



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“ESTUDIO DE PREFACTIBILIDAD TÉCNICA
ECONÓMICA DE UNA PICO CENTRAL
HIDROELÉCTRICA PARA LA HACIENDA
TITAYCUN, PARROQUIA LA MATRIZ,
COMUNIDAD TITAYCUN DEL CANTÓN
CHAMBO”**

**CAZORLA RIERA JEAN PIERRE
MERIZALDE SALAS ALEX DANILO**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:
INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2013

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2013-02-20

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

CAZORLA RIERA JEAN PIERRE

Titulada:

“ESTUDIO DE PREFACTIBILIDAD TÉCNICA-ECONÓMICA DE UNA PICO-CENTRAL HIDROELÉCTRICA PARA LA HACIENDA TITAYCUN, PARROQUIA LA MATRIZ, COMUNIDAD TITAYCUN DEL CANTÓN CHAMBO”

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

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Geovanny Novillo A.

DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Fernando Tello

DIRECTOR DE TESIS

Ing. Vicente Trujillo

ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2013-02-20

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

MERIZALDE SALAS ALEX DANILO

Titulada:

“ESTUDIO DE PREFACTIBILIDAD TÉCNICA-ECONÓMICA DE UNA PICO-CENTRAL HIDROELÉCTRICA PARA LA HACIENDA TITAYCUN, PARROQUIA LA MATRIZ, COMUNIDAD TITAYCUN DEL CANTÓN CHAMBO”

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

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Geovanny Novillo A.

DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Fernando Tello

DIRECTOR DE TESIS

Ing. Vicente Trujillo

ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: CAZORLA RIERA JEAN PIERRE
TÍTULO DE LA TESIS: “ESTUDIO DE PREFACTIBILIDAD
TÉCNICA-ECONÓMICA DE UNA PICO-
CENTRAL HIDROELÉCTRICA PARA LA
HACIENDA TITAYCUN, PARROQUIA LA
MATRIZ, COMUNIDAD TITAYCUN DEL
CANTÓN CHAMBO”
Fecha de Examinación: 2013-07-11

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

| COMITÉ DE EXAMINACIÓN | APRUEBA | NO APRUEBA | FIRMA |
|---|---------|---------------|-------|
| Ing. Marco Santillán G. (PRESIDENTE TRIB. DEFENSA) | | | |
| Ing. Fernando Tello (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 certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: MERIZALDE SALAS ALEX DANILO
TÍTULO DE LA TESIS: “ESTUDIO DE PREFACTIBILIDAD
TÉCNICA-ECONÓMICA DE UNA PICO-
CENTRAL HIDROELÉCTRICA PARA LA
HACIENDA TITAYCUN, PARROQUIA LA
MATRIZ, COMUNIDAD TITAYCUN DEL
CANTÓN CHAMBO”
Fecha de Examinación: 2013-07-11

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

| COMITÉ DE EXAMINACIÓN | APRUEBA | NO APRUEBA | FIRMA |
|---|---------|---------------|-------|
| Ing. Marco Santillán G. (PRESIDENTE TRIB. DEFENSA) | | | |
| Ing. Fernando Tello (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 certifica 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.

Cazorla Riera Jean Pierre

Merizalde Salas Alex Danilo

DEDICATORIA

Al creador de todas las cosas, el que me ha dado toda la fortaleza necesaria para continuar cuando he estado a punto de caer; por ello, con toda la humildad dedico primeramente mi trabajo a Dios por permitirme el haber llegado hasta este momento tan importante de mi formación profesional, y por haber puesto en mi camino a aquella persona especial que ha sido mi soporte y compañía para lograr alcanzar esta meta.

De igual forma, dedico esta tesis a mis padres, admiro su fortaleza y por lo que han hecho en mí, me ayudaron a formarme con buenos sentimientos, hábitos y valores. A mi abuelito y mi abuelita por demostrarme siempre su cariño y apoyo incondicional. A mis hermanos, mis tías, mis amigos(as). El orgullo que sienten por mí, fue lo que me hizo llegar hasta el final.

Cazorla Riera Jean Pierre

El presente trabajo de investigación es el resultado de mucho esfuerzo el mismo que lo dedico a mis padres Jorge y Gloria, a mi hermana Verónica por todo el apoyo incondicional que me brindaron a lo largo de mi carrera y a Dios por permitirme culminar esta etapa de mi vida.

Merizalde Salas Alex Danilo

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por protegerme durante todo mi camino y darme las fuerzas para superar obstáculos y dificultades a lo largo de toda mi vida, Martha y Fabián mis padres les agradezco por hacer en mí una persona de bien, por enseñarme que si uno desea y quiere algo nunca hay que desistir hasta lograr alcanzarlo, a Ivonne quien me ha enseñado que nunca hay que perderse en el camino, que soñar con algo es solo el primer paso a lograrlo, un inmenso sentimiento de gratitud a usted y a todas esas personas; mi hermano, hermanas, tías (os) y amigos (as) que ayudaron directa e indirectamente en el logro de una meta más en mi vida.

Cazorla Riera Jean Pierre

Un eterno agradecimiento a Dios por haberme dado la fortaleza y perseverancia para culminar mis estudios, a mis padres Jorge y Gloria, a mi hermana Verónica por su amor y comprensión ya que han sido el apoyo para culminar mis estudios.

Un especial agradecimiento al Director de Tesis Ingeniero Fernando Tello y al Ingeniero Vicente Trujillo por su ayuda desinteresada para el desarrollo de la tesis y la culminación de la misma.

A la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo y en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica y sus Docentes quienes me prepararon a lo largo de mi camino para obtener una profesión.

Merizalde Salas Alex Danilo

CONTENIDO

| | Pág. |
|---|------|
| 1. INTRODUCCIÓN | |
| 1.1 Antecedentes | 1 |
| 1.2 Justificación | 2 |
| 1.3 Objetivos..... | 4 |
| 1.3.1 <i>Objetivo general</i> | 4 |
| 1.3.2 <i>Objetivos específicos</i> | 4 |
| 2. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO5 | |
| 2.1 Microhidrogeneración | 5 |
| 2.2 Los componentes de un sistema de microhidrogeneración | 5 |
| 2.2.1 <i>Derivación</i> | 6 |
| 2.2.1.1 <i>Funciones de las derivaciones</i> | 7 |
| 2.2.1.2 <i>Clasificación de las derivaciones</i> | 7 |
| 2.2.1.3 <i>Elementos de una derivación</i> | 7 |
| 2.2.1.4 <i>Criterios de diseño de la derivación</i> | 7 |
| 2.2.2 <i>Conducción</i> | 8 |
| 2.2.3 <i>Tanque de carga o presión</i> | 8 |
| 2.2.4 <i>Desarenador</i> | 9 |
| 2.2.5 <i>Chimenea de equilibrio.</i> | 10 |
| 2.2.6 <i>Tubería de presión</i> | 11 |
| 2.2.6.1 <i>Materiales de las tuberías de presión</i> | 13 |
| 2.2.6.2 <i>Tipos de uniones</i> | 14 |
| 2.2.7 <i>Válvulas en la tubería de presión</i> | 16 |
| 2.2.8 <i>Apoyos y anclajes en la tubería de presión.</i> | 17 |
| 2.2.8.1 <i>Apoyos</i> | 18 |
| 2.2.8.2 <i>Anclajes</i> | 18 |
| 2.3 Turbinas hidráulicas | 19 |
| 2.3.1 <i>Clasificación de las turbinas</i> | 19 |
| 2.3.2 <i>Partes de una turbina hidráulica</i> | 20 |
| 2.3.2.1 <i>El Distribuidor</i> | 20 |
| 2.3.2.2 <i>El rodete</i> | 20 |
| 2.3.2.3 <i>Tubo de aspiración</i> | 20 |
| 2.3.3 <i>Tipos de turbinas hidráulicas</i> | 20 |
| 2.3.4 Fenómenos en las turbinas hidráulicas | 22 |
| 2.5 Clasificación de las centrales hidroeléctricas | 22 |
| 2.5.1 <i>Según el tipo de embalse</i> | 24 |
| 2.5.2 <i>Según la potencia.</i> | 24 |
| 2.5.3 <i>Según la altura de salto</i> | 25 |
| 2.5.4 <i>Según la economía de explotación</i> | 25 |
| 2.5.5 <i>Según el lugar de instalación</i> | 26 |
| 2.6 Recurso hídrico | 26 |
| 3. DESCRIPCIÓN GENERAL Y PARÁMETROS DE DISEÑO | |
| 3.1 Situación geográfica de la zona del proyecto | 30 |
| 3.2 Características de la zona del proyecto..... | 30 |
| 3.3 Evaluación topográfica | 31 |
| 3.4 Determinación de la altura bruta | 32 |
| 3.5 Estimación de la demanda | 33 |
| 3.6 Medición del caudal | 35 |

| | | |
|-----------|--|----|
| 3.6.1 | <i>Determinación del caudal de diseño</i> | 37 |
| 4. | PRE DISEÑO DE OBRAS CIVILES | |
| 4.1 | Determinación de las propiedades del agua | 44 |
| 4.1.1 | <i>Densidad del agua</i> | 44 |
| 4.2 | Sistema de captación | 44 |
| 4.2.1 | <i>Diseño del sistema de conducción</i> | 46 |
| 4.2.1.1 | <i>Tipo y propiedades del suelo</i> | 46 |
| 4.2.2 | <i>Diseño del canal</i> | 47 |
| 4.2.3 | <i>Diseño de la derivación</i> | 53 |
| 4.2.3.1 | <i>Dimensiones del canal de salida de la derivación hacia al tanque de presión</i> | 54 |
| 4.2.3.2 | <i>Dimensiones del canal antes de la derivación</i> | 55 |
| 4.2.3.3 | <i>Cálculo de la resistencia de las paredes del canal antes de la derivación</i> | 57 |
| 4.2.3.4 | <i>Espesor del canal de derivación</i> | 58 |
| 4.2.3.5 | <i>Cálculo de la compuerta del canal principal</i> | 59 |
| 4.2.3.6 | <i>Dimensiones de la compuerta del canal principal</i> | 60 |
| 4.2.3.7 | <i>Cálculo del espesor de la compuerta del canal principal</i> | 60 |
| 4.2.3.8 | <i>Mecanismo de elevación de la compuerta del canal principal</i> | 62 |
| 4.2.3.9 | <i>Diseño del tornillo de la compuerta del canal principal</i> | 63 |
| 4.2.3.10 | <i>Diseño de la tuerca</i> | 66 |
| 4.2.3.11 | <i>Esfuerzo a cizalladura</i> | 66 |
| 4.2.3.12 | <i>Esfuerzo por aplastamiento</i> | 67 |
| 4.2.3.13 | <i>Esfuerzo por flexión del filete</i> | 67 |
| 4.2.4 | <i>Vertedero del canal principal</i> | 68 |
| 4.2.5 | <i>Cálculo de la compuerta del canal de derivación</i> | 70 |
| 4.2.5.1 | <i>Cálculo del espesor de la compuerta del canal de derivación</i> | 70 |
| 4.2.5.2 | <i>Mecanismo de elevación de la compuerta del canal de derivación</i> | 71 |
| 4.2.5.3 | <i>Diseño del tornillo de la compuerta del canal de derivación</i> | 72 |
| 4.2.5.4 | <i>Diseño de la tuerca</i> | 74 |
| 4.2.5.5 | <i>Esfuerzo a cizalladura</i> | 74 |
| 4.2.5.6 | <i>Esfuerzo por aplastamiento</i> | 75 |
| 4.2.5.7 | <i>Esfuerzo por flexión del filete</i> | 75 |
| 4.2.6 | <i>Características constructivas del canal de conducción</i> | 76 |
| 4.3 | Dimensionamiento del tanque de presión con desarenador | 77 |
| 4.3.1 | <i>Dimensionamiento del tanque de presión</i> | 81 |
| 4.3.2 | <i>Volumen del tanque de presión</i> | 81 |
| 4.3.3 | <i>Altura mínima de agua sobre la tubería de presión</i> | 82 |
| 4.3.4 | <i>Cálculo de las paredes del tanque y desarenador</i> | 84 |
| 4.3.5 | <i>Espesor de la pared del tanque de presión y desarenador</i> | 84 |
| 4.3.6 | <i>Cálculo de la compuerta del desarenador</i> | 85 |
| 4.3.7 | <i>Dimensiones de la compuerta del canal de derivación</i> | 85 |
| 4.3.8 | <i>Cálculo del espesor de la compuerta</i> | 85 |
| 4.3.8.1 | <i>Mecanismo de elevación de la compuerta del desarenador</i> | 86 |
| 4.3.8.2 | <i>Diseño del tornillo de la compuerta del desarenador</i> | 87 |
| 4.3.8.3 | <i>Diseño de la tuerca</i> | 89 |
| 4.3.8.4 | <i>Esfuerzo a cizalladura</i> | 89 |
| 4.3.8.5 | <i>Esfuerzo por aplastamiento</i> | 90 |
| 4.3.8.6 | <i>Esfuerzo por flexión del filete</i> | 90 |
| 4.3.9 | <i>Vertedero del desarenador</i> | 91 |
| 4.3.10 | <i>Características constructivas del desarenador</i> | 92 |
| 4.4 | Tubería de presión | 93 |

| | | |
|---------|---|-----|
| 4.4.1 | <i>Cálculo del diámetro interior de la tubería de presión</i> | 93 |
| 4.4.2 | <i>Cálculo de la velocidad del agua</i> | 94 |
| 4.4.3 | <i>Cálculo de pérdidas en la tubería de presión.</i> | 94 |
| 4.4.3.1 | <i>Cálculo de las pérdidas primarias por fricción en la tubería.</i> | 94 |
| 4.4.3.2 | <i>Determinación de pérdidas secundarias.</i> | 98 |
| 4.4.3.3 | <i>Cálculo de las pérdidas totales</i> | 101 |
| 4.4.3.4 | <i>Cálculo del porcentaje de pérdidas:</i> | 101 |
| 4.5 | <i>Validación de la tubería</i> | 102 |
| 4.5.1 | <i>Presiones de trabajo y relación de dimensiones</i> | 103 |
| 4.5.2 | <i>Golpe de ariete.</i> | 104 |
| 4.5.3 | <i>Validación del espesor de la tubería bajo normas</i> | 107 |
| 4.5.4 | <i>Validación con software.</i> | 108 |
| 4.5.5 | <i>Características constructivas de la tubería de presión.</i> | 112 |
| 4.6 | <i>Anclajes</i> | 113 |
| 4.6.1 | <i>Fuerzas sobre los anclajes</i> | 114 |
| 4.6.2 | <i>Cálculo de fuerzas resultantes en los anclajes</i> | 117 |
| 4.6.3 | <i>Cálculo de la estabilidad del anclaje</i> | 118 |
| 4.6.4 | <i>Dimensionamiento del anclaje</i> | 119 |
| 4.6.5 | <i>Características constructivas de los anclajes</i> | 122 |
| 4.7 | <i>Chimenea de equilibrio</i> | 122 |
| 4.7.1 | <i>Cálculo de la sobrepresión en la tubería.</i> | 122 |
| 4.7.2 | <i>Cálculo del tiempo crítico de cierre de la válvula.</i> | 123 |
| 4.7.3 | <i>Cálculo de la altura de reposo del fluido en la chimenea de equilibrio.</i> | 123 |
| 4.7.4 | <i>Cálculo de la sección de la chimenea de equilibrio.</i> | 124 |
| 4.7.5 | <i>Cálculo del espesor de la pared de la chimenea de equilibrio</i> | 124 |
| 4.7.6 | <i>Cálculo de la altura de la chimenea de equilibrio para evitar derrames del líquido</i> | 124 |
| 4.7.7 | <i>Características constructivas de la chimenea de equilibrio.</i> | 125 |
| 4.8 | <i>Dimensiones de la zanja.</i> | 125 |
| 4.8.1 | <i>Lecho de asiento del tubo.</i> | 126 |
| 4.8.2 | <i>Tipo de instalación.</i> | 127 |
| 4.8.3 | <i>Relleno de la zona del tubo</i> | 127 |
| 4.9 | <i>Cálculos de la obra civil de la casa de máquinas.</i> | 129 |
| 4.9.1 | <i>Peso del hormigón.</i> | 130 |
| 4.9.2 | <i>Volumen de la loseta</i> | 130 |
| 4.9.3 | <i>Volumen de nervios</i> | 131 |
| 4.9.4 | <i>Peso de los bloques</i> | 131 |
| 4.9.5 | <i>Peso extra</i> | 132 |
| 4.9.6 | <i>Carga total.</i> | 132 |
| 4.9.6.1 | <i>Cálculo de vigas</i> | 132 |
| 4.9.7 | <i>Cálculos de columnas.</i> | 134 |
| 4.9.8 | <i>Canal de descarga</i> | 137 |

5. DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE LA TURBINA HIDRÁULICA

| | | |
|-------|---|-----|
| 5.1 | <i>Parámetros fundamentales de diseño</i> | 139 |
| 5.1.1 | <i>Potencia hidráulica neta</i> | 139 |
| 5.1.2 | <i>Potencia al freno de la turbina</i> | 140 |
| 5.1.3 | <i>Potencia transmitida al generador</i> | 141 |
| 5.1.4 | <i>Potencia en los bornes del generador</i> | 141 |
| 5.1.5 | <i>Pares de polos del generador.</i> | 142 |
| 5.2 | <i>Eficiencia del grupo generador</i> | 142 |

| | | |
|-----------|--|-----|
| 5.3 | Número óptimo de revoluciones | 143 |
| 5.3.1 | <i>Velocidad específica</i> | 144 |
| 5.3.1.1 | <i>Velocidad específica en función de la potencia de la turbina</i> | 144 |
| 5.3.1.2 | <i>Velocidad específica en función del caudal de la turbina</i> | 144 |
| 5.4 | Selección de la turbina hidráulica. | 147 |
| 5.5 | Turbina Michell Banki | 149 |
| 5.5.1 | <i>Descripción de la turbina</i> | 149 |
| 5.5.2 | <i>Características principales de la turbina Michell Banki.</i> | 149 |
| 5.5.3 | <i>Principio de funcionamiento</i> | 150 |
| 5.6 | Principales elementos constitutivos de la turbina Michell Banki | 151 |
| 5.6.1 | <i>Rotor</i> | 151 |
| 5.6.2 | <i>Inyector</i> | 152 |
| 5.6.3 | <i>Álabe directriz</i> | 153 |
| 5.6.4 | <i>Carcasa</i> | 154 |
| 5.6.5 | <i>Eje principal</i> | 154 |
| 5.7 | Diseño hidráulico - Parámetros y ecuaciones fundamentales..... | 155 |
| 5.7.1 | <i>Diagrama de velocidades</i> | 156 |
| 5.7.2 | <i>Geometría del inyector con álabe directriz</i> | 161 |
| 5.7.3 | <i>Geometría del rodete</i> | 166 |
| 5.8 | Diseño y Cálculos Mecánicos de la turbina Michell Banki | 169 |
| 5.8.1 | <i>Diseño y cálculo del inyector</i> | 169 |
| 5.8.1.1 | <i>Torque de regulación</i> | 169 |
| 5.8.1.2 | <i>Eje del álabe directriz.</i> | 171 |
| 5.8.2 | <i>Diseño y cálculo del rodete</i> | 173 |
| 5.8.2.1 | <i>Álabes del rodete</i> | 173 |
| 5.8.2.2 | <i>Número de álabes del rodete</i> | 174 |
| 5.8.2.3 | <i>Cálculo del álabe</i> | 175 |
| 5.8.3 | <i>Cálculo y diseño del eje</i> | 179 |
| 5.8.3.1 | <i>Momento flector máximo.</i> | 180 |
| 5.8.3.2 | <i>Momento torsor máximo.</i> | 184 |
| 5.8.3.3 | <i>Diámetro del eje</i> | 184 |
| 5.8.4 | <i>Velocidad Crítica.</i> | 186 |
| 5.8.5 | <i>Velocidad de embalamiento.</i> | 188 |
| 5.8.6 | <i>Selección de rodamientos</i> | 188 |
| 5.8.6.1 | <i>Enfoque estático</i> | 188 |
| 5.8.6.2 | <i>Enfoque dinámico</i> | 190 |
| 5.9 | Comparación de resultados obtenidos y calculados. | 192 |
| 5.10 | Validación de resultados..... | 193 |
| 6. | DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN, GENERACIÓN Y CONTROL | |
| 6.1 | Sistema de transmisión | 198 |
| 6.2 | Elementos de un sistema de transmisión de potencia mecánico | 199 |
| 6.3 | Tipos de transmisiones | 200 |
| 6.4 | Comparación entre sistemas de transmisión. | 201 |
| 6.4.1 | <i>Transmisión por fajas</i> | 201 |
| 6.4.2 | <i>Transmisiones por cadena de rodillos</i> | 202 |
| 6.4.3 | <i>Transmisiones por engranajes.</i> | 203 |
| 6.5 | Criterios para el dimensionamiento de sistemas de transmisión..... | 203 |
| 6.5.1 | <i>Potencia a transmitir</i> | 204 |
| 6.5.2 | <i>Relación de Transmisión</i> | 206 |
| 6.5.3 | <i>Diámetro de las poleas.</i> | 207 |

| | | |
|-----------|---|-----|
| 6.5.4 | <i>Velocidad periférica</i> | 210 |
| 6.5.5 | <i>Longitud de la correa</i> | 210 |
| 6.5.6 | <i>Número de fajas.</i> | 212 |
| 6.5 | Sistema de generación. | 215 |
| 6.6.1 | <i>Generadores de corriente</i> | 216 |
| 6.6.2 | <i>Generador síncrono.</i> | 216 |
| 6.6.3 | <i>Generadores de inducción o asíncronos.</i> | 217 |
| 6.7 | Sistema de control | 218 |
| 6.7.1 | <i>Regulación de velocidad por medio del caudal de agua en la turbina</i> | 219 |
| 6.7.1.1 | <i>Regulación manual.</i> | 220 |
| 6.7.1.2 | <i>Regulación automática</i> | 220 |
| 6.7.2 | <i>Regulación de la velocidad por regulación de carga</i> | 221 |
| 6.7.2.1 | <i>Regulación manual. Es poco utilizada</i> | 221 |
| 6.7.2.2 | <i>Regulación automática de carga</i> | 221 |
| 6.8 | Componentes del sistema de control. | 222 |
| 6.9 | Principio de funcionamiento | 223 |
| 6.10 | Justificación de selección de equipo propuesto. | 224 |
| 7. | MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO | |
| 7.1 | Manual de operación | 229 |
| 7.1.1 | <i>Antes de la operación</i> | 229 |
| 7.1.2 | <i>Puesta en marcha inicial</i> | 230 |
| 7.1.3 | <i>Durante la operación</i> | 230 |
| 7.1.4 | <i>Después de la operación.</i> | 230 |
| 7.1.5 | <i>Libro de registros.</i> | 230 |
| 7.1.5 | <i>Manuales y documentos del fabricante</i> | 231 |
| 7.1.6 | <i>Diagnóstico de fallas</i> | 232 |
| 7.2 | Mantenimiento de la picocentral hidráulica. | 236 |
| 7.2.1 | <i>Mantenimiento de obras civiles</i> | 236 |
| 7.2.2 | <i>Sistema de conducción de agua</i> | 237 |
| 7.3 | Plan de mantenimiento. | 238 |
| 7.4 | Normas de seguridad en el mantenimiento de las obras civiles | 240 |
| 7.5 | Mantenimiento de la turbina hidráulica | 240 |
| 7.6 | Trabajos de lubricación | 241 |
| 7.6.1 | <i>Mantenimiento de rodamientos.</i> | 242 |
| 7.7 | Mantenimiento del generador, equipamiento eléctrico y líneas de transmisión | 244 |
| 7.8 | Capacitación del operador | 245 |
| 8. | EVALUACIÓN ECONÓMICA | |
| 8.1 | Introducción | 247 |
| 8.2 | Costos de inversión | 247 |
| 8.2.1 | <i>Costos directos.</i> | 247 |
| 8.2.2 | <i>Costos indirectos.</i> | 250 |
| 8.2.2.1 | <i>Costo de ingeniería básica y de detalle</i> | 250 |
| 8.2.2.2 | <i>Costos de imprevistos</i> | 251 |
| 8.3 | Costos de operación y mantenimiento | 252 |
| 8.3.1 | <i>Costo de operación mensual.</i> | 252 |
| 8.3.2 | <i>Costo de mantenimiento anual.</i> | 252 |
| 8.4 | Beneficios | 253 |
| 8.4.1 | <i>Ahorro por no pagar energía eléctrica.</i> | 253 |
| 8.5 | Valor residual de salvamento | 254 |

| | | |
|-----------|---|-----|
| 8.6 | Elaboración del cuadro de flujo de caja interno..... | 255 |
| 8.7 | Evaluación económica..... | 257 |
| 8.7.1 | <i>Cálculo del valor actual Neto (VAN).</i> | 257 |
| 8.7.2 | <i>Cálculo de la relación beneficio - costo (B/C)</i> | 258 |
| 8.7.3 | <i>Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR).</i> | 259 |
| 8.7.4 | <i>Cálculo del tiempo de recuperación de la inversión</i> | 261 |
| 8.8 | Resultados evaluación económica..... | 262 |
| 8.9 | Resultados evaluación social | 263 |
| 9. | CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES | |
| 9.1 | Conclusiones | 265 |
| 9.2 | Recomendaciones..... | 267 |

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOGRAFÍA

LINKOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

| | | Pág. |
|----|--|------|
| 1 | Características principales de turbinas hidráulicas..... | 21 |
| 2 | Demanda energética diaria estimada | 34 |
| 3 | Valores de los tiempos de llenado del recipiente | 36 |
| 3 | Propiedades del agua | 42 |
| 4 | Relaciones geométricas de las secciones transversales más frecuentes. | 47 |
| 5 | Velocidad máxima recomendada. | 48 |
| 6 | Velocidad mínima para evitar sedimentación. | 48 |
| 7 | Coefficiente de rugosidad. | 50 |
| 8 | Talud recomendado para canales de sección trapezoidal. | 52 |
| 9 | Resistencia del material. | 58 |
| 10 | Esfuerzos presentes en la tuerca..... | 68 |
| 11 | Dimensiones del vertedero..... | 70 |
| 12 | Esfuerzos presentes en la tuerca..... | 75 |
| 13 | Velocidad de decantación de partículas de arena..... | 77 |
| 14 | Esfuerzos presentes en la tuerca..... | 90 |
| 15 | Características de tuberías PVC, Biax de diámetro 160mm | 93 |
| 16 | Coefficientes de pérdidas en contracciones. | 99 |
| 17 | Relación de espesores..... | 108 |
| 18 | Datos ingresados al software | 108 |
| 19 | Resultados obtenidos del software | 110 |
| 20 | Características para selección de la tubería | 111 |
| 21 | Ángulos del anclaje aguas arriba, abajo. | 114 |
| 22 | Dimensiones de los anclajes. | 120 |
| 23 | Fuerzas actuantes en los anclajes. | 120 |
| 24 | Fuerzas resultante en los anclajes..... | 120 |
| 25 | Primera condición de equilibrio. | 121 |
| 26 | Valores de peso y reacción. | 121 |
| 27 | Segunda condición de equilibrio. | 121 |
| 28 | Cargas en la loseta..... | 132 |
| 29 | Rendimientos característicos para una etapa de las transmisiones..... | 141 |
| 30 | Velocidad sincrónica en función del número de polos..... | 142 |
| 31 | Eficiencia del grupo generación..... | 143 |
| 32 | Rango de aplicación de las turbinas hidráulicas | 145 |
| 33 | Características de turbinas cotizadas | 147 |
| 34 | Proceso de valoración por puntos de las turbinas cotizadas | 148 |
| 35 | Ancho del inyector en función del diámetro del rodete..... | 163 |
| 36 | Dimensiones del perfil del inyector y del álabe directriz. | 163 |
| 37 | Dimensiones interpoladas del perfil del inyector y del álabe directriz..... | 165 |
| 38 | Propiedades mecánicas de las aleaciones usadas en turbinas hidráulicas | 171 |
| 39 | Diámetro máximo del eje del rodete en función del diámetro exterior | 172 |
| 40 | Número de álabes del rodete, turbina Michell Banki | 174 |
| 41 | Factores Km y Kt para diseño de ejes con código ASME. | 180 |
| 42 | Propiedades de masa de rodete mediante Software..... | 182 |

| | | |
|----|--|-----|
| 43 | Comparación de resultados obtenidos y calculados..... | 192 |
| 44 | Parámetros fundamentales de las turbinas (analizados, calculados y cotizados)..... | 195 |
| 45 | Parámetros fundamentales para cálculo y diseño de turbinas..... | 196 |
| 46 | Parámetros fundamentales de las turbinas (calculados y analizados) | 197 |
| 47 | Índices comparativos de distintas transmisiones..... | 204 |
| 48 | Grado de irregularidad de las máquinas accionales. | 205 |
| 49 | Valores aproximados de factor de servicio..... | 205 |
| 50 | Diámetros mínimos de polea por tipo de banda..... | 208 |
| 51 | Coefficientes de diámetro pequeño kd. | 213 |
| 52 | Coefficientes de arco de contacto $K\theta$ | 214 |
| 53 | Efectos negativos debido a una operación en baja frecuencia | 219 |
| 54 | Efectos negativos debido a operación en alta frecuencia | 219 |
| 55 | Cuadro comparativo de los diversos tipos de regulación de velocidad..... | 222 |
| 56 | Cuadro de justificación de selección técnica de equipos..... | 225 |
| 57 | Lectura de parámetros de funcionamiento..... | 231 |
| 58 | Registro de mantenimiento y fallas del equipo..... | 231 |
| 59 | Diagnóstico de falla en las obras civiles..... | 232 |
| 60 | Diagnostico de falla del tablero de control. | 233 |
| 61 | Diagnostico de falla en la turbina..... | 234 |
| 62 | Generador. | 235 |
| 63 | Acciones de mantenimientos para obras civiles..... | 238 |
| 64 | Herramientas y repuestos para el mantenimiento de la turbina. | 241 |
| 65 | Costos directos | 248 |
| 66 | Herramientas para mantenimiento | 250 |
| 67 | Costo de ingeniería básica y de detalle..... | 250 |
| 68 | Inversión inicial total..... | 251 |
| 69 | Técnico para mantenimiento anual | 253 |
| 70 | Materiales para mantenimiento | 253 |
| 71 | Valor de consumo energético a pagar por planilla (valor ahorrado)..... | 254 |
| 72 | Valor de consumo energético de ahorro anual..... | 254 |
| 73 | Cálculo de depreciaciones, mantenimiento y seguros | 255 |
| 74 | Flujo de caja interno | 256 |
| 75 | Cálculo del valor actual neto (VAN)..... | 257 |
| 76 | Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR)..... | 259 |
| 77 | Período de recuperación de la inversión..... | 261 |

LISTA DE FIGURAS

| | | Pág. |
|----|---|------|
| 1 | Componentes de un sistema de microhidrogeneración | 5 |
| 2 | Derivación..... | 6 |
| 3 | Ubicación de las derivaciones..... | 7 |
| 4 | Esquema del tanque de presión..... | 9 |
| 5 | Esquema de un desarenador..... | 10 |
| 6 | Esquema de una chimenea de equilibrio | 11 |
| 7 | Elementos de la tubería de presión..... | 12 |
| 8 | Esquema de una junta bridada | 15 |
| 9 | Esquema de una junta espiga-campana | 15 |
| 10 | Esquema de una junta soldada | 15 |
| 11 | Esquema de una válvula de compuerta..... | 16 |
| 12 | Esquema de una válvula mariposa | 17 |
| 13 | Anclajes y apoyos | 17 |
| 14 | Esquema de un apoyo..... | 18 |
| 15 | Esquema de un anclaje | 18 |
| 16 | Ubicación de la hacienda Titaycun | 30 |
| 17 | Descripción topográfica del proyecto..... | 31 |
| 18 | Posición, altura y longitud de puntos principales del proyecto..... | 32 |
| 19 | Esquema del método del recipiente del volumen conocido..... | 35 |
| 20 | Datos generales del proyecto. | 39 |
| 21 | Instalación de tubería para conducción | 40 |
| 22 | Derivación y canal de conducción | 45 |
| 23 | Dimensiones del canal..... | 53 |
| 24 | Derivación..... | 53 |
| 25 | División del caudal..... | 59 |
| 26 | Espesor de la compuerta | 60 |
| 27 | Vertedero. | 68 |
| 28 | Medidas principales del desarenador..... | 78 |
| 29 | Salida frontal del flujo. | 83 |
| 30 | Espesor de la compuerta. | 86 |
| 31 | Vertedero. | 91 |
| 32 | Diagrama de Moody..... | 95 |
| 33 | Coefficiente de pérdidas. | 98 |
| 34 | Coefficiente dependiente de la forma de la barra. | 100 |
| 35 | Características de las tuberías de PVC | 102 |
| 36 | Esfuerzo de tensión de falla debido a la presión hidrostática | 105 |
| 37 | Validación con Software | 109 |
| 38 | Validación de accesorios | 109 |
| 39 | Unión tipo UZ..... | 112 |
| 40 | Forma del anclaje | 113 |
| 41 | Ángulos de los anclajes | 114 |
| 42 | Representación de la fuerza | 115 |
| 43 | Representación de la fuerza. | 116 |

| | | |
|----|--|-----|
| 44 | Representación de la fuerza. | 116 |
| 45 | Representación de la fuerza. | 117 |
| 46 | Forma y dimensionamiento de los anclajes. | 119 |
| 47 | Chimenea de equilibrio..... | 122 |
| 48 | Relleno de la tubería..... | 125 |
| 49 | Apoyo correcto sobre el lecho del asiento. | 126 |
| 50 | Apoyo incorrecto sobre el lecho del asiento. | 127 |
| 51 | Tipo de instalación. | 127 |
| 52 | Relleno correcto alrededor del tubo. | 128 |
| 53 | Relleno incorrecto alrededor del tubo. | 128 |
| 54 | Instalación de la tubería..... | 128 |
| 55 | Dimensiones de la casa de máquinas..... | 129 |
| 56 | Carga en las vigas..... | 132 |
| 57 | Momento en la viga..... | 133 |
| 58 | Altura de la viga. | 133 |
| 59 | Área o sección del hierro. | 134 |
| 60 | Sección de la columna. | 134 |
| 61 | Esbeltez..... | 135 |
| 62 | Soporte de la columna. | 135 |
| 63 | Peso de la losa..... | 135 |
| 64 | Dimensiones de las columnas. | 136 |
| 65 | Eficiencia de turbinas para diferentes caudales de trabajo | 140 |
| 66 | Turbina Michell Banki | 150 |
| 67 | Curva de rendimiento de una turbina Michell-Banki con admisión parcial | 151 |
| 68 | Rotor..... | 152 |
| 69 | Vista de sección del inyector | 153 |
| 70 | Álabe directriz..... | 154 |
| 71 | Carcasa de la turbina Michell Banki | 154 |
| 72 | Eje Principal de la turbina Michell Banki..... | 155 |
| 73 | Diagrama de velocidad en el rodete Michell Banki. | 158 |
| 74 | Esquema del perfil del inyector y del álabe directriz. | 164 |
| 75 | Esquema del perfil y del álabe directriz para $De=125mm$ | 166 |
| 76 | Geometría del rodete | 167 |
| 77 | Variación porcentual del momento torsor en el eje del álabe directriz del inyector, según la variación de carga de la turbina Michell Banki. | 170 |
| 78 | Disposición de los álabes en el rodete. | 173 |
| 79 | Fuerzas actuantes sobre el álabe del rodete | 174 |
| 80 | Diagrama de fuerzas y momentos en el eje de la turbina Michell Banki | 181 |
| 81 | Parámetros de ingreso en el programa microLORF. | 194 |
| 82 | Resultados obtenidos con software microLORF..... | 194 |
| 83 | Esquema secuencial del sistema de transmisión | 198 |
| 84 | Esquema del sistema de transmisión | 200 |
| 85 | Número de secciones de correa según la potencia y la velocidad..... | 207 |
| 86 | Regulador electrónico de carga..... | 222 |
| 87 | Esquema general del voltaje monitoreado del generador (circuito de control) | 223 |

| | | |
|----|---|-----|
| 88 | Cambio de rodamientos | 243 |
| 89 | Intervalo de lubricación de los rodamientos | 244 |
| 90 | Calculo del TIR..... | 260 |

LISTA DE ABREVIACIONES

| | |
|---------|--|
| EERSA | Empresa Eléctrica Regional del Sur S.A. |
| ITDG | Intermediate Technology Development Group |
| CONELEC | Consejo Nacional de Electricidad |
| SENAGUA | Secretaría Nacional del Agua |
| GPS | Global Positioning System |
| OLADE | Organización Latinoamericana de Energía |
| INECEL | Instituto Ecuatoriano de Electrificación |
| ASME | Sociedad americana de Ingenieros Mecánicos |
| PVC-O | Poli cloruro de vinilo orientado |
| TIR | Tasa Interna de Retorno |
| VAN | Valor Actual Neto |

SIMBOLOGÍA

| | | |
|------------|---|--------------------------------|
| T_0 | Temperatura ambiente | $^{\circ}\text{C}$ |
| z_0 | Altitud sobre el nivel del mar | m |
| γ_w | Peso específico del agua | $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ |
| δ_w | Densidad del agua | $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ |
| G | Gravedad | $\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ |
| V | Velocidad del agua por el canal | $\frac{\text{m}}{\text{s}}$ |
| A | Sección transversal del canal | m^2 |
| R | Radio hidráulico | m |
| h_1 | Altura geográfica de la derivación | m |
| h_0 | Altura geográfica del desarenador | m |
| L | Longitud total del canal | m |
| Pe | Perímetro mojado | m |
| b | Tirante o profundidad del agua | cm |
| y | Solera o fondo del canal | cm |
| P_C | Presión en el fondo del canal | $\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$ |
| P_A | Presión atmosférica | $\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$ |
| h_2 | Altura del nivel de agua | m |
| e | Espesor | mm |
| Hc | Altura de la compuerta | m |
| b_c | Base de la compuerta | m |
| t | Profundidad | m |
| M | Momento flector | psi |
| R | Resistencia a flexión | psi |
| F | Fuerza en el ascenso | ton |
| F' | Fuerza en el descenso | ton |
| Ac | Superficie de la compuerta | m^2 |
| H | Carga de agua sobre la compuerta, altura de la tuerca | m |
| W | Peso propio de la compuerta | ton |

| | | |
|----------------------|---|------------------|
| La | Largo | mm |
| An | Ancho | mm |
| p | Paso | plg |
| d _e | Diámetro exterior | plg |
| d _m | Diámetro medio | plg |
| l | Avance | plg |
| d _n | Diámetro del núcleo | plg |
| T _s | Torque de subida | lb-plg |
| T _b | Torque de bajada | lb-plg |
| dc | Diámetro exterior del tornillo | plg |
| τ _{xy} | Esfuerzo torsor | psi |
| σ _t | Esfuerzo por tracción | psi |
| F _s | Fuerza a la subida | lb |
| σ _{eq} | Esfuerzo equivalente | lb |
| x | Porcentaje de aumento del caudal | $\frac{m^3}{s}$ |
| Q _{avenida} | Caudal máximo del riachuelo | $\frac{m^3}{s}$ |
| Q _e | Caudal a evacuar | $\frac{m^3}{s}$ |
| L _v | Longitud del vertedero | m |
| h _c | Carga del vertedero | m |
| V _h | Velocidad horizontal del agua | $\frac{m}{s}$ |
| W _d | Ancho del desarenador | m |
| d _d | Profundidad de decantación | m |
| L _d | Longitud de decantación | m |
| V _d | Velocidad de decantación | $\frac{m}{s}$ |
| T | Período de tiempo de vaciado del tanque | s |
| U | Turbidez | $\frac{kg}{m^2}$ |
| m _R | Masa mayorada | kg |
| V | Volumen del sedimento | m ³ |
| d _r | Profundidad del colector | m |

| | | |
|------------|---|-------------------|
| L_e | Longitud de entrada al desarenador | m |
| V_t | Volumen del tanque de presión | m^3 |
| d_i | Diámetro interior de la tubería | mm |
| l_t | Longitud del tanque | m |
| W_t | Ancho del tanque | m |
| h_t | Altura total del tanque | m |
| D | Diámetro de la tubería | mm |
| h_s | Altura sobrepresión por golpe de ariete | m |
| H_B | Altura bruta | m |
| L_T | Longitud de tubería | m |
| ν | Viscosidad cinemática del agua | $\frac{m^2}{s}$ |
| Re | Número de Reynolds | adimensional |
| H_{rp} | Pérdidas primarias | m |
| F | Pérdida de presión | m.c.a |
| H_{rs} | Pérdidas secundarias | m |
| H_{RT} | Pérdidas totales | m |
| Sh | Esfuerzo hidrostático máximo de trabajo | $\frac{kg}{cm^2}$ |
| P_t | Presión máxima de trabajo | $\frac{kg}{cm^2}$ |
| P_D | Presión de diseño | $\frac{kg}{cm^2}$ |
| a | Velocidad de la onda | $\frac{m}{s}$ |
| L_1 | Distancia del anclaje al punto del tramo | m |
| W_t | Peso del agua en el tubo por unidad de longitud | $\frac{kgf}{m}$ |
| W_a | Peso del tubo por unidad de longitud | $\frac{kgf}{m}$ |
| γ_t | Peso específico del material de la tubería | $\frac{kgf}{m^3}$ |
| γ_a | Peso específico del agua | $\frac{kgf}{m^3}$ |
| D_e | Diámetro exterior del tubo | mm |

| | | |
|-------------|--|--------------------|
| S_{base} | Esfuerzo de compresión sobre el terreno | $\frac{kgf}{cm^2}$ |
| S_{adm} | Esfuerzo de compresión admisible del terreno | $\frac{kgf}{cm^2}$ |
| R_y | Reacción vertical del suelo contra el anclaje | kg |
| b | Largo de la base del anclaje | m |
| A | Área de la base del anclaje | m^2 |
| H_t | Altura mínima de reposo del fluido | m |
| S_{CHmin} | Sección de la chimenea de equilibrio | m^2 |
| S_t | Sección de la tubería | m^2 |
| Z_{max} | Altura para evitar derrame en la chimenea de equilibrio. | m |
| A_1 | Dimensión de la zanja | m |
| CM | Peso de los materiales | kg |
| CV | Peso por unidad de estructura | kg |
| C_T | Carga de diseño | kg |
| W_H | Peso del hormigón | kg |
| V_L | Volumen de la loseta | m^3 |
| V_N | Volumen de los nervios | m^3 |
| A_L | Área de la losa | m^2 |
| W_H | Peso del hormigón | kg |
| W_B | Peso de los bloques | kg |
| W_E | Peso de extra que presentará en la loseta | kg |
| A_s | Área de sección de hierro en la viga | m^2 |
| A_{Cmin} | sección mínima de columna | m^2 |
| P_1 | Peso producido por la losa | kg |
| A_c | Área cooperante | m^2 |
| P_2 | Peso producido por el peso de la columna | kg |
| V_c | Volumen de la columna | m^3 |
| P | Peso actuante | kg |
| P_{adm} | Peso permisible | kg |
| A_g | Sección de la columna | m^2 |

LISTA DE ANEXOS

- A Fotografías del estudio de campo
- B Tablas Biax de plastigama para selección de tubería
- C Espesor de planchas de acero para construcción de compuertas
- D Longitudes normalizadas de correas trapezoidales. Constante de potencia
- E Factores de corrección de longitud K_L
- F Cotizaciones de turbinas
- G Cotizaciones para el sistema de conducción – Tuberías
- H Cotizaciones para la implementación del sistema eléctrico
- I Valor de factura a pagar por consumo energético cotizado por la Empresa Eléctrica S.A.
- J Análisis de Precios Unitarios
- K Manual de operación - Antes de la operación de la Picocentral Hidroeléctrica
- L Manual de operación - Durante la operación de la Picocentral Hidroeléctrica Titaycun
- M Manual de operación - Después la operación de la Picocentral Hidroeléctrica Titaycun
- N Programa de mantenimiento según su periodicidad
- O Resultados de pérdidas en tubería por fricción con PipeFlow
- P Resultado de análisis de parámetros de diseño de turbina mediante Croos Flow Turbine Design Calculator mediante BORST ENGINEERING & CONSTRUCTION LLC
- Q Tasas de interes vigentes del Banco Central de Ecuador

RESUMEN

En el presente trabajo realizó el Estudio de Prefactibilidad Técnica Económica para la Instalación de una Pico Central Hidroeléctrica en la Hacienda Titaycun de la Comunidad la Matriz Perteneciente al Cantón Chambo, con la finalidad de proveerla de fluido eléctrico. Para lo cual se realizaron mediciones geográficas y topográficas del terreno utilizando una estación topográfica y se evaluó el recurso hidroenergético aprovechable, resultado un caudal de 16 lt/s, y una altura bruta de 25.4 m. Posteriormente se realizó un estudio energético para determinar la demanda, la cual obliga a un rediseño de todo el sistema para obtener la potencia requerida, dando como resultado un caudal de 25 lt/s para la generación de 3kw netos y 29 lt/s para el diseño de obras civiles que garanticen el flujo del caudal ecológico.

El sistema de generación consiste: en una turbina Michell-Banki, un generador eléctrico de inducción y un sistema de control electrónico por disipación de carga. Todo el sistema produce 3 kw que cubren la demanda existente. Además se dimensionaron obras civiles como: derivación, canal de conducción, desarenador con tanque de presión, tubería de presión de PVC-O, anclajes, chimenea de equilibrio y casa de máquinas.

Finalmente se efectuó el análisis económico del proyecto calculando la relación beneficio costo 2,002 y el tiempo de recuperación de la inversión de 5,25 años, la TIR del 24,002% y un VAN de 17923,87 al 9%

Se concluye que el proyecto es técnica y económicamente factible, lo cual generará mayor beneficio social, económico y productivo a la hacienda Titaycun.

ABSTRACT

The principal objective of this survey is to determine technical and economic possibilities about a hydroelectric power station, which will be introduced in "Titaycun" Farm; it is located in a community with the same name in Chambo.

This process was determined with the fundamental parameters such as: gross height $h=24,8$ m and caudal 25 lt/s; it generates 3 kw. Using these data, loads and special software, the calculation of this civil works design was indicated; it allows a true validation of that; the civil works are: derivation, conduction channel, pressure tank with sand trap, driving pipe, power house, all of these allow to channel the fluid to the hydraulic turbine which was selected from loads, giving as a result a turbine type Michell-Banki, that was valued with a Micro Lorf software, this software is a selection of a asynchronous generator, the set of turbine-generator, it will be controlled by electronic system. it avoids a frequency variation; it means that the equipment will not be damaged.

The conclusion about this project is $Tir=25$, a relationship cost-benefit is about 2, inversion recovery within 5 years. All of these results show that the project is totally possible; it accomplishes all parameters, satisfying in this way a generation of 3Kw, which requires the farm.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

El renacimiento de la energía hídrica se produjo del desarrollo del generador eléctrico, seguido de la turbina hidráulica y el aumento de la demanda de la electricidad hace que se produzca el desarrollo y perfeccionamiento las turbinas modernas tipo Pelton, Francis, Kaplan, Banki, y Turgo, las mismas que fueron proliferadas en Europa; siendo principalmente las centrales hidroeléctricas “pequeñas” con capacidades instaladas de varias decenas o centenas de kW.

Las aplicaciones hidráulicas en miniatura son muy comunes en todo el mundo; siendo los más destacados en: China, Nepal y Sri Lanka, Indonesia etc. A partir del siglo XXI se inició investigaciones en los países en vías de desarrollo, prevaleciendo Cuba, México y en Latinoamérica Colombia, Perú, Chile. La energía hidráulica es el segundo recurso renovable más utilizado en el mundo.

El Ecuador, debido a su situación privilegiada desde el punto de vista hidrológico, tiene un gran potencial para desarrollar proyectos que impliquen aprovechamientos hidráulicos, entre los cuales y de mayor importancia está la generación hidroeléctrica.

El ex Instituto Ecuatoriano de Electrificación INECEL, encargado de la planificación y desarrollo del sector eléctrico del país, hasta marzo de 1999, estudió el potencial hídrico de un elevado porcentaje de las cuencas hidrográficas del país y la posibilidad de aprovechamiento de esta energía renovable, mediante la instalación de centrales hidroeléctricas, micro, mini, pequeña, mediana y gran capacidad.

En la hacienda Titaycun ubicada a las afueras de la ciudad de Chambo, no consta con el servicio básico de energía eléctrica que proporciona la empresa eléctrica mediante el sistema interconectado. Una de las ventajas que se presentan es un recurso hídrico permanente de 50 litros/s y una diferencia de alturas considerable en una parte de la hacienda, lo que permite la posibilidad del aprovechamiento del mismo para la

generación de energía eléctrica mediante la implementación de un sistema de generación hidroeléctrico.

1.2 Justificación

Justificación técnica. El diseño de una pico-central hidroeléctrica se ve justificado por la gran demanda de energía que aqueja el país, prueba de ello es que todavía en algunos sectores rurales no se dispone de energía eléctrica, para lo cual, la ejecución del proyecto de la pico-central en la hacienda Titaycun de la comunidad Titaycun permitirá aportar a la hacienda del cantón Chambo con una Fuente de energía eléctrica alterna muy económica para suplir las necesidades energéticas de la hacienda, además de proveer y ayudar con una necesidad básica como es la energía eléctrica, la misma que servirá para el uso de los hacendados para distintos fines como son: dotación de energía eléctrica para la vivienda y el funcionamiento de un equipo de ordeño electromecánico. La implantación del presente proyecto permitirá poner en práctica nuestro nivel académico y al mismo tiempo consolidar los conocimientos en el campo práctico, para de esta forma dar a conocer a la comunidad una alternativa muy importante para su desarrollo.

Justificación económica. La hacienda Titaycun no tiene al alcance la energía eléctrica del sistema interconectado, por lo que el costo de inversión inicial para adquirir el servicio es elevado, el cual se asemeja al del sistema planteado de generación hidroeléctrico, con la diferencia que este no requiere un pago por el consumo energético.

El proyecto busca dotar de energía eléctrica para consumo residencial (necesidades eléctricas básicas) y adicionalmente dotar de energía eléctrica para el funcionamiento de un equipo de ordeño, el cual se justifica debido al tiempo que se demora en la recolección de leche, el costo de mano de obra y/o trabajadores para el proceso de ordeño, las condiciones de asepsia y otros.

El costo de producción de energía posterior a la instalación del sistema es relativamente bajo, solo se toma a consideración el proceso de mantenimiento y funcionamiento del mismo. Si se considera con relación al costo de energía que se debe pagar bajo planilla

eléctrica mensualmente, este es relativamente alto con relación al sistema planteado de generación hidroeléctrica.

Justificación social. La energía eléctrica es uno de los servicios básicos que se requiere para un buen vivir, al no contar con este servicio, la calidad de vida de las personas no es el adecuado. El proyecto garantiza con una inversión inicial, que se tendrá la generación de energía eléctrica, que cubrirá las necesidades básicas de los hacendados, entre las cuales tenemos: alumbrado de la vivienda, electrodomésticos y un sistema de ordeño electromecánico. La incorporación del sistema de ordeño electromecánico genera un valor agregado a la leche ya que este entra en un proceso de ordeño con condiciones asépticas, las cuales pueden elevar el costo de venta de la leche, de esta manera permite obtener una mejor rentabilidad económica. Adicionalmente se pueden implementar sistemas como: un sistema de enfriamiento de leche, un sistema para descremar leche u otros sistemas, de tal manera que se pueda aprovechar al máximo la energía generada, y mejorar el sistema productivo de la hacienda.

Con la implementación de este tipo de proyectos en zonas rurales, genera ese aspecto positivo en los habitantes de las mismas, permitiéndoles de esta manera solucionar problemas que a diario se genera en sus comunidades por la falta de energía eléctrica.

Justificación ecológica. La utilización de Fuentes de energía renovables es una alternativa para la generación de energética eléctrica, la energía que proveniente de los hidrocarburos es limitada y presenta problemas sociales, económicos y ambientales para la generación de la misma, por consiguiente una manera de controlar estos factores, es la utilización de Fuentes renovables de energía, que presenta una alternativa para la conservación y cuidado del medio ambiente, cuando se genera electricidad.

El proyecto en la hacienda Titaycun de la comunidad Titaycun producirá un bajo impacto ambiental en la zona, pués se tiene previsto que las construcciones civiles necesarias, no causen daños en el canal principal de conducción del agua, ni en la naturaleza.

El agua utilizada para la generación eléctrica retomará su cauce sin alteración alguna, luego de su utilización, razón la cual no se ve afectada las tareas agrícolas presentes en

la zona. 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.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general. Realizar un estudio de pre factibilidad técnico- económico de una picocentral hidroeléctrica para la hacienda Titaycun, Parroquia la Matriz, cantón Chambo.

1.3.2 Objetivos específicos

Realizar el estudio bibliográfico sobre hidráulica y generación hidroeléctrica.

Realizar el estudio técnico para conocer las condiciones geográficas e hidrográficas con las que se cuenta para la realización del proyecto.

Realizar un análisis de alternativas para la generación hidroeléctrica.

Calcular los parámetros técnicos para el diseño y dimensionamiento de la turbina a emplearse en el sistema.

Validar el dimensionamiento de la turbina mediante software.

Dimensionar y seleccionar el sistema de tuberías bajo normas y validar el cálculo mediante un software.

Realizar el pre-diseño de las obras civiles necesarias para la pico-central.

Seleccionar los equipos y materiales de transmisión y generación eléctrica que garanticen el funcionamiento adecuado del proyecto.

Analizar la factibilidad económica del proyecto a través de un estudio económico financiero.

CAPÍTULO II

2. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

2.1 Microhidrogeneración [1]

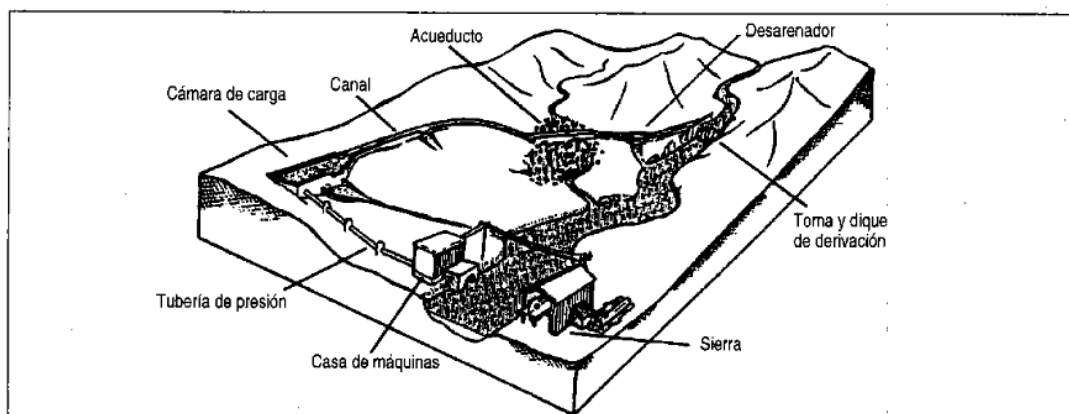
Los sistemas micro hidroeléctricos aprovechan los recursos hídricos sin deteriorar el medio ambiente. Sus obras civiles son de bajo impacto ambiental pues en la mayoría de casos no requieren de represas que inundan tierras fértiles o de reserva natural. Por el contrario promueven la conservación de las cuencas ya que crean conciencia en los usuarios de la importancia del agua y su conservación debido a la íntima relación que existe entre el caudal de agua y la cantidad de energía generada. La microhidroenergía hace uso de un recurso natural renovable de una forma sostenible.

El esquema básico de los aprovechamientos hidroeléctricos comprende una bocatoma sencilla, desarenador rectangular, cámara de carga, tubería de presión, casa de máquinas, y equipo turbo-generador. Adicionalmente podrá ser necesario instalar una red de baja o media tensión para interconexión eléctrica con el centro de consumo.

2.2 Los componentes de un sistema de microhidrogeneración

La figura siguiente nos muestra los componentes principales de un sistema típico de microhidrogeneración.

Figura 1. Componentes de un sistema de microhidrogeneración

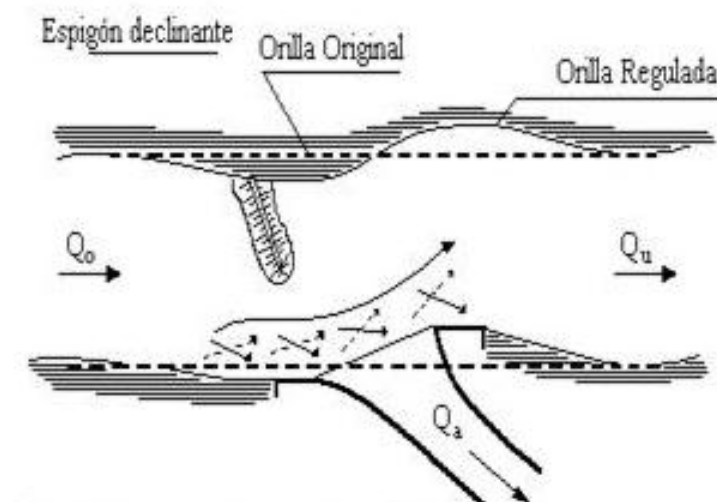


Fuente: Manuales Microcentrales ITDG

El azud desvía el caudal de agua a través de una abertura al costado del río (la abertura de "la toma") hacia un canal abierto. Para separar las partículas de arena del agua se usa un desarenador. El canal sigue los contornos del cerro con el fin de mantener la elevación del agua derivada. A continuación el agua ingresa a un depósito ("cámara de carga") y luego pasa a una tubería cerrada ("tubería forzada"), la cual está conectada a una máquina hidráulica conocida como turbina. La rotación del eje del rodete puede usarse para mover un artefacto mecánico (tal como un molino de grano, un expulsor de aceite, un torno para madera, etc.), o también para accionar un generador eléctrico. La maquinaria y artefactos que van a ser abastecidos de energía por el sistema de hidrogeneración son conocidos como la "carga". Existen, por supuesto, muchas variaciones para este tipo de diseño; por ejemplo, la sierra podría ser accionada directamente por el eje rotativo de la turbina sin necesidad de electricidad. Otra posibilidad es eliminar el canal y conectar la tubería directamente a la turbina desde el primer desarenador. Variantes como las expuestas dependerán de las características del lugar particular, de los requerimientos del usuario y los costos.

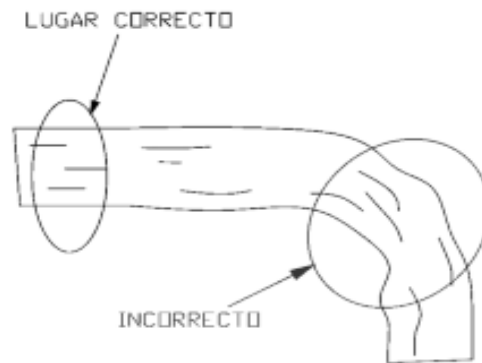
2.2.1 Derivación [2]. Son estructuras hidráulicas construidas sobre un canal con el objeto de captar parcial o totalmente el caudal de la corriente principal. Las derivaciones suelen caracterizarse principalmente por dividir el caudal principal en el que una parte de caudal derivado es llevado para ser utilizados en diferentes fines, mientras que la otra parte del caudal sigue el curso normal del canal.

Figura 2. Derivación



Fuente: Manual Microcentrales ITDG

Figura 3. Ubicación de las derivaciones



Fuente: Manual Microcentrales ITDG

2.2.1.1 *Funciones de las derivaciones*

- Garantizar la captación de agua requerida, mediante el uso de un juego de compuertas, éstas garantizarán la división exacta de fluido requerido.
- Dividir parte del caudal de un canal, caudal o recurso hídrico que será utilizado de acuerdo a las necesidades del usuario o beneficiarios.

2.2.1.2 *Clasificación de las derivaciones.* Se puede realizar una clasificación de acuerdo a diferentes parámetros como son:

- El material del que están hechas (concreto, piedra, tierra, madera, etc.).
- Su vida útil (permanente, temporal).

2.2.1.3 *Elementos de una derivación*

- *Compuerta.* Es un dispositivo que sirve para controlar, regular o impedir el acceso de caudal hacia otro canal.
- *Canal.* Se trata de una estructura civil que permite desviar una parte del caudal y direccionarlo de acuerdo a la necesidad que se requiera.

2.2.1.4 *Criterios de diseño de la derivación.* El diseño de una derivación depende de los siguientes parámetros:

- Curso del agua (tramo curvo o tramo recto).
- Configuración del terreno (pendiente del cauce, ancho del valle).
- Caudal a derivarse, ángulo de desvío.
- Ejecución de las obras en función de las características de los materiales de la corteza terrestre.
- Disponibilidad presupuestal.

2.2.2 *Conducción* [3]. El caudal que es derivado 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 estas 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 este criterio se debe tener en cuenta la parte económica que depende de la longitud de la obra, pues a mayor longitud los costos aumentan.

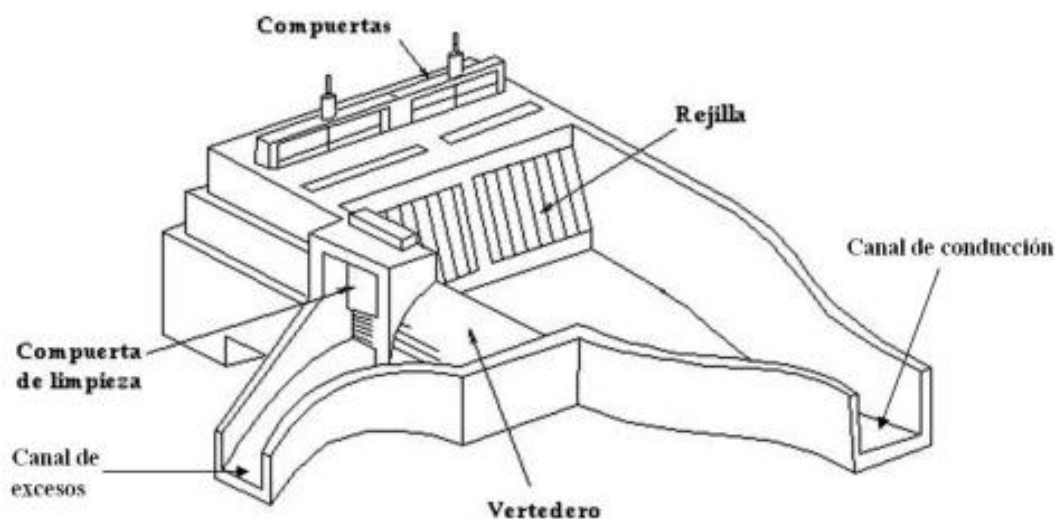
El material con el que se instalará la tubería de conducción es policloruro de vinilo orientado (PVC-O), el cual presta facilidades de adquisición, precio, instalación y accesorios diversos los cuales permiten una instalación más sencilla, eficiente y económica frente a otros materiales, es liviana y 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.

2.2.3 *Tanque de carga o presión* [4]. El tanque de presión cumple con algunas funciones que son:

- Crear un volumen de reserva de agua que permite satisfacer las necesidades de las turbinas durante los aumentos bruscos de demanda.

- Impedir la entrada a la tubería de presión de elementos sólidos de arrastre y flotantes.
- Producir la sedimentación de los materiales sólidos en suspensión en el canal y permiten su eliminación.
- Desalojar el exceso de agua en las horas en las que el caudal de agua consumido por las turbinas es inferior al caudal de diseño.
- Mantener sobre la tubería de presión una altura de aguas suficientes para evitar la entrada de aire.
- Disponer de un volumen que le permita 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 4. Esquema del tanque de presión

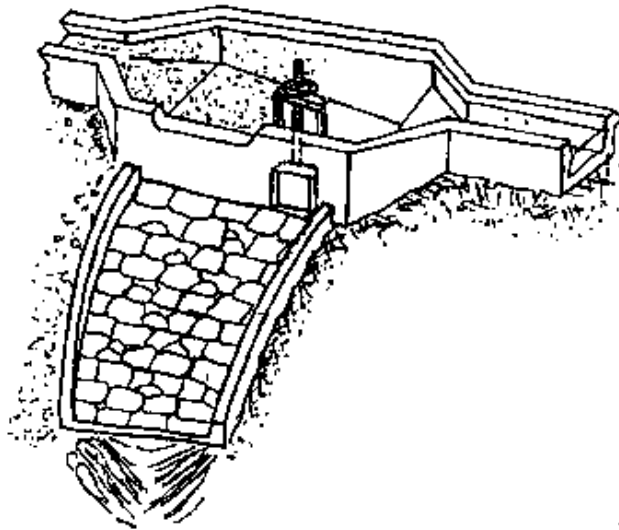


Fuente: Pequeñas centrales hidroeléctricas Ramiro Ortiz

2.2.4 Desarenador [5]. Es una obra hidráulica que sirve para sedimentar partículas de material sólido suspendido 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:

- Deben tener una longitud y un ancho adecuados para que los sedimentos se depositen en el fondo.
- Deben permitir una fácil eliminación de los depósitos.
- La eliminación de sedimentos por la compuerta debe hacerse cuidadosamente para evitar 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.
- 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 5. Esquema de un desarenador



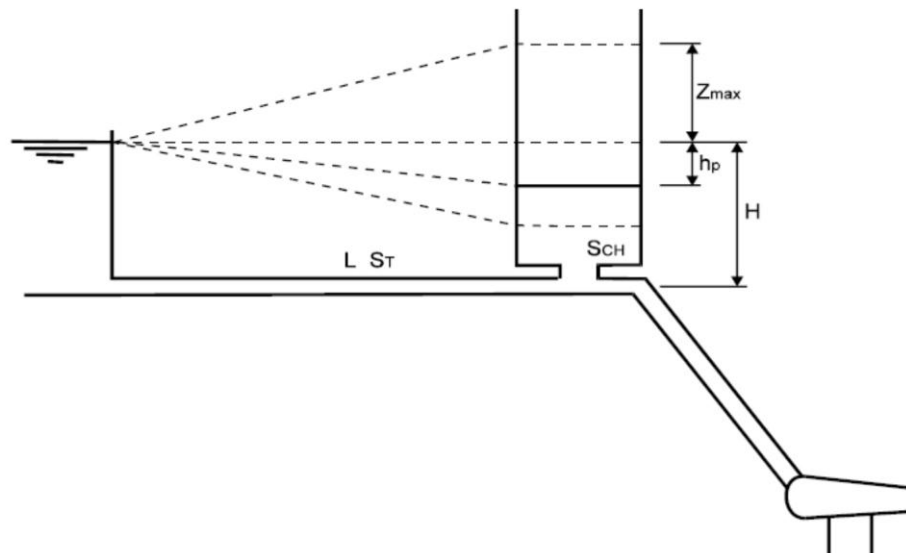
Fuente: Manuales Microcentrales ITDG

2.2.5 *Chimenea de equilibrio* [6]. Para atenuar los efectos del golpe de ariete en las obras hidráulicas, la chimenea de equilibrio es la solución más práctica y económica. Ésta tiene tres funciones principales:

- Proporcionar 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.
- Suministrar 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.

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

Figura 6. Esquema de una chimenea de equilibrio



Fuente: Sistemas de bombeo-Universidad de Oviedo-Departamento de Energía

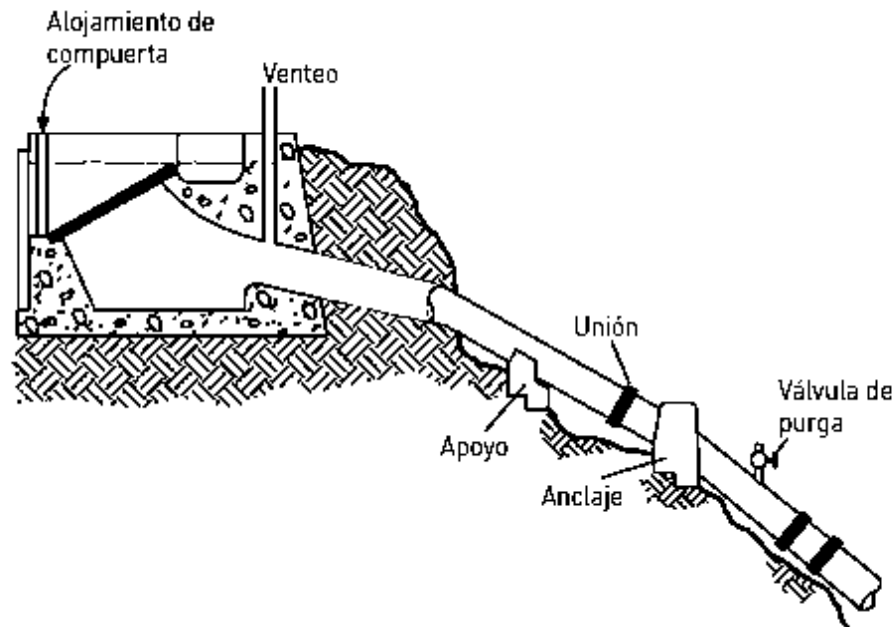
2.2.6 Tubería de presión [7]. Son tuberías que transportan agua bajo presión hasta la turbina, está apoyada en anclajes que la ayuda a soportar la presión generada por el agua y la dilatación que le ocurre por variación de temperaturas. La tubería de presión debe ser preferiblemente recta, aunque en 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 variaciones de pendiente.
- Juntas o uniones.
- Juntas de expansión ubicadas entre anclajes, las cuales asimila 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 encarguen de sostener y variar la pendiente de la tubería de presión.

Figura 7. Elementos de la tubería de presión



Fuente: Manuales Microcentrales ITDG

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 permiten 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 las que están construidas las tuberías y del diámetro de las mismas.

De este modo se puede establecer que las velocidades máximas no deben superar los 4 a 5 m/s en las tuberías de gran diámetro. No es conveniente, por término general, que las velocidades superen los 2.50 m/s. Las tuberías de plásticos admiten velocidades máximas superiores a las de fundición que, a su vez, admiten velocidades superiores a las de fibrocemento. Los valores mínimos de velocidad se establecen en función de la

rugosidad del material con el que está construido de la tubería. No deben admitirse valores de la velocidad inferiores a los 0.30 m/s para evitar la sedimentación y la formación de depósitos.

2.2.6.1 *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 se necesitan de un recubrimiento o pintura.

Policloruro de vinilo (PVC). Utilizada principalmente en pequeñas centrales hidráulicas por ser económica, resiste a presiones elevadas, se fabrican en diámetros que van hasta cerca de 400mm, es liviana y fácil de transportar e instalar, tiene bajo factor de pérdida por fricción, es 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 tienen 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 dotan de protección contra la corrosión y baja pérdidas por fricción.

Asbesto-cemento. Son tuberías frágiles y adecuadas para trabajar a una presión moderada. Son más pequeñas 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.

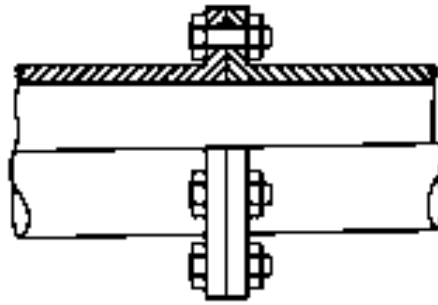
Resina de poliéster y fibra de vidrio. Son livianas y poseen un bajo coeficiente de fricción, son frágiles, por lo que se instalan con mucho cuidado. Pueden ser utilizadas para presiones elevadas con la condición de que estén bajo tierra y se rellene el espacio donde se colocan con material fino seleccionado,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

Polietileno de alta densidad. Son una buena alternativa frente a las 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.

2.2.6.2 Tipos de uniones [8]. 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 tuberías 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 las bridas se emperna a la otra, es necesario poner una empaquetadura de caucho entre cada par, son fáciles instalar, deben fabricarse de acuerdo a normas establecidas.

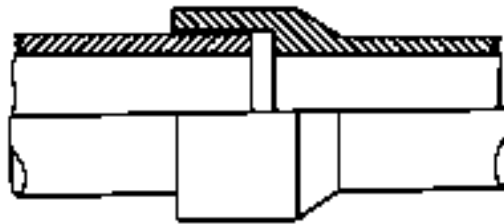
Figura 8. Esquema de una junta bridada



Fuente: Manuales Microcentrales ITDG

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 9. Esquema de una junta espiga-campana



Fuente: Manuales Microcentrales ITDG

Uniones soldadas. Se emplean en tuberías de acero y apelando a técnicas especiales 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 10. Esquema de una junta soldada

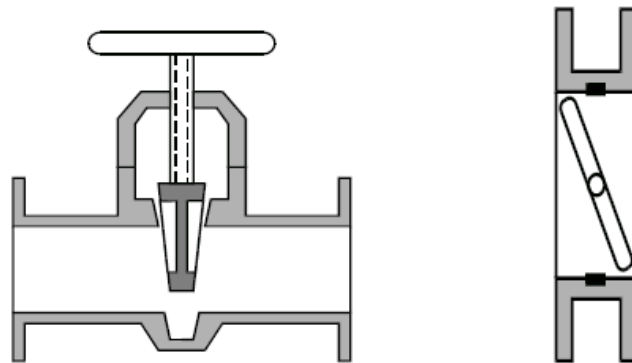


Fuente: Manuales Microcentrales ITDG

2.2.7 Válvulas en la tubería de presión [9]. 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 un 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 tubería de presión de 1200mm y esféricas cuando la caída bruta es superiores a los 200m.

Válvula de compuerta. Son válvulas que consiste 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.

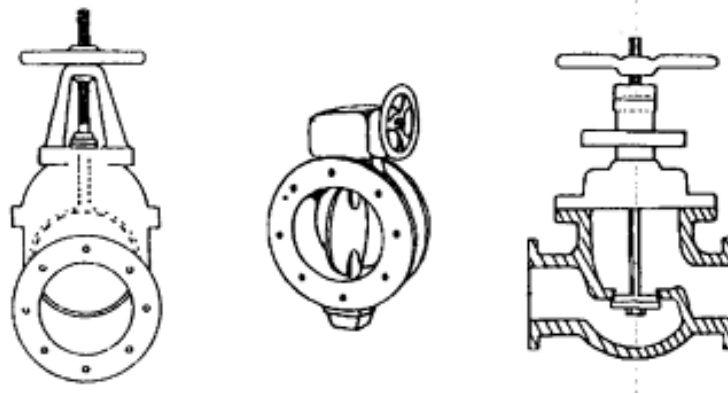
Figura 11. Esquema de una válvula de compuerta



Fuente: Sistemas de bombeo-Universidad de Oviedo-Departamento de Energía

Válvula de mariposa. Una válvula tipo de 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.

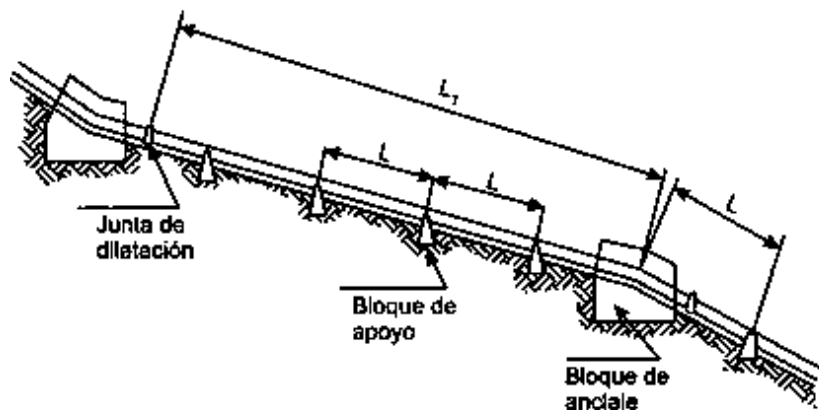
Figura 12. Esquema de una válvula mariposa



Fuente: Manuales Microcentrales ITDG

2.2.8 Apoyos y anclajes en la tubería de presión. 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 sostener se soporta en estructuras de concreto llamadas apoyos; en lugares donde se requiere variar la pendiente de la tubería tiene en su respectivo codo sujeto a una anclaje que se encarga de absorber los esfuerzos que se derivan por variación de pendiente. La profundidad de cimentación de los apoyos y anclajes deben 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.

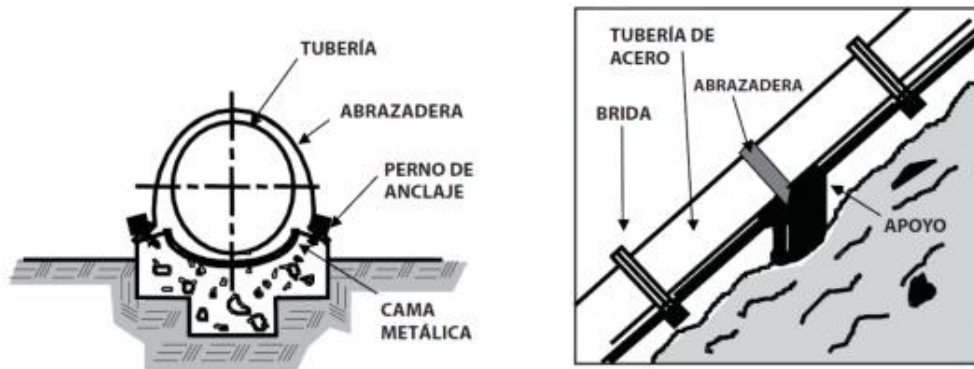
Figura 13. Anclajes y apoyos



Fuente: Manuales Microcentrales ITDG

2.2.8.1 Apoyos [10]. 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.

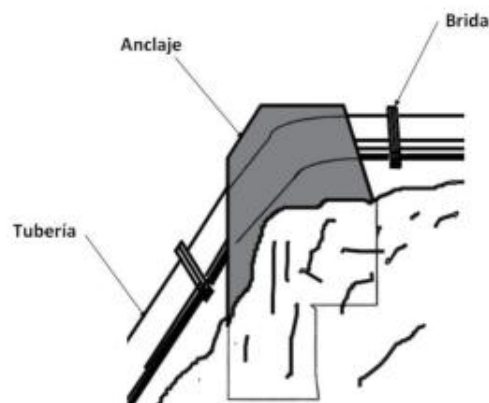
Figura 14. Esquema de un apoyo



Fuente: Manuales de capacitación en la operación y mantenimiento de pequeñas centrales hidráulicas

2.2.8.2 Anclajes [11]. 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 está 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 15. Esquema de un anclaje



Fuente: Manuales de capacitación en la operación y mantenimiento de pequeñas centrales hidráulicas

2.3 Turbinas hidráulicas [12]

Las máquinas rotodinámicas o turbomáquinas aprovechan las variaciones de la energía cinética que el fluido experimenta a su paso por la máquina. Una turbina hidráulica es una turbomáquina hidráulica, en la cual el trabajo mecánico proviene de la variación de la cantidad de movimiento del agua al fluir a través de un sistema de álabes, o en otros casos una desviación y una aceleración.

2.3.1 Clasificación de las turbinas. Las turbinas hidráulicas se pueden clasificar según diferentes criterios:

Según la variación de la presión estática a través del rodete

- *Turbinas de acción o impulso.* Cuando la presión estática permanece constante entre la entrada y la salida del rodete
- *Turbinas de reacción.* Cuando la presión estática disminuye entre la entrada y la salida del rodete.

Según la dirección del flujo a través del rodete. Este tipo de clasificación determina la forma geométrica del rodete y será precisado en función del número específico de revoluciones, y son:

- Turbinas de flujo tangencial
- Turbinas de flujo radial
- Turbinas de flujo semi-axial
- Turbinas de flujo axial

Según el grado de admisión del rodete. Considerando la alternativa de que los álabes del rodete estén sometidos parcial o simultáneamente a la acción del flujo de agua:

- Turbinas de admisión parcial.
- Turbinas de admisión total.

2.3.2 Partes de una turbina hidráulica. Los elementos fundamentales de una turbina hidráulica son los siguientes:

2.3.2.1 El Distribuidor. Es un elemento estático, pues no posee velocidad angular y en él no se produce trabajo mecánico. Sus funciones son:

- a. Acelerar el flujo del agua al transformar total (turbinas de acción), o parcialmente (turbinas de reacción) la energía potencial del agua en energía cinética.
- b. Dirigir el agua hacia el rodete, siguiendo una dirección adecuada.
- c. Actuar como un órgano regulador del caudal.

El distribuidor adopta diferentes formas; puede ser del tipo inyector en las turbinas de acción, o de forma radial, semi axial y axial en las turbinas de reacción.

2.3.2.2 El rodete. Llamado también rotor o rueda, este elemento es el órgano fundamental de las turbinas hidráulicas. Consta esencialmente de un disco provisto de un sistema de álabes, paletas o cucharas, que está animado por una cierta velocidad angular.

La transformación de la energía hidráulica del salto en energía mecánica se produce en el rodete, mediante la aceleración y desviación, o por la simple desviación de flujo de agua a su paso por los álabes.

2.3.2.3 Tubo de aspiración. Este elemento muy común en las turbinas de reacción, se instala a continuación del rodete y por lo general tiene la forma de un conducto divergente; puede ser recto o acodado y cumple las siguientes funciones:

- Recuperar la altura entre la salida del rodete y el nivel del canal de desagüe.
- Recupera una parte de la energía cinética correspondiente a la velocidad residual del agua en la salida del rodete, a partir de un diseño del tipo difusor.

2.3.3 Tipos de turbinas hidráulicas [13]. Existen dos grandes tipos de turbinas: de acción y de reacción: a estos dos grupos corresponden las turbinas modernas que hoy en día se emplean en las centrales hidráulicas, sean estas pequeñas o grandes.

Turbinas de acción

- Turbinas Pelton de 1 o más inyectores.
- Turbinas Turgo.
- Turbinas Michell – Banki.

Turbinas de reacción

- Bomba rotodinámica operando como turbina.
- Turbina Francis, en sus variantes: lenta, normal y rápida.
- Turbina Deriaz.
- Turbina Kaplan y de Hélice.
- Turbinas Axiales, en sus variantes tubular, bulbo y de generador periférico.

Tabla 1. Características principales de turbinas hidráulicas

| TURBINA | | Inventor y año de patente | N_s (rpm, HP, m)rpm | Q m ³ /s | H m | P kw | η_{max} % |
|---------------------------------|---|--|---|---------------------|--------------|------------|----------------|
| A C C I Ó N | PELTON | Lester Pelton (EE.UU) 1880 | 1Ch: 30 2Ch: 30-50 4Ch: 30-50 6Ch: 50-70 | 0,05 -50 | 30 – 1800 | 2 - 300000 | 91 |
| | TURGO | Eric Crewdson (EE.UU) 1920 | 60–260 | 0,025 – 10 | 15 - 300 | may-00 | 85 |
| | MICHELL - BANKI | A.G. Michell (Australia) 1903 D. Banki (Hung) 1917 – 1919 | 40–160 | 0,025 – 5 | 1 - 50 (200) | 1 - 750 | 82 |
| R E A C I Ó N | Bomba rotodinámica | Dionisio Papin (Francia) 1848 | 30–170 | 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 | 100.000 | 92 |
| | KAPLAN y de Hélice | V. Kaplan (Austria) 1912 | 300 - 800 | 1000 | 5 - 80 | 2 - 200000 | 93 |
| | Axiales Tubular Bulbo Generador periférico | Kuhne - 1930 Hugenin - 1933 Harza – 1919 | 300 - 800 | 600 | 5 - 30 | 100.000 | 93 |

Nota. N_s : velocidad específica; Ch: chorro; L: lento; N: normal; R: rápida

Fuente: Ficha Técnica para evaluación de la demanda y recursos hídricos ITDG

2.3.4 Fenómenos en las turbinas hidráulicas

Los fenómenos que se pueden producir en las turbinas hidráulicas son los siguientes:

Velocidad de embalamiento. Se entiende por velocidad de embalamiento, cuando la turbina descargada con el distribuidor abierto, suele ser 1,8 a 2,2 veces la velocidad de régimen según el tipo de turbina. Si se supone a la turbina en régimen estacionario (funcionamiento normal) y por cualquier circunstancia desaparece la carga y el regulador no actúa, la turbina se acelera.

Cavitación. Consiste en la formación, dentro de las masas líquidas, de espacios huecos o cavidades llenas de gas o vapor, producidas por una vaporización local debido a acciones dinámicas. Técnicamente, el fenómeno es más complejo, y se debe a reducciones de presión dentro del seno de los líquidos, cuando se mueven a grandes velocidades, manteniendo la temperatura ambiente, condiciones que favorecen la vaporización.

Golpe de ariete. Al interrumpir con rapidez la corriente de un líquido que circula con cierta velocidad a través de un conducto, se producen fuertes variaciones de presión sobre las paredes interiores de éste y del elemento que corta el caudal suministrado como consecuencia del cambio brusco en el movimiento del líquido. Además de las deformaciones motivadas por las sobre presiones y depresiones mencionadas, se presentan vibraciones y otros efectos perjudiciales que pueden ocasionar roturas, aplastamientos y otros desperfectos en la tubería.

Efecto ventilante. Se produce dentro de la carcasa, cuando se tiene un espacio muy grande entre la carcasa y el rodete, en este caso funcionara como ventilador, este aire frenara al rodete de la turbina por falta de una buen diseño de la carcasa.

2.5 Clasificación de las centrales hidroeléctricas [14]

Cada central hidroeléctrica constituye un proyecto distinto de los demás. La central se adapta a la confirmación del terreno y a las características que ofrece el salto en la naturaleza. Porque la naturaleza no ofrece simplemente una potencia hidráulica bruta,

sino que esta misma potencia en veinte sitios distintos del globo la ofrece en configuraciones de terreno distintas y con caudales y saltos brutos distintos, por tanto, ni las centrales, ni las turbinas de estos veinte lugares pueden ser iguales.

El costo absoluto de una central hidroeléctrica orientativamente podría en algunos casos repartirse así: 55% la presa, 20% el equipo o maquinaria, 15% el terreno, y 10% las estructuras de la central; pero estos porcentajes pueden oscilar muchísimo, según el tipo de instalación y su magnitud. Como el costo absoluto de una central depende de la potencia, para comparar costes se atiende al coste de kilovatio instalado. Este disminuye al aumentar la potencia instalada en la central. Así orientativamente podemos decir que si el costo por Kw, en una central grande es 1, en una central pequeña será 3 y en una microcentral 6.

En función de los puntos señalados y de los parámetros diversos que intervienen, se presenta la clasificación de las centrales hidroeléctricas.

Según el tipo de embalse:

- Centrales de agua fluyente
- Centrales con embalse
- Centrales de almacenamiento por bombeo

Según la potencia:

- Picocentrales hidroeléctricas
- Microcentrales hidroeléctricas
- Minicentrales hidroeléctricas
- Pequeñas centrales hidroeléctricas
- Centrales de gran potencia

Según la altura de salto:

- Saltos de pequeña altura

- Saltos de mediana altura
- Saltos de gran altura

Según la economía de la explotación:

- Centrales independientes
- Centrales interconectadas

Según el lugar de instalación:

- Centrales de agua fluyente
- Centrales de pie de presa
- Centrales subterráneas

2.5.1 *Según el tipo de embalse*

Centrales de Agua Fluyente. No tienen embalse propiamente dicho. El agua o se utiliza en las turbinas o se derrama por el aliviadero central. Son las más frecuentes y entre se cuentan las centrales de más potencia. Son centrales de llanura. Se caracteriza por un gran caudal y poca altura. La central es instalada en el curso mismo del río o en un caudal desviado, después de interceptar el mismo por un dique de contención. Se pueden subclasificar en centrales con reserva, diaria o semanal (la reserva no supone propiamente un embalse) o sin reserva. En las primeras se ensancha algo el curso del río para una cierta acumulación del agua.

Centrales de Acumulamiento por bombeo. Su principio básico es: en los periodos de poca demanda de energía, se utiliza energía sobrante de la red, para bombear aguas abajo al nivel de aguas arriba. Estas centrales funcionan entre dos embalses superior e inferior, acumulando energía con el bombeo y produciendo energía con la turbinación.

2.5.2 *Según la potencia.* Las microcentrales, que constituyen un día la solución para proveer económicamente de electricidad a granjas, poblados pequeños, etc., y que perdieron interés cuando las redes eléctricas nacionales cubrían prácticamente la

geografía del país, vuelven a considerarse en muchas naciones al revalorizarse con la crisis energética aun los más pequeños recursos. Las microcentrales y más generalmente las centrales de pequeña potencia de 50 a 5000 Kw, despiertan hoy día un crecido interés.

Según la potencia las centrales hidroeléctricas se dividen en:

- Picocentrales hidroeléctricas Potencia de 0.5 a 5 Kw.
- Microcentrales hidroeléctricas Potencia de 5 a 100 Kw
- Minicentrales hidroeléctricas Potencia de 100 a 999 Kw
- Pequeñas centrales hidroeléctricas Potencia de 1000 a 9999 Kw
- Centrales de gran potencia Potencias superiores a 10000 Kw

2.5.3 *Según la altura de salto.* Se entiende por salto a la altura neta, esta clasificación es la más importante ya que es la altura neta, más que ninguna otra característica, la que determina la obra civil (presa, canal de derivación tubería de presión, central), el tipo de turbina, la velocidad del grupo y el tipo de alternador. A continuación se presenta las centrales según el tipo salto:

- Saltos de pequeña altura. Altura neta, $H \leq 14.99$ m.
- Saltos de mediana altura. $15.00 \leq H \leq 49.99$ m.
- Saltos de gran altura. $H \geq 50$ m.

2.5.4 *Según la economía de explotación.* Las centrales se clasifican en:

- *Centrales independientes.* Alimentan una red individual no conectada a otras centrales.
- *Centrales interconectadas.* Alimentan una red común junto con otras centrales hidráulicas, térmicas, convencionales o nucleares. La tendencia moderna es crear una red nacional única, con interconexión de todas las centrales, en ciertos casos incluso las pequeñas.

2.5.5 Según el lugar de instalación

- *Centrales de agua fluyente.*-La central intercepta el curso del río.
- *Centrales de pie de presa.* La central de construye al pie del embalse.
- *Centrales subterráneas.* Se desarrollaron grandemente en Suecia, en la última guerra mundial para protección contra los ataques aéreos; en la actualidad, gracias a la técnica de construcción de túneles, han adquirido un gran auge en el mundo entero y en muchos casos constituyen la solución más económica.

2.6 Recurso hídrico

El recurso hídrico del cual se dispone para la implantación del proyecto es de 50 litros por segundos, los mismos que han sido adjudicados al propietario de la hacienda, mediante la distribución sectorial rural que posee la comunidad La Matriz.

Para el proyecto se utilizará una cantidad determinada de agua del porcentaje total adjudicado, la cantidad requerida que será derivada de la toma principal mediante el uso de una derivación a un canal abierto con compuerta. Se tomaron las debidas medidas para que no se afecte el ecosistema, para lo cual se va a tomar a consideración un caudal ecológico. Para la determinación del "Caudal Ecológico" en Ecuador, existen criterios con base legal para su determinación. El Consejo Nacional de Electricidad (CONELEC) está encargado de aprobar las evaluaciones de caudales ecológicos para los proyectos, mientras que la entidad administradora de los recursos hídricos se encargará de hacer respetar dichos regímenes, las Normas Técnicas Ambientales para la Prevención y Control de la Contaminación Ambiental para los Sectores de Infraestructura - Centrales Hidroeléctricas (Registro Oficial Nro.41; Anexo IB) definió el Caudal Ecológico como: "el caudal de agua que debe mantenerse en un sector hidrográfico del río, para la conservación y mantenimiento de los ecosistemas, la biodiversidad y calidad del medio fluvial y para asegurar los usos consuntivos y no consuntivos del recurso, aguas abajo en el área de influencia de una central hidroeléctrica y su embalse, donde sea aplicable".

El caudal ecológico debe ser representativo del régimen natural del río y mantener las características paisajísticas del medio. Utilizando el método de Tenneant, el cual determina que el habitat entra en un proceso de degradación de su entorno cuando el

flujo de agua es inferior al 10% del flujo total, por lo que tomando a consideración la normativa para el caudal ecológico se tomará como un 15% del caudal total, para de esta manera atenuar los efectos o cambios en el medio ambiente. [15]

Adicionalmente en nuestro país el uso del recurso hídrico para generación y/o aprovechamiento del mismo tiene restricciones. El organismo encargado se lo conoce como SENAGUA, el cual en cumplimiento del Art. 5 de la Codificación de la Ley de Aguas, se halla dando atención eficiente y eficaz, a los requerimientos ciudadanos, emitiendo resoluciones administrativas en las que se autoriza el derecho de aprovechamiento del agua, para los diferentes usos, competencia que se la viene cumpliendo a través de las demarcaciones hidrográficas. Por lo consiguiente el propietario de la finca debe cumplir con los requisitos mencionados a continuación para el uso del recurso hídrico en su propiedad. El permiso del uso del agua tiene un tiempo determinado, el cual una vez emitido por la SENAGUA tiene una validez por 10 años [16].

El propietario de la hacienda Titaycun al no poseer este permiso debe cumplir con los siguientes requisitos y adicionalmente realizar los trámites respectivo para obtener la adjudicación respectiva.

Requisitos:

1. Solicitud de acuerdo con los Art. 14, 85, 86 y 87 de la Ley de Aguas (Concesión).
2. Escritura Pública del Inmueble (Primera Copia) o Documento Legal que justifique la tenencia de la Tierra (Escritura de Compra Venta, Promesa de Venta, Declaración, Certificado de Residencia emitido por la Tenencia Política o Certificado de la Subsecretaría de Tierras).
3. En el caso de Uso Minero se presentará un Permiso Provisional dado por el Ministerio de Recursos Renovables y No Renovables.
4. Copia a color de la cédula de ciudadanía y papeleta de votación del solicitante, dirección de domicilio y número telefónico convencional.
5. Págo por tarifa de servicios de USD 8.00 (ocho dólares) en la cuenta del Banco de Fomento N° 001025436, a nombre de la SENAGUA (original del comprobante de

págo del BNF y 4 copias adicionales), a excepción de la minería artesanal que no pága tarifa alguna.

6. Si en la concesión también solicitan servidumbre: Nombres completos y domicilio de los dueños de los predios sirvientes, para las correspondientes citaciones.
7. En caso de concesión de aguas de pozo adjuntar:
 - a. Autoresización de perforación de pozo y su respectivo págo.
 - b. Informe técnico con firma de responsabilidad referente al pozo perforado con la respectiva firma de responsabilidad.
8. En caso de ser Persona Jurídica y/o pertenece a un directorio de aguas:
 - a. Presentar nombramiento (actualizado y certificado) del Representante Legal.
 - b. Escritura de Constitución de la Empresa (Primera Copia) "Solamente para personas Jurídicas".

El procedimiento que se debe realizar para la adquisición del permiso correspondiente es:

1. El usuario deberá presentar su solicitud y requisitos.
2. Ingreso y verificación de la información presentada (Unidad Administrativa).
3. Calificar, disponer las publicaciones en la prensa y la fijación de carteles y emite citaciones (Asesor Jurídico).
4. Si existe oposición:
 1. Audiencia de conciliación.
 2. Si existe acuerdo entre las partes:
 - a. Asignación de perito.
5. No existe acuerdo entre las partes:
 - a. Causa prueba, notifica mediante auto providencia.
 - b. Calificación de la audiencia de conciliación.
6. No existe oposición:
 - a. Asignación de perito.
 - b. Inspección y emisión del informe técnico.
 - c. Enviar informe técnico.
 - d. Recepción y análisis del informe técnico y presentación del concesionario.
 - e. Despacho de auto providencia.
 - f. Emisión de resolución de concesión.

- g. Resolución de concesión.
- h. Fin.

Costo. Pago por tarifa de servicios de USD 8.00 (ocho dólares) en la cuenta del Banco de Fomento N° 001025436, a nombre de la SENAGUA (original del comprobante de pago del BNF y 4 copias adicionales), a excepción de la minería artesanal que no paga tarifa alguna.

Tiempo Estimado de Entrega. El trámite tendrá un tiempo de espera de aproximadamente de 90 días laborales (Estos tiempos están sujetos a la carga de trámites que posea el Centro Zonal donde se realice el trámite) Una vez que la sentencia esté ejecutoriada por el Ministerio de Ley se dará por finalizado dicho trámite, sin embargo se debe tomar en consideración que dentro del término de 10 (diez) días de notificadas las partes con la resolución de primera instancia se podrá interponer los recursos de apelación o el de nulidad.

CAPÍTULO III

3. DESCRIPCIÓN GENERAL Y PARÁMETROS DE DISEÑO

3.1 Situación geográfica de la zona del proyecto

La comunidad de Titaycun está ubicada al noroeste de la provincia de Chimborazo. En esta zona se encuentra el cantón Chambo al cual pertenece dicha comunidad a una altura de 3238,48 m.

- Longitud $1^{\circ}44'39.67''$ S
- Latitud $78^{\circ}34'0.97''$ O

Figura 16. Ubicación de la hacienda Titaycun



Fuente: Google Maps

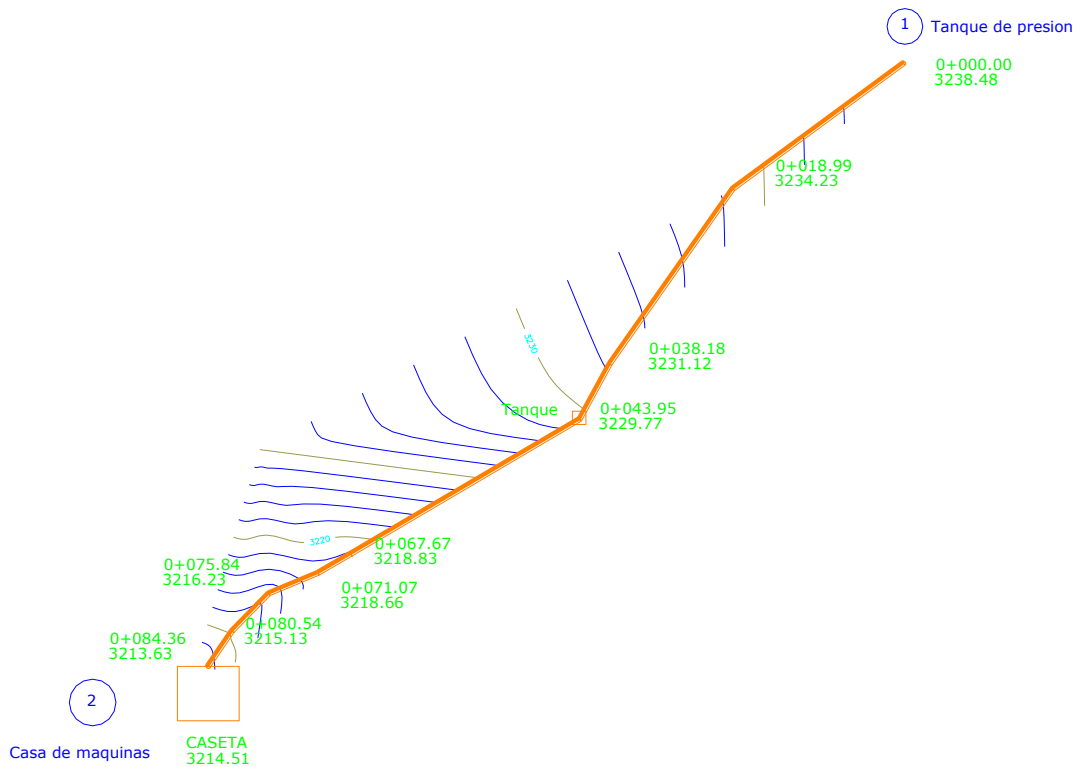
3.2 Características de la zona del proyecto

El proyecto se desarrollara en una hacienda ubicada en una zona rural llamada Titaycun perteneciente al cantón Chambo de la provincia Chimborazo. La hacienda Titaycun está separada de la ciudad de Chambo por una longitud de 5 km, la forma de acceso a la misma es mediante el uso de la carretera principal hasta la comunidad La Matriz y posteriormente por una carretera de tercer orden, la cual llega directamente a la hacienda.

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 el método topográfico con teodolito estacionario.

Figura 17. Descripción topográfica del proyecto



Fuente: Datos y coordenadas geográficas tomadas mediante una estación topográfica

El punto donde se implantará la derivación del caudal estará en la posición geográfica siguiente:

- Longitud $1^{\circ}42'25.07'S$
- Latitud $78^{\circ}33'0.32' O$

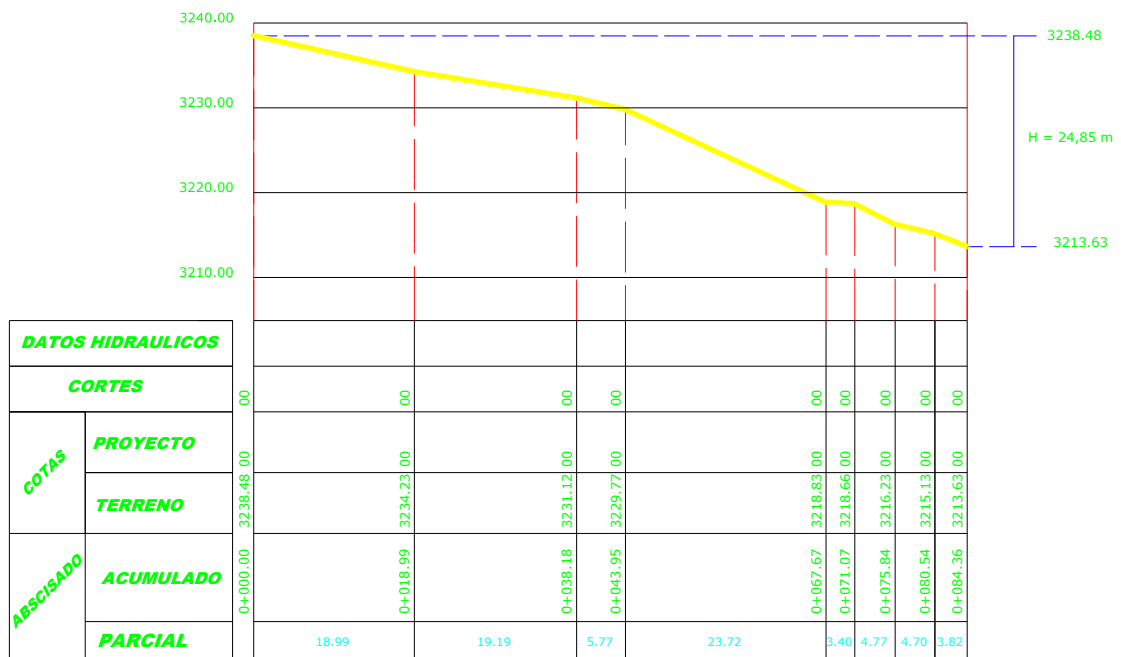
La longitud del canal, el cual parte desde la derivación hasta el desarenador con tanque de presión es de:

$$L_{total\ del\ canal} = 562\ m$$

3.4 Determinación de la altura bruta [17]

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

Figura 18. Posición, altura y longitud de puntos principales del proyecto



Fuente: Datos y coordenadas geográficas tomadas mediante una estación topográfica

La diferencia de alturas nos dará una altura bruta de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$H_b = h_2 - h_1 \quad (1)$$

En donde:

H_b = Altura bruta

h_2 = Altura del punto más alto (tanque de presión)

h_1 = Altura del punto más bajo (casa de máquinas)

$$h_2 = 3238.48 \text{ m}$$

$$h_1 = 3213.63 \text{ m}$$

$$H_b = 3238.48 \text{ m} - 3213.63 \text{ m}$$

$$H_b = 24.85 \text{ m}$$

3.5 Estimación de la demanda

En la tabla siguiente se determina la potencia eléctrica necesaria para la cual se diseñará el proyecto, a esta potencia se la denomina demanda. Para el cálculo de consumo energético se tomó a consideración la iluminación como parte fundamental del proyecto, los componentes principales son:

- Bombilla 01 Dormitorio 1.
- Bombilla 02 Dormitorio 2.
- Bombilla 03 Dormitorio 3.
- Bombilla 04 Cocina comedor.
- Bombilla 05 Sala.
- Bombilla 06 Corredor.
- Bombilla 07 Proyector de luz exterior 150 W.
- Bombilla 08 Proyector de luz exterior 150 W.
- Bombilla 08 Proyector de luz exterior 150 W.
- Bombilla 08 Proyector de luz exterior 150 W.
- Televisor.
- Radio.
- Ducha eléctrica.
- Licuadora.
- Plancha.
- Microondas.
- Refrigeradora.
- Ordeñadora electromecánica.

Tabla 2. Demanda energética diaria estimada

| Artefacto | Potencia | Cantidad | Demanda | Periodo de funcionamiento (h) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|----------------------|----------|----------|---------|-------------------------------|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|------|------|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|------|-----|-----|-----|
| | W | U | W | 01 | 02 | 03 | 04 | 05 | 06 | 07 | 08 | 09 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 |
| Bombilla 01 | 24 | 1 | 24 | | | | | ■ | ■ | | | | | | | | | | | | | ■ | ■ | ■ | | | |
| Bombilla 02 | 24 | 1 | 24 | | | | | ■ | ■ | | | | | | | | | | | | | ■ | ■ | ■ | | | |
| Bombilla 03 | 24 | 1 | 24 | | | | | ■ | ■ | | | | | | | | | | | | | ■ | ■ | ■ | | | |
| Bombilla 04 | 24 | 1 | 24 | | | | | ■ | ■ | ■ | | | | | | | | | | | | ■ | ■ | ■ | | | |
| Bombilla 05 | 24 | 1 | 24 | | | | | ■ | ■ | ■ | | | | | | | | | | | | ■ | ■ | ■ | | | |
| Bombilla 06 | 24 | 1 | 24 | | | | | ■ | ■ | ■ | | | | | | | | | | | | ■ | ■ | ■ | | | |
| Bombilla 07 | 150 | 1 | 150 | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | | | | | | | | | | | | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ |
| Bombilla 08 | 150 | 1 | 150 | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | | | | | | | | | | | | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ |
| Bombilla 09 | 150 | 1 | 150 | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | | | | | | | | | | | | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ |
| Bombilla 10 | 150 | 1 | 150 | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | | | | | | | | | | | | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ |
| Televisor | 150 | 1 | 150 | | | | | | | | ■ | ■ | ■ | | | | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | | | |
| Radio | 100 | 1 | 100 | | | | | | | | ■ | ■ | ■ | ■ | | | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | | | |
| Ducha eléctrica | 1200 | 1 | 1200 | | | | | | ■ | ■ | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Licuada | 150 | 1 | 150 | | | | | | | ■ | | | | | ■ | | | | | | | | | | | | |
| Plancha | 1500 | 1 | 1500 | | | | | | | | | | | | | | | | ■ | ■ | | | | | | | |
| Microondas | 1500 | 1 | 1500 | | | | | | ■ | | | | | | ■ | | | | | | | | | | | | |
| Refrigeradora | 250 | 1 | 250 | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ |
| Ordeñadora eléctrica | 1500 | 1 | 1500 | | | | | | | | ■ | ■ | ■ | | | | | | | | | | | | | | |
| Consumo W h | | | | 850 | 850 | 850 | 850 | 994 | 2444 | 2522 | 2100 | 2100 | 2100 | 1750 | 1900 | 250 | 450 | 450 | 2000 | 2000 | 1100 | 1244 | 1244 | 1172 | 850 | 850 | 850 |

Fuente: Autores

De la tabla 2. Se obtiene como dato principal el pico de consumo energético, valor el cual es fundamental para determinación de la potencia requerida.

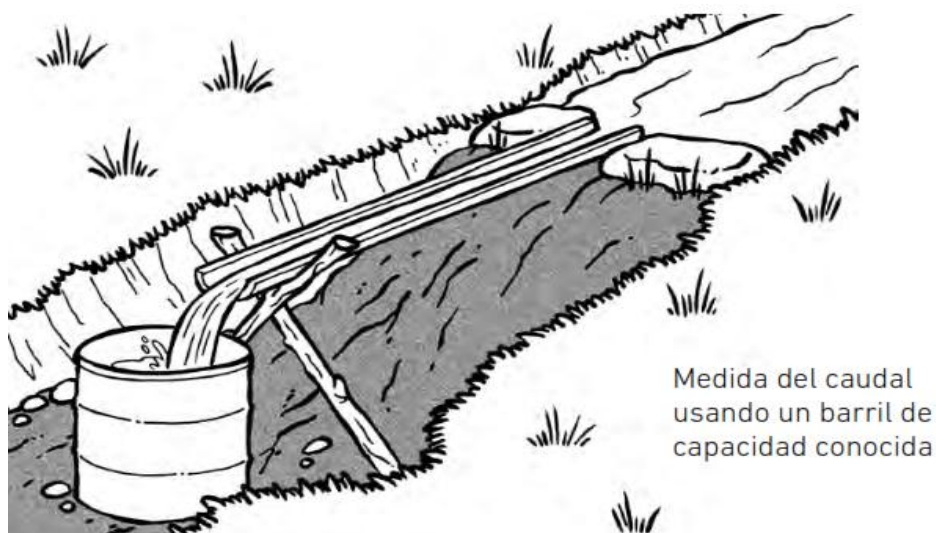
- Consumo eléctrico pico por hora es de 2522 watts hora
- Consumo diario de energía eléctrica es de 31770 watts hora 31,77 kw-h

Debido a que el consumo pico es de 2,522 kw se toma un valor de requerimiento de 3kw, es decir el 15,93% más por cuestiones de seguridad, ya que ciertos artefactos tienden a consumir más energía cuando se produce su arranque, adicionalmente también debido a que se puede incrementar el consumo pico por determinadas circunstancias.

3.6 Medición del caudal [18]

Para determinar el caudal de la vertiente se aplicó el método del recipiente del volumen conocido para el cual se realizaron varias mediciones en tres días distintos. Este método es una manera muy simple de medir el caudal. Todo el caudal a medir es desviado hacia un balde o barril y se anota el tiempo que toma llenarlo. El volumen del envase es conocido y el resultado del caudal se obtiene simplemente dividiendo este volumen por el tiempo de llenado. La desventaja de este método es que todo el caudal debe ser canalizado entubado al envase. A menudo es necesario construir una pequeña represa temporal. Este método resulta práctico para caudales pequeños.

Figura 19. Esquema del método del recipiente del volumen conocido



Fuente: Manual microcentrales ITDG

El caudal se calcula con la ecuación:

$$Q_o = \frac{V_r}{t_p} \quad (2)$$

Dónde:

$$Q_o = \text{Caudal} \left[\frac{\text{lt}}{\text{s}} \right]$$

$$V_r = \text{Volumen del recipiente} [\text{lt}]$$

$$t_p = \text{Tiempo promedio} [\text{s}]$$

Los datos recogidos en campo son los siguientes:

Tabla 3. Valores de los tiempos de llenado del recipiente

| Tiempos (s) | |
|--------------------|------|
| t1 | 1.15 |
| t2 | 1.18 |
| t3 | 1.20 |
| t4 | 1.9 |
| t5 | 1.20 |
| t6 | 1.23 |
| t7 | 1.22 |
| t8 | 1.17 |
| t9 | 1.17 |
| t10 | 1.15 |
| t_p | 1.13 |

Fuente: Autores

El caudal se obtiene dividiendo el volumen que tiene el recipiente con el tiempo promedio en la ecuación:

$$Q_o = \frac{19\text{lt}}{1.13\text{s}}$$

$$Q_o = 16.71 \text{ lts/s}$$

El caudal obtenido es el caudal que normalmente se tiene disponible en el lugar a implantarse en el proyecto, partiendo de la demanda de energía existente que es de 3 kw se procederá a calcular el caudal de demanda o diseño.

3.6.1 *Determinación del caudal de diseño* [19]. El caudal de diseño que se requiere para las obras civiles parte de la necesidad que demanda la hacienda o en este caso lo que el dueño de la misma desea, Q representará al caudal de diseño de las obras civiles tales como:

- Desarenador con tanque de carga.
- Tubería de presión.
- Turbina hidráulica.

Además se debe considerar un caudal ecológico que debemos mantener en el riachuelo para que no se degrade la biodiversidad propia del sector, este caudal debe ser el adecuado para asegurar el cumplimiento de las funciones y servicios ecológicos del medio acuático. Tomando en cuenta el 15% del caudal mínimo promedio destinado para caudal ecológico. A este caudal se lo representa con Q', el cual es el caudal para el diseño de las obras civiles tales como:

- Derivación.
- Canal de conducción.

Como el objetivo es lograr generar la cantidad de electricidad necesaria para cumplir con las demandas del dueño de la hacienda se parte de este requerimiento para obtener el caudal de diseño (Q) del proyecto. La potencia generada estará dada por la ecuación (3).

$$P = P_h \times \eta_{\text{turbina}} \times \eta_{\text{generador}} \times \eta_{\text{transmisión}} \quad (3)$$

Dónde:

- P = Potencia eléctrica generada (salida del generador) [kw]
- P_h = Potencia hidráulica [kw]
- η_{turbina} = Eficiencia de la turbina [adimensional]
- η_{generador} = Eficiencia del generador [adimensional]
- η_{transmisión} = Eficiencia de la transmisión [adimensional]

Los rendimientos que se presentan son valores asumidos teóricamente (OLADE–Manual de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales

hidroeléctricas) para cálculos preliminares, posteriormente serán recalculados con valores exactos.

$$\begin{aligned}\eta_{\text{turbina}} &= 0.7 \\ \eta_{\text{generador}} &= 0.96 \\ \eta_{\text{transmisión}} &= 0.92\end{aligned}$$

Se reemplaza los valores en la ecuación:

$$\begin{aligned}3 \text{ kw} &= P_h \times 0.7 \times 0.96 \times 0.92 \\ P_h &= 4\,852.48 \text{ w} = 4.85 \text{ kw}\end{aligned}$$

El caudal requerido lo podemos obtener de la ecuación de la potencia hidráulica.

$$P_h = \rho \times g \times Q \times H_n \quad (4)$$

Dónde:

| | |
|----------|---|
| $P_h =$ | Potencia hidráulica [w] |
| $\rho =$ | Densidad del agua $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$ |
| $g =$ | Gravedad $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]$ |
| $Q =$ | Caudal de diseño $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right]$ |
| $H_n =$ | Altura neta [m] |

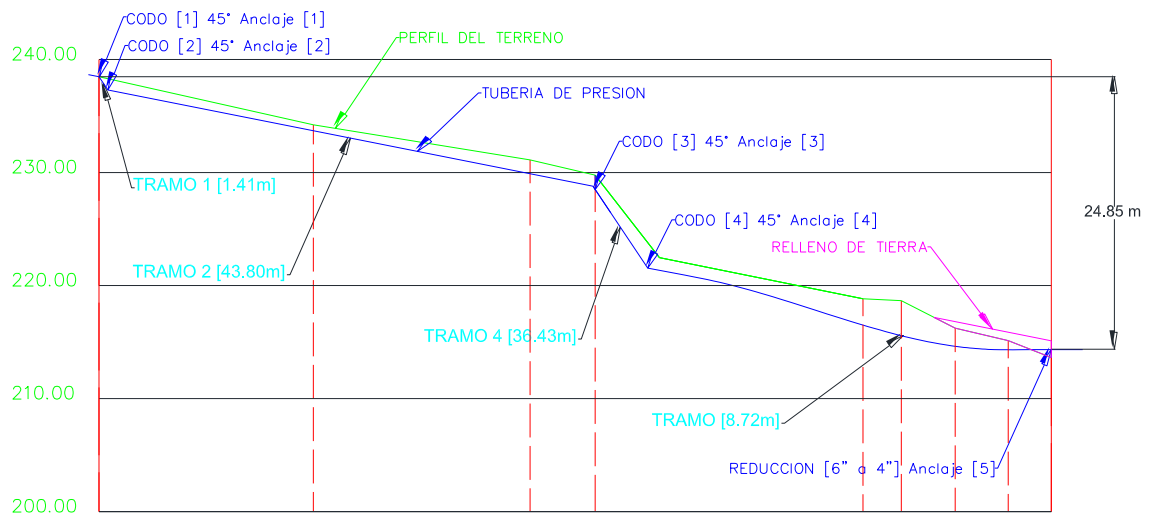
La altura neta se obtiene de la ecuación:

$$H_n = H_b - H_r \quad (5)$$

Dónde:

| | |
|---------|---|
| $H_n =$ | Altura neta [m] |
| $H_b =$ | Altura bruta [m] |
| $H_r =$ | Pérdidas por fricción del sistema de conducción [m] |

Figura 20. Datos generales del proyecto.



Fuente: Autores

Los tramos de tubería tienen unas longitudes de:

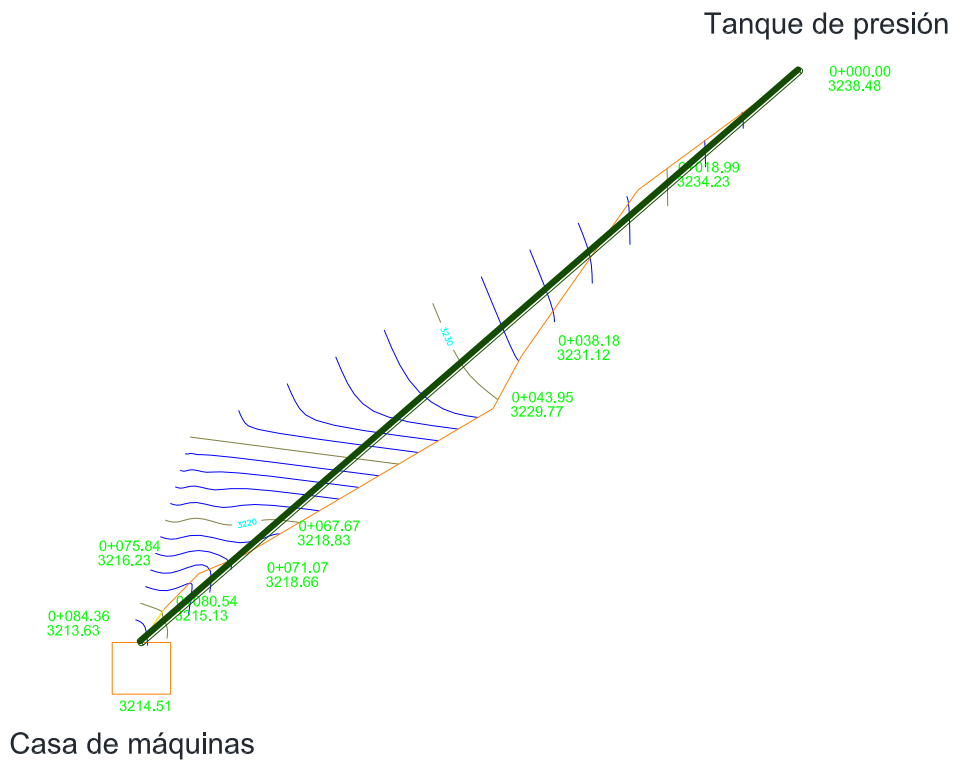
- Tramo 1 1,41 m
- Tramo 2 43,80 m
- Tramo 4 36,43 m
- Tramo 8,72 m

Obteniéndose una longitud de tubería de:

$$L_t = 87,94 \text{ m}$$

La tubería a ser instalada para la conducción del caudal necesario, se lo realizará en línea recta desde el tanque de presión hasta la casa de máquinas como se puede observar en la figura siguiente:

Figura 21. Instalación de tubería para conducción



Fuente: Autores - Datos y coordenadas geográficas tomadas mediante una estación topográfica

Debido a las condiciones del terreno permiten que la tubería sea instalada de esta manera, lo que produce el ahorro de material, dinero y otros factores, ya que no existirán desviaciones transversales.

Las pérdidas secundarias estimadas serán un porcentaje de la longitud total de tubería, a este procedimiento se lo conoce como “PÉRDIDAS POR LONGITUD EQUIVALENTE” es un método simplificado muy común en el diseño de sistemas de abastecimiento de agua, el cual consiste en suponer un factor (FM), en forma de porcentaje de incremento para la longitud real (de tubería recta) y con el cual se tiene la longitud de cálculo a utilizar en la ecuación de pérdidas por fricción:

$$H_r = FM \times L_t \quad (6)$$

Dónde:

H_r = Pérdidas por fricción del sistema de conducción [m]
 L_t = Longitud de la tubería[m]

$FM =$ Factor de porcentaje de incremento para la longitud real
[adimensional]

Generalmente este porcentaje de incremento, de acuerdo al tipo de aplicación, oscila entre el 5 y el 50%, dependiendo su selección de la relación existente entre el número de piezas y la longitud de tubería recta en el sistema bajo estudio.

- En sistemas donde predominen tramos extensos de tubería con media a baja densidad de accesorios, como en el caso de conducciones (aducciones) expresas o redes de distribución, podemos utilizar entre el 5 y el 25%.
- En sistemas caracterizados por tramos cortos de tubería, en los que son necesarias una cantidad significativa de accesorios, como en el caso de instalaciones sanitarias en edificaciones, deberíamos pensar en valores mayores: entre 25 y 50%.

Las pérdidas estimadas producidas en el sistema se consideran del 5% de la longitud total de la tubería debido a las características:

- Tubería PVC, pérdidas por fricción sumamente bajas.
- Los accesorios a utilizarse son mínimos.
- No existe cambios brusco de secciones o cambios en la orientación de tubería.

Por lo que las pérdidas de energía que se producirán en la tubería de modo simplificado serán:

$$H_r = 5\% \times L_t$$
$$H_r = 0.05 \times 87.94 \text{ m}$$
$$H_r = 4.40 \text{ m}$$

La altura neta será:

$$H_n = 24.85 \text{ m} - 4.40 \text{ m}$$
$$H_n = 20.45 \text{ m}$$

El recurso hídrico (agua) se encuentra a 10°C, propiedades que se encuentran en la tabla siguiente:

Tabla 3. Propiedades del agua

| | Peso Especifico | Densidad | Viscosidad dinámica | Viscosidad cinemática |
|-------------|------------------------|-------------------|----------------------------|------------------------------|
| Temperatura | γ | ρ | μ | ν |
| °C | KN/m ³ | kg/m ³ | N-s/m ² | m ² /s |
| 0 | 9,81 | 1000 | 1,75*10 ⁻³ | 1.75 * 10 ⁻⁶ |
| 5 | 9,81 | 1000 | 1.52 * 10 ⁻³ | 1.52 * 10 ⁻⁶ |
| 10 | 9,81 | 1000 | 1.308 * 10 ⁻³ | 1.308 * 10 ⁻⁶ |
| 15 | 9,81 | 1000 | 1.15 * 10 ⁻³ | 1.15 * 10 ⁻⁶ |

Fuente: Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas Mataix

Al reemplazar los valores obtenidos en la ecuación (3.4) el caudal de diseño para el tanque de presión con desarenador, la tubería de presión y la turbina hidráulica es de:

$$4\ 852.48\ w = 1000\ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9.81\ \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times Q \times 20.45\ \text{m}$$

$$Q = 0.0241\ \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$Q = 24.1\ \frac{\text{lt}}{\text{s}} \approx 25\ \frac{\text{lt}}{\text{s}}$$

El caudal requerido para el diseño de la derivación y sistema de conducción (canales) está en función del canal ecológico, por lo tanto el caudal principal (Q') será:

$$Q' = Q + Q_{ecologico} \quad (7)$$

Dónde:

$$Q' = \text{Caudal principal} \left[\frac{\text{lt}}{\text{s}} \right]$$

$$Q = \text{Caudal de diseño} \left[\frac{\text{lt}}{\text{s}} \right]$$

$$Q_{ecologico} = \text{Caudal ecológico} \left[\frac{\text{lt}}{\text{s}} \right]$$

Sabiendo que el caudal ecológico será:

$$Q_{ecologico} = 15\% Q_r$$

$$Q_{ecologico} = 0.15 \times 25 \frac{\text{lt}}{\text{s}}$$

$$Q_{ecologico} = 3.75 \frac{\text{lt}}{\text{s}}$$

El caudal requerido principal, para el diseño de la derivación y canal de conducción será:

$$Q' = 25 \frac{\text{lt}}{\text{s}} + 3.75 \frac{\text{lt}}{\text{s}}$$

$$Q' = 28.75 \frac{\text{lt}}{\text{s}} \approx 29 \frac{\text{lt}}{\text{s}}$$

CAPÍTULO IV

4. PRE DISEÑO DE OBRAS CIVILES

4.1 Determinación de las propiedades del agua [20]

Se realizaron mediciones de temperatura y altitud en el lugar de emplazamiento del proyecto arrojando los siguientes datos:

Datos preliminares:

$T_0 =$ Temperatura ambiente 10°C
 $z_0 =$ Altitud sobre el nivel del mar 3230 m

4.1.1 Densidad del agua [46]. El peso específico del agua se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$Y_w = \delta_w \times g \quad (8)$$

Dónde:

$Y_w =$ Peso específico del agua. $\left[\frac{\text{N}}{\text{m}^3}\right]$

$\delta_w =$ Densidad del agua. $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$

$g =$ Gravedad. $\left[9,81\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]$

$$Y_w = 1000 \times 9.81$$

$$Y_w = 9810 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

4.2 Sistema de captación

Partiendo de los requerimientos energéticos que presenta el proyecto, los canales de conducción que parten de la toma principal hasta el tanque de presión deben estar dimensionados de acuerdo a los parámetros y especificaciones necesarias para su correcto funcionamiento.

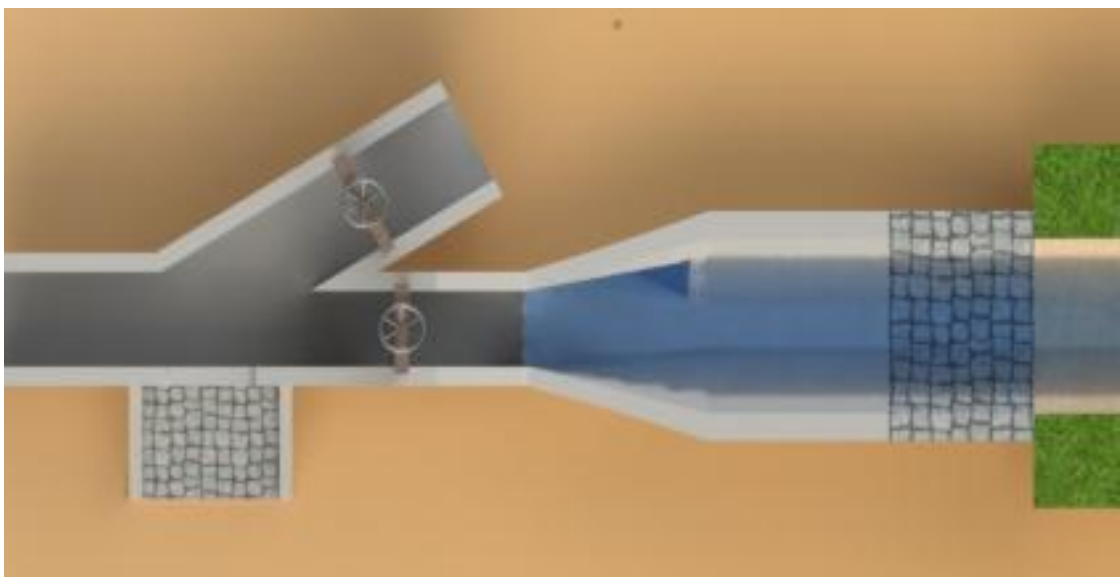
Para garantizar el pleno funcionamiento del sistema de generación hidroeléctrico se empleará:

- Derivación o toma de agua del canal principal.
- Sistema de conducción.
- Aliviadero o vertedero.
- Tanque de presión con desarenador.
- Tubería de presión.
- Casa de máquinas.

Para el diseño de las obras hidráulicas se partirá de la derivación, la cual es una obra hidráulica civil que permite derivar o dividir un porcentaje de caudal de agua, el cual será ocupado para generación hidroeléctrica. Para el control del caudal necesario se emplea un juego de compuertas, las cuales permitirán conducir el caudal requerido hasta el punto de generación.

La derivación planteada para el proyecto es del tipo punta diamante, el cual se lo muestra en la siguiente figura.

Figura 22. Derivación y canal de conducción



Fuente: Autores

La obra civil antes mencionada se la tomará a consideración por las características más destacadas que son:

- Diseño sencillo.
- Ahorro de material para su construcción.
- Facilidad de construcción.

La salida de la derivación estará conectada directamente al canal, el cual servirá para transportar el agua hacia el tanque de presión.

4.2.1 *Diseño del sistema de conducción* [21]. Como su nombre lo indica, el sistema de conducción (canal) se encarga de transportar el caudal de agua necesario para el correcto funcionamiento de todo el sistema desde la derivación hasta el tanque de presión.

Normalmente en una determinada instalación se puede adecuar diferentes tipos de canales, estos son:

- Canal de tierra sin revestimiento.
- Canal de tierra con sello o revestimiento.
- Canal de mampostería de piedra.
- Canal de concreto.

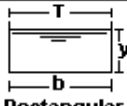

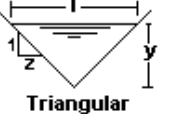
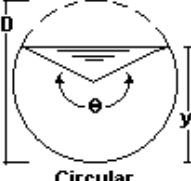
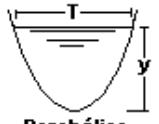
4.2.1.1 *Tipo y propiedades del suelo* [22]. En la hacienda Titaycun el tipo de suelo donde se va a implantar el proyecto es:

- Greda arenosa.

Se determinó que el tipo de suelo es greda arenosa mediante comparación visual con otros suelos de este tipo, además el dueño de la hacienda pudo corroborar esto ya que al ser ingeniero agrónomo pudo decir con certeza que el tipo de suelo que conformaba la hacienda era del tipo greda arenosa.

En la siguiente tabla se encuentra descrito las características de los diferentes tipos de secciones que pueden ser empleados para el diseño de los canales.

Tabla 4. Relaciones geométricas de las secciones transversales más frecuentes.

| Sección | Area hidráulica A | Perímetro mojado P | Radio hidráulico R | Espejo de agua T |
|---|--|-----------------------|--|--|
|  Rectangular | by | $b+2y$ | $\frac{by}{b+2y}$ | b |
|  Trapezoidal | $(b+zy)y$ | $b+2y\sqrt{1+z^2}$ | $\frac{(b+zy)y}{b+2y\sqrt{1+z^2}}$ | $b+2zy$ |
|  Triangular | zy^2 | $2y\sqrt{1+z^2}$ | $\frac{zy}{2\sqrt{1+z^2}}$ | $2zy$ |
|  Circular | $\frac{(\theta - \text{sen}\theta)D^2}{8}$ | $\frac{\theta D}{2}$ | $(1 - \frac{\text{sen}\theta}{\theta})\frac{D}{4}$ | $\frac{(\text{sen}\frac{\theta}{2})D}{2\sqrt{y(D-y)}}$ |
|  Parabólica | $\frac{2}{3}Ty$ | $T + \frac{8y^2}{3T}$ | $\frac{2T^2y}{3T+8y^2}$ | $\frac{3A}{2y}$ |

Fuente: Diseño de Canales - www.monografias.com

El tipo de sección planteado para el diseño de los canales es del tipo trapezoidal, debido a las características de funcionabilidad y el tipo de terreno que se posee. La principal característica de este tipo de canal es que son muy eficientes hidráulicamente y poseen una gran estabilidad del material, es decir el desprendimiento de material es mínimo.

4.2.2 *Diseño del canal* [23]. Partiendo de las propiedades del suelo y las condiciones geográficas de los puntos de derivación y generación, se determina la velocidad del agua que pasará por el canal.

- Altura del punto de derivación: 3240.64 m
- Altura del punto de ingreso al tanque desarenador: 3238.48 m

El área transversal del canal se determina con la siguiente ecuación:

$$Q = v \times A \quad (9)$$

Dónde:

$Q =$ Caudal de diseño. $[\frac{m^3}{s}]$

$v =$ Velocidad del agua por el canal. $[\frac{m}{s}]$

$A =$ Sección transversal del canal. $[m^2]$

La velocidad del agua en el canal dependerá del tipo de material, ésta no debe ser demasiado rápida para que no erosione las paredes del canal o muy lenta que permita la acumulación de sedimentos en el mismo. En la tabla siguiente tenemos valores recomendados de velocidades para diferentes tipos de material:

Tabla 5. Velocidad máxima recomendada.

| Material | Velocidad máxima | |
|------------------|-------------------------------|-------------------------------|
| | Menos de 0.3 m de profundidad | Menos de 1,0 m de profundidad |
| Arena | 0,3 m/s | 0,5 m/s |
| Greda arenosa | 0,4 m/s | 0,7 m/s |
| Greda | 0,5 m/s | 0,8 m/s |
| Greda de arcilla | 0,6 m/s | 0,9 m/s |
| Arcilla | 0,8 m/s | 2,0 m/s |
| Mampostería | 1,5 m/s | 2,0 m/s |
| Concreto | 1,5 m/s | 2,0 m/s |

Fuente: Manual de mini y micro centrales hidráulicas, ITDG

Adicionalmente se debe tomar en consideración la velocidad mínima recomendada para evitar sedimentación.

Tabla 6. Velocidad mínima para evitar sedimentación.

| Calidad del agua | Velocidad mínima |
|----------------------|-------------------|
| Con sedimentos finos | $0,3 \frac{m}{s}$ |
| Con arena | $0,5 \frac{m}{s}$ |

Fuente: Manual de mini y micro centrales hidráulicas, ITDG

Según el tipo de suelo (greda arenosa) y los sedimentos finos que se encuentran en el fluido, las velocidades mínimas y máximas que se pueden tener en el canal son:

- Velocidad mínima recomendada. $v_{min} = 0,3 \frac{m}{s}$
- Velocidad máxima recomendada. $v_{max} = 0,4 \frac{m}{s}$

El grado de inclinación que tiene el canal se obtiene de la ecuación de Manning:

$$S_c = \left(\frac{n \times v}{R^{\frac{2}{3}}} \right)^2 \quad (10)$$

Dónde:

- S_c = Pendiente del canal. [adimensional]
- n = Rugosidad del material del canal. [adimensional]
- v = Velocidad del fluido en el canal. [m/s]
- R = Radio hidráulico. [m]

El valor de la pendiente se obtiene al dividir su altura para su longitud total, la altura es la diferencia que existe entre el punto donde se va a implantar el desarenador y el punto de la derivación.

$$S_c = \frac{h_1 - h_0}{L} \quad (11)$$

Dónde:

- h_1 = Altura geográfica de la derivación. [3240.64 m]
- h_0 = Altura geográfica del desarenador. [3238,48 m]
- L = Longitud total del canal. [562 m]

$$S_c = \frac{3240.62 - 3238.48}{562}$$

$$S_c = 0.00385$$

El valor de la rugosidad del canal se obtiene de la siguiente tabla:

Tabla 7. Coeficiente de rugosidad.

| Canales de tierra | N |
|--|--------|
| Arcilla | 0.013 |
| Material sólido, suave | 0.0167 |
| Arena con algo de arcilla o roca partida | 0.02 |
| Fondo de arena y grava, con lados empedrados | 0.0213 |
| Grava fina de 10/20/30 mm | 0.022 |
| Grava regular de 20/40/60 mm | 0.025 |
| Grava gruesa de 50/100/150 mm | 0.0286 |
| Greda en terrones | 0.0333 |
| Revestido con piedras | 0.037 |
| Arena, greda, grava y hierbas | 0.0455 |

Fuente: Manual microcentrales ITDG

El canal será construido sobre el suelo de tipo greda arenosa, para evitar la sedimentación de los sólidos en el canal, el valor de velocidad mínimo que se toma en consideración será de:

- Velocidad mínima recomendada. $v_{min} = 0,3 \frac{m}{s}$
- Rugosidad. $n = 0,0455$

Con los valores antes determinados el radio hidráulico se calcula a partir de la ecuación de la pendiente o ecuación de Manning para canales abiertos:

$$R = \left(\frac{n \times v}{\sqrt{S}} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (12)$$

$$R = 0.1032 \text{ m}$$

El radio hidráulico se define como:

$$R = \frac{A}{Pe} \quad (13)$$

Dónde:

R = Radio hidráulico. [m]

A = Sección del canal. [m²]

Pe = Perímetro mojado. [m]

El área que se debe tener para evitar la sedimentación de los sólidos con el caudal de diseño es:

$$Q = V \times A$$

Dónde:

Q = Caudal de diseño. [$\frac{m^3}{s}$]

A = Sección del canal. [m²]

V = Velocidad de fluido. [$\frac{m}{s}$]

$$A = \frac{0,029}{0,3}$$

$$A = 0,097 \text{ m}^2$$

El perímetro mojado se obtiene de la ecuación:

$$Pe = \frac{0.097}{0.1032}$$

$$Pe = 0.9369 \text{ m}$$

Conocida el área o sección transversal del canal, se determina el perímetro mojado del mismo según el tipo de sección que se está utilizando:

$$Pe = b + 2y\sqrt{1 + z^2} \quad (14)$$

Dónde:

Pe = Perímetro mojado. [m]

b = Tirante o profundidad del agua. [m]

y = Solera o fondo del canal. [m]

z = Talud o ángulo de inclinación de las pared del canal (Z=2). [tabla 8]

Tabla 8. Talud recomendado para canales de sección trapezoidal.

| Material | Talud ($Z = \cot \Phi$) |
|-----------------|---------------------------|
| Arena | 3,00 |
| Arena y greda | 2,00 |
| Greda | 1,50 |
| Greda y arcilla | 1,00 |
| Arcilla | 0,58 |
| Concreto | 0,58 |

Fuente: Manual de microcentrales ITDG

El material de cual está formado el canal es greda arenosa por lo que el talud (Z) tiene el valor de 2. Debido a que al utilizar el valor de $Z = 2$ se obtiene un espejo de agua muy grande (aproximadamente 1.2 m) y un ángulo de inclinación de 56° el canal ocuparía espacio del cultivo innecesariamente, por lo que se buscó una alternativa para este problema llegando a obtener que el valor adecuado para disminuir el espacio ocupado por el canal y que el mismo siga cumpliendo con las necesidades del proyecto sea de $Z = 1$. Se escogió $Z = 1$ debido a que el ángulo de inclinación (45°) es menor en relación al ángulo de inclinación de $Z = 2$ (56°) con lo que se reducirá el espejo de agua y por consiguiente el ancho del canal, además que se evitara con este grado de inclinación que las paredes del canal se desmoronen sobre el mismo.

$$Pe = b + 2.82 y$$

$$b + 2.82 y = 0.9369$$

Para determinar la base y la altura del canal se lo realiza mediante un proceso iterativo, de la fórmula antes mencionada dando como resultado:

$$b = 0.23 \text{ m}$$

$$y = 0.25 \text{ m}$$

El espejo de agua se obtiene de la ecuación:

$$T = b + 2zy \tag{15}$$

Dónde:

$$T = \text{Espejo de agua. [m]}$$

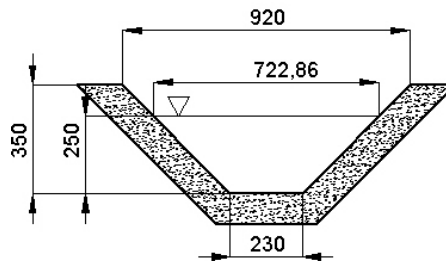
- y = Tirante o profundidad del agua. [m]
- b = Solera o fondo del canal. [m]
- z = Talud o ángulo de inclinación de la pared del canal. (z = 1)

$$T = 0.23 + 1(1 \times 0.25)$$

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

Como se puede observar al tomar el valor de Z = 1 se reduce considerablemente el valor del espejo de agua disminuyendo así el ancho del canal y recuperando ese espacio para cultivos.

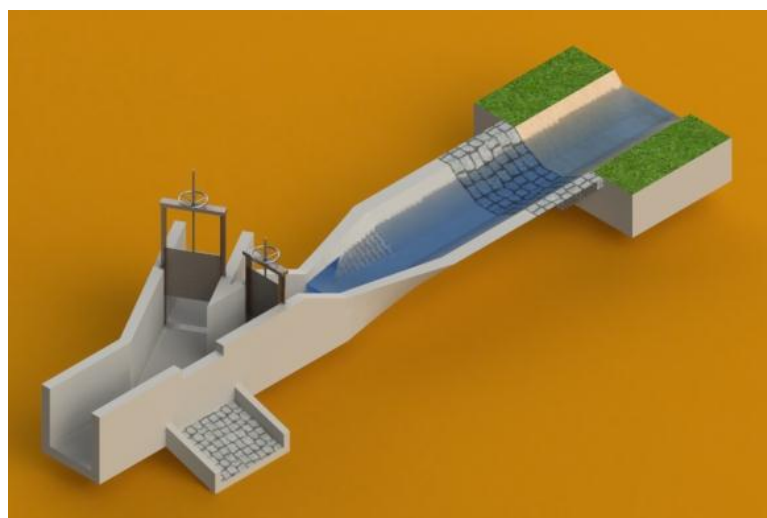
Figura 23. Dimensiones del canal



Fuente: Autores

4.2.3 *Diseño de la derivación.* La derivación permite tomar el agua de los ríos para de esta manera conducirla aprovechando la fuerza de la gravedad.

Figura 24. Derivación



Fuente: Autores

4.2.3.1 Dimensiones del canal de salida de la derivación hacia al tanque de presión.

Para el dimensionamiento del canal de derivación, se parte de la forma rectangular tomando en consideración las siguientes condiciones:

- Fácil construcción.
- Mayor facilidad de acoplamiento de la compuerta con las paredes del canal.
- Diseño sencillo.

Las dimensiones del canal se determinan con la siguiente ecuación:

$$Q = v \times A$$

Dónde:

$$Q = \text{Caudal de diseño. } \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right]$$

$$v = \text{Velocidad del agua por el canal. } \left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$$

$$A = \text{Sección transversal del canal. } [\text{m}^2]$$

Los valores de velocidad mínima y máxima con los que se diseña el canal de derivación son:

- Velocidad mínima recomendada. $v_{min} = 0,3 \frac{m}{s}$
- Velocidad máxima recomendada. $v_{max} = 1.5 \frac{m}{s}$

El área se obtiene de la ecuación:

$$A = \frac{Q}{v}$$

$$A = \frac{0.029}{0.3}$$

$$A = 0.097 \text{ m}^2 \approx 0,1\text{m}^2$$

Conocida el área transversal se calcula las dimensiones del canal tipo rectangular, que tenga el área antes calculada:

$$A = y \times b \quad (16)$$

Dónde:

A = Sección transversal del canal. [m²]

y = Tirante o profundidad del agua. [m]

b = Solera o fondo de canal. [m]

$$A = 0,25 \times 0,4$$

$$A = 0,1\text{m}^2$$

Las dimensiones del canal de derivación serán:

- Base del canal. 40 cm
- Altura de canal. 25 cm

Existe una zona de transición que está compuesta por dos partes, la una de concreto y la otra de piedra, donde pasa de canal rectangular de concreto a canal trapezoidal de greda arenosa sin revestimiento.

La zona de transición permite que se pueda unir ambas partes del canal (trapezoidal y rectangular) de mejor manera y no existan así cambios bruscos de sección.

4.2.3.2 Dimensiones del canal antes de la derivación. Las dimensiones del canal se determinan con la siguiente ecuación:

$$Q = v \times A$$

Dónde:

Q = Caudal de diseño. [$\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$]

v = Velocidad del agua por el canal. [$\frac{\text{m}}{\text{s}}$]

A = Sección transversal del canal. [m²]

Para realizar el cálculo de la capacidad del canal se debe considerar el caudal de avenida.

Basándose en la información proporcionada por el dueño de la hacienda, quien manifiesta que el excedente puede ser entre un 30 a 50% del caudal de diseño.

$$Q_{avenida} = Q + x Q \quad (17)$$

Dónde:

$$Q_{avenida} = \text{Caudal máximo del riachuelo. } \left[\frac{m^3}{s}\right]$$

$$Q = \text{Caudal de diseño. } \left[\frac{m^3}{s}\right]$$

$$x = \text{Porcentaje de aumento del caudal. [adimensional]}$$

Por seguridad se toma como valor máximo de caudal de avenida un 50%.

$$Q_{avenida} = Q(1 + x)$$

$$Q_{avenida} = 0.05(1 + 0.5)$$

$$Q_{avenida} = 0.075 \left[\frac{m^3}{s}\right]$$

Los valores de velocidad mínima y máxima con los que se diseña el canal antes de la derivación son:

- Velocidad mínima recomendada. $v_{min} = 0,3 \frac{m}{s}$
- Velocidad máxima recomendada. $v_{max} = 1.5 \frac{m}{s}$

El área se obtiene de la ecuación:

$$A = \frac{Q}{V}$$

$$A = \frac{0.075}{0.3}$$

$$A = 0.25 \text{ m}^2$$

Conocida el área transversal, los valores de base y altura del canal transversal, se obtienen mediante un proceso iterativo de la siguiente ecuación:

$$A = y \times b$$

Dónde:

A = Sección transversal del canal. [m²]

y = Tirante o profundidad del agua. [m]

b = Solera o fondo de canal. [m]

$$A = 0,5 \times 0,5$$

$$A = 0,25\text{m}^2$$

Las dimensiones del canal de derivación son:

- Base del canal. 50 cm
- Altura de canal. 50 cm

4.2.3.3 Cálculo de la resistencia de las paredes del canal antes de la derivación [24].

Las paredes del canal de derivación serán construidas de hormigón, se debe calcular el espesor mínimo que deben poseer las paredes para soportar la presión que se genera sobre ellas.

La presión que se genera en el canal por el paso del agua o retención de la misma, determina el espesor de las paredes, presión que se calcula mediante la expresión:

$$P_C = P_A + (\rho \times g \times h_2) \quad (18)$$

Dónde:

P_C = Presión en el fondo del canal. [$\frac{N}{m^2}$]

P_A = Presión atmosférica. [$\frac{N}{m^2}$]

δ_w = Densidad del agua. [kg/m³]

g = Gravedad. [m/s²]

h_2 = Altura del nivel del agua. [m]

$$P_C = 67885 + (1000 \times 9.81 \times 0.5)$$

$$P_C = 72785 \frac{N}{m^2}$$

$$P_C = 7427.04 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^2}$$

$$P_C = 0.7427 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

En la siguiente tabla se presenta la presión ejercida sobre las paredes y la resistencia del material:

Tabla 9. Resistencia del material.

| | |
|-------------------------------------|---|
| Presión sobre las paredes del canal | $0.7427 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$ |
| Resistencia del hormigón | $240 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$ |

Fuente: Autores

Presión en el canal < Resistencia del hormigón

$$0.7427 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} < 240 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

Las paredes soportarán la presión que el fluido (agua) ejercerá sobre él.

4.2.3.4 *Espesor del canal de derivación* [25]. El espesor mínimo de la pared de los hormigones se calcula con la ecuación

$$e = 0.10 \times h \quad (19)$$

Dónde:

e = Espesor mínimo del canal. [m]

h = Altura del canal. [m]

$$e = 0.10 \times 0.5$$

$$e = 0.05 \text{ m}$$

$$e = 5 \text{ cm}$$

El espesor mínimo que debe tener el canal es de 5 cm. La recomendación para canales de hormigón es la siguiente:

- El espesor mínimo es de 5 cm a 7.5 cm para acomodar el concreto.

Se selecciona un coeficiente de seguridad de 2, el espesor del canal aumenta con lo que evitaremos trabajar en los mínimos recomendados:

$$e = 5 \times 2$$

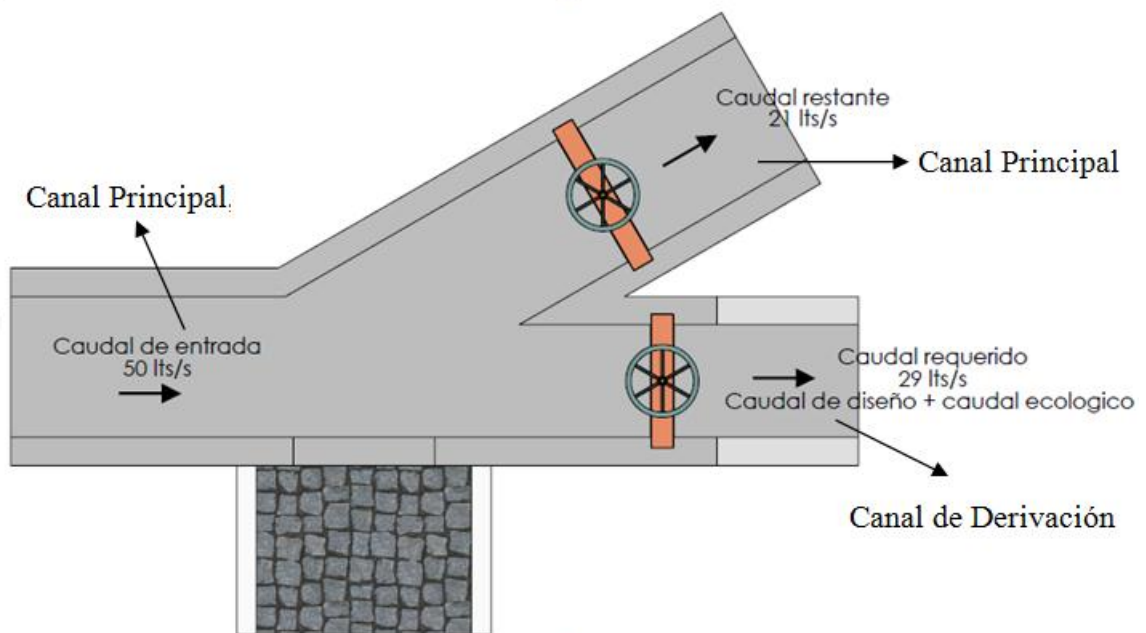
$$e = 10 \text{ cm}$$

El nuevo espesor de las paredes de hormigón es de 10 cm.

4.2.3.5 Cálculo de la compuerta del canal principal. Los parámetros que se conoce para determinar la altura máxima que debe tener la compuerta son:

- Caudal del canal: $Q_{\min} = 0.05 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
- Ancho del canal: $b = 50 \text{ cm} = 0.5\text{m}$
- Altura estimada de la compuerta: $H_c = 50 \text{ cm} = 0.5\text{m}$

Figura 25. División del caudal



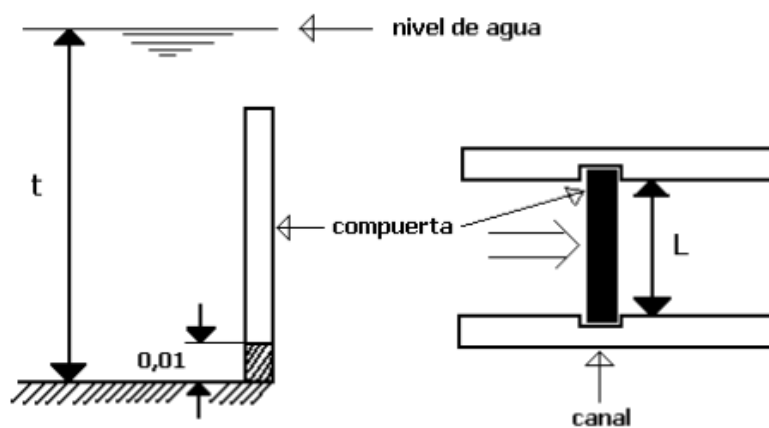
Fuente: Autores

4.2.3.6 Dimensiones de la compuerta del canal principal. Las dimensiones de la compuerta son:

- Base de la compuerta: $b_c = 50\text{cm}$
- Altura de la compuerta: $H_c = 50\text{ cm}$

4.2.3.7 Cálculo del espesor de la compuerta del canal principal. Se considera una zona de 0.01 m de altura a la profundidad t como se muestra en la figura:

Figura 26. Espesor de la compuerta



Fuente: Manual Técnico Olade

La presión del agua sobre esta zona es uniformemente repartida. La presión total en la zona de la compuerta se determina con la ecuación:

$$P = L \times 0.01 \times t \times 1000 \quad (20)$$

$$P = 10 \times L \times t$$

Dónde:

$P =$ Presión total en la zona indicada.

$L =$ Luz de la compuerta.

$t =$ Profundidad.

La zona (compuerta colocada en las paredes del canal como se ve en la figura 25) forma una viga apoyada en sus extremos con carga total uniformemente repartida P ; el momento flector máximo será:

$$M = \frac{P \times L}{8} \quad (21)$$

También se tiene que:

$$M = \frac{R \times I}{c}$$

En donde para el rectángulo de la zona considerada se tiene:

$$\frac{I}{c} = \frac{\frac{1}{12} \times 0.01 \times e^3}{e/2} = \frac{1}{6} \times 0.01 \times e^2 \quad (22)$$

Dónde:

M = Momento flector. [psi]

R = Resistencia a flexión. [psi]

c = Centro de gravedad.

e = Espesor de la plancha de acero. [mm]

Se utilizará una plancha de acero ASTM A-36 con un R = 400N/mm² (40816326 kg/m²)

Igualando las ecuaciones:

$$\frac{P \times L}{8} = \frac{R \times I}{c}$$

$$\frac{10 \times L \times t \times L}{8} = \frac{1}{6} \times 0.01 \times e^2 \times 40816326$$

Despejamos e de la ecuación anterior:

$$e = \sqrt{\frac{10 \times 0.5^2 \times 0.5 \times 6}{8 \times 0.01 \times 40816326}}$$

$$e = 0.00151\text{m}$$

$$e = 1.51 \text{ mm} \cong 2 \text{ mm}$$

El espesor de la compuerta debe ser de 2 mm la misma que se seleccionara del catálogo DIPAC el cual se encuentra en el anexo C.

4.2.3.8 Mecanismo de elevación de la compuerta del canal principal [26]. La compuerta será del tipo deslizante, por lo que para el diseño del husillo se debe determinar la resistencia a vencer para la elevación y descenso de la compuerta.

La resistencia en este caso comprende dos términos: uno corresponde al rozamiento en virtud de la presión hidráulica a que está sometida la compuerta; y otro, en el caso de elevación, debido al propio peso de la misma, este último término para el descenso se convierte en fuerza favorable. La resistencia está dada por:

$$F = (H \times A \times k) + W \quad (23)$$

$$F' = (H \times A \times k) - W \quad (24)$$

Dónde:

F = Fuerza necesaria en toneladas para equilibrar las resistencias en el ascenso.
[ton]

F' = Fuerza necesaria en toneladas para equilibrar las resistencia en el descenso.
[ton]

Ac = Superficie de la compuerta en metros cuadrados, expuesta a presión hidráulica. [m²]

H = Carga de agua sobre la compuerta. [m]

K = Coeficiente de rozamiento estático. [adimensional]

W = Peso propio de la compuerta, en toneladas. [toneladas]

$$Ac = 0.5 \times 0.5 = 0.25m^2$$

$$H = 0.33 \text{ m}$$

$$K = 0.3$$

El valor de w se obtiene de la ecuación: (DIPAC)

$$W = \frac{La \times An \times E \times 7.85}{1000} \quad (25)$$

Dónde:

La = Largo. [mm]

An = Ancho. [mm]

E = Espesor. [mm]

W = Peso. [kg]

$$W = \frac{500 \times 500 \times 2 \times 7.85}{1000}$$

$$W = 3.93 \text{ kg}$$

$$W = 0.00393 \text{ ton}$$

Se tiene:

$$F = 0.03317 \text{ ton} = 33.17 \text{ kg}$$

$$F = 0.02241 \text{ ton} = 22.41 \text{ kg}$$

4.2.3.9 *Diseño del tornillo de la compuerta del canal principal.* Para el diseño del tornillo de la compuerta asumimos los siguientes parámetros:

- El diámetro exterior: $d_e = 0.80 \text{ plg}$
- El número de entradas: $z_1 = 1 \text{ entrada}$
- Paso: $p = 0.2 \text{ plg}$

Con estos valores se determina el diámetro medio con la ecuación:

$$d_m = d_e - \frac{p}{2} \quad (26)$$

Se reemplaza los valores conocidos en la ecuación:

$$d_m = 0.80 - \frac{0.2}{2}$$

$$d_m = 0.7 \text{ plg}$$

El avance se determina con la ecuación:

$$l = z \times p \quad (27)$$

$$l = 1 \times 0.2$$

$$l = 0.2 \text{ plg}$$

El ángulo del filete se obtiene con la ecuación:

$$\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{l}{\pi \times d_m} \right) \quad (28)$$

$$\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{l}{\pi \times d_m} \right)$$

$$\lambda = 5.20^\circ$$

El diámetro del núcleo se determina con la ecuación:

$$d_n = d_e - p \quad (29)$$

$$d_n = 0.8 - 0.2$$

$$d_n = 0.6 \text{ plg}$$

El tornillo estará sujeto a torsión y tracción durante la elevación y no se considera como fluctuante debido a que la compuerta no es de uso continuo.

- La fuerza necesaria para la elevación es de 28.93 kg = 63.646 lb.
- La fuerza para el descenso es de 20.82 kg = 45.804 lb.

Con las fuerzas encontradas se determinan los torques, a los que está sometido el tornillo de perfil rectangular a la subida y bajada de la compuerta, con las ecuaciones:

$$T_s = F \frac{d_m}{2} \left(\frac{l + \mu \times \pi \times d_m}{\pi \times d_m - \mu \times l} \right) + F \frac{d_c \times \mu c}{2} \quad (30)$$

$$T_b = F' \frac{d_m}{2} \left(\frac{\mu \times \pi \times d_m - l}{\pi \times d_m + \mu \times l} \right) \quad (31)$$

Se asume que el coeficiente de rozamiento, entre el filete del tornillo y la tuerca μ , y del collarin μ_c , es 0.15 y también que el diámetro de collarín es igual al diámetro exterior del tornillo, $d_c = 0.8$ plg. Al reemplazar los valores en las ecuaciones se obtiene:

$$T_s = 9.26 \text{ lb-plg}$$

$$T_b = 0.933 \text{ lb-plg}$$

Con los valores de $\lambda = 5.20^\circ$ y $\mu = 0.15$ se obtiene la autoblocancia del tornillo con el objetivo de asegurar que el tornillo no baje sin haberle aplicado el torque necesario, lo cual se comprueba con la ecuación:

$$\mu > \tan \lambda \quad (32)$$

$$0.15 > \tan 5.20$$

$$0.15 > 0.091$$

La condición anterior se cumple, lo cual indica que existe la autoblocancia. Como el torque al subir y bajar no es el mismo, no se considera como fluctuante ya que la compuerta no se usará de forma constante. Para el diseño se toma el torque mayor, el esfuerzo torsor se determina con la ecuación:

$$\tau_{xy} = \frac{16 \times T_s}{\pi \times d_n^3} \quad (33)$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 \times T_s}{\pi \times d_n^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 \times 9.26}{\pi \times 0.6^3}$$

$$\tau_{xy} = 218.33 \text{ psi}$$

El esfuerzo por tracción se lo determina por medio de la ecuación:

$$\sigma_t = \frac{F_s}{A} \quad (34)$$

$$\sigma_t = \frac{4 \times F_s}{\pi \times d_m^2}$$

$$\sigma_t = \frac{4 \times 63.646}{\pi \times 0.7^2}$$

$$\sigma_t = 165.38 \text{ psi}$$

Según el criterio de Von Misses Henky se determina el esfuerzo equivalente utilizando la ecuación:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau_{xy}^2} \leq \frac{S_y}{n} \quad (35)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{165.38^2 + 3 \times 218.33^2}$$

$$\sigma_{eq} = 412.7 \text{ psi}$$

Se selecciona para el tornillo un acero AISI 1010 con las siguientes características: $S_{ut} = 47 \text{ kpsi}$, y $S_y = 26 \text{ kpsi}$.

El coeficiente de seguridad del tornillo se determina con la ecuación:

$$\sigma_{eq} = \frac{S_y}{n} \quad (36)$$

$$n = \frac{26000}{412.7}$$

$$n = 63$$

4.2.3.10 *Diseño de la tuerca* [27]. Se selecciona el mismo material que el del tornillo.

$$S_{sy} = 0.577 \times S_y \quad (37)$$

$$S_{sy} = 0.577 \times 26000$$

$$S_{sy} = 15002 \text{ psi}$$

4.2.3.11 *Esfuerzo a cizalladura* [28].

$$\tau_c = \frac{F_s}{A_c} \quad (38)$$

Dónde:

$\tau_c =$ Esfuerzo cortante. [psi]

$H =$ Altura de la tuerca. [plg]

$$\tau_c = \frac{4 \times 63.646}{\pi \times 0.8^2 \times H}$$

$$\tau_c = \frac{126.62}{H}$$

Para determinar H se utiliza la ecuación:

$$\tau_c \leq \frac{Ssy}{n} \quad (39)$$

Dónde:

n = Coeficiente de seguridad de la tuerca; n = 9

$$\begin{aligned} \frac{126.62}{H} &\leq \frac{Ssy}{n} \\ H &= \frac{126.62 * 9}{15002} \\ H &= 0.076 \text{ plg} \end{aligned}$$

4.2.3.12 Esfuerzo por aplastamiento

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{aplas}} &= \frac{4 \times p \times Fs}{\pi(de^2 - dn^2) \times H} \leq \frac{Sy}{n} \quad (40) \\ \sigma_{\text{aplas}} &= \frac{4 \times 0.2 \times 63.646}{\pi(0.8^2 - 0.6^2) * H} \leq \frac{Sy}{n} \\ \sigma_{\text{aplas}} &= \frac{57.88}{H} \leq \frac{Sy}{n} \\ \frac{57.88}{H} &\leq \frac{Sy}{n} \\ \frac{57.88 \times 9}{26000} &= H \\ H &= 0.020 \text{ plg} \end{aligned}$$

4.2.3.13 Esfuerzo por flexión del filete

$$\begin{aligned} \sigma_f &= \frac{6 \times Fs}{\pi \times dm \times H} \leq \frac{Sy}{n} \quad (41) \\ \sigma_f &= \frac{6 \times 63.646}{\pi \times 0.7 \times H} \leq \frac{Sy}{n} \\ \sigma_f &= \frac{173.64}{H} \leq \frac{26000}{9} \end{aligned}$$

$$H = 0.0601 \text{ plg}$$

En la siguiente tabla se presentan los valores de altura que debe tener la tuerca dependiendo del esfuerzo al que esté sometido:

Tabla 10. Esfuerzos presentes en la tuerca.

| | |
|---------------------------------|----------------|
| Esfuerzo a cizalladura | H = 0.076 plg |
| Esfuerzo a flexión | H = 0.020 plg |
| Esfuerzo por flexión del filete | H = 0.0601 plg |

Fuente: Autores

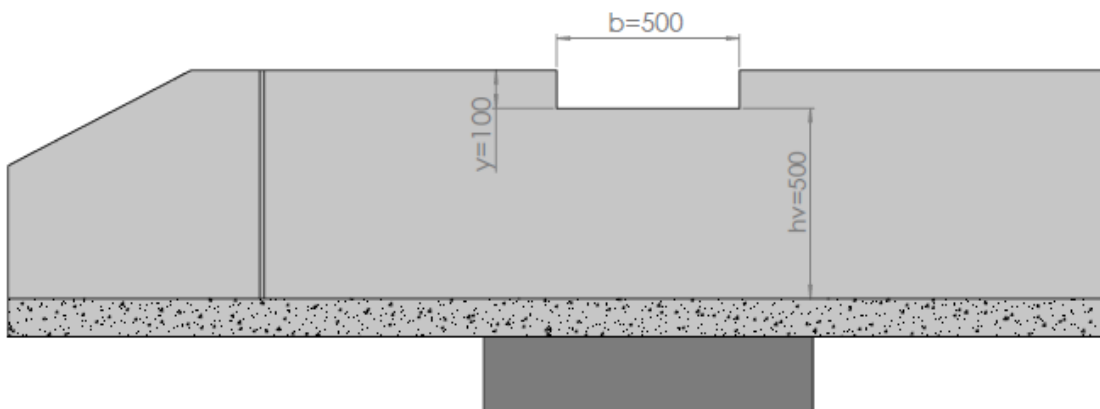
Se escoge el mayor valor, éste resiste todos los esfuerzos que se presentan en la tuerca. Se considera un factor de seguridad 10, con lo que se evita que la tuerca este diseñada al límite de su esfuerzo de trabajo.

$$H = 0.076 \times 10$$

$$H = 0.76 \text{ plg}$$

4.2.4 Vertedero del canal principal [29]. Es una estructura de regulación y de protección que sirve para evacuar caudales de demasías o caudales superiores a los de diseño. Si estas aguas excedentes ingresan a las diferentes obras que componen el sistema, podrían ocasionar daños de imprevisibles consecuencias. En la siguiente figura se muestra el vertedero correspondiente al proyecto.

Figura 27. Vertedero.



Fuente: Autores

Para realizar el cálculo del aliviadero se debe conocer el caudal de avenida. [30]

Basándose en la información proporcionada por el dueño de la hacienda, que manifiesta, quien manifiesta que el excedente puede ser entre un 30 a 50% del caudal de diseño.

$$Q_{avenida} = Q + x Q \quad (42)$$

Dónde:

$$Q_{avenida} = \text{Caudal máximo del riachuelo. } \left[\frac{m^3}{s}\right]$$

$$Q = \text{Caudal de diseño. } \left[\frac{m^3}{s}\right]$$

$$x = \text{Porcentaje de aumento del caudal. [adimensional]}$$

Por seguridad se toma como valor máximo de caudal de avenida un 50%

$$Q_{avenida} = Q(1 + x)$$

$$Q_{avenida} = 0.05(1 + 0.5)$$

$$Q_{avenida} = 0.075 \left[\frac{m^3}{s}\right]$$

Se calcula el valor del caudal a evacuar mediante la siguiente ecuación

$$Q_e = Q_a - Q_d \quad (43)$$

Dónde:

$$Q_e = \text{Caudal a evacuar. } \left[\frac{m^3}{s}\right]$$

$$Q_a = \text{Caudal de avenida. } \left[\frac{m^3}{s}\right]$$

$$Q = \text{Caudal de diseño. } \left[\frac{m^3}{s}\right]$$

$$Q = 0.075 - 0.05$$

$$Q = 0.025 \frac{m^3}{s}$$

La longitud del aliviadero se halla a partir de la ecuación del vertedero estándar:

$$Q_e = C_w L_v h_c^{\frac{3}{2}} \quad (44)$$

Dónde:

- $Q_e =$ Caudal a evacuar. $[\frac{m^3}{s}]$
- $C_v =$ Coeficiente de descarga.
- $L_v =$ Longitud del vertedero. [m]
- $h_c =$ Carga del vertedero. [m]

La longitud del vertedero se obtiene:

$$L_w = \frac{Q}{C_w h_c^{\frac{3}{2}}}$$
$$L_w = \frac{0.025}{1.6 \times 0.10^{\frac{3}{2}}}$$
$$L_w = 0.27 \text{ m}$$

En la siguiente tabla se muestra las dimensiones del vertedero del proyecto.

Tabla 11. Dimensiones del vertedero.

| | |
|------------------------|--------|
| Altura del vertedero | 0.10 m |
| Longitud del vertedero | 0.50 m |

Fuente: Autores

4.2.5 *Cálculo de la compuerta del canal de derivación.* Los parámetros que se conoce para el diseño de la compuerta son:

- Caudal del canal: $Q_{\min} = 0.029 \frac{m^3}{s}$
- Ancho del canal: $b = 40\text{cm} = 0.4\text{m}$
- Altura estimada de la compuerta: $H_c = 50 \text{ cm}$

4.2.5.1 *Cálculo del espesor de la compuerta del canal de derivación.* La compuerta forma una viga apoyada en sus extremos con carga total uniformemente repartida P; el momento flector máximo se obtiene de la ecuación (21):

$$\frac{10 \times L \times t \times L}{8} = \frac{1}{6} \times 0.01 \times e^2 \times 40816326$$

Al despejar de la ecuación (4.14) se obtiene:

$$e = \sqrt{\frac{10 * 0.4^2 * 0.5 * 6}{8 * 0.01 * 40816326}}$$

$$e = 0.00121\text{m}$$

$$e = 1.21 \text{ mm} \cong 2 \text{ mm}$$

El espesor de la compuerta debe ser de 2 mm la misma que se seleccionara del catálogo DIPAC el cual se encuentra en el anexo C.

4.2.5.2 Mecanismo de elevación de la compuerta del canal de derivación [26]. La compuerta es del tipo deslizante, por lo que para el diseño del husillo se debe determinar la resistencia a vencer para la elevación y descenso de la misma. El peso de la compuerta se obtiene de la ecuación (25):

$$W = \frac{400 \times 500 \times 2 \times 7.85}{1000}$$

$$W = 3.140 \text{ kg}$$

$$W = 0.00314 \text{ ton}$$

$$A = 0.2\text{m}^2$$

$$H = 0.25 \text{ m}$$

$$K = 0.3$$

La designación de W, A, H, K están descritos en la página 63.

La fuerza de subida (F) se obtiene de la ecuación (23) y la fuerza de bajada (F') se obtiene de la ecuación (24):

$$F = 0.01814 \text{ ton} = 18.14 \text{ kg}$$

$$F' = 0.01186 \text{ ton} = 11.86 \text{ kg}$$

4.2.5.3 *Diseño del tornillo de la compuerta del canal de derivación.* Para el diseño del tornillo de la compuerta asumimos los siguientes parámetros:

- El diámetro exterior: $d_e = 0.80$ plg
- El número de entradas: $z = 1$ entrada
- Paso: $p = 0.2$ plg

Con estos valores se determina el diámetro medio con la ecuación (28):

$$d_m = 0.80 - \frac{0.2}{2}$$
$$d_m = 0.7 \text{ plg}$$

El avance se determina con la ecuación (27):

$$l = 1 \times 0.2$$
$$l = 0.2 \text{ plg}$$

El ángulo del filete se obtiene con la ecuación (28):

$$\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{0.2}{\pi \times 0.7} \right)$$
$$\lambda = 5.20^\circ$$

El diámetro del núcleo se determina con la ecuación (29):

$$d_n = 0.8 - 0.2$$
$$d_n = 0.6 \text{ plg}$$

El tornillo está sujeto a torsión y tracción durante la elevación y no se considera como fluctuante debido a que la compuerta no es de uso continuo.

- La fuerza necesaria para la elevación es de $18.14 \text{ kg} = 39.908 \text{ lb}$.
- La fuerza para el descenso es de $11.86 \text{ kg} = 26.092 \text{ lb}$.

Se asume que el coeficiente de rozamiento entre el filete del tornillo y la tuerca μ , y del collarín μ_c , es 0.15 y también que el diámetro de collarín es igual al diámetro exterior del tornillo, $d_c = 0.8$ plg.

Reemplazando los valores en las ecuaciones (30), (31) y se obtiene los torque de subida y bajada respectivamente:

$$T_s = 5.80 \text{ lb-plg}$$

$$T_b = 0.532 \text{ lb-plg}$$

Con los valores de $\lambda = 5.20^\circ$ y $\mu = 0.15$ se obtiene la autoblocancia del tornillo con el objetivo de asegurar que el tornillo no baje sin haberle aplicado el torque necesario, lo cual se comprueba con la ecuación (32):

$$0.15 > \tan 5.20$$

$$0.15 > 0.091$$

La condición anterior se cumple, lo cual indica que existe la autoblocancia.

Como el torque al subir y bajar no es el mismo, no se toma como fluctuante ya que la compuerta no se usará de forma constante.

Para el diseño se toma el torque mayor, el esfuerzo torsor se determina con la siguiente ecuación (33):

$$\tau_{xy} = \frac{16 \times T_s}{\pi \times d_n^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 \times 5.8}{\pi \times 0.6^3}$$

$$\tau_{xy} = 136.75 \text{ psi}$$

El esfuerzo por tracción se lo determina por medio de la ecuación (34):

$$\sigma_t = \frac{4 \times F_s}{\pi \times d_m^2}$$

$$\sigma_t = \frac{4 \times 39.908}{\pi \times 0.7^2}$$

$$\sigma_t = 103.69 \text{ psi}$$

Según el criterio de Von Misses Henky se determina el esfuerzo equivalente utilizando la ecuación (35):

$$\sigma_{eq} = \sqrt{103.69^2 + 3 \times 136.75^2}$$

$$\sigma_{eq} = 258.66 \text{ psi}$$

Se selecciona para el tornillo un acero AISI 1010 con las siguientes características: $S_{ut} = 47 \text{ kpsi}$, y $S_y = 26 \text{ kpsi}$.

El coeficiente de seguridad del tornillo se determina con la ecuación (36):

$$n = \frac{26000}{258.66}$$

$$n = 100.51$$

4.2.5.4 *Diseño de la tuerca* [27]. Se selecciona el mismo material que el del tornillo y se aplica la ecuación (37):

$$S_{sy} = 0.577 \times 26000$$

$$S_{sy} = 15002 \text{ psi}$$

4.2.5.5 *Esfuerzo a cizalladura* [28]. El esfuerzo de cizalladura se obtiene de la ecuación (38):

$$\tau_c = \frac{4 \times 39.908}{\pi \times 0.8^2 \times H}$$

$$\tau_c = \frac{79.4}{H}$$

Para determinar H se utiliza la ecuación (39):

$$\frac{79.4}{H} \leq \frac{S_{sy}}{n}$$

$$H = \frac{79.4 * 9}{15002}$$

$$H = 0.047 \text{ plg}$$

4.2.5.6 Esfuerzo por aplastamiento. Para determinar H debido al esfuerzo por aplastamiento se aplica la ecuación (40):

$$\sigma_{\text{aplas}} = \frac{4 \times 0.2 \times 39.908}{\pi(0.8^2 - 0.6^2) * H} \leq \frac{S_y}{n}$$

$$\sigma_{\text{aplas}} = \frac{36.2}{H} \leq \frac{S_y}{n}$$

$$\frac{36.2}{H} \leq \frac{S_y}{n}$$

$$\frac{36.2 \times 9}{26000} = H$$

$$H = 0.0125 \text{ plg}$$

4.2.5.7 Esfuerzo por flexión del filete. Para determinar H debido al esfuerzo por flexión del filete se aplica la ecuación (41):

$$\sigma_f = \frac{6 \times 39.908}{\pi \times 0.7 \times H} \leq \frac{S_y}{n}$$

$$\sigma_f = \frac{100.6}{H} \leq \frac{26000}{9}$$

$$H = 0.0348 \text{ plg}$$

En la siguiente tabla se presentan los valores de altura que debe tener la tuerca dependiendo del esfuerzo al que está sometido:

Tabla 12. Esfuerzos presentes en la tuerca.

| | |
|---------------------------------|----------------|
| Esfuerzo a cizalladura | H = 0.047 plg |
| Esfuerzo a flexión | H = 0.0125 plg |
| Esfuerzo por flexión del filete | H = 0.0348 plg |

Fuente: Autores

Se escoge el mayor valor, éste resistirá todos los esfuerzos que se presentaran en la tuerca. Se escoge un factor de seguridad 10, con lo que se evitará que la tuerca esté diseñada al límite de su esfuerzo de trabajo.

$$H = 0.047 \times 10$$

$$H = 0.47 \text{ plg}$$

4.2.6 *Características constructivas del canal de conducción.* Los canales tienen las siguientes características:

- Los canales en los que están instaladas las compuertas son construidos de hormigón, el mismo que tiene una resistencia de 240kg/m^2 .
- El canal de conducción es de greda arenosa, dicho canal tiene una forma trapezoidal que evita que las paredes del canal se desprendan sobre él y obstruya en paso del agua.
- Existe una zona de transición dividida en dos sub-zonas, la zona de transición 1 que tiene una longitud de 2m que se construye en concreto y la zona de transición 2 que tiene una longitud 0.8m que se encuentra entre la parte de concreto y el inicio del canal de greda arenosa que es construida en mampostería de piedra, la zona de transición dos evita el cambio brusco de material y lo protege de la erosión.
- Existe un dentellón que se ubica al final de la zona 2 de transición, para evitar la destrucción de esta zona por el paso del fluido.
- En los canales de concreto existen compuertas que son construidas de plancha de acero ASTM A-36 la primera de base 0.40 m y altura 0.50 m que se ubica en el canal de derivación y la segunda de base 0.5m y de altura de 0.5m la misma que se ubica en el canal principal.
- Los canales de concreto son reforzados internamente con una malla electrosoldada que ayudará a la mayor compactación y resistencia de los canales.
- Para la construcción de la derivación se considera un área total de $12,80 \text{ m}^2$ en la cual se incluye un área que ayuda y facilita la construcción de la derivación.

4.3 Dimensionamiento del tanque de presión con desarenador [31]

El agua captada del riachuelo y conducida hacia la turbina, transporta pequeñas partículas de material sólido en suspensión compuesta de materiales abrasivos, que ocasionan el rápido desgaste de los álabes de la turbina. Para decantar y eliminar este material se usan los desarenadores.

Las dimensiones del desarenador se obtienen mediante las siguientes ecuaciones:

$$Q = A \times V_h \quad (45)$$

$$A = W \times d_d \quad (46)$$

$$L_d = \frac{V_h}{V_d} \times d_d \times f \quad (47)$$

Dónde:

- Q = Caudal de diseño. [$\frac{m^3}{s}$]
- A = Área de la sección transversal. [m^2]
- V_h = Velocidad horizontal del agua. [m/s]
- W_d = Ancho del desarenador. [m]
- d_d = Profundidad de decantación. [m]
- L_d = Longitud de decantación. [m]
- V_d = Velocidad de decantación. [m/s]
- f = Factor de seguridad. [adimensional]

En la siguiente tabla se presenta los valores de velocidad para la decantación de las partículas de acuerdo a su tamaño: [32]

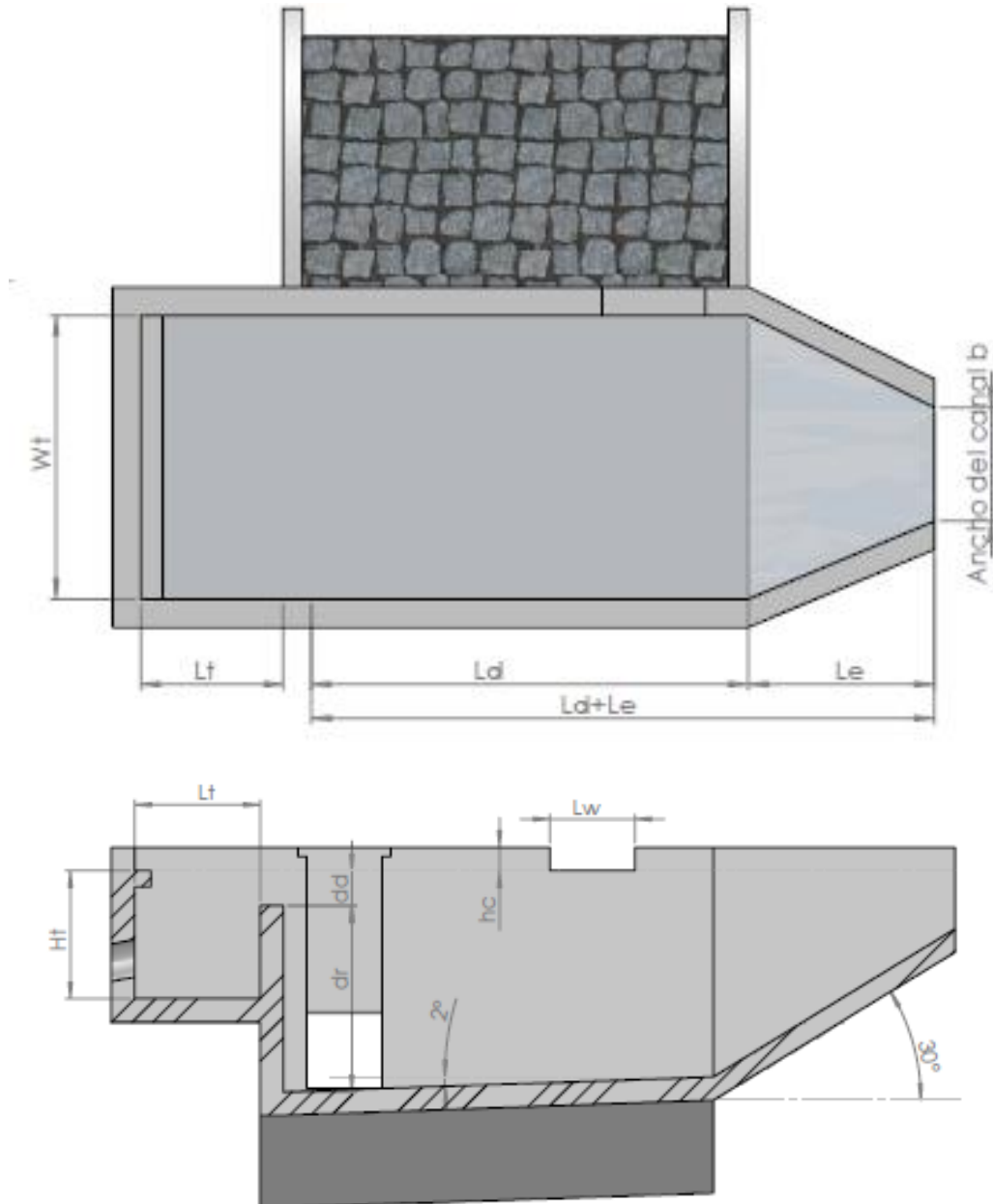
Tabla 13. Velocidad de decantación de partículas de arena.

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

Fuente: Manual microcentrales ITDG

En las siguientes figuras se detalla las medidas del desarenador con tanque de presión o sección de carga.

Figura 28. Medidas principales del desarenador.



Fuente: Autores

- La velocidad horizontal (V_h) del agua en el desarenador debe ser baja debido a que el desarenador tiene una gran sección transversal, por lo que se recomienda valores de 0.2 m/s para la mayoría de los casos.

- La profundidad de decantación (d_d) no debe tener valores mayores a 1m para facilitar la limpieza.

Los datos de los que se dispone para realizar el cálculo respectivo son los siguientes:

$$Q = 0.029 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_h = 0.2 \text{ m/s (recomendación para lograr sedimentación).}$$

$$W_d = 0.80 \text{ m}$$

$$V_d = 0.03 \text{ m/s para partículas de 0.3 mm.}$$

$$f = \text{Factor de seguridad } 2 \text{ asumido, se recomienda de 2 a 3. [adimensional]}$$

Los valores asumidos se toman considerando especificaciones indicadas en el Manual de Mini y Microcentrales Hidraulicas, ITDG, 1995, pág-74,78

Reemplazando los datos en la ecuación (46):

$$A = \frac{0.025}{0.2}$$

$$A = 0.125\text{m}^2$$

La profundidad de decantación se obtiene de la siguiente ecuación (47):

$$d_d = \frac{0.125}{0.85}$$

$$d_d = 0.15 \text{ m}$$

La longitud del desarenador se obtiene (4.40):

$$L_d = \frac{0.2}{0.0324} 0.15 \times 2$$

$$L_d = 1.85 \text{ m}$$

La capacidad del tanque colector m, y frecuencia de velocidad del depósito se obtiene de la ecuación:

$$m = Q \times T \times U \quad (48)$$

Dónde:

Q = Caudal de diseño.

T = Período de tiempo de vaciado del tanque, una vez por semana; T=604800 s.

U = Turbidez; 0.125 Kg/m³.

$$m = 1890 \text{ kg}$$

La siguiente expresión mayor la masa por seguridad en un 50%.

$$m_R = 1.5 \times m$$

$$m_R = 1.5 \times 1890$$

$$m_R = 2835 \text{ kg}$$

Cálculo del volumen de sedimento V:

$$V = \frac{m_R}{\rho_{arena}} \quad (49)$$

Dónde:

m_R = Masa de la arena.

ρ_{arena} = Densidad de la arena (2600 $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$) (dato obtenido Itdg. pág. – 78).

$$V = \frac{2835}{2600}$$

$$V = 1.09 \text{ m}^3$$

A continuación se halla la profundidad del colector:

$$d_r = \frac{V}{W_d \times L_d} \quad (50)$$

$$d_r = \frac{1.09}{0.85 \times 1.85}$$

$$d_r = 0.70 \text{ m}$$

Se determina la longitud de entrada del desarenador con la siguiente ecuación:

$$\tan \theta = \frac{d_r'}{L_e} \quad (51)$$

$$L_e = \frac{d_r'}{\tan \theta}$$

$$L_e = \frac{0.6}{\tan 30^\circ}$$

$$L_e = 1.03 \text{ m}$$

4.3.1 Dimensionamiento del tanque de presión. 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 materiales 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.

4.3.2 Volumen del tanque de presión [34]. El volumen del tanque se determina utilizando de la ecuación:

$$V_t = \frac{0.693 \times A \times V_0^2}{i \times g} \quad (52)$$

Dónde:

- V_t = Volumen del tanque. [m³]
- A = Sección del canal o tubería de conducción. [m²]
- V_0 = Velocidad del agua en la conducción. [m/s]
- g = Aceleración de la gravedad. [m/s²]
- i = Pendiente ,1% = 0.01. [adimensional]

El área de la tubería se obtiene de la siguiente ecuación:

$$A = \frac{\pi \times d_i^2}{4} \quad (53)$$

Dónde:

d_i = Diámetro interior de la tubería. [m]

$$A = \frac{\pi \times 0.152^2}{4}$$

$$A = 0.018 \text{ m}^2$$

En la siguiente ecuación se determina la velocidad del fluido en la tubería de presión:

$$Q = V_0 \times A$$

$$V_0 = \frac{0.025}{0.018}$$

$$V_0 = 1.4 \text{ m/s}$$

El volumen del tanque se determina con la ecuación (53):

$$V_t = \frac{0.693 \times 0.018 \times 1.4^2}{0.01 \times 9.8}$$

$$V_t = 0.25 \text{ m}^3$$

4.3.3 *Altura mínima de agua sobre la tubería de presión.* [35] Se determina una altura adecuada para la ubicación de la tubería de presión que cumpla con las siguientes condiciones:

- Se debe encontrar a una altura adecuada bajo el espejo de agua para evitar la formación de torbellinos que permitan el paso de aire hacia la tubería de presión lo que reduciría la eficiencia de la turbina.
- Tener la altura suficiente respecto al fondo del tanque de presión para evitar que los sólidos decantados ingresen a la tubería de presión.

La altura mínima de agua sobre la tubería de presión se puede calcular con la ecuación: (Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas, ITDG, 2010, pág-93):

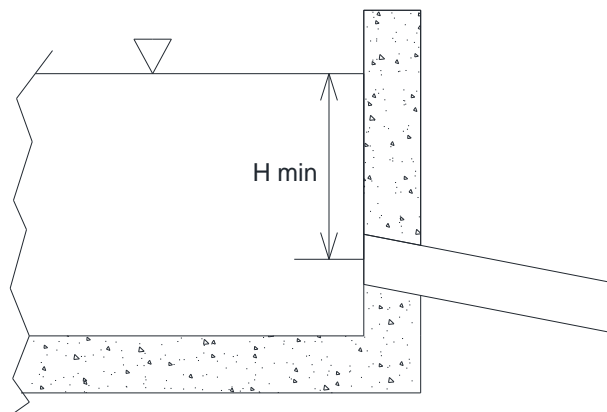
Para salida frontal de flujo:

$$h = 0.543 \times V_0 \times \sqrt{d_i} \quad (54)$$

Dónde:

- h = Altura mínimo. [m]
- d_i = Diámetro interior de la tubería de presión.
- V_0 = Velocidad del agua en la conducción. [m/s]

Figura 29. Salida frontal del flujo.



Fuente: OLADE

Se obtiene la altura mínima sobre la tubería de la ecuación (54):

$$h = 0.543 \times 1.4 \times \sqrt{0.152}$$
$$h = 0.3 \text{ m}$$

En el proyecto se decide construir el desarenador seguido inmediatamente por el tanque de presión, esto permite economizar en costos de obra civil. Con la siguiente ecuación se determina la longitud del tanque de presión

$$V_t = l_t \times W_t \times h_t \quad (55)$$

Dónde:

- V_t = Volumen de tanque. [m³]
- l_t = Longitud del tanque. [m]
- W_t = Ancho del tanque. [m]
- h_t = Altura total del tanque. [m]

Despejando la longitud del tanque de la ecuación (55):

$$l_t = \frac{V}{W \times h_t}$$
$$l_t = \frac{0.25}{0.85 \times 0.55}$$
$$l_t = 0.54 \text{ m}$$

A continuación se presentan las dimensiones que deberá tener el tanque de presión.

- Longitud del tanque de presión. 0.54 m
- Ancho del tanque de presión. 0,8 m
- Altura del tanque de presión. 0.55 m

4.3.4 *Cálculo de las paredes del tanque y desarenador.* Con la ecuación (18) se determina si el material del tanque y el desarenador resiste la presión que ejerce el fluido sobre él [37].

$$P_T = 67885 + (1000 \times 9.81 \times 1)$$

$$P_T = 77785 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$P_T = 0.0077 \frac{\text{KN}}{\text{cm}^2}$$

El material que se utiliza para construir el tanque y el desarenador es hormigón, para determinar si el material resiste a la presión que se ejercerá sobre él.

Se realiza la comparación:

- Resistencia del hormigón $2.4 \text{ KN/cm}^2 \geq 0.0077 \text{ KN/cm}^2$

Se observa que la resistencia del hormigón es mayor que la presión que se ejercerá sobre él, por lo que las paredes del tanque pueden ser construidas de este material.

4.3.5 *Espesor de la pared del tanque de presión y desarenador.* El espesor mínimo se determina de la ecuación (19):

$$e = 0.10 \times 0.75$$

$$e = 0.075 \text{ m}$$

$$e = 7.5 \text{ cm}$$

- El espesor mínimo que debe tener la pared del tanque de presión debe ser 7.5 cm.

Para mayor seguridad de las paredes del tanque se escoge un espesor de 10 cm y para la pared en donde se ubica la compuerta de descarga del desarenador se escoge un espesor de pared de 18 cm.

4.3.6 *Cálculo de la compuerta del desarenador.* Los parámetros que se conoce para determinar la compuerta del desarenador son:

- Caudal del canal: $Q_{\min} = 0.025 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
- Ancho del canal. $b = 32.4 \text{ cm}$
- Altura estimada de la compuerta: $H_c = 32.4 \text{ cm}$
- Altura del nivel del agua sobre la compuerta $h = 100 \text{ cm}$

4.3.7 *Dimensiones de la compuerta del canal de derivación.* Las dimensiones de la compuerta se obtienen del cálculo anterior las mismas que son:

- Base de la compuerta: $b_c = 32.4 \text{ cm}$
- Altura de la compuerta: $H_c = 32.4 \text{ cm}$

4.3.8 *Cálculo del espesor de la compuerta.*

El espesor de la compuerta se obtiene de la ecuación (21) y (22):

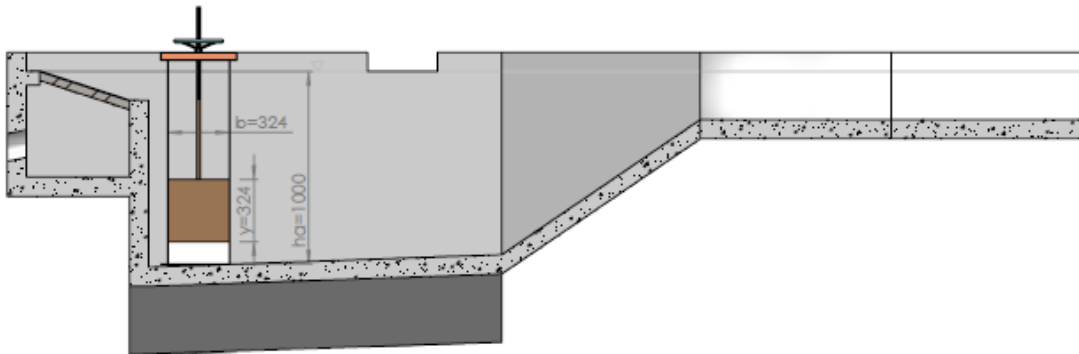
$$\frac{10 \times L \times t \times L}{8} = \frac{1}{6} \times 0.01 \times e^2 \times 40816326$$

$$e = \sqrt{\frac{10 \times 0.324^2 \times 1 \times 6}{8 \times 0.01 \times 40816326}}$$

$$e = 0.0014 \text{ m}$$

$$e = 1.40 \text{ mm} \cong 2 \text{ mm}$$

Figura 30. Espesor de la compuerta.



Fuente: Autores

El espesor de la compuerta debe ser de 2 mm el cual se seleccionara del catálogo DIPAC (anexo C).

4.3.8.1 *Mecanismo de elevación de la compuerta del desarenador.* La compuerta será del tipo deslizante, por lo que para el diseño del husillo se debe determinar la resistencia a vencer para la elevación y descenso de la compuerta.

El peso de la compuerta se obtiene de la ecuación (25):

$$W = \frac{324 \times 324 \times 2 \times 7.85}{1000}$$

$$W = 1.648 \text{ kg}$$

$$W = 0.00164 \text{ ton}$$

$$A = 0.105 \text{ m}^2$$

$$H = 0.468 \text{ m}$$

$$K = 0.3$$

La designación de W, A, H, K están descritos en la página 63.

La resistencia se obtiene de la ecuación (23) y (24):

$$F = 0.0163 \text{ ton} = 16.382 \text{ kg}$$

$$F = 0.0131 \text{ ton} = 13.102 \text{ kg}$$

4.3.8.2 *Diseño del tornillo de la compuerta del desarenador.* Para el diseño del tornillo de la compuerta asumimos los siguientes parámetros:

- El diámetro exterior: $d_e = 0.80$ plg
- El número de entradas: $z = 1$ entrada
- Paso: $p = 0.2$ plg

El diámetro medio se determina con la ecuación (26):

$$d_m = 0.80 - \frac{0.2}{2}$$
$$d_m = 0.7 \text{ plg}$$

El avance se determina con la ecuación (27):

$$l = 1 \times 0.2$$

$$l = 0.2 \text{ plg}$$

El ángulo del filete se obtiene con la ecuación (28):

$$\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{0.2}{\pi \times 0.7} \right)$$

$$\lambda = 5.20^\circ$$

El diámetro del núcleo se determina con la ecuación (29):

$$d_n = 0.8 - 0.2$$

$$d_n = 0.6 \text{ plg}$$

El tornillo estará sujeto a torsión y tracción durante la elevación y no se considera como fluctuante debido a que la compuerta no es de uso continuo.

- La fuerza necesaria para la elevación es de $16.38 \text{ kg} = 36.036 \text{ lb}$.
- La fuerza para el descenso es de $13.12 \text{ kg} = 28.864 \text{ lb}$.

Se asume que el coeficiente de rozamiento entre el filete del tornillo y la tuerca μ , y del collarín μ_c , es 0.15 y también que el diámetro de collarín es igual al diámetro exterior del tornillo, $d_c = 0.8$ plg.

Reemplazando los valores en las ecuaciones (30), (31) se obtienen los torque de subida y bajada respectivamente:

$$T_s = 5.243 \text{ lb-plg}$$

$$T_b = 0.589 \text{ lb-plg}$$

Con los valores de $\lambda = 5.20^\circ$ y $\mu = 0.15$ se obtiene la autoblocancia del tornillo con el objetivo de asegurar que el tornillo no baje sin haberle aplicado el torque necesario, lo cual se comprueba con la ecuación (32):

$$0.15 > \tan 5.20$$

$$0.15 > 0.091$$

La condición anterior se cumple, lo cual indica que existe la autoblocancia.

Como el torque al subir y bajar no es el mismo no se considera fluctuante ya que la compuerta no se usará de forma continua. Para el diseño se toma el torque mayor, el esfuerzo torsor se determina con la ecuación (33):

$$\tau_{xy} = \frac{16 \times 5.243}{\pi \times 0.6^3}$$

$$\tau_{xy} = 123.62 \text{ psi}$$

El esfuerzo por tracción se lo determina por medio de la ecuación (34):

$$\sigma_t = \frac{4 \times 36.036}{\pi \times 0.7^2}$$

$$\sigma_t = 93.63 \text{ psi}$$

Según el criterio de Von MissesHenky se determina el esfuerzo equivalente utilizando la ecuación (35):

$$\sigma_{eq} = \sqrt{93.63^2 + 3 \times 123.62^2}$$

$$\sigma_{eq} = 233.7 \text{ psi}$$

Se selecciona para el tornillo un acero AISI 1010 con las siguientes características: $S_{ut} = 47 \text{ kpsi}$, y $S_y = 26 \text{ kpsi}$. El coeficiente de seguridad del tornillo se determina con la ecuación (36):

$$n = \frac{26000}{233.7}$$

$$n = 111.25$$

4.3.8.3 *Diseño de la tuerca* [27]. Se selecciona el mismo material que el del tornillo y se aplica la ecuación (37):

$$S_{sy} = 0.577 \times 26000$$

$$S_{sy} = 15002 \text{ psi}$$

4.3.8.4 *Esfuerzo a cizalladura* [28]. El esfuerzo de cizalladura se obtiene de la ecuación (38):

$$\tau_c = \frac{4 \times 36.036}{\pi \times 0.8^2 \times H}$$

$$\tau_c = \frac{71.7}{H}$$

Para determinar H se utiliza la ecuación (39):

$$\frac{71.7}{H} \leq \frac{S_{sy}}{n}$$

$$H = \frac{71.7 \times 9}{15002}$$

$$H = 0.043 \text{ plg}$$

4.3.8.5 Esfuerzo por aplastamiento. Para determinar H debido al esfuerzo por aplastamiento se aplica la ecuación (40):

$$\sigma_{\text{aplas}} = \frac{4 \times 0.2 \times 36.036}{\pi(0.8^2 - 0.6^2) * H} \leq \frac{S_y}{n}$$

$$\sigma_{\text{aplas}} = \frac{32.7}{H} \leq \frac{S_y}{n}$$

$$\frac{32.7}{H} \leq \frac{S_y}{n}$$

$$\frac{32.7 \times 9}{26000} = H$$

$$H = 0.0113 \text{ plg}$$

4.3.8.6 Esfuerzo por flexión del filete. Para determinar H debido al esfuerzo por flexión del filete se aplica la ecuación (41):

$$\sigma_f = \frac{6 \times 36.036}{\pi \times 0.7 \times H} \leq \frac{S_y}{n}$$

$$\sigma_f = \frac{98.31}{H} \leq \frac{26000}{9}$$

$$H = 0.034 \text{ plg}$$

En la siguiente tabla se presentan los valores de altura que debe tener la tuerca dependiendo del esfuerzo al que esté sometido:

Tabla 14. Esfuerzos presentes en la tuerca.

| | |
|---------------------------------|----------------|
| Esfuerzo a cizalladura | H = 0.043 plg |
| Esfuerzo a flexión | H = 0.0113 plg |
| Esfuerzo por flexión del filete | H = 0.034 plg |

Fuente: Autores

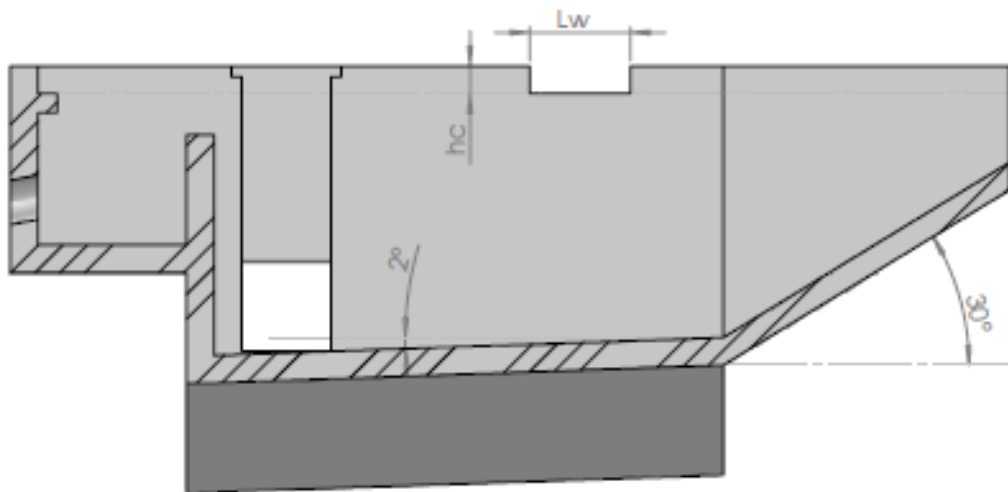
Se escoge el mayor valor, éste resistirá todos los esfuerzos que se presentan en la tuerca. Se escoge un factor de seguridad 10, con lo que se evitará que la tuerca este diseñada al límite de su esfuerzo de trabajo.

$$H = 0.043 \times 10$$

$$H = 0.43 \text{ plg}$$

4.3.9 Vertedero del desarenador [29]. Es una estructura de regulación y de protección que sirve para evacuar caudales de demasías o caudales superiores a los del diseño. Si estas aguas excedentes ingresan a las diferentes obras que componen el sistema, podrían ocasionar daños de imprevisibles consecuencias. En la siguiente figura se observa el vertedero que se construirá en el desarenador:

Figura 31. Vertedero.



Fuente: Autores

Para realizar el cálculo del aliviadero se debe conocer el caudal de avenida. Basándose en la información proporcionada por el dueño de la hacienda, quien manifiesta que el excedente puede ser entre un 30 a 50% del caudal de diseño [30]

$$Q_{avenida} = 0.029(1 + 0.5)$$

$$Q_{avenida} = 0.0435 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

El caudal a evacuar se obtiene de la ecuación (43)

$$Q_e = 0.0435 - 0.025$$

$$Q_e = 0.0185 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

La longitud del aliviadero se halla a partir de la ecuación del vertedero estándar (44):

$$L_w = \frac{0.0185}{1.6 \times 0.1^{\frac{3}{2}}}$$
$$L_w = 0.365 \text{ m}$$

Las dimensiones del vertedero que está ubicado en el desarenador son las siguientes:

- Altura del vertedero. 0.1 m
- Longitud del vertedero. 0.365 m

4.3.10 *Características constructivas del desarenador.* Las características constructivas del desarenador son:

- El desarenador y el tanque de presión son construidos de hormigón el mismo que tiene una resistencia de 240 kg/m^2 .
- Las paredes de hormigón que forman el tanque de presión con desarenador, debe estar reforzada con malla electrosoldada la misma que ayuda al hormigón ha alcanzar la resistencia de 240 kg/m^2 .
- La malla electrosoldada brinda una mayor compactación y resistencia a las paredes del desarenador con tanque de presión, evitando que las mismas se desmoronen por la presión del fluido.
- Se requiere de un vertedero en el desarenador con tanque, el mismo que permitirá que el exceso de agua que exista en el desarenador se vaya por él, evitando de esa forma el desborde de agua del desarenador con tanque de presión.
- Se construye una rejilla antes de la entrada al tanque de presión la que evita que cualquier material que pueda entrar al interior de la tubería de presión cause graves daños a la tubería y a la turbina.
- Se construye una compuerta de descarga en la base del desarenador que permite el vaciado, limpieza y mantenimiento del desarenador, la compuerta tiene las siguientes medidas base 32.4cm y la altura de $32,4\text{cm}$ y el material de la compuerta será Acero ASTM A-36.

- Para ayudar a la limpieza del desarenador éste se construye con una inclinación recomendada de 2°, valor que ayuda a la acumulación de sólidos para su posterior evacuación y/o eliminación.

4.4 Tubería de presión

Son tuberías que transportan agua bajo presión hasta la turbina. Debido a que el costo de esta tubería puede representar gran parte del presupuesto de toda la picocentral, es prioritario, pues optimizar su diseño para reducir no solo los costos de mantenimiento sino la inversión inicial. El esquema de la tubería de presión se observa en la figura 20.

4.4.1 *Cálculo del diámetro interior de la tubería de presión* [38]. El diámetro de la tubería de presión se obtiene de la ecuación de Bondschú:

$$D = 1.27 \times \frac{Q^{0.4268}}{(H_B + h_s)^{0.1423}} \quad (56)$$

Dónde:

Q = 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

$$D = 1.27 \times \frac{0.025^{0.4268}}{(1.3 \times (24.85))^{0.1423}}$$

$$D = 0.160 \text{ m} = 160\text{mm} = 6.3160 \text{ plg}$$

El diámetro calculado no es comercial, se selecciona un diámetro de tubería 6plg que es un diámetro que se puede adquirir en el mercado.

Tabla 15. Características de tuberías PVC, Biax de diámetro 160 mm

| Diám. Nominal (mm) | Diám. Interior (mm) | Espesor (mm) | Presión de Trabajo (Mpa) |
|-------------------------------|--------------------------------|-------------------------|-------------------------------------|
| 160 | 152 | 4 | 1 |

Fuente: Catalogo Biax Plastigama

4.4.2 *Cálculo de la velocidad del agua* [39]. La velocidad de circulación del agua en la tubería se determina con la ecuación de continuidad:

$$Q = V \times A$$

El área de la tubería de sección transversal circular es:

$$A = \frac{\pi \times d_i^2}{4} \quad (57)$$

Despejando la velocidad y reemplazando el área de la tubería de sección transversal circular en la ecuación se tiene:

$$V = \frac{4 \times Q}{\pi \times d_i^2} \quad (58)$$

Dónde:

Q = Caudal de diseño. [$\frac{m^3}{s}$]

d_i = Diámetro interior de tubería. [m]

V = Velocidad de circulación del agua. [m/s]

Reemplazando los valores en la ecuación (4.50) se tiene:

$$V = \frac{4 \times 0.025}{\pi \times 0.1536^2}$$
$$V = 1.35 \text{ m/s}$$

4.4.3 *Cálculo de pérdidas en la tubería de presión*. Se producen dos tipos de pérdidas de energía: pérdidas por fricción del agua contra las paredes de la tubería llamadas pérdidas primarias y pérdidas por turbulencia conocidas como pérdidas secundarias.

4.4.3.1 *Cálculo de las pérdidas primarias por fricción en la tubería*. Se aplica la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$h_{fricc} = \frac{\lambda_0 \times L_T \times V_T^2}{2 \times g \times D} \quad (59)$$

Dónde:

λ_0 = Factor de fricción.

L_T = Longitud de tubería. [m]

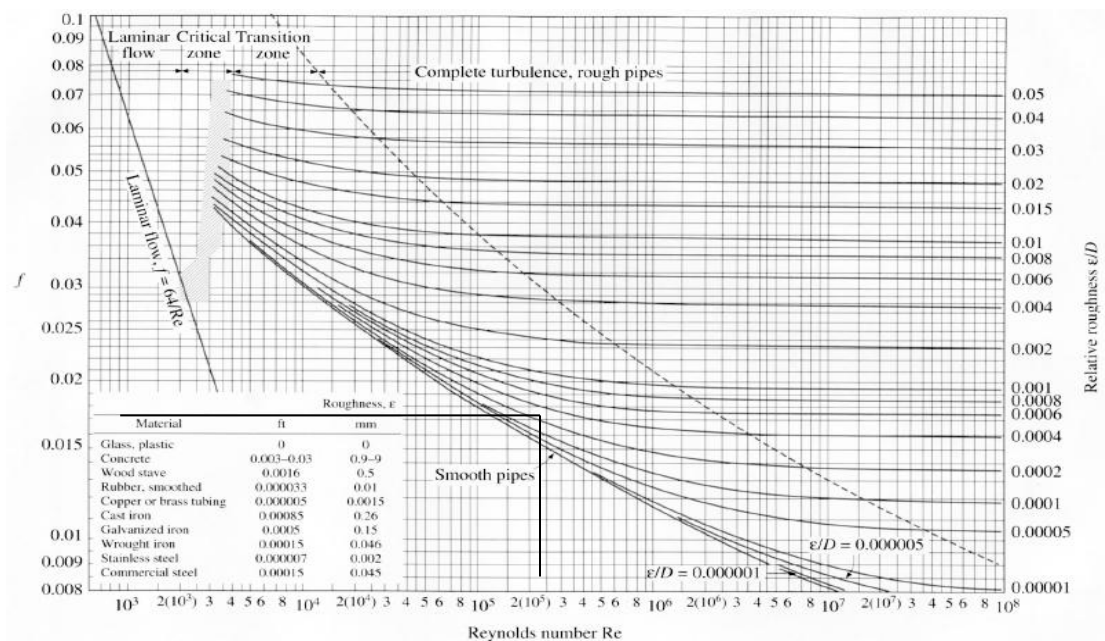
D = Diámetro de la tubería. [m]

V_T = Velocidad del agua. [m/s]

g = Aceleración de la gravedad. [m/s^2]

El factor de fricción de la tubería se determina en el diagrama de Moody ilustrado en la figura a continuación:

Figura 32. Diagrama de Moody.



Fuente: Mecánica de fluidos y Máquinas hidráulicas Mataix C

La rugosidad relativa está dada por la ecuación:

$$S = \frac{K}{d_i} \quad (60)$$

Dónde:

S = Rugosidad relativa.

$K =$ Rugosidad absoluta del material. [mm]

La rugosidad absoluta para tubería de PVC es $K = 0.0015$ mm dato que entregado por el fabricante (Manual Técnico Plastigama Biax, 2010)

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación (60) se tiene:

$$S = \frac{0.0015}{153.6} = 9.76 \times 10^{-5}$$

El número de Reynolds se determina por la ecuación:

$$Re = \frac{V \times d_i}{\gamma} \quad (61)$$

Dónde:

$Re =$ Número de Reynolds.

$\nu =$ Viscosidad cinemática del agua. [m²/s]

Reemplazando los parámetros conocidos en la ecuación (61) se tiene:

$$Re = \frac{1.35 \times 0.1536}{1.308 \times 10^{-6}}$$
$$Re = 1.585321 \times 10^5$$

Con la rugosidad relativa (S) el número de Reynolds (Re) determinamos el factor de fricción f en el diagrama de Moody.

- El factor de fricción determinado en el diagrama es igual a $f = 0.0155$.

Al reemplazar los parámetros conocidos en la ecuación (59) se tiene:

$$H_{rp} = 0.0155 \times \frac{87.94 \times 1.35^2}{2 \times 9.81 \times 0.1536}$$
$$H_{rp} = 0.82\text{m}$$

Las pérdidas por fricción utilizando las especificaciones del proveedor (Biax) se obtiene aplicando la ecuación de William-Hazen:

$$F = \frac{10.672 \times Q^{1.851}}{C^{1.851} \times d_i^{4.871}} \quad (62)$$

Dónde:

F = Pérdida de presión en m.c.a/1mt.

Q = Flujo en m³/s.

d_i = Diámetro interior en m.

C = Factor de fricción constante = 150 dado por el fabricante.

$$F = 0.0010 \times \frac{Q^{1.851}}{d_i^{4.871}}$$

$$F = 0.0010 \times \frac{0.025^{1.851}}{0.1536^{4.871}}$$

$$F = 0.00994 \frac{\text{m. c. a}}{\text{mt}}$$

La longitud de tubería del proyecto es de 87.94 m, este valor se multiplica al anterior para tener la pérdidas de presión total en la tubería.

$$F = 0.00994 \frac{\text{m. c. a}}{\text{mt}} \times 87.94 \text{ mt}$$

$$F = 0.874 \text{ m. c. a}$$

$$F = 0.874 \text{ m. c. a} \times \frac{0.1 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}{1 \text{ m. c. a}}$$

$$F = 0.0874 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$F = 874.7 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2}$$

Para obtener la pérdida de la tubería en metros se divide el valor anterior para la densidad del agua. (1000 kg/m³)

$$F = \frac{874.7 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2}}{1000 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^3}}$$

$$F = 0.874 \text{ m}$$

4.4.3.2 Determinación de pérdidas secundarias. Las pérdidas secundarias se determinan con la ecuación:

$$H_{rs} = \frac{K \times V^2}{2 \times g} \quad (63)$$

Dónde:

Hrs = Pérdidas secundarias. [m]

K = Factor asociado a cada accesorio a utilizar. [adimensional]

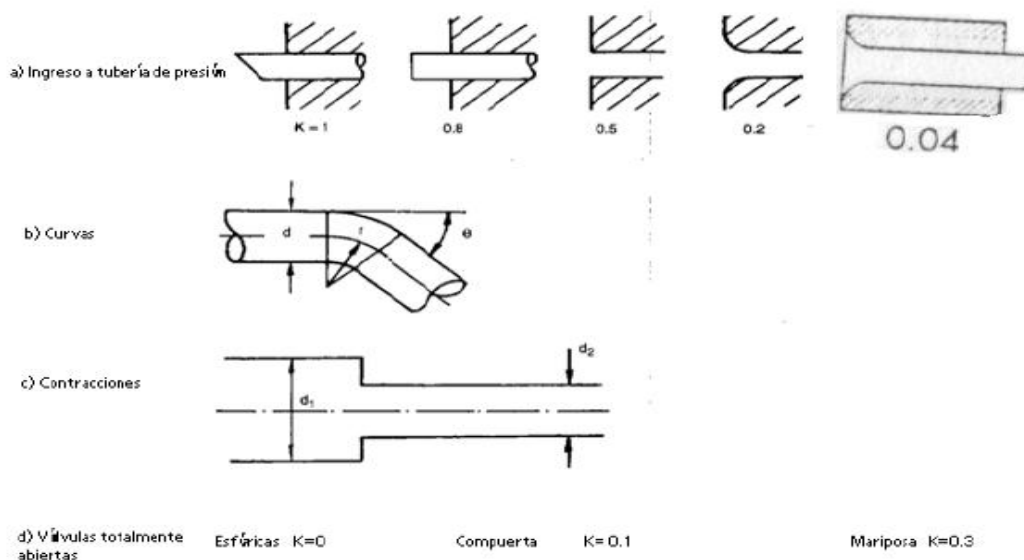
V = Velocidad del agua entrante. [m/s]

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

En el proyecto las pérdidas secundarias se producirán por:

- Conexión tubería con cámara de descarga K₁.
- En válvulas K₂.
- Acoplamientos de la tubería de presión K₃.
- Reducción de la tubería K₄.
- Codos 45 K₅.
- En la rejilla K₆.

Figura 33. Coeficiente de pérdidas.



Fuente: Manual microcentrales ITDG

Pérdidas por conexión de la cámara de carga con la tubería de presión:

Dónde:

$$K_1 = 0.040$$
$$Hrs_1 = \frac{0.040 \times 1.35^2}{2 \times 9.81}$$
$$Hrs_1 = 0.0037m$$

Pérdidas en las válvulas:

Dónde:

$$K_2 = 0.100$$
$$Hrs_2 = \frac{0.100 \times 1.35^2}{2 \times 9.81}$$
$$Hrs_2 = 0.0093m$$

Pérdidas por acoplamiento de la tubería de presión:

Dónde:

$$K_3 = 0.040$$
$$Hrs_3 = 15 \times \frac{0.040 \times 1.35^2}{2 \times 9.81}$$
$$Hrs_3 = 0.056m$$

Pérdidas por reducción de 6 a 4 in:

Tabla 16. Coeficientes de pérdidas en contracciones.

| d1/d2 | 1 | 1.5 | 2 | 2.5 | 5 |
|--------------|---|------|------|------|------|
| K | 0 | 0.25 | 0.35 | 0.40 | 0.50 |

Fuente: Manual microcentrales ITDG

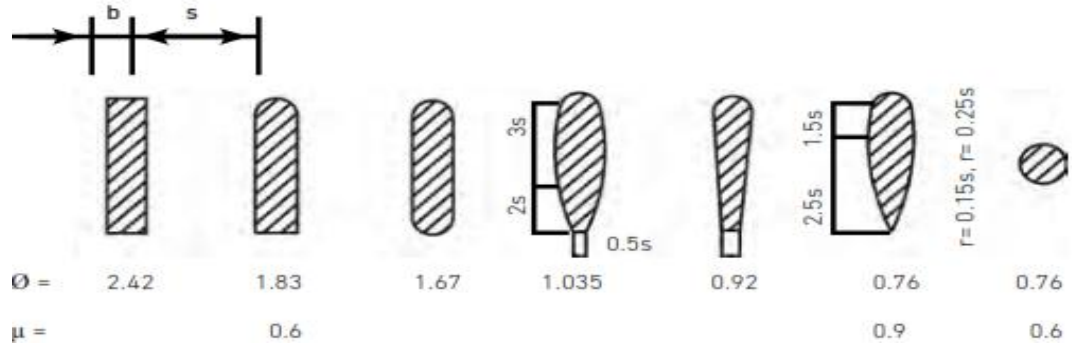
Dónde:

$$K_4 = 0.25$$
$$Hrs_4 = \frac{0.25 \times 1.35^2}{2 \times 9.81}$$

$$\text{Hrs}_4 = 0.0232\text{m}$$

Pérdidas en la rejilla:

Figura 34. Coeficiente dependiente de la forma de la barra.



Fuente: Manual microcentrales ITDG 2010

Dónde:

$$K_5 = 1.8$$

$$\text{Hrs}_5 = \frac{1.8 \times 1.35^2}{2 \times 9.81}$$

$$\text{Hrs}_5 = 0.167\text{m}$$

Pérdidas por codos a 45° en la instalación:

Dónde:

$$K_6 = 0.32$$

$$\text{Hrs}_6 = 4 \times \frac{0.32 \times 1.35^2}{2 \times 9.81}$$

$$\text{Hrs}_6 = 0.12\text{m}$$

Se realiza la sumatoria de los valores de las pérdidas que se producen en cada uno de los accesorios:

$$\text{Hrs} = 0.0037 \text{ m} + 0.0093 \text{ m} + 0.056 \text{ m} + 0.0232\text{m} + 0.167\text{m} + 0.12\text{m}$$

$$\text{Hrs} = 0.3792 \text{ m}$$

4.4.3.3 Cálculo de las pérdidas totales. Las pérdidas totales se calculan sumando las pérdidas primarias y secundarias mediante la ecuación:

$$H_{RT} = H_{RP} + H_{RS} \quad (64)$$

Dónde:

H_{RS} = Pérdidas secundarias. [m]

H_{RP} = Pérdidas primarias. [m]

H_{RT} = Pérdidas totales. [m]

$$H_{RT} = 0.82 \text{ m} + 0.3792 \text{ m}$$

$$H_{RT} = 1.2 \text{ m}$$

Pérdidas totales por especificaciones del proveedor:

$$H_{RT} = 0.87 \text{ m} + 0.3792 \text{ m}$$

$$H_{RT} = 1.25 \text{ m}$$

4.4.3.4 Cálculo del porcentaje de pérdidas:

$$\% \text{ Pérdidas} = \frac{100 \times H_{Rt}}{H_B} \quad (65)$$

Dónde:

H_{RT} = Pérdidas totales. [m]

H_B = Altura bruta. [m]

Se recomienda que el porcentaje de pérdidas en una tubería este entre el 3% y 11%, de lo contrario se proceda a seleccionar un diámetro mayor.

$$\% \text{ Pérdidas} = \frac{100 \times 1.25}{24.85}$$

$$\% \text{ Pérdidas} = 5.03\%$$

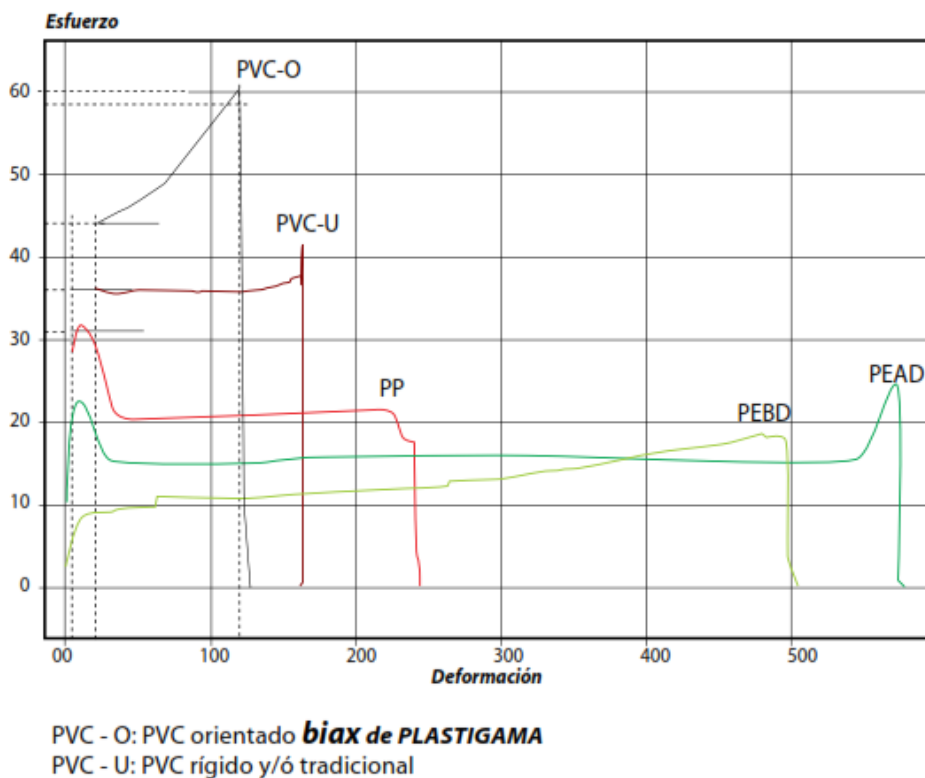
4.5 Validación de la tubería

Resistencia Química. La tubería de PVC-O es inmune a casi todos los tipos de ataques de corrosión, químicas y electroquímicas, que puedan encontrarse en un sistema de tuberías enterrada. Adicionalmente, los efectos galvánicos y electroquímicos no existen en sistemas con tuberías de PVC-O, ya que este material no es conductor de la electricidad. Las tuberías de PVC-O no sufren daños por aguas o suelos agresivos y en consecuencia no requieren protecciones catódicas, recubrimientos especiales o pinturas.

Resistencia al ataque biológico. Es la degradación o deterioro causado por la acción de micro y macroorganismos. El PVC-O no es atacado, ya que no sirve como nutriente a estos organismos.

Resistencia y propiedades físicas del PVC. A continuación se enumeran las características más importantes de acuerdo a lo recomendado por ASTM

Figura 35. Características de las tuberías de PVC



Fuente: Biax de Plastigama - manual técnico

4.5.1 Presiones de trabajo y relación de dimensiones [40]. Las tuberías de PVC-O para conducción de agua están calculadas con el esfuerzo permisible de diseño de 100 kg/m² para asegurar que la tubería de PVC-O siempre trabaje dentro de su límite elástico.

Los espesores de pared de los tubos de PVC-O están calculados de acuerdo con la expresión dada en la Norma ISO-R-161 para tubos de plástico para conducción de fluidos a presión, ecuación:

$$S_h = \frac{P_t(D - e)}{2e} \quad (66)$$

Dónde:

S_h = Esfuerzo hidrostático máximo de trabajo = 458.72 kg/cm².

P_t = Presión máxima de trabajo. [kg/cm²]

D = Diámetro exterior.

e = Espesor mínimo de pared. [cm]

La nomenclatura empleada para definir las presiones de trabajo en función de la relación de dimensiones ‘‘RD’’ está de acuerdo a la norma ASTM D-2241-711 y se expresa con la siguiente ecuación:

$$RD = \frac{D}{e} \quad (67)$$

Dónde:

D = Diámetro exterior. [cm]

e = Espesor de pared mínimo. [cm]

$$RD = \frac{16}{0.32}$$

$$RD = 50$$

Aplicando la ecuación:

$$S_h = \frac{(RD - 1) \times P_t}{2} \quad (68)$$

$$P_t = \frac{2 \times 458.72}{50 - 1}$$

$$P_t = 18.72 \text{ kg/cm}^2$$

El valor máximo de trabajo al cual se le puede hacer trabajar a la tubería es de 18.72 kg/cm² pero se corre el riesgo que la tubería explote por lo que el proveedor trabaja con un margen de seguridad y recomienda que para esta tubería el esfuerzo máximo de trabajo sea de 6.42 kg/cm²

El valor anterior se comparará con la presión de diseño del proyecto que se obtiene con la siguiente ecuación:

$$P_D = \gamma \times h \quad (69)$$

Dónde:

P_D = Presión de diseño. [kg/cm²]

γ = Peso específico del agua. [kg/m³]

H_B = Altura bruta. [m]

$$P_D = 1000 \times 24.8$$

$$P_D = 2.48 \text{ kg/cm}^2$$

Como:

$$P_D < P_t$$

Como la presión de diseño de la tubería es menor que la presión máxima de trabajo, la tubería que se ha seleccionado es correcta.

4.5.2 Golpe de ariete. La presión mínima de ruptura se calcula con la expresión dada en la norma ISO-R-161, para tubos plásticos, para conducción de fluidos a presión ecuación:

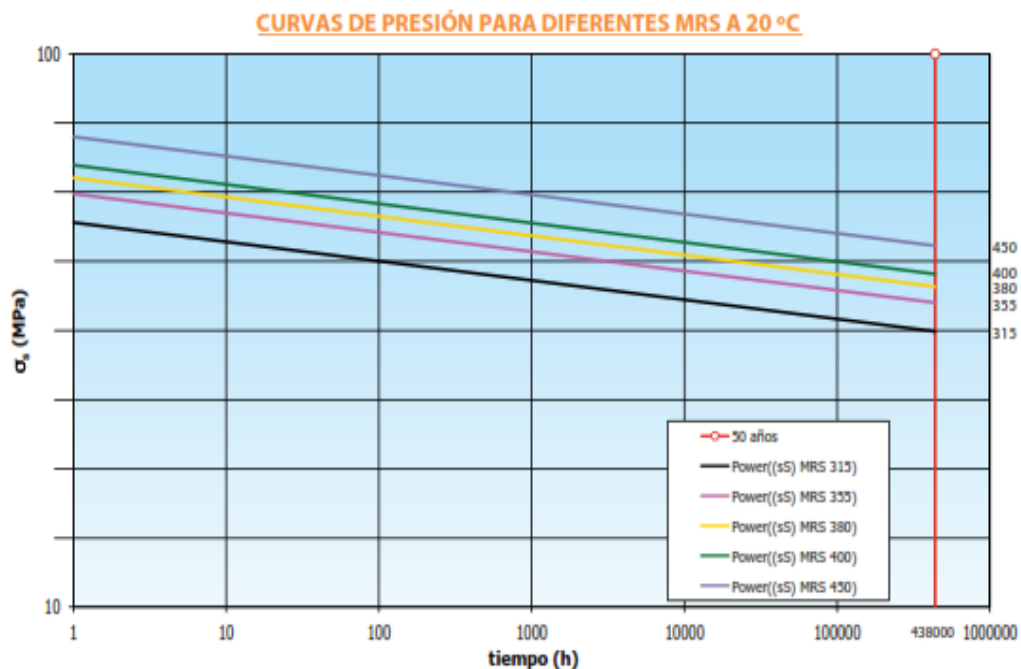
$$S_r = \frac{P_r(D - e)}{2e}$$

La relación de dimensiones “RD” de acuerdo a la norma ASTM D-2241-711 ecuación:

$$RD = \frac{D}{e}$$

De acuerdo a las normas antes mencionadas se considera que a los 60 y 90 segundos de producirse una sobrepresión por golpe de ariete la tubería podría explotar, por lo que en la figura siguiente se obtiene el valor de esfuerzo que se produce en dicho intervalo de tiempo.

Figura 36. Esfuerzo de tensión de falla debido a la presión hidrostática



Fuente: Biax de Plastigama- manual técnico

$$P = \frac{2S}{RD - 1}$$

$$P = \frac{2 \times 612}{49}$$

$$Pr = 24.97 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Al cerrar una válvula, la sobrepresión máxima se calcula con las ecuaciones: (Manual Técnico Plastigama Biax, 2010)

$$P = \frac{a \times V}{g} \quad (70)$$

$$a = \frac{1420}{\sqrt[2]{1 + \left(\frac{K}{E}\right)(RDE - 2)}} \quad (71)$$

Dónde:

P = Sobrepresión máxima en metros de columna de agua.

a = Velocidad de la onda. [m/s]

V = Cambio de velocidad del agua. [m/s]

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

K = Módulo de compresión del agua = 2.06*10⁴ kg/cm².

E = Módulo de elasticidad de la tubería 27580 kg/cm².

RDE = Relación diámetro exterior/espesor mínimo.

Aplicando las ecuaciones:

$$a = \frac{1420}{\sqrt[2]{1 + \left(\frac{2.06 \times 10^4}{27580}\right)(50 - 2)}}$$

$$a = \frac{1420}{\sqrt[2]{1 + \left(\frac{2.06 \times 10^4}{27580}\right)(50 - 2)}}$$

$$a = 233.9 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P = \frac{233.9 \times 1.4}{9.81}$$

$$P = 33.38 \text{ m. c. a}$$

$$Pg = 3.338 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Como:

$$Pg < Pr$$

Como la presión por golpe de ariete es menor que la de rotura y menor que la presión de trabajo, la tubería se ha seleccionado correctamente.

4.5.3 Validación del espesor de la tubería bajo normas [40]. Se aplica la ecuación de la Norma ISO-R-161 y la ecuación de la norma ASTM D-2241-711

De la siguiente tabla se obtiene el valor del esfuerzo máximo de trabajo para que la tubería tenga una vida útil de 50 años con lo que se verifica si el espesor de la tubería seleccionada es el adecuado para soportar las presiones de trabajo y de golpe de ariete que se presentan en el proyecto.

Tabla 17. Esfuerzos de tensión en la tubería de PVC-O

| Tiempo hasta falla | Esfuerzo a la tensión sostenido hasta falla |
|----------------------|---|
| 60-90 s | 450 kg/cm ² |
| 1 000 horas | 364 kg/cm ² |
| 10 000 horas | 333 kg/cm ² |
| 100 000 horas | 305 kg/cm ² |
| 50 años | 288 kg/cm ² |
| 500x 10 ⁷ | 140 kg/cm ² |

Fuente: www.es.scribd.com/doc/39562725/Criterios-de-Diseno-Para-Tuberias-de-PVC

Por presión de trabajo:

$$229.59 = \frac{2.48(16 - e)}{2e}$$

$$229.59 = \frac{2.48(16 - e)}{2e}$$

$$e = 0.086 \text{ cm}$$

$$e = 0.86 \text{ mm}$$

Por golpe de ariete:

$$229.59 = \frac{5.818(16 - e)}{2e}$$

$$229.59 = \frac{5.818(16 - e)}{2e}$$

$$e = 0.205 \text{ cm}$$

$$e = 2.05 \text{ mm}$$

La tubería seleccionada para el proyecto tiene un espesor que supera, a los espesores calculados por norma por lo tanto la tubería seleccionada es correcta.

Tabla 17. Relación de espesores.

| Espesor de la tubería (mm) | Espesor mínimo por golpe de ariete (mm) | Espesor mínimo por presión de trabajo (mm) |
|-----------------------------------|--|---|
| 3.2 | 2.5 | 0.86 |

Fuente: Autores

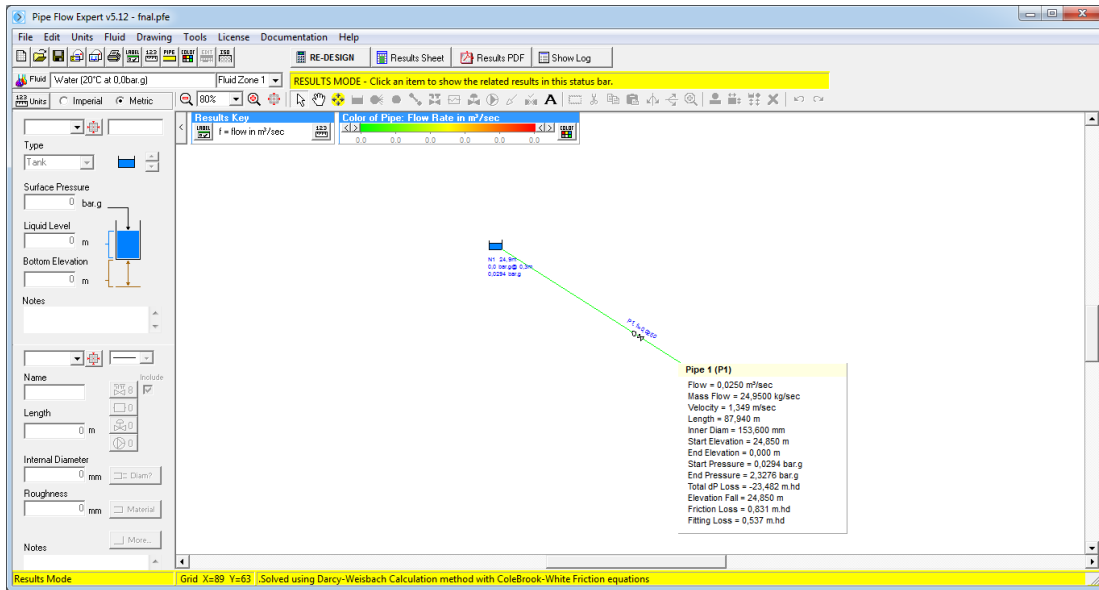
4.5.4 Validación con software. La validación de los cálculos se los realizó mediante el software llamado Pipe Flow Expert en el cual los datos de ingreso son:

Tabla 18. Datos ingresados al software

| Parámetro | Descripción | |
|---------------------------------|---|-----------------|
| Caudal | Q= 0,025m/s ² | |
| Tubería | De= 160mm di=153.6mm E=3.2mm Longitud total= 87.94 m | |
| Accesorios | Tipo | Cantidad |
| | Salida del tanque | 1 |
| | Codos de 45° | 4 |
| | Válvula de mariposa | 1 |
| | Salida a la turbina | 1 |
| | Acoples tubería | 15 |
| | Reducción | 1 |
| Rejilla | 1 | |
| Nivel de agua tanque de presión | h=0,3m | |

Fuente: Autores

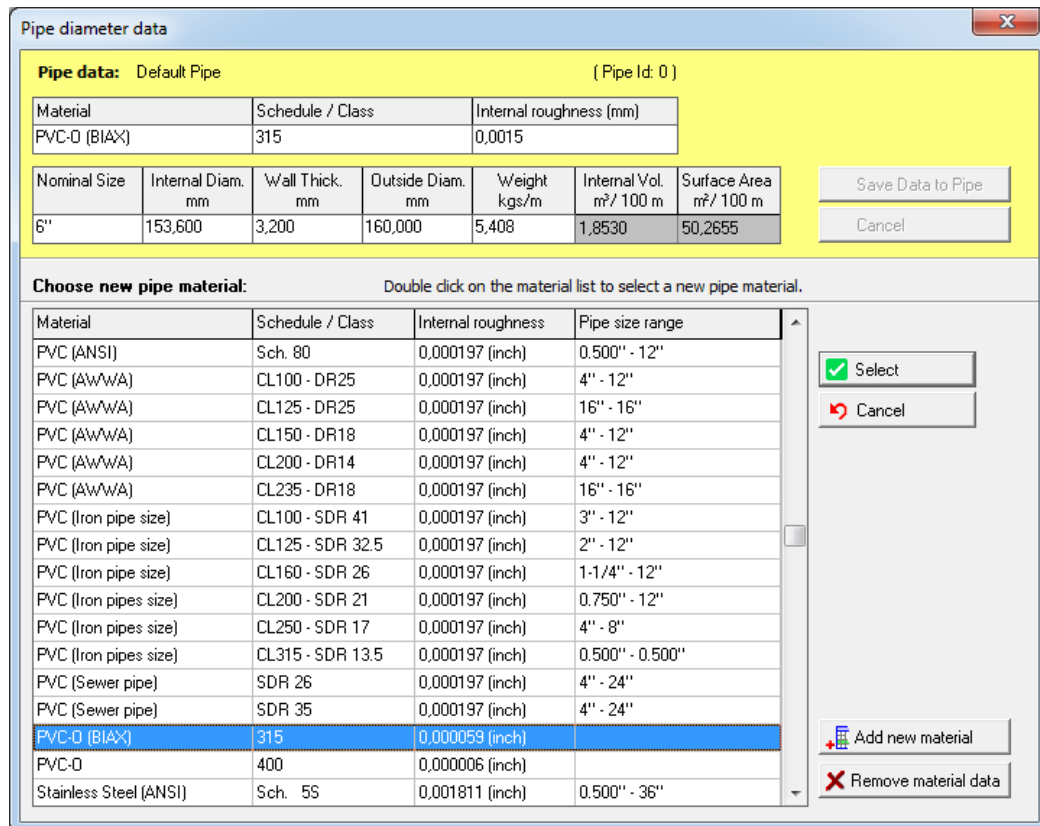
Figura 37. Diagrama del sistema



Fuente: Programa Pipe Flow Expert

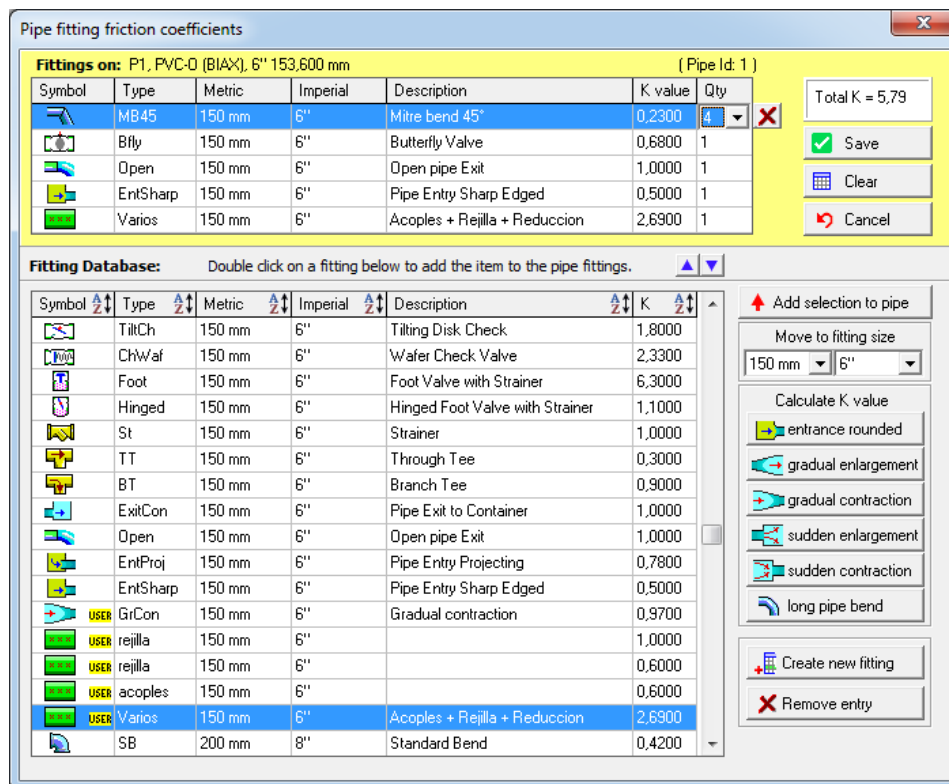
Accesorios ingresados:

Figura 38. Validación de accesorios y material



Fuente: Programa Pipe Flow Expert

Figura 38. Validación de accesorios y material (Continuación)



Fuente: Programa Pipe Flow Expert

Todos los datos mostrados o que arroja el programa se encuentran en el Anexo M

Tabla 19. Resultados obtenidos del software

| | Valores calculados | Software Pipe Flow Expert |
|-------------------------|--------------------|---------------------------|
| Velocidad del fluido | $1.4 \frac{m}{s}$ | $1.349 \frac{m}{s}$ |
| Pérdidas primarias | 0.87 m | 0.831 m |
| Pérdidas secundarias | 0.3792m | 0.532 m |
| Pérdidas totales | 1.25m | 1.363 m |

Fuente: Autores

La selección de la tubería se realizó basándose en los siguientes parámetros:

- Espesor de la tubería.
- Pérdidas primarias y secundarias.
- Costos.

- Presión de trabajo.
- Velocidad de flujo.

En la tabla a continuación se realiza una comparación entre dos tuberías del mismo material y diferente diámetro.

Tabla 20. Características para selección de la tubería

| Tubería de Presión PVC - O | Pp m | Ps m | Ph Kw | e mm | Costo unitario \$/6m | vf m/s | Pt $\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$ | Pr $\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$ | Pg $\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$ |
|----------------------------------|---------|---------|----------|------|----------------------------|--------|---------------------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|
| 4in | 5.5 | 1.58 | 4.35 | 2.2 | 60 | 2.854 | 2.48 | 26.04 | 5.88 |
| 6in | 0.86 | 0.3936 | 5.78 | 3.2 | 72 | 1.377 | 2.48 | 26.04 | 5.88 |

Fuente: Autores

Dónde:

Pt = Presión de diseño del proyecto.

Pr = Presión de ruptura de la tubería de presión.

Pg = Presión por golpe de ariete en la tubería.

Pp = Pérdidas primarias.

Ps = Pérdidas secundaria.

Ph = Potencia hidráulica.

Pg = Potencia a generar.

e = Espesor de la tubería de presión.

vf = Velocidad de flujo.

Como se observa en la tabla anterior la tubería de 6 plg cumple de mejor manera con las características que el proyecto necesita para su correcto funcionamiento como son:

- Pérdidas primarias y secundarias bajas las misma que deben estar entre un 3 a 15%.
- Baja velocidad en la tubería de presión, la misma que debe estar entre 0.25 y 2.5 m/s.
- Espesor de la tubería de presión adecuado para soportar la presión que se presenta en la tubería de presión.

- La pérdida que se produce por fricción en la tubería de 6 plg es lo suficiente para obtener una potencia de generación en la turbina de 3.5 Kw que es mayor a la solicitada por el dueño de la propiedad. La misma que no se obtiene con la tubería de 4plg donde la potencia de generación solo llega 2.6 Kw que es menor a lo requerido por el dueño de la hacienda.

4.5.5 *Características constructivas de la tubería de presión.* La tubería de presión tendrá las siguientes características constructivas.

- El material de la tubería de presión será de PVC-O con una resistencia de 1MPa.
- El tipo de unión para la tubería de presión será UZ conocidas como espiga campana.

Figura 39. Unión tipo UZ



Fuente: Biax de platigama manual técnico.

Este tipo de unión se realiza a presión, las tuberías para esta unión tienen un o ring que evita las fugas, adicionalmente tiene holgura para el desplazamiento horizontal evitando el uso de juntas de expansión.

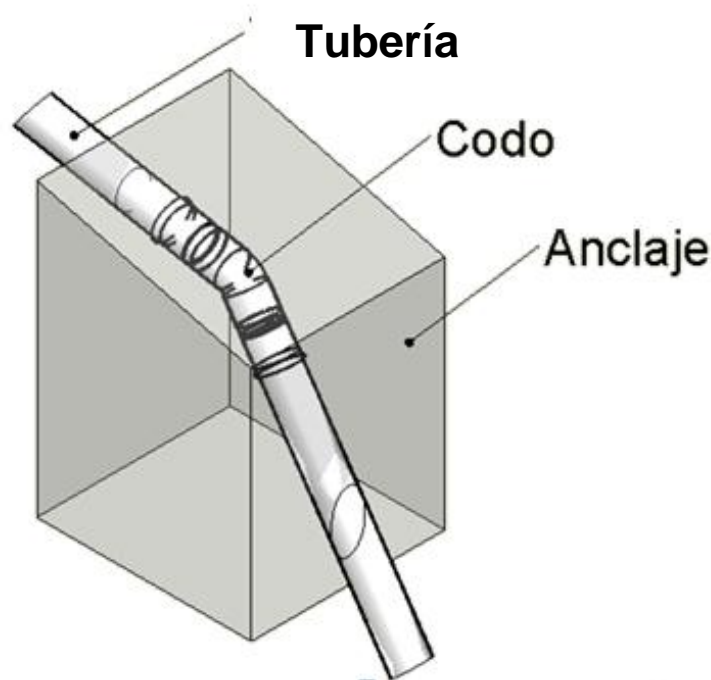
- Por los requerimientos del propietario de la hacienda, facilidad de instalación y seguridad, la tubería de presión ira enterrada evitando así el uso de apoyos y juntas de dilatación por el cambio de temperaturas.
- La longitud total de la tubería de presión es de 87.94 m.

4.6 Anclajes [41]

Los anclajes son bloques de hormigón que impiden el movimiento de la tubería, ajustan la tubería al perfil topográfico y permiten variar la pendiente en forma horizontal y/o vertical.

El perfil topográfico y ubicación de los anclajes se detallan en la figura (20).

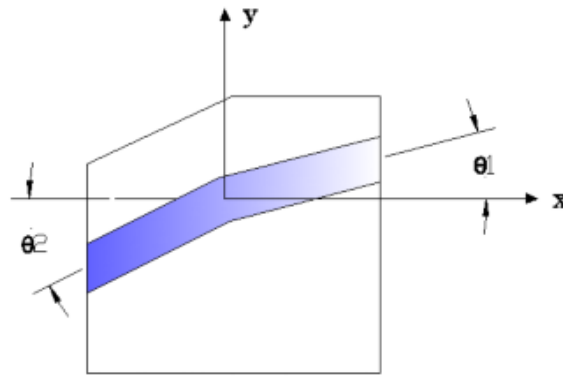
Figura 40. Forma del anclaje



Fuente: Manual de Capacitación en Operaciones y Mantenimiento de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas

- Para el cálculo de las fuerzas se toma la letra m para agua arriba y j para aguas abajo.
- Los ángulos θ_1 para aguas arriba y θ_2 para aguas abajo.

Figura 41. Ángulos de los anclajes



Fuente: Centrales hidroeléctricas Ramiro Ortiz

Dónde:

- $\theta_1 =$ Desviación de la tubería aguas arriba.
- $\theta_2 =$ Desviación de la tubería aguas abajo.
- $\theta_3 =$ Desviación de la tubería hacia la izquierda.
- $\theta_4 =$ Desviación de la tubería hacia la derecha.

En la siguiente tabla se muestra los ángulos para la determinación del anclaje.

Tabla 21. Ángulos del anclaje aguas arriba, abajo.

| | θ_1 | θ_2 | θ_3 | θ_4 |
|------------------|------------|------------|------------|------------|
| Anclaje 1 | 56 | 11 | 0 | 0 |
| Anclaje 2 | 11 | 56 | 0 | 0 |
| Anclaje 3 | 56 | 11 | 0 | 0 |
| Anclaje 4 | 11 | 56 | 0 | 0 |
| Anclaje 5 | 11 | 0 | 0 | 0 |

Fuente: Autores

El valor de cero de los ángulos θ_3 y θ_4 es debido a que la tubería se dirige en dirección recta teniendo variaciones solo de altura y no de desplazamiento lateral.

4.6.1 Fuerzas sobre los anclajes [42]. La fuerza de la componente del peso de la tubería y del agua contenida en ella se obtiene de la ecuación:

$$F_1 = (W_t + W_a) \times L_1 \times \cos \alpha \quad (72)$$

Dónde:

$L_1 =$ Distancia del anclaje al punto del tramo.

$\alpha =$ Ángulo de inclinación del tramo de tubería analizado aguas arriba del anclaje.

$\beta =$ Idem, en el caso del tramo de tubería aguas abajo del anclaje.

$W_t =$ Peso del agua en el tubo por unidad de longitud. [kg/m]

$W_a =$ Peso del tubo por unidad de longitud. [kg/m]

W_t se obtiene de la ecuación:

$$W_t = \gamma_t \times \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D^2) \quad (73)$$

W_a se obtiene de la ecuación:

$$W_a = \gamma_a \times \frac{\pi}{4} \times D^2 \quad (74)$$

Dónde:

$\gamma_t =$ Peso específico del material de la tubería. [kgf/m³]

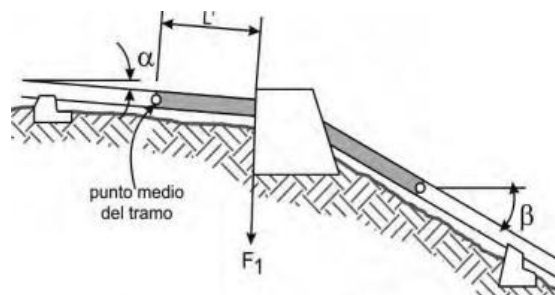
$\gamma_a =$ Peso específico del agua. [Kgf/m³]

$D_e =$ Diámetro exterior del tubo en m.

$d_i =$ Diámetro interior del tubo en m.

$W_a =$ Peso del tubo por unidad de longitud. [kg/m]

Figura 42. Representación de la fuerza



Fuente: Manual microcentrales ITDG

La fuerza de dirección debido a la presión hidrostática se obtiene mediante la ecuación:

$$F_3 = \gamma_a \times p \times \frac{\pi \times D^2}{4} \quad (75)$$

Dónde:

$\gamma_a =$ Peso específico del agua. [Kgf/m³]

$d_i =$ Diámetro interior del tubo en m.

$p =$ Presión hidrostática en el punto en cuestión.

La componente del peso de la tubería paralela a ella se obtiene de la ecuación:

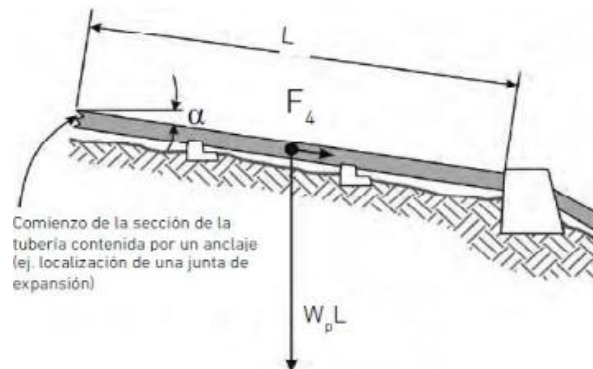
$$F_4 = W_t \times L_4 \times \text{sen} \alpha \quad (76)$$

Dónde:

$L_4 =$ Es la longitud de tubería a considerar encada tramo.

$\alpha =$ Ángulo de inclinación de la tubería. (usar β cuando se esté analizando el tramo aguas abajo del anclaje)

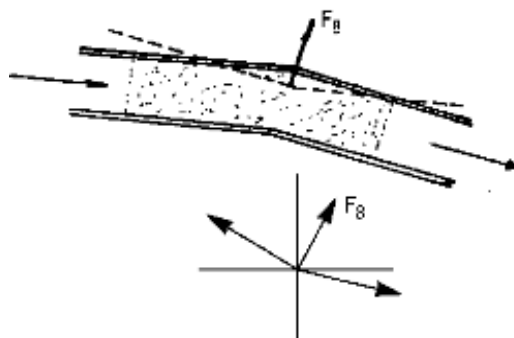
Figura 43. Representación de la fuerza.



Fuente: Manual microcentral ITDG

La fuerza debida al cambio de dirección de la cantidad de movimiento (F_8) se obtiene de la ecuación:

Figura 44. Representación de la fuerza.



Fuente: Manual microcentral ITDG

$$F_8 = 250 \left(\frac{Q}{D}\right)^2 \times \text{sen} \frac{(\beta - \alpha)}{2} \quad (77)$$

Dónde:

Q = Caudal de diseño en [m³/ s].

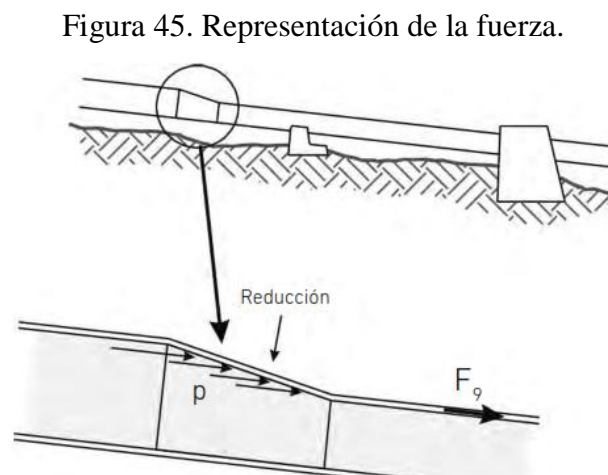
Generalmente, la magnitud de esta fuerza es mínima, por lo que no se toma en cuenta ya que en las tuberías se presentan velocidades relativamente bajas. La fuerza debida al cambio del diámetro en la tubería cuando hay reducción (F₉) se obtiene de la ecuación:

$$F_9 = 1 \times 10^3 \times H \times \Delta A \quad (78)$$

Dónde:

H = Presión estática en la tubería a la altura de la reducción en [m].

ΔA = Cambio de las áreas de las tuberías en [m²].



Fuente: Manual microcentral ITDG 2010

4.6.2 *Cálculo de fuerzas resultantes en los anclajes* [41]. Se realiza la sumatoria de fuerzas en el anclaje:

$$\begin{aligned} \Sigma F_x = & -F_{1m} \text{sen } \theta_1 - F_{1j} \text{sen } \theta_2 - F_3 \text{sen} \left(\frac{\theta_2 - \theta_1}{2}\right) - F_8 \text{sen} \left(\frac{\theta_2 - \theta_1}{2}\right) \quad (79) \\ & + F_{4m} \text{cos } \theta_2 + F_{4j} \text{cos } \theta_2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma F_y = & -F_{1m} \text{cos } \theta_1 - F_{1j} \text{cos } \theta_2 - F_3 \text{cos} \left(\frac{\theta_2 - \theta_1}{2}\right) - F_8 \text{cos} \left(\frac{\theta_2 - \theta_1}{2}\right) \quad (80) \\ & - F_{4m} \text{sen } \theta_2 - F_{4j} \text{sen } \theta_2 \end{aligned}$$

4.6.3 *Cálculo de la estabilidad del anclaje.* Una vez conocidas las sumatorias de las fuerzas y la forma del anclaje se procede a calcular con las condiciones de equilibrio:

Primera condición de equilibrio:

$$\Sigma F_x < \mu \Sigma F_y \quad (81)$$

Dónde:

ΣF_x = Sumatoria de fuerzas en X. [kg]

ΣF_y = Sumatoria de fuerzas en Y. [kg]

μ = Coeficiente de fricción entre el concreto y el suelo.

Segunda condición de equilibrio:

$$S_{base} < S_{adm} \quad (82)$$

Dónde:

S_{base} = Esfuerzo de compresión sobre el terreno. [kg/cm²]

S_{adm} = Esfuerzo de compresión admisible del terreno. [kg/cm²]

El esfuerzo de compresión sobre el terreno se obtiene de la siguiente ecuación:

$$S_{base} = \frac{R_y}{A} \times \left(1 \pm 6 \times \frac{ex}{b} \right) \quad (83)$$

Dónde:

R_y = Reacción vertical del suelo contra el anclaje. [kg]

b = Largo de la base del anclaje. [m]

A = Área de la base del anclaje. [m²]

ex = Excentricidad de la reacción vertical.

La excentricidad se obtiene de la ecuación:

$$ex = x - \frac{b}{2} \quad (84)$$

Dónde:

b = Base del anclaje. [m]

Para obtener el valor de R_y se aplica las ecuaciones:

$$\Sigma M_o = \pm \Sigma F_x(x_a) \pm \Sigma F_y(x_b) \pm R_y(x) \pm W(x_g) \quad (85)$$

$$F_y = W + \Sigma F_y - R_y = 0 \quad (86)$$

Dónde:

x_a = Distancia desde la sumatoria de fuerzas en X al punto 0. [m]

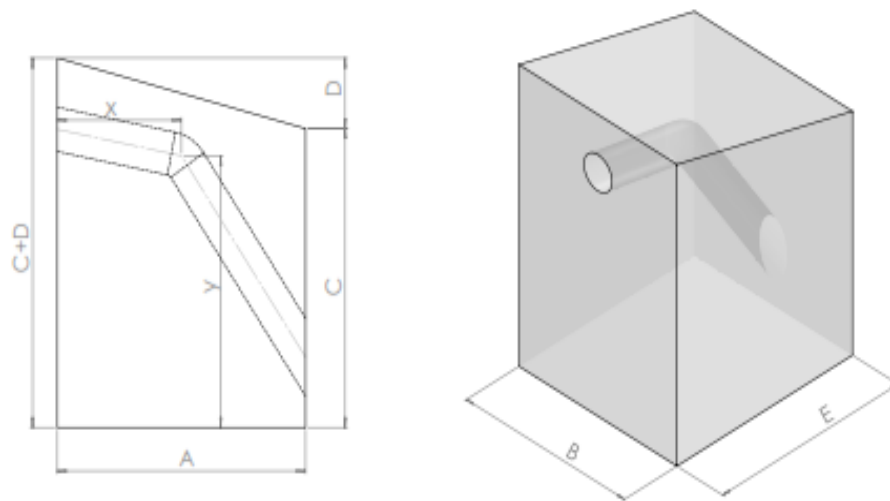
x_b = Distancia desde la sumatoria de fuerzas en Y al punto 0. [m]

x = Distancia desde la sumatoria de fuerzas en X al punto 0. [m]

x_g = Distancia desde el centro de gravedad del anclaje. [m]

4.6.4 Dimensionamiento del anclaje. Para el dimensionamiento de los anclajes se da las siguientes medidas y posteriormente el análisis de estabilidad comprobará si son suficientes para soportar las cargas sobre él aplicadas (todas la distancias en metros).

Figura 46. Forma y dimensionamiento de los anclajes.



Fuente: Autores

Dónde:

A = Base del anclaje parte rectangular. [m]

B = Ancho del anclaje. [m]

C = Altura de la parte rectangular del anclaje. [m]

D = Altura de la parte triangular del anclaje. [m]

E = Base de la parte triangular del anclaje.

x = Ubicación del codo respecto a la vertical.

y = Ubicación del codo respecto a la horizontal.

La tabla a continuación resume las dimensiones de los anclajes:

Tabla 22. Dimensiones de los anclajes.

| | Anclaje 1 | Anclaje 2 | Anclaje 3 | Anclaje 4 | Anclaje 5 |
|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| A | 0.7 | 0.7 | 1 | 1 | 0.5 |
| B | 0.6 | 1 | 1.1 | 0.8 | 0.85 |
| C | 0.7 | 0.72 | 1.1 | 0.72 | 1.4 |
| D | 0.26 | 0.74 | 0.26 | 0.74 | 0 |
| E | 0.7 | 0.7 | 1 | 1 | 0 |
| x | 0.35 | 0.35 | 0.5 | 0.5 | 0.7 |
| y | 0.7 | 0.35 | 1 | 0.35 | 0.7 |

Fuente: Autores

El resumen de fuerzas actuantes en los apoyos se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 23. Fuerzas actuantes en los anclajes.

| | Anclaje 1 | Anclaje 2 | Anclaje 3 | Anclaje 4 | Anclaje 5 |
|------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| F1m | 8.2601 | 449.142 | 50.922 | 10.253 | 380.534 |
| F1j | 449.142 | 50.922 | 373.545 | 8.614 | 0 |
| F3 | 29.848 | 144.859 | 246.812 | 9.902 | 0 |
| F4m | 3.217 | 22.939 | 19.836 | 0.523 | 0 |
| F4j | 22.939 | 19.836 | 19.078 | 3.355 | 0 |
| F8 | 2.588 | 2.588 | 2.588 | 2.588 | 0 |

Fuente: Autores

El resumen de fuerzas resultantes en los apoyos se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 24. Fuerzas resultante en los anclajes.

| | Anclaje 1 | Anclaje 2 | Anclaje 3 | Anclaje 4 | Anclaje 5 |
|------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| Efx | -55.817 | -148.751 | 11.769 | - 1.927 | 2634.81 |
| Efy | -482.521 | -621.629 | -645.660 | -6.223 | -380.534 |

Fuente: Autores

En la tabla siguiente se muestra la primera condición de equilibrio:

Tabla 25. Primera condición de equilibrio.

| | E_{Fx} | uE_{Fy} | E_{fx}<E_{fy} |
|------------------|-----------------------|------------------------|---|
| Anclaje 1 | 55.817 | 482.521 | Cumple |
| Anclaje 2 | 148.751 | 621.629 | Cumple |
| Anclaje 3 | 11.769 | 645.660 | Cumple |
| Anclaje 4 | 1.927 | 3.112 | Cumple |
| Anclaje 5 | 2634.81 | 380.53 | Cumple |

Fuente: Autores

En la siguiente tabla se muestran los valores de la reacción y el peso del anclaje:

Tabla 26. Valores de peso y reacción.

| | W | X_g | R_y | X |
|------------------|----------|----------------------|----------------------|----------|
| Anclaje 1 | 1744.9 | 0.310 | 2237.42 | 0.310 |
| Anclaje 2 | 3111.9 | 0.482 | 3733.53 | 0.438 |
| Anclaje 3 | 2005.6 | 0.443 | 2651.260 | 0.580 |
| Anclaje 4 | 801.78 | 0.331 | 808.003 | 0.333 |
| Anclaje 5 | 1368.5 | 0.7 | 1749.034 | 0.924 |

Fuente: Autores

Con los valores de X y R_y se comprueba que la segunda condición se cumpla:

Tabla 27. Segunda condición de equilibrio.

| | E | S_{base min} | S_{basemax} | S_{admisible} | S_{base}<S_{adm} |
|------------------|----------|-----------------------------|----------------------------|------------------------------|--|
| Anclaje 1 | -0.039 | 0.240 | 0.428 | 0.5 | Cumple |
| Anclaje 2 | -0.061 | 0.223 | 0.45 | 0.5 | Cumple |
| Anclaje 3 | 0.081 | 0.492 | 0.171 | 0.5 | Cumple |
| Anclaje 4 | -0.016 | 0.164 | 0.220 | 0.5 | Cumple |
| Anclaje 5 | 0.224 | 0.288 | 0.0056 | 0.5 | Cumple |

Fuente: Autores

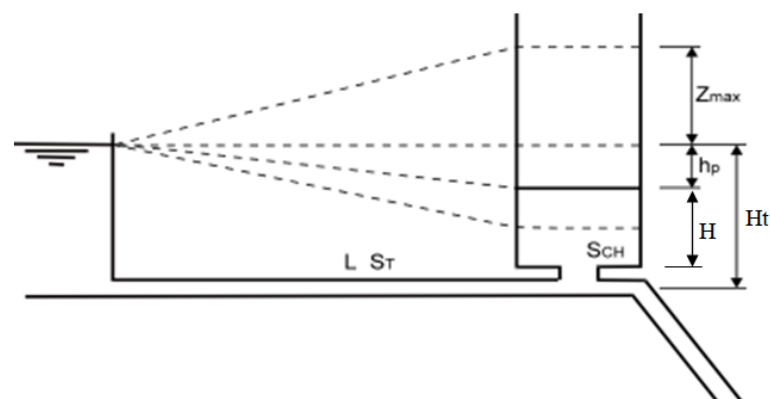
4.6.5 Características constructivas de los anclajes. Las características constructivas de los anclajes son:

- Los anclajes serán construidos de hormigón, el mismo que tiene una resistencia de 240 kg/m².
- La forma de los anclajes son diferentes debido a las condiciones que deben cumplir para que resistan las fuerzas que en ellos se producen.
- Los anclajes serán construidos en los sectores en los que la tubería cambia de dirección y de sección debido a que en estos se producen fuerzas que pueden provocar daños en la tubería.

4.7 Chimenea de equilibrio [43]

La figura siguiente muestra las dimensiones típicas de una chimenea de equilibrio

Figura 47. Chimenea de equilibrio.



Fuente: Sistemas de Bombeo, Universidad de Oviedo

4.7.1 Cálculo de la sobrepresión en la tubería. La sobrepresión en la tubería se calcula con la siguiente ecuación:

$$h_p = \frac{V \times a}{g} \quad (87)$$

Dónde:

$V =$ Velocidad del agua en la tubería de presión. [m/s]

$a =$ Velocidad de propagación de la onda. ($a = 264.27$ m/s)

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

$$h_p = \frac{1.4 \times 264.27}{9.81}$$

$$h_p = 37.71 \text{ m}$$

4.7.2 *Cálculo del tiempo crítico de cierre de la válvula.* El tiempo crítico de cierre se determina con la siguiente ecuación:

$$t_c = \frac{L}{2 \times a} \quad (88)$$

Dónde:

t_c = Tiempo crítico de cierre de la válvula.
 L = Longitud total de la tubería.

$$t_c = \frac{87.94}{2 \times 264.27}$$

$$t_c = 0.166 \text{ s}$$

La sobrepresión máxima se da cuando la velocidad de cierre de la válvula es de 0.166 segundos.

4.7.3 *Cálculo de la altura de reposo del fluido en la chimenea de equilibrio.* La altura mínima de reposo del fluido en la chimenea de equilibrio se obtiene de la siguiente ecuación:

$$H_t = H + h_p \quad (89)$$

Dónde:

h_p = Caída de presión hasta la chimenea de equilibrio.
 H = Altura del nivel de agua.
 H_t = Altura mínima de reposo del fluido.

$$h_p = \frac{\lambda \times L_T \times V_T^2}{2 \times g \times D} \quad (90)$$

$$h_p = \frac{0.0155 \times 0.5 \times 1.4^2}{2 \times 9.81 \times 0.152}$$

$$h_p = 0.005 \text{ m}$$

$$H_t = 0.4 + 0.005$$

$$H_t = 0.405 \text{ m}$$

4.7.4 *Cálculo de la sección de la chimenea de equilibrio.* La sección de la chimenea de equilibrio se obtiene con la siguiente ecuación:

$$S_{CHmin} = \frac{L \times S_T \times V_0^2}{2 \times g \times h_p \times (H - h_p)} \quad (91)$$

Dónde:

S_t = Sección de la tubería.

L = Longitud de la tubería hasta la chimenea de equilibrio.

$$S_{CHmin} = \frac{0.5 \times 0.018 \times 1.4^2}{2 \times 9.81 \times 0.005 \times (0.405 - 0.005)}$$

$$S_{CHmin} = 0.45 \text{ m}$$

4.7.5 *Cálculo del espesor de la pared de la chimenea de equilibrio.* El espesor de la chimenea de equilibrio se obtiene de la ecuación (19):

$$e = 0.10 \times 0.5$$

$$e = 0.05 \text{ m}$$

$$e = 5 \text{ cm}$$

El espesor de la chimenea de equilibrio será construido de 10 cm, el cual tendrá un factor de seguridad de 2, el cual ayuda a mejorar y soportar la presión a la cual va a trabajar.

4.7.6 *Cálculo de la altura de la chimenea de equilibrio para evitar derrames del líquido.* La altura que debe tener la chimenea de equilibrio para evitar el derrame del fluido se obtiene de la siguiente ecuación:

$$Z_{max} = V_0 \sqrt{\frac{L \times S_t}{9.81 \times S_{CH}}} \quad (92)$$

$$Z_{\max} = 1.4 \sqrt{\frac{0.5 \times 0.018}{9.81 \times 0.45}}$$

$$Z_{\max} = 0.063 \text{ m}$$

A continuación se indican las dimensiones que deberá tener la chimenea de equilibrio

- Sección de la chimenea de equilibrio. 45 cm
- Altura de la chimenea de equilibrio. 46.8 cm

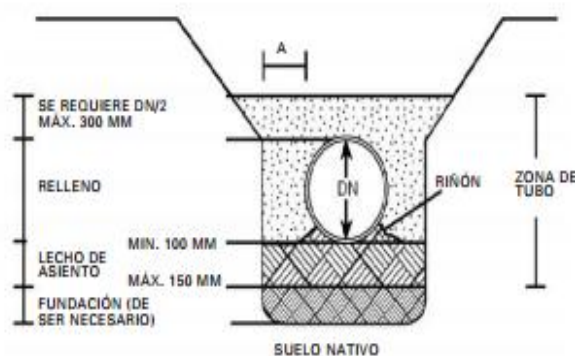
4.7.7 *Características constructivas de la chimenea de equilibrio.* La chimenea de equilibrio tiene las siguientes características constructivas:

- La chimenea de equilibrio será construida de hormigón el cual tiene una resistencia de 240 Kg/m².
- La unión entre la tubería de presión y la chimenea de equilibrio se realizara con tubo de PVC-O.
- La forma de la chimenea de equilibrio será de sección rectangular de 0.4 5m² y la altura de 0.468 m.

4.8 Dimensiones de la zanja

Es una excavación lineal que consiste en una zanja es un corte y extracción de las tierras que se realiza sobre el terreno.

Figura 48. Relleno de la tubería.



Fuente: Guía de instalación de tuberías enterradas www.joseguller.com.ar

A continuación se determina las dimensiones que debe tener la zanga en la que se ubicará la tubería de presión.

- La dimensión "A" debe ser lo suficientemente ancha como para permitir un espacio apropiado que asegure el correcto posicionamiento y compactado del relleno en el riñón del tubo.
- La dimensión "A" debe ser también lo suficientemente ancha como para poder operar el equilibrio de compactación sin dañar los tubos.

La dimensión "A" se obtiene de la ecuación:

$$A_1 = 0.4 \times D \quad (93)$$

Dónde:

D = Diámetro nominal. [mm]

$$A_1 = 0.4 \times 160$$

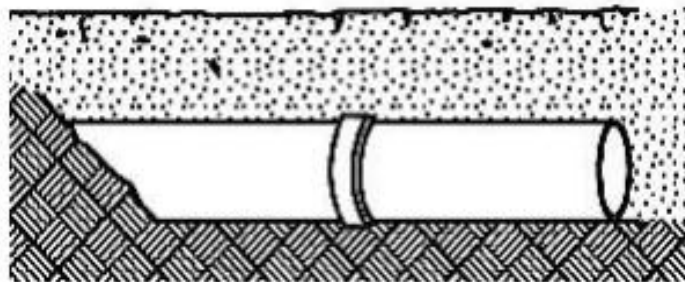
$$A_1 = 64 \text{ mm}$$

4.8.1 *Lecho de asiento del tubo.*

- El lecho del asiento terminado debe proporcionar un apoyo firme, estable y uniforme al cuerpo del tubo y a cualquier saliente de la junta.
- Se debe proporcionar un lecho de asiento de entre 100 a 150 mm debajo del tubo y de 75 mm debajo del acople.

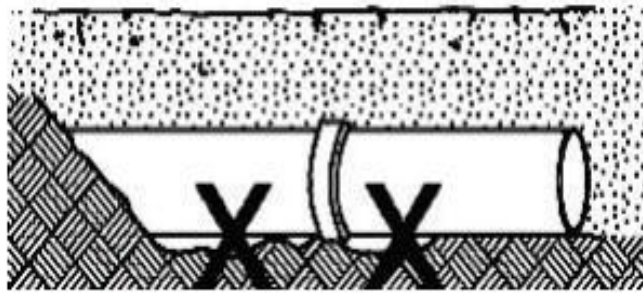
En las figuras, a continuación, se muestran la forma correcta de apoyo de la tubería sobre las zanjas.

Figura 49. Apoyo correcto sobre el lecho del asiento.



Fuente: Guía de instalación de tuberías enterradas. www.joseguller.com.ar

Figura 50. Apoyo incorrecto sobre el lecho del asiento.

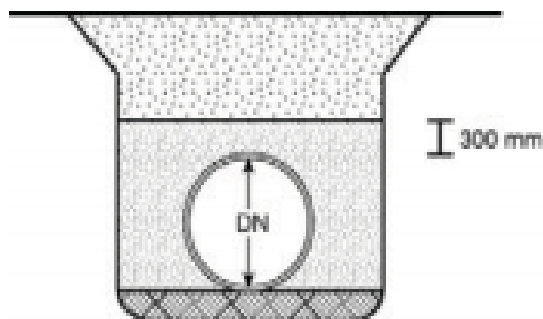


Fuente: Guía de instalación de tuberías enterradas. www.joseguller.com.ar

4.8.2 Tipo de instalación.

- El lecho del asiento del tubo debe ser construido de la forma especificada anteriormente.
- La zona de la tubería debe rellenarse hasta 300 mm sobre la clave del tubo con el material de relleno y compactado según los niveles requeridos.

Figura 51. Tipo de instalación.

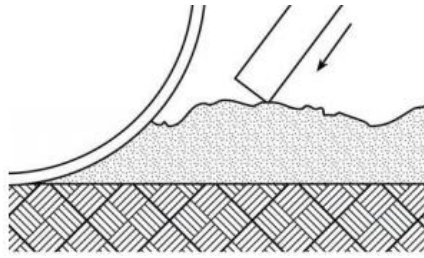


Fuente: Guía de instalación de tuberías enterradas www.joseguller.com.ar

4.8.3 Relleno de la zona del tubo. Se recomienda rellenar inmediatamente después del proceso de instalación de la tubería sobre el lecho a fin de prevenir peligros como la flotación del tubo debido a lluvias copiosas lo que puede dañar el tubo y causar costos de reinstalación innecesarios.

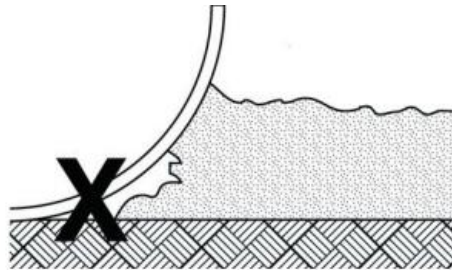
En las figuras se muestran a continuación el correcto relleno que debe existir alrededor del tubo.

Figura 52. Relleno correcto alrededor del tubo.



Fuente: Guía de instalación de tuberías enterradas. www.joseguller.com.ar

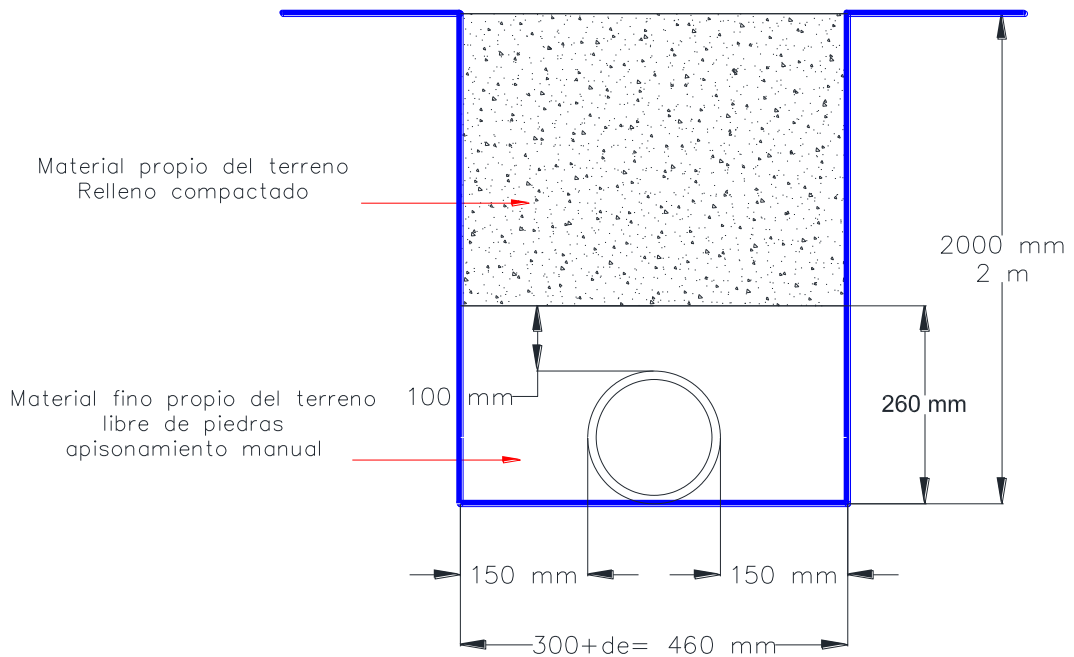
Figura 53. Relleno incorrecto alrededor del tubo.



Fuente: Guía de instalación de tuberías enterradas. www.joseguller.com.ar

En la siguiente figura se detalla la instalación de la tubería:

Figura 54. Instalación de la tubería.



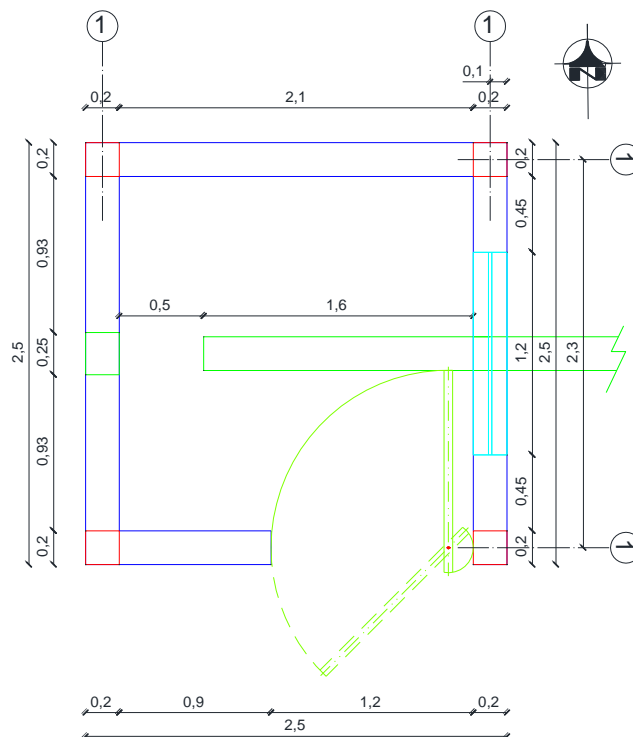
Fuente: Autores

4.9 Cálculos de la obra civil de la casa de máquinas.

Con las especificaciones del fabricante 3HC, los requerimientos para la casa de máquinas son:

- Una casa de máquinas con una dimensiones mínimas de $2,5 \times 2,5$ m.
- Cimientos para la turbina, los cuales soportaran su peso y vibraciones que se producen con el funcionamiento de la turbina, los respectivos anclajes.
- Sección de descarga de agua con dimensiones de $0,25 \times 0,25$ m.

Figura 55. Dimensiones de la casa de máquinas.



Fuente: Autores

El tipo estructura que se plantea para la casa de máquinas es de hormigón armado, la estructura no se la puede construir en tipo estructura metálica, por las siguientes condiciones:

- Falta de energía eléctrica, necesaria para la soldadura de la estructura.
- Se debe contratar equipo como soldadora eléctrica a gasolina, la cual eleva el costo de la construcción de la misma.

Las razones anteriormente mencionadas hacen que el tipo de estructura seleccionada y más adecuada para el proyecto sea de hormigón armado, con losa alivianada (techo) para disminuir los costos.

Determinación de cargas:

$$\begin{aligned}
 CM &= \text{Peso de los materiales [kg]} && \text{CARGA MUERTA} \\
 CV &= \text{Peso por unidad de estructura [kg]} && \text{CARGA VIVA} \\
 CM + CV &= C_T \quad \text{Carga de diseño [kg]}
 \end{aligned}$$

La carga muerta consta de:

- Peso del hormigón
- Peso de los bloques
- Peso extra

4.9.1 *Peso del hormigón.* El peso del hormigón se calcula en función del volumen de la loseta y el volumen de los nervios de la misma, para lo cual se determina el volumen:

$$W_H = (V_L + V_N) \times W_H \quad (94)$$

Dónde:

$$\begin{aligned}
 W_H &= \text{Peso del hormigón. [kg]} \\
 V_L &= \text{Volumen de la loseta. [m}^3\text{]} \\
 V_N &= \text{Volumen de los nervios. [m}^3\text{]} \\
 A_L &= \text{Área de la losa. [m}^2\text{]} \\
 W_H &= \text{Peso específico del hormigón. [2400 } \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\text{]}
 \end{aligned}$$

4.9.2 *Volumen de la loseta.* El volumen de la loseta se calcula para una cantidad de un metro cúbico.

$$V_L = \text{ancho loseta} \times \text{largo loseta} \times \text{espesor loseta}$$

Dónde:

$$V_L = \text{Volumen de la loseta}$$

| | |
|----------------------|------|
| Espesor de la loseta | 5 cm |
| Ancho de la loseta | 1 m |
| Largo de la loseta | 1 m |

$$V_L = 0,05 \text{ m} \times 1 \text{ m} \times 1 \text{ m}$$

$$V_L = 0,05 \frac{\text{m}^3}{\text{m}^2}$$

4.9.3 *Volumen de nervios.* El volumen de los nervios se calcula para una cantidad de un metro cúbico.

$$V_N = \text{ancho nervio} \times \text{largo nervio} \times \text{alto nervio} \times \text{cantidad de nervios}$$

Dónde:

$$V_N = \text{Volumen de los nervios}$$

| | |
|---------------------|--------|
| Ancho del nervio | 10 cm |
| Alto del nervio | 15 cm |
| Largo del nervio | 100 cm |
| Cantidad de nervios | 4 |

$$V_N = 4 \times 0,1 \text{ m} \times 0,15 \text{ m} \times 1 \text{ m}$$

$$V_N = 0,06 \frac{\text{m}^3}{\text{m}^2}$$

El peso del hormigón resulta:

$$W_H = (0,05 + 0,06) \times 2400$$

$$W_H = 264 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

4.9.4 *Peso de los bloques.* El peso de los bloques se calcula en función de la cantidad de bloques a emplearse y el tamaño de los mismos.

$$W_B = \# \text{ bloques} \times w_B \quad (95)$$

Dónde:

$$W_B = \text{Peso de los bloques. } \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2}\right]$$

$$w_B = \text{Peso por bloque. [8 kg]}$$

$$W_B = 8 \frac{\text{unidades}}{\text{m}^2} 10 \text{ kg}$$

$$W_B = 80 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

4.9.5 *Peso extra.* El peso extra está en función de cantidad de polvo, agua y granizo que se puedan presentar, es decir el peso de extra que presentará en la loseta, por norma se toma un peso de:

$$W_E = 100 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

4.9.6 *Carga total.* La total es la suma de las cargas vivas y muertas, la carga viva está en función de la utilidad que se le da al tipo de construcción, en este caso es 100 kg

$$C_T = C_M + C_V = 428,11 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \cong 430 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

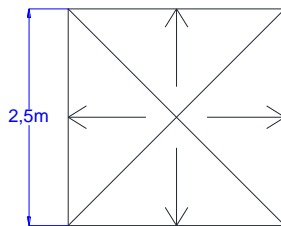
Tabla 28. Cargas en la loseta

| Carga muerta | Carga viva | Carga total |
|---------------------------------------|------------------------------------|---------------------------------------|
| $328,11 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$ | $100 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$ | $428,11 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$ |

Fuente: Autores

4.9.6.1 *Cálculo de vigas.* Se calcula la carga que se produce en las vigas.

Figura 56. Carga en las vigas.



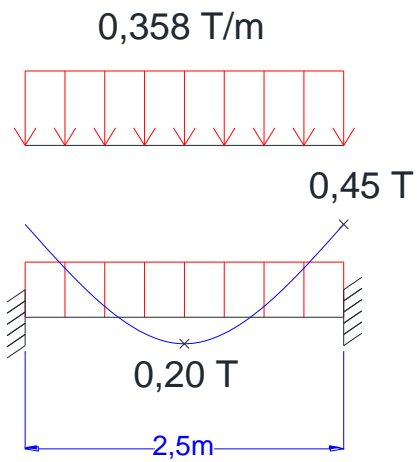
Fuente: Autores

$$\nabla = \frac{W_S}{3}$$

$$\nabla = \frac{430 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \times 2,5\text{m}}{3}$$

$$\nabla = 258,33 \frac{\text{kg}}{\text{m}} = 0,358 \frac{\text{T}}{\text{m}}$$

Figura 57. Momento en la viga.



Fuente: Autores

Momento resistente = Momento actuante

$$R \times b \times d^2 = 45000 \text{ kg cm}$$

Dónde:

b = ancho de viga (imponer) [15 cm]

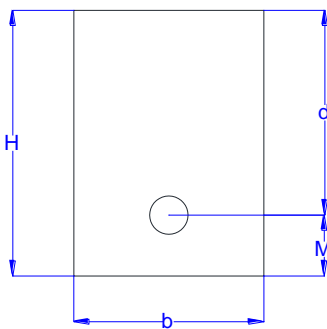
$$R = \text{aconstante} \left[25 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]$$

d = peralte efectivo

$$d = \sqrt{\frac{45000 \text{ kg cm}}{25 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \times b}}$$

$$d = 11 \rightarrow 15 \text{ cm}$$

Figura 58. Altura de la viga.



Fuente: Autores

Altura de la viga

$$H = d + M$$

Dónde:

H = altura de la viga

d = peralte efectivo

M = recubrimiento [5cm]

$$H = 15 + 5 = 20 \text{ cm}$$

Para saber la cantidad de hierro es necesario aplicar la ecuación:

$$\frac{A_s}{(-)} = \frac{\text{Momento actuante}}{f_s \times j \times d} \quad (96)$$

Dónde:

A_s = Área de sección de hierro en la viga. [cm^2]

f_s = Esfuerzo trabajo del hierro. [$2100 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$]

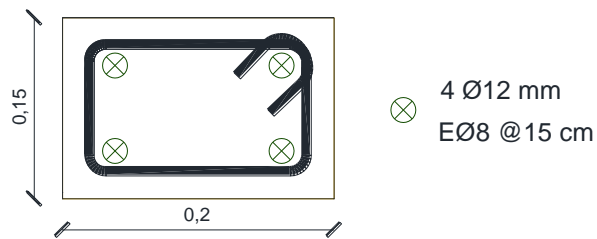
j = Constante $\approx 0,9$.

d = Peralte efectivo.

$$\begin{aligned} \frac{A_s}{(-)} &= \frac{45000}{2100 \times 0,9 \times 15} \\ \frac{A_s}{(-)} &= 1,58 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

Lo que da como resultado:

Figura 59. Área o sección del hierro.



Fuente: Autores

4.9.7 Cálculos de columnas. Con la NEC (Norma de Construcción Ecuatoriana), las columnas tienen una sección mínima, la cual está en relación con el valor de esbeltez. El área mínima es:

$$A_{c_{\min}} \geq 400 \text{ cm}^2$$

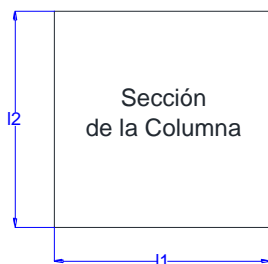
Dónde:

$$A_{c_{\min}} = \text{sección mínima de columna [cm}^2\text{]}$$

Por lo que tendremos:

Figura 60. Sección de la columna.

$$A_{c_{\min}} = l_1 \times l_2$$



Dónde:

l_1 = ancho de la columna

l_2 = largo de la columna

$$l_1 = l_2 = l$$

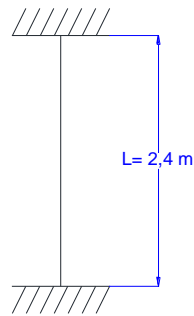
$$A_{c_{\min}} = l^2$$

$$l = l_1 = l_2 = 20 \text{ cm}$$

Fuente: Autores

La esbeltez de las columnas debe ser menor o igual a 12.

Figura 61. Esbeltez.



Fuente: Autores

$$\frac{L}{l} \leq 12$$

Dónde:

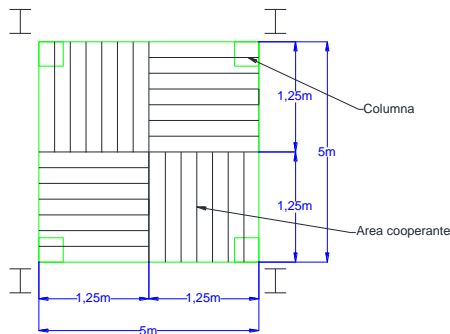
L = alto de la columna.

l = largo o ancho de la columna.

$$\frac{2,4 \text{ m}}{0,2 \text{ m}} = 12 \leq 12 \rightarrow \text{no se produce esbeltez.}$$

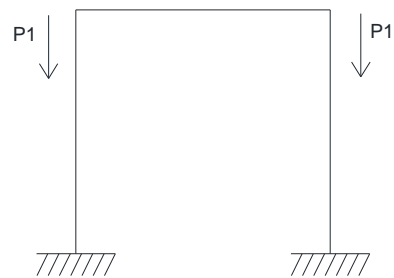
Verificación del soporte de la columna:

Figura 62. Soporte de la columna.



Fuente: Autores

Figura 63. Peso de la losa.



Fuente: Autores

Las columnas son de tipo "I" y a su vez son iguales en dimensiones por lo que:

$$P_1 = A_c \times C_T \quad (97)$$

Dónde:

P_1 = Peso producido por la losa. [kg]

A_c = Área cooperante. [m²]

C_T = Carga total. $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2}\right]$

$$P_1 = 1,25 \text{ m} \times 1,25 \text{ m} \times 430 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$P_1 = 671,9 \text{ kg} \rightarrow 672 \text{ kg}$$

$$P_1 = 0,672 \text{ Toneladas}$$

$$P_2 = V_c \times W_H$$

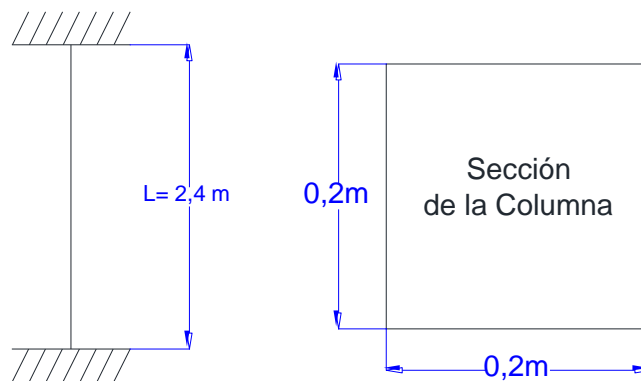
Dónde:

$P_2 =$ Peso producido por el peso de la columna. [kg]

$V_c =$ Volumen de la columna. [m³]

$W_H =$ Peso específico del hormigón. [$2400 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$]

Figura 64. Dimensiones de las columnas.



Fuente: Autores

$$P_2 = 0,2 \times 0,2 \times 2,4 \times 2400$$

$$P_2 = 172,8 \text{ kg} \rightarrow 173 \text{ kg}$$

$$P_1 = 0,173 \text{ Toneladas}$$

Peso total o peso actuante en la columna es:

$$P = P_1 + P_2 \quad (98)$$

Dónde:

$P =$ Peso actuante. [kg]

$P_1 =$ Peso producido por la losa. [kg]

$P_2 =$ Peso producido por el peso de la columna. [kg]

$$P = 0,672 + 0,173$$

$$P = 0,845 \text{ Toneladas}$$

Peso admisible soportado por la columna:

$$P_{adm} = 0,85 A_g [0,25f_c + f_s \times \delta_g]$$

Dónde:

P_{adm} = Peso permisible. [kg]

A_g = Sección de la columna. [cm²]

f_c = Calidad del concreto. $\left[280 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right]$

f_s = Esfuerzo del hierro. $\left[2100 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right]$

δ_g = 1 %.

$$P_{perm} = 0,85(20 \times 20)[0,25 \times 280 + 2100 \times 0,01]$$

$$P_{perm} = 30940 \text{ kg}$$

$$P_{perm} = 30,94 \text{ Toneladas}$$

$P_{perm} \geq P \rightarrow$ la columna soporta el su propio peso y el de la losa.

4.9.8 *Canal de descarga.* El canal de descarga permite que el fluido utilizado por la turbina pueda ser devuelto al canal principal para no afectar el entorno aguas debajo de la casa de máquinas

El área de canal de descarga se determina con la siguiente ecuación:

$$Q = V \times A$$

$$A = \frac{Q}{V}$$

$$A = \frac{0,025}{1,5}$$

$$A = 0,016 \text{ m}^2$$

Las dimensiones del canal se obtienen de la ecuación:

$$A = b \times y$$

$$A = 0,16 \times 0,10$$

$$A = 0,016 \text{ m}^2$$

Las dimensiones del canal son:

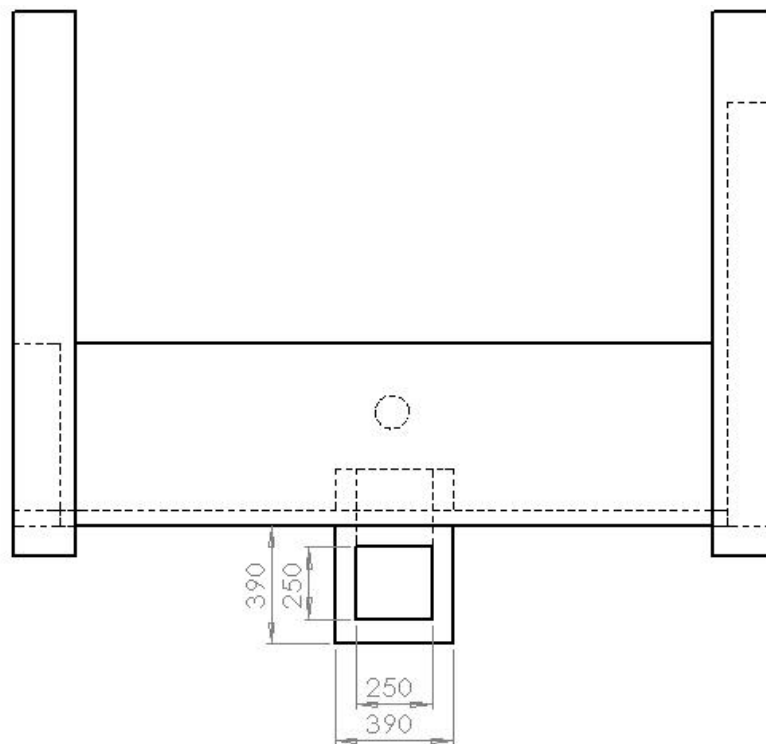
- Altura del canal 10 cm
- Base del canal 16 cm

Por características propias del lugar de instalación del proyecto el canal tendrán las siguientes dimensiones:

- Altura del canal 25 cm
- Base del canal 25 cm

En la siguiente figura se muestra la forma y dimensiones del canal de descarga.

Figura 65. Dimensiones del canal de descarga.



Fuente: Autores

CAPÍTULO V

5. DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE LA TURBINA HIDRÁULICA

5.1 Parámetros fundamentales de diseño

En el presente proyecto no se pretende diseñar el grupo electromecánico, sino utilizando los datos calculados y analizados en el proyecto, se procederá a la selección de equipos estandarizados de una gama de fabricantes en función de los siguientes parámetros:

- Caudal de diseño
- Altura neta
- Número de revoluciones del eje

La altura neta y caudal de diseño, valores calculados anteriormente para el presente proyecto son:

$$H_n = 23,55m$$
$$Q = 0,025 \frac{m^3}{s}$$

5.1.1 Potencia hidráulica neta [44]. La potencia hidráulica neta, que podrá suministrar la central hidroeléctrica, es:

$$P_h = \rho \times g \times Q \times H_n \quad (99)$$

Dónde:

| | |
|----------|--|
| $P_h =$ | Potencia hidráulica [w] |
| $\rho =$ | Densidad del agua (10°C) $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$ |
| $g =$ | Gravedad $\left[\frac{m}{s^2}\right]$ |
| $Q =$ | Caudal de diseño $\left[\frac{m^3}{s}\right]$ |
| $H_n =$ | Altura neta [m] |

$$P_h = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0,025 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 23.55 \text{ m}$$

$$P_h = 5775,64 \text{ w}$$

$$P_h = 5,776 \text{ kw}$$

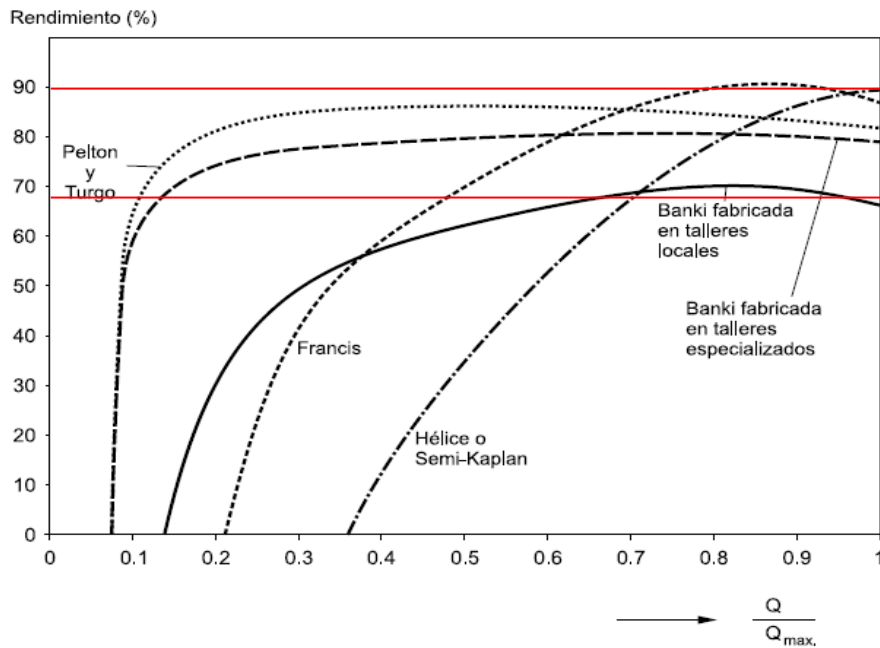
5.1.2. Potencia al freno de la turbina [45]. Corresponde al producto de la potencia hidráulica neta por la eficiencia mecánica de la turbina. La eficiencia mecánica de las turbinas depende de sus características principalmente se tiene la presencia de pérdidas mecánicas. Para turbinas grandes la eficiencia promedio es de $\eta_m = 0,78$ mientras que para micro turbinas o turbinas pequeñas lo razonable es asumir $\eta_m = 0,66$, cuando están funcionando a plena carga.

$$P_t = P_h \times \eta_m \tag{100}$$

Dónde:

- P_t = Potencia al freno de la turbina [Watts]
- P_h = Potencia neta que puede brindar la central [Watts]
- η_m = Eficiencia mecánica[adimensional]

Figura 65. Eficiencia de turbinas para diferentes caudales de trabajo



Fuente: Ficha Técnica para evaluación de la demanda, recursos hídricos. ITDG

Considerando un valor promedio de eficiencia y reemplazando los valores correspondientes se tendrá:

$$P_t = 5,779 \times 0,70$$

$$P_t = 4,05 \text{ kw}$$

5.1.3. Potencia transmitida al generador [46]. Es el producto de la potencia al freno de la turbina por la eficiencia de la transmisión. El tipo más usual de transmisión utilizado para estas microcentrales son de tipo engranaje o bandas. Siendo para pico centrales de baja potencia la transmisión por correa trapecial la más adecuada.

Tabla 29. Rendimientos característicos para una etapa de las transmisiones.

| Tipo | η_{tr} |
|------------------------------------|-------------|
| Transmisiones dentadas | 99% |
| Transmisiones por cadenas | 97.99% |
| Transmisiones por correo plana | 95-97% |
| Transmisiones por correa trapecial | 92% |
| Transmisiones por tornillo sin fin | 75-90% |

Fuente: Manual de mini y microcentrales ITDG

$$P_{tr} = P_t \times \eta_{tr} \tag{101}$$

Dónde:

P_t = Potencia al freno de la turbina [kw]

P_{tr} = Potencia transmitida al generador [kw]

η_{tr} = Eficiencia mecánica[adimensional]

$$P_{tr} = 4,05 \text{ kw} \times 0,92$$

$$P_{tr} = 3,72 \text{ kw}$$

5.1.4. Potencia en los bornes del generador [47]. Para micro centrales, lo recomendable es el empleo de generadores de dos y cuatro polos (1800 RPM y 3600 RPM) que funcionan a 60 Hz, para que permitan un acople directo o un sistema de transmisión sencillo. La eficiencia normal oscila entre 0.86 – 0.98, para cálculos se toma un valor de 0,95.

$$P_g = P_{tr} \times \eta_g \quad (102)$$

Dónde:

- $P_g =$ Potencia en los bornes del generador [kw]
 $P_{tr} =$ Potencia transmitida al generador[kw]
 $\eta_g =$ Eficiencia del generador (0,95) [adimensional]

$$P_g = 3,72 \text{ kw} \times 0.95$$

$$P_g = 3,53 \text{ kw}$$

5.1.5. Pares de polos del generador. Para micro centrales, lo recomendable el empleo de generadores de dos y cuatro polos (1800 RPM y 3600 RPM) que funcionan a 60 Hz.

Tabla 30. Velocidad sincrónica en función del número de polos.

| Frecuencia [Hz] | Polos | Velocidad nominal [RPM] |
|-----------------|-------|-------------------------|
| 50 | 2 | 3000 |
| | 4 | 1500 |
| | 6 | 1000 |
| | 8 | 750 |
| | 10 | 600 |
| 60 | 2 | 3600 |
| | 4 | 1800 |
| | 6 | 1200 |
| | 8 | 900 |
| | 10 | 720 |

Fuente: Ficha Técnica para turbinas Michell-Banki - ITDG

5.2. Eficiencia del grupo generador [48]

La eficiencia del grupo generador está dada por la eficiencia general o total de todos los componentes que conforman el grupo, éstos son:

- $\eta_m = 0,7$ Eficiencia turbina
 $\eta_g = 0,95$ Eficiencia generador
 $\eta_{tr} = 0,92$ Eficiencia transmisión

La eficiencia del grupo generador estará dada por:

$$\eta_{GR} = \eta_m \times \eta_g \times \eta_{tr} \quad (103)$$

Dónde:

η_{GR} = Eficiencia del grupo generador [adimensional]

$$\eta_{GR} = 0,7 \times 0,95 \times 0,92$$

$$\eta_{GR} = 0,61 = 61 \%$$

El valor de la eficiencia del grupo generador calculado se encuentra dentro del rango de eficiencia para el grupo de generación con una potencia menor de 50Kw, como se puede apreciar en la tabla siguiente:

Tabla 31. Eficiencia del grupo generación

| Potencia (kw) | Tipo de turbina | | | |
|---------------|-----------------|---------------|---------|--------|
| | Pelton | Michell-Banki | Francis | Axial |
| <50 | 58-75% | 54-62% | 59-65% | 58-66% |
| 51-500 | 65-69 | 62-65 | 66-70 | 66-70 |
| 501-5000 | 69-73 | 65 | 70-74 | 70-74 |

Fuente: ONUDI - Mini Hydro Power Stations

5.3 Número óptimo de revoluciones [49]

Un parámetro necesario para el diseño de la turbina lo constituye el número óptimo de revoluciones con que deberá operar la turbina, el cual se deduce de la ecuación:

$$N = \frac{39,85 \times \sqrt{H_n}}{D_e} \quad (104)$$

Dónde:

N = Número óptimo de revoluciones de la turbina[RPM]

H_n = Altura neta [m]

D_e = Diámetro exterior del rodete [m]

El diámetro exterior del rodete se lo asume bajo consideraciones prácticas de construcción con un valor de $D_e = 0,125m$.

$$N = \frac{39,85 \times \sqrt{23,55}}{0,125}$$

$$N = 1547,52 \text{ RPM}$$

5.3.1 Velocidad específica. Las turbinas están definidas por los números específicos de revoluciones N_q y N_s , velocidad en función del caudal y de la potencia respectivamente.

5.3.1.1 Velocidad específica en función de la potencia de la turbina. Esta está definida por:

$$N_s = \frac{N\sqrt{P_t}}{(H_n)^{\frac{5}{4}}} \quad (105)$$

Dónde:

- N = Velocidad de giro de la turbina en [RPM]
- P_t = Potencia al freno de la turbina [CV]
- H_n = Altura neta de la central [m]

$$N_s = \frac{1547,52\sqrt{5,51}}{(23,55)^{\frac{5}{4}}}$$

$$N_s = 70,02 \approx 70$$

5.3.1.2 Velocidad específica en función del caudal de la turbina. La velocidad específica está definida por:

$$N_q = \frac{N\sqrt{Q_d}}{(H_n)^{\frac{3}{4}}} \quad (106)$$

Dónde:

- N = Velocidad de giro de la turbina en [RPM]

$Q_d =$ Caudal máximo que fluye por la turbina [$\frac{m^3}{s}$]

$H_n =$ Altura neta de la central [m]

$$N_q = \frac{1547,52\sqrt{0,025}}{(23,55)^{\frac{3}{4}}}$$

$$N_q = 22,88 \approx 23$$

Tabla 32. Rango de aplicación de las turbinas hidráulicas

| Tipo de Turbina | Nq | Ns |
|-----------------------------------|----------|-----------|
| Turbina Pelton de 1 tobera | Hasta 9 | Hasta 30 |
| Turbina Pelton de 2 toberas | 4 -13 | 14 – 42 |
| Turbina Pelton de 3 o más toberas | 5 -23 | 17 – 73 |
| Turbina Michell Banki | 18 -50 | 59 – 165 |
| Turbina Turgo | 18 -38 | 50 – 250 |
| Turbina Francis Normal | 38 -68 | 125 – 225 |
| Turbina Francis Rápida | 68 -135 | 225 – 450 |
| Turbina Axial | 105 -300 | 350 -1000 |

Fuente: Manual de diseño de pequeñas centrales hidroeléctricas, OLADE

De acuerdo a los valores de velocidades específicas obtenidos teóricamente, las opciones para implantación de la turbina en el presente trabajo son:

- Turbina Pelton de 3 o más toberas.
- Turbina Michell Banki.
- Turbina Turgo.

a) Las principales ventajas de cada una de las turbinas son:

Turbina Pelton de 3 o más toberas:

- Buena eficiencia en condiciones de gran altura y pequeño caudal.
- Menor peligro de erosión de los álabes.

- Reparaciones más sencillas.
- Regulación de presión y velocidad más fácil.
- Mejores rendimientos a cargas parciales.
- Infraestructura más sencilla.
- Gira con alta velocidad, entonces se puede conectar el generador en forma directa, sin pérdidas de transmisión mecánica.

Turbina Michell Banki:

- Rotor atmosférico lo cual evita la necesidad de una complicada y bien sellada carcasa.
- Reducido costo de fabricación.
- Aprovecha económicamente saltos de baja potencia siendo por esto recomendadas para pequeñas centrales hidroeléctricas.
- Reparaciones más sencillas.
- Fácil fabricación de sus partes constitutivas.

Turbina Turgo:

- Debido a la posición del chorro, la turbina Turgo puede asumir diámetros hasta la mitad de la rueda Pelton para las mismas condiciones.
- Debido a los mayores caudales admisibles en los inyectores de la rueda Turgo, se presenta una disminución del número de inyectores, y consecuentemente, hay una simplificación en el sistema de control de velocidad.
- Con la disminución del diámetro hay un aumento en la rotación, por lo tanto, con caídas menores, es posible obtener rotaciones adecuadas al generador.

b) Las principales desventajas de cada una de las turbinas son:

Turbina Pelton de 3 o más toberas:

- Altura mínima para su funcionamiento: 20 Metros.
- Alto costo de instalación inicial.

- Difícil fabricación, para altas eficiencias, se requieren equipos sofisticados para su construcción.

Turbina Michell Banki:

- Para alcanzar mayores eficiencias, se requieren acabados más precisos y exactos.

Turbina Turgo:

- Costo elevado para su fabricación.
- Diseño y fabricación medianamente complicado, requerimientos de equipo sofisticado para acabados más precisos.

Las cotizaciones de las turbinas antes mencionadas se anexan al presente trabajo en el ANEXO F, documentos que presentan las características respectivas las cuales se resumen en la tabla siguiente.

Tabla 33. Características de turbinas cotizadas

| Tipo de Turbina | Precio [US] | Origen | Empresa | Potencia | Rendimiento mecánico dado | Potencia en el eje |
|---------------------|-------------|---------|-----------------------|--------------------|---------------------------|--------------------|
| Banki Betta P450 | 14851,89 | Brasil | BETA HIDROTURBINAS | 2,96 KW | 71% plena carga | 4,05 KW |
| Michell Banki | 5780,09 | Perú | 3HC | 3,08 KW | 75 % plena carga | 4,56 kW |
| Turgo Exmork | 6720,00 | Ecuador | PROVIENTO S.A. | 3 KW (variable) | ----- | ----- |

FUENTE: Autores (cotizaciones)

5.4. Selección de la turbina hidráulica.

Para el proceso de selección de la turbina se realiza una comparación de las características funcionales, económicas y técnicas.

- Un valor de 2 para la que cumple con las características requeridas y posee las mejores características.

- Un valor de 1 para la que cumple únicamente con las características requeridas.
- Un valor de 0 para la que no cumple con las características requeridas.

Tabla 34. Proceso de valoración por puntos de las turbinas cotizadas

| Características | Turgo | Banki (Brazil) | Banki (Perú) |
|--|--------------|---------------------------|-------------------------|
| Demanda de potencia requerida | 1 | 1 | 2 |
| Precio | 1 | 1 | 2 |
| Garantía | 2 | 2 | 2 |
| Tiempo de entrega | 1 | 2 | 2 |
| Repuestos de las partes fundamentales | 0 | 1 | 2 |
| Soporte técnico para la instalación | 1 | 2 | 2 |
| Precio económicos de repuestos | 0 | 1 | 2 |
| Capacidad de fabricación de repuesto en el medio (evitar importación de ser el caso) | 0 | 2 | 2 |
| Facilidad de mantenimiento | 2 | 2 | 2 |
| Rendimiento | 0 | 1 | 2 |
| Disponibilidad en el mercado local | 2 | 0 | 0 |
| TOTAL | 10 | 15 | 20 |

Fuente Autores

De acuerdo a las cotizaciones y análisis realizado, en el cual se toma a consideración todos los aspectos técnicos, económicos, funcionales y otros la opción más apropiada es: La turbina Michell - Banki de origen PERUANO, que ofrece la empresa 3HC.

Los factores influyentes para la decisión son:

- Factor económico ya que es la que mejor precio oferta.
- Tiempo de entrega el cual es mínimo y garantizado.
- Personal técnico que ofrece la empresa para la instalación de la turbina.
- Fácil mantenimiento y operatividad.

- En caso de producirse un daño en la turbina y que un elemento requiera ser reemplazado la empresa garantiza el repuesto a un accesible precio dependiendo del mismo.
- Adicionalmente el tipo de turbina Michell - Banki posee partes que pueden ser fabricadas en el medio, las cuales pueden ser reemplazadas, evitando de esta manera el proceso de importación del componente a reemplazarse.
- Esta turbina garantiza que proporcionará la demanda total de 3 kw, con un sistema de control electrónico que garantiza la funcionalidad de la misma.

Finalmente la turbina *Michell - Banki* presenta características como: saltos máximos comprendidos entre 20 y 200 metros, con eficiencias máximas percibidas entre 80 y 85% que pueden generar potencias máximas comprendidas entre 1 y 750 KW, valores en los cuales se encuentran los recursos hídricos y geográficos del presente proyecto.

5.5 Turbina Michell Banki [50]

5.5.1 Descripción de la turbina. La turbina Michell Banki es una turbina de acción de flujo transversal y de admisión parcial, que se utiliza en proyectos de pequeñas centrales hidroeléctricas donde se aprovecha un salto y un caudal medio para satisfacer la demanda de un sistema eléctrico. Su característica principal es que un amplio chorro de agua, de sección rectangular, incide dos veces, cruzando por el interior del rotor y sobre los álabes.

Otra ventaja de la turbina de flujo cruzado con respecto a la Turbina Francis lo que constituye un reducido costo de fabricación. Como ventaja de esta turbina, es que posee un rotor atmosférico que evita la necesidad de una complicada y bien sellada carcasa. Los cojinetes no tienen contacto con el flujo, ya que estos se encuentran fuera de la carcasa apoyada sobre la estructura de la turbina o montada en una base.

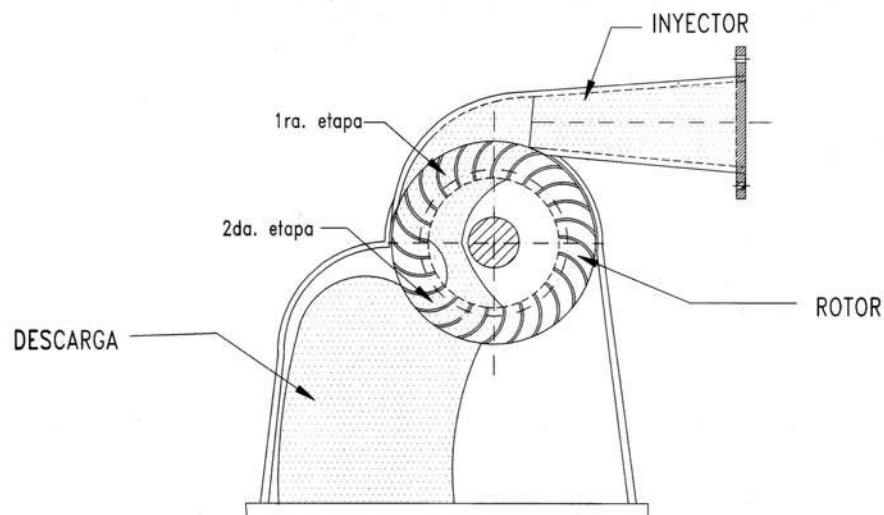
5.5.2 Características principales de la turbina Michell Banki. Las características más sobresalientes de la turbina Michell Banki son:

- La velocidad de giro que puede ser seleccionada en un amplio rango.

- El diámetro de la turbina no depende necesariamente del caudal.
- Se alcanza un aceptable nivel de rendimiento con pequeñas turbinas.
- Se puede regular el caudal y la potencia por medio de un álabe ajustable.

5.5.3 Principio de funcionamiento. El agua ingresa a través del inyector, dentro del cual se aloja la válvula, que ejerce un control en la rotación del eje de salida, de acuerdo con la variación de la demanda de potencia del generador. Una vez que el agua termina su recorrido por el inyector, ingresa al rodete por su periferia, entregando parte de su energía al entrar en contacto con los álbes. Como se puede apreciar en la figura siguiente:

Figura 66. Turbina Michell Banki



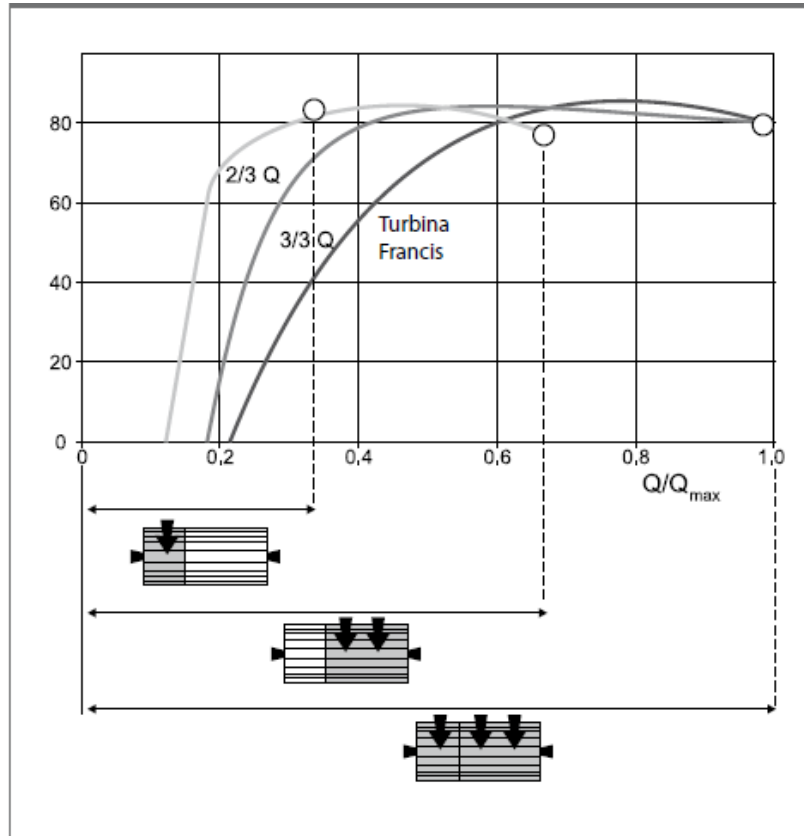
Fuente: Ficha Técnica para Turbinas Michell-Banki. ITDG.

El flujo del agua en el rodete es básicamente radial; por esta razón, el agua hace contacto con los álbes de la turbina en dos instantes interrumpidos por el tiempo que le toma al fluido cruzar el espacio interno del rodete. En el segundo contacto del agua con los álbes, hace una última entrega de la energía que lleva como fluido en la parte inferior del rodete. Finalmente al abandonar el rodete, es descargada por la abertura a inferior directamente al canal de descarga o al tubo de aspiración en caso que la turbina lleve incorporado.

La energía del agua es transferida al rotor en dos etapas, lo que también da a esta máquina el nombre de turbina de doble efecto, y de las cuales la primera etapa entrega

un promedio del 70% de la energía total al rotor y la segunda alrededor del 30% restante. Una característica atractiva de esta máquina es la forma aplanada de su curva de rendimiento. Esto se logra con un diseño de la turbina con admisión parcial. Por ejemplo: si se divide el rotor en 3 partes iguales y la admisión del agua se puede realizar por 1/3, 2/3 o la totalidad del rodete.

Figura 67. Curva de rendimiento de una turbina Michell-Banki con admisión parcial



Fuente: Ficha Técnica para evaluación de la demanda. ITDG

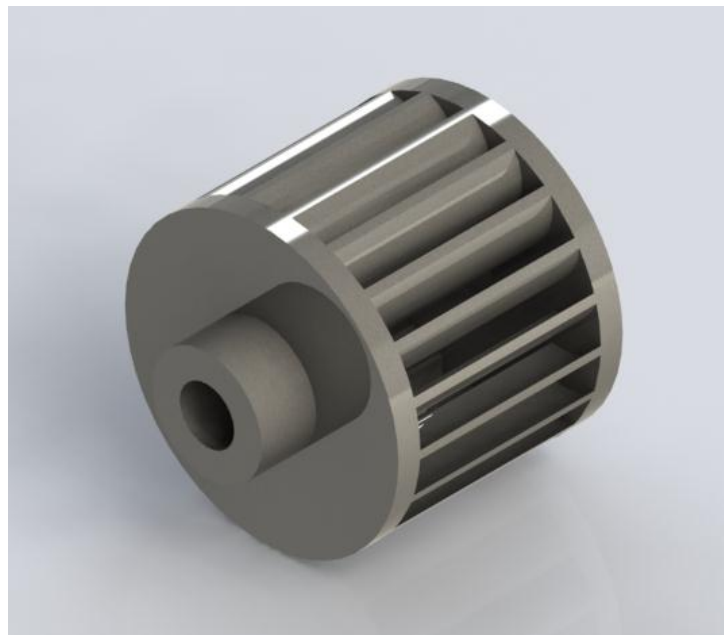
Esta clase de admisión permite obtener una curva de rendimiento como la de la figura. 67. en la cual se observa la comparación con la curva de rendimiento de una turbina tipo Francis. El rodete va montado al eje principal a través del cual se transmite la potencia mecánica de rotación. Este eje va conectado al eje del generador directamente o por medio de un convertidor de velocidad mecánico.

5.6 Principales elementos constitutivos de la turbina Michell Banki

5.6.1 Rotor. Se trata de la pieza más significativa de esta turbina. Está equipado con una serie de álabes de acero fijado y perfectamente pulido. Los álabes están soldados a

unos discos laterales mediante un proceso que precisa un especial cuidado. Existen estudios realizados que presentan un número óptimo de álabes que están en función del diámetro del rotor, éstos varían ente 2-22. El perfil curvado de estos álabes, hace que se produzca una fuerza axial limitada, de forma que se puede prescindir de un eje axial reforzado, que podría acarrear una complicada fijación. La característica cilíndrica del rotor permite que la turbina opere dentro de un gran rango de variación de caudal, con sólo variar su longitud. El rodete es el elemento de la turbina que al girar por acción del chorro de agua, transmite energía al eje.

Figura 68. Rotor

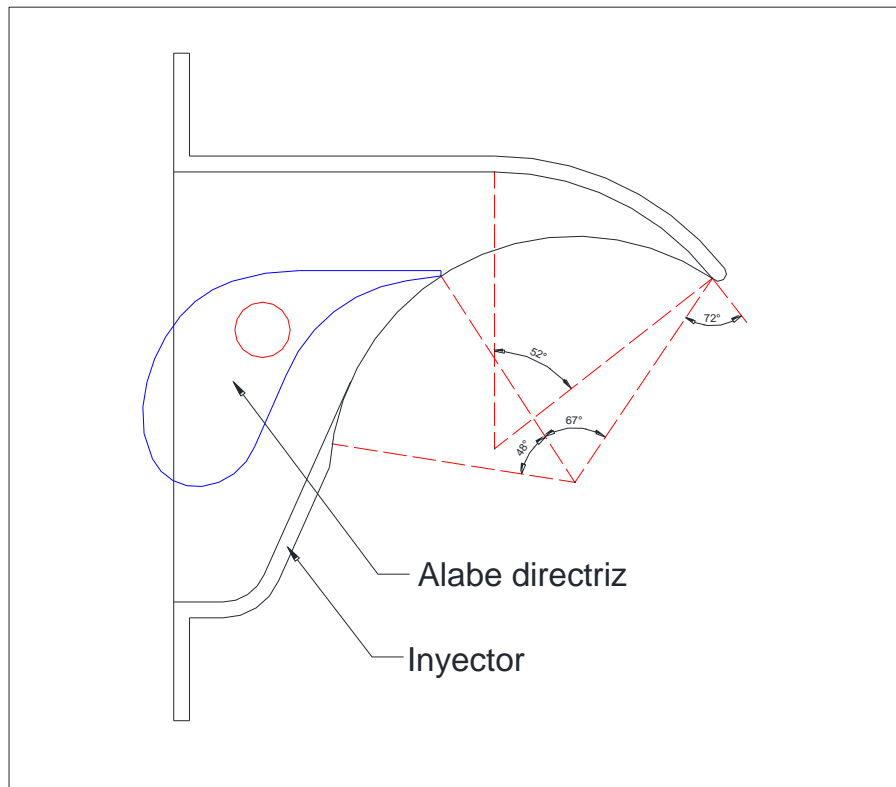


FUENTE: Autores

En rotores anchos los álabes son reforzados con varios discos. Antes del montaje final se equilibran los rodetes cuidadosamente y se realiza un control defectoscópico.

5.6.2. Inyector. El inyector, llamado también tobera, tiene como función, regular y acelerar el flujo del agua que ingresa a la turbina, orientándolo hacia los álabes del rodete con un cierto ángulo promedio. Dicho inyector posee un álabe directriz que dirige, con independencia de la abertura de entrada, el chorro hacia el rodete, donde llega sin producir efecto de choque. Geométricamente se caracteriza por tener su sección transversal rectangular variable, con el objeto de permitir una mayor celeridad del flujo.

Figura 69. Vista de sección del inyector



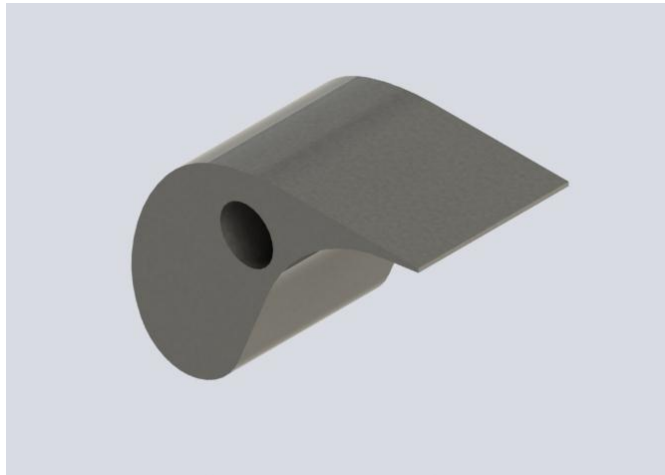
FUENTE: Autores

El inyector de una turbina de flujo transversal es el segundo componente de esta máquina que en conjunto con el rotor determinan la eficiencia de la turbina. Este es el encargado de guiar el flujo hacia el rotor. Esta conducción deberá poseer una buena aceleración y una distribución de velocidades uniforme en la sección de salida así como un bajo nivel de pérdidas de carga, de manera que se logra la mayor transformación posible de energía potencial en energía cinética.

El inyector puede tener distintas geometrías diferenciadas fundamentalmente por el ángulo de admisión y el órgano de regulación que posea, si es que existe. Se deberá tener en cuenta en la ubicación de este órgano de regulación que cualquier elemento en el interior del inyector puede provocar disturbios a la salida del flujo.

5.6.3. Álabe directriz. Este sirve para regular y garantizar la conducción del flujo a diferentes cargas de operación de la turbina; un eje está acoplado a este mecanismo el cual le permite la regulación de la posición del álabe en el inyector.

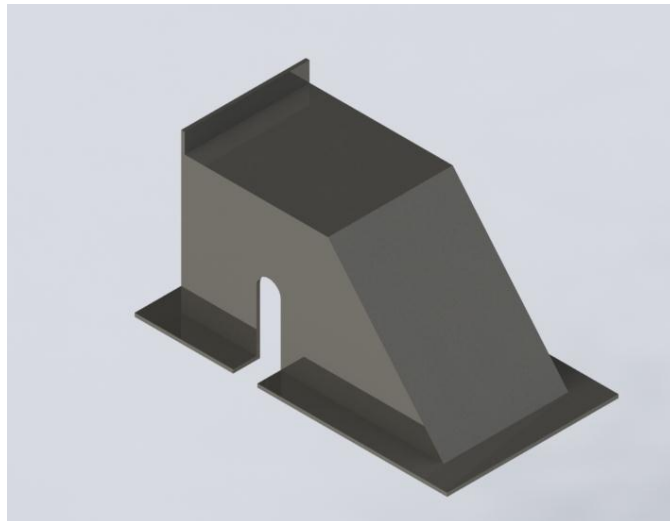
Figura 70. Álabe directriz



FUENTE: Autores

5.6.4. Carcasa. La carcasa de la turbinas Michell-Banki es totalmente construida en acero extremadamente robusto y resistente a los impactos, para evitar posibles deformaciones en todo el conjunto. Para obtener una estructura rígida las chapas son ajustadas antes de la soldadura. Adicionalmente ésta permite el ajuste y/o acople de los otros componentes a la carcasa, la cual estará fijada a la cimentación correspondiente.

Figura 71. Carcasa de la turbina Michell Banki



FUENTE: Autores

5.6.5. Eje principal. Las turbinas Michell-Banki están equipadas con un eje horizontal pasante, anclado bilateralmente a dos cojinetes de empuje. Es decir que el flujo pasa a través de la parte interna del rotor. Esta construcción, por más que se tomen

cuidados, no elimina la interferencia que causa el eje al flujo del agua, lo que disminuye el rendimiento. Los cojinetes absorben todos los esfuerzos axiales derivados de la turbina, para posteriormente transmitirlos a la cimentación. Al mismo tiempo el rodete está centrado en el eje, y por tanto, entre ambos cojinetes. Otro tipo de eje es el que se llama, eje bridado, que exige un cuidado mayor durante la fabricación, tanto en el posicionamiento y como en la fijación de las bridas a los discos laterales del rotor. Éstas deben estar alineadas para el montaje de los rodamientos, con el objeto de evitar posibles vibraciones indeseables para la estabilidad del conjunto. En este tipo de eje es importante hacer una comprobación de la rigidez de la pieza, ya que ésta se ve perjudicada por la falta del eje.

El objetivo del eje principal es transmitir la energía hidráulica, que es convertida a través de los álabes hacia el sistema de acople del generador y así poder completar la fase de transformación de energía hidráulica a energía eléctrica.

Figura 72. Eje Principal de la turbina Michell Banki



FUENTE: Autores

5.7. Diseño hidráulico - Parámetros y ecuaciones fundamentales

Los cálculos hidráulicos de una turbina se realizan para determinar las dimensiones de sus elementos principales, en base al diseño que caracteriza a cada tipo de turbina. El diseño de la turbina Michell Banki se basa en que el inyector acelera y regula el flujo de agua que ingresa a la turbina y orienta el chorro de sección rectangular hacia los álabes del rodete para que luego de atravesar el interior del rodete, dar un segundo impulso a los álabes, antes de salir hacia la descarga de la turbina.

5.7.1. Diagrama de velocidades [51]. Los perfiles de los álabes del rodete de una turbina, se determinan en base a los diagramas de velocidades en cada punto del rodete. Para determinar estos diagramas, es necesario definir la velocidad de salida del agua del inyector, la que se determina en base a la Ecuación de Bernoulli aplicada entre la superficie del reservorio, donde la velocidad del agua es aproximadamente cero, y a la salida del inyector.

$$\frac{P_0}{\gamma_w} + \frac{C_0^2}{2g} + Z_0 = \frac{P_i}{\gamma_w} + \frac{C_i^2}{2g} + Z_i + \Delta H_t + \Delta H_i \quad (107)$$

Dónde:

C_0 y C_i : Representan la velocidad de una partícula de agua en la superficie del reservorio y en la salida del inyector, respectivamente.

P_0 y P_i : Representan las presiones en la superficie del reservorio y en la salida del inyector, respectivamente. En este caso ambas presiones pueden ser iguales a la atmósfera cuando la descarga de la turbina se realiza sin tubo de succión.

Z_0 y Z_i : Representan los niveles topográficos, en la superficie del reservorio y la posición del inyector, respectivamente, y su diferencia es igual al salto bruto.

γ_w y g Representan el peso específico del agua y la aceleración de la gravedad, respectivamente.

ΔH_t La pérdida de presión por efecto de la fricción del agua con las paredes de la tubería de presión.

ΔH_i Es la pérdida de presión por efecto de la fricción del agua con las paredes del inyector.

Con estas consideraciones, se determina la velocidad del agua a la salida del inyector:

$$Z_0 = \frac{C_i^2}{2 \times g} + Z_i + \Delta H_t + \Delta H_i \quad (108)$$

Con lo consiguiente:

$$H = Z_0 - Z_i - \Delta H_t \quad (109)$$

Donde H es el salto efectivo o neto de la central, obtenido de la diferencia entre el salto bruto y las pérdidas de presión de la tubería. Por lo que se obtiene:

$$\frac{C_i^2}{2 \times g} = H - \Delta H_i$$

$$C_i^2 = 2 \times g \times H \left(1 - \frac{\Delta H_i}{H}\right)$$

$$C_i = \sqrt{\left(1 - \frac{\Delta H_i}{H}\right)} \sqrt{2 \times g \times H}$$

Así mismo se define K_c , como el coeficiente de velocidad del inyector que está representado por:

$$K_c = \sqrt{\left(1 - \frac{\Delta H_i}{H}\right)} \quad (110)$$

Con lo cual la velocidad de salida del agua del inyector queda expresada por:

$$C_2 = C_i = K_c \sqrt{2 \times g \times H} \quad (111)$$

Coficiente de velocidad del inyector (K_c). Este coeficiente de velocidad del inyector (K_c) afecta a la velocidad absoluta de entrada y tiene en cuenta las pérdidas que se generan en el escurrimiento dentro del inyector. De acuerdo a esto se puede decir que el coeficiente de velocidad del inyector (K_c) afectará de manera directa al rendimiento hidráulico de la turbina. Cuando el coeficiente de velocidad del inyector (K_c) se aleja de la unidad decreciendo su valor (lo que equivale a un inyector ineficiente) se hace necesario un incremento en el ángulo de admisión de la turbina. El coeficiente de velocidad del inyector (K_c) es un valor determinado generalmente en forma experimental. Investigaciones realizadas sobre esta máquina arrojan valores tales como $K_c = 0,976$. La velocidad del agua a la salida del inyector es igual a la velocidad de ingreso del agua del rodete. Este chorro de agua a su vez se orienta hacia el rodete con un ángulo promedio denominado α_2 , el cual posee valores prácticos que se encuentran alrededor de los 16° .

$$\alpha_2 = 16^\circ \quad (112)$$

También es conocido que las turbinas de acción, la velocidad se expresa por:

$$U_2 = K_u \times C_2 \times \cos \alpha_2 \quad (113)$$

Siendo K_u el coeficiente de velocidad tangencial que en el caso de las turbinas de acción posee un valor aproximado de 0.5.

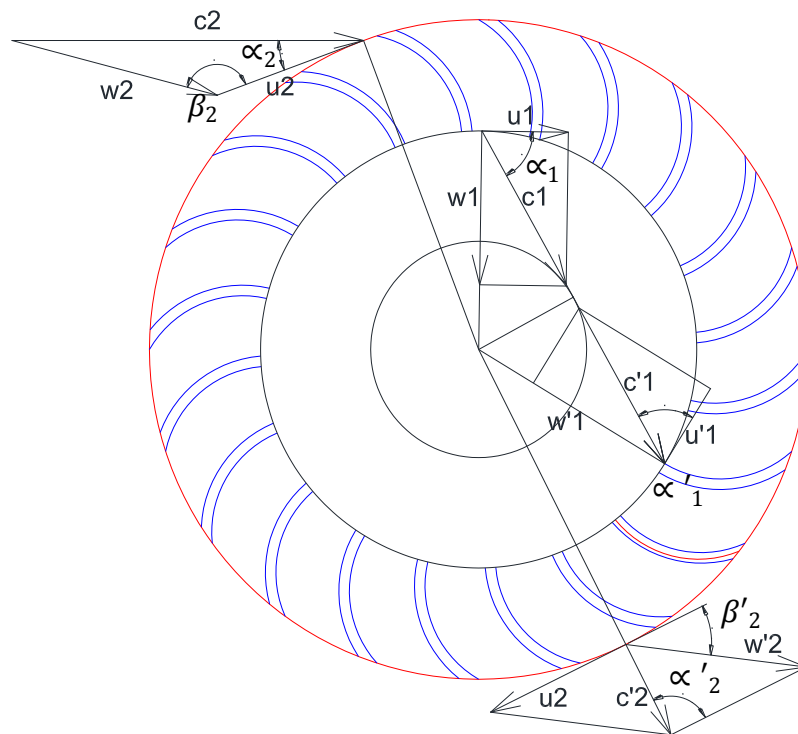
$$K_u = 0,5 \quad (114)$$

Con estas velocidades se determina la velocidad relativa:

$$W_2 = C_2 \sqrt{1 - K_u (2 - K_u) \cos^2 \alpha_2} \quad (115)$$

Con el ángulo β_2 se concluye la construcción del diagrama de velocidades, mostrado en la figura. 5.9, en la entrada del rodete.

Figura 73. Diagrama de velocidad en el rodete Michell Banki.



Fuente: Manual de Diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas - OLADE

En el interior del rodete, se cumple que los triángulos de velocidades son iguales, debido a que:

$$U_1 = U_1' \quad (116)$$

$$C_1 = C_1' \quad (117)$$

$$\alpha_1 = \alpha_1' \quad (118)$$

$$\beta_1' = 180 - \beta_1 \quad (119)$$

Por lo tanto se llega a la conclusión que:

$$\beta_1' = \beta_1 = 90^\circ \quad (120)$$

A la salida del agua del rodete, se forma el diagrama de velocidades en el que:

$$U_2' = U_2 = K_u \times C_2 \times \cos \alpha_2 \quad (121)$$

$$\beta_2 = 180 - \beta_2' \quad (122)$$

$$\beta_2' = \arcsen \left[\frac{\sen \alpha_2}{\sqrt{1 - K_u (2 - K_u) \cos^2 \alpha_2}} \right] \quad (123)$$

La velocidad relativa estaría expresada por:

$$W_2' = K_f \times W_2 \quad (124)$$

Donde K_f es el coeficiente de velocidad relativa que expresa la pérdida por fricción del agua con los álabes del rodete, y su valor es aproximadamente igual a 0.98. Con estas velocidades se obtiene la velocidad absoluta del agua a la salida del rodete, expresada por:

$$C_2' = C_2 \sqrt{K_f^2 (1 - K_u (2 - K_u) \cos^2 \alpha_2) + K_u \cos^2 \alpha_2 - 2K_f \cos^2 \alpha_2 (1 - K_u) K_u} \quad (125)$$

El ángulo de salida con respecto a la tangente del rodete se obtiene con la siguiente expresión:

$$\alpha_2' = \text{arc sen} \left(\frac{K_f \text{sen} \beta_2' \sqrt{1 - K_u(2 - K_u) \cos^2 \alpha_2}}{\sqrt{K_f^2 + K_u \cos^2 \alpha_2 (K_u - K_f^2 (2 - K_u) - K_f)}} \right) \quad (126)$$

Todas estas expresiones se pueden representar en forma práctica cuando se definen las constantes. Por ejemplo, si se supone un ángulo promedio de $\alpha_2 = 16^\circ$, un coeficiente de velocidad $K_c = 0.98$, un coeficiente de velocidad tangencial $K_u = 0.5$ y un coeficiente de velocidad relativa $K_f = 0.98$, se obtienen las siguientes expresiones prácticas.

$$C_2 = 4,34 \sqrt{H} \quad (127)$$

$$U_2 = 2,09 \sqrt{H} \quad (128)$$

$$W_2 = 2,40 \sqrt{H} \quad (129)$$

$$W'_2 = 2,35 \sqrt{H} \quad (130)$$

$$C'_2 = 1,20 \sqrt{H} \quad (131)$$

$$\beta'_2 = 29,83^\circ \cong 30^\circ \quad (132)$$

$$\beta_1 = 90^\circ \quad (133)$$

Reemplazando valores se tiene:

$$C_2 = 4,34 \sqrt{23,56} = 21,067 \frac{m}{s}$$

$$U_2 = 2,09 \sqrt{23,56} = 11,650 \frac{m}{s}$$

$$W_2 = 2,40 \sqrt{23,56} = 10,145 \frac{m}{s}$$

$$W'_2 = 2,35 \sqrt{23,56} = 11,407 \frac{m}{s}$$

$$\beta'_2 = 29,83^\circ \cong 30^\circ$$

$$\beta_1 = 90^\circ$$

$$C'_2 = 5,118 \frac{m}{s}$$

$$\alpha_2' = 92,49^\circ$$

Como se puede observar los diagramas de velocidades sólo dependen del salto y los ángulos son independientes de las condiciones de salto y caudal. Para determinar la eficiencia hidráulica de la turbina η_h , se aplica la ecuación general de las turbinas:

$$\eta_h \times g \times H = U_2 \times C_2 \times \cos \alpha_2 - U'_2 \times C'_2 \times \cos \alpha'_2 \quad (134)$$

Por lo que se obtiene:

$$\eta_h = 2 \times k_c^2 \times \cos^2 \alpha_2 \times K_u \times (1 - K_u)(1 + K_f) \quad (135)$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\eta_h = 2 \times 0,976^2 \times \cos^2 16 \times 0,5 \times (1 - 0,5)(1 + 0,98)$$

$$\eta_h = 0,871$$

Además de la eficiencia hidráulica, para determinar la eficiencia total se requiere también:

- Considerar las pérdidas volumétricas.
- Las pérdidas por choques.
- Pérdidas mecánicas.

En el caso de la turbina Michell-Banki su eficiencia puede alcanzar el 82% cuando se obtiene buenos acabados en su fabricación. La eficiencia calculada teóricamente corresponderá a un 87,1% adicionalmente las pérdidas antes mencionadas harán que la eficiencia disminuya, alcanzando una eficiencia total que oscila entre el 78% al 66%, valor el cual es un valor aceptable para este tipo de turbinas.

5.7.2 Geometría del inyector con álabe directriz [52]. Para definir la geometría del inyector es necesario considerar en el diseño una buena conducción y aceleración del flujo de agua, así como una adecuada orientación y regulación de este flujo hacia los álabes del rodete. Cuando se define una geometría de inyector con álabe directriz, se requiere definir el perfil del mismo, considerando un balance de pérdidas de presión en

los flujos de agua en que se divide el caudal por efecto del álabe. De tal forma que al tener igualadas ambas pérdidas, se obtenga la máxima velocidad de salida de ambos conductos.

Para el presente proyecto se procede al diseño del inyector con álabe directriz. Para la geometría del inyector se han utilizado y realizado estudios con paquetes computacionales, los cuales indican que el inyector varía solamente en función del diámetro del rodete y no sufre variaciones cuando se le diseña para diferente caudal y salto. El único valor que cambia en función del caudal y del salto es el ancho del inyector, el cual se define con la siguiente expresión:

$$B = \frac{Q}{p (\pi De - e Z) k_o k_c \sqrt{2 g H} \text{sen } \alpha_2} \quad (136)$$

En donde:

$B =$ Ancho interno del inyector [m]

$Q =$ Caudal máximo que fluirá por la turbina [$\frac{m^3}{s}$]

$p =$ Factor de arco de admisión, que para este caso, toma un valor de 1 (uno)

$De =$ Diámetro exterior del rodete [m]

$e =$ Espesor del álabe del rodete [m]

$Z =$ Número de álabes del rodete

k_o Porcentaje de la circunferencia exterior del rodete por donde ingresa el agua aproximadamente a un 33%

k_c Coeficiente de velocidad (0.97 -0.98)

De forma práctica se utiliza la expresión:

$$B = \frac{0,96 Q}{De \sqrt{H}} \quad (137)$$

Los valores para el ancho del inyector se presentan en la tabla siguiente.

Tabla 35. Ancho del inyector en función del diámetro del rodete

| | Diámetro exterior del rodete [mm] | | |
|----------------------------|--|------------|------------|
| | 125 | 200 | 300 |
| B (cm) | 3,96 | 2,47 | 1,65 |
| Ancho interno del inyector | 3,96 | 2,47 | 1,65 |

FUENTE: Autores

El ancho interno del inyector es inversamente proporcional al diámetro del rodete, es decir entre más grande sea el rodete, el ancho del inyector ira reduciéndose. Por condiciones de facilidad para la fabricación se toma como diámetro del rodete un valor $De = 125 \text{ mm}$ el cual determina el valor del ancho interno del inyector.

$$B = 3,96 \text{ cm}$$

Las dimensiones del perfil del inyector y eje directriz, se muestran en la tabla siguiente:

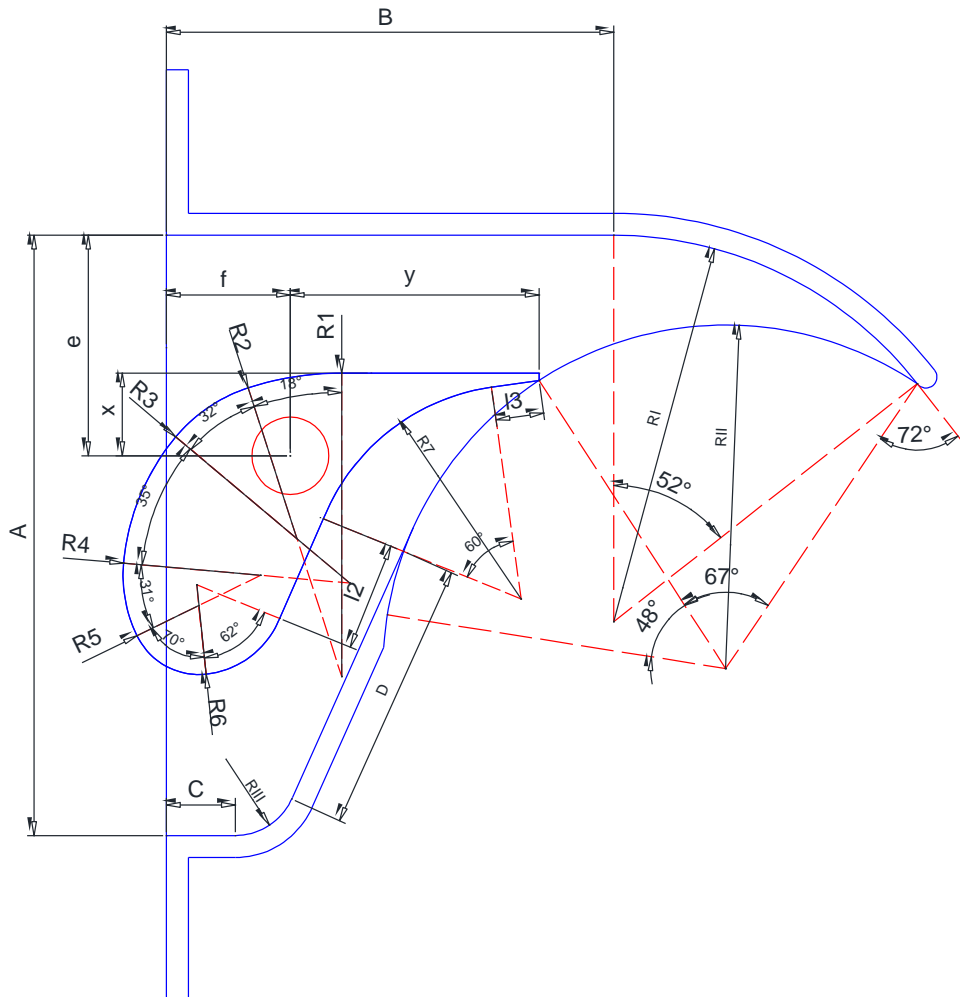
Tabla 36. Dimensiones del perfil del inyector y del álabe directriz.

| Cota [mm] | Diámetro del rodete De [mm] | | | |
|------------------|---|------------|------------|------------|
| | 300 | 400 | 500 | 600 |
| A | 300 | 400 | 500 | 600 |
| B | 261 | 348 | 435 | 522 |
| C | 195 | 260 | 325 | 390 |
| D | 31 | 41 | 52 | 62 |
| e | 102 | 136 | 170 | 204 |
| f | 85 | 113 | 142 | 170 |
| RI | 55 | 73 | 92 | 110 |
| RII | 168 | 224 | 280 | 336 |
| RIII | 151 | 201 | 252 | 302 |
| R1 | 133 | 177 | 222 | 266 |
| R2 | 70 | 93 | 117 | 140 |
| R3 | 100 | 133 | 167 | 200 |
| R4 | 60 | 80 | 100 | 120 |

| | | | | |
|-----------|-----|-----|-----|-----|
| R5 | 31 | 41 | 52 | 62 |
| R6 | 39 | 52 | 65 | 78 |
| R7 | 94 | 125 | 157 | 188 |
| x | 35 | 47 | 58 | 70 |
| y | 116 | 155 | 193 | 232 |
| l1 | 98 | 131 | 163 | 196 |
| l2 | 98 | 131 | 163 | 196 |
| l3 | 20 | 27 | 33 | 40 |

Fuente: Manual de Diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas – OLADE

Figura 74. Esquema del perfil del inyector y del álabe directriz.



Fuente: Manual de Diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas – OLADE

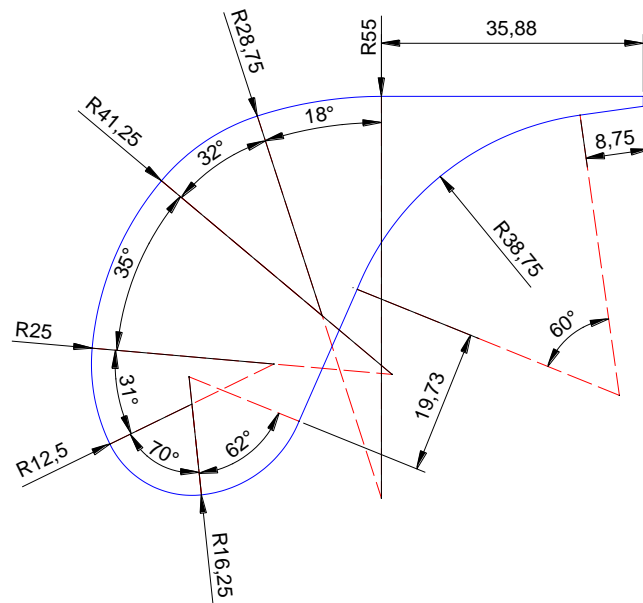
Los valores para un diámetro de rodete $De=0.125$ mm se calculan mediante interpolación de la tabla 5.8 y se presentan en la tabla siguiente.

Tabla 37. Dimensiones interpoladas del perfil del inyector y del álabe directriz.

| Cota [mm] | Diámetro del rodete De [mm] | | |
|-------------|-------------------------------|--------|------|
| | 100 | 125 | 200 |
| A | 87 | 108,75 | 174 |
| B | 65 | 81,25 | 130 |
| C | 10 | 12,50 | 20 |
| D | 34 | 42,50 | 68 |
| e | 28 | 35,00 | 56 |
| f | 18 | 22,50 | 36 |
| RI | 56 | 70,00 | 112 |
| RII | 50 | 62,50 | 100 |
| RIII | 9 | 11,25 | 18 |
| R1 | 44 | 55 | 88 |
| R2 | 23 | 28,75 | 46 |
| R3 | 33 | 41,25 | 66 |
| R4 | 20 | 25 | 40 |
| R5 | 10 | 12,5 | 20 |
| R6 | 13 | 16,25 | 26 |
| R7 | 31 | 38,75 | 62 |
| x | 12 | 15,00 | 24 |
| y | 39 | 48,75 | 78 |
| l1 | 41,25 | 66,00 | 0,00 |
| l2 | 33 | 41,25 | 66 |
| l3 | 7 | 8,75 | 14 |

FUENTE: Autores

Figura 75. Esquema del perfil y del álabe directriz para $De=125\text{mm}$



FUENTE: Autores

5.7.3 Geometría del rodete [53]. La geometría del rodete así como sus dimensiones se determinan en base a los ángulos obtenidos para los diagramas de velocidad citados anteriormente. Por lo que se tiene que la relación entre el diámetro interno D_i y el diámetro externo D_e del rodete será igual a la siguiente expresión:

$$\frac{D_i}{D_e} = \sqrt{\frac{(2 K_u \cos^2 \alpha_2 - 1) + \sqrt{1 - 4 \cos^2 \alpha_2 (1 - K_u) K_u}}{2 K_u^2 \cos^2 \alpha_2}} \quad (138)$$

Considerando $\alpha_2 = 16^\circ$ y $K_u = 0.5$ se obtiene el diámetro interno de la siguiente forma:

$$\frac{D_i}{D_e} = 0.66 \quad (139)$$

Para $De = 125\text{mm}$ se tiene

$$D_i = 82.5\text{mm}$$

El radio de curvatura de los álabes del rodete se expresa también en función del diámetro del rodete y del ángulo del álabe β'_2 .

$$r = \frac{D_e}{4 \cos \beta'_2 \left| 1 - \left| \frac{D_i}{D_e} \right|^2 \right|} \quad (140)$$

Donde sustituyendo los valores conocidos, se puede expresar en forma práctica por:

$$r = 0.163 D_e \quad (141)$$

Para $D_e = 125\text{mm}$ se tiene:

$$r = 20 \text{ mm}$$

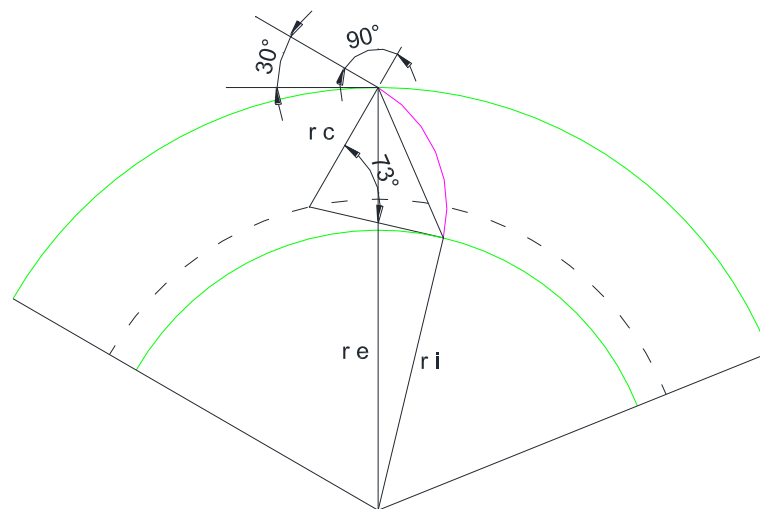
El ángulo de la curvatura de los álabes del rodete se obtiene con la fórmula:

$$\phi = 2 \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left| \frac{\cos \beta'_2}{\left| \frac{D_i}{D_e} \right| + \operatorname{sen} \beta'_2} \right| \quad (142)$$

Cuando el ángulo $\alpha_2 = 16^\circ$ este ángulo tiene un valor de 73°

$$\phi = 73^\circ$$

Figura 76. Geometría del rodete



Fuente: Manual de Diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas – OLADE

Con estas dimensiones se tendría definido el perfil del rodete para un diámetro exterior asumido o calculado con la fórmula de la velocidad óptima de giro. Como se ha podido observar, al igual que en el inyector, conociendo el diámetro de rodete se puede encontrar automáticamente todas sus dimensiones. El ancho interno del rodete se obtiene luego de realizar el diseño de detalle del inyector y debe considerarse el espacio requerido para la soldadura de los álabes al disco. Una forma práctica de estimar el ancho del rodete es considerándolo como un 50% mayor que el ancho del inyector.

$$r = \frac{D_e}{4 \cos \beta'_2 \left| 1 - \left| \frac{D_i}{D_e} \right|^2 \right|} \quad (143)$$

En el diseño de turbinas Michell-Banki también se debe considerar que desde el punto de vista teórico existe una limitante en cuanto al arco de admisión, expresado por:

$$\angle BOC = 2 \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left| \frac{\sqrt{1 - Ku(\cos^2 \alpha_2)}}{\left| \frac{D_i}{D_e} \right| Ku \cos \alpha_2} \right| \quad (144)$$

El máximo porcentaje de arco de admisión, se obtiene con la expresión:

$$Ko = \frac{\angle BOC}{360^\circ} \quad (145)$$

Para los valores de $\alpha_2 = 16^\circ$ y $Ku = 0,5$ se obtiene un valor de:

$$Ko = 0,334$$

El porcentaje de admisión para el inyector es de 0,334. Si consideramos que La trayectoria de una partícula de agua en el interior del rodete es rectilínea, se obtiene que el diámetro máximo del eje que atraviesa el rodete deba ser:

$$d = D_i \cos \left| \frac{\angle BOC}{2} \right| \quad (146)$$

De forma práctica se tiene:

$$d = 0,328 D_e \quad (147)$$

Remplazando el valor $D_e = 125\text{mm}$ resulta:

$$d = 0,328 (125)$$

$$d = 12,98 \text{ mm}$$

5.8. Diseño y Cálculos Mecánicos de la turbina Michell Banki.

El diseño de una turbina se realiza para definir las dimensiones de sus elementos antes descritos. El diseño mecánico se ejecuta para verificar si el material utilizado en los elementos de diseño está en condiciones de soportar los esfuerzos que se presentan en ella. La carcasa diseñada para que el flujo del agua a la salida del rodete se oriente hacia la carcasa de descarga. Cabe señalar que cuando el salto es pequeño, se puede utilizar en la descarga un tubo de succión con el objeto de aumentar el salto neto aprovechable. En algunos casos no es necesario dicho tubo en el diseño de la turbina, debido a que la turbina opera la mayor parte del tiempo con bajo porcentaje de carga parcial y que la altura que ganaría no sería apreciable.

5.8.1 Diseño y cálculo del inyector

5.8.1.1 Torque de regulación [54]. El diámetro del eje del álabe directriz se calcula en base al torque máximo T , requerido para la regulación, el cual está dado por:

$$T = 31 \times D_e \times Q \times \sqrt{H} \quad (148)$$

Dónde:

$T =$ Torque de regulación [kg m]

$D_e =$ Diámetro exterior del rodete [m]

$Q =$ Caudal de diseño [$\frac{m^3}{s}$]

$H =$ Salto neto [m]

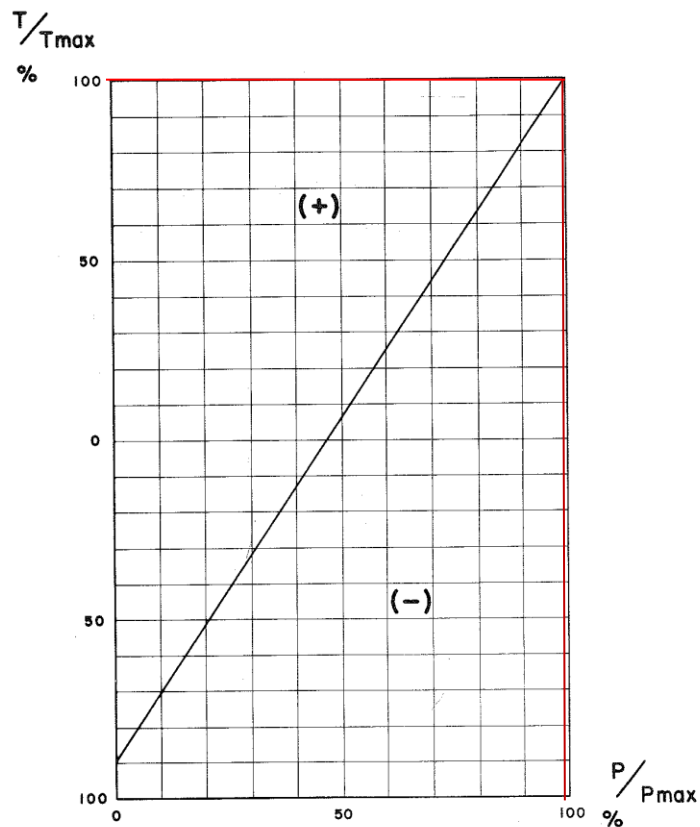
Reemplazando valores se tiene:

$$T = 31 \times 0,125 \times 0,025 \sqrt{23,55}$$

$$T = 0,470 \text{ kgf m}$$

Su variación está en función del porcentaje de apertura, el cual está representada por la Figura 77. Esta fórmula se aplica para cada compartimiento del inyector y el caudal Q de la misma es igual al máximo caudal que fluye en el compartimiento.

Figura 77. Variación porcentual del momento torsor en el eje del álabe directriz del inyector, según la variación de carga de la turbina Michell Banki.



Fuente: Manual de Diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas – OLADE

5.8.1.2 Eje del álabe directriz. El diámetro mínimo del eje se obtiene con la fórmula:

$$d_{i \min}^3 = \frac{16 T}{\pi Sd} \quad (149)$$

Dónde:

$d_i =$ Diámetro del eje directriz del inyector [m]

$T =$ Torque de regulación [kg m]

$Sd =$ Esfuerzo de diseño del material utilizado en el álabe directriz $\left[\frac{kg}{m^2}\right]$

Como es conocido que el esfuerzo de diseño de un eje con un canal chavetero posee un valor igual a:

$$Sd = 0,2 S_y \quad (150)$$

Siendo S_y , el esfuerzo a fluencia del material del eje en $\frac{kg}{mm^2}$. Para el eje directriz se recomienda utilizar Bronce al aluminio cuyas propiedades se las encuentra en la tabla siguiente.

Tabla 38. Propiedades mecánicas de las aleaciones usadas en turbinas hidráulicas

| Material | Esfuerzo de fluencia kg/mm^2 | Esfuerzo de tensión kg/mm^2 | Mínima elongación n $L = 5d \%$ | Mínima resistencia de impacto kg/cm^2 | Dureza Brinell kg/mm^2 | Límite de fatiga kg/mm^2 |
|-----------------------|-----------------------------------|----------------------------------|---------------------------------------|--|-----------------------------|-------------------------------|
| Acero al 13% Cr | 45 | 65-75 | 15 | 4 | 190-30 | 30 |
| Acero al 18% Cr 8% Ni | 15 | 40-50 | 30 | 18 | 130-170 | 13 |
| Acero al 2% Ni | 35 | 55-65 | 18 | 6 | 155-195 | 22 |
| Acero al 1,5% Mn | 34 | 50-60 | 22 | 6 | 140-180 | 18 |
| Bronce al aluminio | 30 | 60-70 | 7 | 1 | 190-230 | 15 |

Fuente: Manual de Diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas – OLADE

El bronce al aluminio posee un esfuerzo de fluencia de:

$$S_{y_{acero\ al\ Cr\ Ni}} = 30 \frac{kg}{mm^2}$$

Reemplazando los valores correspondientes se tiene:

$$Sd = 0,2 \times 30000000 \frac{kg}{m^2}$$

$$Sd = 6000000 \frac{kg}{m^2}$$

$$d_{i\ min}^3 = \frac{16 \times 0,470}{\pi \times 0,2 \times 6000000}$$

$$d_{i\ min} = 0,00736\ m$$

$$d_{i\ min} = 7,36\ mm$$

Por limitaciones de espacio, el diámetro permitido en el eje del álabe directriz para cada diámetro de rodete se muestra en la tabla siguiente.

Tabla 39. Diámetro máximo del eje del rodete en función del diámetro exterior

| De [mm] | di[mm] |
|---------|--------|
| 100 | 14 |
| 125 | 17 |
| 200 | 26 |
| 300 | 38 |
| 400 | 50 |
| 500 | 63 |

Fuente: Manual de Diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas – OLADE

El diámetro permitido se considera como el diámetro máximo que puede tener el eje del álabe directriz, en este caso se tiene:

$$d_{i\ max} = 17$$

El diámetro asumido es de:

$$d_i = 14\ mm$$

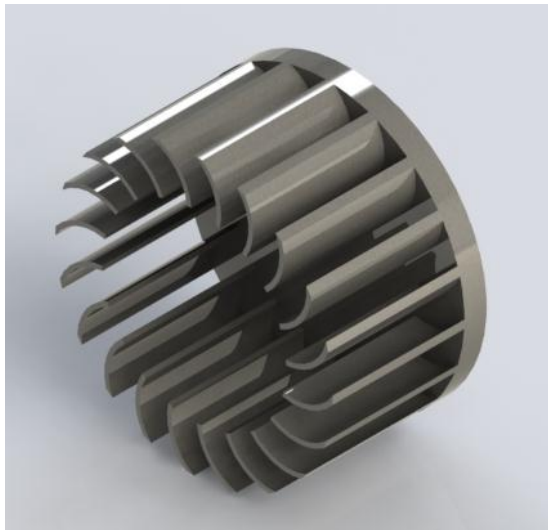
El factor de seguridad es:

$$\eta = \frac{d_i}{d_{i\min}} \quad (151)$$
$$\eta = \frac{14 \text{ mm}}{7,36 \text{ mm}}$$
$$\eta = 1,9$$

La longitud del eje del álabe directriz, es un cálculo aproximado en vista de factores de espacio, sistema de regulación, mantenimiento, etc.

5.8.2 *Diseño y cálculo del rodete* [55]. Para el rodete se puede considerar su fabricación en base a la plancha de acero inoxidable con cubos de eje de acero estructural, evitando su contacto con el agua para disminuir los efectos de la corrosión. Los elementos principales de la turbina se lo hacen con mismo material por efecto de mantenimiento y por el factor de vida útil.

Figura 78. Disposición de los álaves en el rodete.



FUENTE: Autores

5.8.2.1 *Álaves del rodete*. Existen varias alternativas de fijar los álaves al disco, una opción es fresar en el disco el perfil del álabe, para luego montarlo y generar una soldadura exterior, dándole un mejor acabado al rodete. Otra opción sería producirlo en una sola pieza mediante el proceso de fundición.

5.8.2.2 Número de álabes del rodete. La selección del número de álabes se realiza en base al diámetro y las condiciones de funcionamiento de la turbina, es decir, altura y caudal. Se debe tener en cuenta que un reducido número de álabes provocará pulsaciones en la generación de la potencia, un número elevado producirá una aceleración de la vena fluida con el consiguiente aumento de las pérdidas y el efecto de reja. El número de álabes está en función del diámetro del rodete, es así que se tiene el número óptimo de álabes del rodete:

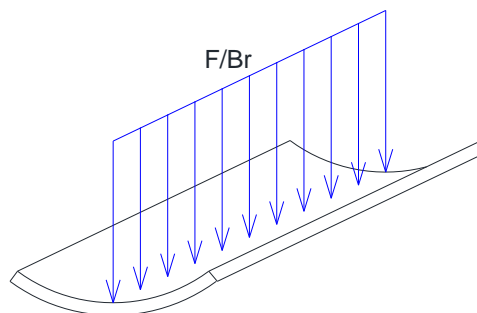
Tabla 40. Número de álabes del rodete, turbina Michell Banki

| De [mm] | Z |
|---------|------|
| 100 | 20 |
| 125 | 20,5 |
| 200 | 22 |
| 300 | 24 |
| 400 | 26 |
| 500 | 28 |
| 600 | 30 |

FUENTE: Manual de mini y micro centrales. ITDG

Para un $De = 125\text{mm}$ se tiene que el número óptimo de álabes es 20, valor tomado de la tabla 40. Además se toma a consideración el valor real entero y no decimal. El espesor de los álabes por lo general se asume y posteriormente se realizan verificaciones de esfuerzo. En la aplicación desarrollada en el presente trabajo, dicha verificación se la muestra mediante mensajes de sugerencias para poder variar los parámetros en el caso que no satisfaga con los requerimientos de diseño. Considerándola como una viga empotrada en sus extremos – por efecto de la soldadura – y cargada uniformemente.

Figura 79. Fuerzas actuantes sobre el álabe del rodete



Fuente: Manual de Diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas – OLADE.

5.8.2.3 Cálculo del álabe. La fuerza que actúa sobre cada uno de los álaves, suponiendo el caso desfavorable, que se presenta cuando el rodete por algún motivo es frenado y la turbina se encuentra con apertura, se expresa por:

$$F = \frac{\gamma Q C_2 \cos \theta'}{g_0 K_0 Z} \quad (152)$$

Dónde:

$F =$ Fuerza, de la componente del agua sobre cada álabe [kg]

$\gamma =$ Peso específico del agua [$\frac{kg}{m^3}$]

$Q =$ Caudal máximo que fluye por el inyector [$\frac{m^3}{s}$]

$C_2 =$ Velocidad del agua a la salida del inyector [$\frac{m^2}{s}$]

$z =$ Número de álaves [adimensional]

$g_0 =$ Constante igual a 9,81 [$\frac{kgm-m}{kgf-s^2}$]

$K_0 =$ Porcentaje del arco de admisión [adimensional]

El valor de θ' es un ángulo determinado por:

$$\theta' = \alpha_2 + \theta^0 \quad (153)$$

Dónde:

$$\theta^0 = \arccos \left| \frac{r_e^2 + r_3^2 - r_i^2}{2r_e r_3} \right| \quad (154)$$

$$r_3 = 2r \operatorname{sen} \frac{\phi}{2} \quad (155)$$

$$r_e = \frac{D_e}{2} \quad (156)$$

$$r_i = \frac{D_i}{2} \quad (157)$$

Para fines prácticos y en los casos donde el rodete posea una geometría igual al presente trabajo, ese tendrá:

$$F = 46,5 Q \sqrt{H} \quad (158)$$

Dónde:

$F =$ Fuerza, de la componente del agua sobre cada álabe [kg]

$Q =$ Caudal máximo que fluye por el inyector [$\frac{m^3}{s}$]

$H =$ Altura neta [m]

Reemplazando valores se tiene:

$$F = 46,5 \times 0,025 \times \sqrt{23,55}$$

$$F = 5,64 \text{ kg}$$

El esfuerzo máximo que se producirá en el álabe del rodete por acción de la fuerza del agua lo largo del mismo, se obtiene con la fórmula siguiente:

$$\sigma_{max} = \frac{F Br c}{12 I_{gx}} \quad (159)$$

Dónde:

$Br =$ Ancho del rodete que a su vez es 1,5 veces el ancho del inyector [cm]

$I_{gx} =$ Momento de inercia del álabe [cm^2]

$c =$ Radio de giro [cm]

El valor de c está en función del radio de curvatura, el espesor y el centro de gravedad del álabe, esto se expresa en la siguiente fórmula:

$$c = (r + e) - C_g \quad (160)$$

Siendo C_g el centro de gravedad del álabe que se determina con la fórmula:

$$C_g = \frac{120 |(r + e)^3 - r^3| (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\phi \pi ((r + e)^2 - r^2)} \quad (161)$$

Dónde:

$e =$ Espesor del álabe [m]

$r =$ Radio de curvatura del álabe [m]

$$\theta_1 = \frac{180 - \phi}{2}$$

$$\theta_2 = \phi + \theta_1$$

Siendo ϕ el ángulo de curvatura del álabe en este caso:

$$\phi = 73^\circ$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\theta_1 = \frac{180 - 73}{2}$$

$$\theta_1 = 53,5^\circ$$

$$\theta_2 = \phi + \theta_1$$

$$\theta_2 = 126,5^\circ$$

$$C_g = \frac{120 |(0,020375 + 0,002)^3 - 0,020375^3| (\cos 53,5^\circ - \cos 126,5^\circ)}{\phi \pi ((0,020375 + 0,002)^2 - 0,020375^2)}$$

$$C_g = 0,01997 \text{ m}$$

$$C_g = 1,9973 \text{ cm}$$

El valor del radio de giro es:

$$c = (0,020375 + 0,002) - 0,01997$$

$$c = 0,0024 \text{ m}$$

$$c = 0,2402 \text{ cm}$$

El momento de inercia del álabe se calcula mediante la fórmula:

$$I_{gx} = \frac{(r + e)^3 - r^3}{8} \left| \phi - \frac{(\sin 2\theta_2 - \sin 2\theta_1)}{2} \right| \quad (162)$$

Dónde:

$e =$ Espesor del álabe [m]

$r =$ Radio de curvatura del álabe [m]

Reemplazando valores se tiene:

$$I_{gx} = \frac{(0,020375 + 0,002)^4 - 0,020375^4}{8} \left| \phi - \frac{(\text{sen } 2 \times 126,5^\circ - \text{sen } 2 \times 53,5^\circ)}{2} \right|$$

$$I_{gx} = 9,27788E - 11 \text{ m}^4$$

$$I_{gx} = 0,0093 \text{ cm}^4$$

El esfuerzo máximo resultante será:

$$\sigma_{max} = \frac{5,64 \times 5,934 \times 0,2402}{12 \times 0,0093}$$

$$\sigma_{max} = 72,236 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{max} = 0,72236 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Para el chequeo de esfuerzos se debe cumplir que el esfuerzo máximo resultante en el álabe debe poseer un valor inferior al 66% del esfuerzo de fluencia, S_y del material seleccionado para el álabe.

$$\sigma_{max} < 0,6 S_{y \text{ material seleccionado}}$$

El esfuerzo de fluencia del material es $S_y = 15 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$ el cual corresponde a un acero al Cr Ni, el 66% del mismo es:

$$0,66 S_{y \text{ acero Cr Ni}} = 0,66 \times 15 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

$$0,66 S_{y \text{ acero Cr Ni}} = 9,9 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Por lo que se cumple el chequeo pertinente:

$$\sigma_{max} < 0,66 S_{y \text{ acero Cr Ni}}$$

$$0,72236 \frac{kg}{mm^2} < 9,9 \frac{kg}{mm^2}$$

Se obtiene un factor de seguridad de:

$$\eta = \frac{0,66 S_{y_{acero Cr Ni}}}{\sigma_{max}}$$

$$\eta = \frac{9,9 \frac{kg}{mm^2}}{0,72236 \frac{kg}{mm^2}}$$

$$\eta = 13,71$$

Adicionalmente el espesor del disco se asume con el criterio de evitar su deformación por los efectos de calor en el proceso de soldadura al unirse con los álabes, para el presente proyecto el espesor asumido es de 10mm. El cual evitará problemas con el proceso antes mencionado y es un valor recomendable por el manual de Diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas – TURBINAS MICHELL-BANKI.

5.8.3 Cálculo y diseño del eje [56]. El diseño de la turbina se realiza considerando, que la turbina transmitirá su potencia al generador por intermedio de un acoplamiento o un sistema de transmisión por bandas o engranajes. Para el cálculo mecánico del eje se lo realiza utilizando la fórmula de la ASME, con el cual se determina el diámetro mínimo del eje, para un eje con carga axial tenemos:

$$d^3 = \frac{16}{\pi Sd} \sqrt{(K_m M_{max})^2 + (K_t T_{max})^2} \quad (163)$$

Dónde:

- $d =$ Diámetro mínimo de eje [m]
- $M_{max} =$ Momento flector máximo que se produce en el eje [kg m]
- $T_{max} =$ Momento torsor máximo que se produce en el eje [kg m]
- $Sd =$ Esfuerzo de diseño del material empleado en la fabricación del eje, el cual se estima con un 20% del valor de esfuerzo de fluencia cuando se utiliza

canal chavetero $\left[\frac{kg}{m^2}\right]$

$K_m =$ Factor de momento flector para carga variable, en el cual se considera el factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento flector

$K_t =$ Factor de momento flector para carga variable, en el cual se considera el factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento de torsión

Los valores de K_m y K_t se presentan a continuación en la Tabla 41, los cuales se consideran tanto para el diseño del eje estacionario y en rotación respectivamente:

Tabla 41. Factores K_m y K_t para diseño de ejes con código ASME.

| Para ejes estacionarios: | K_m | K_t |
|--------------------------------------|---------|---------|
| Carga aplicada gradualmente | 1 | 1 |
| Carga aplicada repentinamente | 1,5 – 2 | 1,5 - 2 |
| Para ejes en rotación: | | |
| Carga aplicada gradualmente | 1,5 | 1 |
| Carga repentinamente (choque menor) | 1,5 – 2 | 1 – 1,5 |
| Carga repentinamente (choque fuerte) | 2 – 3 | 1,5 - 3 |

Fuente: Código ASME

5.8.3.1 Momento flector máximo. El momento flector máximo que se presenta en el eje, está en función del peso del rodete y el momento torsor que soporta el mismo. Con este criterio se tiene un diagrama propio de fuerzas y momentos, que se muestra en la figura 80. El momento torsor máximo se obtiene con la fórmula:

$$M_{max} = \sqrt{(M_x)^2 + (M_y)^2} \quad (164)$$

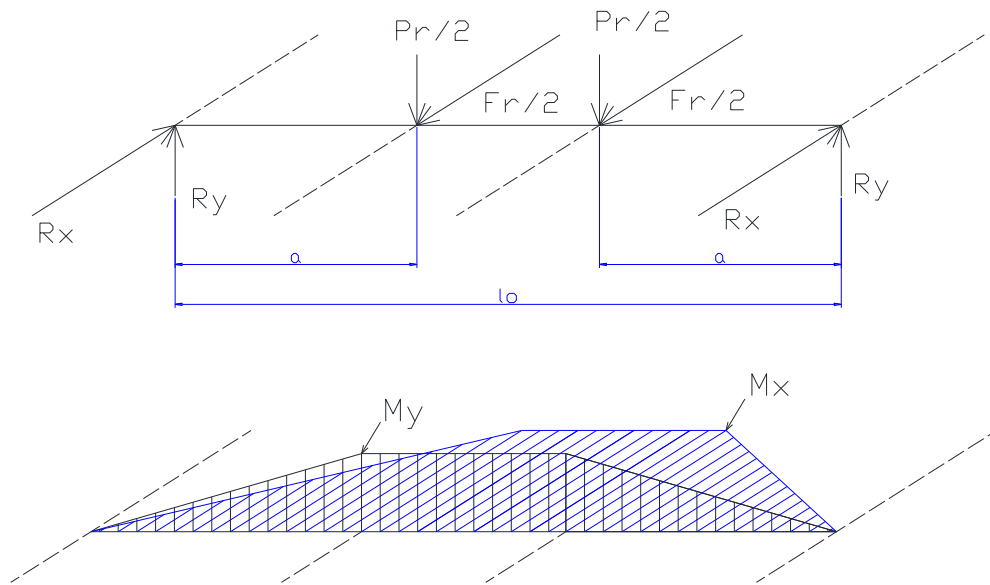
Dónde:

$M_{max} =$ Momento flector máximo que se produce en el eje [kgf m]

$M_x =$ Momento producido por el peso del rodete [kgf m]

$M_y =$ Momento producido por la fuerza tangencial que soporta el rodete [kgf m]

Figura 80. Diagrama de fuerzas y momentos en el eje de la turbina Michell Banki



Fuente: Manual de Diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas – TURBINAS MICHELL-BANKI.

Para calcular M_x y M_y se utilizan las fórmulas:

$$M_x = \frac{F_r \times a}{2} \quad (165)$$

$$M_y = \frac{P_r \times a}{2} \quad (166)$$

Dónde:

F_r = Fuerza tangencial del rodete [kg]

P_r = Peso del rodete [kg]

a = Distancia del apoyo (rodamiento) hasta la fuerza que produce el rodete [m]

Adicionalmente se tiene que:

$$F_r = \frac{1948 P_T}{N D_e} \quad (167)$$

Dónde:

F_r = Fuerza tangencial del rodete [kg]

$P_T =$ Potencia de la turbina [kW]

$N =$ Número de revoluciones de giro de la turbina [RPM]

$D_e =$ Diámetro exterior del rodete [m]

Para el cálculo del peso del rodete, se lo realiza mediante la ayuda de software (Solid Works), los datos obtenidos se presentan a continuación en la tabla siguiente.

Tabla 42. Propiedades de masa de rodete mediante Software

| PROPIEDADES DE MASA DE RODETE | |  |
|--------------------------------------|------------------------------|---|
| Densidad | 0.01 gramos por milímetro | |
| Masa | cúbico 3030.10 gramos | |
| Volumen | 393518.95 milímetros cúbicos | |

Fuente: Datos de propiedades físicas obtenidas mediante software Solid Works.

Obteniendo el volumen del rodete se procede a calcular su peso, el material seleccionado para el rodete es Acero al Cr Ni, debido a las propiedades que éste presenta como son: alta resistencia a la erosión producida por el agua y el contacto de los álabes del rodete. La densidad del acero al cromo níquel es:

$$\rho_{acero\ Cr\ Ni} = 7,93 \frac{g}{cm^3}$$

$$\rho_{acero\ Cr\ Ni} = 0,00000793 \frac{kg}{mm^3}$$

La densidad es igual a:

$$\rho_{acero\ Cr\ Ni} = \frac{m}{V} \tag{168}$$

Dónde:

$m =$ Masa del rodete [kg]

$V =$ Volumen del rodete [RPM]

Reemplazando valores y despejando la masa se tiene:

$$m = 3,121 \text{ kg}$$

Donde el peso del rodete igual a:

$$P_r = 3,121 \text{ kg}$$

El momento producido por el mismo será:

$$M_y = \frac{3,121 \times 0,047}{2}$$

$$M_y = 0,0733 \text{ kg m}$$

Para el cálculo de M_x se determina el valor de F_r , el cual es igual a:

$$F_r = \frac{1948 \times 4,05}{1547,52 \times 0,125}$$

$$F_r = 40,72 \text{ kg}$$

Nota: la potencia de la turbina es la potencia al freno que se produce en la misma, es decir considerando solo las pérdidas mecánicas que se producen.

El momento resultante M_x es:

$$M_x = \frac{40,72 \times 0,047}{2}$$

$$M_x = 0,9571 \text{ kg m}$$

El momento flector máximo es igual a:

$$M_{max} = \sqrt{(0,9571)^2 + (0,0733)^2}$$
$$M_{max} = 0,9599 \text{ kg m}$$

5.8.3.2 Momento torsor máximo. El momento torsor máximo que se presenta en el eje de la turbina es:

$$T_{max} = \frac{974 P_T}{N} \quad (169)$$

Dónde:

T = Momento torsor máximo. [kW]

P_T = Potencia de la turbina. [kW]

N = Número de revoluciones de giro de la turbina. [RPM]

Nota: La potencia de la turbina es la potencia al freno que se produce en la misma, es decir considerando solo las pérdidas mecánicas que se producen.

Reemplazando los valores se tiene:

$$T_{max} = \frac{974 \times 4,05}{1547,52}$$
$$T_{max} = 2,5455 \text{ kg m}$$

5.8.3.3 Diámetro del eje. Para el cálculo del diámetro mínimo del eje aplicamos la fórmula ASME antes mencionada, el material del eje será un Acero al Cromo, por las características que posee, la principal la resistencia a la corrosión. Las propiedades del Acero al Cr se pueden ver en la tabla 38.

$$S_{y \text{ acero al Cr}} = 45 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$
$$S_{y \text{ acero al Cr}} = 45000000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

El esfuerzo de diseño permisible determinado por el código ASME se estima como un 20% del esfuerzo de fluencia cuando se utiliza canal chavetero.

$$Sd = 0,20 Sy_{acero\ al\ Cr} \quad (170)$$

Por lo que se tiene:

$$Sd = 0,20 Sy_{acero\ al\ Cr}$$

$$Sd = \frac{kg}{m^2}$$

Reemplazando todos los valores calculados resulta:

$$d^3 = \frac{16}{\pi \times 9000000} \sqrt{(1,5 \times 0,9599)^2 + (1 \times 2,5455)^2}$$

$$d_{min} = 0,01183\ m$$

$$d_{min} = 11,83\ mm$$

El diámetro máximo permisible del eje está dado por:

$$d_{max} = 0,328\ De \quad (171)$$

Dónde:

$$d_{max} = \text{Diámetro máximo del eje. [m]}$$

$$De = \text{Diámetro exterior del rodete. [m]}$$

Dando como resultado:

$$d_{max} = 0,328 \times 0,125$$

$$d_{max} = 0,041\ m$$

$$d_{mx} = 41\ mm$$

Por lo que el diámetro del eje se encontrará entre el rango de d_{max} y d_{min}

$$d_{max} \leq d \leq d_{min}$$

El diámetro asumido para el eje tiene un valor de:

$$d = 28mm$$

Con el cual se obtiene un factor de seguridad de:

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{d}{d_{min}} \\ \eta &= \frac{28 \text{ mm}}{11,83 \text{ mm}} \\ \eta &= 2,368 \end{aligned}$$

5.8.4 Velocidad Crítica. Un vez determinado el diámetro del eje que soportará al rodete, es recomendable realizar un chequeo del mismo considerando la velocidad crítica del eje, la cual debe ser superior a la velocidad de embalamiento de la turbina.

La velocidad crítica de la turbina está dada por:

$$N_{crit} = \frac{29,88}{\sqrt{y}} \quad (172)$$

Dónde:

N_{crit} = Número de revoluciones crítica [RPM]

y = Flecha resultante producida en el eje[m]

La flecha resultante producida en el eje por la acción del peso y la fuerza del rodete, es:

$$y = \frac{Wa^2}{6EI} (3l_0 - 4a) \quad (173)$$

Dónde:

W = Fuerza resultante que soporta el eje [kg]

a = Distancia del apoyo (rodamiento) hasta la fuerza que produce el rodete [m]

$E =$ Módulo de elasticidad de acero $2,1 \times 10^{10} \frac{kg}{m^2}$

$I =$ Momento de inercia de la sección del eje (sección circular) [mm^2]

$$W = \sqrt{P_r^2 + F_r^2} \quad (174)$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (175)$$

Reemplazando los valores respectivos se tiene:

$$W = \sqrt{(3,121)^2 + (40,72)^2}$$

$$W = 40,847 \text{ kg}$$

$$I = \frac{\pi (0,028)^4}{64}$$

$$I = 3,01719 \times 10^8 \text{ m}^4$$

La flecha resultante que se produce en el eje es:

$$y = \frac{40,847 \times 0,047^2}{6 \times 2,1 \times 10^{10} \times 3,01719 \times 10^{-8}} (3 \times 199,34 - 4 \times 0,047)$$

$$y = 9,73167 \times 10^{-6} \text{ m}$$

La velocidad crítica será:

$$N_{crit} = \frac{29,88}{\sqrt{9,73167 \times 10^{-6}}}$$

$$N_{crit} = 9578 \text{ RPM}$$

Se recomienda que la velocidad crítica sea más del 40% superior a la velocidad de giro de la turbina.

$$N_{crit} \geq 1,4 N$$

$$9578 \text{ RPM} \geq 1,4 (1547 \text{ RPM})$$

$$9578 \text{ RPM} \geq 2166 \text{ RPM}$$

5.8.5 Velocidad de embalamiento. La velocidad de embalamiento tiene un valor especificado para el caso de Turbina Michell Banki de 1.8 veces la velocidad nominal de la turbina.

$$N_{emb} = 1,8 N \quad (176)$$

Dónde:

N_{emb} = Velocidad de embalamiento de la turbina. [RPM]

N = Velocidad óptima de giro de giro de la turbina. [RPM]

Reemplazando valores se tiene:

$$N_{emb} = 1,8 (1547)$$

$$N_{emb} = 2785 \text{ RPM}$$

5.8.6 Selección de rodamientos [57]. En toda máquina rotativa es necesaria la selección de rodamientos, que son los entes principales donde gira el eje, para la selección de los rodamientos es necesario tener en cuenta enfoques estáticos y dinámicos, considerando factores de horas de trabajo del sistema, número de revoluciones del mismo. Su criterio de diseño es la capacidad de carga.

5.8.6.1 Enfoque estático. Bajo la sollicitación de carga estática, se calcula el factor de esfuerzos estáticos f_s , para demostrar que se ha elegido un rodamiento con suficiente capacidad de carga.

El factor de esfuerzos estáticos f_s , se toma como valor de seguridad contra deformaciones demasiado elevadas en los puntos de contacto de los cuerpos rodantes. Para rodamientos que deban girar con gran suavidad y facilidad, habrá que elegir un factor f_s mayor. Si las exigencias de suavidad de giro son más reducidas, bastan valores más pequeños, en general se pueden conseguir esos valores: *Programa estándar FAK-catálogo de selección de rodamientos 41500/2 SA*

$f_s = 1.5 \dots\dots 2.5$ para exigencias elevadas

$f_s = 1.0 \dots\dots 1.5$ para exigencias normales

$f_s = 0.7 \dots\dots 1.0$ para exigencias reducidas

La capacidad estática equivalente es:

$$C_0 = f_s \times P_0 \quad (177)$$

Dónde:

$C_0 =$ capacidad de carga [kN]

$f_s =$ factor de esfuerzos estáticos

$P_0 =$ Carga estática equivalente [kg]

La carga estática equivalente es:

$$P_0 = X_0 \times F_r + Y_0 \times F_a \quad (178)$$

Dónde:

$X_0 =$ Factor radial

$Y_0 =$ Factor axial

$F_r =$ Carga radial [kN]

$F_a =$ Carga axial [kN]

En las turbinas de este tipo no se presenta carga axial, sin embargo en la decisión de selección de rodamientos podría considerarse. La carga radial para los dos rodamientos es:

$$F_r = \frac{40,728 \text{ kg}}{\text{número de rodamientos}}$$

$$F_r = \frac{40,728 \text{ kg}}{2}$$

$$F_r = 20,364 \text{ kg}$$

$$F_r = 199,768 \text{ N}$$

Entonces con $X_0 = 1$, se tiene la carga estática equivalente:

$$P_0 = 199,768 \text{ N}$$

La capacidad de carga estática requerida es:

$$C_0 = 2,5 \times 199,768 \text{ N}$$

$$C_0 = 499,42 \text{ N}$$

$$C_0 = 0,5 \text{ kN}$$

5.8.6.2 Enfoque dinámico. La carga dinámica equivalente P es un valor teórico. Es una carga radial en rodamientos radiales y una carga axial en rodamientos axiales, que es constante en magnitud y sentido. Dicha carga produce la misma vida que la combinación de cargas.

La carga dinámica equivalente es:

$$P = X \times F_r + Y \times F_a \quad (179)$$

Dónde:

$X_0 =$ Factor radial

$Y_0 =$ Factor axial

$F_r =$ Carga radial [kN]

$F_a =$ Carga axial [kN]

Comparando con el enfoque dinámico, se tiene la misma razón de no existir carga axial.

En el caso de la capacidad dinámica requerida, se tiene:

$$C = \frac{f_l}{f_n} P \quad (180)$$

Dónde:

$f_l =$ Factor de esfuerzos dinámicos

$f_n =$ Factor de velocidad

$P =$ Carga dinámica

El factor de esfuerzos dinámicos, depende del número de horas que va a estar trabajando el sistema, en este caso de la turbina. Su valor está tabulado para rodamientos de bolas y de rodillos. Para una vida de 100000 horas de uso, que aproximadamente nos da una utilización de 15 años, tenemos un factor de esfuerzos dinámicos para rodamientos de rodillos igual a:

$$f_l = 4,9$$

El factor de velocidad depende del número de revoluciones de giro del eje, que para este caso es el número óptimo de revoluciones de la turbina. La turbina gira a 1547 RPM un valor de 1600RPM que nos da un factor de:

$$f_n = 0,313$$

De igual manera que en el enfoque estático, en el dinámico no existe carga axial. La carga radial para los dos rodamientos es:

$$F_r = \frac{40,728 \text{ kg}}{\text{numero de rodamientos}}$$

$$F_r = \frac{40,728 \text{ kg}}{2}$$

$$F_r = 20,364 \text{ kg}$$

$$F_r = 199,768 \text{ N}$$

Con $X = 1$, se tiene la carga estática equivalente:

$$P_0 = 199,768 \text{ N}$$

La capacidad dinámica equivalente es:

$$C = \frac{0,313}{4,9} 199,768 \text{ N}$$

$$C = 3127,37 N$$

$$C = 3,13 kN$$

El criterio de diseño que se debe tener en la selección de rodamientos y/o chumaceras tanto para la capacidad de carga estática requerida como para la capacidad de carga dinámica requerida, es que tienen que ser menores a la del rodamiento que se selecciona.

El rodamiento seleccionado es:

SKF NU1005 d=25 mm

El cual cumple con las condiciones de:

$$C_0 > C_{0\text{requerido}}$$

$$0,5 kN > 6,95 kN$$

$$C > C_{\text{requerido}}$$

$$3,13 > 12,2 kN$$

5.9. Comparación de resultados obtenidos y calculados.

La comparación y/o verificación de los datos previamente calculados se realizan a continuación, comparación en la cual se toma en cuenta los datos de la turbina cotizada y seleccionada, con los cálculos de respectivos para el tipo de turbina.

Tabla 43. Comparación de resultados obtenidos y calculados.

| Turbina hidráulica tipo Michell - Banki | Datos 3HC - Perú | | Datos calculados | |
|--|-------------------------|--------|-------------------------|--------|
| | Altura Bruta | 24,85 | metros | 24,85 |
| Altura Neta | 24 | metros | 23,55 | metros |
| Caudal de diseño | 25 | lts/s | 25 | lts/s |
| Potencia en el eje | 4,56 | kW | 4,04 | kW |
| Velocidad Nominal de rotación | 1553 | RPM | 1547 | RPM |
| Velocidad de embalamiento | 2873 | RPM | 2784 | RPM |
| Eficiencia mínima a plena carga | 75 | % | 70% | % |

FUENTE: Autores

Tabla 43. Comparación de resultados obtenidos y calculados. (Continuación)

| Despiece y especificaciones técnicas de la turbina | | |
|---|---|---|
| Rodete | | |
| Álabe de rodete fabricado en | Acero estructural | Acero al cromo |
| Discos laterales fabricados en | Acero estructural | Acero al cromo |
| El Diámetro exterior | 125 mm | 125 mm |
| Ancho de rodete | 85 mm | 59 mm |
| Número de álabes | 20 álabes | 20 álabes |
| Inyector y mecanismo de regulación de caudal | | |
| Ancho del inyector | 75 mm | 40mm |
| Eje del rodete | | |
| Diámetro nominal | 30mm | 28mm |
| Material | Acero AISI 1045 | Acero inoxidable 304 |
| Carcaza | | |
| Material | Acero estructural A36 1/18" de espesor | Acero inoxidable 304 2 mm de espesor |

FUENTE: Autores

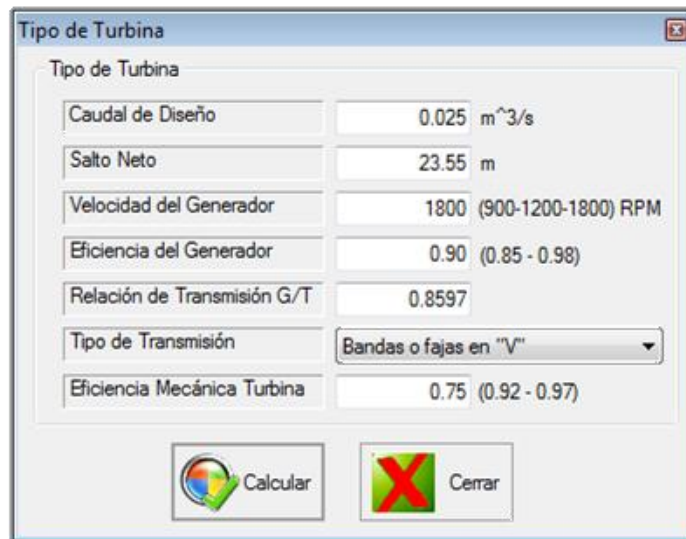
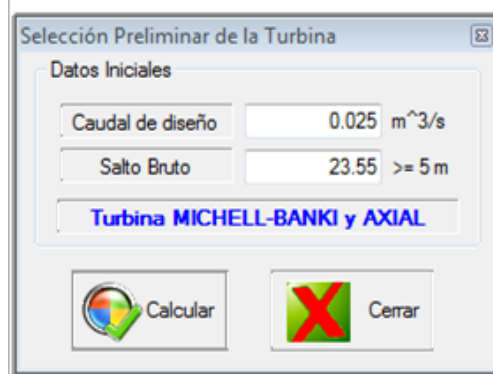
De la comparación entre los valores calculados y proporcionados por la empresa que oferta la turbina 3HC, se observa que éstos están en relación, ya que la variación entre sí es mínima, razón por la cual se puede dar como válidos los valores cotizados.

5.10 Validación de resultados

Para la validación de resultados se utiliza el programa microLORF, software que fue diseñado por tesis de la Facultad de Mecánica, el cual sirve para calcular las dimensiones generales y específicas de turbinas en general, en el presente proyecto se pretende validar los cálculos realizados y los proporcionados por la empresa 3HC con los resultados del programa.

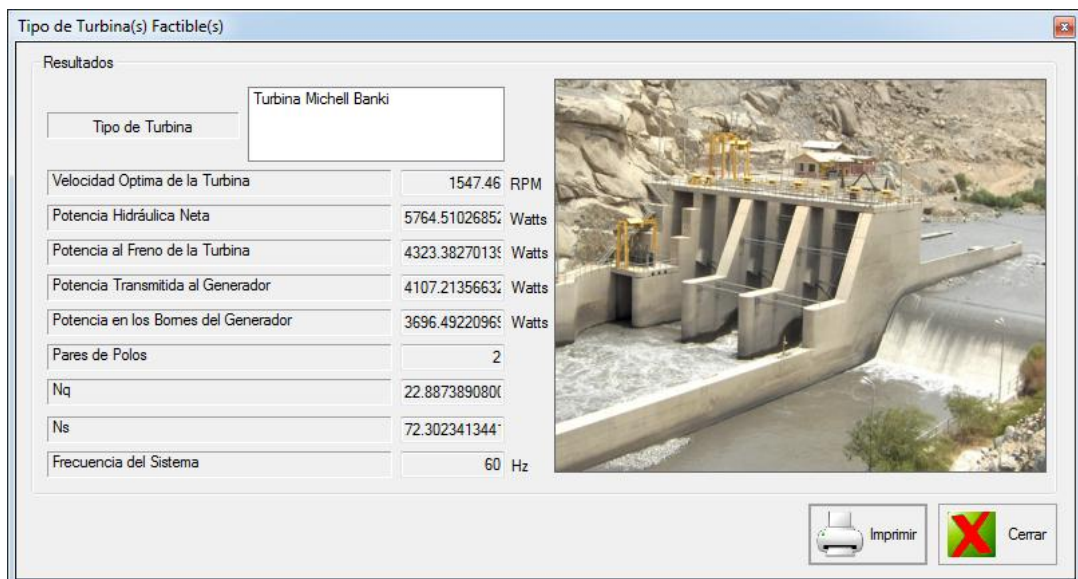
Se ingresan todos los datos requeridos por el programa, como se lo puede observar en la figura siguiente

Figura 81. Parámetros de ingreso en el programa microLORF.



FUENTE: Software microLORF

Figura 82. Resultados obtenidos con software microLORF



FUENTE: Software microLORF

Como primera instancia se obtuvieron los datos generales, los cuales son:

Tabla 44. Parámetros fundamentales de las turbinas (analizados, calculados y cotizados)

| Parámetros | MicroLORF | Calculados | Cotizados |
|--|-----------|------------|-----------|
| Velocidad óptima de la turbina [RPM] | 1547,46 | 1547,00 | 1553 |
| Potencia hidráulica neta[watts] | 5764,51 | 5775,64 | ----- |
| Potencia al freno de la turbina[watts] | 4323,38 | 4042,95 | 4560 |
| Potencia transmitida al generador[watts] | 3107,21 | 3719,51 | 3420 |
| Potencia en los bordes del generador [watts] | 3696,49 | 3347,56 | 3000 |
| Pares de polos[adimensional] | 2 | 2 | 2 |
| Nq | 22,88 | 22,88 | ----- |
| Ns | 72,30 | 70,02 | ----- |
| Frecuencia del sistema | 60 Hz | 60 Hz | 60 Hz |

FUENTE: Autores

Los valores que se presentan en la tabla (44) varían entre sí pero no de manera considerable debido a los rangos de ingreso que se imponen en el programa para la selección de la turbina, el rango de eficiencia de una turbina hidráulica depende del tipo de turbina y el porcentaje de carga al que está funcionando. El rango normal de eficiencia de una turbina MICHELL-BANKI tiene como máximo un valor del 80% a plena carga y mínimo del 70% para turbinas fabricadas en talleres no especializados. Al tener como restricción un valor que oscila entre 0,75 – 0,97 en el programa, hace que el resultado varíe ya que la eficiencia real que se impone no es la adecuada.

- Las dimensiones específicas de la turbina tipo MICHELL-BANKI no se las puede obtener debido a una mala programación del software, ya que éste no permite completar la secuencia total.
- Los valores obtenidos en primera instancia hacen que se considere como válidos los cálculos generales de la turbina, tanto la calculada como la que oferta la empresa 3HC. Se sugiere que se realice una reestructuración del programa para

mejorarlo y tomar a consideración aspectos fundamentales para mejorar los cálculos respectivos.

Debido a los inconvenientes presentados, se procede a una extra validación de los cálculos mediante la ayuda de un programa en línea que facilita la empresa BORST ENGINEERING & CONSTRUCTION LLC, empresa que se dedica a la evaluación y diseño de turbinas en general. Para lo cual se utiliza el software:

- Cross Flow Turbine Design Calculator

Software en el cual se ingresaron los datos la tabla siguiente:

Tabla 45. Parámetros fundamentales para cálculo y diseño de turbinas

| Parámetros | Valores | Valores | Parámetros |
|-------------------------------------|----------------|-----------------|--|
| Design Flow Rate | <i>GPM</i> | $\frac{m^3}{s}$ | Caudal |
| | 396.24 | 0,025 | |
| Design Head | <i>ft</i> | <i>m</i> | Altura neta |
| | 77,26 | 23,55 | |
| Design Turbine Speed | RPM | RPM | Velocidad de la turbina |
| | 1547 | 1547 | |
| Number of Blades | 20 | 20 | Número de álabes |
| Blade Thickness | <i>plg</i> | mm | Espesor del álabe |
| | 0,0787 | 2 | |
| Shaft Diameter | <i>plg</i> | mm | Diámetro del eje |
| | 1,1024 | 28 | |
| Water Jet Angle of Attack | Grades | Grados | Ángulo de entrada del agua |
| | 16° | 16° | |
| Turbine Nozzle Inlet Water Velocity | $\frac{ft}{s}$ | $\frac{m}{s}$ | Velocidad de entrada del agua |
| | 69,12 | 21,067 | |
| Turbine Nozzle Velocity Coefficient | 0,976 | 0,976 | Coefficiente de velocidad del inyector |
| Expected Turbine Efficiency | 70% | 70% | Eficiencia de la turbina |
| Expected Generator Efficiency | 90% | 90% | Eficiencia del generador |

FUENTE: Autores

Luego de ingresar los datos respectivos, se obtuvo como resultado los siguientes valores:

Tabla 46. Parámetros fundamentales de las turbinas (calculados y analizados)

| Parámetros | Cross Flow Turbine Design Calculator | Calculados | Cotizados |
|--|---|-------------------|------------------|
| Potencia hidráulica neta [<i>k watts</i>] | 5,8 | 5,77 | 1553 |
| Potencia en los bordes del generador [<i>k watts</i>] | 3,53 | 3,34 | 3,42 |
| Pares de polos [<i>adimensional</i>] | 2 | 2 | 2 |
| Ns velocidad específica de la turbina | 70 | 70,02 | ----- |
| Angulo de los álabes [<i>grados</i>] | 29,8 | 29,8 | 30 |
| Diámetro del rodete [<i>cm</i>] | 12,19 | 12,50 | 12,5 |
| Velocidad de embalamiento [<i>RPM</i>] | 3218,7 | 2785 | 2873 |
| Angulo de sección para álabe [<i>grados</i>] | 73,8 | 73 | 73 |
| Radio de velocidad [<i>adimensional</i>] | 0,50 | 0,48 | ----- |
| Altura del inyector [<i>cm</i>] | 127 | 108,75 | ----- |
| Zona libre de entrada de agua en el inyector [<i>cm</i>] | 38,1 | 35 | ----- |

FUENTE: Autores

- Los valores antes mencionados se encuentran en el Anexo P

Los valores que se presentan en la Tabla 46 indican una ligera variación entre ellos que es aceptable, la variación que se presentan es debida a condiciones de cálculo ya que varios de los factores que intervienen en el mismo son obtenidos de forma experimental por cada fabricante. Se puede dar como válidos los cálculos para el diseño de la turbina ya que éstos fueron comprobados mediante el uso de un software, en el cual se observa que los resultados de ambos análisis son muy similares.

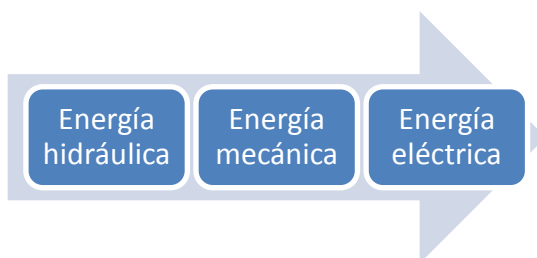
CAPÍTULO VI

6. DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN, GENERACIÓN Y CONTROL

6.1 Sistema de transmisión [58]

Los sistemas de transmisión se emplean para transmitir la potencia mecánica proporcionada por el eje del motor hacia el conductor, los cuales se encuentran separados entre sí por una cierta distancia. En una microcentral hidroeléctrica, se produce una continua conversión de energía hidráulica en energía mecánica en la turbina y de energía mecánica en energía eléctrica en el generador.

Figura 83. Esquema secuencial del sistema de transmisión



FUENTE: Autores

En el caso de sistemas eléctricos con corriente alterna, a una frecuencia de 60 Hz, se dispone de generadores con velocidades de:

$$n = \frac{3600}{p} \quad (181)$$

Dónde:

n = Número de revoluciones del generador. [RPM]

p = Número de pares de polos del generador. [adimensional]

De esta manera se puede contar con velocidades de 3600, 1800, 1200, 900 rpm y menos, siendo más costoso el generador en el caso de bajas velocidades. La velocidad de giro de la turbina está relacionada con:

- La caída neta.

- El caudal.
- Las dimensiones del rodete.

En el caso de grandes centrales hidroeléctricas se justifica construir los rodetes de las turbinas con dimensiones que permitan garantizar una velocidad de giro igual a la del generador y permitir así su acoplamiento directo.

En cambio en el caso de microcentrales hidroeléctricas sólo se puede emplear los rodetes con dimensiones estándares de los fabricantes; en consecuencia, la velocidad de operación, para las condiciones de caída neta y caudal disponible, rara vez coincide con la de los generadores; por esta razón en las microcentrales hidroeléctricas debe emplearse sistemas de transmisión de movimiento y potencia mecánica entre la turbina y el generador. Para microcentrales, es recomendable el empleo de generadores de dos y cuatro polos (1800 RPM y 3600 RPM) que funcionan a 60 Hz. Conociendo el número de revoluciones específicas de la turbina, se toma a consideración un generador de 1800RPM lo que facilita su acople a la turbina y el costo del mismo es reducido con relación a los de mayor número de polos.

6.2 Elementos de un sistema de transmisión de potencia mecánico

Todo sistema de transmisión de movimiento y potencia mecánica consta fundamentalmente de dos tipos de elementos:

- Elemento conductor o motriz.
- Elemento conducido.

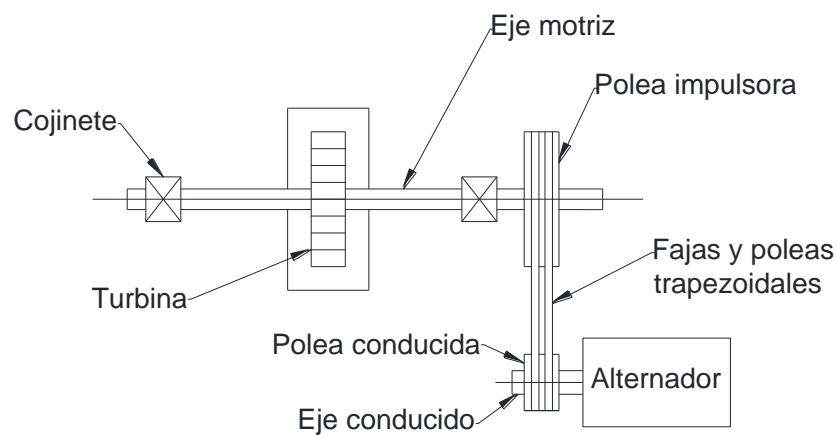
De una manera más específica los elementos mecánicos involucrados en una transmisión serán:

- Una rueda impulsora que es la que está acoplada a la turbina.
- Una rueda conducida que es la que está acoplada al generador.
- Ejes que soportan las ruedas y giran con ellas.
- Soportes de los ejes (cojinetes de rodamiento o deslizamiento).

- Accesorios para el acoplamiento como chavetas.

Es importante apreciar que la transmisión de la potencia mecánica se producirá continuamente con la participación de los diferentes elementos mecánicos; el eje motriz entrega movimiento a la rueda mediante la unión enchavetada, la rueda mueve a la correa por fricción, la correa mueve a la rueda conducida y finalmente ésta al eje conducido.

Figura 84. Esquema del sistema de transmisión



Fuente: Manual de mini y microcentrales - ITDG

6.3 Tipos de transmisiones [59]

Existen varios tipos de transmisiones mecánicas, las más importantes son:

Transmisiones flexibles por fajas, que pueden ser:

- Planas.
- Trapezoidales o en V.
- Dentadas.

Transmisiones flexibles por cadenas de rodillos, que pueden ser:

- Simples.
- Múltiples.

Transmisiones por ruedas de fricción, que pueden ser:

- Cilíndricas de ejes paralelos.
- Cilíndricas de ejes transversales.
- Cónicas.

Transmisiones por engranajes, las que pueden ser:

- Cilíndricas de dientes rectos.
- Cilíndricas de dientes helicoidales.
- Cónicos de dientes rectos.
- Cónicos de dientes espirales.
- Tornillo sin fin con rueda dentada.

6.4 Comparación entre sistemas de transmisión

6.4.1 *Transmisión por fajas.* Amplia aplicación en el caso de microcentrales hidroeléctricas. En ellas la capacidad de transmisión de potencia depende de la fricción entre la faja y las ruedas que, a su vez, depende del coeficiente de rozamiento y del ángulo de contacto de la faja con la polea menor.

Ventajas

- Posibilidad de unir el árbol conductor con el conducido, dispuestos a distancias relativamente grandes.
- Aparte de los cojinetes, no se requiere lubricación.
- Debido a que la transmisión es por fricción, en caso de sobrecargas se produce resbalamiento entre faja y poleas, lo que protege a otros elementos de la transmisión y a los equipos involucrados.
- Funcionamiento relativamente suave sin golpeteo originado por la propia transmisión.
- Sencillez.
- Costo inicial relativamente bajo.

Desventajas

- Grandes dimensiones exteriores.
- En caso de bajas velocidades, su empleo se limita a pequeñas potencias, ya que si las potencias fueran grandes, el número de fajas y las dimensiones exteriores serían desproporcionadamente altas.
- Debido al resbalamiento relativo entre faja y poleas, no se puede garantizar una relación de transmisión constante ni una sincronización entre los movimientos conductor y conducido.
- Duración relativamente baja (entre los límites desde 1000 hasta 5000 horas).
- Normalmente se producen grandes cargas sobre los ejes y apoyos y, por consiguiente, considerables pérdidas de potencia.

6.4.2 *Transmisiones por cadena de rodillos.* Son transmisiones que tienen flexibilidad pues están constituidas por articulaciones de eslabones metálicos que, al entrar en contacto con los dientes de las ruedas, permiten una transmisión sincronizada. Los eslabones se fabrican de acero de alta resistencia, lo que permite una gran capacidad de tracción en poco espacio. Los eslabones cuentan con rodillos que son los elementos que entran en contacto directo con los dientes de las ruedas; en este contacto la fricción que se produce es por rodamiento, a diferencia de las cadenas sin rodillos en las que se produce deslizamiento, lo que permite una mayor eficiencia en la transmisión.

Ventajas:

- Se pueden tener grandes distancias entre ejes (hasta 5 m).
- Es posible transmitir movimiento a varios ejes con una misma cadena.
- Se consiguen eficiencias relativamente altas (98%).
- Se originan menores cargas sobre los ejes con respecto a los casos de fajas.
- Mayor vida útil (10000 horas).

Desventajas:

- Costo relativamente elevado.

- Requerimientos de sistemas de lubricación en casos de grandes velocidades y cargas.
- En casos de cambio las cadenas quedan inutilizables debido al estiramiento sufrido.
- Necesidad de montaje y mantenimiento más cuidadoso.
- Cierta irregularidad en la velocidad y cargas sobre la rueda conducida durante el funcionamiento.

6.4.3 *Transmisiones por engranajes.* Las cajas reductoras de engranajes pueden significar una opción para la transmisión de movimiento entre el eje de la turbina y el generador, con las ventajas de ocupar poco espacio, originar menores pérdidas por fricción y evitar cargas fuertes en los cojinetes del generador.

Los engranajes tienen la ventaja de poder adaptarse adecuadamente tanto a transmisiones de bajas velocidades como de altas. Su principal inconveniente es su costo mucho más elevado que las transmisiones por fajas como cadenas; asimismo, los trabajos de mantenimiento, relacionados mayormente con cambios de rodamientos de las cajas, requieren más cuidado.

6.5 Criterios para el dimensionamiento de sistemas de transmisión

Para dimensionar un sistema de transmisión se parte con la información de:

- Potencia a transmitir.
- Velocidades de entrada y salida.
- Condiciones de servicio.

En el presente trabajo los valores antes mencionados son:

| | | | | |
|-------------------------|---|----------------------------------|---|-------------------------------|
| Potencia a transmitir | = | Potencia en el eje de la turbina | = | $P_{trans} = 4,05 \text{ kw}$ |
| Velocidades de entrada | = | Velocidad de la turbina | = | $N_1 = 1547,52 \text{ RPM}$ |
| Velocidades de salida | = | Velocidad del generador | = | $N_1 = 1800 \text{ RPM}$ |
| Condiciones de servicio | = | Turbina hidráulica | | |

Para la selección del sistema de transmisión, se toma a consideración varios aspectos tanto constructivos y económicos, estos se presentan en la tabla siguiente.

Tabla 47. Índices comparativos de distintas transmisiones

| Transmisión | Distancia entre los ejes en mm. | Ancho de la rueda dentada o polea en mm. | Masa aprox. (Kg.) | Precio relativo % |
|-------------------------------------|---------------------------------|--|-------------------|-------------------|
| Por correa (abierta) plana | 5000 | 350 | 300 | 106 |
| Por correa plana con rodillo tensor | 2300 | 250 | 350 | 125 |
| Por correa trapezoidal | 1800 | 130 | 300 | 100 |
| Por cadena | 830 | 360 | 300 | 140 |
| De rueda dentada | 830 | 360 | 300 | 140 |

Fuente: Manual de mini y microcentrales. ITDG

Las condiciones de servicio están relacionadas con el tipo de máquina motriz y tipo de máquina conducida, en cuanto a las vibraciones que ellas originen en la transmisión; también dependen de las horas de servicio, condiciones ambientales, etc. Estas condiciones de servicio han sido evaluadas experimentalmente para los diferentes sistemas de transmisión, considerándose en la forma de un "factor de servicio".

6.5.1 Potencia a transmitir [60]. Para propósitos prácticos, la selección se efectúa con la potencia de diseño que está definida así:

$$P_{dis} = P_{trans} \times F_{serv} \quad (182)$$

Dónde:

$$P_{dis} = \text{Potencia de diseño. [kW]}$$

$$P_{trans} = \text{Potencia transmitida. [kW]}$$

$$F_{serv} = \text{Factor de servicio. [adimensional]}$$

El factor de servicio de una turbina hidráulica está en función de las horas de servicio, para el presente trabajo se toma a consideración el uso máximo que se le puede dar a la turbina, y el grado de irregularidad de la misma.

Tabla 48. Grado de irregularidad de las máquinas accionales.

| Máquina accionada | Grado de irregularidad |
|--|------------------------|
| Casi sin sacudidas: generador de corriente, laja transportadora, tomillo transportador, máquinas herramientas, ventilador, turbo soplador, compresor rotativo, agitador, mezclador para densidad uniforme. | I |
| Sacudidas moderadas: accionamiento principal en máquinas herramientas, mecanismos de giro de grúas, bombas de émbolo de varios cilindros. | II |
| Sacudidas violentas: prensas, estampadoras, cizallas, centrifugas pesadas, perforadores, molinos. | III |

Fuente: Ficha Técnica para Turbinas Michell-Banki - ITDG

Tabla 49. Valores aproximados de factor de servicio

| Transmisión | Grado de irregularidad en máquina conducida | MÁQUINA PROPULSORA | | | | | | | | | | | |
|---|---|--|------|------|------|---|------|------|------|--|------|------|------|
| | | Motor eléctrico. Horas de funcionamiento diario | | | | Turbinas, motores multicilíndricos. Horas de funcionamiento diario | | | | Motores monocilíndricos. Horas de funcionamiento diario | | | |
| | | 0.5 | 3 | 8 | 24 | 0.5 | 3 | 8 | 24 | 0.5 | 3 | 8 | 24 |
| Engranajes cilíndricos y cónicos, así como ruedas de fricción | I | 0.5 | 0.8 | 1.0 | 1.25 | 0.8 | 1.0 | 1.25 | 1.5 | 1.0 | 1.25 | 1.5 | 1.75 |
| | II | 0.8 | 1.0 | 1.25 | 1.5 | 1.0 | 1.25 | 1.5 | 1.75 | 1.25 | 1.5 | 1.75 | 2.0 |
| | III | 1.25 | 1.5 | 1.75 | 2.0 | 1.5 | 1.75 | 2.0 | 2.25 | 1.75 | 2.0 | 2.25 | 2.5 |
| Transmisión por tomillo sin fin, así como por cadenas | I | 0.5 | 0.75 | 1.0 | 1.25 | 0.7 | 0.95 | 1.2 | 1.45 | 0.85 | 1.1 | 1.35 | 1.6 |
| | II | 0.7 | 0.95 | 1.2 | 1.45 | 0.85 | 1.1 | 1.35 | 1.6 | 1.0 | 1.25 | 1.50 | 1.75 |
| | III | 1.0 | 1.25 | 1.5 | 1.75 | 1.2 | 1.45 | 1.7 | 1.95 | 1.35 | 1.6 | 1.85 | 2.1 |
| Transmisión por fajas | I | 0.5 | 0.75 | 1.0 | 1.25 | 0.65 | 0.9 | 1.15 | 1.4 | 0.75 | 1.0 | 1.25 | 1.5 |
| | II | 0.65 | 0.9 | 1.15 | 1.4 | 0.75 | 1.0 | 1.25 | 1.5 | 0.9 | 1.15 | 1.4 | 1.65 |
| | III | 0.9 | 1.15 | 1.4 | 1.65 | 1.0 | 1.25 | 1.5 | 1.75 | 1.1 | 1.35 | 1.6 | 1.85 |

Fuente: Ficha Técnica para Turbinas Michell-Banki - ITDG

La turbina hidráulica funcionará bajo los siguientes parámetros y/o aspectos:

Horas de servicio: 24 horas diarias

Grado de irregularidad: Tipo I (se toma como una máquina generadora de corriente)

Tipo de transmisión: Por bandas (por características que presenta y precio bajo)

$$F_{serv} = 1,4$$

La potencia de diseño será:

$$P_{dis} = 4,05 \times 1,4$$

$$P_{dis} = 5,67 \text{ kW}$$

$$P_{dis} = 7,71 \text{ CV}$$

6.5.2 Relación de Transmisión. En la transmisión de movimiento de un sistema se busca aumentar o disminuir la velocidad angular, así como transmitir potencia de un eje a otro. La relación entre las velocidades de la rueda impulsora y de la rueda conducida se la identifica con la letra "i" y representa la relación de transmisión, es decir es igual a:

$$i = \frac{N_2}{N_1} = \frac{D_1}{D_2} \quad (183)$$

Dónde:

$$N_1 = \text{Velocidad rueda impulsora [RPM]}$$

$$N_2 = \text{Velocidad rueda conducida [RPM]}$$

$$D_2 = \text{Diámetro rueda impulsora [cm]}$$

$$D_1 = \text{Diámetro rueda conducida [cm]}$$

El número de revoluciones del generador será de 1800 RPM, valor el cual es proporcionado por datos del fabricante del generador. El número óptimo de revoluciones calculado anteriormente representa al número de revoluciones de la rueda impulsora, donde:

$$N = N_1 = 1547,52 \text{ RPM}$$

$$N_2 = 1800 \text{ RPM}$$

Por lo que la relación de transmisión será:

$$i = \frac{1800 \text{ RPM}}{1547,52 \text{ RPM}} = 1,16$$

El sistema se denomina multiplicador porque la relación de transmisión es mayor que 1.

6.5.3 Diámetro de las poleas. La determinación de los diámetros de las poleas se hará considerando varios criterios, entre los que podemos destacar:

- La relación de velocidades a obtener.
- El diámetro mínimo tolerable por las diferentes secciones.
- La conveniencia de usar diámetros normalizados.
- La influencia del diámetro de la polea menor en la capacidad de transmitir potencia de las fajas.
- La influencia de los diámetros en las tensiones y fuerzas en los ejes y los rodamientos.

Para la selección del diámetro se toma en consideración el tipo de sección de correa, el cual se lo selecciona según los parámetros de:

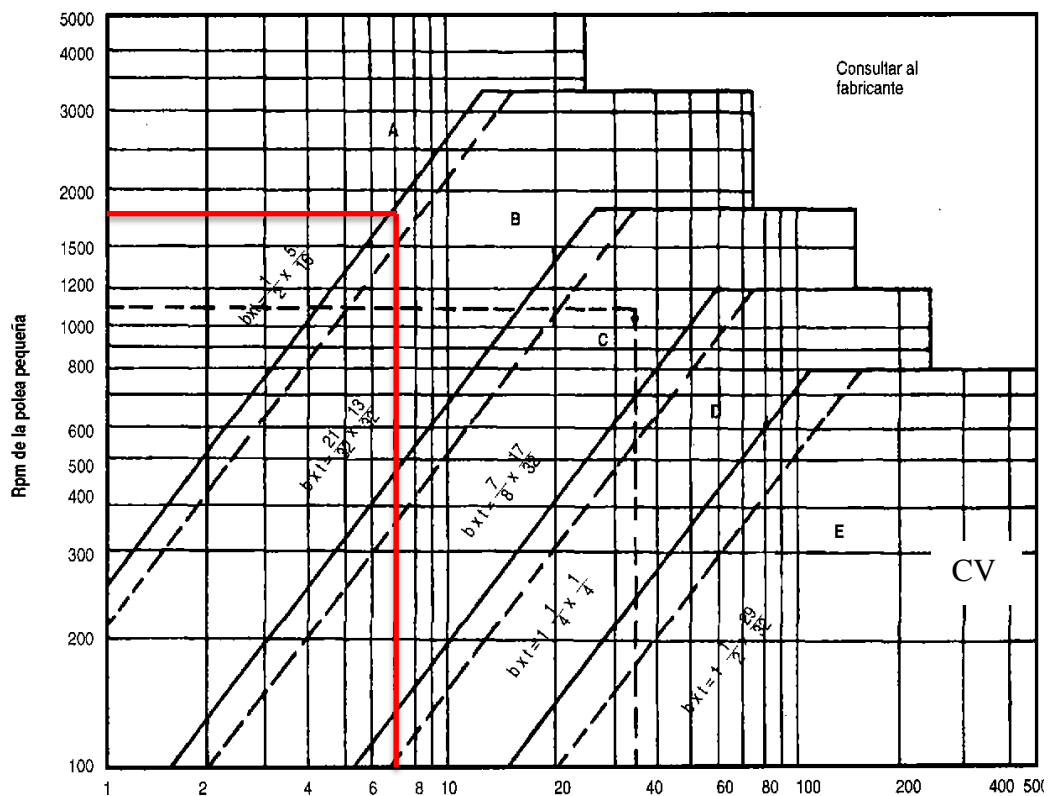
Potencia de diseño

$$P_{dis} = 7,71 \text{ CV}$$

Número de revoluciones de la polea pequeña (Generador)

$$N_1 = 1800 \text{ RPM}$$

Figura 85. Número de secciones de correa según la potencia y la velocidad.



Fuente: SOLUCIONES PRÁCTICAS ITDG y Fayres

El tipo de correa adecuada para este sistema de transmisión puede ser del tipo A o B, bajo consideraciones de tamaño se selecciona la del tipo A, por las dimensiones y facilidad de encontrar en el mercado.

$$\text{Tipo A} \quad b \times t = \frac{1}{2} \times \frac{5}{16}$$

Dependiendo del tipo de correa, existe una dimensión mínima de la polea, valores que se presentan en la tabla 50.

Tabla 50. Diámetros mínimos de polea por tipo de banda.

| Sección A | Sección B | Sección C | Sección D |
|---|--|--|---|
| D mm = 3 pulg (7.62 cm) | D min = 5,4 pulg (13.71 cm) | D min = 9 pulg (22.86 cm) | D mm = 13 pulg (33 cm) |
| Algunos diámetros de polea normalizados | | | |
| Varía en aumentos de 0,2 pulg (0,50 cm) desde 2,6 pulg (6,6 cm) hasta 5,2 pulg (13,20 cm); luego en aumentos de 0,4 pulg (1,01 cm) hasta 6,4 pulg (16,25 cm); luego los diámetros de 7; 8,2; 9; 10,6; 12; 15; 18 pulg (o sea, respectivamente, 17,78; 20,82; 22,86; 26,92; 30,48; 38,10; 54,72 cm). | Varía en aumentos de 0,2 pulg (0,50 cm) hasta 4,6 pulg (11,68 cm); luego los diámetros de 5; 5,2; 5,4; 5,6; 6; 6,4; 6,8; 7,4; 8,6; 9,4; 11; 12,4; 15,4; 18,4; 20; 25; 30; 38 pulg (o sea, respectivamente, 12,70; 13,20; 13,71; 14,22; 15,24; 16,25; 17,27; 18 79; 21,84; 23,87; 27,94; 31,50; 39,12; 46,74; 50,80; 63,50; 76,20; 96,52 cm). | Varía en aumentos de 0,5 pulg 1,27 cm) desde 7 pulg (17,78 cm) hasta 11 pulg (27,94 cm); luego en aumentos de 1 pulg (2,54 cm) hasta 14 pulg (35,56 cm); de 2 pulg (5,08 cm) hasta 20 pulg (50,80 cm); luego los diámetros de 24, 30, 36, 44, 50 pulg (o sea, respectivamente, 60, 96; 76,20; 91.44, 111,76; 127 cm). | Varía en aumentos de 0,5 pulg (1,27 cm) desde 13 pulg (33,02 cm) hasta 16 pulg (40,64 cm); luego los diámetros de 18, 22, 27, 33, 40, 48, 58 pulg (o sea, respectivamente, 45, 72; 55,88; 68,58; 83,82; 101,60; 121,92; 147,32 cm). |

Fuente: Ficha Técnica para Turbinas Michell-Banki ITDG

Si se emplea una polea más pequeña, lo probable es que la correa tenga poca duración, por lo que el diámetro mínimo de la polea conducida es:

$$d_{min} = 3 plg$$

Pero a su vez se toma un diámetro diferente, recomendado por el ITDG como se puede observar en la Tabla 50, para evitar el efecto antes mencionado:

$$D_2 = 5,2 \text{ plg} > d_{min} = 3 \text{ plg}$$

$$D_2 = 12,7 \text{ cm}$$

La proporción de radios entre la polea conducida y generatriz es:

$$\frac{D_1}{D_2} = 1,16$$

$$D_1 = 1,16 D_2$$

$$D_1 = 6,03 \text{ pulg (diámetro requerido)}$$

Debido a que no se tiene el diámetro requerido se toma el diámetro más próximo a él, diámetro el cual debe estar entre el rango de diámetros normalizados, el cual será de:

$$D_1 = 6 \text{ pulg}$$

La relación de transmisión cambia debido a la variación de diámetros que se tienen estandarizados, la nueva relación de transmisión es:

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{6 \text{ pulg}}{5,2 \text{ pulg}} = 1,154$$

La velocidad de giro del generador es:

$$N_1 = 1,154 \times N_2$$

$$N_1 = 1785,6 \text{ RPM}$$

Debido al número de revoluciones que se presenta por el sistema de transmisión, este produce una variación de la frecuencia, la cual será: (31)

$$f = \frac{p \times v_g}{60} \quad (184)$$

Dónde:

$f =$ Frecuencia [Hz]

$p =$ Número de par de polos [adimensional]

$v_g =$ Velocidad de giro del generador [RPM]

$$f = \frac{2 \times 1785,6}{60}$$
$$f = 59,52 \text{ Hz} \approx 60 \text{ Hz}$$

El valor de variación de frecuencia será controlado por el sistema de control para mantener su frecuencia en 60Hz de forma constante.

6.5.4 *Velocidad periférica.* También denominada velocidad tangencial, es igual a:

$$v = \frac{\pi D N}{60} \quad (185)$$

Dónde:

$v =$ Velocidad periférica $\left[\frac{m}{s}\right]$

$D =$ Diámetro de la rueda [m]

$N =$ Número de revoluciones de la rueda [RPM]

Reemplazando el número óptimo de revoluciones se tiene:

$$v = \frac{\pi \times 0,127 \times 1800}{60}$$

$$v = 11,96 \frac{m}{s}$$

$$v = 718,168 \frac{m}{min}$$

6.5.5 *Longitud de la correa.* La longitud requerida de la faja se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$L = 2C + \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} + \frac{(D_1 - D_2)^2}{4C} \quad (186)$$

Dónde:

$L =$ Longitud de banda requerida. [cm]

- $C =$ Distancia entre centros. [*cm*]
 $D_1 =$ Diámetro de paso de la polea mayor. [*cm*]
 $D_2 =$ Diámetro de paso de la polea menor. [*cm*]

La distancia entre centros “C” se determinará de acuerdo a las restricciones de espacio impuestas por los equipos motriz y conducido. En caso de que no haya restricción alguna, la distancia entre centros se puede tomar como el mayor valor entre las expresiones

$$C \geq \frac{(i + 1)D_2}{2} + D_2 \quad (187)$$

Dónde:

- $C =$ Distancia entre centros. [*pulg*]
 $i =$ Relación de transmisión. [*adimensional*]
 $D_2 =$ Diámetro de paso de la polea menor. [*pulg*]

Reemplazando valores se tiene:

$$\begin{aligned}
 C &\geq \frac{(1,16 + 1)5}{2} + 5 \\
 C &\geq 10,4 \text{ pulg} \\
 C &\geq 26,42 \text{ cm}
 \end{aligned}$$

Para el proceso de construcción, y espaciado entre componentes se tomará un valor de:

$$C = 30 \text{ cm}$$

Por lo tanto:

$$\begin{aligned}
 L &= 2 \times 30 + \frac{\pi(14,732 + 12,7)}{2} + \frac{(14,732 - 12,7)^2}{4 \times 30} \\
 L &= 107,84 \text{ cm}
 \end{aligned}$$

Tomando como referencia el valor calculado con la fórmula indicada anteriormente, se seleccionará la longitud estándar más cercana.

El valor de longitud normalizada de la correa trapezoidal es:

- Tipo de correa A 42
- Longitud primitiva normalizada 109,9 cm

Una vez calculada la longitud L de la correa y ser seleccionada L_n (longitud normalizada) se debe recalcular definitivamente la distancia entre centros de poleas con la siguiente fórmula:

$$C_c = C \pm \left| \frac{L - L_n}{2} \right| \quad (188)$$

Dónde:

- C_c = Distancia entre centros corregida [cm]
- C = Distancia entre centros [cm]
- L = Longitud de banda requerida [cm]
- L_n = Longitud primitiva o normalizada [cm]

Adicionalmente tenemos:

Signo (+) cuando $L < L_n$

Signo (-) cuando $L > L_n$

Por consecuencia la distancia entre centros corregida será:

$$C_c = 30 + \left| \frac{107,84 - 109,9}{2} \right|$$

$$C_c = 31,03 \text{ cm}$$

6.5.6 Número de fajas. Para poder determinar el número de fajas, en primer lugar debe calcularse la capacidad de transmisión de potencia por faja. Para esto se dispone de tablas de fabricante que permiten determinar es la capacidad para las condiciones requerida por la transmisión. También se puede emplear la siguiente fórmula:

$$Pot \text{ nom} = \left[2,19 \times a \times \left(\frac{10}{V} \right)^{0,09} - \frac{6,2 \times c}{k_d \times d} - 26,26 \times e \times \frac{v^2}{10^6} \right] \frac{v}{1000} \quad (189)$$

Dónde:

$Pot\ nom =$ Potencia nominal $\left[\frac{kW}{faja}\right]$

$a, b, c =$ Constante para potencia nominal para una sección de faja determinada
[adimensional]

$k_d =$ coeficiente de diámetro pequeño [adimensional]

$v =$ velocidad tangencial en $\left[\frac{m}{min}\right]$

$D_2 =$ Diámetro de paso de la polea menor [cm]

Los valores de potencia nominal para sección de faja tipo A son tomados del Anexo D.

$$a = 2,684$$

$$c = 5,326$$

$$e = 0,0136$$

Para el valor de k_d se lo toma de la tabla 6.5, el cual tiene un valor de $k_d = 1,06$.

Tabla 51. Coeficientes de diámetro pequeño k_d .

| D_2/D_1 | k_d |
|-------------|-------|
| 1,000-1,019 | 1,00 |
| 1,020-1,032 | 1,01 |
| 1,033-1,055 | 1,02 |
| 1,056-1,081 | 1,03 |
| 1,082-1,109 | 1,04 |
| 1,100-1,142 | 1,05 |
| 1,143-1,178 | 1,06 |
| 1,179-1,222 | 1,07 |
| 1,223-1,274 | 1,08 |
| 1,275-1,340 | 1,09 |
| 1,341-1,429 | 1,10 |
| 1,430-1,562 | 1,11 |
| 1,563-1,814 | 1,12 |
| 1,815-2,948 | 1,13 |
| 2,249 y más | 1,14 |

Fuente: Ficha Técnica para Turbinas Michell-Banki ITDG

Por lo tanto la potencia nominal que transmitirá la banda es de:

$$Pot\ nom = \left[2,19 \times 2,684 \times \left(\frac{1000}{718,168} \right)^{0,09} - \frac{6,2 \times 5,326}{1,06 \times 12,7} - 26,26 \times 0,0136 \times \frac{718,168^2}{10^6} \right] \frac{718,168}{1000}$$

$$Pot\ nom = 2,455 \frac{kW}{faja}$$

La capacidad nominal obtenida debe corregirse para la longitud de correa y el arco de contacto, de la siguiente manera:

$$Pot\ nom_{ajustada} = Pot\ nom \times K_{\theta} \times K_L \quad (190)$$

Dónde:

$$Pot\ nom_{ajustada} = \text{Potencia nominal ajustada} \left[\frac{kW}{faja} \right]$$

$$K_{\theta} = \text{Coeficientes de arco de contacto } K_{\theta} \text{ [adimensional]}$$

$$K_L = \text{Factor de corrección de longitud [adimensional]}$$

Donde K_{θ} es un coeficiente de corrección por un arco de contacto diferente a 180° y el coeficiente K_L corrige el efecto de la longitud; obteniéndose los valores correspondientes de la Tabla 52 y del Anexo E.

Tabla 52. Coeficientes de arco de contacto K_{θ}

| $\frac{D_2 - D_1}{C}$ | K_{θ} | |
|-----------------------|--------------|---------|
| | VV | V-plana |
| 0,00 | 1,00 | 0,75 |
| 0,10 | 0,99 | 0,76 |
| 0,20 | 0,97 | 0,78 |
| 0,30 | 0,96 | 0,79 |
| 0,40 | 0,94 | 0,80 |
| 0,50 | 0,93 | 0,81 |
| 0,60 | 0,91 | 0,83 |
| 0,70 | 0,89 | 0,84 |
| 0,80 | 0,87 | 0,85 |
| 0,90 | 0,85 | 0,85 |
| 1,00 | 0,82 | 0,82 |
| 1,10 | 0,80 | 0,80 |
| 1,20 | 0,77 | 0,77 |
| 1,30 | 0,73 | 0,73 |
| 1,40 | 0,70 | 0,70 |
| 1,50 | 0,65 | 0,65 |

Fuente: Ficha Técnica para Turbinas Michell-Banki ITDG

Los coeficientes hallados con los datos correspondientes son de:

$$K_{\theta} = 1$$
$$K_L = 0,92$$

La potencia nominal ajustada tiene un valor de:

$$Pot\ nom_{ajustada} = 2,455 \times 1 \times 0,92$$
$$Pot\ nom_{ajustada} = 2,259 \frac{kW}{faja}$$

Finalmente, el número de fajas se puede obtener con la siguiente relación:

$$\text{número de correas} = \frac{\text{Potencia de diseño}}{Pot\ nom_{ajustada}} \quad (191)$$
$$\text{número de correas} = \frac{4,05\ kW}{2,259 \frac{kW}{faja}}$$
$$\text{número de correas} = 1,79 \approx 2$$

El número de correas calculado es de:

$$2\ correas\ del\ tipo\ A - 42$$

6.5 Sistema de generación.

Para el sistema de generación se hace uso de máquinas llamadas generadores eléctricos, los cuales son máquinas eléctricas rotativas que se acoplan directa o indirectamente a los rodets de las turbinas y así, conjuntamente con el sistema de transmisión, producen energía eléctrica. Entre los principales tipos de generadores se tiene:

- Generadores de corriente continua.
- Generador síncrono.
- Generador asíncrono.

6.6.1 *Generadores de corriente continua* [61]. Los generadores de corriente continua convencionales no se utilizan en la actualidad; ya que se los encuentran en hidroeléctricas de antigua fabricación o como excitatrices de alternadores obsoletos.

Para evitar pérdidas excesivas por transporte (este tipo de corriente no puede elevarse o reducirse con elementos económicos como los transformadores), el centro de consumo debe hacerse lo más cerca posible al centro de generación, lo que en un aprovechamiento hidráulico es difícil de lograr. Las principales desventajas que se presentan con este tipo de generadores son:

- Los dispositivos y aparatos que conforman las cargas domésticas, industriales y de iluminación utilizan corriente alterna.
- El uso está limitado a generación de pequeñas potencias para carga de acumuladores y baterías.

6.6.2 *Generador síncrono*. El generador síncrono es la máquina de uso prioritario en las unidades de generación. Con el tiempo ha tenido una tremenda evolución en su análisis, magnitud de potencia, y métodos de enfriamiento; sin embargo, su estructura básica sigue siendo la misma que cuando fue introducida en el siglo pasado.

Principio de operación. El generador síncrono tiene el bobinado de campo excitado por corriente continua y la tensión desarrollada en la armadura es alterna, de ahí que también se denomina alternador, la frecuencia de la tensión de salida es la síncrona, la forma de onda puede tomarse como senoidal y por el acomodo de las bobinas de armadura dar lugar a una o más fases.

El generador monofásico. Tiene una sola fase y en la máquina elemental de dos polos. Se usa por tres razones principales:

- Cuando el alternador debe operar en paralelo con otro existente de un sistema monofásico.
- En aplicaciones de potencia relativamente baja potencia (usualmente no mayor a 30 VA).

El alternador trifásico. Tiene tres fases distanciadas 120° entre sí. El sistema trifásico se caracteriza por lo siguiente:

- Es el método más simple y económico de producir energía eléctrica; su transporte es más liviano (alternador 75% de peso y conductor 87% de peso del equivalente monofásico).
- Es el método más simple y económico de consumo de energía (5% de pérdidas en la conducción, dispositivos por lo menos 2% más eficientes que el monofásico equivalente).
- Motores eléctricos más simples (no usan condensadores para el arranque), menos pesados, más eficientes que el monofásico equivalente, y con amplia difusión comercial.

6.6.3 *Generadores de inducción o asíncronos.* (Motores como generadores) El generador de inducción es conocido desde los años 20, cuando se observó que éstos permanecían con tensión en bornes (generando) después de cortarles la alimentación y continuar girando. Por las ventajas que se mencionó, en años recientes este tipo de generador ha venido a constituir una buena alternativa para pequeños aprovechamientos, no sólo hidráulicos.

Principio de operación. Al circular corriente en la armadura, el par de fuerzas creadas por la interacción entre la corriente y el campo magnético, se produce en el sentido contrario al movimiento para un generador o, en el sentido del giro si se trata de un motor.

El motor de inducción se convierte en generador cuando el deslizamiento se hace negativo, es decir, cuando a la máquina se le acopla un elemento motriz como una turbina hidráulica que gire a una velocidad ligeramente mayor que la síncrona. Esto causa que la potencia mecánica se convierta en potencia eléctrica activa que fluirá de retorno a la red alimentadora. Como se deduce, esta operación requiere que la máquina esté conectada a la red.

Para el uso en sistemas autónomos de este tipo de generador, se ha utilizado el método de autoexcitación con condensadores conectados a los bornes de la máquina, los cuales

entregan la corriente eléctrica magnetizante o de excitación. El inicio de generación también se logra a partir del magnetismo remanente.

6.7 Sistema de control [62]

Varias maneras de aprovechar la energía generada por el agua al golpear las paletas o álabes de una rueda o turbina hidráulica existen. Algunos de estos sistemas operan con la turbina girando a velocidad constante en todo momento, mientras que otros lo hacen con la turbina trabajando a velocidad variable. Todo depende del uso de la energía y de los requerimientos que ésta presenta, situación por la cual de la existencia o no de control de velocidad en el equipo generador. Algunos ejemplos de sistemas hidroenergéticos en pequeña escala que operan a velocidad variable son:

- Los molinos tradicionales de piedras que son accionados por el agua.
- Los trituradores o "trapiches" de caña de azúcar, operados con ruedas hidráulicas.
- Los cargadores de baterías que usan pico turbinas acopladas a generadores de automóvil.
- Las pequeñas turbinas acopladas a sierras circulares o tomos para madera, etc.

En estos sistemas la operación a velocidad variable no causa inconvenientes ni daños al sistema. Por ejemplo, en el primer caso, el molino podrá trabajar a velocidad variable, y la molienda de granos podrá realizarse de manera adecuada. Lo mismo ocurre en los otros casos; la velocidad sólo se ve afectada por la carga impuesta en la máquina.

En contraste, los sistemas que operan a velocidad constante están representados típicamente por aquellas microcentrales hidroeléctricas que suministran electricidad en corriente alterna. Estos sistemas requieren de una operación a velocidad constante para no dañar el generador eléctrico ni los equipos y máquinas que utilicen esta energía. Dado que la frecuencia de la corriente eléctrica es directamente proporcional a la velocidad de giro del alternador, una variación en la velocidad de giro se traduce en una variación en la frecuencia del sistema eléctrico, que debe tener un valor de 60 ó 50 Hz según el país.

Tabla 53. Efectos negativos debido a una operación en baja frecuencia

| Equipo/Dispositivo | Efecto |
|---------------------------|---|
| Motor eléctrico | El motor puede malograrse por exceso de corriente en el bobinado |
| Motor eléctrico | Motor no arranca. |
| Lámpara fluorescente | No enciende. |
| Lámpara incandescente | Menor iluminación (debido a la baja tensión). |
| Alternador | Puede causar una caída de voltaje en el sistema y sobrecalentarse |

Fuente: Ficha Técnica para Turbinas Michell-Banki ITDG

Tabla 54. Efectos negativos debido a operación en alta frecuencia

| Equipo/Dispositivo | Efecto |
|---------------------------|---------------------------------------|
| Lámparas incandescentes | Se descomponen o duran menos |
| Motores | Pueden averiarse |
| Alternador | Puede dañarse por excesiva velocidad. |

Fuente: Ficha Técnica para Turbinas Michell-Banki ITDG

En aquellas centrales hidroeléctricas que no tienen un sistema de regulación de la velocidad, una variación en la demanda de energía inmediatamente producirá un cambio en la velocidad de giro de la turbina. Por lo tanto, el alternador empezará a girar a otra velocidad diferente de la velocidad síncrona, con la consecuente variación en la frecuencia y en el voltaje de la línea. Por ello, cuando se prevé que en el sistema existirán continuamente variaciones en la demanda, es necesario instalar algún sistema de compensación que mantenga constante la velocidad de la turbina. Existen básicamente dos maneras de controlar la velocidad del grupo generador:

- Por regulación del caudal de agua en la turbina.
- Por regulación de carga.

6.7.1 *Regulación de velocidad por medio del caudal de agua en la turbina.* Para obtener una velocidad constante del grupo generador, existiendo una demanda variable, es necesario que en todo momento la potencia disponible al ingreso del grupo

generador, deba ser igual a la potencia eléctrica a la salida de este, más las pérdidas internas del grupo.

$$\text{Potencia ingreso} = \text{Potencia de salida} + \text{Pérdidas}$$

Este equilibrio se logra regulando la cantidad de agua que ingresa a la turbina, de tal manera que si se produjera un aumento en la demanda, se abrirá una válvula que permite el mayor ingreso de agua a la turbina ocasionando que la potencia generada se iguale a la demanda.

Existen dos maneras de realizar esta regulación:

- Manualmente
- Automáticamente

6.7.1.1 Regulación manual. Tradicionalmente, la regulación manual se ha utilizado principalmente en microcentrales de potencia menor de 50 kW, ya que su costo inicial es bajo. Este tipo de regulación se emplea en aquellos sistemas donde no existen grandes fluctuaciones en la demanda de energía. Para utilizar este sistema se requiere de un operador en la casa de fuerza, que esté atento a las variaciones en la frecuencia del sistema y que compense estas variaciones haciendo variar el caudal de agua en la turbina. La variación del caudal se realiza por medio de álabes directrices, según el tipo de la turbina Michell Banki

6.7.1.2 Regulación automática. La regulación automática de la velocidad por regulación del caudal proporciona un sistema con frecuencia y voltaje estables. Este sistema se emplea cuando se prevé que en el sistema eléctrico existirán grandes fluctuaciones instantáneas en la demanda. Este tipo de regulación utiliza los llamados reguladores de velocidad oleomecánicos y sus variaciones tales como el taquimétrico electro-mecánico y electro-hidráulico, entre otros. Por su elevado costo este sistema resulta poco apropiado en microcentrales y es más utilizado en centrales de más de 100kW de potencia.

6.7.2 Regulación de la velocidad por regulación de carga. A diferencia de la regulación por caudal de agua, en la que en todo momento la turbina regula el paso de agua con el fin de igualar la potencia generada con la demanda para mantener la velocidad de giro constante, en los sistemas de regulación de carga el grupo generador entrega una potencia constante; esto es, no hay regulación de caudal de agua. No obstante, debe cuidarse que el grupo genere una potencia mayor o igual a la máxima potencia esperada en la demanda. El exceso de potencia generada se disipará en forma de calor a través de resistencia sumergida en agua o al aire. Esta regulación también se puede realizar de manera manual o automática, siendo esta última la más utilizada.

6.7.2.1 Regulación manual. *Es poco utilizada.* Se requiere básicamente tener un banco de resistencias (hornillas eléctricas, focos incandescentes, baterías, etcétera), que el operador irá conectando o desconectando según aumente o disminuya la frecuencia en la red eléctrica. Una ventaja de este sistema es que el operador puede realizar esta regulación en su casa y no tiene que estar permanentemente en la casa de fuerza o máquinas. Este sistema es especialmente útil para microcentrales muy pequeñas, que atienden a un número reducido de usuarios.

6.7.2.2 Regulación automática de carga. Con el fin de lograr soluciones más económicas y sencillas en el mantenimiento y operación de los reguladores automáticos de velocidad, se desarrolla el sistema de regulación electrónica de carga. Este sistema ha encontrado su campo de aplicación principalmente en el rango de las microcentrales hidroeléctricas, es decir, para potencias menores de 100 kW.

Tal como se mencionó anteriormente, este sistema no consiste en regular el caudal de agua, si no que el alternador produce una potencia constante y el regulador electrónico de carga, a través de unas válvulas electrónicas conocidas como tiristores, deriva la energía no consumida por la demanda a un sistema de disipación de energía.

Algunas de las principales ventajas de estos reguladores son:

- Simplificación del diseño de las turbinas al no existir la necesidad de regular el caudal. Por lo que nos da como resultado un menor costo.
- Operación y mantenimiento sencillos.

- No produce sobrepresiones en la tubería de presión.
- Fácil ensamblaje o fabricación.
- Mayor rapidez en la respuesta a cambios de carga.

Tabla 55. Cuadro comparativo de los diversos tipos de regulación de velocidad.

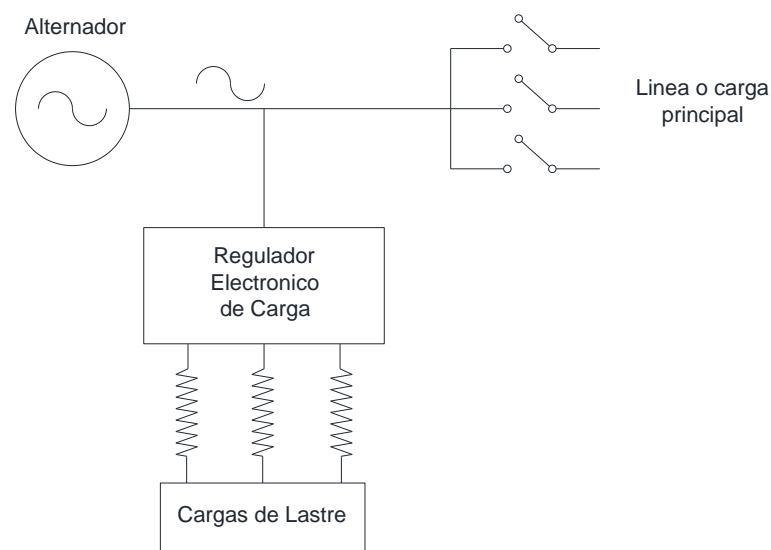
| | Regulación de caudal | | Regulación de carga | |
|--|----------------------|------------|----------------------|------------|
| | Manual | Automático | Manual | Automático |
| Costo inicial | muy bajo | Alto | bajo | medio |
| Precisión en la regulación de frecuencia | depende del operador | Alto | depende del operador | muy alto |
| Dificultad de instalación | no hay | Alta | baja | baja |
| Dificultad de operación y mantenimiento | muy baja | Baja | muy baja | baja |
| Requiere vigilancia del operador | Si | No | si | No |

Fuente: Ficha Técnica para Turbinas Michell-Banki ITDG

6.8 Componentes del sistema de control [63]

Los reguladores electrónicos de carga se componen básicamente de cuatro unidades:

Figura 86. Regulador electrónico de carga



Fuente: Ficha Técnica para Turbinas Michell-Banki ITDG

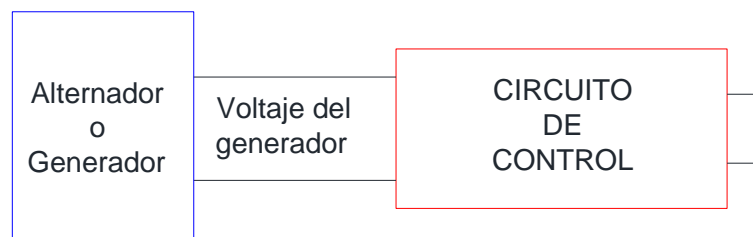
- **Fuente de poder.-** Toma la energía del alternador y se encarga de su ministrarla en corriente continua y en el voltaje requerido por todos los circuitos electrónicos que componen el regulador.
- **Unidad de control y protección.-** Es el corazón del regulador, y consiste en los circuitos sensores de frecuencia, voltaje y corriente. Además contiene los relés, interruptores y fusibles de protección.
- **Unidad de potencia.-** Contiene los circuitos de disparo para regular la cantidad de energía que se disipa en la carga de lastre o secundaria. Además contiene los tiristores y relés en caso de regulación escalonada.

6.9 Principio de funcionamiento

Un circuito de control tiene dos secciones: la que ejerce el control, y la que lo recibe. Ambas están vinculadas, en todo momento, a través del circuito de monitoreo, el que completa el circuito de control. La señal de monitoreo permite que la sección de control pueda ejercer su acción en el momento y forma apropiada. El monitoreo vigila el estado de carga del generador, mandando al circuito de control la información sobre el voltaje del generador. Si bien este voltaje no representa la mejor manera de conocer con precisión el estado de carga del generador, es el parámetro más fácil de monitorear y desde los primeros diseños se lo utilizó como señal de feedback (señal de retroalimentación).

Por otra parte, el voltaje del generador se mantiene casi constante, proveyendo una información más satisfactoria sobre el estado de carga. La figura siguiente muestra el voltaje de monitoreo del generador.

Figura 87. Esquema general del voltaje monitoreado del generador (circuito de control)



Fuente Autores

Comercialmente se encuentra una gran gama de controladores de carga, estos se pueden seleccionar de acuerdo a muchos criterios, tales como: potencia de carga, velocidad de respuesta, tipo de control (I/O, P, PID), tipo de alimentación e inclusive factores económicos. Este último es uno de los más representativos y se recomienda usar uno de estos controles cuando la inversión la reconozca.

El sistema para control de carga sugerido básicamente consta de un elemento sensor de potencia o corriente, el cual mide la cantidad de corriente que pasa a través de él, y da la orden de conmutar las salidas a conexión o desconexión según sea el caso. Este elemento de medición actúa como un relé de tipo magnético, es decir cuando el valor de la corriente excede su límite este desacopla al circuito. Esto también se justifica porque no se hace útil la aplicación de un control tan complejo que no presentaría ningún beneficio versus la inversión.

Adicionalmente el sistema de control el cual es una parte principal del proyecto debe poseer características semejantes a las que se mencionan a continuación:

- Respuesta a la aplicación o retiro del 100% de la carga: Desviación transitoria de la frecuencia; menos de 0,25 s.
- Estatismo: de 0% a 3% (regulación digital).
- Tipo de alternador a utilizar: cualquiera que trabaje con voltajes y frecuencias nominales entre 100-500 voltios y entre 55 y 65 Hz.
- Tipo de demanda: indiferente (capacitiva, inductiva o resistiva.)
- Tipo de carga de lastre a utilizar: resistiva, de 10% a 20% mayor que la máxima demanda esperada.
- Factor de potencia de la demanda: mayor de 0,7.

6.10 Justificación de selección de equipo propuesto

Conocidos todos los aspectos sobre los sistemas de transmisión, generación y control, el modo de funcionamiento las ventajas que presentan cada alternativa. La decisión óptima que se toma es la siguiente.

Tabla 56. Cuadro de justificación de selección técnica de equipos.

| Sistema de transmisión | |
|---|---|
| Tipo | Justificación |
| Por bandas trapezoidales | <ul style="list-style-type: none"> ➤ Aparte de los cojinetes que posee el sistema, no se requiere lubricación. ➤ La protección que puede brindar a los elementos de la transmisión y a los equipos involucrados, en caso de existir sobrecargas. ➤ Sencillez en el sistema de montaje, operación y mantenimiento. ➤ Costo inicial relativamente bajo el cual es un parámetro de selección clave. ➤ Se requiere únicamente de dos bandas para la transmisión de potencia requerida. |
| Sistema de generación | |
| Tipo | Justificación |
| Generador de tipo inductivo o asíncrono | <ul style="list-style-type: none"> ➤ Este tipo de generador es utilizado en aplicaciones de potencia relativamente pequeñas. ➤ Autoprotección de sobre corriente incorporada; los generadores monofásicos actualmente vienen previstos de termo magnéticos de sobre corrientes lo que es un ahorro considerable en el equipo de protección. ➤ Son de construcción simple, robusta y confiable. ➤ Son de fácil adquisición, a bajo costo, como motores. ➤ Prácticamente no requieren mantenimiento ya que no existe o posee escobillas. ➤ Soportan velocidades sobre el orden del 200%, lo cual ayuda como una protección. |

Fuente: Autores

Tabla 56. Cuadro de justificación de selección técnica de equipos. (Continuación)

| Sistema de control | |
|---|---|
| Tipo | Justificación |
| Sistema automático por control de carga | <ul style="list-style-type: none"> ➤ Nos permite una simplificación del diseño de las turbinas al no existir la necesidad de regular el caudal. ➤ Menor costo del sistema. ➤ Operación y mantenimiento sencillos. ➤ No produce sobrepresiones en la tubería de presión debido a que ésta siempre trabajará a la misma presión y condiciones de servicio. ➤ Mayor rapidez en la respuesta a cambios de carga, el tiempo de respuesta al 10% de la potencia nominal es de 250 miliseg. ➤ Precisión de regulación +/-1% máx. ➤ Frecuencia de regulación 60 +/- 1Hz. ➤ Factor de potencia de 0,8. |

Fuente: Autores

La oferta técnica de la empresa 3HC para los sistemas de transmisión control y generación son los siguientes:

Sistema de transmisión de potencia mecánica. El sistema de transmisión de potencia mecánica será mediante poleas y dos fajas trapezoidales.

Generador eléctrico. Un generador marca Eberle-Delcrosa del tipo Inducción sin escobillas con un banco de condensadores de excitación, y operar con las siguientes condiciones:

- Potencia activa : 3 KW
- Tensión : 220 Voltios
- Frecuencia : 60 Hz.
- Velocidad : 1800 RPM

- Fases : monofásico
- Factor de potencia : 0.8
- Altitud : 1000 msnm.
- Clase de aislamiento : F
- Clase de protección : IP55
- Peso : 42 Kgs.
- Marca : EBERLE-DELCROSA - BRASIL

Regulador electrónico de carga. El instrumental del tablero de control y los componentes del regulador de velocidad tipo electrónico que se encuentran instalados sobre un solo módulo.

Características eléctricas

- Potencia a controlar : 3 KW.
- Voltaje de operación : 220 Vac.
- Frecuencia de regulación : 60 +/- 1Hz
- Precisión de regulación : +/-1 % máx.
- Tiempo de respuesta al 10% de la pot. Nom.: 250 miliseg.
- Número de fases : 2 fases
- Potencia a disipar por resistencia : 3 KW.

Regulador de velocidad tipo electrónico

- Una tarjeta electrónica de control principal.

Carga secundaria (con disipación al aire de 3,8 kw)

- Una estructura de soporte de las resistencias.
- Un juego de resistencias eléctricas para disipación.
- Una bornera de conexión, para conectar las cargas secundarias.

Al realizar la comparación de las especificaciones técnicas de la turbina que ofrece el fabricante 3HC con las características de la turbina calculada según el manual técnico

del ITDG se observa claramente que éstas cumplen y/o están dentro de los parámetros fundamentales de diseño bajo aspectos económicos, sencillez en el diseño, máxima eficiencia entre otros. Por lo que se justifica su diseño, dimensionamiento y selección.

Nota: Todos los datos antes mencionados se encuentran en los archivos adjuntos en la sección de cotizaciones en el Anexo F.

CAPÍTULO VII

7. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

7.1 Manual de operación

Se debe tener las siguientes consideraciones antes, durante y después de la operación del sistema (Manual de Capacitación en Operaciones y Mantenimiento de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas)

7.1.1 *Antes de la operación*

- Si hay 2 o más responsables de la operación de la picocentral de deben coordinar las operaciones que realizará cada persona, estar comunicados entre sí con algún medio de comunicación (radio, teléfono, etc.).
- Asegurar que el suministro de agua desde la bocatoma hasta la cámara esté disponible.
- Verificar que la tubería de presión, la rejilla y las compuertas de la cámara de carga no estén obstruidas o tapadas.
- Revisar que la válvula de admisión principal situada entre la tubería de presión y la turbina está cerrada.
- Revisar si es posible que la tubería de presión este llena y no presente fugas.
- Verificar que el canal de descarga esté libre de toda obstrucción.
- Asegurarse que todo el equipo de así como los instrumentos de control y protección estén en perfecto orden de trabajo listo para usarse.
- Revisar el nivel de agua de la carcasa, y llenado hasta el nivel indicado.
- El equipo mecánico debe estar libre e cualquier objeto material que no sea parte del mismo.
- Controlar y verificar que todas las partes de la turbina estén bien fijadas, sin que existan partes sueltas o desajustadas.
- Hacer girar manualmente el rodete de la turbina en sentido de las manecillas de reloj, para verificar que no esté impedimento alguno y que todo el equipo pueda girar libremente.

7.1.2 *Puesta en marcha inicial.* Para activar la turbina, después de las acciones anteriormente mencionada, se procede a la apertura de la válvula principal, manualmente hasta alcanzar la velocidad necesaria .

7.1.3 *Durante la operación*

- Revisar que el agua no baje de nivel, observar el manómetro instalado en la tubería de presión.
- Limpiar la rejilla de ingreso a la cámara si durante la operación se obstruye.
- Observar que no existan fugas de agua por los diferentes componentes.
- Maniobrar la válvula solo cuando sea necesario.

7.1.4 *Después de la operación*

- Revisar que la válvula está completamente cerrada.
- Cerrar la compuerta de la cámara de carga.

7.1.5 *Libro de registros.* Con el fin de conocer el comportamiento y las acciones de operación realizadas o por realizar, es necesario contar con un libro de registro de los parámetros de operación, mantenimiento y fallas, que de manera permanente e inamovible debe permanecer en la casa de máquinas para su control por el personal autorizado.

En este libro de registro se debe consignar las ocurrencias diarias de todos los eventos que se puedan producir, ello permitirá tener datos estadísticos del comportamiento del equipo desde la puesta en marcha y/o parada forzada o de mantenimiento hasta el registro de los parámetros de funcionamiento tales como: voltaje (V), frecuencia (Hz), corriente (Amp) y potencia (kw).

Por ser un proyecto de baja generación, el registro de los parámetros de funcionamiento deberá ser realizado durante los primeros 6 meses cada 6 horas, posteriormente el registro podrá ser realizado una vez al día.

Tabla 57. Lectura de parámetros de funcionamiento.

| Titaycun – proyecto de generación hidroeléctrico | | | | |
|---|--------------------|------------------------|------------------------|----------------------------|
| Fecha: | | | | |
| Parámetro | 220 V | | 60 Hz | Voltaje x corriente < 3000 |
| Hora | Voltaje (V) | Corriente (amp) | Frecuencia (Hz) | Potencia (w) |
| 8h00 | | | | |
| 14h00 | | | | |
| 20h00 | | | | |
| Observaciones: | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |

FUENTE: Autores

Tabla 58. Registro de mantenimiento y fallas del equipo.

| Titaycun – proyecto de generación hidroeléctrico | | | | | | |
|---|----------------------|-------------------------|----------------|-------------------------------|-------------------------|----------------------------|
| Fecha: | | | | | | |
| Fecha | Equipo | Ajuste de pernos | Engrase | Cantidad de grasa (gr) | Limpieza general | Cambio de repuestos |
| | Juntas de dilatación | | | | | |
| | Válvula | | | | | |
| | Turbina | | | | | |
| | Generador | | | | | |
| | Poleas | | | | | |
| | Bandas | | | | | |
| | Otros | | | | | |
| Observaciones: | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |

FUENTE: Autores

7.1.5 *Manuales y documentos del fabricante.* Se debe tener los manuales del 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.

7.1.6 Diagnóstico de fallas [63]. 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 y auto-responder a las preguntas básicas como:

- ¿Qué ocurrió?
- ¿A qué hora ocurrió?
- ¿Qué acciones se tomó?
- ¿Qué repuestos se utilizaron para resolver el problema?
- En el caso de acciones de mantenimiento, ¿Cuándo se debe realizar nuevamente esta actividad?

Tabla 59. Diagnóstico de falla en las obras civiles.

| Falla | Posible causa | Acción a tomar |
|---|---|--|
| No ingresa agua al sistema de conducción | Insuficiente agua en la obra El ingreso a la conducción esta obstruida | Revisar la alimentación de agua en la toma y/o cerrar la compuerta y verificar que ingrese el caudal necesario Verificar y limpiar la toma |
| Ingresa agua en la tubería de conducción, pero no llega la cantidad esperada al desarenador | Existen fugas de agua en la conducción Existe objeto que están obstruyendo la libre circulación del agua | Recorrer el sistema de conducción e identificar las posible fugas del sistema y reparar las mismas Recorrer el sistema de conducción e identificar los posible problemas y reparar los mismos |

Fuente: Manual microcentrales. ITDG

Tabla 59. Diagnóstico de falla en las obras civiles. (Continuación)

| Falla | Posible causa | Acción a tomar |
|--|---|---|
| Llega agua muy turbina hasta la casa de máquinas | Desarenador totalmente lleno de arena y vegetación de la zona | Revisar y limpiar el desarenador abriendo la válvula de purga |
| | Derrumbe sobre el desarenador y cámara de carga | Revisar y limpiar el derrumbe |

Fuente: Manual microcentrales. ITDG

Tabla 60. Diagnóstico de falla del tablero de control.

| Falla | Posible causa | Acción a tomar |
|---|--|---|
| No se puede conectar la carga principal | Falla el circuito de mando del interruptor | Verificar circuito y reparar si es necesario |
| | Carga muy grande | Reducir carga |
| | Defectos en la línea de transmisión | Revisar la línea de transmisión por tramos |
| | Aisladores rotos o circuitos en la línea | Verificar y ajustar |
| Interruptor caliente con carga | Bornes flojos | Reemplazar interruptor |
| | Defectos en el interruptor | Reducir la carga |
| | Sobrecarga | Verificar y ajustar |
| | Bornes flojos | Apagar el equipo y ajustar los bornes |
| | Chispazos en las conexiones | Verificar los empalmes y cambiar por cables más gruesos si es necesario |
| Los cables calientan demasiado | | |

Fuente: Manual microcentrales. ITDG

Tabla 61. Diagnóstico de falla en la turbina.

| Falla | Posible causa | Acción a tomar |
|--|--|---|
| La turbina no gira | <p>Insuficiente agua</p> <p>Las partes móviles de la turbina se encuentran trabadas</p> <p>Si la válvula está abierta y la turbina no gira, es probable que algún objeto este obstruyendo el paso del agua</p> | <p>Verificar que la turbina este llena</p> <p>Si el eje de la turbina no gira manualmente algún objeto puede estar obstruyendo el rodete</p> <p>Maniobrar la válvula para determinar si la obstrucción es en la válvula</p> |
| La turbina arranca pero no incrementa su velocidad | <p>Insuficiente agua en la cámara de carga y cae la altura de presión</p> <p>No identificada</p> | <p>Revisar la alimentación de agua en la cámara de descarga</p> <p>Solicitar la presencia del técnico especialista</p> |
| La turbina gira a gran velocidad solamente | El breacker está cortocircuitado | Cambiar el breacker |
| La turbina gira pero pierde velocidad cuando se conecta la carga | <p>Insuficiente agua</p> <p>Rejilla en la cámara de carga esta obstruida</p> <p>Obstrucción en el paso de agua por falta de apertura de la válvula del inyector</p> | <p>Verificar la alimentación de agua a la cámara de carga</p> <p>Revisar y limpiar</p> <p>Verificar el manómetro, si la presión de agua es menor a lo normal y abrir la válvula</p> |
| Fluctuación de la velocidad de la turbina con carga | Presencia de cargas momentáneas | Verificar la velocidad en diferentes cargas |
| Presencia de ruidos en el interior de la turbina | Piedras pequeñas traídas por el agua | No hay mayor problema si los ruidos desaparecen pronto |

Fuente: Manual microcentrales. ITDG

Tabla 62. Generador.

| Falla | Posible causa | Acción a tomar |
|--|--|---|
| Ruido en los rodamientos | Rodamientos defectuosos Algún elemento suelto dentro de los rodamientos | Cambiar los rodamientos Inspeccionar al interior |
| Calentamientos de los rodamientos | Exceso de grasa Falta de grasa Pernos de la chumacera demasiado apretados Inadecuado alineamiento | Inspeccionar, reducir la cantidad de grasa Inspeccionar, engrase y probar Revisar y aflojar y probar nuevamente Revisar alineamiento y corregir |
| No hay voltaje cuando el generador está en marcha | Bornes flojos Velocidad de rotación baja Si no se identifica la falla | Revisar y cambiar Verificar y corregir Solicitar la presencia del técnico especialista |
| Voltaje del generador demasiado bajo estando sin carga | Velocidad de rotación baja | Verificar y corregir |
| Voltaje del generador demasiado alto sin carga | Velocidad demasiado alta | Verificar y corregir si es necesario |
| Voltaje del generador cae cuando se conecta la carga | Caída de velocidad con carga Acople dañado o bandas flojas Sobrecarga del generador Fuerte desbalance de cargas | Verificar válvula reguladora de caudal Verificar la tensión y estado de las mismas Verificar los instrumentos y reducir la carga si es necesario Verificar el amperímetro y corregir si es necesario |

Fuente: Manual microcentrales. ITDG

Tabla 62. Generador. (Continuación)

| Falla | Posible causa | Acción a tomar |
|--|---|---|
| Voltaje del generador cae cuando se conecta la carga | Si no es ninguna de las posibles causas anteriores | Solicitar la presencia del técnico especialista |
| Vibración en el generador | Pernos en sujeción flojos Desbalanceo en el rotor Chispas en el generador Acople desgastado | Revisar y ajustar los pernos si es necesario Solicitar la presencia del técnico especialista |
| El generador calienta demasiado | Flujo de aire al interior del generador esta obstruido Contaminación de los bobinados con aire y/o grasa causando ineficiencia de la ventilación Sobrecarga del generador | Revisar el libre paso del aire Limpiar el bobinado interior con aire comprimido y algún solvente dieléctrico Verificar y reducir la carga si es necesario |

Fuente: Manual microcentrales. ITDG

7.2 Mantenimiento de la picocentral hidráulica.

7.2.1 *Mantenimiento de obras civiles* [64]

- **Obra civil.-** Las parte de cemento del canal deben repararse en las secciones donde ocurran daños. Se debe determinar las causas del daño y hacer las correcciones antes de reemplazar o reparar con cemento las grietas de albañilería. Las paredes deberán inspeccionar con cemento siempre que sea necesario
- **Áreas alrededor de las estructuras de la central.-** Las áreas a lo largo del sistema de conducción que no estén pavimentadas deben estar cubiertas de vegetación. Se debe impulsar el crecimiento de hierba y otra vegetación baja debido a su efecto estabilizador sobre las pendientes de tierra. Cualquier árbol o vegetación de gran tamaño que se encuentre cerca de las estructuras y que quedan causar daño deben retirarse lo antes posible
- **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 la estructura civil. 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 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 si el problema está en la aplicación de la pintura

- **Toma de agua.-** Se sugiere una inspección anual de la presa del río y de la estructura de la bocatoma. De manera similar, estas se deben inspeccionar después de cualquier inundación, especialmente el cauce del río o riachuelo. . Debe comprobarse el libre movimiento de todos los mecanismos de operación o válvula y todas las piezas móviles deben lubricarse con grasa.

7.2.2 Sistema de conducción de agua. Todo el sistema de conducción (desarenador, canal de conducción y tubería de presión) se debe inspeccionar anualmente.

- **Desarenador.-** La arena que se asienta en el fondo del desarenador se limpia abriendo la válvula de limpieza, la válvula debe abrirse intermitentemente o de manera continua durante la época de lluvias. Si un conducto de limpieza está obstruido, se deben quitar sus tapas para que se pueda limpiar, además se deben comprobar las condiciones de las estructuras de cemento, las válvulas de limpieza y las compuertas.
- **Canal de Conducción.-** Se deberá vigilar el canal de conducción para ver si hay fugas o bloqueos y para observar su estabilidad. Retirar todo el material que haya caído a la plataforma adyacente al canal descubierto para mantener limpia una banda de tierra adyacente al canal que podría detener materiales que en el futuro pueden quedarse sueltos. Esto ayuda a evitar que los materiales caigan en el canal. Las obstrucciones parciales o totales del canal de conducción, causadas por materiales que hayan caído o por el crecimiento de la vegetación, deberán eliminarse. Se deben mantener la vegetación en las pendientes. El canal de conducción debe drenarse anualmente para inspeccionarlo y limpiarlo totalmente. Este drenaje se puede llevar a cabo cerrando el flujo en la toma de agua y dejando que el agua se descargue a través de la turbina bajo condiciones sin carga.

- **Cámara de carga.-** La arena y lodo que se acumulen en la cámara de carga deben limpiarse periódicamente por medio de la compuerta de limpieza. 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 de canal arriba y abriendo la compuerta de limpieza. La rejilla 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 periodo de un año. Las barras de la rejilla se deben revisar periódicamente para observar la presencia de deterioros o corrosión, todas las partes móviles se deben engrasar.
- **Tubería de presión.-** Es necesario realizar inspecciones de la tubería en los bloques de anclajes 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. Toda erosión de los cimientos debe corregirse inmediatamente. De manera similar, se debe inspeccionar el interior de la tubería de presión anualmente para ver si hay indicaciones de erosión, deterioro o depósitos en las paredes que podrían dar lugar a un aumento de las pérdidas por fricción, y depósitos de materiales en la tubería.
- **Casa de máquinas.-** La estructura de la casa de máquinas debe comprobarse de acuerdo con la descripción de las secciones relevantes anteriores. También debe inspeccionarse el canal de descarga.

7.3 Plan de mantenimiento

El plan de mantenimiento planteado es el que se presenta en la tabla siguiente:

Tabla 63. Acciones de mantenimientos para obras civiles

| Acciones | Periodicidad | |
|-----------------------|--------------|------------|
| | Estiajes | Lluvias |
| DESARENADOR | | |
| Purga del desarenador | Cada meses | Semanal |
| Engrase de compuertas | Cada 6 meses | Cada 2 mes |

Fuente: Manual de Capacitación en Operaciones y Mantenimiento de Pequeñas

Centrales Hidroeléctricas

Tabla 63. Acciones de mantenimientos para obras civiles

| Acciones | Estiajes | Lluvias |
|---|------------------------------|------------------------------|
| Control de funcionamiento de las compuertas | Durante la purga | Durante la purga |
| Limpieza total del desarenador | Cada mes | Quincenal |
| Pintado de compuertas con pintura anticorrosiva | Anualmente | Anualmente |
| Inspección de la estructura del desarenador | Anualmente | Anualmente |
| CANALES | | |
| Vigilar el canal eliminando obstrucciones si las hay | Diaria | Diaria |
| Limpieza total del canal | Cada 6 meses | Cada 6 meses |
| Reparación del canal | Según el estado | Según el estado |
| Inspección de todo el canal especialmente en la zona de derrumbes | Anualmente | Anualmente |
| TANQUE DE PRESIÓN | | |
| Limpieza de la rejilla, eliminado hojas ramas, sólidos flotantes | Semanal | Diariamente |
| Purgar el tanque de presión | Cada 3 meses | Cada 2 meses |
| Limpieza del tanque de presión | Cada 3 meses | Cada 2 meses |
| Engrase de compuertas | Cada 6 meses | Cada 6 meses |
| | Durante la purga | Durante la purga |
| Control de funcionamiento de las compuerta | | |
| Pintado anticorrosivo de las compuertas | Anualmente | Anualmente |
| Inspección de la estructura del tanque de presión | Anualmente | Anualmente |
| TUBERÍA DE PRESIÓN | | |
| Inspección de aparejos y anclajes para constar que la tubería este totalmente aparejada y anclada | Si es que hay deslizamientos | Si es que hay deslizamientos |
| Drenaje de agua de lluvia en recorrido de tubería | Cada 6 meses | Cada 3 meses |

Fuente: Manual de capacitación en operaciones y mantenimiento de pequeñas centrales hidroeléctricas

7.4 Normas de seguridad en el mantenimiento de las obras civiles

- 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 distrayendo a los demás trabajadores.
- Lleve puesto la ropa de trabajo y equipo de protección.
- No arranque equipo o maquinaria sin disposición.
- Obedezca las normas y señales de seguridad.
- No deje 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.

7.5 Mantenimiento de la turbina hidráulica

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. De ocurrir que algún objeto se incruste en el interior de la turbina, será necesario retirar la tapa de inspección de la turbina Michel Banki y extraer el objeto con lo cual se recuperará la potencia de la turbina. 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 partes es la más desgastada y posteriormente programar una reparación general.

Cada 8000 horas de servicio hay que someter a la turbina a una revisión completa. Para ellos es necesario realizarlos siguientes trabajos.

- Control del rodete a fisuras y superficies desgastadas, si se encuentra fisuras no se debe continuar usando el rodete. Montar un rodete de reserva en caso de poseer y reparar el rodete defectuoso según instrucciones para soldaduras de reparación.
- Controlar el asiento firme uniones de tornillos, pernos y seguros en toda turbina
- Controlar si el pintado tienes fallas y/o corrosión en la superficie en contacto con agua en especial la superficie de la tubería de entrada del agua y del foso de la turbina. Partes donde hay fallas se debe desoxidar y proteger con pintura para ayudar a su conservación.

Tabla 64. Herramientas y repuestos para el mantenimiento de la turbina.

| Herramientas | Repuestos |
|-----------------------------|------------------------------|
| Juego de llaves de boca | Rodamientos para la turbina |
| Juego de llaves hexagonales | Bandas o correas para poleas |
| Juego de destornilladores | Empaquetaduras |
| Juego de alicates | Breacker del tablero |
| Martillo mecánico | |
| Combo de 10 kg | |
| Extractor de rodamientos | |
| Grasera y aceitera | |
| Guantes de seguridad | |
| Casco protector | |

Fuente: Autores

7.6 Trabajos de lubricación

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 engrasarse trimestralmente.

7.6.1 *Mantenimiento de rodamientos* [65]. Si el rodamiento es sellado, no se lubrica durante toda su vida. Si no es sellado se debe agregar grasas periódicamente con la original o una de calidad equivalente.

Los periodos para realizar el recambio del lubricante 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 cambios es de 6000 horas para aceite y 400 horas para grasas, horas de operación. Existen dos tipos de rodamientos, los antideslizantes y los de rodadura.

Los rodamientos antideslizantes requieren ser inspeccionados con cierta frecuencia, verificando que el aérea de asentamiento en la pista sea lo mayor posible. La holgura entre el eje y la pista se calcula del siguiente modo:

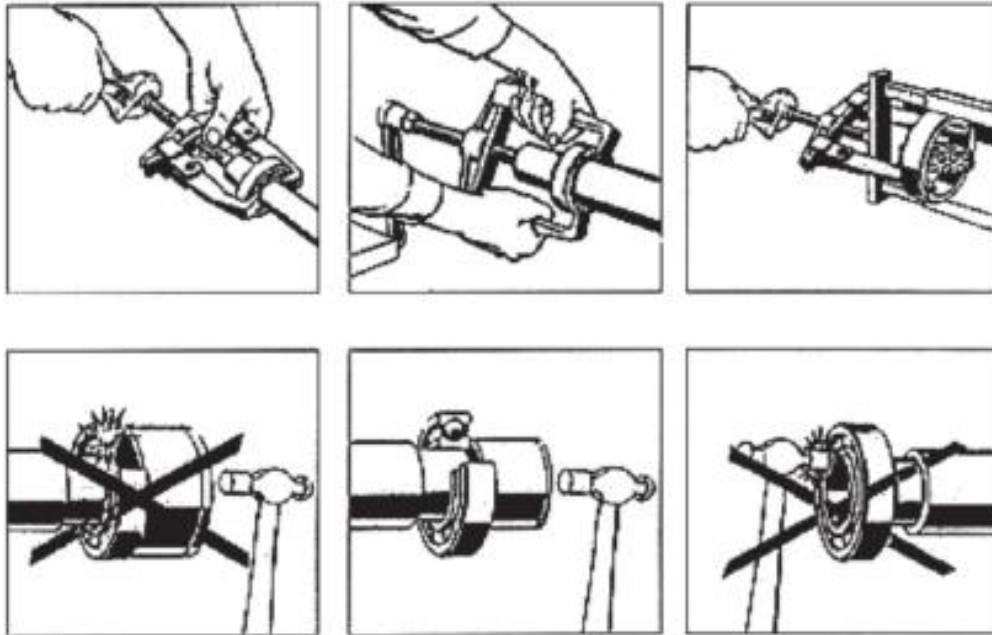
$$H = d \times \frac{1.12}{1000} \quad (192)$$

Dónde:

$H =$ Holgura [mm]
 $d =$ Diámetro del eje [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 88. Cambio de rodamientos



Fuente: Manual microcentrales. ITDG

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:

$$G = 0.005 \times D \times B \quad (193)$$

Dónde:

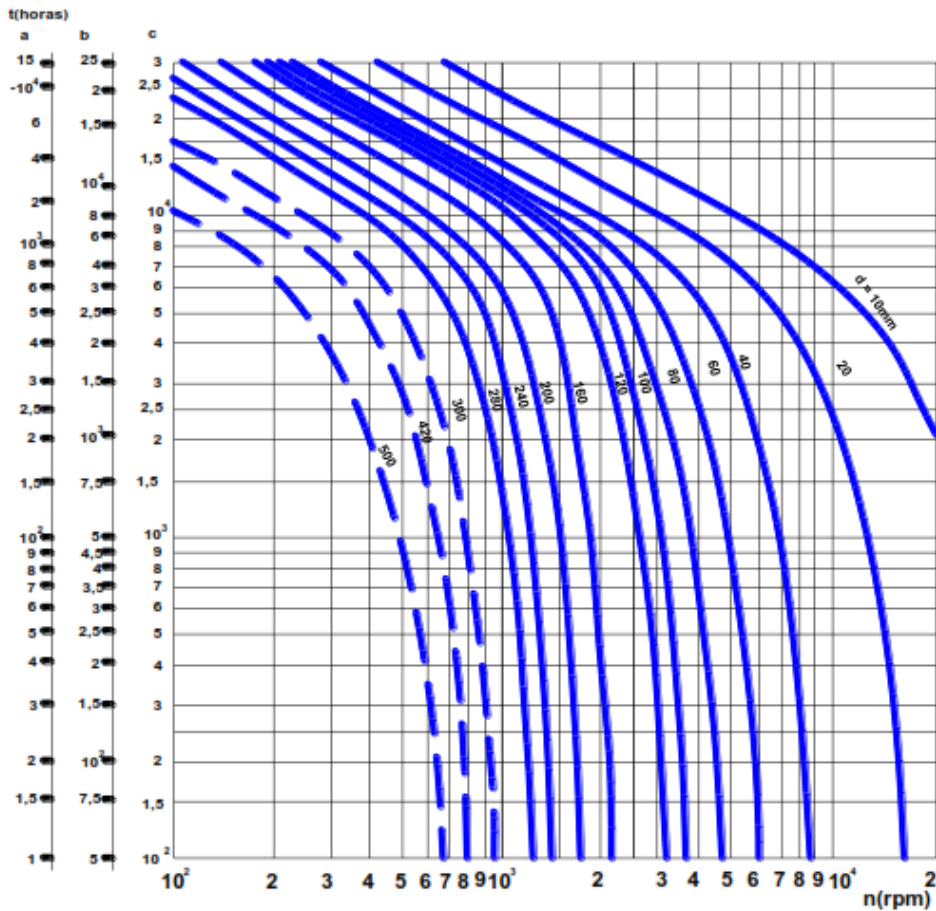
$G =$ Cantidad de grasa [mm]

$D =$ Diámetro exterior 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.

Figura 89. Intervalo de lubricación de los rodamientos



Fuente: Manual microcentrales. ITDG

7.7 Mantenimiento del generador, equipamiento eléctrico y líneas de transmisión [66]

- Durante el mantenimiento rutinario del generador, se recomienda la atención periódica al estado de los devanados y de los rodamientos.
- Será necesario realizar en el generador un mantenimiento a los componentes eléctricos y mecánicos con el propósito de evitar la acumulación de polvo, humedad, o grasa en su interior.
- Este mantenimiento consta de, limpieza de las bobinas del generador, realizadas por una persona capacitada para este tipo de acciones, inspecciones de los bornes, verificando del aislamiento de los bobinados del rotor y estator, verificación del estado de las conexiones eléctricas en el generador.
- En el tablero de los instrumentos de medicación tales como, voltímetro, amperímetro y el interruptor principal, requieren de poca atención solo bastara

con retirar el polvo de acuerdo a las condiciones del ambiente existente en el lugar, y en el caso de existir alguna falla en estos instrumentos deberán ser cambiados en la brevedad posible.

- El calentamiento en la línea de transmisión debe ser minuciosamente inspeccionado, asimismo, si algunas ramas de árboles tocan las líneas, deben ser cortadas periódicamente.

7.8 Capacitación del operador

Es conveniente adiestrar una o más personas para la operación de la pico-central. Esta labor se la realizara 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. De otro lado es común que el operador sea una persona que habiendo participado en la construcción de las obras, durante su trabajo ha mostrado disciplina y voluntad. Ello, sumado a un par de explicaciones lo convierte en operador. No necesariamente esta es la peor forma de selección; 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.

Ahora bien las funciones del cargo debe estar especificarse claramente. En la generalidad de los casos, estas funciones implican:

- a) Poner en marcha la turbina bajo condiciones normales.
- b) Parar la turbina bajo condiciones normales.
- c) Supervigilar el funcionamiento del grupo hidrogenerador.
- d) Llenar el registro diario de funcionamiento y ocurrencias.

- e) Realizar maniobras para el reparto de energía eléctrica.
- f) Paralizar la turbina en caso de anomalías, detectar la causa y proceder a eliminarla, cuando se trate de ocurrencias menores.
- g) Conocer el funcionamiento de los sistemas de protección y normalizar (desbloquearla) después de actuar.
- h) Llevar a cabo acciones de mantenimiento periódicas y programar en el tiempo su repetición.
- i) Realizar las maniobras para un adecuado llenado de la tubería forzada.
- j) Realizar inspecciones en los diferentes componentes de la picocentral para la detección de fallas o posibles ocurrencias de fallas.
- k) Realizar instalaciones y reparaciones eléctricas menores, en tomas de corriente eléctrica, fusibles, focos e interruptores.
- l) En caso de accidentes, saber proporcionar primeros auxilios.

CAPÍTULO VIII

8. EVALUACIÓN ECONÓMICA

8.1 Introducción

El análisis económico y financiero de un proyecto se realiza para orientar la toma de decisión en torno a la pertinencia de ejecutarlo o no. Puesto que la generación de energía es muy importante para el desarrollo y para elevar el nivel de vida de las personas, debe considerarse de manera adecuada su rol de soporte productivo que cumple en la economía y la función social que ayuda a desempeñar. Económicamente un proyecto es una Fuente de costos y beneficios. El objetivo es llegar a valorarlos para ver si es conveniente o no su ejecución. A este enfoque se le denomina evaluación económica de proyectos.

- La evaluación privada de proyectos incluye una evaluación económica que supone que todas las compras y ventas son al contado y que todo el capital es "propio".
- La evaluación social toma en cuenta el flujo de recursos "reales" utilizados y producidos por el proyecto. En este caso, los costos y beneficios sociales pueden ser distintos de los contemplados por la evaluación privada, puesto que los precios sociales de los bienes y servicios son distintos de los que paga o recibe el inversionista privado, o también porque costos y beneficios recaen sobre terceros. Este criterio valora el impacto del proyecto en la sociedad.

Estas evaluaciones se realizan utilizando el método beneficio costo, para lo cual se requiere definir cuáles son los costos, los beneficios, y cuantificados con la mayor precisión posible. Antes de tomar la decisión de la ejecución de 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 del mismo.

8.2 Costos de inversión

8.2.1 *Costos directos.* Para analizar los costos directos del proyecto se consideran los siguientes aspectos:

- Costo de materiales
- Costo de equipos y maquinaria
- Costo de mano de obra
- Costos de Transporte

Los ítems antes mencionados se los calcula para cada uno de los elementos de las obras civiles, equipos y elementos para generación e instalación de los mismos los cuales se encuentran en el Anexo J. Los rubros principales son:

- Construcción de la derivación.
- Construcción del canal de conducción.
- Construcción del desarenador con cámara de carga.
- Tubería de presión enterrada, anclajes y chimenea de equilibrio.
- Construcción de la casa de máquinas.
- Equipos hidráulicos y de generación.

Adicionalmente se considera el costo de todas las herramientas que se utilizarán para el mantenimiento de todos los equipos dentro de los costos directos. A continuación se presentan un cuadro de resumen de costos considerando los rubros antes mencionados.

Tabla 65. Costos directos

| Item | Descripción | Unidad | Cantidad | P. Unitario | Precio total |
|----------|---|-----------|----------|-------------|--------------|
| A | Construcción de la derivación | | | | |
| A1 | RUBRO: Limpieza manual del terreno | m2 | 12,80 | 2,92 | 37,38 |
| A2 | RUBRO: Replanteo y nivelación | m2 | 6,60 | 5,18 | 34,18 |
| A3 | RUBRO: Excavación manual | m3 | 1,65 | 7,45 | 12,29 |
| A4 | RUBRO: Desalojo de material | m3 | 1,65 | 2,91 | 4,80 |
| A5 | RUBRO: Construcción de la base y paredes | m3 | 0,72 | 245,47 | 176,74 |
| A6 | RUBRO: Construcción de las compuertas de paso | Unidad | 2,00 | 72,95 | 145,90 |
| | Subtotal | | | | 411,28 |
| B | Construcción del canal de conducción | | | | |
| B1 | RUBRO: Limpieza manual del terreno | km lineal | 0,56 | 60,34 | 33,91 |
| B2 | RUBRO: Replanteo y nivelación | km lineal | 0,56 | 120,40 | 67,66 |
| B3 | RUBRO: Excavación manual | km lineal | 0,56 | 100,10 | 56,26 |
| B4 | RUBRO: Canal salida de la derivación | m3 | 0,39 | 149,94 | 57,73 |
| B5 | RUBRO: Canal entrada al desarenador | m3 | 0,39 | 149,94 | 57,73 |
| | Subtotal | | | | 273,28 |

Fuente: Resumen precios unitarios.

Tabla 65. Costos directos (Continuación)

| Item | Descripción | Unidad | Cantidad | P. Unitario | Precio Total |
|----------|--|--------|----------|--------------------------|-----------------|
| C | Construcción del desarenador con cámara de carga | | | | |
| C1 | RUBRO: Limpieza manual del terreno | m2 | 14,49 | 2,92 | 42,31 |
| C2 | RUBRO: Replanteo y nivelación | m2 | 7,73 | 5,18 | 40,03 |
| C3 | RUBRO: Excavación manual | m3 | 8,73 | 7,45 | 65,00 |
| C4 | RUBRO: Desalojo de material | m3 | 8,73 | 2,91 | 25,40 |
| C5 | RUBRO: Construcción de la base y paredes | m3 | 1,47 | 245,47 | 360,84 |
| C6 | RUBRO: Construcción de la compuerta de limpieza | Unidad | 1,00 | 72,95 | 72,95 |
| C7 | RUBRO: Construcción de la rejilla | Unidad | 1,00 | 67,86 | 67,86 |
| | Subtotal | | | | 674,40 |
| D | Tubería de presión enterrada y anclajes | | | | |
| D1 | RUBRO: Limpieza manual del terreno | Global | 1,00 | 15,20 | 15,20 |
| D2 | RUBRO: Replanteo y nivelación | Global | 1,00 | 36,56 | 36,56 |
| D3 | RUBRO: Excavación manual | Global | 1,00 | 76,34 | 76,34 |
| D4 | RUBRO: Preparación de zanja | Global | 1,00 | 65,75 | 65,75 |
| D5 | RUBRO: Construcción de anclajes | m3 | 4,50 | 150,48 | 677,15 |
| D6 | RUBRO: Construcción de chimenea de equilibrio | Global | 1,00 | 260,70 | 260,70 |
| D6 | RUBRO: Tubería y accesorios | Global | 1,00 | 1610,25 | 1610,25 |
| D7 | RUBRO: Instalación de tubería | Global | 1,00 | 106,08 | 106,08 |
| | Subtotal | | | | 2848,03 |
| E | Construcción de la casa de máquinas | | | | |
| E1 | RUBRO: Limpieza manual del terreno | m2 | 26,01 | 2,92 | 75,95 |
| E2 | RUBRO: Replanteo y nivelación | m2 | 26,01 | 5,18 | 134,73 |
| E3 | RUBRO: Excavación plintos y cimientos | m3 | 3,00 | 14,35 | 43,06 |
| E4 | RUBRO: Plintos de hormigón ciclópeo | m3 | 3,00 | 123,69 | 371,07 |
| E5 | RUBRO: Columnas | m3 | 0,35 | 125,70 | 43,99 |
| E6 | RUBRO: Construcción del piso y canal de descarga | m2 | 16,81 | 23,99 | 403,23 |
| E7 | RUBRO: Mampostería de ladrillo | m2 | 15,84 | 10,14 | 160,59 |
| E8 | RUBRO: Loza alivianada | m2 | 7,00 | 130,29 | 912,06 |
| E9 | RUBRO: Ventana de hierro | Unidad | 1,00 | 76,71 | 76,71 |
| E10 | RUBRO: Puerta de tol panelada | Unidad | 1,00 | 112,75 | 112,75 |
| | Subtotal | | | | 2334,14 |
| F | Equipo de generación | | | | |
| F1 | RUBRO: Equipo de generación Turbina – Generador – sistema de control | Global | 1,00 | 5870,09 | 5870,09 |
| F2 | RUBRO: Transformador | Global | 1,00 | 700,00 | 700,00 |
| F3 | RUBRO: Instalación y puesta en marcha | Global | 1,00 | 800,00 | 800,00 |
| | Subtotal | | | | 7370,09 |
| | | | | Presupuesto total | 13911,23 |

Fuente: Resumen precios unitarios

Los costos de transporte, viáticos, alimentación y otros en general no se toman a consideración para los respectivos análisis económicos, debido a que el propietario de la hacienda asegura cubrir este rubro.

Tabla 66. Herramientas para mantenimiento

| Item | Descripción | Unidad | Cantidad | P. Unitario | Precio Total |
|--------------------------|---|--------|----------|-------------|---------------|
| 1 | Destornilladores plano y estrella | U | 2 | 5,50 | 11,00 |
| 2 | Alicate para mecánico | U | 1 | 10,00 | 10,00 |
| 3 | Juego de llave de boca | U | 1 | 30,00 | 30,00 |
| 4 | Juego de llaves hexagonales | U | 1 | 30,00 | 30,00 |
| 5 | Rastrillo para limpieza de las rejillas | U | 1 | 15,00 | 15,00 |
| 6 | Pala | U | 1 | 15,00 | 15,00 |
| 7 | Extractor de rodamientos | U | 1 | 25,00 | 25,00 |
| 8 | Machete | U | 1 | 12,00 | 12,00 |
| 9 | Linterna de mano | U | 1 | 30,00 | 30,00 |
| 10 | Tecele | U | 1 | 350,00 | 350,00 |
| Presupuesto total | | | | | 528,00 |

Fuente: Investigación

8.2.2 *Costos indirectos.* Comprenden todos los gastos de tipo general no incluidos en los costos directos, pero que intervienen para que la ejecución de proyecto sea de forma apropiada. Para detallar los costos indirectos se consideran los siguientes aspectos:

- Costo de Ingeniería básica y de detalle
- Imprevistos

8.2.2.1 *Costo de ingeniería básica y de detalle.* Es necesario considerar dentro de los costos del proyecto el trabajo de los técnicos como ingenieros mecánicos proyectistas, asesoría técnica, ingenieros civiles y todos los profesionales que intervienen en el proyecto. También se debe tomar en cuenta rubros en general, en la tabla siguiente se enuncian los costos correspondientes.

Tabla 67. Costo de ingeniería básica y de detalle

| Item | Descripción | Unidad | Cantidad | P. Unitario | Precio Total |
|--------------------------|----------------------------------|--------|----------|-------------|----------------|
| 1 | Internet | HORA | 100 | 0,45 | 45,00 |
| 2 | Gastos Visita- Equipos | Global | 1 | 50,00 | 50,00 |
| 3 | Impresiones documentos | Unidad | 4 | 25,00 | 100,00 |
| 4 | Planos generales y en detalle | Unidad | 16 | 25,00 | 400,00 |
| 5 | Gastos Movilización: combustible | Global | 1 | 40,00 | 40,00 |
| 6 | Viáticos | Global | 4 | 25,00 | 100,00 |
| 7 | Personal técnico | Global | 2 | 477,00 | 954,00 |
| 8 | Gastos de oficina | Global | 1 | 50,00 | 50,00 |
| Presupuesto total | | | | | 1739,00 |

Fuente: Investigación

Los costos de ingeniería y detalle tienen un valor considerable para la ejecución del proyecto, este rubro será el 75% por aporte de los estudiantes al proyecto como ayuda para la ejecución del mismo. Por lo que para el análisis financiero se toma un valor de USD 434,75

8.2.2.2 Costos de imprevistos. 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 USD 1391,12

Tabla 68. Inversión inicial total

| Denominación | Total (USD) |
|--|--------------------|
| Costos directos | |
| Construcción de la derivación | 411,28 |
| Construcción del canal de conducción | 273,28 |
| Construcción del desarenador con cámara de carga | 674,40 |
| Tubería de presión enterrada y anclajes | 2848,03 |
| Construcción de la casa de máquinas | 2334,14 |
| Equipo de generación | 7370,09 |
| Herramientas para mantenimiento | 528,00 |
| Subtotal | 14439,23 |
| Costos indirectos | |
| Costo de Ingeniería básica y de detalle | 434,75 |
| Imprevistos (10% Costos directos) | 1443,92 |
| Utilidad (0% Costos directos) | 0,00 |
| Subtotal | 1878,67 |
| Inversión Total | 16317,91 |

Fuente Autores

- La inversión total para la implantación del sistema de generación hidroeléctrico tiene un valor de 16317,91 USD

8.3 Costos de operación y mantenimiento

8.3.1 Costo de operación mensual. Para estimar los costos de operación mensual del sistema de generación se considera un operador para el trabajo diario, el cual consistirá en:

- Llevar a cabo cada uno de los trabajos estipulados en el manual de operación del sistema; el antes, durante y el después de ponerlo en marcha. El tiempo destinado para el trabajo será de aproximadamente 60 minutos diarios. Cabe recalcar que la turbina funcionará a tiempo completo, por lo que el trabajo se reduce al estipulado por el manual de operación durante el funcionamiento de la turbina.

Para calcular el dinero a ser cancelado al operador se toma a consideración el sueldo básico vigente en el país el cual asciende a 318,00 USD mensuales por 160 horas laborables por ley, además se considera un operador para los fines de semana durante un periodo de 64 horas mensuales, con lo cual el valor a ser cancelado por ley es de 127,20 USD

- El valor mensual a ser cancelado a los operadores es de: 445,20 USD
- El valor anual ser cancelado al operador es de 5342,40 USD

El costo que representa la operación del sistema se puede evitar con la consideración de una reestructuración de los trabajadores de la hacienda, el personal que se emplea para tareas como ordeño se los puede capacitar para la operación del sistema.

Con la implementación del sistema de generación y la incorporación de una ordeñadora mecánica el trabajo manual quedaría sustituido por el de operación de la pico central.

8.3.2 Costo de mantenimiento anual. Para el costo de mantenimiento anual del equipo de generación se considera tres aspectos fundamentales los cuales son:

- a. Los materiales que se emplearan para la realización del mantenimiento
- b. El técnico que debe realizar un mantenimiento anual, mantenimiento que es programado mediante el plan anual de mantenimiento.

En las tablas siguientes se muestran los costos respectivos para el mantenimiento anual.

Tabla 69. Técnico para mantenimiento anual

| Item | Descripción | Unidad | Cantidad | P. Unitario | Precio Total |
|--------------------------|-----------------------|--------|----------|-------------|---------------|
| 1 | Técnico mantenimiento | Unidad | 1 | 200,00 | 200,00 |
| Presupuesto Total | | | | | 200,00 |

Fuente Investigación

Tabla 70. Materiales para mantenimiento

| Item | Descripción | Unidad | Cantidad | P. Unitario | Precio Total |
|--------------------------|--------------------|--------|----------|-------------|--------------|
| 1 | Grasa lubricante | Unidad | 2 | 7,50 | 15,00 |
| 2 | Guaype | Unidad | 6 | 2,00 | 12,00 |
| 3 | Diesel | Galón | 12 | 1,00 | 12,00 |
| 4 | Gastos misceláneos | Global | 1 | 50,00 | 50,00 |
| PRESUPUESTO TOTAL | | | | | 89,00 |

Fuente: Investigación

Con el análisis anterior se determina un costo total de operación y mantenimiento anual de:

$$200 + 89 = 289 \text{ USD}$$

8.4 Beneficios

Para evaluar los beneficios de este sistema se considerará el ahorro que tendría el propietario de la hacienda al no cancelar el costo de energía eléctrica del sistema interconectado por la cantidad de energía que él está generando.

8.4.1 Ahorro por no pagar energía eléctrica. El monto de beneficio se determina calculando el costo de la energía que produce el sistema de generación. Para este análisis se considera un periodo de 30 años, lapso en el cual se va evaluar la viabilidad y factibilidad del sistema de generación. El valor de ahorro de energía se lo calcula según el pliego tarifario de la empresa eléctrica (anexo I) la cual provee de energía eléctrica al sector, del cálculo se obtiene los siguientes datos:

| | | |
|------------------------------|------------------|---------------|
| Generación eléctrica máximo | 3000 watts hora | |
| Generación eléctrica diaria | 72000 watts hora | 72,00 Kw-h |
| Generación eléctrica mensual | | 2232,00 Kw-h |
| Generación eléctrica mensual | | 26280,00 Kw-h |

Tabla 71. Valor de consumo energético a pagar por planilla (valor ahorrado)

| Rubro | Detalle | Valor |
|--------------|------------------------|---------------|
| BM | Contribución Bomberos | 1,09 |
| CN | Valor Consumo | 209,24 |
| SC | Subsidio Cruzado | 20,92 |
| VC | Valor Comercialización | 1,41 |
| AP | Alumbrado Publico | 47,99 |
| | Total | 280,65 |

Fuente: Empresa eléctrica, sistema de facturación

Tabla 72. Valor de consumo energético de ahorro anual

| Valor mensual | Valor anual |
|----------------------|--------------------|
| 280,65 | 3367,78 |

Fuente: Autores

8.5 Valor residual de salvamento

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 el equipo de generación de 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.

Considerando el tiempo de vida útil para cada uno por un lapso de 30 años que se evalúa el proyecto se tiene:

Tabla 73. Cálculo de depreciaciones, mantenimiento y seguros

| ACTIVOS FIJOS OPERATIVOS | Valor inicial del bien | Vida útil | Valor residual |
|--|------------------------|-----------|----------------|
| | Dólares | Años | En 30 años |
| Construcción de la derivación | 411,28 | 50 | 164,51 |
| Construcción del canal de conducción | 273,28 | 30 | 0,00 |
| Construcción del desarenador con cámara de carga | 674,40 | 50 | 269,76 |
| Tubería de presión enterrada y anclajes | 2848,03 | 30 | 0,00 |
| Construcción de la casa de máquinas | 2334,14 | 50 | 933,66 |
| Equipo de generación | 7370,09 | 30 | 0,00 |
| Herramientas para mantenimiento | 528,00 | 5 | 0,00 |
| TOTAL | | | 1367,93 |

Fuente: Cuadro de Inversión

El valor total residual para el año 30 será entonces la suma de todos los valores residuales:

Valor residual 1367,93 USD

8.6 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 74. Flujo de caja interno

| Año | Beneficios | | | Costos | | | Flujo de Caja |
|-----|--------------|---------------------|-----------------|-----------|---------------------------|-------------|---------------|
| | Ahorro Anual | Valor de Salvamento | Beneficio Total | Inversión | Operación y Mantenimiento | Costo Total | |
| 1 | 2806,49 | 0,00 | 2806,49 | 16317,91 | 240,83 | 16558,74 | - |
| 2 | 3367,78 | 0,00 | 3367,78 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3078,78 |
| 3 | 3367,78 | 0,00 | 3367,78 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3078,78 |
| 4 | 3367,78 | 0,00 | 3367,78 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3078,78 |
| 5 | 3367,78 | 0,00 | 3367,78 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3078,78 |
| 6 | 3367,78 | 0,00 | 3367,78 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3078,78 |
| 7 | 3367,78 | 0,00 | 3367,78 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3078,78 |
| 8 | 3367,78 | 0,00 | 3367,78 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3078,78 |
| 9 | 3367,78 | 0,00 | 3367,78 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3078,78 |
| 10 | 3367,78 | 0,00 | 3367,78 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3078,78 |
| 11 | 3704,56 | 0,00 | 3704,56 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3415,56 |
| 12 | 3704,56 | 0,00 | 3704,56 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3415,56 |
| 13 | 3704,56 | 0,00 | 3704,56 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3415,56 |
| 14 | 3704,56 | 0,00 | 3704,56 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3415,56 |
| 15 | 3704,56 | 0,00 | 3704,56 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3415,56 |
| 16 | 3704,56 | 0,00 | 3704,56 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3415,56 |
| 17 | 3704,56 | 0,00 | 3704,56 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3415,56 |
| 18 | 3704,56 | 0,00 | 3704,56 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3415,56 |
| 19 | 3704,56 | 0,00 | 3704,56 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3415,56 |
| 20 | 3704,56 | 0,00 | 3704,56 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3415,56 |
| 21 | 4075,01 | 0,00 | 4075,01 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3786,01 |
| 22 | 4075,01 | 0,00 | 4075,01 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3786,01 |
| 23 | 4075,01 | 0,00 | 4075,01 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3786,01 |
| 24 | 4075,01 | 0,00 | 4075,01 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3786,01 |
| 25 | 4075,01 | 0,00 | 4075,01 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3786,01 |
| 26 | 4075,01 | 0,00 | 4075,01 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3786,01 |
| 27 | 4075,01 | 0,00 | 4075,01 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3786,01 |
| 28 | 4075,01 | 0,00 | 4075,01 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3786,01 |
| 29 | 4075,01 | 0,00 | 4075,01 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 3786,01 |
| 30 | 4075,01 | 1367,93 | 5442,94 | 0,00 | 289,00 | 289,00 | 5153,94 |

Fuente: Cuadro de Inversión

Para el ahorro anual del primer año se toma en cuenta el ahorro de energía de 10 meses (tiempo a partir del cual funciona la pila central) de funcionamiento del sistema con un valor de 2806,49 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 corresponden al costo de 10 meses de operación y mantenimiento del sistema con un valor de 240,83 USD

8.7 Evaluación económica

8.7.1 Cálculo del valor actual Neto (VAN). 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 Q. Todos los factores de valor actual se obtuvieron de las tablas de análisis económico y financiero que se muestran en el anexo R, de la referencia.

El cálculo del VAN se describe en la siguiente tabla:

Tabla 75. Cálculo del valor actual neto (VAN)

| Año | Beneficios | | | Costos | | |
|-----|------------|-------------------------|-----------------------|---------|-------------------------|-------------------|
| | Beneficio | Factor del valor actual | Beneficio actualizado | Costo | Factor del valor actual | Costo actualizado |
| 1 | 0,92 | 0,9174 | 2574,67 | 2574,67 | 0,9174 | 15190,99 |
| 2 | 0,84 | 0,8417 | 2834,66 | 2834,66 | 0,8417 | 243,25 |
| 3 | 0,77 | 0,7722 | 2600,60 | 2600,60 | 0,7722 | 223,17 |
| 4 | 0,71 | 0,7084 | 2385,74 | 2385,74 | 0,7084 | 204,73 |
| 5 | 0,65 | 0,6499 | 2188,72 | 2188,72 | 0,6499 | 187,82 |
| 6 | 0,60 | 0,5963 | 2008,21 | 2008,21 | 0,5963 | 172,33 |
| 7 | 0,55 | 0,5470 | 1842,18 | 1842,18 | 0,5470 | 158,08 |
| 8 | 0,50 | 0,5019 | 1690,29 | 1690,29 | 0,5019 | 145,05 |
| 9 | 0,46 | 0,4604 | 1550,53 | 1550,53 | 0,4604 | 133,06 |
| 10 | 0,42 | 0,4224 | 1422,55 | 1422,55 | 0,4224 | 122,07 |
| 11 | 0,39 | 0,3875 | 1435,52 | 1435,52 | 0,3875 | 111,99 |
| 12 | 0,36 | 0,3555 | 1316,97 | 1316,97 | 0,3555 | 102,74 |
| 13 | 0,33 | 0,3262 | 1208,43 | 1208,43 | 0,3262 | 94,27 |
| 14 | 0,30 | 0,2993 | 1108,77 | 1108,77 | 0,2993 | 86,50 |
| 15 | 0,25 | 0,2475 | 916,88 | 916,88 | 0,2475 | 71,53 |
| 16 | 0,25 | 0,2519 | 933,18 | 933,18 | 0,2519 | 72,80 |

Fuente: Cuadro de Inversión

Tabla 75. Cálculo del valor actual neto (VAN) (Continuación)

| Año | Beneficios | | | Costos | | |
|-----|------------------------|-------------------------|-----------------------|--------------------|-------------------------|-------------------|
| | Beneficio | Factor del valor actual | Beneficio actualizado | Costo | Factor del valor actual | Costo actualizado |
| 17 | 0,23 | 0,2311 | 856,12 | 856,12 | 0,2311 | 66,79 |
| 18 | 0,21 | 0,2120 | 785,37 | 785,37 | 0,2120 | 61,27 |
| 19 | 0,19 | 0,1945 | 720,54 | 720,54 | 0,1945 | 56,21 |
| 20 | 0,18 | 0,1784 | 660,89 | 660,89 | 0,1784 | 51,56 |
| 21 | 0,16 | 0,1637 | 667,08 | 667,08 | 0,1637 | 47,31 |
| 22 | 0,15 | 0,1502 | 612,07 | 612,07 | 0,1502 | 43,41 |
| 23 | 0,14 | 0,1378 | 561,54 | 561,54 | 0,1378 | 39,82 |
| 24 | 0,13 | 0,1264 | 515,08 | 515,08 | 0,1264 | 36,53 |
| 25 | 0,12 | 0,1160 | 472,70 | 472,70 | 0,1160 | 33,52 |
| 26 | 0,11 | 0,1064 | 433,58 | 433,58 | 0,1064 | 30,75 |
| 27 | 0,10 | 0,0976 | 397,72 | 397,72 | 0,0976 | 28,21 |
| 28 | 0,09 | 0,0896 | 365,12 | 365,12 | 0,0896 | 25,89 |
| 29 | 0,08 | 0,0822 | 334,97 | 334,97 | 0,0822 | 23,76 |
| 30 | 0,08 | 0,0754 | 410,40 | 410,40 | 0,0754 | 21,79 |
| | Beneficio total | | 35811,06 | Costo total | | 17887,18 |

Fuente: Cuadro de Inversión

Van (9%)= Beneficio actualizado total - Costo actualizado total

$$\text{VAN (9\%)} = 35811,06 - 17887,18 = 17923,87 \text{ USD}$$

- Como el VAN (9%) es positivo se concluye que el proyecto es rentable.

8.7.2 *Cálculo de la relación beneficio - costo (B/C).* 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. Los valores de los beneficios y costos actualizados a la misma tasa de descuento de 9% se toman los de la tabla anterior.

El cálculo de la relación beneficio/costo está dada por:

$$\frac{B}{C} = \frac{35811,06}{17887,18} = 2,002$$

- Como la relación beneficio/costo es mayor que la unidad se concluye que el proyecto se puede realizar.

8.7.3 Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR). 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 25%.

Tabla 76. Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR)

| Año | Flujo de caja | Tasa 10% | | Tasa 25% | |
|-----|---------------|-------------------------|-----------|-------------------------|-----------|
| | | Factor del valor actual | VAN 10% | Factor del valor actual | VAN 25% |
| 1 | -13752,25 | 0,9091 | -12502,17 | 0,8000 | -11001,80 |
| 2 | 3078,78 | 0,8265 | 2544,61 | 0,6400 | 1970,42 |
| 3 | 3078,78 | 0,7513 | 2313,09 | 0,5120 | 1576,34 |
| 4 | 3078,78 | 0,6830 | 2102,81 | 0,4096 | 1261,07 |
| 5 | 3078,78 | 0,6209 | 1911,61 | 0,3277 | 1008,92 |
| 6 | 3078,78 | 0,5646 | 1738,28 | 0,2622 | 807,26 |
| 7 | 3078,78 | 0,5132 | 1580,03 | 0,2097 | 645,62 |
| 8 | 3078,78 | 0,4665 | 1436,25 | 0,1678 | 516,62 |
| 9 | 3078,78 | 0,4241 | 1305,71 | 0,1342 | 413,17 |
| 10 | 3078,78 | 0,3856 | 1187,18 | 0,1074 | 330,66 |
| 11 | 3415,56 | 0,3505 | 1197,15 | 0,0859 | 293,40 |
| 12 | 3415,56 | 0,3186 | 1088,20 | 0,0687 | 234,65 |
| 13 | 3415,56 | 0,2897 | 989,49 | 0,0550 | 187,86 |
| 14 | 3415,56 | 0,2633 | 899,32 | 0,0440 | 150,28 |
| 15 | 3415,56 | 0,2394 | 817,68 | 0,0352 | 120,23 |
| 16 | 3415,56 | 0,2176 | 743,23 | 0,0282 | 96,32 |
| 17 | 3415,56 | 0,1979 | 675,94 | 0,0225 | 76,85 |
| 18 | 3415,56 | 0,1799 | 614,46 | 0,0180 | 61,48 |
| 19 | 3415,56 | 0,1635 | 558,44 | 0,0144 | 49,18 |
| 20 | 3415,56 | 0,1487 | 507,89 | 0,0115 | 39,28 |
| 21 | 3786,01 | 0,1351 | 511,49 | 0,0092 | 34,83 |

Fuente: Cuadro de Inversión

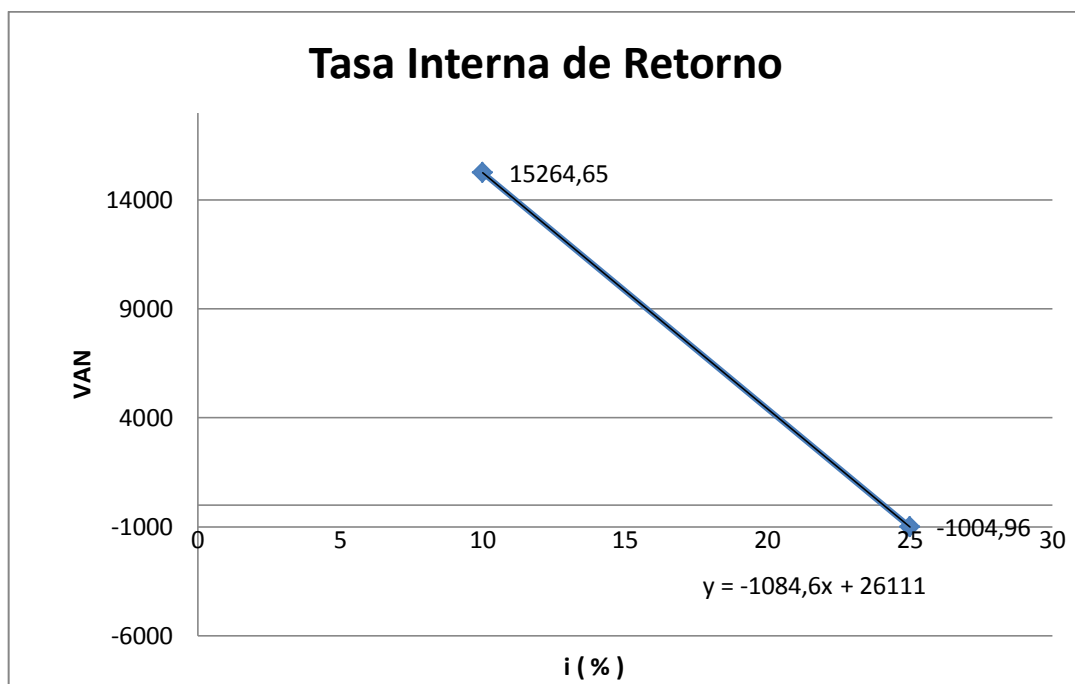
Tabla 76. Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR) (Continuación)

| Año | Flujo de caja | Tasa 10% | | Tasa 25% | |
|-----|---------------|-------------------------|-----------------|-------------------------|-----------------|
| | | Factor del valor actual | VAN 10% | Factor del valor actual | VAN 25% |
| 22 | 3786,01 | 0,1229 | 465,30 | 0,0074 | 28,02 |
| 23 | 3786,01 | 0,1117 | 422,90 | 0,0059 | 22,34 |
| 24 | 3786,01 | 0,1015 | 384,28 | 0,0047 | 17,79 |
| 25 | 3786,01 | 0,0923 | 349,45 | 0,0038 | 14,39 |
| 26 | 3786,01 | 0,0839 | 317,65 | 0,0030 | 11,36 |
| 27 | 3786,01 | 0,0763 | 288,87 | 0,0024 | 9,09 |
| 28 | 3786,01 | 0,0694 | 262,75 | 0,0019 | 7,19 |
| 29 | 3786,01 | 0,0680 | 257,45 | 0,0016 | 6,06 |
| 30 | 5153,94 | 0,0573 | 295,32 | 0,0012 | 6,18 |
| | | VAN 10% | 15264,65 | VAN 25% | -1004,96 |

Fuente: Cuadro de Inversión

Este cálculo se lo puede abreviar con la ayuda de un gráfico tal como se indica en la figura 90. 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 90. Calculo del TIR



Fuente: Autores

- La TIR para este proyecto es del 24.07 %.

Según el libro de evaluación de proyectos de Gabriel Baca Urbina, la TMAR para inversiones gubernamentales es la tasa pasiva de interés pasiva establecida por el Banco Central del Ecuador. En la regulación 009-2010 del BCE, establece que la tasa pasiva máxima para inversiones corresponde a 4,53%.

- Como la TIR (24.07%) es mayor que la tasa mínima aceptable de rendimiento (TMAR) de 4.53%, se concluye que el proyecto es factible de realizarlo.

8.7.4 *Cálculo del tiempo de recuperación de la inversión.* 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.

Tabla 77. Período de recuperación de la inversión

| Años | Flujo neto | Factor de descuento 24,07 % | VAN | Flujo acumulado |
|------|------------|--------------------------------|-----------|--------------------|
| 0 | -13752,25 | 1,0000 | -13752,25 | -13752,25 |
| 1 | 3078,78 | 0,8220 | 2530,62 | -11221,63 |
| 2 | 3078,78 | 0,8367 | 2576,13 | -8645,50 |
| 3 | 3078,78 | 0,8504 | 2618,22 | -6027,28 |
| 4 | 3078,78 | 0,8630 | 2657,07 | -3370,21 |
| 5 | 3078,78 | 0,8747 | 2692,89 | -677,32 |
| 6 | 3078,78 | 0,8854 | 2725,88 | 2048,56 |
| 7 | 3078,78 | 0,8952 | 2756,21 | 4804,77 |
| 8 | 3078,78 | 0,9043 | 2784,08 | 7588,85 |
| 9 | 3078,78 | 0,9126 | 2809,67 | 10398,52 |
| 10 | 3078,78 | 0,9202 | 2833,13 | 13231,65 |
| 11 | 3415,56 | 0,9272 | 3166,88 | 16398,53 |
| 12 | 3415,56 | 0,9336 | 3188,72 | 19587,26 |
| 13 | 3415,56 | 0,9394 | 3208,71 | 22795,96 |
| 14 | 3415,56 | 0,9448 | 3226,98 | 26022,94 |
| 15 | 3415,56 | 0,9497 | 3243,69 | 29266,63 |
| 16 | 3415,56 | 0,9541 | 3258,95 | 32525,58 |
| 17 | 3415,56 | 0,9582 | 3272,88 | 35798,46 |
| 18 | 3415,56 | 0,9620 | 3285,60 | 39084,06 |

Fuente: Autores

Tabla 77. Período de recuperación de la inversión (Continuación)

| Años | Flujo neto | Factor de descuento 24,07 % | VAN | Flujo acumulado |
|------|------------|--------------------------------|---------|--------------------|
| 19 | 3415,56 | 0,9653 | 3297,21 | 42381,27 |
| 20 | 3415,56 | 0,9684 | 3307,80 | 45689,07 |
| 21 | 3786,01 | 0,9713 | 3677,26 | 49366,33 |
| 22 | 3786,01 | 0,9739 | 3687,02 | 53053,35 |
| 23 | 3786,01 | 0,9762 | 3695,91 | 56749,26 |
| 24 | 3786,01 | 0,9783 | 3704,01 | 60453,27 |
| 25 | 3786,01 | 0,9803 | 3711,39 | 64164,66 |
| 26 | 3786,01 | 0,9821 | 3718,11 | 67882,77 |
| 27 | 3786,01 | 0,9837 | 3724,23 | 71607,01 |
| 28 | 3786,01 | 0,9852 | 3729,81 | 75336,82 |
| 29 | 3786,01 | 0,9865 | 3734,88 | 79071,70 |
| 30 | 5153,94 | 0,9877 | 5090,63 | 84162,33 |

Fuente: Autores

El periodo de recuperación consiste en evaluar el número de períodos necesarios para recuperar la inversión inicial.

$$\text{PRI} = \text{Año ultimo de actualizacion neta} + \frac{\text{Ingresos actualizados positivos}}{\text{Inversión inicial}}$$

$$\text{PRI} = 5 \text{ años} + \frac{677,32}{2692,89}$$

$$\text{PRI} = 5 \text{ años} + 0,25$$

$$\text{PRI} = 5,25 \text{ años}$$

- La recuperación total del capital invertido será en el año 5.25 a partir de la implantación del proyecto

8.8 Resultados evaluación económica

De la evaluación económica realizada en el proyecto se podrá decir:

- TIR 24,002%
- VAN (9%) =17923,87 USD
- Costo beneficio 2,002
- Recuperación de la inversión 5,25 años

Adicionalmente al realizar una comparación entre los dos sistemas: el de generación hidroeléctrica y adquisición de energía del sistema interconectado se tiene:

a) Costo de conexión y servicio eléctrico del sistema interconectado (Anexo H y Anexo I):

- Ahorro inicial del sistema de conexión eléctrico USD 7222,85
- Ahorro de energía mensual USD 280,65
- Ahorro de energía anual USD 3367,80

El costo del servicio evaluado por un periodo de 30 años corresponde a un valor de:

- Ahorro total del sistema en 30 años USD 108256,25

b) Costo del sistema de generación hidroeléctrico planteado es:

- Costo inicial del sistema hidroeléctrico USD 16317,91
- Costo de mantenimiento y operación anual USD 289,00
- Costo de permiso para uso de aguas USD 32,00

El costo del servicio evaluado por un periodo de 30 años corresponde a un valor de:

- Costo de total del sistema en 30 años USD 25011,91

Del análisis realizado se observa que el primer sistema planteado es 4,32 veces más costoso que el sistema de generación hidráulica, evaluado por un periodo de tiempo de 30 años.

8.9 Resultados evaluación social

La relación beneficio costo en el ámbito social es:

La energía eléctrica es uno de los servicios básicos que se requiere para un buen vivir, al no contar con este servicio, la calidad de vida de las personas no es el adecuado, este se ve degradado.

- El beneficio que resulta del presente proyecto es mejorar la calidad de vida de los beneficiarios, también impulsa y mejora la actividad productiva económica.
- La realización de las actividades de los beneficiarios ya no dependerá únicamente del periodo de tiempo en que se tiene luz natural

Las necesidades energéticas que requieren frente a lo la cantidad de energía que se posee no están equiparadas, razón por la cual se debe plantear el uso máximo del potencial de generación de la turbina, para esto algunas alternativas podrían ser:

- a) La incorporación del sistema de ordeño electromecánico, el cual da un valor agregado a la leche ya que este entra en un proceso de ordeño con condiciones asépticas, las cuales pueden elevar el costo de venta de la leche.
- b) Se puede incorporar adicionalmente sistemas como de enfriamiento de leche para su almacenamiento, un sistema para descremar leche u otros sistemas, de tal manera que se pueda aprovechar al máximo la energía que se está disipando por las resistencias del sistema de control

De todos los aspectos antes mencionados, el beneficio social y económico permiten obtener mejor una mejor rentabilidad económica tanto para el propietario y una mejor calidad de vida para los usuarios.

CAPÍTULO IX

9. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

9.1 Conclusiones

La derivación parte fundamental del proyecto, encargada de la regulación del caudal requerido, está construida para las condiciones del terreno. Ésta es en forma de punta diamante, la cual es eficiente hidráulicamente como aspecto principal pero el aspecto decisivo es su costo de construcción relativamente bajo, el cual permite una mejor justificación económica para su selección y construcción.

Para disminuir el costo que representa la construcción civil de los canales de conducción se plateo “canales trapezoidales sin recubrimiento” los cuales están dimensionados mediante las condiciones del terreno (geográficas y topográficas), eficiencia hidráulica, factores de seguridad y costo de construcción.

La tubería empleada para el sistema de conducción a presión es de tipo PVC-O, selección que se ve justificada debido a que cumple con todas las especiaciones técnicas requeridas. Las características que han sido calculadas y validadas mediante Norma ISO-R161 (conducción de fluidos a presión) ASTM D-2241-711 (norma la cálculo de espesor de tubería) y adicionalmente se emplearon las especificaciones técnicas de los manuales y catálogos de las tuberías a implantarse para los cálculos respectivos.

Para la selección del diámetro óptimo y eficiente se validó los cálculos técnicos mediante software Pipe FLOW Expert, el cual justifica la selección de las dimensiones óptimas de la tubería para garantizar la producción de energía que se requiere.

Para las condiciones de caudal, altura neta y demanda de energía la opción más apropiada es la implantación de una turbina Michell Banki que generará la potencia de energía requerida, selección que se ve justificada por un análisis técnico, económico y social de los aspectos que intervienen en cada una de las etapas de la realización del proyecto.

Para la validación y aceptación de la turbina que proporciona la empresa peruana 3HC, se realiza una validación de sus dimensiones, mediante la comparación de los valores nominales que proporciona la empresa, con los valores calculados teóricamente bajo las mismas condiciones y recomendados por Organización Latinoamericana de Energía OLADE. Dicho análisis que refleja que los valores de los elementos constitutivos de la turbina son adecuados ya que su variación entre si es mínima.

El sistema de control automático por carga se ve justificado mediante su estudio y análisis técnico, el cual plantea un control de frecuencia por carga (disipación de energía al ambiente). Este sistema es más rentable y eficiente para el control de consumo energético, adicionalmente es el más utilizado para potencia menores a 10Kw.

Al realizar un análisis comparativo entre el sistema planteado (generación hidroeléctrica) y el sistema eléctrico (sistema nacional interconectado), se tiene como resultado que el primer sistema a pesar de su alto costo de inversión inicial se ve justificado con el tiempo, ya que los gastos que presentan durante el transcurso del tiempo son mínimos.

Al realizar un análisis técnico económico para la fabricación y selección de los elementos como son: generador, transformador, sistema de transmisión y control, la opción más óptima y económica es la adquisición de los elementos en conjunto, debido a que la fabricación en serie y especializada reduce estos costos. La empresa 3HC tiene la mejor oferta técnica económica para la implantación de los equipos en el proyecto.

Para el análisis económico se tomó a consideración todos los aspectos fundamentales y principales para la generación de electricidad, análisis el cual nos muestra que el proyecto es económicamente factible visto desde los índices financieros obtenidos.

Del estudio económico realizado se pudo determinar el punto de equilibrio el cual nos indica el consumo mínimo de electricidad que se puede aprovechar de la turbina sin generar pérdidas. La evaluación social nos indica que los beneficios que presenta el proyecto son muy altos, al elevar o aproximarse al consumo máximo de la potencia que nos da el sistema de generación de electricidad, por lo que se plantearon alternativas para el consumo máximo de electricidad y así evitar estar cerca del punto de equilibrio.

Del análisis general comparativo que se realizó de las dos alternativas, sistema de generación hidroeléctrico y el de adquisición del servicio del sistema interconectado nacional, el costo del primer sistema es aproximadamente el 25% menor que el segundo, análisis que se realizó por un periodo de 30 años, por lo que se concluye que el beneficio analizado a largo plazo es muy factible.

Las dimensiones específicas de la turbina tipo Michell-Banki no se las pudo validar debido a una mala programación del software empleado, ya que este no permite completar la secuencia total de programa Micro Lorf.

9.2 Recomendaciones

Mediante el estudio legal que se realizó para la utilización del recurso hídrico, se debe tener adjudicado los permisos para la utilización e implementación de este tipo de proyectos, por lo cual es importante que el dueño de la hacienda tenga en regla todos estos documentos.

Se recomienda tomar en cuenta todas las especificaciones técnicas antes, durante y después de la implantación del proyecto, para de esta manera garantizar el uso máximo de los recursos y así garantizar la mayor vida útil posible.

Se recomienda que el mantenimiento de cada uno de los sistemas sea lo mayor riguroso posible, la tubería de PVC-O al igual que la turbina son las que deben tener mayor cuidado. La tubería PVC-O debe estar siempre cubierta por una capa de tierra para proteger de la radiación solar. Para la turbina los cuidados que se deben tener son los recomendados por el manual de mantenimiento, en caso de presentarse daños que no estén estipulados en el manual se recomienda contactarse con personal técnico especializado para su reparación.

Se recomienda la mayor atención a la misma por parte de los usuarios y/o personas involucradas en el proyecto para de esta manera garantizar el buen funcionamiento del sistema.

Al conocer todos los beneficios tanto económicos como sociales, que el sistema de generación produce se recomienda que los mantenimientos se realicen en el tiempo fijado, ya que a partir de la implantación del proyecto éste tendrá beneficio social y económico el cual se verá afectado por fallos y parada de la central.

Como recomendación se plantea, una reestructuración del programa Micro Lorf para mejorarlo y tomar a consideración aspectos fundamentales para mejorar los cálculos respectivos.

Tomar en consideración todas alternativas planteadas para el uso máximo de la energía generada por la turbina, alternativas que promueven un desarrollo económico y social elevado y más rentable.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] ITDG. Microgeneración. *Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas*. Lima: Soluciones Prácticas. 1995, págs. 33 -38.
- [2] ITDG. Obra Civil - Bocatoma. *Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas* (págs. 56 - 70). Lima: Soluciones Prácticas.1995, págs. 56 - 70
- [3] ITDG. Obra Civil - Canales. *Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas*. Lima: Soluciones Prácticas. 1995, págs. 82 - 90.
- [4] Ortiz, R. Tanque de Carga. *Pequeñas Centrales Hidroeléctricas*. Bogota: Ediciones de la U. 2011, págs 220 - 227
- [5] ITDG. Obra Civil - Desarenador. *Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas*. Lima: Soluciones Prácticas.1995, págs 73 - 81.
- [6] Ortiz, R. Chimenea de Equilibrio. *Pequeñas Centrales Hidroeléctricas*. Bogota: Ediciones de la U. 2011, págs 227 - 235.
- [7] ITDG. Obra Civil - Tubería de Presión. *Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas*. Lima: Soluciones Prácticas. 1995, págs 90 - 104
- [8] ITDG. Obra Civil - Tubería de Presión. *Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas*. Lima: Soluciones Prácticas. 1995, págs 93 - 95.
- [9] ITDG. Obra Civil - Tubería de Presión - Valvulas. *Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas*. Lima: Soluciones Prácticas. 1995, págs 96 - 97.
- [10] ITDG. Obra Civil - Apoyos y Anclajes. *Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas*. Lima: Soluciones Prácticas. 1995, págs 104-124.
- [11] Ortiz, R. Sistema de Apoyos y Anclajes. *Pequeñas Centrales Hidroeléctricas*. Bogota: Ediciones de la U. 2011, págs 270 - 294.
- [12] ITDG. Turbinas Hidráulicas. *Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas*. Lima: Soluciones Prácticas. 1995, págs 125-150.
- [13] Mataix, C. Maquinas Hidráulicas. *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. Madrid: Ediciones del Castillo. 1986, págs 355 - 404
- [14] Ortiz, R. Turbina. *Pequeñas Centrales Hidroeléctricas*. Bogota: Ediciones de la U. 2011, págs 311 – 351.
- [15] Domínguez, J. Evaluación del instrumento caudal ecológico. 2005, *REGA*, 86-89.

- [16] Leaders S.A. Introducción al Cálculo de Caudales Ecologicos. *Endesa Chile*. 2011.
- [17] Mataix, C. Centrales Hidroeléctricas - Saltos Naturales. *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. Madrid: Ediciones del Castillo. 1986, págs 440 – 447.
- [18] ITDG. Medición del Caudal. *Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas*. Lima: Soluciones Prácticas. 1995, págs 33 -38.
- [19] ITDG. Selección de turbina. *Manual de mini y microcentrales hidráulicas*. Lima: Soluciones Prácticas. 1995, págs 134 - 137
- [20] Mataix, C. Propiedades de los Fluidos - Peso Especifico. *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. Madrid: Ediciones del Castillo. 1986, págs 15
- [21] ITDG. Obras Civiles - Canales. *Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas*. Lima: Soluciones Prácticas. 1995, págs 83 – 94.
- [22] Ortiz, R. Obra de Conducción - Canal. En *Pequeñas Centrales Hidroeléctricas*. Bogota: Ediciones de la U. 2011, págs 174 – 185.
- [23] ITDG. Canales. *Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas*. Lima: Soluciones Prácticas. 2010, págs 61 – 70.
- [24] Lineamientos Generales para el Desarrollo de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas. 1981.
- [25] Arquitectos Técnicos. (s.f.). Recuperado el 25 de 5 de 2013, de <http://equipoaparejador.com/blog/http://equipoaparejador.com/blog/2010/07/muros-de-contencion-de-hormigon-semi.html>
- [26] Shigley, J. Diseño de Tornillos. *Diseño en Ingeniería Mecánica*. McGraw-Hill. 1978, págs 279 – 285.
- [27] Shigley, J. Selección de la Tuerca. *Diseño en Ingeniería Mecánica*. McGraw-Hill. 1978, págs 300 – 302.
- [28] Shigley, J. Esfuerzo en la Rosca. *Diseño en Ingeniería Mecánica*. McGraw-Hill. 1978, págs 285 – 286.
- [29] ITDG. Obra Civil - Aliviaderos. *Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas* (págs. 71 - 74). Lima: Soluciones Prácticas. 1995, págs 71 – 74.
- [30] Ortiz, R. Obra de Conducción - Aliviadera. *Pequeñas Centrales Hidroeléctricas*. Bogota: Ediciones de la U. 2011, págs 187 – 193.

- [31] ITDG. Obra Civil - Desarenador y Tanque de Presión. *Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas*. Lima: Soluciones Prácticas. 1995, págs 74 – 83.
- [32] Ortiz, R. Desarenador. *Pequeñas Centrales Hidroeléctricas*. Bogota: Ediciones de la U. 2011, págs 207 – 214.
- [33] Ortiz, R. Tanque de Carga. *Pequeñas Centrales Hidroeléctricas*. Bogota: Ediciones de la U. 2011, págs 220 - 227
- [34] OLADE. Lineamientos Generales para el Desarrollo de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas, 1981
- [35] ITDG. Canales. En ITDG, *Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas*. Lima: Soluciones Prácticas. 2010, págs 89 – 93.
- [36] Mataix, C. (1986). Maquinas Hidráulicas. *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. Madrid: Ediciones del Castillo. 1986, págs 40.
- [37] ITDG. Obra Civil - Tubería de Presión. *Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas*. Lima: Soluciones Prácticas. 1995, págs 94 – 135.
- [38] Ortiz, R. Conducción a Presión. En *Pequeñas Centrales Hidroeléctricas*. Bogota: Ediciones de la U. 2011, págs 237 – 267.
- [39] Mataix, C. Maquinas Hidráulicas. *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. Madrid: Ediciones del Castillo. 1986, págs 355 – 404.
- [40] Search the World's Digital Library. (s.f.). *Scribd*. Recuperado el 18 de Abril de 2013, de <http://es.scribd.com/doc/39562725/Criterios-de-Diseno-Para-Tuberias-de-PVC>
- [41] ITDG. Tubería de Presión - Anclajes. *Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas*. Lima: Soluciones Prácticas. 1995, págs 113 – 123.
- [42] Ortiz, R. Sistema de Apoyos - Anclajes. *Pequeñas Centrales Hidroeléctricas*. Bogota: Ediciones de la U. 2011, págs 269 – 293.
- [43] E.T.S Ingenieros Industriales. Chimenea de Equilibrio. *Sistemas de Bombeo*. Gijón: Universidad de Oviedo. 1994, págs 146.
- [44] OLADE. Turbinas HIDRÁULICAS. *Manual de diseño de pequeñas centrales hidroelectricas* (pág. 7). Bucaramanga: BID. 1985, pág 7.
- [45] OLADE. Descripción general y parámetros de diseño. *Diseño, estandarización y fabricación de turbinas MICHELL-BANKI*. Quito: Documentos Place. 1980, págs 9 – 10.

- [46] ITDG. Criterios para el dimensionamiento de sistemas de transmisión. *Manual de mini y microcentrales hidráulicas*. Lima: Soluciones Prácticas. 1995, págs 170 – 175
- [47] ITDG. Generadores eléctricos en microcentrales hidráulicas. *Manual de mini y microcentrales hidráulicas*. Lima: Soluciones Prácticas. 1995, págs 189 – 209.
- [48] ITDG. Selección de turbina. *Manual de mini y microcentrales hidráulicas*. Lima: Soluciones Prácticas. 1995, págs 134 – 137.
- [49] ITDG. Numero de revoluciones. *Manual de mini y microcentrales hidráulicas*. Lima: Soluciones Prácticas. 1995, págs 136 – 137.
- [50] ITDG. Características Generrales. *Ficha Técnica Turbina Michell-Banki*. Lima: Soluciones Prácticas. 2010, págs 1 – 5.
- [51] OLADE. Diseño y Cálculos Hidráulicos. *Diseño, estandarización y fabricación de turbinas MICHELL-BANKI* . Quito: Documentos Place. 1980, pág 11.
- [52] OLADE. Geometria del Inyector. *Diseño, estandarización y fabricación de turbinas MICHELL-BANKI*. Quito: Documentos Place. 1980, pág 13
- [53] OLADE. Geometría del Rodete. *Diseño, estandarización y fabricación de turbinas MICHELL-BANKI*. Quito: Documentos Place. 1980, pág 14.
- [54] OLADE. Diseño y Cálculos del Inyector. *Diseño, estandarización y fabricación de turbinas MICHELL-BANKI* . Quito: Documentos Place. 1980, pág 17.
- [55] OLADE. Diseño y Cálculos del Rodete. *Diseño, estandarización y fabricación de turbinas MICHELL-BANKI*. Quito: Documentos Place. 1980, págs 19 – 20.
- [56] OLADE. Cálculos y Diseño del Eje. *Diseño, estandarización y fabricación de turbinas MICHELL-BANKI*. Quito: Documentos Place. 1980, págs 20 – 21.
- [57] OLADE. Diseño del Soporte de Rodamiento. *Diseño, estandarización y fabricación de turbinas MICHELL-BANKI*. Quito: Documentos Place. 1980, págs 22 – 23.
- [58] ITDG. Sistema de transmisión de potencia mecánica. *Manual de mini y microcentrales hidráulicas*. Lima-Peru: Soluciones Prácticas. 1995, pág 163.

- [59] ITDG. Tipos de transmisiones. *Manual de mini y microcentrales hidráulicas*. Lima: Soluciones Prácticas. 1995, pág 164.
- [60] ITDG. Criterios para el dimensionamiento de sistemas de transmisión. *Manual de mini y microcentrales hidráulicas*. Lima: Soluciones prácticas. 1995, págs 170 – 175.
- [61] ITDG. Generadores eléctricos en microcentrales hidráulicas. *Manual de mini y microcentrales hidráulicas*. Lima: Soluciones Prácticas. 1995, págs 189 – 209
- [62] ITDG. Regulación de velocidad. *Manual de mini y microcentrales hidráulicas*. Lima: Soluciones Prácticas. 1995, págs 151 – 161.
- [63] REYES, C. (2006). Microcontroladores. En *Programación en Basica*. Quito: Risperzraf.
- [63] ITDG. Diagnostico de fallas. *Manual de mini y microcentrales hidráulicas*. Lima: Soluciones Prácticas. 2010, págs 171 – 177.
- [65] ITDG. *Manual de Capacitacion en Operaciones y Mantenimiento de Pequeñas Centrales Hidroelectricas*.

BIBLIOGRAFÍA

- AZEVEDO, Netto. Manual de hidráulica. Editorial Haría. México, 1930.
- BACA, Gabriel. Evaluación de proyectos. Editorial Me 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.
- ORDOÑEZ, Jefferson. 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 Aifaomega, Tercera Edición, 2000.
- 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

- MALDONADO, Gerardo. Proyecto de Generación Hidroeléctrica TIMBUL. Tesis de Ingeniería, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba-Ecuador, 2008.
- MATAIX, Claudio. Mecánica de Ruidos 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, 1983.
- ORTIZ, Ramiro. Pequeñas Centrales Hidroeléctricas. Editorial Me Graw-Hill, Primera Edición, Colombia - Bogotá, 2001.
- PLASTIGAMA, Catálogo BIAX, Manual técnico de PVC orientado (PVC) para presión con unión por sellado elastomérico y alma de polipropileno. Revisión 2010.
- RIOFRÍO, P. Micro Hidroenergía. Riobamba: Documento, 2007.
- SHIGLEY, J. Diseño en Ingeniería Mecánica. 6ta.ed. México: McGraw-Hil 1,2002.
- TELLO, Fernando & VÁSCONEZ, Daniela, Estudio de factibilidad técnica económica del sistema de turbobombeo para la comunidad de Cananvalle. Tesis de Ingeniería, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba-Ecuador, 2011

LINKOGRAFÍA

MUROS DE CONTENCIÓN DE HORMIGÓN SEMI-PREFABRICADOS

www.equipoaparejador.com/blog/http://equipoaparejador.com/blog/2010/07/muros-de-contencion-de-hormigon-semi.html
2013- 04-24

CATÁLOGO DIPAC

www.dipacmanta.com/images/pdf/descargas/catálogo_planchas.pdf
2013-05-15

FRECUENCIA ELÉCTRICA

<http://es.wikipedia.org/wiki/Frecuencia>
2013-05-02

TUBERÍAS MANUAL TÉCNICO

<http://www.joseguller.com.ar/Nueva%20carpeta/tub%20guia%20de%20inst%20enterrada.pdf>
2013-05-14

CROSS FLOW TURBINE DESIGN CALCULATOR - BORST ENGINEERING & CONSTRUCTION LLC

http://www.borstengineeringconstruction.com/Cross_Flow_Turbine_Design_Calculator.html
2013-06-02

TASAS DE INTERÉS DEL BANCO CENTRAL

<http://www.bce.fin.ec/docs.php?path=documentos/Estadisticas/SectorMonFin/TasasInteres/Indice.htm>
2013-07-02