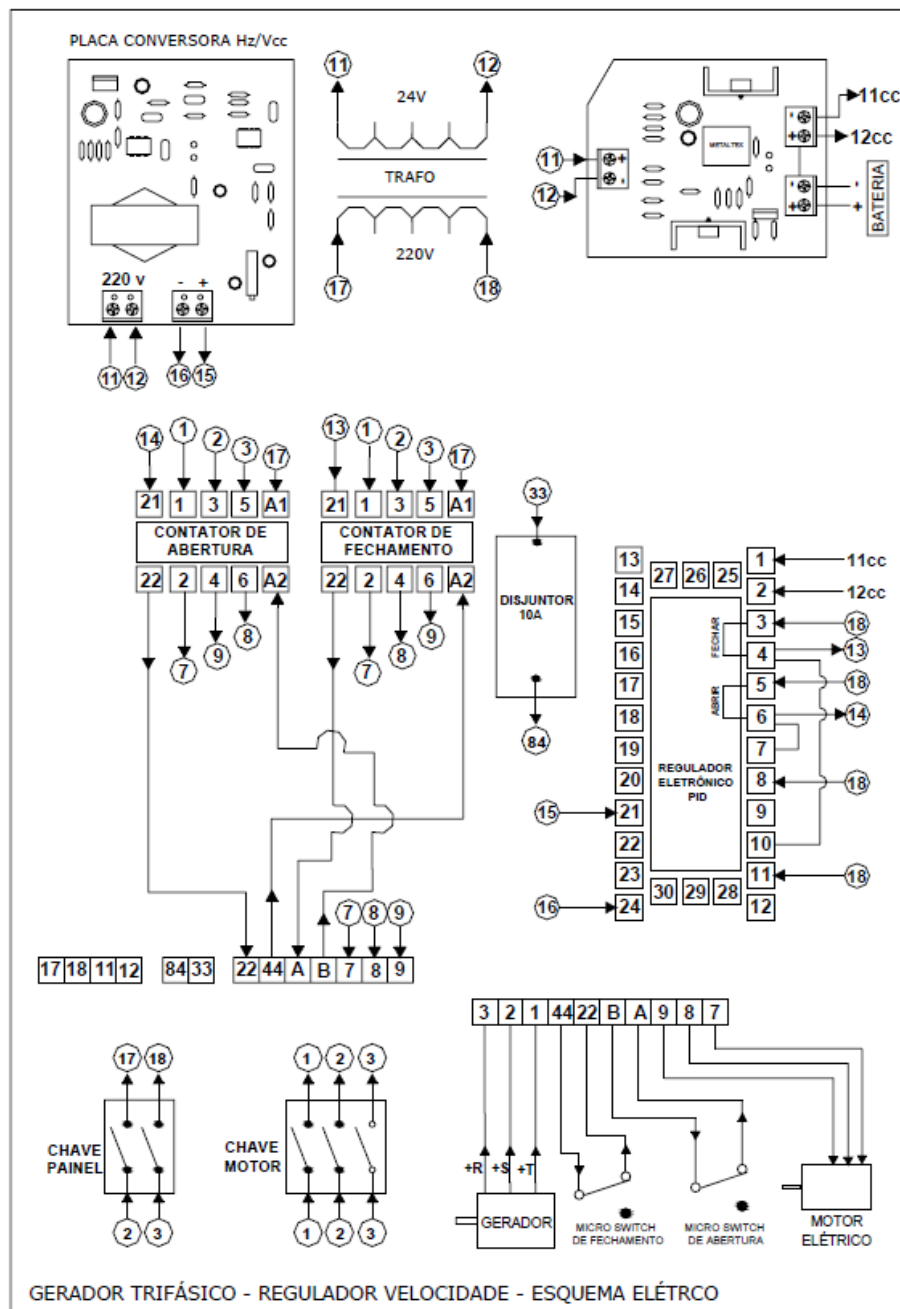
Um Volante de inércia com diâmetro e espessura calculados para um tempo de inércia de 4 a 5 segundos, fabricado em aço carbono laminado ASTM A 36, fixado por chaveta a um eixo em aço carbono trefilado SAE 1045 e apoiado sobre mancais de rolamentos autocompensadores de rolos, lubrificadas à graxa, completa o conjunto Turbina / Regulador de Velocidade.

CARACTERÍSTICAS OPERACIONAIS DO REGULADOR DE VELOCIDADE

- Faixa morta do regulador “dead band” – ajustável a partir de 0,4% da frequência nominal.
- Tempo de inércia utilizado para o cálculo do volante de inércia – 3 a 4 segundos.
- Tempo máximo para estabilização da frequência em operação normal – 1 a 2 segundos.
- Tempo máximo para estabilização da frequência em rejeição com carga máxima - 10 segundos. (desligamento do disjuntor de rede com o gerador a potência máxima)

- Desvio máximo da freqüência em situação normal de operação.
+/- 0,5 Hz. (set point = 60 Hz)
- +/- 0,5 Hz (set point = 50 Hz)
- Desvio máximo da freqüência em rejeição de carga.
+/- 1,5 Hz (set point = 60 Hz)
- +/- 1,5 Hz (set point = 50 Hz)

ESQUEMA ELÉTRICO DO QUADRO DE COMANDO E CONTROLE



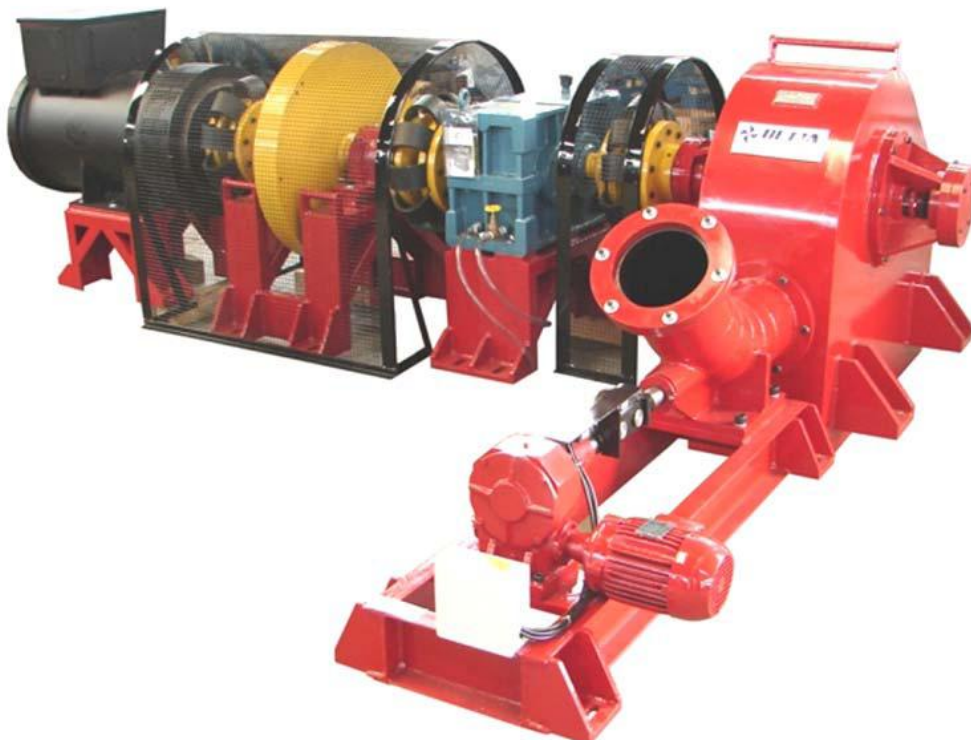
QUADRO DE PROTEÇÃO (FORNECIDO QUANDO SOLICITADO PELO CLIENTE)

- Um disjuntor de rede tripolar ou bipolar, termo magnético;
- Três Amperímetros com respectivos transformadores de corrente ;
- Barramento em cobre;

CONJUNTO TURBINA BETTA TIPO PELTON COM MULTIPLICAÇÃO DE ROTAÇÃO POR POLIAS E COREIAS EM "V" - POTÊNCIAS 10 a 30 kVA



CONJUNTO TURBINA BETTA TIPO PELTON COM MULTIPLICAÇÃO DE ROTAÇÃO POR CAIXA DE ENGRENAGENS - POTÊNCIAS SUPERIOR a 30 kVA



ANEXO 3.2 ESTIMACIÓN DE LIQUIDACIÓN DE IMPORTACIÓN DE LA MICROCENTRAL BETTA

ESTIMACIÓN LIQUIDACIÓN DE IMPORTACIONES

FECHA: 16/feb/11

1.- MATERIAL A IMPORTAR **GENERADOR ELÉCTRICO CON TURBINA (MINI CENTRAL)**

PARTIDA ARANCELARIA **8501 6190 00**

CANTIDAD UNIDAD

1.00	UNIDAD	FOB	74,444.00	74,444.00
		FLETE	4,000.00	4,000.00
		C&F	78,444.00	78,444.00
		EX-ADUANA	80,330.00	80,330.00

2.- **GASTOS DE INTERNACIÓN**

1,886.00

Advalorem	0%		0.00
Salvaguada	0%		0.00
Fodinfra	0.50%		392.22
Tasa de modernización	0.05%		39.22
Costo de seguro	0.35%		274.55
Agente afianzado		180	180.00
Certificado de verificación	0.00%	0.0	0.00
Transporte terrestre		1000	1,000.00

COSTO DE IMPORTACION

80,330.00

3.- **ÍNDICE EX ADUANA VS C&F**

2.40%

4.- IVA 12%

9,413.28

COSTO TOTAL EX ADUANA CON IVA

89,743.28

ANEXO 3.3 COTIZACIÓN DEL EQUIPO DE TURBOBOMBEO DE LA EMPRESA BETTA HIDROTURBINAS

From: betta@bettahidroturbinas.com.br
To: danhy1787@hotmail.com
Subject: Re: Respuesta
Date: Tue, 25 Jan 2011 07:49:37 -0500



Prezada Sra. Daniela,

A vazão bombeada de 18.000 litros/hora é o máximo que podemos oferecer para pressão máxima na saída da Bomba de 300 m.c.a., porém como o conjunto utilizará em seu acionamento apenas 25 litros/segundo e sendo a vazão disponível são 65 litros/segundo, conforme informado em vossa última mensagem, poderá ser utilizado 2 conjuntos trabalhando paralelamente, bombeando na mesma tubulação de recalque.

O conjunto Turbobomba modelo **Betta P500/2x160**, é composto por:

- Turbina Hidráulica tipo Pelton, modelo Betta P500;
- Bomba de recalque de deslocamento positivo, tipo três pistões, modelo Betta 2x160;
- Sistema de segurança contra disparo, devido à ruptura do tubo de recalque;
- Válvula borboleta tipo Wafer, acionamento manual;
- Polias e Correias multiplicadoras de rotação;
- Chassis metálico para receber o conjunto.

Valor unitário do conjunto acima descrito, FOB Porto de Santos - Brasil USD 24.848,00

Continuamos a inteira disposição para quaisquer outras informações necessárias.

Atenciosamente,

Rodolfo Segalla



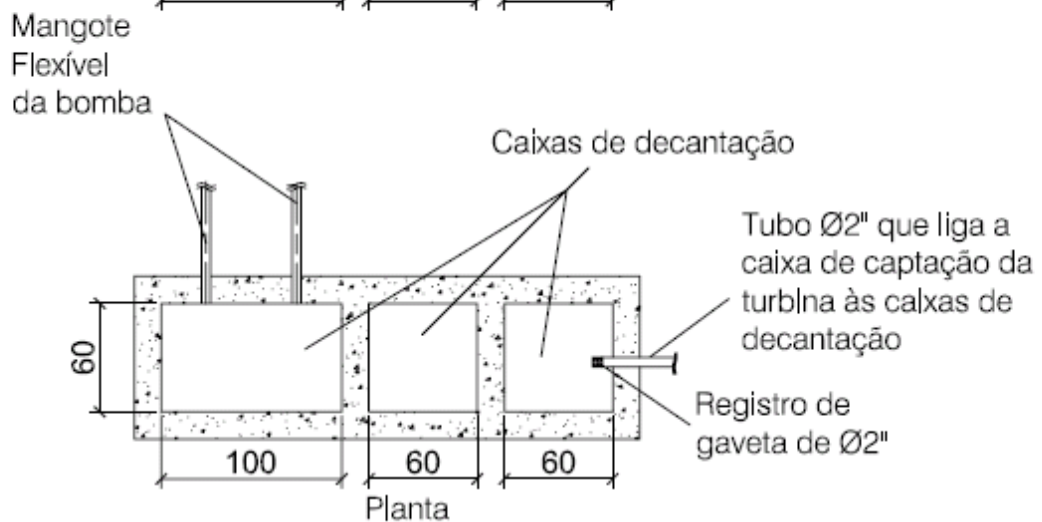
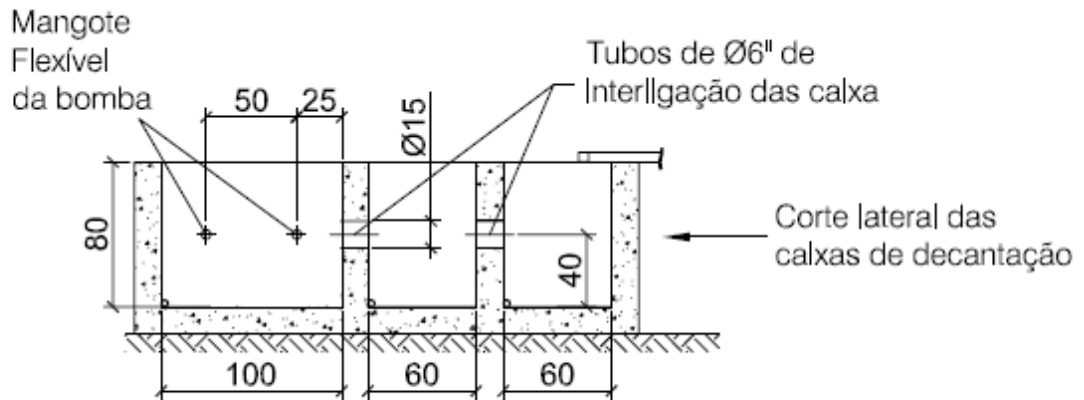
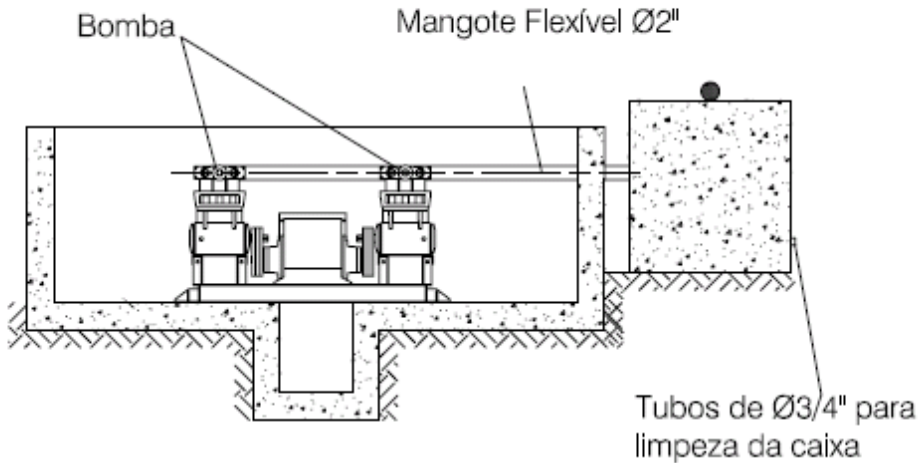
CONJUNTO TURBO BOMBA

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DA TURBINA HIDRÁULICA TIPO PELTON E DA BOMBA DE RECALQUE.


- Turbina Hidráulica tipo Pelton.
 - Rotor, com conchas fundidas em ferro fundido nodular, fixadas em um disco central de aço carbono, por parafusos em aço.
 - Eixo do rotor em aço SAE 1045 trefilado, apoiado em mancais de rolamentos, montados nas laterais da caixa da Turbina.
 - Caixa da Turbina em chapa de aço carbono de construção soldada.
 - Bico injetor fundido em ferro fundido nodular, controle de vazão através de válvula borboleta.
 - Multiplicação de rotação por polias e correias em “V”.
- **Bomba Hidráulica** de Recalque.
- . Bomba três pistões, com pistões trabalhando verticalmente, acionados por virabrequim e bielas, alojados em cárter com lubrificação à óleo.

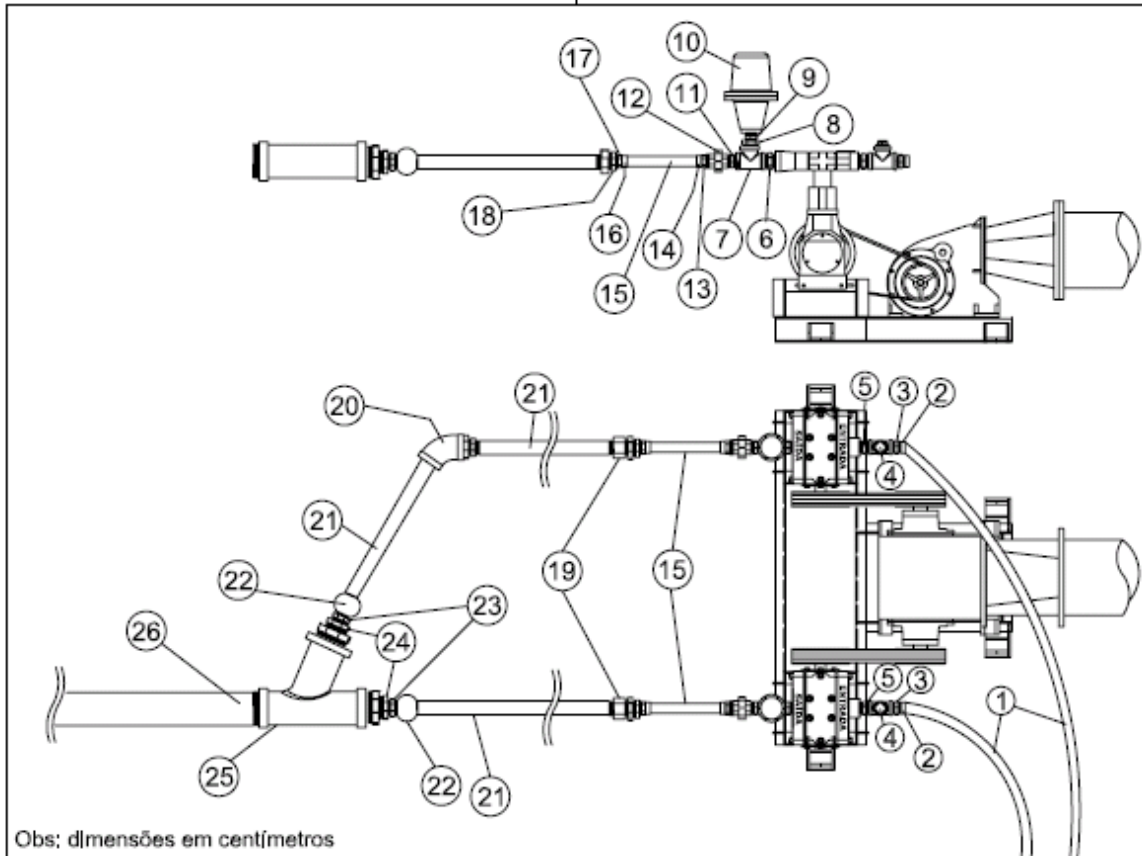
Reparo do pistão em lona emborrachada, trabalhando em camisa de cerâmica.
- **Chassis Metálico**
- . O conjunto Turbo Bomba é montado sobre um chassis fabricado com perfilados metálicos, formando um conjunto compacto e de fácil transporte.

VISTA POR TRÁS



Obs: dimensões em centímetros

 BETTA <small>HYDROTURBINA</small>	ESCALA S / E	REVISÃO	DATA	TURBOBOMBA MOD. BETTA DESENHO DE INSTALAÇÃO VISTA POR TRÁS E CAIXAS DE DECANTAÇÃO
		R3	12/2010	
DATA: 12/2010				



Obs: dimensões em centímetros

26	Tubo PVC de recalque Ø3"			
25	Conexão "Y" - Ø3"			
24	Ampliação - Ø3" x Ø2 1/2"			
23	Niple - Ø2 1/2"			
22	Válvula de Retenção Horizontal Ø2 1/2"			
21	Tubo metálico Ø2 1/2"			
20	Cotovelo 45° - Ø2 1/2"			
19	Luva - Ø2 1/2"			
18	Ampliação - Ø2" x Ø2 1/2"			
17	Espigão de Ferro Fundido Ø2"			
16	Abraçadeira Mangote			
15	Mangueira com trama de aço R2 - Ø2" x 50cm			
14	Abraçadeira Mangote			
13	Espigão de Ferro Fundido Ø2"			
12	Luva de união c/ assento de bronze - Ø2"			
11	*Niple - Ø2" (*Item fornecido pela BETTA com o equipamento)			
10	*Pulmão (*Item fornecido pela BETTA com o equipamento)			
9	*Niple - Ø1" (*Item fornecido pela BETTA com o equipamento)			
8	Ampliação - Ø2" x Ø1" (*Item fornecido pela BETTA com o equipamento)			
7	*TE roscado - Ø2" (*Item fornecido pela BETTA com o equipamento)			
6	*Niple - Ø2" (*Item fornecido pela BETTA com o equipamento)			
5	*Niple - Ø2" (*Item fornecido pela BETTA com o equipamento)			
4	*TE roscado com tampão de escorva - 2" (*Item fornecido pela BETTA com o equipamento)			
3	Espigão Ø2"			
2	Abraçadeira Mangote Ø2"			
1	Mangote flexível ou tubo rígido de Ø2"			
ÍTEM	DESCRIÇÃO			
	ESCALA	REVISÃO	DATA	TURBOBOMBA MOD. BETTA ESQUEMA DE CONEXÕES DA ADUÇÃO E RECALQUE DA BOMBA
	S / E	R3	12/2010	
DATA: 12/2010				

From: betta@bettahidroturbinas.com.br
To: danhy1787@hotmail.com
Subject: Re: Respuesta
Date: Tue, 15 Feb 2011 09:17:55 -0200



Prezada Daniela,

A potencia disponível no eixo da Turbina Hidráulica, para o acionamento das Bombas 160 é de 31 c.v. e a rotação da Turbina P500 é de 1.059 Rpm.

A rotação das Bombas 160 é de 500 Rpm.

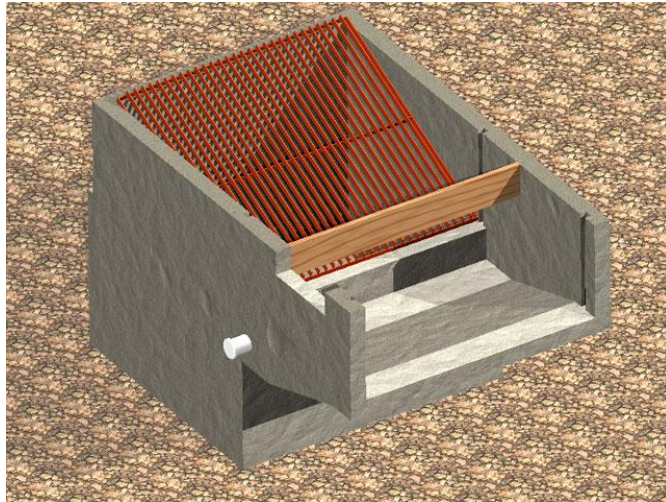
Estaremos providenciando as plantas solicitadas em seguida.

Atenciosamente,

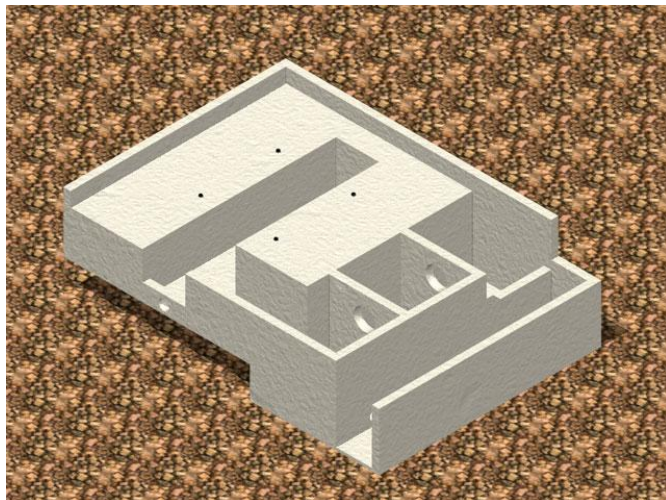
Rodolfo Segalla



Turbobomba P500/2x160

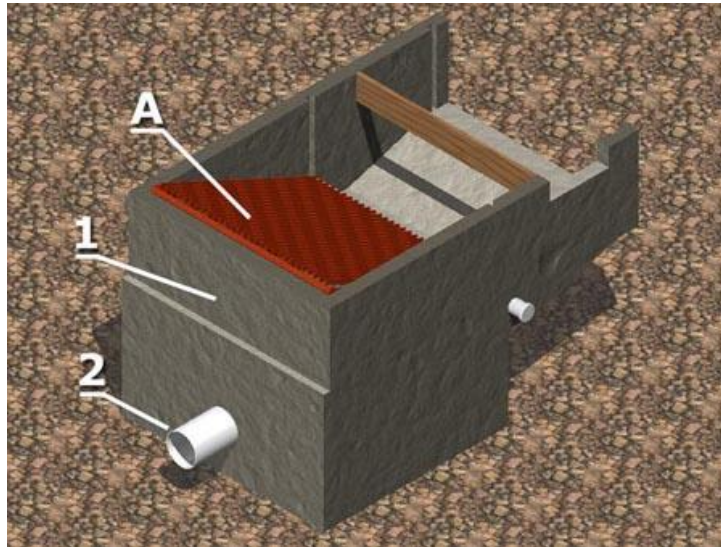


Tanque de captación (Presión)



Base de la turbobomba

Tanque de Captación



La caja de captación o toma de agua es un depósito hecho con el objetivo de crear presión suficiente para que el caño de accionamiento esté siempre lleno, de manera que no haya entrada de aire en su interior, lo que afectaría la rotación de la turbina. Su construcción debe ser hecha en el local que más facilite el accionamiento de la maquina, llevando en cuenta la obra, en su totalidad. En el caso de represa, tanto se puede posicionar la caja en la orilla de la represa como también en su centro desde que no haya perjuicio para su estructura.

El agua del riachuelo, embalse o represa es conducida hasta la caja de captación (1); de allí sale a través de la cañería para accionar la turbina (2).

En la entrada de la caja de captación se debe instalar una tela metálica (A) que sirve como protección para evitar las entradas de hojas, ramas o cualquier cosa que pueda afectar el perfecto funcionamiento de la turbina.

Dica

El uso del equipamiento es factible incluso cuando el agua del accionamiento es sucia, desde que haya otra fuente de agua próxima suficiente para el abastecimiento de la bomba (agua efectivamente bombeada).

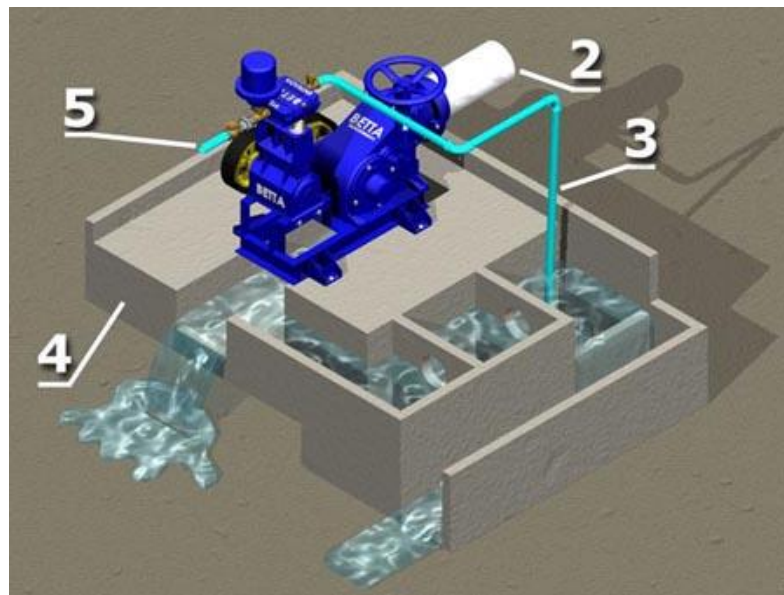
Cañería de Accionamiento de la turbina y Alimentación de la bomba

La cañería de accionamiento de la turbina (2) debe ser instalada con el lado de la bolsa vuelta para la caja de captación, tangente a su pared interna y a 10 centímetros de altura en relación a su fondo. Podrá ser de hierro o PVC, dependiendo de las condiciones de instalación. En la alimentación de la bomba (3) se utiliza PVC. En los dos casos los diámetros son determinados en función de la especificación del conjunto TurboBomba. El agua a ser bombeada debe ser captada preferiblemente

de un nivel inferior a la bomba (succión). Hay dos situaciones comunes:

- a) Cuando hay en las proximidades una mina ubicada en un nivel inferior al conjunto. En este caso la succión podrá ser hecha al máximo a una profundidad de 4,5 metros.
- b) Caso la dicha mina este a un nivel superior en relación al conjunto o el agua de alimentación de la bomba sea la misma que acciona la turbina se sugiere construir, al lado del equipamiento, una caja secundaria alimentada por gravedad."

Base de fijación del conjunto Turbina/Bomba



La base de fijación del conjunto (4), debe ser hecha de hormigón, en plano horizontal, contiendo en su centro un canal por donde escurre el agua que sale de la turbina (A). Tal canal, cuya profundidad y anchura poseen dimensiones de acuerdo al modelo del conjunto, esto es, debe ser construido según los proyectos fornecidos por la Betta para cada equipamiento.

Cañería de Bombeo

El diámetro y clase de la cañería de bombeo (5), de PVC o hierro, se determina dependiendo de la presión de trabajo la cual resulta del desnivel de bombeo del caudal bombeado, de las pérdidas por roce y de la presión final deseada en el caso de irrigación. Un registro (7) debe ser instalado en la salida de la bomba para que retenga el agua cuando haya necesidad de desconectar la cañería, en el caso de mantenimiento por ejemplo.

Importante


Los conjuntos de bombeo desarrollados por la Betta son originales, exclusivos y patentados de manera que cualquier modificación y/o adaptación introducida en los mismos, sin previa autorización de su sector técnico, resulta en la pérdida total de la garantía además de sanciones legales.

ANEXO 3.4 ESTIMACIÓN DE LIQUIDACIÓN DE IMPORTACIÓN DE LA TURBOBOMBA BETTA

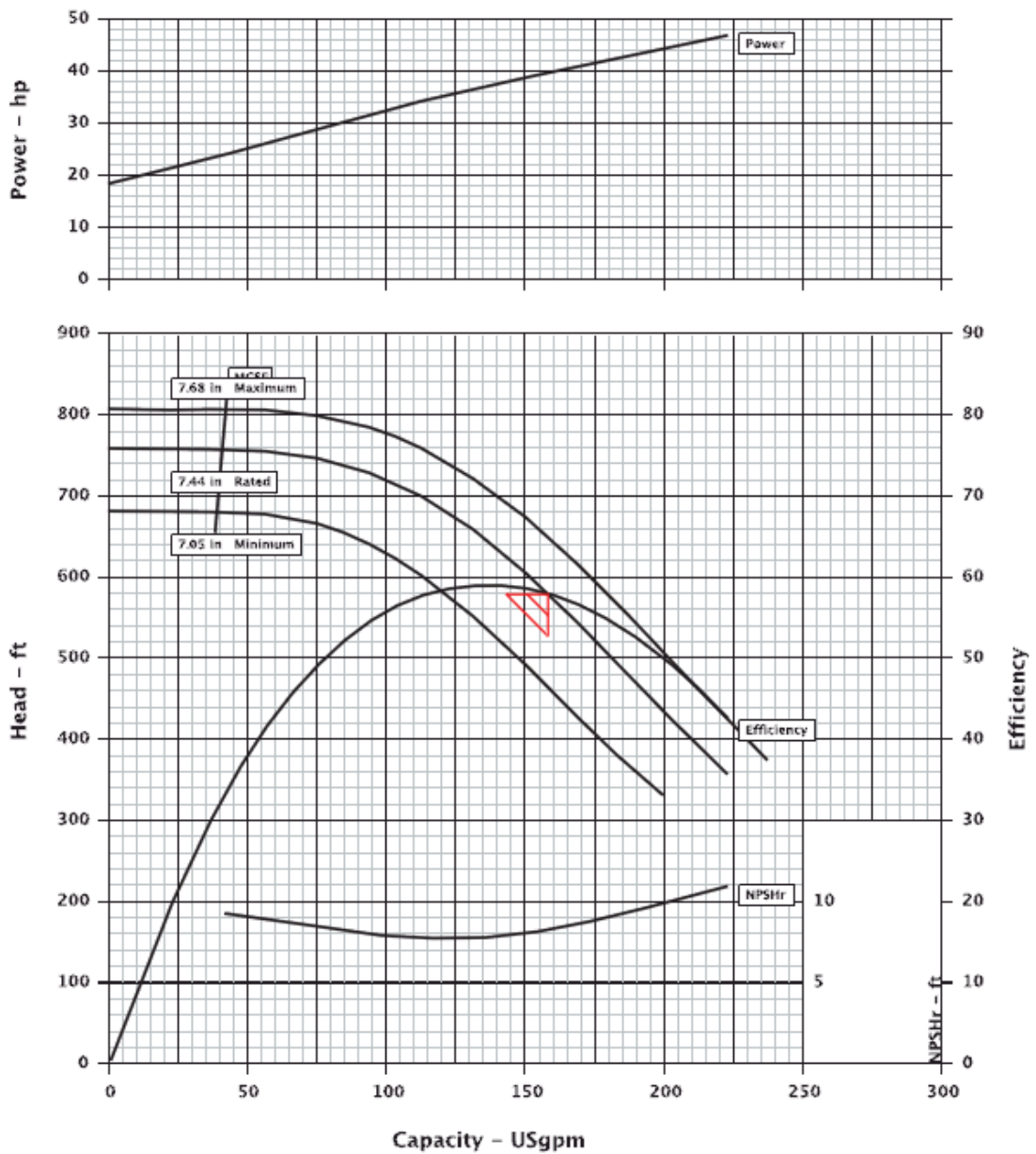
ESTIMACIÓN LIQUIDACIÓN DE IMPORTACIONES FECHA: 16/feb/11

1. MATERIAL A						
- IMPORTAR	TURBOBOMBA					
	PARTIDA					
	ARANCELARIA					
		CANTIDAD	UNIDAD			
		1.00	UNIDAD	FOB	25,000.00	25,000.00
				FLETE	1,000.00	1,000.00
				C&F	26,000.00	26,000.00
				EX-ADUANA	26,692.00	26,692.00
2. GASTOS DE						
- INTERNACIÓN						692.00
	Advalorem	0%				0.00
	Salvaguarda	0%				0.00
	Fodinfra	0.50%				130.00
	Tasa de modernización	0.05%				13.00
	Costo de seguro	0.35%				91.00
	Agente afianzado		180			180.00
	Certificado de verificación	0.30%	78.0			78.00
	Transporte terrestre		200			200.00
	COSTO DE IMPORTACIÓN					26,692.00
3. ÍNDICE EX ADUANA						
- VS C&F						2.66%
4.						
- IVA			12			3120
	COSTO TOTAL EX ADUANA					
	CON IVA					29,812.00

ANEXO 3.5. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA BOMBA FLOWSERVE, SISTEMA 1.

		Pump size & type : 2WDX C
		Based on curve no. : 5991774B
		Number of stages : 8
Customer : ESPOCH	Capacity : 158.5 USgpm	
Item number : -	Head : 579.40 ft	
Service :	Specific gravity : 1.000	
Vendor reference :	Pump speed : 1785 rpm	
Date : March 28, 2011		

CURVES ARE APPROXIMATE. PUMP IS GUARANTEED FOR ONE SET OF CONDITIONS, CAPACITY, HEAD, AND EFFICIENCY.

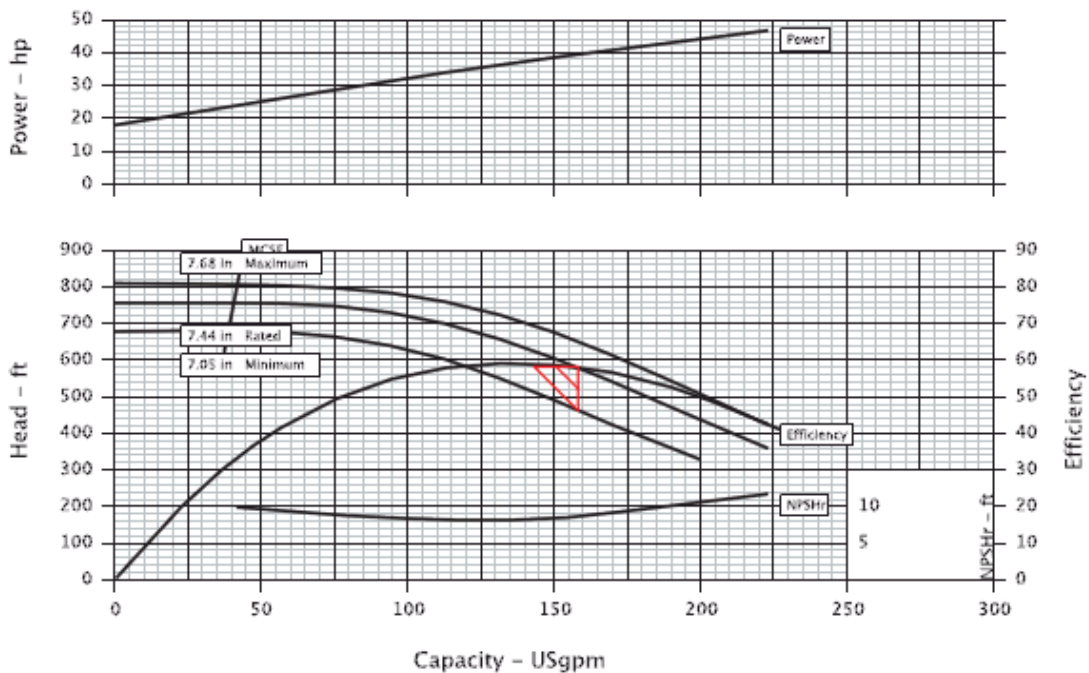




Hydraulic Datasheet

Customer	: ESPOCH	Pump / Stages	: 2WDX C / 8
Customer reference	:	Based on curve no.	: 5991774B
Item number	: P1	Vendor reference	: Default 0.1
Service	:	Date	: March 28, 2011
Operating Conditions		Materials / Specification	
Capacity	: 158.5 USgpm	Material column code	: M4
Water capacity (CQ=1.00)	: 158.5 USgpm	Pump specification	: -
Normal capacity	: -	Other Requirements	
Total Developed Head	: 579.40 ft	Hydraulic selection :	
Water head (CH=1.00)	: 579.40 ft	Construction :	
NPSH available (NPSHa)	: 421.0 ft	Test tolerance : Hydraulic Institute Level B	
NPSHa less NPSH margin	: 419.4 ft	Driver Sizing : Max Power(MCSF to EOC)with SF	
Maximum suction pressure	: 172.0 psig	Performance data based on standard impeller	
Liquid			
Liquid type	: FreshWater		
Temperature / SG	: 60 F / 1.000		
Solid Size - Actual / Limit	: - / -		
Viscosity / Vapor pressure	: 1.0 cSt / 0.25 psia		
Performance			
Hydraulic power	: 32.5 hp	Impeller diameter	
Pump speed	: 1785 rpm	Rated	: 7.44 in
Efficiency (CE=1.00)	: 58.2 %	Maximum	: 7.68 in
		Minimum	: 7.05 in
NPSH required (NPSHr)	: 7.8 ft	Suction specific speed	: 9510 US units
Rated power	: 58.4 hp	Minimum continuous flow	: 40.9 USgpm
Maximum power	: 85.9 hp	Maximum head @ rated dia	: 757.90 ft
Driver power	: 100 hp / 74.6 kW	Flow at BEP	: 135.9 USgpm
Casing working pressure	: 500.1 psig	Flow as % of BEP	: 116.6 %
(based on shut off @ cut dia)		Efficiency at normal flow	: -
Maximum allowable	: 928.3 psig	Impeller dia ratio (rated/max)	: 96.9 %
Hydrostatic test pressure	: 1392.3 psig	Head rise to shut off	: 30.8 %
Est. rated seal chamb. press.	: -	Total head ratio (rated/max)	: 89.0 %

CURVES ARE APPROXIMATE. PUMP IS GUARANTEED FOR ONE SET OF CONDITIONS, CAPACITY, HEAD, AND EFFICIENCY.





Construction Datasheet

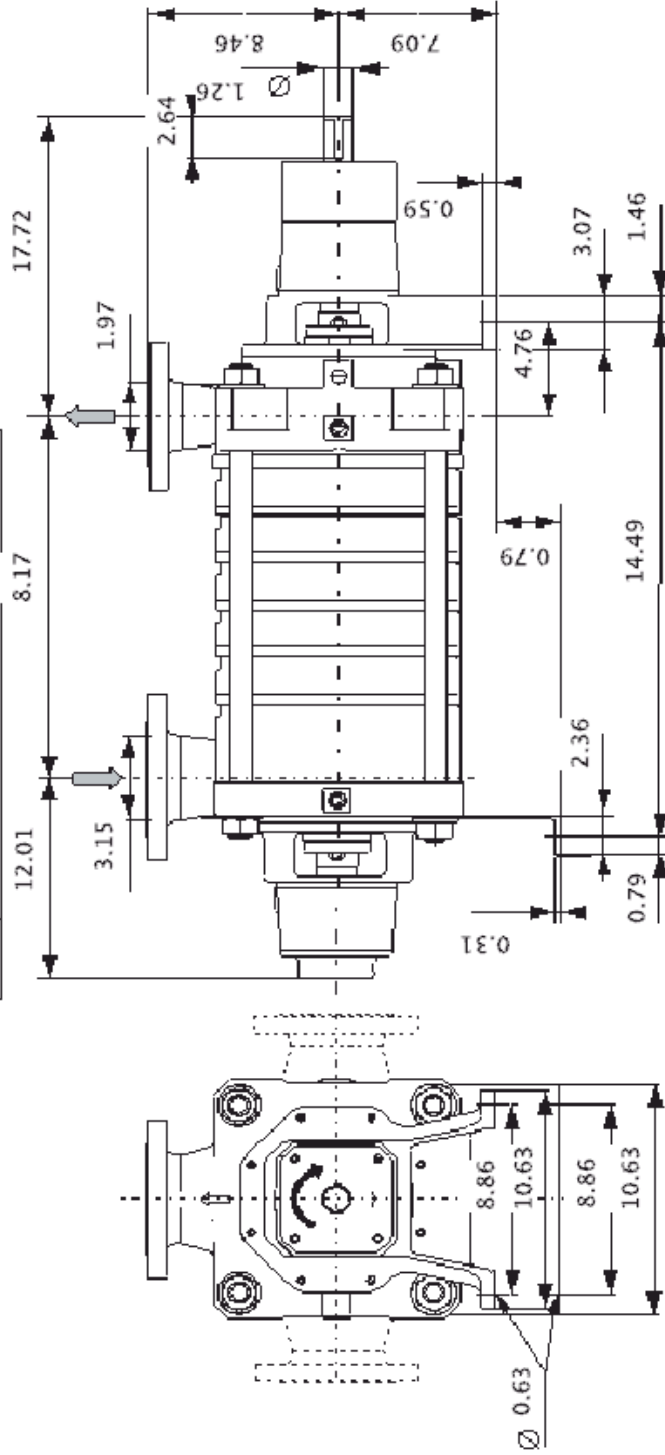
Customer : ESPOCH	Pump / Stages : 2WDX C / 8					
Customer reference :	Based on curve no. : 5991774B					
Item number : P1	Vendor reference : Default 0.1					
Service :	Date : March 28, 2011					
Construction						
Nozzles	Size	Rating	Face	Pos'n	Driver Information	
Suction	80	-	RF	-	Manufacturer	: -
Discharge	50	-	RF	-	Power	: -
Casing mounting : Foot					Service factor (req'st / act)	: 1.0 / 0.0
Casing split : Radial					Speed	: -
Impeller type : C					Orientation / Mounting	: Horizontal / Foot
Bearing type (radial) : -					Driver Type	: -
Bearing number (radial) : 6008 C3					Frame-size / material	: - / -
Bearing type (thrust) : Ball					Enclosure	: -
Bearing number (thrust) : 7309 BECB					Hazardous area class	: -
Bearing lubrication : -					Explosion 'T' rating	: -
Rotation (view from cplg) : -					Volts / Phase / Hz	: 480 V / - / -
Materials					Amps-full load/locked rotor	: - / -
Casing : Carbon Steel					Motor starting	: Direct on line (DOL)
Impeller : Stainless Steel					Insulation	: -
Case wear ring : -					Temperature rise	: -
Impeller wear ring : -					Bearings	: -
Inducer : N/A					Lubrication	: -
Shaft : Chrome Steel					Motor mounted by	: -
Sleeve : -					Sound Pressure (dBA @ 1.0 m)	
Baseplate, Coupling and Guard					Driver, expected	: -
Baseplate type : -					Pump & driver, estimated	: -
Baseplate material : -					Seal Information	
Coupling manufacturer : -					Arrangement	: -
Coupling size : -					Size	: -
Coupling / Shaft guard : -					Manufacturer / Type	: N/A / N/A
Weights (Approx.)					Material code (Man'f/API)	: - / -
Bareshaft pump(net) : -					Internal neck bushing	: -
Baseplate(net) : -					Gland	
Driver(net) : -					Gland material	: -
Shipping gross weight/vol. : 220.5 lb / -					Flush	: -
Testing					Vent	: -
Hydrostatic test : -					Drain	: -
Performance test : -					Auxiliary seal device	: -
NPSH test : -					Piping	
Paint and Package					Seal flush plan	: -
Pump paint : -					Seal flush construction	: -
Base grout surface prep : -					Seal flush material	: -
Shipment type : -					Aux seal flush plan	: -
Notes					Aux seal flush construction	: -
-					Aux seal flush material	: -
-						
-						
-						
-						
-						

Forces & Moments (N & Nm)

	F _Y	F _Z	F _X	M _Y	M _Z	M _X	ΣM
SUC.	89	133	107	193	47	72	95
DIS.	58	89	71	128	23	35	46

FREELIMINARY DRAWING.
Certified drawing available after order.

All flange holes straddle centerlines.



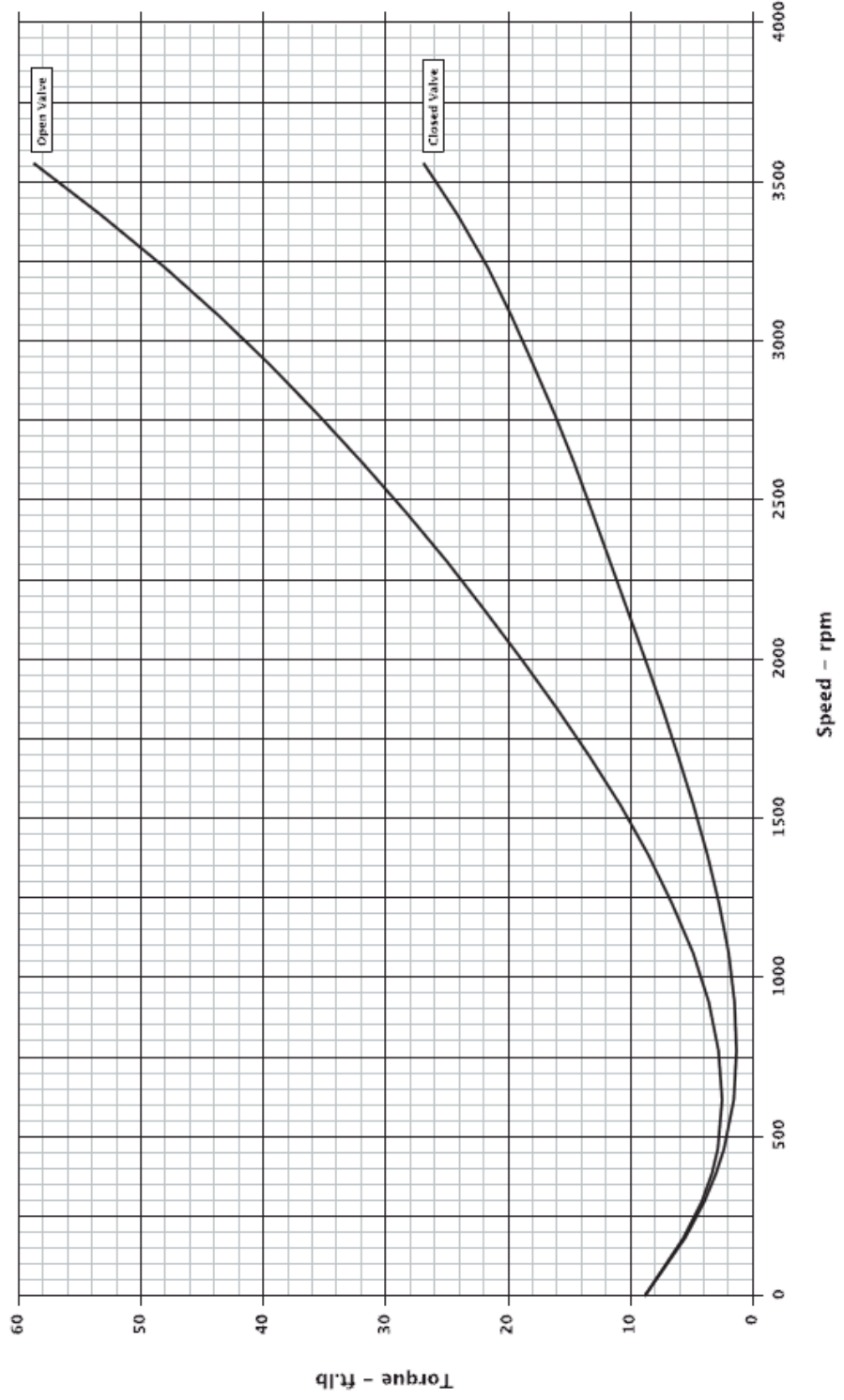
All dimensions are in inches unless otherwise specified

Customer	: ESPOCH
Item number	: P1
Service	: -
Customer PO #	: -
Vendor reference	: -

Pump size & type	: 2WDX C
Pump speed / Stages	: 1785 rpm / 8
Flow / Head	: 158.5 USgpm / 579.40 ft
Driver power / Frame	: 100 hp / 74.6 kW /
Volts / Phase / Hz	: 460.0 / - / -

Drawing number	: -
Date	: March 28, 2011
Certified by / Date	: -
Seal type	: N/A
Seal flush plan	: -

Customer	: ESPOCH	Pump size & type	: 2WDX C
Item Number	: P1	Based on curve no.	: 5991774B
Service	:	Number of stages	: 8
Vendor Reference	:		
Date	: March 28, 2011		
		Capacity	: 158.5 USgpm
		Head	: 579.40 ft
		Specific gravity	: 1.000
		Pump speed	: 1785 rpm



ANEXO 4

OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DEL SISTEMA DE TURBOBOMBEO

ANEXO 4.1. PLAN DE MANTENIMIENTO DE OBRAS CIVILES [1]

ACCIONES DE MANTENIMIENTOS PARA OBRAS CIVILES		
ACCIONES	PERIODICIDAD	
	ESTIAJES	LLUVIAS
BOCATOMA 1. Limpieza de la bocatoma 2. Engrase de compuertas 3. Control de funcionamiento de las compuertas 4. Inspección de la bocatoma 5. Pintado de compuertas con pintura anticorrosiva	Cada tres meses Cada seis meses Semanal Cada 3 meses Anualmente	Semanal, quincenal Cada mes Semanal Semanalmente Anualmente
DESARENADOR Y DESRIPIADOR 1. Purga del desarenador y desripiador 2. Engrase de compuertas 3. Control de funcionamiento de las compuertas 4. Limpieza total del desarenador y desripiador 5. Pintado de compuertas con pintura anticorrosiva 6. Inspección de la estructura del desarenador y desripiador	Cada mes Cada seis meses Durante la purga Cada mes Anualmente Anualmente	Cada semana o cada quince días Cada dos meses Durante la purga Cada quince días Anualmente Anualmente
CANALES 1. Vigilar el canal eliminando obstrucciones si las hay 2. Limpieza total del canal 3. Reparación del canal 4. Inspección de todo el canal especialmente en la zona de derrumbes	Diariamente Cada seis meses Según estado Anualmente	Diariamente Cada seis meses Según estado Anualmente
TANQUE DE PRESIÓN 1. Limpieza de la rejilla, eliminando hojas, ramas, sólidos flotantes 2. Purgar la tanque de presión 3. Limpieza de la tanque de presión 4. Engrase de compuertas 5. Control de funcionamiento de las compuertas 6. Pintado de compuertas con pintura anticorrosiva 7. Inspección de la estructura del tanque de presión	Semanal Cada tres meses Cada tres meses Cada seis meses Durante la purga Anualmente Anualmente	Diariamente Cada dos meses Cada dos meses Cada seis meses Durante la purga Anualmente Anualmente
TUBERÍA DE PRESIÓN 1. Inspecciones para determinar si hay fugas en las conexiones o uniones de expansión, los sellos de alrededor de la tubería en los bloques de anclaje, los apoyos de cemento, incluyendo la integridad de los cimientos. 2. Inspección de estado de la pintura. 3. Pintado general de la tubería de acero. 4. Inspección de aparejos y anclajes para constatar que la tubería esté totalmente aparejada y anclada. 5. Drenaje de agua de lluvia en recorrido de tubería	Cada tres meses / anual Según estado operativo Si es zona de suelos poco estables (anual) Si es que hay deslizamientos Semestralmente	Cada mes / anual Según estado operativo Semestralmente Si es que hay deslizamientos Cada 3 meses

FUENTE: ITDG. Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas Una guía para desarrollo de proyectos. Perú –Lima, 1995. Pág. 247.

ANEXO 4.2. NORMAS DE SEGURIDAD EN EL MANTENIMIENTO DE LAS OBRAS CIVILES [16]

- No improvise siempre siga las instrucciones.
- Registre e informe de cualquier condición peligrosa.
- Colabore para mantener limpio y ordenado el área de trabajo.
- Use solamente herramientas y equipos correctos.
- Haga que lo atiendan en caso de una lesión personal, no importa lo pequeña que sea.
- No camine bromeando o distraendo a otros compañeros.
- Lleve puesto todo el equipo de protección y la ropa de trabajo.
- No arranque equipamiento o maquinaria si no hay disposición.
- Obedezca todas las Normas y señales de seguridad.
- No deje materiales o herramientas en el suelo.
- No permita el ingreso de menores de edad.
- Procure que la cámara de carga y desarenador tengan un cerco de protección contra el ingreso de animales y personas no autorizadas.

ANEXO 4.3. DIAGNÓSTICO DE FALLAS DE LA TURBINA HIDRÁULICA [1]

FALLA	POSIBLE CAUSA	ACCION A TOMAR
La turbina no gira	Insuficiente	Verificar que la tubería este llena
	Las partes móviles de la turbina se encuentran trabadas	Si el eje de la turbina no gira manualmente, algún objeto puede estar obstruyendo el rodete
	En turbinas Pelton, el deflector puede estar interfiriendo el chorro	Es probable que el regulador este fallando
	Si el distribuidor está abierto y la turbina no gira, es probable que hay algún objeto obstruyendo el paso del agua	Retirar la cubierta de limpieza y verificar si hay objetos, ramas, hojas, etc., que puedan estar obstruyendo el paso del agua.
La turbina arranca pero no incrementa su velocidad	Insuficiente agua en la cámara de carga y cae la altura de presión	Revisar la alimentación de agua en la cámara de carga
	El regulador no funciona	Solicitar la presencia del técnico especialista
	El medidor de revoluciones esta malogrado	Verificar con el frecuencímetro
La turbina gira a gran velocidad solamente	El regulador está fallando	Solicitar la presencia del técnico especialista
	La faja del regulador resbala	Verificar la tensión de las fajas
	El medidor de revoluciones esta averiado	Verificar con el frecuencímetro
	Para REC's, el fusible de protección de carga secundaria esta cortocircuitado	Revisar el estado de las resistencias,
La turbina gira pero pierde velocidad cuando se conecta la carga.	Insuficiente agua.	Verificar la alimentación de agua a la cámara de carga
	Rejillas en la cámara de carga están obstruidas	Revisar y limpiar
	Obstrucción en el paso de agua	Verificar el manómetro, si la presión de agua es menor a lo normal y la aguja vibra, es debido a un objeto extraño que obstruye el paso de agua
	Defectos en el regulador	Solicitar la presencia del técnico especialista
La turbina opera con carga por un tiempo	Insuficiente agua en el río o reservorio	Reducir la carga de la turbina según la disponibilidad de agua

corto y pierde velocidad o se detiene	En el caso de turbinas Pelton, podría ocurrir que el canal de descarga este inundado	Revisar y limpiar si es necesario
Fluctuación de la velocidad de la turbina sin carga	Defectos del regulador	Solicitar la presencia del técnico especialista.
	Resbalamiento de fajas del regulador	Revisar y ajustar la tensión de las fajas
Fluctuación de la velocidad de la turbina con carga	Presencia de cargas momentáneas	Verificar la velocidad en diferentes cargas
	Defectos en el regulador	Solicitar la presencia del técnico especialista
	En el caso de REC's, resbalamiento en la faja de transmisión (con frecuencia en fajas planas)	Verificar la tensión de la faja de transmisión y ajustar si es necesario
Presencia de ruidos en el interior de la turbina.	Piedras pequeñas traídas por el agua	No hay mayor problema, si los ruidos desaparecen pronto.
Disminución de potencia	Cuerpo ajeno atascado	Abrir completamente y volver a cerrar la tobera varias veces
	Punta de aguja y asiento están gastados	Montar pieza de repuesto
	El deflector sigue al chorro y lo interfiere	Verificar la posición del varillaje de regulación, comprobar y corregir si es necesario el sincronismo electrónico de la agujas
	Desgaste en los cangilones del rodete	Agua de servicio muy sucia o desgaste de las puntas de las agujas y los asientos e interferencia del deflector en el chorro, el chorro se deshace y provoca un desgaste del rodete. Montar un rodete de reserva

ANEXO 4.4. PROGRAMA DE MANTENIMIENTO DE LA TURBINA [12]

TURBINA HIDRÁULICA			
OPERACION	DIARIO	MENSUAL	ANUAL
Revisar la cámara de la turbina, las válvulas de admisión y las tuberías en busca de deterioro o fugas.	X	X	X
Inspeccionar los sellos en busca de fugas en los cojinetes de la turbina (Pelton)	X	X	X
Examinar las paletas guías, paletas directrices e interior de la cámara espiral.			X
Examinar rodetes y carcasa.			X
Examinar el aparato de las aletas guías en busca de holguras, cojinetes gastados y de la geometría apropiada.			X

FUENTE: BRISEÑO, Eduardo. Manual de capacitación en operación y mantenimiento de pequeñas centrales hidráulicas. Editorial Soluciones Prácticas ITDG, Primera Edición, Perú, 2008, Pág. 51

ANEXO 4.5. EQUIPAMIENTO MÍNIMO QUE SE REQUIERE PARA UN ADECUADO MANTENIMIENTO DE LA BOMBA Y TURBINA [12]

- Juego de llaves mixta hasta 42 mm.
- Juego de dados hasta 42 mm.
- Juego de desarmadores planos y estrella
- Juego de llaves "allen"
- Engrasadora y aceitera manuales
- Juego de limas planas, triangular, redonda y media luna
- Alicates: universal, de presión, de punta
- Comba y martillos de bola y uña
- Arco de sierra
- Tornillo de banco
- Galgas y tijera
- Calibrador de pie rey
- Regla metálica y nivel
- Tecla de una tonelada
- Pinza amperimétrica y multímetro
- Pértiga de 10 kV para los "cut-outs"
- Guantes de cuero y de jebe 10 kV
- Cinturón de seguridad
- Estrobos de sogas de manila
- Protectores de oído
- Linterna
- Casco
- Llave francesa

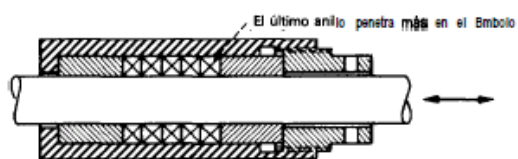
ANEXO 4.6. NORMAS DE SEGURIDAD EN EL EMPLEO DE LAS HERRAMIENTAS [12]

- Use la llave del tamaño adecuado para el trabajo
- Compruebe que cada lima tenga mango
- Los cinceles y punzones con rebabas deben esmerilarse.
- Mantenga las cabezas de los martillos y combas bien fijadas a sus manos
- Cambie los mangos que estén partidos.
- Mantenga los bordes de herramientas cortantes afilados.
- Mantenga las herramientas en cajas o estantes cuando no se usen
- Proteja los bordes afilados de las herramientas cuando estén almacenados o se transporten
- Deseche las herramientas que estén gastadas o dañadas sin posibilidad de reparación
- Use siempre la herramienta correcta para el trabajo.

ANEXO 4.7. REGISTRO DE MANTENIMIENTO Y FALLAS DEL EQUIPO. [12]

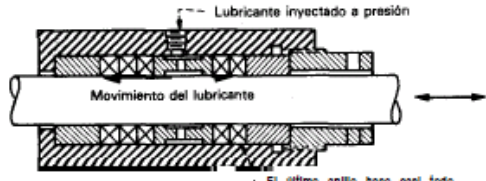
Fecha:									
Día	Mes	Año	Equipo	Ajuste de pernos	Engrase aceite	Cantidad de grasa (gr)	Limpieza general	Cambio de repuestos	OBSERVACIONES
			Juntas de dilatación						
			Válvula						
			Turbina						
			Bomba						
			Transmisión						
			Otros						

ANEXO 4.8. DISEÑO DE PRENSAESTOPAS PARA BOMBAS RECIPROCANTES. [12]



El último anillo penetra más en el Embolo
 Buen diseño.
 Para agua fría y líquidos de lubricidad comparable. La longitud total de empaquetadura debe ser menor que la carrera total del Embolo para mejorar el último de la empaquetadura con el líquido bombeado.

a. Prensaestopas estándar sin lubricación



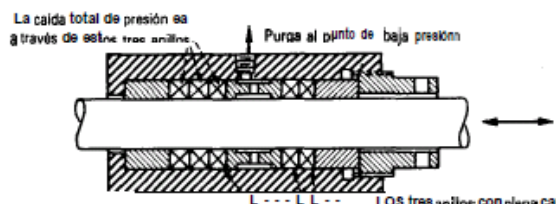
Lubricante inyectado a presión
 Movimiento del lubricante
 Buen diseño.
 El último anillo hace casi todo el sellado y aprieta más el Embolo.
 Le mayor parte del lubricante se ve hacia el líquido.
 Puede ser cuadrado, en V o ajustable.

b. Prensaestopas estándar lubricado



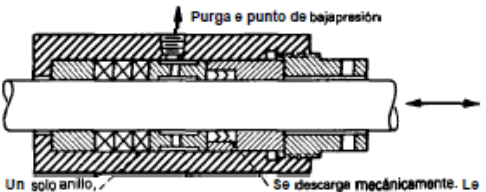
lubricante al embolo en lado atmosférico de empaquetadura
 Movimiento del lubricante
 Buen diseño.
 El último anillo hace casi todo el sellado y aprieta más en el embolo
 Pone lubricante bajo el último anillo, donde más se necesita.
 Permite usar lubricación a baja presión y por goteo. Escapa muy poco lubricante el líquido. Puede ser cuadrado, en V o no ajustable.

c. Prensaestopas lubricado opcional



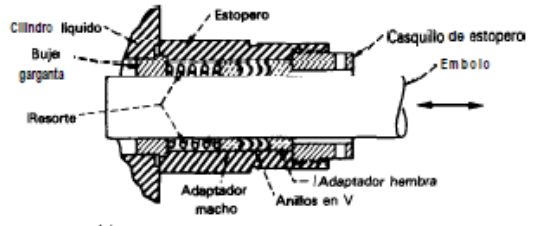
La carga total de presión es a través de estos tres anillos.
 Purga al punto de baja presión
 LOS tres anillos con plena carga
 Alta fricción produce calor excesivo, mecánica; aprieta mucho en el Embolo.
 Corta duración de empaquetadura y émbolos.
 Aplicación incorrecta del estopero estándar.

d. Estopero estándar para purgar líquido bombeado



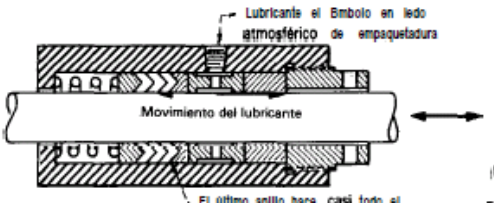
Purga e punto de baja presión
 Un solo anillo.
 Se descarga mecánicamente. La única carga es la baja presión.
 Menores fricción y temperaturas que unidad de figura Bd.
 Más duración de empaquetadura y émbolos.
 No se puede ajustar empaquetadura secundaria para compensar desgaste

e. Estopero modificado para permitir purga



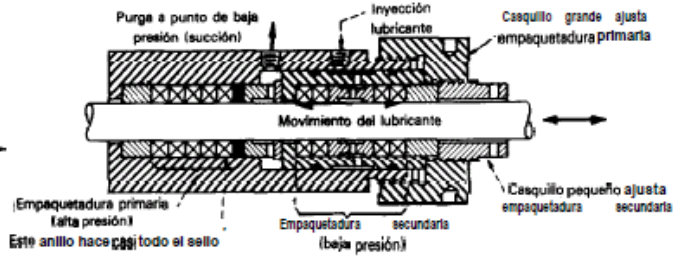
Fugas mínimas
 Limitado e servicio intermitentes
 Ajuste automático

f. Empaquetadura con anillos en V con resorte, no lubricada



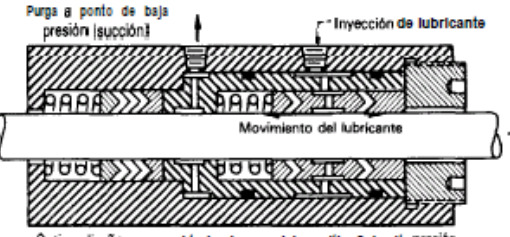
Lubricante al Embolo en lado atmosférico de empaquetadura
 Movimiento del lubricante
 Buen diseño, larga duración, fugas mínimas.
 Pone lubricante bajo el último anillo, donde más se necesita.
 Permite usar lubricación a baja presión y por goteo.
 Ajuste automático.

g. Empaquetadura con anillos V con resorte, lubricada



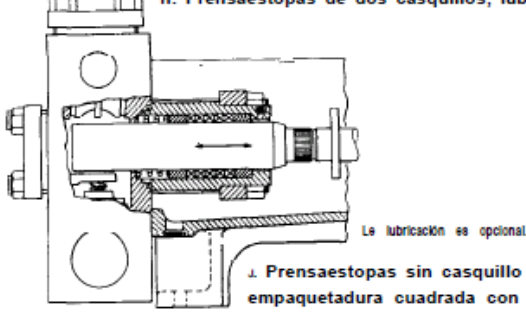
Purga a punto de baja presión (succión)
 Inyección lubricante
 Casquillo grande ajusta empaquetadura primaria
 Movimiento del lubricante
 (Empaquetadura primaria alta presión)
 Este anillo hace casi todo el sello
 Empaquetadura secundaria (baja presión)
 Casquillo pequeño ajusta empaquetadura secundaria
 El más usual para alta presión crítica.
 Permite ajuste independiente de empaquetadura primaria y secundaria. El ajuste requiere un operario experto.
 Empaquetadura secundaria completa.
 Lubricación positiva de empaquetadura. Larga duración de empaquetadura y Embolo
 Fugas externas insignificantes. Excelente para líquidos volátiles.

h. Prensaestopas de dos casquillos, lubricado



Purga a punto de baja presión (succión)
 Inyección de lubricante
 Movimiento del lubricante
 Optimizado para casi todos los servicios críticos de alta presión.
 Combine lo mejor de estopero doble y empaquetadura con resorte.
 Fugas mínimas, larga duración, ajuste automático.

i. Empaquetadura en tandem con purga y lubricación



La lubricación es opcional.
j. Prensaestopas sin casquillo con empaquetadura cuadrada con resorte

ANEXO 4.9: PLAN DE MANTENIMIENTO DEL SISTEMA DE TURBOBOMBEO CANANVALLE

SISTEMA DE TURBOBOMBEO CANANVALLE - CAYAMBE ECUADOR																
CRONOGRAMA DE MANTENIMIENTO DEL SISTEMA DE TURBOBOMBEO CANANVALLE																
#	Actividades	Cargo	D	S	2 S	M	2 M	3 M	6 M	A	2 A	3 A	5 A	6 A	10 A	
1	Verificación temperatura de rodamientos de la turbina	Operador	x													
2	Verificación vibraciones en la turbina	Operador	x													
3	Verificación de ruido anormales en la turbina y bomba	Operador	x													
4	Verificación de fugas de agua en uniones de la turbina	Operador	x													
5	Limpieza de rejilla en cámara de carga	Comunero		x												
6	Limpieza barraje de colector de bocatoma	Comunero		x												
7	Control de funcionamiento de las compuertas	Operador		x												
8	Limpieza de desfogues y rebosaderos de la cámara de carga	Comunero		x												
9	Limpieza de polvo del sistema de transmisión mecánica	Operador		x												
10	Revisar la lubricación de los rodamientos de la bomba	Operador		x												
11	Verificar que no haya fugas por las juntas y prensaestopas de la bomba	Operador		x												
12	Inspección de fugas en tubería de conducción	Operador		x												
13	Revisar los pernos de anclaje de la bomba	Operador		x												
14	Inspección de existencia de piedras y lodo en bocatoma	Operador			x											
15	Limpieza de desripiador	Comunero			x											
16	Lubricar los pistones de la bomba	Operador			x											
17	Limpieza de drenajes laterales de apoyos y anclajes	Comunero			x											
18	Inspección de estado de bocatoma, desarenador y cámara de carga	Operador				x										
19	Limpieza de tanque desarenador	Comunero				x										
20	Inspección de compuertas de cámara de carga	Operador				x										
21	Limpieza de filtro de deflectores	Operador				x										
22	Control de funcionamiento de compuertas durante la purga	Operador				x										
23	Inspección de estado de muros de contención de bocatoma y del tanque de almacenamiento	Operador				x										
24	Limpieza de carcasa de la bomba	Operador				x										
25	Limpieza de la tubería de desfogue del tanque de almacenamiento	Operador				x										
26	Revisar que las trincheras se encuentren llenas de tierra del tanque de almacenamiento	Operador				x										
27	Revisar que no exista fugas ni fisuras en la Geomembrana del tanque de almacenamiento	Operador				x										
28	Verificación del accionamiento de deflector de la turbina	Operador					x									
29	Limpieza de desfogues y rebosaderos de bocatoma y desripiador	Comunero					x									
30	Inspección de estado de juntas de expansión	Operador					x									
31	Verificar que toda la tubería de conducción y descarga sigan enterradas	Operador					x									
32	Inspección, resane e impermeabilización de bocatoma y muros de contención	Operador						x								
33	Inspección de estado de las bandas y poleas	Operador						x								
34	Limpieza del tanque de presión	Comunero						x								
35	Inspección de filtraciones en la tubería de presión	Operador						x								
36	Engrase de cojinetes de la turbina	Operador							x							
37	Engrase de compuertas	Operador								x						
38	Limpieza de desfogues y rebosaderos de la cámara de carga	Comunero								x						
39	Inspección del estado de apoyos y anclajes	Operador									x					

ANEXO 5

EVALUACIÓN ECONÓMICA

ANEXO 5.1: COTIZACIÓN DE TUBERÍAS DE PVC (PLASTIGAMA)

BYCACE

Byron Cárdenas Cerda **BYCACE S.A.**

PROFORMA No. 8850
R.U.C. 0591700626001

Fecha Quito, 10 de febrero del 2011
Señores ING. JUANCARLOS OROSCO

Tiempo de entrega 15 DIAS
Lugar de entrega BODEGA DEL CLIENTE
Forma de Pago CONTRAENTREGA
Validez de la Oferta 30 DIAS

CANT.		DESCRIPCION	V/UNIT.	V/TOTAL
125	UND.	TUBO PVC P U/Z250MM X 6MTS. 0,50PSI	95,89	11.986,25
85	UND.	TUBO BIAIX DE 110MM X 1,25 MPA	46,41	3.944,85

CONTRIBUYENTE ESPECIAL

Resolución No. 9170704 PCGR 0398

SUBTOTAL	15.931,10
descuento	0,00
IVA 12%	1.911,73
TOTAL	17.842,83

FIRMA DE RESPONSABILIDAD

Orellana 1771 y 10 de Agosto
Telf (593 2) 2235154 / 2901998
Fax: (593 2) 2541734 / 2902000
E-mail: bycace@andinet.net
Quito

ECUADOR

Av. 5 de Junio 5327 y Panamérica
Telf: (593 3) 2811011
Fax: (593 3) 2812783

Latacunga

ANEXO 5.2: COTIZACIÓN DE TUBERÍAS DE ACERO (IPAC)



Quito, a 10 de febrero del 2011

Proforma No.100211-001

Atención:
FERNANDO TELLO
 Presente.-

Ref. FT02

De mi consideración:

De acuerdo a su gentil solicitud a continuación me permito indicar la siguiente cotización:

Item	Descripción	Ancho (mm)	Longitud (mm)	Espesor (mm)	U	Cant.	Peso Unitario Kg	Peso Total Kg	Valor Unitario USD\$	Valor Total USD \$	Tiempo de Entrega	
1	L PIPE 4 1/2" OD. SCH40 SMLS A53GRB		12000	6.02	U	28	192.91	5,401.48	275.86	7,724.08	3 días	
2	L PIPE 8 5/8" OD. SCH40 SMLS A53GRB		11800	8.18	U	33	502.00	16,566.00	717.86	23,689.38	3 días	
									Suman	31,413.46		
									12% IVA	3,769.62		
									21,967.48	Total	35,183.08	

s.e.ú.o

Son: TREINTA Y CINCO MIL CIENTO OCHENTA Y TRES CON 08/100 DOLARES AMERICANOS

Tiempo de entrega: *Según lo indicado*
 Forma de pago: *Documentado a 30 días y cartera al día*
 Lugar de entrega: *Quito*
 Validez de la oferta: *Inmediata*

Sin más por el momento y seguro de contar con futuras órdenes de pedidos, me despido.

Atentamente,

Patricia de Leiva
ASISTENTE VENTAS
ESTRUCTURAS Y PROYECTOS
IPAC S.A.

ANEXO 5.3: SALARIOS MÍNIMOS POR LEY – REAJUSTE DE PRECIOS 2011

CONTRALORIA GENERAL DEL ESTADO
DIRECCIÓN DE AUDITORIA DE PROYECTOS Y
REAJUSTE DE PRECIOS
SALARIOS MINIMOS POR LEY

ENERO A _____ DE 2 011
(SALARIOS EN DOLARES)

CATEGORIAS OCUPACIONALES	SUELDO UNIFICADO	DÉCIMO TERCER	DÉCIMO CUARTO	TRANS- PORTE	APORTE PATRONAL	FONDO RESERVA	TOTAL ANUAL	JORNAL REAL	COSTO HORARIO
REMUNERACIÓN BÁSICA UNIFICADA MÍNIMA	264,00								
CONSTRUCCIÓN Y SERVICIOS TÉCNICOS Y ARQUITECTÓNICOS									
ESTRUCTURA OCUPACIONAL E1									
Conserje o mensajero	281,16	281,16	264,00		409,93	281,16	4.610,17	19,62	2,45
ESTRUCTURA OCUPACIONAL E2									
Peón	279,84	279,84	264,00		408,01	279,84	4.589,77	19,53	2,44
Guardián	279,84	279,84	264,00		408,01	279,84	4.589,77	19,53	2,44
Ayudante de albañil	279,84	279,84	264,00		408,01	279,84	4.589,77	19,53	2,44
Ayudante de operador de equipo	279,84	279,84	264,00		408,01	279,84	4.589,77	19,53	2,44
Ayudante de herrero	279,84	279,84	264,00		408,01	279,84	4.589,77	19,53	2,44
Ayudante de carpintero	279,84	279,84	264,00		408,01	279,84	4.589,77	19,53	2,44
Ayudante de encofrador	279,84	279,84	264,00		408,01	279,84	4.589,77	19,53	2,44
Ayudante de carpintero de ribera	279,84	279,84	264,00		408,01	279,84	4.589,77	19,53	2,44
Ayudante de plomero	279,84	279,84	264,00		408,01	279,84	4.589,77	19,53	2,44
Ayudante de electricista	279,84	279,84	264,00		408,01	279,84	4.589,77	19,53	2,44
Ayudante de instalador de revestimiento en general	279,84	279,84	264,00		408,01	279,84	4.589,77	19,53	2,44
Machetero	279,84	279,84	264,00		408,01	279,84	4.589,77	19,53	2,44
ESTRUCTURA OCUPACIONAL D2									
Albañil	282,81	282,81	264,00		412,34	282,81	4.635,68	19,73	2,47
Operador de equipo liviano	282,81	282,81	264,00		412,34	282,81	4.635,68	19,73	2,47
Pintor	282,81	282,81	264,00		412,34	282,81	4.635,68	19,73	2,47
Herrero	282,81	282,81	264,00		412,34	282,81	4.635,68	19,73	2,47
Carpintero	282,81	282,81	264,00		412,34	282,81	4.635,68	19,73	2,47
Encofrador	282,81	282,81	264,00		412,34	282,81	4.635,68	19,73	2,47
Carpintero de ribera	282,81	282,81	264,00		412,34	282,81	4.635,68	19,73	2,47
Plomero	282,81	282,81	264,00		412,34	282,81	4.635,68	19,73	2,47
Electricista	282,81	282,81	264,00		412,34	282,81	4.635,68	19,73	2,47
Instalador de revestimiento en general	282,81	282,81	264,00		412,34	282,81	4.635,68	19,73	2,47
Ayudante de perforador	282,81	282,81	264,00		412,34	282,81	4.635,68	19,73	2,47
Cadenero	282,81	282,81	264,00		412,34	282,81	4.635,68	19,73	2,47
Mampostero	282,81	282,81	264,00		412,34	282,81	4.635,68	19,73	2,47
Enlucidor	282,81	282,81	264,00		412,34	282,81	4.635,68	19,73	2,47
Hojalatero	282,81	282,81	264,00		412,34	282,81	4.635,68	19,73	2,47
ESTRUCTURA OCUPACIONAL C1									
Maestro soldador especializado	294,39	294,39	264,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Maestro electricista especializado	294,39	294,39	264,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Maestro de estructura mayor con certificado o título	294,39	294,39	264,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Maestro electricista especializado	294,39	294,39	264,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Técnico construcciones civiles con certificado y/o título	294,39	294,39	264,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
ESTRUCTURA OCUPACIONAL C2									
Maestro de obra	291,98	291,98	264,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Operador de planta de hormigón	291,98	291,98	264,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Perforador	291,98	291,98	264,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Perfitero	291,98	291,98	264,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
ESTRUCTURA OCUPACIONAL C3									
Maestro plomero	283,26	283,26	264,00		412,99	283,26	4.642,63	19,76	2,47
ESTRUCTURA OCUPACIONAL B3									
Inspector de obra	294,39	294,39	264,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
LABORATORIO									
Ayudante de laboratorio: con conocimientos básicos y dos años de experiencia(Estr. Oc. D2)	282,81	282,81	264,00		412,34	282,81	4.635,68	19,73	2,47
Laboratorista 1: experiencia de hasta 7 años (Estr. Oc. C2)	291,98	291,98	264,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Laboratorista 2: experiencia mayor de 7 años(Estr. Oc. C1)	294,39	294,39	264,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
TOPOGRAFIA									
Práctico en la rama de la topografía (Estr.Oc.D2)	282,81	282,81	264,00		412,34	282,81	4.635,68	19,73	2,47
Topógrafo 1: experiencia de hasta 5 años(Estr.oc. C2)	291,98	291,98	264,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Topógrafo 2: título exper. mayor a 5 años(Estr.Oc.C1)	294,39	294,39	264,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
DIBUJANTES									
Dibujante 1: con exper. de hasta 4 años (Estr.Oc.D2)	282,81	282,81	264,00		412,34	282,81	4.635,68	19,73	2,47
Dibujante 2: con exper. mayor de 4 años (Estr.Oc.C2)	291,98	291,98	264,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54

CATEGORÍAS OCUPACIONALES	SUELDO UNIFICADO	DÉCIMO TERCER	DÉCIMO CUARTO	TRANS- PORTE	APORTE PATRONAL	FONDO RESERVA	TOTAL ANUAL	JORNAL REAL	COSTO HORARIO
OPERADORES Y MECÁNICOS DE EQUIPO PESADO Y CAMINERO DE EXCAVACIÓN, CONSTRUCCIÓN, INDUSTRIA Y OTRAS SIMILARES									
ESTRUCTURA OCUPACIONAL C1 (GRUPO I)									
Motoniveladora	294,39	294,39	284,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Excavadora	294,39	294,39	284,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Grúa puente de elevación	294,39	294,39	284,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Paleta de castillo	294,39	294,39	284,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Grúa estacionaria	294,39	294,39	284,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Draga	294,39	294,39	284,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Tractor carriles o ruedas (bulldozer, topador, roturador, malacate, trailla)	294,39	294,39	284,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Tractor llende tubos (side bone)	294,39	294,39	284,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Mototrailla	294,39	294,39	284,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Cargadora frontal	294,39	294,39	284,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Retroexcavadora	294,39	294,39	284,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Auto-tren cama baja (tráiler)	294,39	294,39	284,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Fresadora de pavimento asfáltico	294,39	294,39	284,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Recicladora de pavimento asfáltico	294,39	294,39	284,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Planta de emulsión asfáltica	294,39	294,39	284,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Máquina para sellos asfálticos	294,39	294,39	284,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Squider	294,39	294,39	284,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
ESTRUCTURA OCUPACIONAL C2 (GRUPO II)									
Responsable de la planta hormigonera	291,98	291,98	284,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Responsable de la planta trituradora	291,98	291,98	284,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Responsable de la planta asfáltica	291,98	291,98	284,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Operador de truck drill	291,98	291,98	284,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Rodillo autopropulsado	291,98	291,98	284,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Distribuidor de asfalto	291,98	291,98	284,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Distribuidor de agregados	291,98	291,98	284,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Acabadora de pavimento de hormigón	291,98	291,98	284,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Acabadora de pavimento asfáltico	291,98	291,98	284,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Grada elevadora	291,98	291,98	284,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Montacargas	291,98	291,98	284,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Operador de roto mil	291,98	291,98	284,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Bomba lanzadora de concreto	291,98	291,98	284,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Tractor de ruedas (barredora, cegadora, rodillo remolcado, franjeadora)	291,98	291,98	284,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Caldero planta asfáltica	291,98	291,98	284,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Barredora autopropulsada	291,98	291,98	284,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Martillo punzón neumático	291,98	291,98	284,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Compresor	291,98	291,98	284,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Camión de carga frontal	291,98	291,98	284,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
MECÁNICOS									
Mecánico mantenimiento-reparación equipo pesado y/o responsable de taller (Estr.Oc.C1)	294,39	294,39	284,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Tomero fresador (Estr.Oc.C1)	294,39	294,39	284,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Soldador eléctrico y/o acetileno (Estr.Oc.C1)	294,39	294,39	284,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Técnico mecánico-electricista (Estr.Oc.C1)	294,39	294,39	284,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
SIN TITULO									
Engrasador o abastecedor responsable (Estr.Oc.D2)	282,81	282,81	284,00		412,34	282,81	4.635,68	19,73	2,47
Ayudante de mecánico (Estr.Oc.C3)	283,26	283,26	284,00		412,99	283,26	4.642,63	19,76	2,47
Ayudante de maquinaria (Estr.Oc.C3)	283,26	283,26	284,00		412,99	283,26	4.642,63	19,76	2,47
Vulcanizador (Estr.Oc.D2)	283,26	283,26	284,00		412,99	283,26	4.642,63	19,76	2,47
CHOFERES PROFESIONALES									
Chofer profesional Iloenda tipo C (Estr. Oc. D2)	425,83	425,83	284,00		620,86	425,83	6.846,48	29,13	3,64
Chofer profesional Iloenda tipo D (Estr.Oc. D1)	429,30	429,30	284,00		625,92	429,30	6.900,12	29,36	3,67
Chofer profesional Iloenda tipo E, transporte de pasajeros clase B y C según el caso (Estr.Oc. C3)	430,11	430,11	284,00		627,10	430,11	6.912,64	29,42	3,68
Chofer profesional Iloenda tipo E camión articulado o conacoplado clases C y D (Estr.Op C2)	438,35	438,35	284,00		639,11	438,35	7.040,01	29,96	3,74
Chofer profesional Iloenda tipo E camión articulado y los comprendidos en clase B (Estr.Op C1)	440,85	440,85	284,00		642,76	440,85	7.078,66	30,12	3,77
Chofer profesional Iloenda tipo D (Estr.Op. C1)	440,85	440,85	284,00		642,76	440,85	7.078,66	30,12	3,77

CATEGORÍAS OCUPACIONALES	SUELDO UNIFICADO	DÉCIMO TERCER	DÉCIMO CUARTO	TRANS- PORTE	APORTE PATRONAL	FONDO RESERVA	TOTAL ANUAL	JORNAL REAL	COSTO HORARIO
FABRICACIÓN DE OTROS PRODUCTOS MINERALES NO METÁLICOS (PRODUCTOS DE AMIANTO- CEMENTO Y FIBROCEMENTO; PRODUCTOS ABRASIVOS Y DE USO CALORIFICO;PRODUCTOS DE CEMENTO, YESO, HORMIGÓN Y PIZARRA)									
ESTRUCTURA OCUPACIONAL C1 OPERADORES									
Operador de bomba	294,39	294,39	264,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Equipo en general	294,39	294,39	264,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Equipos móviles	294,39	294,39	264,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Maquinaria	294,39	294,39	264,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Molino de amianto	294,39	294,39	264,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
Planta dosificadora	294,39	294,39	264,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
De productos terminados	294,39	294,39	264,00		429,22	294,39	4.814,68	20,49	2,56
ESTRUCTURA OCUPACIONAL C2									
Eléctrico de línea de amianto	291,98	291,98	264,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Mecánico	291,98	291,98	264,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
De equipo	291,98	291,98	264,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
De línea de amianto	291,98	291,98	264,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
De mantenimiento	291,98	291,98	264,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
OPERADORES (TANQUES MOLDEADOS, POSTES DE ALUMBRADO ELÉCTRICO, ACABADOS DE PIEZAS AFINES)									
Operador de bomba impulsadora de hormigón	291,98	291,98	264,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Equipos móviles de planta	291,98	291,98	264,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Molino de amianto	291,98	291,98	264,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Planta dosificadora de hormigón	291,98	291,98	264,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
Productos terminados	291,98	291,98	264,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
ESTRUCTURA OCUPACIONAL C3									
Bodeguero en general	283,26	283,26	264,00		412,99	283,26	4.642,63	19,76	2,47
Auxiliar de equipos en general	283,26	283,26	264,00		412,99	283,26	4.642,63	19,76	2,47
Expediciones	283,26	283,26	264,00		412,99	283,26	4.642,63	19,76	2,47
Líneas de amianto	283,26	283,26	264,00		412,99	283,26	4.642,63	19,76	2,47
Mecánica	283,26	283,26	264,00		412,99	283,26	4.642,63	19,76	2,47
Moldeo y desmoldeo	283,26	283,26	264,00		412,99	283,26	4.642,63	19,76	2,47
Placas de moldeo	283,26	283,26	264,00		412,99	283,26	4.642,63	19,76	2,47
Laboratorio	283,26	283,26	264,00		412,99	283,26	4.642,63	19,76	2,47
Planta	283,26	283,26	264,00		412,99	283,26	4.642,63	19,76	2,47
ESTRUCTURA OCUPACIONAL D2									
Preparador de mezcla de materias primas	282,81	282,81	264,00		412,34	282,81	4.635,68	19,73	2,47
Soldador	282,81	282,81	264,00		412,34	282,81	4.635,68	19,73	2,47
Tubero	282,81	282,81	264,00		412,34	282,81	4.635,68	19,73	2,47
ESTRUCTURA OCUPACIONAL E2									
Auxiliar de equipos en general	279,84	279,84	264,00		408,01	279,84	4.589,77	19,53	2,44
Expediciones	279,84	279,84	264,00		408,01	279,84	4.589,77	19,53	2,44
Líneas de amianto	279,84	279,84	264,00		408,01	279,84	4.589,77	19,53	2,44
Mecánica	279,84	279,84	264,00		408,01	279,84	4.589,77	19,53	2,44
Moldeo y desmoldeo	279,84	279,84	264,00		408,01	279,84	4.589,77	19,53	2,44
Placas de moldeo	279,84	279,84	264,00		408,01	279,84	4.589,77	19,53	2,44
Laboratorio	279,84	279,84	264,00		408,01	279,84	4.589,77	19,53	2,44
Planta	279,84	279,84	264,00		408,01	279,84	4.589,77	19,53	2,44
Resanador en general	279,84	279,84	264,00		408,01	279,84	4.589,77	19,53	2,44
Tinero de pasta de amianto	279,84	279,84	264,00		408,01	279,84	4.589,77	19,53	2,44
Trabajador de limpieza	279,84	279,84	264,00		408,01	279,84	4.589,77	19,53	2,44
Vulcanizador	279,84	279,84	264,00		408,01	279,84	4.589,77	19,53	2,44
FABRICACIÓN DE PRODUCTOS DE MARMOL, GRANITO Y PIEDRA PARA LA CONSTRUCCIÓN									
ESTRUCTURA OCUPACIONAL C2									
Operadores de máquina	291,98	291,98	264,00		425,71	291,98	4.777,43	20,33	2,54
ESTRUCTURA OCUPACIONAL E2									
Ayudantes en general	279,84	279,84	264,00		408,01	279,84	4.589,77	19,53	2,44
Obreros en general	279,84	279,84	264,00		408,01	279,84	4.590	20	2,44

ANEXO 5.4: COSTOS DE MANTENIMIENTO DEL SISTEMA DE TURBOBOMBEO

Actividades / Año	Frecuencia	Costo
Cambio de grasa del rodamiento	A	80
Cambio de sellos mecánicos de la bomba	2A	250
Cambio de rodamientos de la bomba	2A	350
Cambio de empaquetadura de prenoestopa de la bomba	2A	100
Cambio de empaquetadura de prenoestopa de la turbina	3A	100
Cambio de boquillas y agujas de la turbina	3A	250
Cambio de deflectores de la turbina	3A	960
Revisar los rodets de la bomba	5A	2000
Cambio de Bandas y poleas	5A	1200
Cambio de rodete de la turbina	5A	200
Cambio de cojinete principal de la turbina	5A	200
Cambio del cojinete inferior de la turbina	5A	250
Revisión del eje de la bomba	8A	9000
Cambio del cojinete guía de la turbina	8A	200
Cambio de Geomembrana	8A	14000

ANEXO 5.5: PLAN TARIFARIO DE LA EMPRESA ELÉCTRICA EMELNORTE

11.- CARGOS TARIFARIOS VIGENTES

Desde Agosto 2008

CONELEC

DIRECCIÓN DE TARIFAS

EMPRESAS ELÉCTRICAS DEL PAÍS

CARGOS TARIFARIOS ÚNICOS

EMELNORTE S.A

RANGO DE CONSUMO	DEMANDA (USD/kW)	ENERGÍA (USD/kWh)	COMERCIALIZACIÓN (USD/consumidor)
CATEGORÍA	RESIDENCIAL		
NIVEL TENSIÓN	BAJA Y MEDIA TENSIÓN (BTR)		
0-50		0,081	1,414
51-100		0,083	1,414
101-150		0,085	1,414
151-200		0,087	1,414
201-250		0,089	1,414
251-300		0,091	1,414
301-350		0,093	1,414
351-400		0,095	1,414
Superior		0,095	1,414
	RESIDENCIAL TEMPORAL (BTR)		
		0,100	1,414

CATEGORÍA	GENERAL		
NIVEL TENSIÓN	GENERAL BAJA TENSIÓN (BTCG)		
	BAJA TENSIÓN SIN DEMANDA (BTGSD)		
	G1: COMERCIAL, ENTIDADES OFICIALES		
0-300		0,072	1,414
Superior		0,083	1,414
	G2: INDUSTRIAL ARTESANAL		
0-300		0,063	1,414
Superior		0,079	1,414
	G3: ASISTENCIA SOCIAL Y BENEFICIO PÚBLICO		
0 - 100		0,024	1,414
101-200		0,026	1,414
201-300		0,028	1,414
Superior		0,053	1,414
	BAJA TENSIÓN CON DEMANDA (BTGCD)		
	4,790	0,070	1,414
	BAJA TENSIÓN CON DEMANDA HORARIA (BTGDH)		
	4,790		1,414
07h00 hasta 22h00		0,070	
22h00 hasta 07h00		0,056	
NIVEL TENSIÓN	GENERAL BAJA Y MEDIA TENSIÓN		
	G4: BOMBEO DE AGUA - COMUNIDADES CAMPESINAS SIN FINES DE LUCRO		
0-300		0,040	0,700
Superior		0,040	0,700

	ASISTENCIA SOCIAL Y BENEFICIO PÚBLICO (MTAS)		
	3,000	0,055	1,414
	ASISTENCIA SOCIAL Y BENEFICIO PÚBLICO CON DEMANDA HORARIA		
07h00 hasta 22h00 22h00 hasta 07h00	3,000	0,055 0,044	1,414
NIVEL TENSIÓN	GENERAL MEDIA TENSIÓN CON DEMANDA (MTD)		
	COMERCIALES, E. OFICIALES, INDUSTRIALES, BOMBEO AGUA ESC. DEPORTIVOS, PERIODICOS Y ABONADOS ESPECIALES		
	4,790	0,061	1,414
NIVEL TENSIÓN	MEDIA TENSIÓN CON DEMANDA HORARIA (MTDH)		
07h00 hasta 22h00 22h00 hasta 07h00	4,576	0,061 0,049	1,414
NIVEL TENSIÓN	ALTA TENSIÓN		
07h00 hasta 22h00 22h00 hasta 07h00	4,400	0,055 0,049	1,414
CATEGORÍA	ALUMBRADO PÚBLICO		
	2,940	0,105	



ANEXO 5.6: TASAS DE INTERÉS VIGENTES DEL BANCO CENTRAL DEL ECUADOR

Tasas de Interés			
ABRIL 2011			
1. TASAS DE INTERÉS ACTIVAS EFECTIVAS VIGENTES			
Tasas Referenciales		Tasas Máximas	
Tasa Activa Efectiva Referencial para el segmento:	% anual	Tasa Activa Efectiva Máxima para el segmento:	% anual
Productivo Corporativo	8.25	Productivo Corporativo	9.33
Productivo Empresarial	9.71	Productivo Empresarial	10.21
Productivo PYMES	11.24	Productivo PYMES	11.83
Consumo	15.90	Consumo	16.30
Vivienda	10.47	Vivienda	11.33
Microcrédito Acumulación Ampliada	23.00	Microcrédito Acumulación Ampliada	25.50
Microcrédito Acumulación Simple	25.20	Microcrédito Acumulación Simple	27.50
Microcrédito Minorista	28.28	Microcrédito Minorista	30.50
2. TASAS DE INTERÉS PASIVAS EFECTIVAS PROMEDIO POR INSTRUMENTO			
Tasas Referenciales	% anual	Tasas Referenciales	% anual
Depósitos a plazo	4.51	Depósitos de Ahorro	1.48
Depósitos monetarios	0.91	Depósitos de Tarjetahabientes	0.64
Operaciones de Reporto	0.26		
3. TASAS DE INTERÉS PASIVAS EFECTIVAS REFERENCIALES POR PLAZO			
Tasas Referenciales	% anual	Tasas Referenciales	% anual
Plazo 30-60	3.69	Plazo 121-180	5.07
Plazo 61-90	3.96	Plazo 181-360	5.69
Plazo 91-120	4.71	Plazo 361 y más	6.39
4. <u>TASAS DE INTERÉS PASIVAS EFECTIVAS MÁXIMAS PARA LAS INVERSIONES DEL SECTOR PÚBLICO</u>			

(según regulación No. 009-2010)			
5. <u>TASA BÁSICA DEL BANCO CENTRAL DEL ECUADOR</u>			
6. OTRAS TASAS REFERENCIALES			
Tasa Pasiva Referencial	4.51	Tasa Legal	8.25
Tasa Activa Referencial	8.25	Tasa Máxima Convencional	9.33
7. <u>Tasa Interbancaria</u>			
8. Boletín de Tasas de Interés			
8.1. Boletín Semanal de Tasas de Interés			
9. Información Histórica de Tasas de Interés			
9.1. Tasas de Interés Efectivas			
9.2. Resumen Tasas de Interés			
9.3. Tasas de Interés por Tipo de Crédito (Vigente hasta Julio de 2007)			
9.4. Boletines Semanales de Tasas de Interés			
10. Material de Apoyo:			
10.1. Instructivo de Tasas de Interés – Incluye ejemplos			
11. Informes de Tasas de Interés:			
11.1. Evolución del Crédito y Tasas de Interés (Vigente hasta Julio de 2007)			
12. Base legal:			
12.1. Base Legal: Regulación No. 153 del Directorio del Banco Central del Ecuador			
12.2. Base Legal: Regulación No. 154 del Directorio del Banco Central del Ecuador			
12.3. Base Legal: Regulación No. 161 del Directorio del Banco Central del Ecuador			
12.4. Base Legal: Regulación No. 184 del Directorio del Banco Central del Ecuador			
12.5. Base Legal: Regulación No. 190 del Directorio del Banco Central del Ecuador			
12.6. Base Legal: Regulación No. 197 del Directorio del Banco Central del Ecuador			
12.7. Base Legal: Regulación No. 198 del Directorio del Banco Central del Ecuador			
12.8. Base Legal: Regulación No. 009-2010 del Directorio del Banco Central del Ecuador			

Para mayor información, contáctenos: prod.dge@bce.ec

ANEXO 5.7: FACTORES DE INTERÉS PARA EVALUACIÓN ECONÓMICA

Tabla 10.1 Factor de capital compuesto - pago único

Hallar "F" dado "P" (F/P, i, n)

n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	15	20	25	30
1	1.010	1.020	1.030	1.040	1.050	1.060	1.070	1.080	1.090	1.100	1.120	1.150	1.200	1.250	1.300
2	1.020	1.040	1.061	1.082	1.103	1.124	1.145	1.166	1.188	1.210	1.254	1.323	1.440	1.563	1.690
3	1.030	1.061	1.093	1.125	1.158	1.191	1.225	1.260	1.295	1.331	1.405	1.521	1.728	1.953	2.197
4	1.041	1.082	1.126	1.170	1.216	1.262	1.311	1.360	1.412	1.464	1.574	1.749	2.074	2.441	2.856
5	1.051	1.104	1.159	1.217	1.276	1.338	1.403	1.469	1.539	1.611	1.762	2.011	2.488	3.052	3.713
6	1.062	1.126	1.194	1.265	1.340	1.419	1.501	1.587	1.677	1.772	1.974	2.313	2.986	3.815	4.827
7	1.072	1.149	1.230	1.316	1.407	1.504	1.606	1.714	1.828	1.949	2.211	2.660	3.583	4.768	6.275
8	1.083	1.172	1.267	1.369	1.477	1.594	1.718	1.851	1.993	2.144	2.476	3.059	4.300	5.960	8.157
9	1.094	1.195	1.305	1.423	1.551	1.689	1.838	1.999	2.172	2.358	2.773	3.518	5.160	7.451	10.605
10	1.105	1.219	1.344	1.480	1.629	1.791	1.967	2.159	2.367	2.594	3.106	4.046	6.192	9.313	13.786
11	1.116	1.243	1.384	1.539	1.710	1.898	2.105	2.332	2.580	2.853	3.479	4.652	7.430	11.642	17.922
12	1.127	1.268	1.426	1.601	1.796	2.012	2.252	2.518	2.813	3.138	3.896	5.350	8.916	14.552	23.928
13	1.138	1.294	1.469	1.665	1.886	2.133	2.410	2.720	3.066	3.452	4.364	6.153	10.699	18.150	30.288
14	1.149	1.319	1.513	1.732	1.980	2.261	2.579	2.937	3.342	3.798	4.887	7.076	12.839	22.737	39.374
15	1.161	1.346	1.558	1.801	2.079	2.397	2.759	3.172	3.642	4.177	5.474	8.137	15.407	28.422	51.186
16	1.173	1.373	1.605	1.873	2.183	2.540	2.952	3.426	3.970	4.595	6.130	9.358	18.488	35.327	66.542
17	1.184	1.400	1.653	1.948	2.292	2.693	3.159	3.700	4.328	5.054	6.866	10.761	22.186	44.409	86.504
18	1.196	1.428	1.702	2.026	2.407	2.854	3.380	3.996	4.717	5.560	7.690	12.375	26.623	55.511	112.455
19	1.208	1.457	1.754	2.107	2.527	3.026	3.617	4.316	5.142	6.116	8.613	14.232	31.948	69.389	146.192
20	1.220	1.486	1.806	2.191	2.653	3.207	3.870	4.661	5.604	6.728	9.646	16.367	38.338	86.736	190.050
21	1.232	1.516	1.860	2.279	2.786	3.400	4.141	5.034	6.109	7.400	10.804	18.822	46.005	108.420	247.065
22	1.245	1.546	1.916	2.370	2.925	3.604	4.430	5.437	6.659	8.140	12.100	21.645	55.206	135.525	321.184
23	1.257	1.577	1.974	2.455	3.072	3.820	4.741	5.871	7.258	8.954	13.552	24.891	66.247	169.407	417.539
24	1.270	1.608	2.033	2.563	3.225	4.049	5.072	6.341	7.911	9.850	15.179	28.625	79.497	211.758	542.801
25	1.282	1.641	2.094	2.666	3.386	4.292	5.427	6.848	8.623	10.835	17.000	32.919	95.396	264.698	705.641
26	1.295	1.673	2.157	2.772	3.556	4.549	5.807	7.396	9.399	11.918	19.040	37.857	114.475	330.872	917.333
27	1.308	1.707	2.221	2.883	3.733	4.822	6.214	7.988	10.245	13.110	21.325	43.535	137.371	413.590	1192.533
28	1.321	1.741	2.288	2.999	3.920	5.112	6.649	8.227	11.167	14.421	23.884	50.066	164.845	516.988	1550.293
29	1.335	1.776	2.357	3.119	4.116	5.418	7.114	9.317	12.172	15.883	26.750	57.575	197.814	646.235	2015.381
30	1.346	1.811	2.427	3.243	4.322	5.744	7.612	10.063	13.268	17.449	29.960	66.212	237.376	807.794	2619.996
31	1.361	1.848	2.500	3.373	4.538	6.098	8.145	10.868	14.462	19.194	33.555	76.144	284.852	1009.742	3405.994
32	1.375	1.885	2.575	3.508	4.765	6.453	8.715	11.737	15.763	21.114	37.582	87.565	341.822	1262.177	4427.793
33	1.389	1.922	2.652	3.648	5.003	6.841	9.325	12.676	17.192	23.225	42.092	100.700	410.186	1577.722	5756.130
34	1.403	1.961	2.732	3.749	5.253	7.251	9.978	13.690	18.728	25.548	47.143	115.805	492.224	1972.152	7842.970
35	1.417	2.000	2.814	3.946	5.516	7.686	10.677	14.785	20.414	28.102	52.800	133.176	590.668	2465.190	9727.860

Tabla 10.2

Hallar "P" dado "F" (P/R, i, n)

n \ i	Factor de valor actual														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	15	20	25	30
1	0.9901	0.9804	0.9615	0.9434	0.9254	0.9070	0.8896	0.8734	0.8579	0.8434	0.8291	0.8150	0.8000	0.7862	0.7725
2	0.9603	0.9423	0.9246	0.9070	0.8900	0.8734	0.8579	0.8434	0.8291	0.8150	0.8000	0.7862	0.7725	0.7592	0.7462
3	0.9706	0.9423	0.9152	0.8896	0.8638	0.8396	0.8163	0.7938	0.7722	0.7513	0.7326	0.7148	0.6986	0.6830	0.6683
4	0.9610	0.9239	0.8855	0.8548	0.8227	0.7921	0.7629	0.7350	0.7084	0.6830	0.6586	0.6353	0.6129	0.5914	0.5707
5	0.9515	0.9057	0.8626	0.8219	0.7835	0.7473	0.7130	0.6806	0.6499	0.6209	0.5934	0.5674	0.5419	0.5177	0.4940
6	0.9421	0.8860	0.8375	0.7903	0.7462	0.7050	0.6664	0.6302	0.5963	0.5646	0.5342	0.5050	0.4771	0.4504	0.4250
7	0.9327	0.8706	0.8114	0.7599	0.7267	0.6951	0.6658	0.6386	0.6134	0.5899	0.5674	0.5459	0.5254	0.5059	0.4874
8	0.9235	0.8535	0.7894	0.7307	0.6788	0.6274	0.5820	0.5403	0.5019	0.4655	0.4311	0.3986	0.3679	0.3389	0.3114
9	0.9143	0.8368	0.7664	0.7026	0.6446	0.5919	0.5439	0.5003	0.4604	0.4241	0.3906	0.3590	0.3291	0.3006	0.2734
10	0.9053	0.8204	0.7441	0.6756	0.6139	0.5584	0.5084	0.4632	0.4224	0.3856	0.3520	0.3204	0.2906	0.2622	0.2352
11	0.8963	0.8043	0.7224	0.6496	0.5847	0.5268	0.4751	0.4289	0.3875	0.3505	0.3166	0.2850	0.2554	0.2277	0.2012
12	0.8875	0.7885	0.7014	0.6246	0.5568	0.4970	0.4440	0.3971	0.3555	0.3186	0.2846	0.2530	0.2244	0.1977	0.1722
13	0.8787	0.7730	0.6810	0.6006	0.5303	0.4688	0.4150	0.3677	0.3262	0.2893	0.2552	0.2236	0.1950	0.1693	0.1446
14	0.8700	0.7579	0.6611	0.5775	0.5051	0.4423	0.3878	0.3405	0.2993	0.2633	0.2292	0.1976	0.1700	0.1452	0.1214
15	0.8614	0.7430	0.6419	0.5553	0.4810	0.4173	0.3625	0.3153	0.2745	0.2394	0.2052	0.1736	0.1460	0.1222	0.0994
16	0.8528	0.7285	0.6232	0.5339	0.4581	0.3937	0.3387	0.2919	0.2519	0.2178	0.1836	0.1520	0.1244	0.1006	0.0782
17	0.8444	0.7142	0.6050	0.5134	0.4363	0.3714	0.3166	0.2703	0.2311	0.1979	0.1636	0.1320	0.1044	0.0800	0.0586
18	0.8360	0.7002	0.5874	0.4936	0.4155	0.3504	0.2959	0.2503	0.2120	0.1799	0.1456	0.1140	0.0864	0.0620	0.0416
19	0.8277	0.6864	0.5703	0.4747	0.3957	0.3305	0.2765	0.2317	0.1945	0.1635	0.1292	0.1000	0.0724	0.0480	0.0286
20	0.8196	0.6730	0.5537	0.4564	0.3769	0.3118	0.2584	0.2146	0.1784	0.1487	0.1144	0.0852	0.0576	0.0340	0.0164
21	0.8114	0.6598	0.5376	0.4388	0.3590	0.2942	0.2415	0.1987	0.1637	0.1351	0.1008	0.0716	0.0440	0.0204	0.0040
22	0.8034	0.6468	0.5319	0.4220	0.3419	0.2775	0.2250	0.1840	0.1502	0.1229	0.0886	0.0594	0.0318	0.0082	0.0000
23	0.7955	0.6342	0.5067	0.4057	0.3256	0.2618	0.2110	0.1703	0.1378	0.1117	0.0774	0.0482	0.0206	0.0070	0.0000
24	0.7876	0.6217	0.4919	0.3901	0.3101	0.2470	0.1972	0.1577	0.1264	0.1015	0.0672	0.0380	0.0104	0.0000	0.0000
25	0.7798	0.6095	0.4776	0.3751	0.2953	0.2330	0.1843	0.1460	0.1160	0.0923	0.0580	0.0288	0.0012	0.0000	0.0000
26	0.7721	0.5976	0.4637	0.3607	0.2813	0.2198	0.1722	0.1352	0.1064	0.0839	0.0525	0.0233	0.0000	0.0000	0.0000
27	0.7644	0.5859	0.4502	0.3468	0.2679	0.2074	0.1609	0.1259	0.0976	0.0763	0.0469	0.0177	0.0000	0.0000	0.0000
28	0.7568	0.5744	0.4371	0.3335	0.2551	0.1956	0.1504	0.1159	0.0896	0.0694	0.0419	0.0127	0.0000	0.0000	0.0000
29	0.7484	0.5631	0.4244	0.3207	0.2430	0.1846	0.1406	0.1073	0.0822	0.0680	0.0374	0.0082	0.0000	0.0000	0.0000
30	0.7419	0.5521	0.4120	0.3083	0.2314	0.1741	0.1314	0.0994	0.0754	0.0573	0.0334	0.0151	0.0000	0.0000	0.0000
31	0.7346	0.5413	0.4000	0.2965	0.2204	0.1653	0.1228	0.0920	0.0692	0.0521	0.0296	0.0131	0.0000	0.0000	0.0000
32	0.7273	0.5306	0.3683	0.2851	0.2099	0.1550	0.1148	0.0852	0.0634	0.0474	0.0266	0.0114	0.0000	0.0000	0.0000
33	0.7201	0.5202	0.3770	0.2741	0.1999	0.1462	0.1072	0.0789	0.0582	0.0431	0.0238	0.0099	0.0000	0.0000	0.0000
34	0.7130	0.5100	0.3661	0.2636	0.1904	0.1379	0.1002	0.0731	0.0534	0.0392	0.0212	0.0086	0.0000	0.0000	0.0000
35	0.7059	0.5000	0.3554	0.2534	0.1813	0.1301	0.0937	0.0676	0.0490	0.0356	0.0189	0.0075	0.0000	0.0000	0.0000

Tabla 10.3

Hallar "P" dado "A" (P/A i, n)

Factor de valor actual

n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	15	20	25	30
1	0.9901	0.9804	0.9709	0.9615	0.9524	0.9434	0.9346	0.9259	0.9174	0.9091	0.8929	0.8696	0.8333	0.8000	0.7692
2	0.9704	1.9416	1.9135	1.8861	1.8594	1.8334	1.8080	1.7833	1.7591	1.7355	1.6901	1.6257	1.5278	1.4400	1.3610
3	2.9410	2.8839	2.8288	2.7751	2.7233	2.6730	2.6243	2.5771	2.5313	2.4869	2.4018	2.2832	2.1065	1.9520	1.8161
4	3.9020	3.8077	3.7171	3.6299	3.5460	3.4651	3.3872	3.3121	3.2397	3.1699	3.0374	2.8550	2.5887	2.3616	2.1663
5	4.8534	4.7135	4.5797	4.4518	4.3295	4.2124	4.1002	3.9927	3.8897	3.7908	3.6048	3.3522	2.9906	2.6893	2.4356
6	5.7955	5.6014	5.4172	5.2421	5.0757	4.9173	4.7665	4.6229	4.4859	4.3553	4.1114	3.7845	3.3255	2.9514	2.6428
7	6.7282	6.4720	6.2303	6.0021	5.7864	5.5824	5.3893	5.2064	5.0330	4.8684	4.5638	4.1604	3.6064	3.1611	2.8021
8	7.6517	7.3255	7.0197	6.7328	6.4632	6.2098	5.9713	5.7466	5.5348	5.3349	4.9873	4.4873	3.8372	3.3289	2.9247
9	8.5660	8.1622	7.7861	7.4353	7.1078	6.8017	6.5152	6.2469	5.9953	5.7590	5.3283	4.7716	4.0310	3.4631	3.0190
10	9.4713	8.9826	8.5302	8.1109	7.7217	7.3601	7.0236	6.7101	6.4177	6.1446	5.6502	5.0188	4.1925	3.5705	3.0915
11	10.3676	9.7869	9.2526	8.7605	8.3064	7.8869	7.4987	7.1390	6.8052	6.4751	5.9377	5.2337	4.3271	3.6564	3.1473
12	11.2551	10.5754	9.9540	9.3851	8.8533	8.3539	7.8927	7.5361	7.1907	6.8137	6.1944	5.4206	4.4392	3.7251	3.1903
13	12.1338	11.3484	10.6350	9.9657	9.3396	8.7527	8.3077	7.9038	7.4869	7.1034	6.4236	5.5832	4.5327	3.7801	3.2233
14	13.0037	12.1063	11.2961	10.5831	9.8987	9.2950	8.7455	8.2442	7.7862	7.3657	6.6282	5.7245	4.6106	3.8241	3.2487
15	13.8651	12.8493	11.9379	11.1184	10.3797	9.7123	9.1079	8.5595	8.0607	7.6061	6.8109	5.8474	4.6755	3.8593	3.2682
16	14.7179	13.5777	12.5611	11.6523	10.8378	10.1059	9.4467	8.8514	8.3126	7.8237	6.9740	5.9542	4.7296	3.8874	3.2832
17	15.5623	14.2919	13.1661	12.1657	11.2741	10.4773	9.7632	9.1216	8.5436	8.0216	7.1196	6.0472	4.7746	3.9099	3.2948
18	16.3983	14.9920	13.7535	12.6593	11.6896	10.8276	10.0591	9.3719	8.7556	8.2014	7.2497	6.1280	4.8122	3.9280	3.3037
19	17.2260	15.6785	14.3238	13.1339	12.0853	11.1581	10.3356	9.6036	8.9501	8.3649	7.3658	6.1982	4.8435	3.9424	3.3105
20	18.0456	16.3514	14.8775	13.5903	12.4622	11.4699	10.5940	9.8182	9.1286	8.5136	7.4695	6.2393	4.8696	3.9539	3.3158
21	18.8570	17.0112	15.4150	14.0292	12.8212	11.7641	10.8355	10.0168	9.2923	8.6487	7.5620	6.3125	4.8913	3.9631	3.3199
22	19.6604	17.6581	15.9369	14.4511	13.1630	12.0416	11.0613	10.2008	9.4424	8.7716	7.6447	6.3587	4.9094	3.9705	3.3230
23	20.4558	18.2922	16.4436	14.8586	13.4886	12.3034	11.2722	10.3711	9.5802	8.8832	7.7184	6.3988	4.9245	3.9764	3.3254
24	21.2434	18.9139	16.9356	15.2470	13.7987	12.5504	11.4593	10.5288	9.7066	8.9848	7.7843	6.4338	4.9371	3.9811	3.3272
25	22.0232	19.5235	17.4132	15.6221	14.0940	12.7834	11.6536	10.6748	9.8226	9.0771	7.8431	6.4642	4.9476	3.9849	3.3286
26	22.7952	20.1210	17.8769	15.9828	14.3752	13.0032	11.8258	10.8100	9.9290	9.1610	7.8957	6.4906	4.9563	3.9879	3.3297
27	23.5596	20.7069	18.3270	16.3296	14.6430	13.2105	11.9867	10.9352	10.0285	9.2372	7.9426	6.5105	4.9636	3.9903	3.3305
28	24.3165	21.2813	18.7641	16.6631	14.8981	13.4082	12.1371	11.0511	10.1161	9.3066	7.9844	6.5335	4.9697	3.9923	3.3312
29	25.0658	21.844	19.1885	16.9837	15.1441	13.5907	12.2777	11.1584	10.1983	9.3596	8.0218	6.5509	4.9747	3.9938	3.3317
30	25.8077	22.3965	19.6005	17.2920	15.3725	13.7648	12.4091	11.2578	10.2737	9.4269	8.0562	6.5660	4.9789	3.9951	3.3321
31	26.5423	22.9377	20.0004	17.5885	15.5928	13.9291	12.5318	11.3498	10.3428	9.4790	8.0850	6.5791	4.9825	3.9960	3.3324
32	27.2696	23.4683	20.3888	17.8736	15.8027	14.0841	12.6466	11.4350	10.4065	9.5284	8.1116	6.5905	4.9854	3.9968	3.3326
33	27.9897	23.9886	20.7658	18.1477	16.0026	14.2302	12.7538	11.5139	10.4645	9.5954	8.1354	6.6005	4.9878	3.9975	3.3328
34	28.7027	24.4986	21.1318	18.4112	16.1929	14.3682	12.8540	11.5869	10.5178	9.6086	8.1566	6.6091	4.9899	3.9980	3.3329
35	29.4086	24.9986	21.4872	18.6646	16.3742	14.4983	12.9477	11.6546	10.5668	9.6442	8.1755	6.6166	4.9915	3.9984	3.3330

FUENTE: ITDG. Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas Una guía para desarrollo de proyectos. Perú -Lima, 1995. Pág. 260-263.

9%		Tabla 14 Flujo de efectivo discreto: factores de interés compuesto						9%	
n	Pagos únicos		Pagos de serie uniforme				Gradiente uniforme		
	Cantidad compuesta F/P	Valor presente P/F	Fondo de amortización A/P	Cantidad compuesta F/A	Recuperación de capital A/P	Valor presente P/A	Gradiente de valor presente P/G	Gradiente de serie anual A/G	
1	1.0900	0.9174	1.00000	1.0000	1.09000	0.9174			
2	1.1881	0.8417	0.47847	2.0900	0.56847	1.7591	0.8417	0.4785	
3	1.2950	0.7722	0.30505	3.2781	0.39505	2.5313	2.3860	0.9426	
4	1.4116	0.7084	0.21867	4.5731	0.30867	3.2397	4.5113	1.3925	
5	1.5386	0.6499	0.16709	5.9847	0.25709	3.8897	7.1110	1.8282	
6	1.6771	0.5963	0.13292	7.5233	0.22292	4.4859	10.0924	2.2498	
7	1.8280	0.5470	0.10869	9.2004	0.19869	5.0330	13.3746	2.6574	
8	1.9926	0.5019	0.09067	11.0285	0.18067	5.5348	16.8877	3.0512	
9	2.1719	0.4604	0.07680	13.0210	0.16680	5.9952	20.5711	3.4312	
10	2.3674	0.4224	0.06582	15.1929	0.15582	6.4177	24.3728	3.7978	
11	2.5804	0.3875	0.05695	17.5603	0.14695	6.8052	28.2481	4.1510	
12	2.8127	0.3555	0.04965	20.1407	0.13965	7.1607	32.1590	4.4910	
13	3.0658	0.3262	0.04357	22.9534	0.13357	7.4869	36.0731	4.8182	
14	3.3417	0.2992	0.03843	26.0192	0.12843	7.7862	39.9633	5.1326	
15	3.6425	0.2745	0.03406	29.3609	0.12406	8.0607	43.8069	5.4346	
16	3.9703	0.2519	0.03030	33.0034	0.12030	8.3126	47.5849	5.7245	
17	4.3276	0.2311	0.02705	36.9737	0.11705	8.5436	51.2821	6.0024	
18	4.7171	0.2120	0.02421	41.3013	0.11421	8.7556	54.8860	6.2687	
19	5.1417	0.1945	0.02173	46.0185	0.11173	8.9501	58.3868	6.5236	
20	5.6044	0.1784	0.01955	51.1601	0.10955	9.1285	61.7770	6.7674	
21	6.1088	0.1637	0.01762	56.7645	0.10762	9.2922	65.0509	7.0006	
22	6.6586	0.1502	0.01590	62.8733	0.10590	9.4424	68.2048	7.2232	
23	7.2579	0.1378	0.01438	69.5319	0.10438	9.5802	71.2359	7.4357	
24	7.9111	0.1264	0.01302	76.7898	0.10302	9.7066	74.1433	7.6384	
25	8.6231	0.1160	0.01181	84.7009	0.10181	9.8226	76.9265	7.8316	
26	9.3992	0.1064	0.01072	93.3240	0.10072	9.9290	79.5863	8.0156	
27	10.2451	0.0976	0.00973	102.7231	0.09973	10.0266	82.1241	8.1906	
28	11.1671	0.0895	0.00885	112.9682	0.09885	10.1161	84.5419	8.3571	
29	12.1722	0.0822	0.00806	124.1354	0.09806	10.1983	86.8422	8.5154	
30	13.2677	0.0754	0.00734	136.3075	0.09734	10.2737	89.0280	8.6657	
31	14.4618	0.0691	0.00669	149.5752	0.09669	10.3428	91.1024	8.8083	
32	15.7633	0.0634	0.00610	164.0370	0.09610	10.4062	93.0690	8.9436	
33	17.1820	0.0582	0.00556	179.8003	0.09556	10.4644	94.9314	9.0718	
34	18.7284	0.0534	0.00508	196.9823	0.09508	10.5178	96.6935	9.1933	
35	20.4140	0.0490	0.00464	215.7108	0.09464	10.5668	98.3590	9.3083	
40	31.4094	0.0318	0.00296	337.8824	0.09296	10.7574	105.3762	9.7957	
45	48.3273	0.0207	0.00190	525.8587	0.09190	10.8812	110.5561	10.1603	
50	74.3575	0.0134	0.00123	815.0836	0.09123	10.9617	114.3251	10.4295	
55	114.4083	0.0087	0.00079	1260.09	0.09079	11.0140	117.0362	10.6261	
60	176.0313	0.0057	0.00051	1944.79	0.09051	11.0480	118.9683	10.7683	
65	270.8460	0.0037	0.00033	2998.29	0.09033	11.0701	120.3344	10.8702	
70	416.7301	0.0024	0.00022	4619.22	0.09022	11.0844	121.2942	10.9427	
75	641.1909	0.0016	0.00014	7113.23	0.09014	11.0938	121.9646	10.9940	
80	986.5517	0.0010	0.00009	10951	0.09009	11.0998	122.4306	11.0299	
85	1517.93	0.0007	0.00006	16855	0.09006	11.1038	122.7533	11.0551	
90	2335.53	0.0004	0.00004	25939	0.09004	11.1064	122.9758	11.0726	
95	3593.50	0.0003	0.00003	39917	0.09003	11.1080	123.1287	11.0847	
96	3916.91	0.0003	0.00002	43510	0.09002	11.1083	123.1529	11.0866	
98	4653.68	0.0002	0.00002	51696	0.09002	11.1087	123.1963	11.0900	
100	5529.04	0.0002	0.00002	61423	0.09002	11.1091	123.2335	11.0930	

FUENTE: BLANK, Leland. Ingeniería Económica. Editorial McGraw-Hill, Cuarta edición, Colombia-Bogotá, 2000. Pág. 702.

PLANOS