

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**  
**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**



PONTIFICIA  
**UNIVERSIDAD**  
**CATÓLICA**  
DEL PERÚ

**DISEÑO DE UN GRUPO HIDROENERGÉTICO  
MICHELL-BANKI DE 120 kW**

**Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico, que presenta el bachiller:**

**Johel Víctor Benites Príncipe**

**Asesores:**

**Ing. Estela Assureira Espinoza**  
**Ing. Walter Tupia Anticona**

**Lima, Junio del 2014**

## RESUMEN

El presente trabajo busca ser una buena alternativa en la instalación de grupos hidroenergéticos en las Pequeñas Centrales Hidroeléctricas que se construyen en el Perú y de este modo cubrir el déficit de electrificación en zonas rurales. Para ello, se ha planteado el diseño de un grupo hidroenergético que opere con una turbina estandarizada Michell- Banki debido a que esta turbina tiene una buena eficiencia dentro de un amplio rango de caudal, bajo costo y es de fácil fabricación local. La función principal del grupo hidroenergético es aprovechar la energía cinética de una caída de agua y transformar el trabajo técnico en el eje de la turbina en energía eléctrica para su uso en zonas rurales, de manera que se pueda mejorar la calidad de vida de los habitantes de estas localidades.

Para el desarrollo de este trabajo se ha realizado el diseño hidráulico del rodete y del inyector, que son los principales componentes de la turbina. Esto se ha realizado mediante una metodología en la cual los únicos parámetros de entrada son la potencia de 120 kW generada en el eje de la turbina y el rango de variación de la velocidad específica de la turbina Michell-Banki.

Las características nominales de la turbina son las siguientes: 120 kW generados en el eje de la turbina Michell-Banki, velocidad de giro igual a 1800 rpm, 82% de eficiencia hidráulica a plena carga, velocidad específica de la turbina igual a 100, caudal de diseño igual a  $0.19 \text{ m}^3/\text{s}$  y salto neto igual a 75.4 m.

Debido a las características de las turbinas Michell-Banki el grupo hidroenergético puede trabajar conservando una buena eficiencia en un rango de potencias desde 63.8 kW hasta 120 kW, en un rango de salto neto desde 50.8 m hasta 113.8 m y en un rango de caudal desde  $0.11 \text{ m}^3/\text{s}$  hasta  $0.22 \text{ m}^3/\text{s}$ .

Una vez finalizado el diseño hidráulico se ha realizado el diseño mecánico de todos los componentes del grupo hidroenergético como eje del rodete, apoyos del eje del rodete, carcasa, bastidor, además de la verificación por resistencia del rodete y del inyector.

Por otro lado, se ha diseñado la pieza de transición entre la salida de la tubería de presión de sección circular y la entrada del inyector de sección rectangular. Además, se ha seleccionado el generador eléctrico y se ha diseñado el sistema de transmisión

de potencia entre la turbina y el generador, de tal manera que este gire a su velocidad de sincronismo.

El costo del grupo hidroenergético de 120 kW utilizando una turbina Michell-Bank es aproximadamente S/. 40,391.97 considerando costos ingeniería, costos de fabricación y costos de equipos de compra directa.



## DEDICATORIA

Dedicado a mi familia muy especialmente a mi amada mamá Martha

*“La familia está llamada a ser templo, o sea, casa de oración: una oración sencilla, llena de esfuerzo y ternura. Una oración que se hace vida, para que toda la vida se convierta en oración”.*

**San Juan Pablo II**

## AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer a mi mamá por sus consejos, guía y fortaleza al frente de mi hermano, mis hermanas y de mí. Quiero agradecer a mi hermano y mis hermanas por su apoyo en mi formación. También quiero agradecer a mi novia July por ser mi apoyo en los momentos buenos y malos, por apoyarme en la elaboración de esta tesis cuando se lo solicitaba y sobretodo agradecerle por ser siempre mi compañera.

Quiero agradecer a todos los profesores de Ingeniería Mecánica de la Pontificia Universidad Católica del Perú por los conocimientos que se me impartieron durante mi paso por Estudios Generales Ciencias y por Ciencias e Ingeniería, pero quisiera agradecer muy especialmente a la Ing. Estela Assureira y al Ing. Walter Tupia por su guía y soporte en la elaboración de esta tesis.



## ÍNDICE DE CONTENIDO

	Pág.
<b>INTRODUCCIÓN</b>	1
<b>1. CAPÍTULO 1: CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO DEL GRUPO HIDROENERGÉTICO EN MINI CENTRALES HIDROELÉCTRICAS</b>	3
1.1. Plan Nacional de Electrificación Rural (PNER)	3
1.1.1. Coeficiente de electrificación	4
1.1.2. Electrificación rural con energía hidráulica	4
1.2. Clasificación de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas según la generación de potencia	5
1.3. Mini Centrales Hidroeléctricas (MCH)	5
1.3.1. Beneficios de las MCH	6
1.4. Turbina hidráulica	7
1.4.1. Tipos de turbinas hidráulicas	8
1.4.2. Turbinas de acción	8
1.4.2.1. Principales características de las turbinas de acción	8
1.4.2.2. Turbina Michell – Banki	9
1.4.2.3. Turbina Pelton	9
1.4.2.4. Turbina Turgo	10
1.4.2.5. Ventajas y desventajas de las turbinas de acción	11
1.5. Grupo hidroenergético Michell-Banki	11
1.5.1. Turbina Michell-Banki	13
1.5.2. Pieza de transición	14
1.5.3. Inyector	15
1.5.4. Sistema de transmisión de potencia	16
1.5.4.1. Acoplamiento directo	17
1.5.5. Generador eléctrico	17
1.5.6. Válvula principal	18
1.6. Turbinas Michell-Banki en el Perú	18
<b>2. CAPÍTULO 2: DISEÑO HIDRÁULICO DEL GRUPO HIDROENERGÉTICO</b>	22
2.1. Parámetros para el diseño hidráulico de la turbina Michell-Banki	22
2.1.1. Diagrama de velocidades	24
2.1.2. Geometría del rodete	27

2.1.3. Geometría básica del inyector	28
2.1.4. Número de álabes del rodete	28
2.1.5. Geometría del álabe	29
2.2. Dimensionamiento del rodete	30
2.2.1. Variación de la geometría del rodete respecto a la velocidad angular	30
2.2.2. Dimensionamiento definitivo del rodete	31
2.3. Trayectoria relativa del fluido	38
2.4. Resultados del dimensionamiento del rodete	39
2.5. Dimensionamiento del inyector	40
2.6. Dimensionamiento de la pieza de transición	42
2.7. Válvula de compuerta	44
2.8. Desarrollo de la pieza de transición	45
<b>3. CAPÍTULO 3: DISEÑO MECÁNICO DEL GRUPO HIDROENERGÉTICO</b>	<b>48</b>
3.1. Selección de materiales para el rodete.	48
3.1.1. Selección de materiales para los álabes y discos del rodete	48
3.1.2. Selección de materiales para el eje del rodete	49
3.2. Diseño mecánico del rodete	50
3.2.1. Diseño del eje del rodete.	50
3.2.1.1. Cálculo preliminar del eje del rodete	53
3.2.1.2. Cálculo por fatiga del eje del rodete.	54
3.2.1.3. Verificación por rigidez	57
3.2.1.4. Verificación de la velocidad crítica del rodete.	59
3.2.2. Diseño de los álabes del rodete	60
3.2.2.1. Verificación de un álabe del rodete por deformación transversal.	64
3.2.2.2. Verificación de la soldadura entre el álabe y el disco del rodete	65
3.3. Cálculo de chavetas	66
3.4. Verificación del cordón de soldadura entre el rodete y el cubo	67
3.5. Selección y cálculo de rodamientos.	69
3.6. Selección de los anillos obturadores	70
3.7. Verificación de la carcasa	71

3.8.	Verificación de uniones atornilladas	72
3.9.	Diseño del sistema de transmisión de potencia del grupo hidroenergético	76
3.10.	Diseño mecánico del inyector.	78
3.11.	Selección del generador síncrono	83
3.12.	Diseño del bastidor	83
3.13.	Diseño del sistema de regulación de velocidad del grupo hidroenergético	86
3.13.1.	Regulador de carga automática del grupo hidroenergético	88
3.13.2.	Carga secundaria	89
<b>4.</b>	<b>CAPÍTULO 4: ÁREA DE TRABAJO DEL GRUPO HIDROENERGÉTICO</b>	<b>93</b>
4.1.	Área de trabajo hidráulico	93
4.2.	Área de trabajo mecánico	94
4.3.	Zona de trabajo del grupo hidroenergético	95
<b>5.</b>	<b>CAPÍTULO 5: COSTOS DE FABRICACIÓN</b>	<b>96</b>
5.1.	Componentes obtenidos mediante compra directa	96
5.2.	Componentes obtenidos mediante fabricación	98
	<b>CONCLUSIONES</b>	<b>102</b>
	<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>104</b>
	<b>PLANOS</b>	
	<b>ANEXOS</b>	

## LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descripción
$a$	: Espesor del cordón de soldadura [mm].
$Aa$	: Área de la sección transversal de un álabe [ $\text{mm}^2$ ].
$A_{sol}$	: Área de cada cordón de soldadura [ $\text{mm}^2$ ].
$A_c$	: Área de contacto [ $\text{mm}^2$ ].
$A_s$	: Área resistente del tornillo [ $\text{mm}^2$ ].
$B$	: Ancho del inyector [mm].
$b$	: Ancho de la chaveta [mm].
$C_c$	: Coeficiente de confiabilidad [ ].
$C_{carga}$	: Coeficiente de carga [ ].
$C_p$	: Constante de rigidez de la placa [N/mm].
$C_s$	: Coeficiente de superficie [ ].
$C_t$	: Constante de rigidez del tornillo [N/mm].
$C_{tam}$	: Coeficiente de tamaño [ ].
$C_{temp}$	: Coeficiente de temperatura [ ].
$d$	: Diámetro del eje [mm].
$d_t$	: Diámetro nominal del tornillo [mm].
$d_1$	: Diámetro de la circunferencia inscrita en el hexágono de la cabeza del tornillo [mm].
$d_2$	: Diámetro primitivo del tornillo [mm].
$d_3$	: Diámetro de raíz del tornillo [mm].
$d_{ag}$	: Diámetro del agujero en las placas [mm].
$d_c$	: Diámetro del cubo [mm].
$d_D$	: Diámetro del eje en la sección D [mm].
$d_{D'}$	: Diámetro del eje en la sección D' [mm].
$D_{ext}$	: Diámetro exterior de las placas [mm].
$d_{fm}$	: Diámetro de la superficie en contacto de la tuerca [mm].
$D_{máx}$	: Diámetro máximo del cono del flujo de líneas de esfuerzo [mm].
$d_s$	: Diámetro resistente del tornillo en [mm].
$D_{tub}$	: Diámetro de la tubería de presión [m].
$e$	: Espesor del álabe [mm].

$E$	: Módulo de elasticidad del acero [MPa].
$F$	: Fuerza en un álabe [N].
$F_a$	: Carga axial del rodamiento [N].
$F_{as}$	: Fuerza de asentamiento [N].
$F_{c1}$	: Fuerza cortante en el plano XY [N].
$F_{c2}$	: Fuerza cortante en el plano XZ [N].
$F_{ch}$	: Fuerza del chorro de agua en el rodete [N].
$F_{ch_y}$	: Fuerza del chorro de agua en el rodete en la dirección radial [N].
$F_{ch_z}$	: Fuerza del chorro de agua en el rodete en la dirección tangencial [N].
$f_{max}$	: Flexión máxima en el eje [m].
$FM_{max}$	: Fuerza de montaje máxima [N].
$FM_{min}$	: Fuerza de montaje mínimo en [N].
$F_p$	: Peso del rodete [N].
$F_Q$	: Fuerza cortante en el tornillo más crítico [N].
$F_r$	: Carga radial del rodamiento [N].
$FS$	: Factor de seguridad recomendado [ ].
$f_s$	: Factor de servicio [ ].
$FS_e$	: Factor de seguridad estático [ ].
$FS_f$	: Factor de seguridad a la fatiga [ ].
$F_t$	: Fuerza tangencial [N].
$F_{y1}$	: Fuerza cortante en el plano XY [N].
$F_{y2}$	: Fuerza cortante en el plano XZ [N].
$g$	: Aceleración de la gravedad [ $m/s^2$ ].
$g_o$	: Constante [kg.m/kgf.m].
$h$	: Altura de la chaveta [mm].
$h_t$	: La altura del inyector en cada punto de la curva envolvente [m].
$h_w$	: Perdidas en la tubería de presión [m].
$I$	: Momento de inercia [ $mm^4$ ].
$I_{ay}$	: Momento de inercia de la sección de un álabe respecto al eje Y [ $mm^4$ ].
$I_{az}$	: Momento de inercia de la sección de un álabe respecto al eje Z [ $mm^4$ ].
$I_c$	: Momento polar de inercia del cordón de soldadura [ $mm^4$ ].
$I_g$	: Momento de inercia del álabe [ $mm^4$ ].

$I_o$	: Momento polar de inercia [mm <sup>4</sup> ].
$K_o$	: Porcentaje de la circunferencia exterior del rodete por donde ingresa el agua [ ].
$K_f$	: Coeficiente de velocidad relativa [ ].
$L$	: Longitud de chaveta [mm].
$L_1$	: Longitud de la plancha inferior [mm].
$L_{10h}$	: Duración nominal de funcionamiento del rodamiento [h].
$L_2$	: Longitud de la plancha superior [mm].
$L_{ef}$	: Longitud de chaveta preliminar [mm].
$L_i$	: Longitud tomada para cada sección [mm].
$L_{útil}$	: Longitud axial del eje [m].
$M_1$	: Momento flector en plano XY [N.m].
$M_2$	: Momento flector en el plano XZ [N.m].
$M_e$	: Momento flector en el cateto del cordón de soldadura [ ].
$M_f$	: Momento flector máximo [N.mm].
$M_t$	: Momento torsor en el eje [N.mm].
$M_{t1}$	: Momento torsor [N.m].
$n_f$	: Esfuerzo normal al cateto de la soldadura [N/mm <sup>2</sup> ].
$N_q$	: Velocidad específica de caudal o número de Brauer [ ].
$N_s$	: Velocidad específica de potencia o número de Cramerer [ ].
$P$	: Potencia de diseño [kW].
$P_o$	: Presión en la superficie del reservorio [Pa].
$P_1$	: Presión en la salida del inyector [Pa].
$P_{ad}$	: Presión admisible del cubo [N/mm <sup>2</sup> ].
$P_{at}$	: Presión admisible del tornillo [N/mm <sup>2</sup> ].
$P_g$	: Potencia máxima que el generador entrega al sistema eléctrico [kW].
$P_h$	: Presión del agua en el inyector [N/mm <sup>2</sup> ].
$P_N$	: Potencia nominal para la selección [kW].
$P_{rod}$	: Factor del tipo de rodamiento [ ].
$P_T$	: Potencia al eje de la turbina [HP].
$Q$	: Caudal [m <sup>3</sup> /s].
$r$	: Radio de curvatura del álabe [mm].

$R_e$	: Número de Reynold [ ].
$S_n$	: Salto neto [m].
$t$	: Espesor de plancha del inyector [mm].
$t_1$	: Profundidad del canal chavetero en el eje [mm].
$t_a$	: Esfuerzo de corte longitudinal [N/mm <sup>2</sup> ].
$t_n$	: Esfuerzo de corte transversal en el cordón de soldadura [N/mm <sup>2</sup> ].
$T_N$	: Torque para selección [N.m].
$V_2$	: Velocidad de ingreso del chorro de agua en el rodete [m/s].
$V_{rodete}$	: Volumen del rodete [m <sup>3</sup> ].
$v_0$	: Velocidad de una partícula de agua en la superficie del reservorio [m/s].
$v$	: Velocidad de una partícula de agua en la salida del inyector [m/s].
$v_1$	: Coeficiente de forma dinámica para uniones soldadas [ ].
$v_2$	: Factor de clase de calidad en la unión soldada [ ].
$X$	: Coeficiente radial del rodamiento [ ].
$Y$	: Coeficiente axial del rodamiento [ ].
$Z_o$	: Nivel de altura respecto a una línea de referencia de la superficie del reservorio [m].
$Z_1$	: Nivel de altura respecto a la posición del inyector [m].
$Z_{sol}$	: Espesor del cordón de soldadura expresa [mm].

Símbolo	Descripción
<b>Griego</b>	
$\alpha$	: Ángulo del filete [°].
$\alpha_0$	: Factor del tipo de esfuerzos [ ].
$\alpha_A$	: Coeficiente de ajuste igual [ ].
$\alpha_2$	: Ángulo de ingreso del chorro de agua en el rodete [°].
$\beta_f$	: Factor efectivo de concentración de esfuerzos para flexión [ ].
$\beta_t$	: Factor efectivo de concentración de esfuerzos para torsión [ ].
$\delta_{as}$	: Asentamiento total [ $\mu\text{m}$ ].
$\gamma$	: Factor de carga [ ].
$\Delta H_t$	: Perdida de presión por la fricción del agua en la tubería de presión [Pa].
$\Delta H_i$	: Perdida de presión por la fricción del agua en las paredes del inyector [Pa].
$\eta_g$	: Eficiencia del generador [ ].
$\eta_{tr}$	: Eficiencia del sistema de transmisión mecánica [ ].
$\eta_T$	: Eficiencia de la turbina cuando opera a plena carga [ ].
$\theta$	: Ángulo entre la dirección de ingreso del agua y el eje Z [°].
$k$	: Rugosidad de la tubería de presión de acero [ ].
$\xi$	: Factor de fricción [ ].
$\rho$	: Densidad del agua [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ].
$\rho'$	: Ángulo efectivo de fricción, grados sexagesimales.
$\rho_{acero}$	: Densidad del acero [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ].
$\sigma_{f-s}$	: Esfuerzo de flexión superior [MPa].
$\sigma_{f-m}$	: Esfuerzo de flexión medio [MPa].
$\sigma_{f-i}$	: Esfuerzo de flexión inferior [MPa].
$\sigma_{f-alt}$	: Esfuerzo de flexión alternante [MPa].
$\sigma'_{f-alt}$	: Esfuerzo de flexión aumentado [MPa].
$\sigma_{m-eq}$	: Esfuerzo estático medio en [MPa].
$\sigma'_{alt-eq}$	: Esfuerzo alternante equivalente aumentado [MPa].
$\sigma_{s-eq}$	: Esfuerzo superior equivalente en [MPa].
$\sigma_n$	: Esfuerzo de tracción [MPa].
$\sigma_f$	: Esfuerzo de flexión [MPa].
$\sigma_{eq}$	: Esfuerzo equivalente [MPa].

$\sigma_a$	: Esfuerzo de flexión en la sección más crítica del álabe [N/mm <sup>2</sup> ].
$\sigma_A$	: Esfuerzo normal alternante del material [N/mm <sup>2</sup> ].
$\sigma_{A'}$	: Esfuerzo normal alternante modificado [N/mm <sup>2</sup> ].
$\sigma_{f\ max}$	: Esfuerzo normal debido al momento flector [MPa].
$\sigma_{eq}$	: Esfuerzo equivalente [N/mm <sup>2</sup> ].
$\sigma_{t\ pul}$	: Esfuerzo de tracción pulsante [N/mm <sup>2</sup> ].
$\sigma_F$	: Esfuerzo de fluencia del material [MPa].
$\sigma_{f\ max}$	: Esfuerzo normal debido al momento flector máximo [MPa].
$\sigma_f$	: Esfuerzo de flexión [MPa].
$\tau_a$	: Esfuerzo de corte en la sección más crítica del álabe [N/mm <sup>2</sup> ].
$\tau_t$	: Esfuerzo de torsión [MPa].
$\tau_{tpuls}$	: Esfuerzo de torsión pulsante del material [MPa].
$\tau_{t-s}$	: Esfuerzo de torsión superior [MPa].
$\tau_{t-m}$	: Esfuerzo de torsión medio [MPa].
$\tau_{t-i}$	: Esfuerzo de torsión inferior [MPa].
$\tau'_{t-alt}$	: Esfuerzo de torsión aumentado en [MPa].
$\nu$	: Viscosidad cinemática del agua [m <sup>2</sup> /s].
$\nu_e$	: Factor de carga estático [ ].
$\nu_{1c}$	: Factor de concentración de esfuerzos [ ].
$\nu_{1c}$	: Factor de concentración de esfuerzos [ ].
$\nu_{1f}$	: Factor de concentración de esfuerzo por flexión [ ].
$\nu_2$	: Factor de calidad de la unión [ ].
$\varphi$	: Ángulo de curvatura de álabe [rad].
$\varphi'$	: Ángulo de hélice del tornillo, grados sexagesimales.
$\phi$	: Factor de resistencia [ ].
$\phi_{total}$	: Ángulo de torsión total [rad].

## INTRODUCCIÓN

Las estadísticas del Ministerio de Energía y Minas indican que de 24 regiones del Perú, 16 poseen un bajo coeficiente de electrificación rural no superior al 78.1%, que es el promedio nacional de coeficiente de electrificación rural hasta el año 2005. Esta electrificación rural presenta características especiales como la lejanía y poca accesibilidad de sus localidades, poblaciones y viviendas dispersas, bajo poder adquisitivo de los habitantes, poca infraestructura vial, entre otros. Esta situación determina la participación activa del Estado debido a que estos proyectos de electrificación rural no son atractivos a la inversión privada, ya que poseen una rentabilidad financiera baja.

Por lo anterior, existen grandes esfuerzos del Estado para el aprovechamiento de las energías renovables en la electrificación de zonas rurales. La energía hidráulica tiene un papel muy importante, ya que la geografía del Perú presenta muchos ríos favorables para el aprovechamiento de caídas de agua y la construcción de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas.

Considerando que en las zonas de electrificación rural se trabaja con potencias pequeñas menores a 500 kW, se plantea el diseño de un grupo hidroenergético que aproveche la caída de agua y mediante un sistema de transmisión transforme la energía técnica en el eje de la turbina hidráulica en energía eléctrica con un potencia de 120 kW. Además, la turbina hidráulica debe trabajar hasta con un 70% de carga parcial conservando su eficiencia.

Existen varios tipos de tipos de turbinas hidráulicas, como las Kaplan, Francis, Michell-Banki, Pelton, entre otras, que pueden ser utilizadas en el diseño del grupo hidroenergético. Sin embargo, la mejor alternativa para el trabajo en el sector rural son las turbinas estandarizadas Michell-Banki, debido a que tienen una buena eficiencia dentro de un amplio rango de caudal, poseen bajo costo y son de fácil construcción local.

El trabajo de esta tesis presenta en su primer capítulo las consideraciones para el diseño del grupo hidroenergético en la que se encuentran la situación de la electrificación rural en el Perú, el aprovechamiento de las energías renovables para la electrificación rural en el Perú, los tipos de turbinas hidráulicas, y sus principales

características, definición del generador eléctrico y definición del grupo hidroenergético.

En el segundo capítulo se presenta el cálculo hidráulico de los principales componentes de la turbina hidráulica seleccionada tomando como principal fuente consultada el Manual de Diseño Estandarización y Fabricación Para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas que es una publicación de la Organización Latinoamericana de Energía (OLADE).

El tercer capítulo describe el cálculo mecánico del grupo hidroenergético donde se dimensionan y verifican el rodete, el eje del rodete, el inyector, la carcasa, se selecciona el sistema de transmisión de potencia y se selecciona el sistema de regulación de velocidad del grupo hidroenergético.

El capítulo cuarto describe la zona de trabajo hidráulico y mecánico del grupo hidroenergético.

El capítulo quinto abarca los costos del grupo hidroenergético considerando componentes de compra directa, costos de fabricación en un taller local y costos de la ingeniería conceptual, básica y de detalle.

## CAPÍTULO 1

### CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO DEL GRUPO HIDROENERGÉTICO

#### 1.1. Plan Nacional de Electrificación Rural (PNER).

La electrificación rural en el Perú presenta características especiales como la lejanía y poca accesibilidad de sus localidades, poblaciones y viviendas dispersas, bajo poder adquisitivo de los habitantes, poca infraestructura vial, entre otros. Esta situación determina la participación activa del Estado debido a que los proyectos de electrificación rural no son atractivos a la inversión privada, ya que poseen una rentabilidad financiera baja. En cambio, estos proyectos tienen una alta rentabilidad social, ya que integra a los pueblos a la modernidad, educación, existen mejoras en salud con la refrigeración de medicinas, facilita las labores domésticas de las amas de casa, y además sirve para promocionar proyectos de uso productivo, como bombeo de agua potable y regadío, panaderías, pequeñas soldadoras, aserraderos, entre otras pequeñas industrias.

Es por ello que el Plan Nacional de Electrificación Rural tiene como misión ampliar la frontera eléctrica nacional mediante la ejecución de proyectos de electrificación de zonas rurales en coordinación con los gobiernos regionales, gobiernos locales, entidades públicas y privadas involucradas en el proceso de electrificación.

### 1.1.1. Coeficiente de electrificación.

Según PNER (2014-2023) al finalizar el año 2011 el coeficiente de electrificación a nivel nacional es de 84.8%, es decir, el 15.2% de la población no tienen acceso a electricidad. Es por ello que el plan de electrificación rural está destinado a incrementar el coeficiente de electrificación desde 78.1% en 2005 (78.7% al 2006) a 88.5% en 2011 (esta meta ha sido elevada a 90.1%) y eventualmente a 93.1% para 2015.

Tabla 1.1: Historia de coeficiente de electrificación y meta futura (1992-2015).

Año	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003
Coeficiente de electrificación (%)	54.8	56.8	61.1	64.9	66.1	67.7	69.5	72.1	73.5	74.9	75.3	76
Año	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015
Coeficiente de electrificación (%)	76.3	78.1	78.7	80.5	83.7	85.3	86.9	88.5	89.8	91	92.1	93.1

Fuente: [Ref. 1].

### 1.1.2. Electrificación rural con energía hidráulica.

El Ministerio de Energía y Minas a través de la Dirección General de Electrificación Rural ha venido ejecutando el programa de electrificación rural, sobre la base de una selección de fuentes de energías renovables.

La imposibilidad técnica y/o económica de conectarse a los grandes sistemas eléctricos, determina priorizar el uso de fuentes de energía hidráulica a través de la construcción de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas y sus sistemas eléctricos de transmisión asociados, principalmente en las zonas ubicadas desde los andes hacia las vertientes occidentales y orientales donde existen recursos hidráulicos y caídas de agua aprovechables.

Por otro lado, para identificar el potencial hidroeléctrico es necesario considerar no solamente condiciones naturales tales como la topografía y el clima, sino también factores sociales como distancia entre el lugar de construcción y las localidades adyacentes.

### 1.2. Clasificación de las pequeñas centrales hidroeléctricas según la generación de potencia.

Las centrales hidroeléctricas se clasifican según su potencia según la Organización de las Naciones Unidas para el Desarrollo Industrial (ONUDI) y según la Organización Latinoamericana de Energía (OLADE), como se muestra en la tabla 1.2.

Tabla 1.2: Clasificación de las centrales hidroeléctricas según su potencia.

Región	Institución	Micro Central	Mini Central	Pequeña Central
Mundial	ONUDI	< 100 kW	101-2000 kW	2000-10000 kW
Latinoamérica	OLADE	< 50 kW	51-500 kW	500-5000 kW

Fuente: [Ref. 2].

Como la potencia de grupo hidroenergético es 120 kW generados en el eje de la turbina y tomando de referencia la tabla anterior, entonces el diseño del grupo hidroenergético debe instalarse en una Mini Central Hidroeléctrica.

### 1.3. Mini centrales hidroeléctricas (MCH).

La figura 1.1 muestra los principales componentes de una MCH y a continuación se describen.

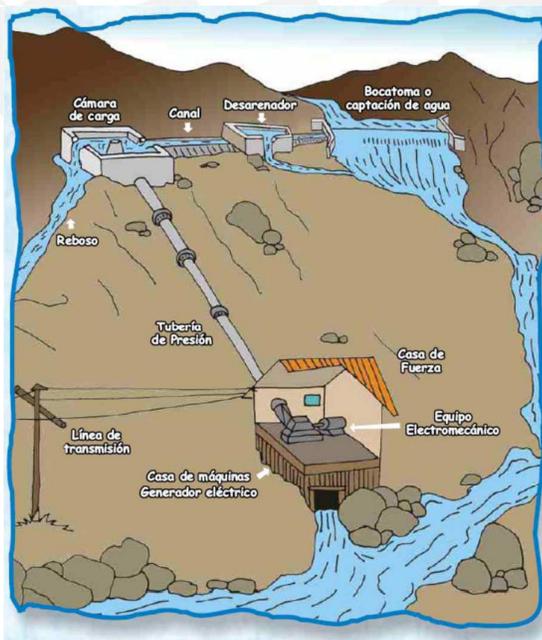


Figura 1.1. Principales componentes de una MCH [Ref. 3].

a. Bocatoma.

Es una estructura que permite desviar la parte del caudal del río que será utilizado para la MCH. Debe disponer de componentes que permitan el ingreso del agua sin presencia de elementos extraños, asimismo debe permitir regular el caudal de ingreso tanto en épocas de estiaje como en avenidas.

b. Canal de conducción.

Conduce el agua desde la bocatoma hasta la cámara de carga. En las comunidades del Perú existen muchos canales utilizados para riego y pueden ser de tierra, revestidos con cemento, tubos de PVC u otros materiales.

c. Desarenador y cámara de carga.

Es un depósito que alimenta con agua a la tubería de presión, evita que piedritas y arenilla que vienen con el agua ingrese a la tubería de presión y a la turbina. Por otro lado, asegura que la tubería de presión esté llena, evitando el ingreso de aire.

d. Tubería de presión.

Transporta el agua desde la cámara de carga hasta la casa de máquinas y puede ser construida en acero o en PVC. En la construcción de MCH se prefieren utilizar las tuberías de PVC por su bajo costo, fácil transporte e instalación en comparación al acero. Una condición de uso de la tubería de PVC es que siempre deben estar enterradas para evitar daños por su exposición al sol.

e. Casa de máquinas.

Es el lugar donde se encuentra instalada el grupo hidroenergético y otros elementos de control. Estos elementos se encuentran conformados por: turbina hidráulica, generador eléctrico, tablero de control y regulador automático.

f. Canal de descarga.

Es por donde el agua después de entregar su energía a la turbina retorna al río o a otro canal para continuar con el riego

### 1.3.1. Beneficios de las Mini Centrales Hidroeléctricas.

La instalación de las Mini Centrales Hidroeléctricas en zonas rurales que carecen de energía eléctrica se considera un impacto positivo, ya que mejora la calidad de vida de

los pobladores y antes de la instalación de las Mini Centrales Hidroeléctricas, los pobladores gastaban una importante suma de dinero en velas, queroseno para lámparas, baterías, radios portátiles y en el cargado de baterías de camión para uso doméstico. El uso actual de la energía eléctrica representa un sustancial ahorro con relación al gasto que efectuaban en energía antes de la instalación de las Mini Centrales Hidroeléctricas [Ref. 4].

Una Mini Central Hidroeléctrica funciona las 24 horas del día, permitiendo disponer de energía eléctrica cuando se desee, además los costos de operación y mantenimiento están al alcance de las poblaciones rurales beneficiadas.

En zonas rurales una conexión al Sistema Interconectado Nacional no resulta económico debido a que como se muestra en la tabla 1.3, la gran mayoría de las familias rurales frecuentemente se encuentran en la capacidad de pagar de 2-10 kWh/mes y para estas cantidades pequeñas los precios a pagar por los residentes rurales son muy altos. Además, representaría pérdidas para el agente promotor porque la población no puede asumir los costos totales, de modo que el Estado tendría que subsidiar las costosas instalaciones de redes hacia los lugares distantes y las distribuidoras se perjudicarían porque no podrían cobrar tarifas reales [Ref. 5].

Tabla 1.3: Comparación de costos entre las MCH y la Red del Sistema Interconectado Nacional en relación a una potencia de 3 kW.

	MCH	RED
POTENCIA	3 kW	3 kW
COSTOS (S/.)	6300	850 (Subterránea) 650 (Aérea)

Fuente: [Ref. 5].

#### 1.4. Turbina hidráulica.

Las turbomáquinas aprovechan las variaciones de la energía cinética que el fluido experimenta a su paso por la máquina. De acuerdo a esta definición, una turbina hidráulica es una turbomáquina 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 rotativos denominado rodete.

### 1.4.1. Tipos de turbinas hidráulicas.

Según el criterio de variación de la presión estática a través del rodete, las turbinas hidráulicas se pueden clasificar en dos grandes grupos: Turbinas de acción, cuando la presión estática permanece constante entre la entrada y salida del rodete y turbinas de reacción, cuando la presión estática disminuye entre la entrada y salida del rodete. A estos dos grupos corresponden las turbinas modernas que en la actualidad se emplean en las pequeñas o grandes centrales hidroeléctricas.

En el grupo de las turbinas de acción se encuentran: las turbinas Pelton de uno o más inyectores, las turbinas Turgo y las turbinas Michell-Banki.

En el grupo de las turbinas de reacción se encuentran: la bomba rotodinámica operando como turbina, turbinas Francis, turbinas Deriaz, turbinas Kaplan y las turbinas axiales en sus variantes: tubular, bulbo y de generador periférico.

### 1.4.2. Turbinas de acción.

También denominadas turbinas de impulsión, cuando la presión estática permanece constante entre la entrada y la salida del rodete.

#### 1.4.2.1. Principales características de las turbinas de acción.

En la siguiente tabla, se presentan en resumen las características de las turbinas de acción incluida el rango de velocidad específica de Brauer ( $N_s$ ) de cada una.

Tabla 1.4: Principales características de las turbinas hidráulicas de acción [Ref. 6].

TURBINA DE ACCIÓN	INVENTOR Y AÑO DE PATENTE	$N_s$ (rpm, HP, m)	Q ( $m^3/s$ )	H (m)	$\eta_{max}$ (%)	P (kW)
Pelton	Lester Pelton (E.U 1880)	1 Chorro: 30 2 Chorros: 30-50 4 Chorros: 30-50 6 Chorros: 50-70	0,05-50	30-1800	91	2-300000
Turgo	Eric Crewdson (G. Bretaña 1920)	60-260	0,025-10	15-300	85	5-8000
Michell-Banki	A.G. Michell (Australia 1903) D. Banki (Hungría 1917-1919)	40-160	0,025-5	1-5	82	1-750

#### 1.4.2.2. Turbina Michell – Banki.

Se le considera una turbina de acción, de flujo radial centrípeto – centrífugo, de flujo transversal, de doble paso y de admisión parcial. Tiene un distribuidor o inyector que consiste en una tobera de sección rectangular que abarca el rodete en cierto ángulo de admisión parcial, además este distribuidor puede o no puede tener una paleta directriz para la regulación del caudal.

Esta turbina posee un rodete que tiene forma cilíndrica y se encuentra compuesta por un par de discos, entre los cuales se fijan mediante soldadura los álabes de perfil circular y de simple curvatura.

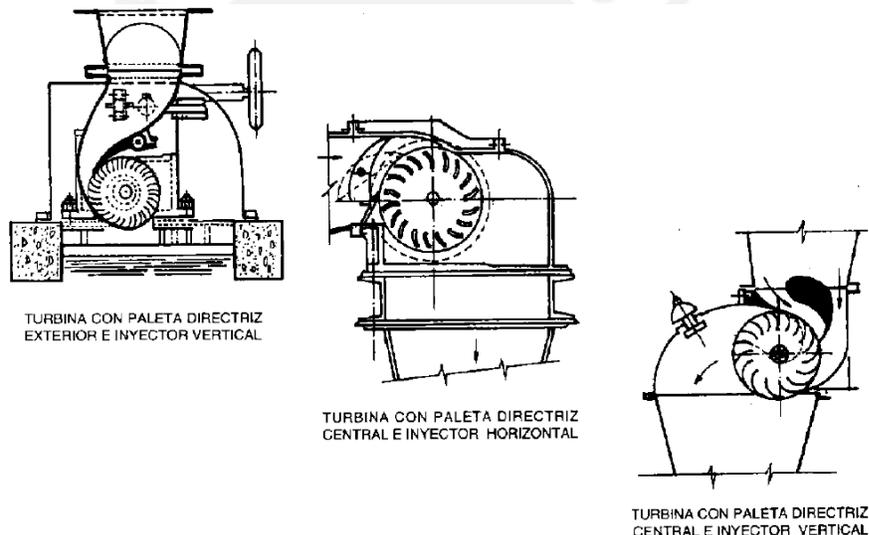


Figura 1.2: Turbina Michell – Banki. Fuente [Ref. 7].

#### 1.4.2.3. Turbina Pelton.

Puede definirse como una turbina de acción, de flujo tangencial y de admisión parcial. El proceso de flujo se realiza a presión atmosférica. Opera eficientemente en condiciones de grandes saltos, bajos caudales y en el caso de cargas parciales.

Posee un distribuidor que está constituido de uno o hasta seis inyectores. Este inyector en la mayoría de los casos es una tobera de sección circular provista de una aguja de regulación, que en centrales pequeñas puede ser prescindible, para variar la sección del flujo. También, posee un rodete de admisión parcial que consta de un

disco provisto de una serie de cucharas que pueden estar soldadas, empernadas o ser fundidas en una pieza con el disco. Puede instalarse con eje horizontal o vertical.

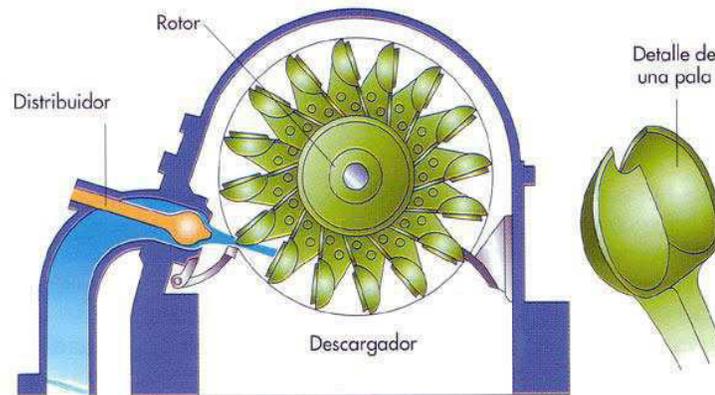


Figura 1.3: Turbina Pelton. Fuente: [Ref. 8].

#### 1.4.2.4. Turbina Turgo.

Se define como una turbina de acción de flujo axial y de admisión parcial. El distribuidor consiste en un inyector tipo Pelton que proyecta un chorro con un ángulo de inclinación entre  $20^\circ$  y  $22.5^\circ$ . El rodete es similar a un medio rodete de la turbina Pelton, es de admisión parcial y puede instalarse con eje horizontal o vertical.

Esta turbina posee buena eficiencia a cargas parciales, bajo riesgo de cavitación, baja eficiencia y existencia de empuje axial debido al chorro inclinado, por lo que se usa en pequeñas centrales.

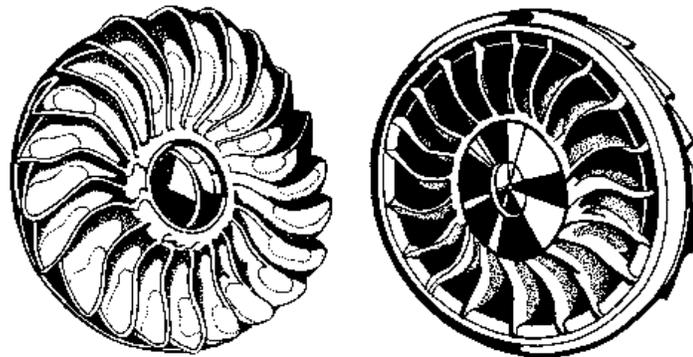


Figura 1.4: Turbina Turgo [Ref. 9].

**1.4.2.5. Ventajas y desventajas de las turbinas de acción.**

En la siguiente tabla, se comparan las turbinas de acción y se muestra como las turbinas Michell-Banki son una excelente alternativa e la instalación de MCH.

Tabla 1.5: Principales ventajas y desventajas de las turbinas de acción.

TIPO DE TURBINA	VENTAJAS	DESVENTAJAS
Pelton	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Son de fácil operación.</li> <li>✓ Pueden lograrse buenas eficiencias a cargas parciales.</li> <li>✓ La producción local es posible.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Pueden ser caras.</li> <li>✓ Pueden tener complicados mecanismos (varios inyectores, control).</li> <li>✓ Sólo es considerado en grandes instalaciones hidráulicas para alturas mayores a 150 m.</li> <li>✓ Para potencias más grandes la velocidad de rotación disminuye y el rotor se hace muy grande.</li> </ul>
Turgo	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Rango de aplicación similar al de las turbinas Pelton.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Soporta grandes cargas axiales.</li> </ul>
Michell-Banki	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ La forma cilíndrica del rodete permite que la turbina pueda trabajar dentro de grandes rangos de variación de caudal.</li> <li>✓ Es una alternativa interesante para las MCH debido a su bajo costo de fabricación y fácil construcción local.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ La eficiencia máxima obtenida es más o menos 10 % menor a las turbinas Pelton.</li> </ul>

Fuente: [Ref. 10].

**1.5. Grupo hidroenergético Michell-Banki.**

El grupo hidroenergético es una máquina que mueve un generador de electricidad a través de una turbina hidráulica. En este caso se utiliza una turbina Michell-Banki debido a que posee una buena eficiencia dentro de un amplio rango de caudal, es de bajo costo y es de fácil construcción local.

Los componentes principales del grupo hidroenergético son la turbina y el generador de electricidad, pero no son los únicos, se debe seleccionar una válvula de compuerta para permitir o no permitir el ingreso del agua a la turbina y trabajar a plena carga o realizar algún tipo de mantenimiento. Debe existir un elemento de transmisión de

potencia desde la turbina hasta el generador eléctrico como acoplamiento directo, fajas, engranajes, etc.

Por otro lado, se debe tener en cuenta el diseño de un elemento de transición de sección rectangular a sección circular llamado pieza de transición. La sección circular es la parte final de la tubería proveniente del embalse de la central hidroeléctrica y la sección rectangular es la entrada al inyector de la turbina.

En el diseño del grupo hidroenergético no se considera una paleta directriz que regule el caudal del fluido en la turbina, porque si se trabajara con esta paleta directriz se debe diseñar un mecanismo de regulación mecánico o electrónico y esto eleva el costo del grupo hidroenergético, más bien se trabajará a plena carga y con el caudal de diseño.

El diseño del inyector será horizontal, ya que si fuera vertical se tiene mayor dificultad en la obra civil de la casa de fuerza y se tendría que realizar una abertura en el techo.



Figura 1.5: Grupo hidroenergético de 100 kW con turbina Michell Banki en Chunchuquillo – Cajamarca [Ref. 21].

### 1.5.1. Turbina Michell-Banki.

Las principales características de este tipo de turbinas son las siguientes:

- ✓ No produce cavitación, debido a que la presión permanece constante entre la entrada y salida del rodete.
- ✓ La velocidad de giro puede ser seleccionada dentro un rango amplio.
- ✓ El diámetro de la turbina no depende del caudal.
- ✓ Se alcanza un aceptable nivel de rendimiento en pequeñas turbinas.
- ✓ Se puede regular el caudal y la potencia por medio de un álabe ajustable.
- ✓ Es apropiada para ríos con pequeños caudales. Estos ríos generalmente llevan poca agua durante varios meses del año, por lo que en el diseño se debe considerar el caudal parcial o el caudal mínimo, y para épocas de abundancia de agua se considerara el caudal total para fines productivos.

La turbina Michell- Banki posee un inyector de sección rectangular que va unida a la pieza de transición. El inyector dirige el agua hacia el rodete con un ángulo determinado a través de una sección que toma una determinada cantidad de álabes para mayor aprovechamiento de la energía.

Esta turbina también posee un rodete o rotor que tiene forma cilíndrica y se encuentra compuesta por un par de discos, entre los cuales se fijan mediante soldadura los álabes de perfil circular y de simple curvatura. La forma cilíndrica del rodete permite que la turbina pueda trabajar dentro de grandes rangos de variación de caudal.

La energía del agua es transferida al rodete en dos etapas o efectos. El primer efecto entrega en promedio un 70 % y el segundo el 30% restante de la energía total transferida al rodete.

El agua pasa a través de la primera etapa sumergiendo casi completamente los álabes del rodete y luego el flujo cambia de sentido en el centro del rodete y vuelve a cruzarlo en la segunda etapa.

En cuanto a la eficiencia, como se muestra en la figura 1. 5, la turbina Michell - Banki tiene una eficiencia buena dentro de un amplio rango de caudal debido a su curva más

plana y constante hasta aproximadamente el 15% del caudal nominal. Esto se logra diseñando la turbina con admisión parcial, por ejemplo si se divide el rodete en 3 partes iguales y la admisión del agua se puede realizar por 1/3, 2/3 o la totalidad del rodete. Esta eficiencia no es muy alta si se le compara con las turbinas Pelton y Francis, sin embargo es una alternativa interesante para las pequeñas centrales debido a su fácil operación, mantenimiento prácticamente nulo, bajo costo de fabricación y fácil construcción local.

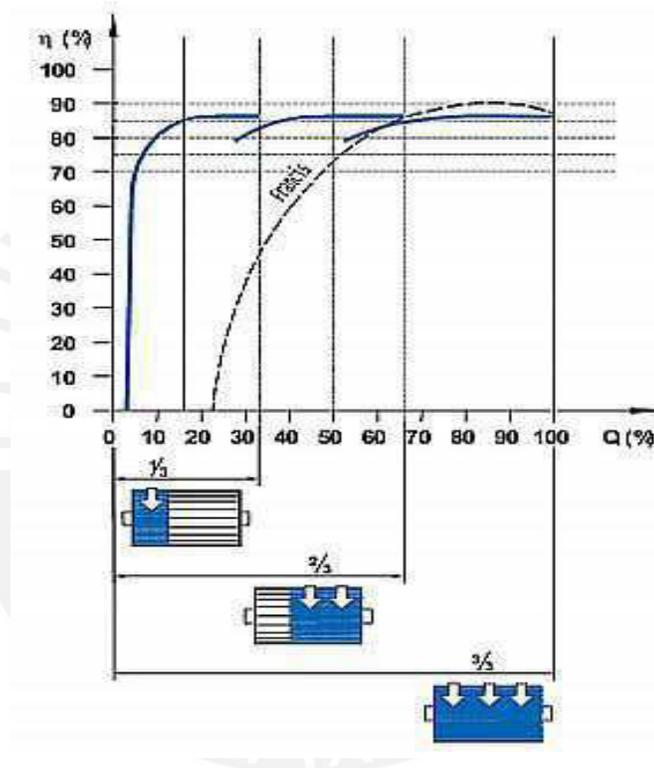


Figura 1.6: Turbina Michell – Banki. Fuente [Ref. 11].

### 1.5.2. Pieza de transición

El elemento de transición que une la tubería de presión y el inyector de la turbina se llama pieza de transición, que tiene una entrada de sección circular y una salida de sección rectangular. Para estandarizar la pieza de transición y para acoplarla a la válvula de compuerta, su sección circular se debe soldar a una brida  $\varnothing 8''$  slip on de 150 libras.

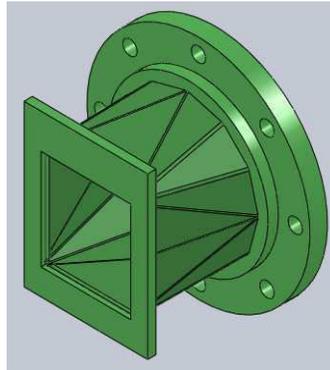


Figura 1.7: Elemento de transición o pieza de transición.

### 1.5.3. Inyector.

El inyector es el componente de la turbina Michell-Banki encargado de guiar el flujo hacia el rodete, ambos determinan la eficiencia de la turbina.

El fluido a su paso por el inyector debe poseer una buena aceleración y una distribución de velocidades uniforme en la sección de salida, de manera que se logre la mayor transformación posible de energía potencial en energía cinética.

En cuanto a la geometría, el inyector posee una sección transversal de forma rectangular compuesta por dos caras laterales rectas que permiten descargar el flujo sobre todo el ancho del rodete.

El inyector va unido a la pieza de transición y esta va unida a la tubería de presión de sección circular proveniente del embalse de la central hidroeléctrica.

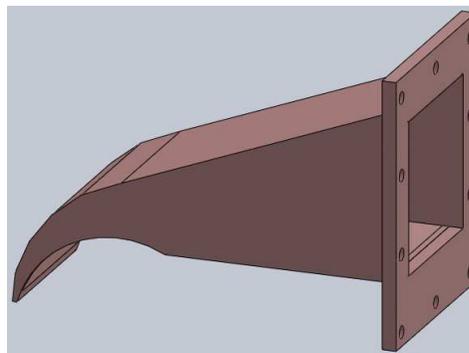


Figura 1.8: Inyector de la turbina Michell-Banki [Ref. 12].

#### 1.5.4. Sistema de transmisión de potencia.

Los elementos mecánicos de transmisión de potencia en general involucrados en un grupo hidroenergético son las siguientes:

- ✓ Rueda impulsora.
- ✓ Rueda conducida.
- ✓ Ejes que soportan las ruedas y giran con ellas.
- ✓ Cojinetes de rodamientos (soporte de ejes).

El eje motriz entrega movimiento a la rueda impulsora mediante una unión por chaveta, en este caso la rueda mueve una faja por fricción, la faja mueve a la rueda conducida y finalmente la faja mueve al eje del generador síncrono.

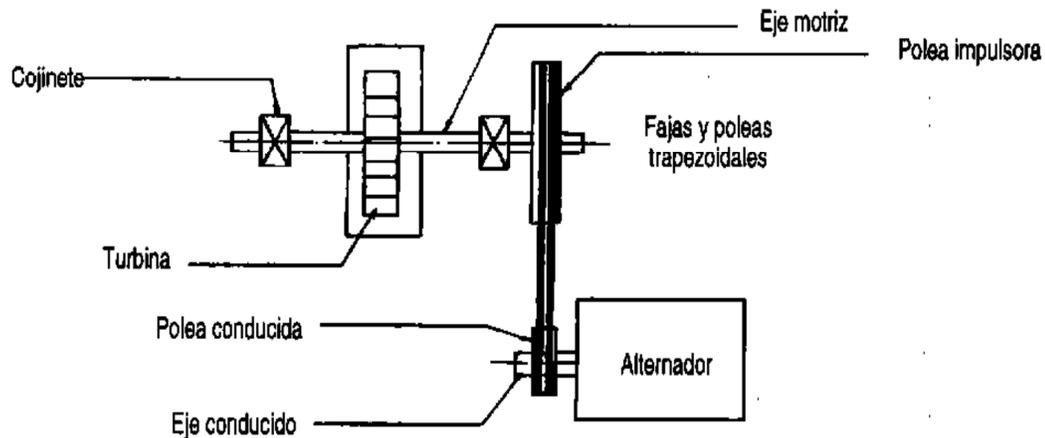


Figura 1.9: Sistema de transmisión de potencia en una etapa [Ref. 13].

En la siguiente tabla se muestran los sistemas de transmisión de potencia más utilizados.

Tabla 1.6: Transmisiones mecánicas más importantes.

FAJAS	CADENAS	RUEDAS DE FRICCIÓN	ENGRANAJES	ACOPLAMIENTO DIRECTO
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Planas</li> <li>• Trapezoidales o en V.</li> <li>• Dentadas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Simples</li> <li>• Múltiples</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Cilíndricas de eje paralelas</li> <li>• Cilíndricas de eje transversales</li> <li>• Cónicas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Cilíndricos de dientes rectos.</li> <li>• Cilíndricos de dientes helicoidales.</li> <li>• Cónicos de dientes rectos.</li> <li>• Cónicos de dientes espirales.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• De engranajes</li> <li>• Hidráulicos</li> <li>• Elásticos</li> <li>• Rígidos</li> <li>• Juntas universales</li> </ul>

#### 1.5.4.1. Acoplamiento directo.

La transmisión de potencia del eje de la turbina hacia el generador síncrono se realizará mediante un acoplamiento directo. Para este fin se selecciona un acoplamiento elástico, debido a que este tipo de acoplamientos está conformado por una unidad compacta de goma y tela, vulcanizada sobre bridas de acero que hacen que sea un excelente amortiguador capaz de absorber vibraciones, y desalineamientos, sin perder su capacidad de transmitir torque y además es de fácil adquisición en el mercado local.

#### 1.5.5. Generador eléctrico.

Se trata de una máquina eléctrica que recibe el giro de la turbina y transforma la energía mecánica del eje de la turbina en energía eléctrica, para luego entregársela al tablero de control.

Existen varios tipos de generadores eléctricos: Los generadores de imanes permanentes se utilizan para sistema pequeños menores de 1kW de potencias, la utilización de motores de inducción como generadores se ha incrementado especialmente en pequeños grupos hidroenergético de hasta 12 kW, debido a que permiten reducir costos [Ref.14].

El generador eléctrico que se seleccionará como parte del grupo hidroenergético materia de estudio de esta tesis es el generador síncrono. Este generador tiene mayor aplicación en las MCH, debido a que posee mejor respuesta ante variaciones de carga en el consumo de energía eléctrica y permite que se instalen industrias pequeñas

como aserraderos, sistemas de refrigeración y/o máquinas que contienen cargas inductivas. Sin duda esta es una ventaja frente a los motores de inducción utilizados como generadores.



Figura 1.10: Generador síncrono [Ref. 15].

#### 1.5.6. Válvula principal.

Se trata de una válvula de compuerta que permite controlar el caudal al ingreso de la turbina y se instala en la parte inferior de la tubería de presión de la micro central hidroeléctrica.

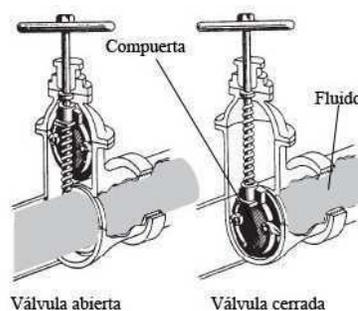


Figura 1.11: válvula de compuerta [Ref. 15].

#### 1.6. Turbinas Michell-Banki en el Perú.

En la actualidad existen empresas nacionales y extranjeras que fabrican e instalan grupos hidroenergético que trabajan con turbinas Michell-Banki en el sector rural del

Perú. En el siguiente cuadro se muestran las centrales hidroeléctricas instaladas en el sector rural que trabajan con este tipo de turbinas.

La potencia generada del grupo hidroenergético de esta tesis se encuentra cerca de la potencia generada de la central hidroeléctrica de Paccha que se muestra en la tabla 1.7. Esta central beneficia a aproximadamente 200 familias de la provincia de Tarma. Por lo tanto, se puede considerar que la generación de 120 kW del grupo hidroenergético de esta tesis beneficiaría poco menos de 200 familias en el sector rural.

Tabla 1.7: Pequeñas centrales hidroeléctricas instaladas con turbinas Michell-Banki en el Perú.

CENTRAL HIDROELECTRICA	FAMILIAS BENEFICIADAS	POTENCIA (kW)	DISTRITO, PROVINCIA, DEPARTAMENTO
Paccha	200	128	Paccha, Tarma, Junín
Cortegana	90	30	Cortegana, Celendín, Cajamarca
Buenos Aires	40	5	La Coipa, San Ignacio, Cajamarca
Cerpaquino	xx <sup>1</sup>	206	Cerpaquino, La Libertad
Orcopampa	xx	250	Orcopampa, Castilla, Arequipa
Puerto Inca	xx	100	Puerto Inca, Huánuco
Pampacolca	xx	90	Pampacolca, Arequipa
Pomahuaca	xx	65	Pomahuaca, Jaén, Cajamarca
Misquiyacu	xx	60	Misquiyacu, Amazonas
Chaccho	xx	293	Chaccho, Antonio Raimondi, Ancash

Fuente: [Ref. 16].

<sup>1</sup> No se tiene información.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Ministerio de Energía y Minas del Perú. Plan Maestro de Energías Renovables. Lima: Ministerio de Energía y Minas del Perú, 2008, pág. 8.  
[http://dger.minem.gob.pe/archivos/PlanMaestro\\_ER\\_Resumen.pdf](http://dger.minem.gob.pe/archivos/PlanMaestro_ER_Resumen.pdf)
2. Coz, Federico y otros. MANUAL DE MINI Y MICROCENTRALES HIDRÁULICAS, ITDG – Perú, Lima, 1995, pág.135.
3. Prado, Graciela. ESTUDIO DE SCALNIG UP EN MICROCENTRALES HIDROELÉCTRICAS: EXPERIENCIAS DE SOLUCIONES PRÁCTICAS - ITDG. Lima, 2006, pág. 40.
4. Prado, Graciela, óp. Cit., pág. 12.
5. Prado, Graciela, óp. Cit., pág. 17.
6. Coz, Federico y otros, óp. Cit., pág.127.
7. Coz, Federico y otros, óp. Cit., pág.130.
8. <http://sites.google.com/site/0802enriquem/Home/paginas-de-companeros/200808-arturo-sanchez>
9. <http://sleekfreak.ath.cx:81/3wdev/VITAHTML/SUBLEV/ES2/RNGES027.HTM>
10. Marchegiani, Ariel. PEQUEÑAS CENTRALES HIDRÁULICAS. Argentina, 2003. Pág. 6.
11. <http://www.ossberger.de/cms/es/hydro/la-turbina-ossberger/>
12. FICHA TÉCNICA TURBINA MICHELL-BANKI, ITDG – Perú: Lima, 2010.  
<http://www.solucionespracticas.org.pe/publicacionessp/index.php>
13. Coz, Federico y otros, óp. cit., pág.163.

14. Smith, Nigel. MOTORES COMO GENERADORES PARA GENERADORES PARA MICRO CENTRALES HIDRÁULICAS: MANUAL DE APLICACIÓN, ITDG – Perú, Lima, 1995, pág. 2.
15. [http://es.made-in-china.com/tag\\_search\\_product/Synchronous-Generator\\_noiui\\_1.html](http://es.made-in-china.com/tag_search_product/Synchronous-Generator_noiui_1.html)
16. [http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica\\_hidraulica30.htm](http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica30.htm)
17. Prado, Graciela, óp. cit., pág. 28.
18. Ministerio de Energía y Minas del Perú. Plan Nacional de Electrificación Rural Periodo 2012 – 2021. Lima: Ministerio de Energía y Minas del Perú, 2011.  
  
[http://dger.minem.gob.pe/ArchivosDger/PNER\\_2012-2021/PNER-2012-2021%20Texto.pdf](http://dger.minem.gob.pe/ArchivosDger/PNER_2012-2021/PNER-2012-2021%20Texto.pdf)
19. Dávila, Celso y otros. MANUAL PARA LA EVALUACIÓN DE LA DEMANDA, RECURSOS HÍDRICOS, DISEÑO DE INSTALACIÓN DE MICROCENTRALES HIDROELÉCTRICAS, ITDG – Perú. Lima, 2010.  
  
<http://www.solucionespracticas.org.pe/publicacionessp/index.php>
20. <http://www.turbinas3hc.com/ComponentesCentralH.html>.
21. <http://www.turbinas3hc.com/AlgunasObras.html>.

## CAPÍTULO 2

### DISEÑO HIDRÁULICO DEL GRUPO HIDROENERGÉTICO

#### 2.1. Parámetros para el diseño hidráulico de la turbina Michell-Banki.

El diseño y construcción de la turbina Michell-Banki requiere la solución de problemas que no siempre se pueden afrontar matemáticamente y más bien deben resolverse experimentalmente mediante el uso de modelos. El modelo permite verificar los cálculos antes de construir la turbina real o prototipo.

Las relaciones entre el modelo y el prototipo se realizan a través de los números adimensionales. Entre estos, los que mejor expresan la semejanza entre el modelo y prototipo son los llamados números específicos de revoluciones o también llamados números de velocidad específica.

Velocidad específica de caudal o número de Brauer ( $N_q$ ).

$$N_q = \frac{N\sqrt{Q}}{S_n^{3/4}} \text{ [Ref.1]} \quad (2.1)$$

Velocidad específica de potencia o número de Cramerer ( $N_S$ ).

$$N_S = \frac{N\sqrt{P_T}}{S_n^{5/4}} \text{ [Ref.1]} \quad (2.2)$$

Donde:

$N$ : Velocidad de rotación de la turbina en  $rpm$ .

$Q$ : Caudal de la turbina en  $m^3/s$ .

$S_n$ : Salto neto en  $m$ .

$P_T$ : Potencia al eje de la turbina en  $HP$  o  $kW$ .

Para el diseño de una turbina Michell-Banki se requiere determinar datos como salto neto, caudal máximo que fluye por la turbina y la potencia al freno que la turbina deberá entregar al generador para que este entregue la potencia nominal de 120 kW.

La potencia al freno de la turbina se obtiene con la siguiente fórmula:

$$P_T = \frac{P_g}{\eta_g \eta_{tr}} \quad \text{[Ref.2]} \quad (2.3)$$

Donde:

$P_T$ : Potencia en el eje de la turbina en  $kW$ .

$P_g$ : Potencia máxima que el generador entrega al sistema eléctrico en  $kW$ .

$\eta_g$ : Eficiencia del generador.

$\eta_{tr}$ : Eficiencia del sistema de transmisión mecánica de potencia.

El caudal de diseño se obtiene en función de la potencia al freno con la siguiente fórmula:

$$Q = \frac{P_T}{9.807 S_n \eta_T} \quad \text{[Ref.2]} \quad (2.4)$$

Donde:

$Q$ : Caudal de diseño que fluye por la turbina en  $m^3/s$ .

$P_T$ : Potencia en el eje de la turbina en  $kW$ .

$S_n$ : Salto neto en  $m$ .

$\eta_T$ : Eficiencia de la turbina cuando opera a plena carga, que para el diseño del grupo hidroenergético se considerará 82% [Ref. 3].

### 2.1.1. Diagrama de velocidades.

Para diseñar el perfil del álabe del rodete es necesario determinar el diagrama de velocidades en cada punto del rodete. Para determinar los diagramas de velocidades es necesario definir la velocidad de salida del agua de inyector. Esta velocidad se determina aplicando la Ecuación de Bernoulli entre la superficie del reservorio de la MCH donde la velocidad es aproximadamente cero y la salida del inyector.

Ecuación de Bernoulli:

$$\frac{P_0}{\rho g} + \frac{v_0^2}{2g} + Z_0 = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + Z_1 + \Delta H_t + \Delta H_i \quad \text{[Ref.4]} \quad (2.5)$$

Donde:

$v_0$  y  $v$ : Velocidad de una partícula de agua en la superficie del reservorio y en la salida del inyector respectivamente.

$P_0$  y  $P_1$ : Presiones en la superficie del reservorio y en la salida del inyector respectivamente.

$Z_0$  y  $Z_1$ : Niveles de altura respecto una línea de referencia de la superficie del reservorio y la posición del inyector respectivamente.

$\rho$ : Densidad del agua.

$g$ : Aceleración de la gravedad.

$\Delta H_t$ : Perdida de presión por efecto de la fricción del agua en la tubería de presión.

$\Delta H_i$ : Perdida de presión por efecto de la fricción del agua en las paredes del inyector.

En la ecuación de Bernoulli anterior, las presiones en la superficie del reservorio y en la salida del inyector se pueden considerar iguales a la presión atmosférica y la diferencia entre  $Z_0$  y  $Z_1$  representa al salto bruto  $S_b$  en metros. El salto neto  $S_n$  se obtiene de la diferencia entre el salto bruto y la pérdida por fricción en la tubería.

Con todas las consideraciones anteriores y partiendo de la ecuación (2.5) se puede determinar la velocidad del chorro de agua  $v_{ch}$  en la salida del inyector:

$$V_{ch} = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{S_n}} \sqrt{2gS_n} \quad \text{[Ref.4]} \quad (2.6)$$

Asimismo, se define el coeficiente de velocidad del inyector  $K$ , que generalmente es determinado en forma experimental con valores varían entre 0.95 y 0.98 [Ref. 5]. Para el propósito de estudio de esta tesis se toma el valor de  $K$  igual a 0.96.

$$K = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{S_n}} = 0.96 \quad \text{[Ref.5]} \quad (2.7)$$

La velocidad de salida del agua en inyector queda definida por:

$$V_{ch} = K\sqrt{2gS_n} \quad \text{[Ref.5]} \quad (2.8)$$

Además, se considera que la velocidad del chorro de agua a la salida del inyector es iguala a la velocidad de ingreso del agua al rodete  $V_2$ . Ese chorro de agua se orienta hacia el rodete con un ángulo promedio  $\alpha_2$ .

En forma práctica, para la máxima utilización de la energía se puede considerar que la velocidad de arrastre del agua al ingreso del rodete es  $U_2 = 0.5 V_{2u}$ , debido a que el agua no ingresa en forma paralela al plano longitudinal que contiene al eje [Ref.6].

En la figura 2.1 se puede apreciar el triángulo de velocidades del primer y segundo efecto del agua a su paso por el rodete.

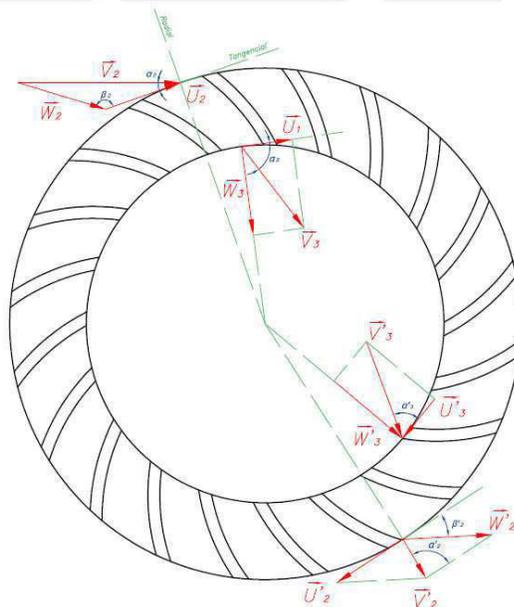


Figura 2.1: Diagrama de Velocidades en el rodete.

Una vez determinada la velocidad de arrastre, la velocidad relativa del agua al ingreso del rodete puede expresarse utilizando la ley de cosenos:

$$W_2^2 = V_2^2 + U_2^2 - 2V_2U_2 \cos \alpha_2 \tag{2.9}$$

$$W_2^2 = V_2^2 + \left(\frac{V_{2u}}{2}\right)^2 - V_2V_{2u} (\cos \alpha_2)^2 \tag{2.9.1}$$

De la figura 2.1 también se puede determinar la velocidad de ingreso en la dirección radial y tangencial:

$$V_{2r} = V_2 \sin \alpha_2 \tag{2.10}$$

$$V_{2r} = W_2 \sin \beta_2 \tag{2.10.1}$$

$$V_{2u} = V_2 \cos \alpha_2 \tag{2.11}$$

Reemplazando la ecuación (2.11) en (2.9) y resolviendo se obtiene:

$$W_2 = V_2 \sqrt{1 - \frac{3}{4} (\cos \alpha_2)^2} \tag{2.12}$$

Relacionando las ecuaciones (2.12) y (2.9) con (2.10) se obtiene:

$$\beta_1 = \sin^{-1} \left( \frac{\sin \alpha_2}{\sqrt{1 - \frac{3}{4} (\cos \alpha_2)^2}} \right) \tag{2.13}$$

El ángulo  $\alpha_2$  generalmente varía entre los 14° y 17° [Ref.7]. De acuerdo a la ecuación (2.13) el ángulo  $\beta_2$  varía según se muestra en la tabla 2.1.

Tablas 2.1. Variación del ángulo  $\alpha_2$ .

$\alpha_2^\circ$	14	14.1	14.8	14.9	15	15.1	15.2	15.9	16	16.1	16.2	16.3	16.9	17
$\beta_2^\circ$	26.5	26.67	27.85	28.02	28.19	28.35	28.52	29.67	29.83	30	30.16	30.32	31.28	31.44

Fuente: [Ref. 7].

El ángulo  $\beta_2$  influye en la construcción del rodete por lo que se busca utilizar valores que faciliten su construcción. De acuerdo a lo anterior, es conveniente utilizar un ángulo  $\alpha_2$  de 16,102° con lo que se obtiene un ángulo  $\beta_2 = 30^\circ$  [Ref. 7].

En el interior del rodete se cumple que la velocidad relativa  $W_3$  forma un ángulo  $\beta_3$  igual a  $90^\circ$  con la dirección radial y que el triángulo de velocidades a la salida del primer efecto es igual al triángulo de velocidades a la entrada del segundo efecto, ya que en esta parte el fluido realiza una trayectoria de caída libre.

Teniendo estas consideraciones se puede definir:

$$V_3 = V'_3 \quad (2.14)$$

$$W_3 = W'_3 \quad (2.15)$$

$$U_3 = U'_3 \quad (2.16)$$

$$\beta_3 = \beta'_3 = 90^\circ \quad (2.17)$$

A la salida del agua del rodete se forma un triángulo de velocidades parecido al de ingreso en la que se cumple:

$$U'_2 = U_2 \quad (2.18)$$

$$\beta'_2 = 180^\circ - \beta_2 \quad (2.19)$$

$$W'_2 = K_f W_2 \quad (2.20)$$

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 se puede aproximar a 0.98 [Ref. 5].

### 2.1.2. Geometría del rodete.

Cuando se diseña una turbina para que gire a una velocidad síncrona, el diámetro exterior del rodete en metros, se determina con la siguiente expresión:

$$D_e = \frac{39.85 S_n^{1/2}}{N} \quad [\text{Ref. 2}] \quad (2.21)$$

El diámetro interior del rodete se determina en base al diagrama de velocidades visto en el punto 2.1.1 y se calcula con la siguiente expresión:

$$\frac{D_i}{D_e} = \sqrt{\frac{2 \sin \alpha_2}{1 + \sin \alpha_2}} \quad [\text{Ref. 8}] \quad (2.22)$$

Para facilitar la fabricación del rodete por soldadura, el ancho como mínimo puede considerarse como un 50% mayor que ancho del inyector.

$$B_{rodete} = 1.5 B_{inyector} \quad [\text{Ref. 8}] \quad (2.23)$$

### 2.1.3. Geometría básica del inyector.

La única dimensión del inyector que varía en función del salto y caudal es el ancho del inyector, que se calcula con la siguiente expresión

$$B_{iny} = \frac{Q}{V_2 \sin \alpha_2 \pi D_e K_0} \quad [\text{Ref. 8}] \quad (2.24)$$

Donde:

$K_0$ : Porcentaje de la circunferencia exterior del rodete por donde ingresa el agua, que se considera igual a 25% para un ángulo  $\alpha_2$  igual a  $16^\circ$  [Ref.8].

### 2.1.4. Número de álabes del rodete.

El número de álabes se escoge en función del diámetro exterior del rodete y según condiciones de funcionamiento de la turbina como salto y caudal. Producto de diferentes investigaciones, en la tabla 2.2 se muestra que el número óptimo de álabes del rodete se encuentra entre 24 y 36.

Tabla 2.2: Parámetros característicos en turbinas Michell-Banki ensayadas por diferentes investigaciones.

REFERENCIA	D/d	D/B	Z	$\eta$ (%)
VDI, ETIOPIA, 1981	0.67	3.26	36	66
ODTU, ANKARA, TURQUIA, 1985	0.83	1.44	30	55.5
GANZ, HUNGRIA, 1984	0.66	1	30	75
LOS ANDES, COLOMBIA, 1977	0.62	1.87	27	60.6
YOKOHAMA, JAPON, 1985	0.66	4.25	26	80.6
VIGM, CCCP, 1986	0.63	3	24	78
RESITA, RMANIA, 1983	0.66	1.28	24	73
KTU, TRAZBON, TURQUIA, 1987	0.54	0.81	24	71.3
ALABAMA, USA, 1983	0.66	0.25	20	75
OREGON, USA, 1949	0.66	1.09	20	68

Fuente: [Ref. 10]

### 2.1.5. Geometría del álabe.

Los álabes del rodete tienen forma de sector circular, deben ser afilados en las puntas para evitar pérdidas y el radio de curvatura se expresa con la siguiente fórmula:

$$r = \frac{D_e}{4 \cos \beta_2'} \left| 1 - \frac{D_i}{D_e} \right| \quad [\text{Ref. 8}] \quad (2.25)$$

Por otro lado, el ángulo de curvatura de los álabes se obtiene con la expresión:

$$\varphi = 2 \tan^{-1} \left| \frac{\cos \beta_2'}{\frac{D_i}{D_e} + \sin \beta_2'} \right| \quad [\text{Ref. 8}] \quad (2.26)$$

Finalmente el radio de centros de donde se traza el radio de curvatura se obtiene con la siguiente expresión:

$$r_c = \sqrt{\left(\frac{D_i}{2}\right)^2 + r^2} \quad (2.27)$$

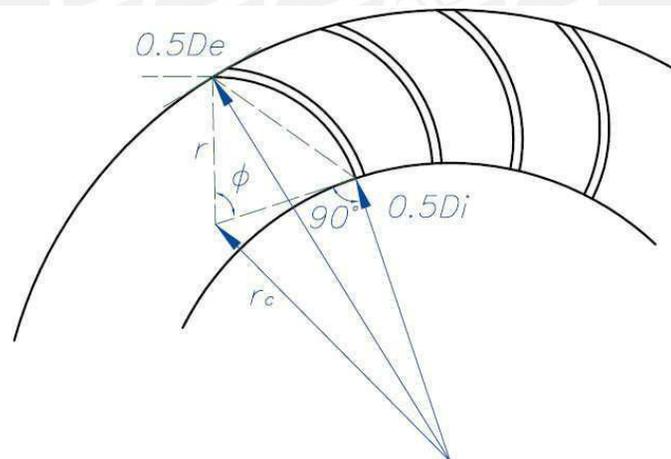


Figura 2.2: Geometría del álabe.

Conociendo el radio de curvatura, el ángulo de curvatura, la circunferencia de centros de los álabes, el diámetro interior y el diámetro exterior del rodete se puede fijar la geometría del álabe dentro del disco del rodete donde se debe realizar una ranura con la geometría de álabe para luego fijar cada álabe mediante soldadura.

Tomando como guía la figura 2.2, el procedimiento para hallare el centro cada álabe en el disco del rodete es el siguiente:

- ✓ Trazar una tangente en un punto del diámetro interior del rodete.
- ✓ Trazar el radio interior del rodete ( $r_c$ ) de manera que se forme un ángulo de  $90^\circ$  con la tangente antes trazada.
- ✓ Trazar el diámetro de centros de los álabes e intersecarla con la tangente antes trazada. De esta manera se define exactamente el centro de circunferencia de un álabe.
- ✓ Finalmente con el dato del radio de curvatura ( $r$ ) trazar el arco de circunferencia que define la geometría del álabe.

De esta manera la geometría y la posición de cada álabe están completamente definidas.

## 2.2. Dimensionamiento del rodete

### 2.2.1. Variación de la geometría del rodete respecto a la velocidad angular.

Antes de dimensionar el rodete se debe definir la velocidad angular de la turbina Michell-Banki teniendo en cuenta que los generadores síncronos comerciales son de 4 polos; es decir, giran a 1800 rpm.

Para tener un criterio de selección se debe tabular el diámetro exterior del rodete teniendo como datos de entrada distintas velocidades específicas y por lo menos dos velocidades angulares distintas para poder observar el comportamiento de las curvas resultantes.

Una opción para diseñar la turbina es considerar un acoplamiento directo entre esta y el generador; es decir, que ambas giren a 1800 rpm y la otra opción es diseñar la turbina con un giro de 900 rpm y mediante un sistema de transmisión por fajas elevar la velocidad de giro hasta las 1800 rpm que necesita el generador.

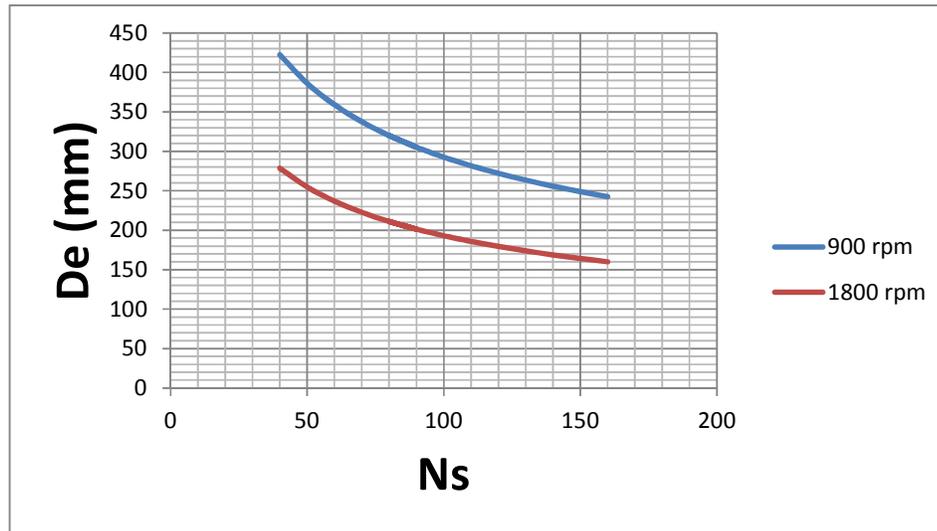


Figura 2.3: Gráfico del diámetro exterior del rodete vs. Velocidad específica.

La figura 2.3 se obtuvo utilizando las expresiones (2.2), (2.3) y (2.13), variando la velocidad específica y considerando dos velocidades angulares. En esta figura se puede observar que cuando la velocidad angular aumenta, el diámetro exterior del rodete disminuye, por lo tanto toda la geometría de la turbina disminuye y a su vez los costos de fabricación disminuyen.

Considerando que un objetivo de esta tesis es diseñar la turbina con los menores costos de fabricación posibles, además considerando que el generador síncrono se debe importar o mandar a fabricar en una empresa especializada y que en Anexo 3 se tiene una cotización de un generador síncrono de 120 kW de 1800 rpm que se puede fabricar totalmente en el Perú por la empresa HIDROSATUR S.A.

Por lo tanto se selecciona para el diseño de la turbina una velocidad angular  $N=1800$  rpm y para transmitir la potencia desde la turbina hasta el generador se selecciona un acoplamiento directo.

### 2.2.2. Dimensionamiento definitivo del rodete

Para el dimensionamiento definitivo del rodete primero se deben establecer condiciones de diseño como caudal y salto neto. Para ello, se limita la velocidad específica  $N_s$  que para turbinas Michell-Banki varía en un rango entre 40 y 160 como se vio en la sección 1.4.2.1 del capítulo 1.

Por otro lado, usando una eficiencia de la turbina  $\eta_T = 82\%$  [Ref.5], datos de entrada como  $P = 120 \text{ kW}$ , velocidad angular  $N=1800 \text{ rpm}$ , considerando un  $\alpha_2 = 16^\circ$  y limitando la velocidad específica se puede hallar un rango de posibilidades de caudal, salto neto, diámetro exterior del rodete, ancho del inyector y ancho de rodete.

Utilizando las ecuaciones (2.2), (2.3), (2.4), (2.21), (2.22), (2.23) y (2.24) se obtiene la siguiente tabla:

Tabla 2.3: Variación de parámetros de diseño del rodete respecto a la variación de la velocidad específica.

Ns	Sn (m)	Q (m <sup>3</sup> /s)	De(m)	Biny (m)	Brodete (m)
40	158.36	0.091	0.279	0.028	0.042
50	132.47	0.112	0.255	0.041	0.062
60	114.49	0.129	0.237	0.055	0.083
70	101.21	0.146	0.223	0.071	0.106
80	90.95	0.163	0.211	0.088	0.132
90	82.78	0.179	0.201	0.106	0.159
98	77.32	0.192	0.195	0.122	0.182
100	75.48	0.196	0.192	0.128	0.191
104	73.73	0.201	0.190	0.134	0.201
110	70.50	0.210	0.186	0.146	0.219
120	65.76	0.225	0.180	0.168	0.252
130	61.68	0.240	0.174	0.191	0.287
140	58.13	0.255	0.169	0.215	0.323
150	55.01	0.269	0.164	0.240	0.360
160	52.24	0.284	0.160	0.266	0.400

Para seleccionar el diámetro exterior del rodete, se debe tener algunas consideraciones para obtener la selección más cercana a los requerimientos o exigencias que se tienen del grupo hidroenergético. Estas exigencias son:

Tabla 2.4: Lista de exigencias del grupo hidroenergético.

LISTA DE EXIGENCIAS			Pág. 1 de 2
PROYECTO:	DISEÑO DE UN GRUPO HIDROENERGÉTICO MICHELL-BANKI DE 120 kW		Redactado por: Johel Benites Príncipe
CLIENTE:	PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ		Fecha: 18/11/2010
FECHA (CAMBIOS)	DESEO O EXIGENCIA	DESCRIPCIÓN	Responsable
<b>FUNCIONES</b>			
	E	El grupo hidroenergético debe aprovechar la caída de un recurso hídrico y transformar el trabajo técnico en eje en energía eléctrica con una potencia de 120 kW para el beneficio de poblaciones del sector rural del Perú.	J.B.P
	E	El grupo hidroenergético debe funcionar durante todas las estaciones del año.	
	E	El grupo hidroenergético debe trabajar hasta con un 70% de carga parcial conservando su eficiencia.	
<b>CINEMÁTICA</b>			
	E	La turbina del grupo hidroenergético debe girar a una velocidad de tal manera que usando un sistema de trasmisión de potencia el generador eléctrico gire a su velocidad de sincronismo.	J.B.P
<b>GEOMETRÍA</b>			
	E	El equipo deberá ser lo más compacto posible para no ocupar demasiado espacio en la casa de fuerza.	J.B.P
	E	El diseño del rodete debe realizarse buscando simetría entre el diámetro exterior y el ancho, es decir, que estas dimensiones se aproximen lo mayor posible.	
<b>MATERIALES</b>			
	E	El equipo será fabricado con materiales de fácil adquisición en el mercado local.	J.B.P
	E	Los componentes del grupo hidroenergético que no se fabriquen de acero inoxidable tendrán un recubrimiento adecuado o pintura para prevenir el ataque corrosivo.	
	D	El grupo hidroenergético deberá ser fabricado con materiales que resistan los máximos esfuerzos que se presentaran durante su operación.	
<b>SEGURIDAD</b>			
	E	El grupo hidroenergético debe diseñarse de tal manera que no ponga en peligro la integridad física del operario durante su operación y mantenimiento.	J.B.P

FECHA (CAMBIOS)	DESEO O EXIGENCIA	DESCRIPCIÓN	Respon- sable
<b>FABRICACIÓN</b>			
	E	La fabricación del grupo hidroenergético debe ser posible en talleres locales, que empleen proceso de manufactura básica.	J.B.P
	E	Se empleará la siguiente maquinaria durante su fabricación: Torno, fresadora, taladro y soldadura.	
	E	Se desperdiciará la menor cantidad posible de material durante la fabricación del equipo.	
<b>MONTAJE</b>			
	E	El equipo será de fácil montaje y desmontaje para su operación, mantenimiento o una posible reubicación del grupo a otro lugar geográfico.	J.B.P
	E	El grupo hidroenergético debe ser instalado en la casa de fuerza de la MCH.	
<b>TRANSPORTE</b>			
	E	Como el grupo hidroenergético está orientado para trabajar en el sector rural, se debe diseñar de tal manera que no se necesiten equipos especiales para su transporte.	J.B.P
<b>MANTENIMIENTO</b>			
	E	Se debe diseñar el grupo hidroenergético de tal manera que el mantenimiento se realice de manera sencilla, es decir, las partes que deben lubricarse o reemplazarse por desgaste deben ser de fácil acceso.	J.B.P
<b>OPERACIÓN</b>			
	D	Debe ser operado solamente por una persona que trabaje por turnos durante el funcionamiento del grupo hidroenergético.	J.B.P
<b>COSTOS</b>			
	E	El diseño, fabricación, transporte, instalación y mantenimiento del grupo hidroenergético debe tener el menor costo económico posible, pues el equipo se encuentra dirigido al sector rural.	J.B.P

Con estas consideraciones y siguiendo el diagrama de flujo para la metodología de trabajo de la figura 2.3 se escogen tres posibles alternativas de solución, las cuales serían: la alternativa 1 con un  $N_s=98$ , alternativa 2 con un  $N_s=100$  y la alternativa 3 con un  $N_s=104$  que presentan posibilidades de fabricación y suficiente distancia entre  $N_s$  para que exista una diferencia significativa.

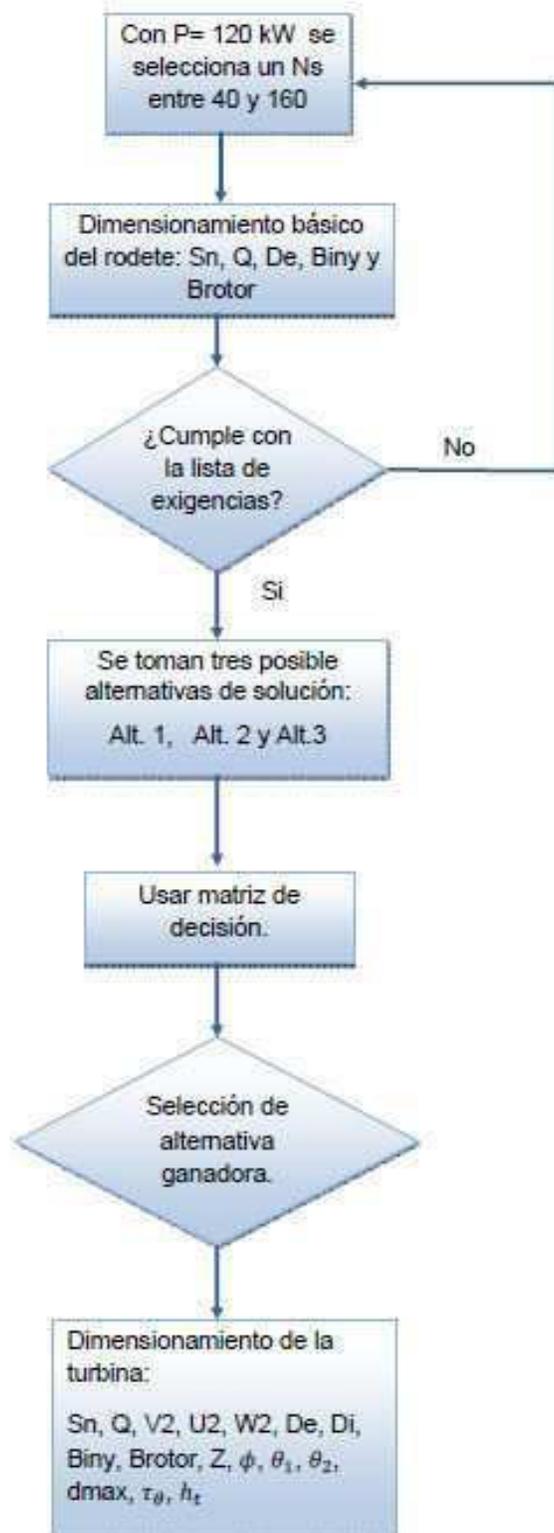


Figura 2.4: Diagrama de flujo para la metodología de trabajo.

Tabla 2.5: Matriz de decisión para la selección de la alternativa ganadora.

CRITERIO	%	DESCRIPCION	Puntaje	Alt. 1	Alt. 2	Alt 3
Función	22	Cumple con las funciones principales exigidas al grupo hidroenergético	3	3	3	3
		Cumple medianamente con las funciones principales exigidas al grupo hidroenergético	2			
		No cumple con las funciones exigidas al grupo hidroenergético	1			
Fabricación	17	Fabricación fácil en carpintería metálica con operarios poco calificados	3	2	2	2
		Fabricación fácil en taller equipado con máquinas convencionales y medianamente operarios calificados	2			
		Fabricación con máquinas automáticas y operarios calificados	1			
Dimensiones	17	Rodete proporcional. Dimensión del ancho cerca al del diámetro	3	2	3	1
		Rodete angosto. Dimensión del ancho menor que el diámetro	2			
		Rodete alargado. Dimensión del ancho mayor que el diámetro	1			
Costos de fabricación	15	Costo menor al cotizado inicialmente	3	1	2	1
		Costo igual al cotizado inicialmente	2			
		Mayor costo que el cotizado inicialmente	1			
Seguridad	8	No se necesitan elementos de seguridad para la manipulación	3	2	2	2
		Se necesitan elementos de seguridad básicos para la manipulación	2			
		Se necesita de equipos especiales para la manipulación	1			
Operación	5	No se necesitan operarios en la casa de fuerza	3	3	3	3
		Se requiere de un operario por turnos en la casa de fuerza	2			
		Se requiere más de un operario fijo en la casa de fuerza	1			
Mantenimiento	5	Mantenimiento muy fácil (sin desarmar el grupo.)	3	2	2	2
		Medianamente fácil (Se necesita desarmar algunos componentes)	2			
		Difícil (se necesita desarmar todo)	1			

CRITERIO	%	DESCRIPCION	Puntaje	Alt. 1	Alt. 2	Alt 3
Tiempo entre mantenimiento	3	Cada 12 meses	3	2	2	2
		Entre 8 y 12 meses	2			
		Menos de 8 meses	1			
Transporte	5	Transporte fácil (sin maquinaria)	3	3	3	3
		Transportes medianamente fácil (En un vehículo convencional)	2			
		Transporte dificultoso (necesidad de maquinaria)	1			
Peso	3	Transportado por 2 personas	3	2	2	2
		Transportado por 3-5 personas	2			
		Necesita de maquinaria	1			
<b>TOTAL</b>				<b>2.17</b>	<b>2.49</b>	<b>2</b>

Para la selección de la mejor alternativa de solución, se usa una matriz de decisión que se muestra en la tabla 2.5, asimismo en esa tabla se detallan porcentajes y criterios de calificación. De esta matriz de decisión se desprende que la alternativa que obtuvo mayor puntaje total es la alternativa 2 con un  $N_s=100$ , por lo tanto esta alternativa es la ganadora y es la seleccionada para el desarrollo del diseño hidráulico del grupo hidroenergético.

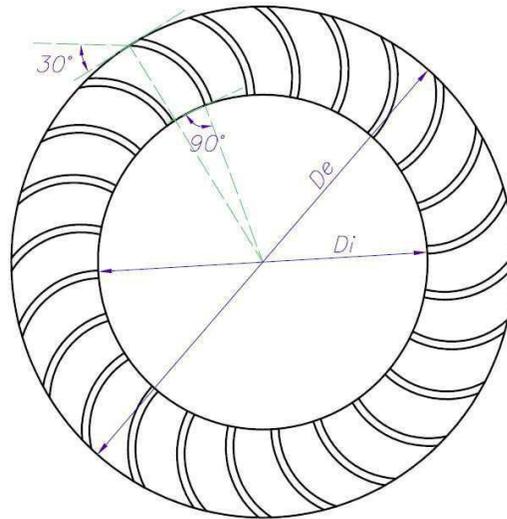


Figura 2.5: Perfil del rodete.

### 2.3. Trayectoria relativa del fluido

El cálculo de la trayectoria del agua en el rodete se realiza para garantizar que no exista contacto entre el agua y eje central del rodete, debido a que si el agua choca con el eje se pierde energía que debe aprovecharse en el segundo efecto y además, se produce desgaste en el eje central ocasionándole un tiempo de vida menor.

Si consideramos la trayectoria de una partícula de agua en el interior del rodete de forma rectilínea, el ángulo de ingreso, ángulo de salida del fluido y diámetro máximo del eje central del rodete se obtienen con las siguientes expresiones:

$$\theta_{ingreso} = \left(\frac{r\phi}{W_2}\right) \left(\frac{360 N}{60}\right) \text{ [Ref. 9]} \quad (2.28)$$

$$\theta_{salida} = \frac{\theta_{ingreso}}{K_f} \text{ [Ref. 9]} \quad (2.29)$$

$$d = 0.328D_e \text{ [Ref. 9]} \quad (2.30)$$

Donde  $K_f$  puede considerarse como 0.98 [Ref.5] y  $\varphi$  se expresa en radianes.

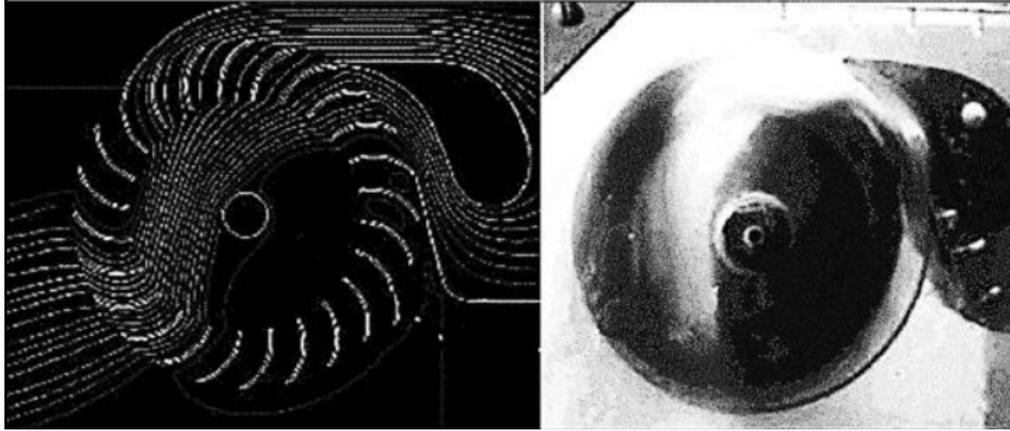


Figura 2.6: Simulación y fotografía de la trayectoria del agua en el interior del rodete [Ref. 38].

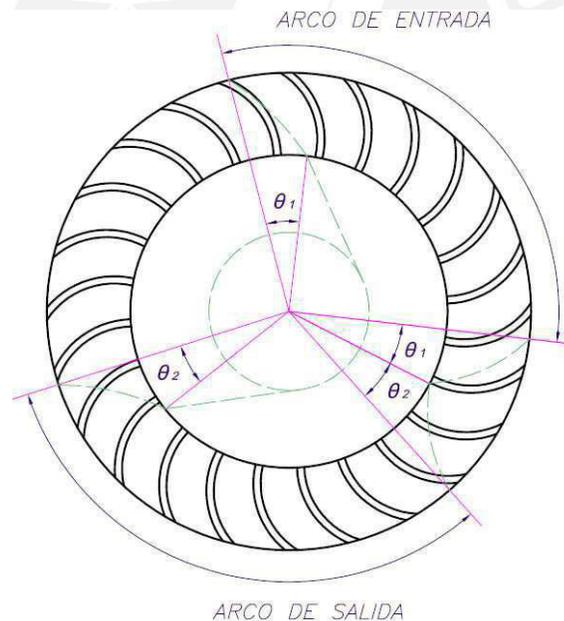


Figura 2.7: Trayectoria del agua en el rodete.

#### 2.4. Resultados del dimensionamiento del rodete.

Una vez seleccionada la mejor alternativa de solución para los componentes del rodete, se puede dimensionar otros componentes de la turbina. Para esto último, se utilizan las ecuaciones anteriores y haciendo uso de la tabla 2.2 se selecciona un número de álabes  $Z=24$ , pues se tiene mayor eficiencia para una relación  $De/B$

aproximadamente igual a 1. Con las consideraciones anteriores se obtiene la siguiente tabla:

Tabla 2.6: Dimensiones del rodete.

Ns=100			
$S_n$ (m)	75.48	$B_{rotor}$ (mm)	191
$Q$ (m <sup>3</sup> /s)	0.196	$Z$	24
$V_2$ (m/s)	37.71	$r$ (m)	31.3
$U_2$ (m/s)	18.16	$r_c$ (m)	70.7
$W_2$ (m/s)	20.85	$\theta$ (°)	73
$D_e$ (m)	0.192	$\theta_{ingreso}$ (°)	20.65
$D_i$ (m)	0.127	$\theta_{salida}$ (°)	21.07
$B_{iny}$ (m)	0.128	$d_{max}$ (mm)	63

## 2.5. Dimensionamiento del inyector.

El inyector posee una sección transversal de forma rectangular compuesto por dos caras laterales, una cara superior y una cara inferior recta con un ángulo de máximo inclinación de 5°. Las caras laterales permiten descargar el flujo de agua sobre todo el ancho del rodete y la cara superior guía el flujo y posee el ángulo  $\alpha_2$  mencionado anteriormente que se mantiene constante en cada punto de la curva y tangente a la periferia del rodete.

El ángulo de admisión del inyector  $\theta_a$  varía entre 30° y 120°. Sin embargo, para una turbina Michell-Banki se considera que el ángulo  $\theta_a$  óptimo es 90° [Ref.10].

La curva envolvente de la cara superior del inyector para un ángulo de admisión  $\theta$  que varía entre 0° y  $\theta_a$  queda definida con la siguiente expresión:

$$\tau_\theta = 0.5 D_e e^{\left[ \frac{1-\theta}{\theta_a} \right] \frac{Q}{B_{iny} C}} \quad \text{[Ref.11]} \quad (2.31)$$

Donde:

$$C = 1.96 D_e \sqrt{S_n} \quad \text{[Ref.11]} \quad (2.32)$$

La altura del inyector en cada punto de la curva envolvente es:

$$h_t = \tau_\theta - 0.5D_e \text{ [Ref.11]} \tag{2.33}$$

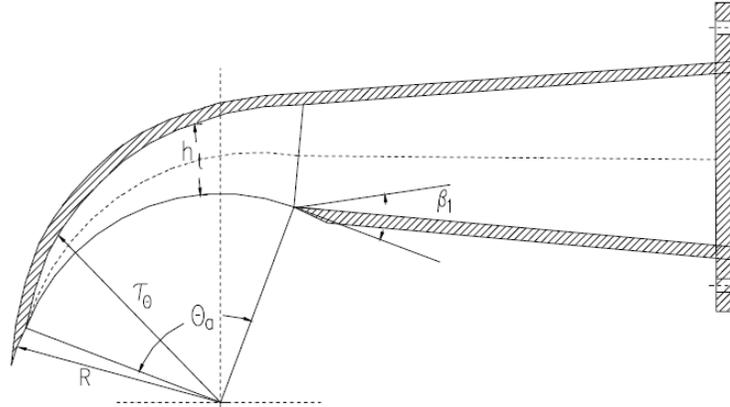


Figura 2.8: Geometría del inyector [Ref.10].

Con las expresiones anteriores se puede obtener las dimensiones básicas del inyector. Para esto, a continuación se muestra una tabla de datos de entrada y una tabla de resultados con la geometría del inyector.

Tabla 2.7: Datos de entrada y resultados del dimensionamiento del inyector.

DATOS DE ENTRADA	
$D_e$ (m)	0.192
$S_n$ (m)	75.48
$Q$ ( $m^3/s$ )	0.196
$B_{iny}$ (m)	0.128
C	3.269
$\theta_a$ (°)	90

$\theta$ (°)	$\theta$ (rad)	$\tau_\theta$ (m)	$h_t$ (m)
0	0.00	0.1533	0.0573
5	0.09	0.1494	0.0534
10	0.17	0.1456	0.0496
15	0.26	0.1418	0.0458
20	0.35	0.1382	0.0422
25	0.44	0.1346	0.0386
30	0.52	0.1312	0.0352
35	0.61	0.1278	0.0318
40	0.70	0.1245	0.0285
45	0.79	0.1213	0.0253
50	0.87	0.1182	0.0222
55	0.96	0.1152	0.0192
60	1.05	0.1122	0.0162
65	1.13	0.1093	0.0133
70	1.22	0.1065	0.0105
75	1.31	0.1038	0.0078
80	1.40	0.1011	0.0051
85	1.48	0.0985	0.0025
90	1.57	0.0960	0.0000

En la sección del 3.6 del capítulo 3 se explica cómo se fabricará la envolvente del inyector. Para esto se toman 7 puntos de la tabla anterior espaciados cada  $15^\circ$  y luego se dobla la chapa en estos puntos de manera que se forme la envolvente del inyector.

## 2.6. Dimensionamiento de la pieza de transición

La pieza de transición es el elemento que une la tubería de presión y el inyector de la turbina. Su función es realizar el cambio de sección rectangular en el lado del inyector de la turbina a sección circular en el lado de la tubería de presión.

Antes de la pieza de transición se debe instalar una válvula que permita interrumpir el flujo del agua, de manera que la turbina deje de girar y así se pueda realizar el mantenimiento. Lo más conveniente es instalar una válvula de compuerta ya que solamente se necesita dos posiciones, totalmente abierta o en su defecto totalmente cerrada.

Para el dimensionamiento de la pieza de transición debe considerarse que los diámetros de la tubería de presión, la válvula y la sección circular de la pieza de transición deben ser iguales.

Para poder calcular el diámetro común entre la tubería de presión, la válvula de compuerta y el ingreso de la pieza de transición, primero se debe asumir que la velocidad del agua en este punto se encuentra entre 4 y 6 m/s y las pérdidas en la tubería de presión están alrededor del 10 al 15% del salto bruto [Ref. 12].

Considerando que se tiene el caudal de diseño y un rango de velocidades del agua, entonces se puede obtener un rango de valores para el diámetro de la tubería con la siguiente expresión:

$$D_{tub} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V_{agua}}} \quad (2.34)$$

Para el diseño de la pieza de transición se considerará que el material de la tubería sea acero y las pérdidas por cada metro en esta tubería se puedan calcular utilizando el método de Darcy-Weisbach con la siguiente expresión:

$$h_w = \xi \frac{V_{agua}^2 L}{2g D_{tub}} \quad [\text{Ref.15}] \quad (2.35)$$

Donde:

$h_w$ : Pérdidas en la tubería de presión en m.

$\xi$ : Factor de fricción, que se obtiene del diagrama de Moody de la figura 2.5.

Para poder calcular el factor de fricción se debe ingresar al Anexo 11: Diagrama de Moody [Ref. 14] con el número de Reynolds y el factor  $\varepsilon$ , cuyas expresiones se muestran a continuación:

$$R_e = \frac{V_{agua} D_{tub}}{\nu} \quad \text{[Ref.15]} \quad (2.36)$$

$$\varepsilon = \frac{k}{D_{tub}} \quad \text{[Ref.15]} \quad (2.37)$$

Donde:

$R_e$ : Número de Reynolds (adimensional).

$\nu$ : Viscosidad cinemática del agua en  $m^2/s$ .

$k$ : Rugosidad de la tubería de presión de acero.

$D_{tub}$ : Diámetro de la tubería de presión en m.

Utilizando el diagrama de Moody y las expresiones anteriores se obtiene la tabla 2.7 donde se mantiene fijo el caudal de diseño de la turbina y se varía la velocidad del agua en la tubería de presión para poder obtener el diámetro de la tubería de presión. De igual modo varían las pérdidas  $h_w$  en la tubería por cada metro y el porcentaje que representa estas pérdidas respecto a la longitud de tubería.

Según lo recomendado las pérdidas en la tubería de presión representan desde 10% a 15% del salto bruto. Es así que considerando el salto bruto aproximadamente igual a la longitud de la tubería se puede tomar como válido unas pérdidas igual a 0.1439 m por cada metro de longitud de tubería.

Por lo tanto, de la tabla 2.7 se toma como definitivo el uso de un diámetro de tubería igual a 0.204 m que es aproximadamente 8" y que posee unas pérdidas de 14.39%. Con este dato se seleccionara la válvula de compuerta ya que el diámetro de la válvula debe ser igual al diámetro de la tubería de presión.

Tabla 2.8: Tabla de dimensionamiento de la tubería de presión.

$Q$ ( $m^3/s$ )	$V$ ( $m/s$ )	$D_{tub}$ ( $m$ )	$L$ ( $m$ )	$R_e$	$k$	$\varepsilon = k/D_{tub}$	$\zeta$	$h_w$ ( $m$ )	%
0.196	4	0.250	1	$9.991 \times 10^5$	0.0001	0.0004004	0.0155	0.0506	5.060
0.196	5	0.223	1	$1.117 \times 10^6$	0.0001	0.0004476	0.0156	0.0888	8.880
0.196	6	0.204	1	$1.224 \times 10^6$	0.0001	0.0004903	0.016	0.1439	14.395

## 2.7. Válvula de compuerta

La válvula de compuerta es una válvula que se abre mediante el levantamiento de una compuerta permitiendo así el paso del fluido. Lo característico de este tipo de válvulas es el sello, el cual se hace mediante el asiento del disco en dos áreas distribuidas en los contornos de ambas caras del disco. Estas válvulas no son usadas para la regulación del flujo, solamente son usadas totalmente abiertas o totalmente cerradas.

Las ventajas de las válvulas de compuertas son: Alta capacidad, cierre hermético, bajo costo, diseño y funcionamiento sencillo y poca resistencia a la circulación.

Las desventajas de este tipo de válvulas son: Control deficiente de la circulación, se requiere mucha fuerza para accionarla, produce cavitación con baja caída de presión, debe estar cubierta o cerrada por completo y la posición para estrangulación producirá erosión del asiento y del disco.

Teniendo en cuenta que se el sub capítulo 2.6 se determino que la tubería de presión tendrá un diámetro de 8 pulgadas, se selecciona una válvula de compuerta de 8 pulgadas de diámetro de 125 libras, de cuerpo de hierro fundido ASTM A126, vástago de material ASTM B16 y bridas ANSI B16.5 Slip On.

Cálculo de la presión por acción del agua:

$$P_h = \rho g S_p + \frac{\rho V^2}{2} \quad (2.38)$$

Donde:

$P_h$ : Presión en la válvula de compuerta en Pa.

$V$ : Velocidad del agua en la tubería de presión en  $m/s$ .

$S_p$ : Altura de presión considerando una sobre presión del 40% por golpe de ariete del salto neto en metros [Ref. 17].

Entonces:

$$P_h = (995)(9.81)(75.48 \times 1.4) + \frac{(995)(4^2)}{2}$$

$$P_h = 1039419.10 \text{ Pa}$$

$$P_h = 1.039 \text{ MPa}$$

## 2.8. Desarrollo de la pieza de transición

Para el desarrollo de esta pieza se aplica el método de triangulación que consiste en primero dividir la superficie original en cierto número de triángulos isósceles y luego trasladar al plano los triángulos formados para lograr desarrollo completo de la superficie [Ref. 19]. El detalle de la geometría de este método se muestra en una imagen más amplia en el Anexo 40.

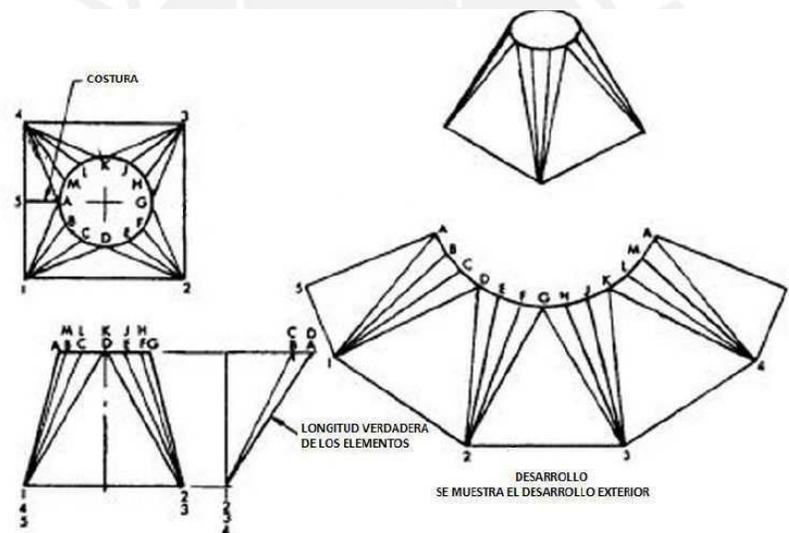


Figura 2.9: Método de triangulación.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Coz, Federico y otros. MANUAL DE MINI Y MICROCENTRALES HIDRÁULICAS, ITDG – Perú, Lima, 1995, pág.136.
2. Hernández, Carlos y otros. MANUAL DE DISEÑO ESTANDARIZACION Y FABRICACION DE EQUIPOS PARA PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS. Vol. 1, 1998, pág. 10.
3. Hernández, Carlos y otros, óp. Cit., pág.10.
4. Coz, Federico y otros, óp. Cit., pág.138.
5. Hernández, Carlos y otros, óp. Cit., pág.15.
6. Hernández, Carlos y otros, óp. Cit., pág.16.
7. Marchegiani, Ariel. PEQUEÑAS CENTRALES HIDRÁULICAS. Argentina, 2003. Pág. 6.
8. Marchegiani, Ariel, óp. Cit., pág.9.
9. Hernández, Carlos y otros, óp. Cit., pág. 27.
10. Hernández, Carlos y otros, óp. Cit., pág. 28.
11. Marchegiani, Ariel, óp. Cit., pág.17.
12. Marchegiani, Ariel, óp. Cit., pág.20.
13. Coz, Federico y otros, óp. Cit., pág.90.

14. Assureira, Estela, TABLAS Y GRAFICOS DE MECANICA DE FLUIDOS. Facultad de Ciencias e Ingeniería – Sección de Ingeniería Mecánica, Pontificia Universidad Católica del Perú. Lima: 2005, pág. 70.
15. Assureira, Estela, APUNTES DE MECANICA DE FLUIDOS. Facultad de Ciencias e Ingeniería – Sección de Ingeniería Mecánica, Pontificia Universidad Católica del Perú. Lima: 2005, pág. 47.
16. Capanni, Renzo. DISEÑO DE UN GRUPO HIDROELECTRICO DE 8 A 20 kW, Lima, 2007.
17. Egúsqüiza, J. y Sánchez, J (2009). DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA TURBINAS MICHEL BANKI PARA EL LABORATORIO DE ENERGÍA DE LA PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Lima: PUCP, pág.64.
18. Marchegüiani, Ariel (2007). TURBINA DE FLUJO TRANSVERSAL O MICHELL - BANKI. BUENOS AIRES: UNIVERSIDAD NACIONAL DEL COMAHUE, pág. 5.
19. Deskrép C. (2005). GEOMETRÍA DESCRIPTIVA: CURSO SUPERIOR MODERNO. Lima: Universitas, pág.290.

## CAPÍTULO 3

### DISEÑO MECÁNICO DEL GRUPO HIDROENERGÉTICO

#### 3.1. Selección de materiales para el rodete

En esta sección se seleccionarán los materiales propicios para la fabricación de los elementos que forman parte del rodete como álabes, discos y el eje. Esta selección se realizará teniendo en cuenta los esfuerzos que soportan cada elemento, el medio donde trabaja cada elemento (contacto con agua dulce) y la fácil adquisición en el mercado local de estos materiales.

##### 3.1.1. Selección de materiales para los álabes y discos del rodete

Tabla 3.1: Materiales para la fabricación de los álabes y discos del rodete.

MATERIALES	CARACTERÍSTICAS
CHRONIT T-1 400 (DIN 1.8721)	Para elementos en contacto con materiales abrasivos. Posee alta resistencia y tenacidad a bajas temperaturas.
ANTINIT KWB (DIN X22CrNi17 o AISI 431)	Acero inoxidable con alto contenido de cromo con aleación de níquel. Alta resistencia a la corrosión. Para elementos expuestos al agua dulce y sometida a grandes cargas dinámicas.
AISI 304	Excelente resistencia a la corrosión y buena resistencia mecánica.

La mejor solución para la fabricación de los álabes y los discos del rodete será emplear el material AISI 304. Este material es un acero inoxidable austenítico que se comercializa en planchas de espesores que van desde 0.8 a 50.8 mm. Además, este

material posee excelentes propiedades para el conformado y soldado. Su resistencia a la corrosión en servicio es excelente, tiene buenas características para el soldado, no requiere recocido tras la soldadura para que se desempeñe en una amplia gama de condiciones corrosivas y se puede usar para aplicaciones de rolado y corte [Ref. 1].

Las otras dos opciones también tienen buena resistencia a la corrosión, sin embargo poseen mucha mayor resistencia mecánica y por lo tanto son más costosos. Los álabes y discos del rodete se encuentran permanentemente en contacto con el agua por lo que la mejor opción para su fabricación es usar el acero inoxidable AISI 304, ya que posee la resistencia mecánica necesaria para soportar la carga proveniente del choque de agua con el rodete y también posee una excelente resistencia a la corrosión.

Tabla 3.2: Propiedades mecánicas del material AISI 304.

Límite a la fluencia (MPa)	Resistencia a la tracción (MPa)	Elongación en 50 mm	Reducción del área	Módulo de elasticidad (GPa)	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )
310	620	30%	40%	200	7800

### 3.1.2. Selección de materiales para el eje del rodete

Tabla 3.3: Materiales para la fabricación del eje del rodete

MATERIALES	CARACTERÍSTICAS
AISI 304	Excelente resistencia a la corrosión y buena resistencia mecánica.
18CrNi8	Para altas exigencias. Para mecanismos de transmisión resistentes a la corrosión.
ANTINIT KWB (DIN X22CrNi17 o AISI 431)	Acero inoxidable con alto contenido de cromo con aleación de níquel. Alta resistencia a la corrosión. Para elementos expuestos al agua dulce y sometida a grandes cargas dinámicas.
AISI 316L	Acero inoxidable aleado con cromo-níquel-molibdeno. Posee buena resistencia mecánica y alta resistencia a la corrosión.

La mejor solución para la fabricación del eje del rodete será emplear el material acero inoxidable BOHLER ANTINIT KWB (AISI 431). Este acero inoxidable tiene un alto contenido de cromo con aleación de níquel. Es recomendado para elementos de construcción, con resistencia a la corrosión de agua y sometida a grandes esfuerzos dinámicos. Este acero debe emplearse en estado bonificado, con la superficie necesaria rectificada fina.

Si bien es cierto el eje no debe estar en contacto directo con el agua, es inevitable que existan salpicaduras y por lo tanto es mejor usar un acero inoxidable para evitar la corrosión debido a estas salpicaduras y al ambiente húmedo en el que trabaja. Por otro lado, este material es ideal porque el eje debe soportar grandes cargas y momentos provenientes del choque de agua con el rodete.

Tabla 3.4: Propiedades mecánicas del material ANTINIT KWB (AISI 431)

Límite a la fluencia (MPa)	Resistencia a la tracción (MPa)	Elongación en 50 mm	Reducción del área	Módulo de elasticidad (GPa)	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )
600	800-950	14%	45%	200	7800

### 3.2. Diseño mecánico del rodete

La fabricación del rodete se puede considerar en base a planchas de acero inoxidable y un eje también de acero inoxidable. Para fijar los álabes en el disco se debe fresar en el disco el perfil del álabe, luego montarlo y fijarlos mediante soldadura exterior.

#### 3.2.1. Diseño del eje del rodete.

Si bien como se mostro en el capítulo 2 se tiene un diámetro máximo que el eje del rodete no debe sobrepasar, también se debe realizar el diseño del eje considerando las cargas al cual está sometido y verificar por resistencia si el material antes seleccionado es el adecuado.

Como se aprecia en la figuras. 3.1 y 3.2 las cargas que soporta el eje provienen del propio peso del rodete y de la fuerza tangencial producida por el choque del agua en los álabes del rodete. Las fuerzas  $A_z$ ,  $A_y$ ,  $E_z$  y  $E_y$  son el producto de la reacción de los rodamientos sobre el eje. Por otro lado, el peso del rodete se obtiene del producto del volumen del rodete y la densidad media del acero. En esta parte el espesor de los discos influyen en el peso del rodete, es por ello que se selecciona para su fabricación planchas de acero inoxidable con un espeso de 9.5 mm (3/8”).

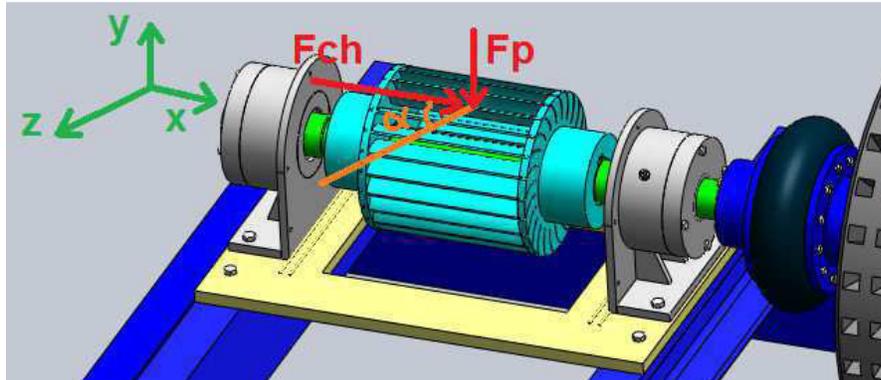


Figura 3.1: Esquema de fuerzas del chorro de agua y peso en el rodetes.

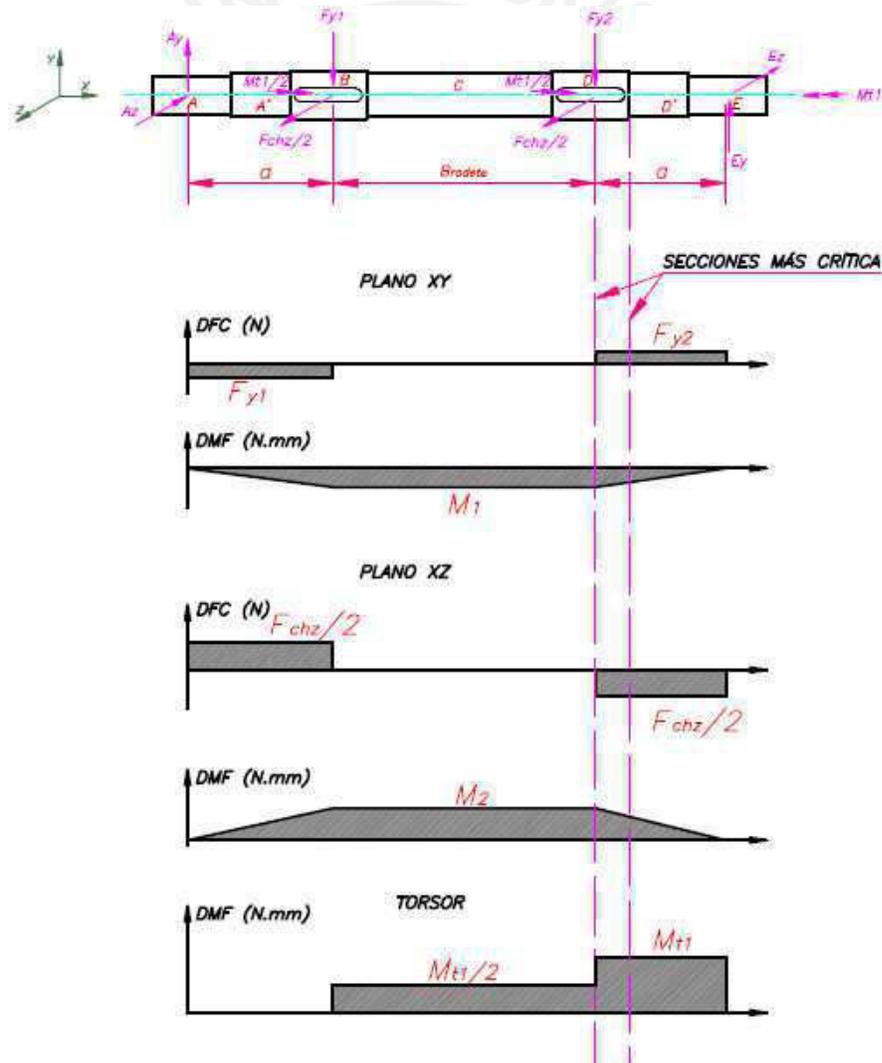


Figura 3.2: Diagrama de cuerpo libre del eje del rodetes.

$$Vol_{disco} = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2) e_{disco} \quad (3.1)$$

$$Vol_{alabe} = \frac{\phi \pi}{360} [(r + e)^2 - r^2] B_{rodete} \quad (3.2)$$

$$Vol_{rodete} = 2Vol_{disco} + 24 Vol_{alabe} \quad (3.3)$$

$$F_p = \rho_{acero} g Vol_{rodete} \quad (3.4)$$

Donde:

$\rho_{acero}$ : Densidad del acero en  $kg/m^3$ .

$Vol_{rodete}$ : Volumen del rodete  $m^3$ .

$F_p$ : Peso del rodete en  $N$ .

Reemplazando los datos de entrada en las expresiones anteriores se obtiene el peso del rodete.

Tabla 3.5. Tabla de datos de entrada y resultados para obtener el peso del rodete

DATOS DE ENTRADA		RESULTADOS	
$D_e (m)$	0.192	$Vol_{disco} (m^3)$	$1.551 \times 10^{-4}$
$D_i (m)$	0.127	$Vol_{alabe} (m^3)$	$2.394 \times 10^{-5}$
$e_{disco} (m)$	0.0095	$Vol_{rodete} (m^3)$	$8.849 \times 10^{-4}$
$r (m)$	0.0313	$F_p (kg)$	6.946
$B_{rodete} (m)$	0.191	$F_p (N)$	68.145
$e (m)$	0.0015		
$\rho_{acero} (kg/m^3)$	7850		

En la figura 3.2 se muestra el diagrama de fuerzas y momentos cuyos valores se obtienen con las siguientes expresiones:

$$M_{t1} = \frac{P_T}{N(\frac{\pi}{30})} \quad (3.5)$$

$$Fch_z = \frac{M_{t1}}{D_e/2} \quad (3.6)$$

$$Fch = \frac{Fch_z}{\cos \alpha_2} \quad (3.7)$$

$$Fch_y = Fch \text{ sen } \alpha_2 \quad (3.8)$$

$$Fy_1 = Fy_2 = \frac{F_p + F_{ch_y}}{2} \quad (3.9)$$

$$M_1 = Fy_1 a \quad (3.10)$$

$$M_2 = Fy_2 a \quad (3.11)$$

Donde: Ver Lista de Símbolos.

### 3.2.1.1. Cálculo preliminar del eje del rodete

La estimación del diámetro del eje se realiza por resistencia de materiales y en primera instancia se puede usar un cálculo simplificado y rápido donde no se incluyen exactamente los factores que incrementan los esfuerzos; sin embargo estos factores son tomados en cuenta al asumir un factor de seguridad a la fatiga más alto. El cálculo se realiza en la sección más crítica (sección D de la figura 3.2), dentro de ella en el punto más crítico, y aplicando la teoría de falla de Von Mises con la siguiente fórmula:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f)^2 + 3(\alpha_0 \tau_t)^2} \leq \sigma_{adm} \quad [\text{Ref. 7}] \quad (3.12)$$

Es decir:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{32M_f}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left[\alpha_0 \left(\frac{16M_{t1}}{\pi d^3}\right)\right]^2} \leq \frac{\sigma_{falt}}{FS} \quad (3.13)$$

$$M_f = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} \quad (3.14)$$

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{falt}}{(\sqrt{3})\tau_{tpuls}} \quad (3.15)$$

Donde: Ver Lista de Símbolos.

Con el diagrama de fuerzas y momentos en el eje del rodete y con las expresiones (3.1), (3.2), (3.3) y (3.4) se puede calcular un diámetro de eje preliminar.

Tabla 3.6. Tabla de datos de entrada y resultados para obtener el diámetro preliminar del eje del rodete.

DATOS DE ENTRADA		RESULTADOS			
$D_e$ (mm)	192	$A_y$ (N)	1261.236	$Fch_y$ (N)	2469.527
$B_{rodete}$ (mm)	191	$A_z$ (N)	4306.267	$Fy_1 = Fy_2$ (N)	1261.235
$F_p$ (N)	68.145	$E_y$ (N)	1261.236	$M_1$ (N.mm)	50449.430
$P_T$ (kW)	155.844	$E_z$ (N)	4306.267	$M_2$ (N.mm)	172250.690
$a$ (mm)	135	$M_{t1}$ (N.mm)	413401.655	$M_f$ (N.mm)	179486.615
$\sigma_{falt}$ (MPa)	390	$Fch_z$ (N)	8612.534	$\alpha_0$	0.682
$\tau_{tpuls}$ (MPa)	330	$Fch$ (N)	8959.593	$d$ (mm)	43.00
$\sigma_F$ (MPa)	600				
FS	4				

Con los valores de tabla 3.6 se diseña el eje con sus dimensiones (ver figura 3.3), las cuales luego se comprobarán por resistencia a la fatiga.

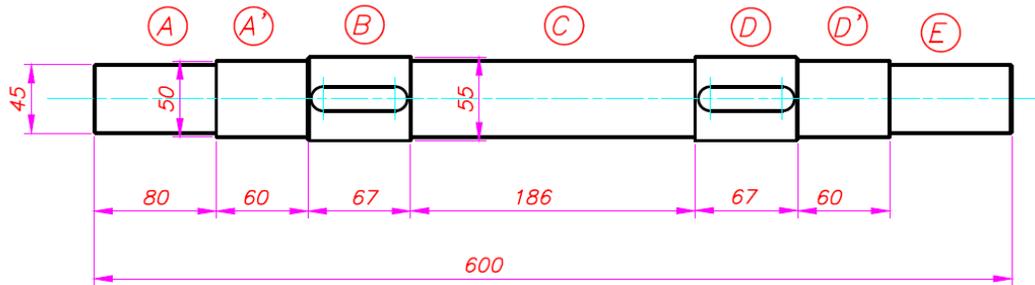


Figura 3.3: Eje del rodete del grupo hidroenergético.

### 3.2.1.2. Cálculo por fatiga del eje del rodete.

Para el cálculo por resistencia a la fatiga del eje del rodete se emplearán las siguientes expresiones:

$$\sigma'_{falt} = \left( \frac{\beta}{c_s c_t c_{temp} c_{carga} c_c} \right) \sigma_{fa} \text{ [Ref. 8]} \tag{3.16}$$

$$\tau'_{falt} = \left( \frac{\beta}{c_s c_t c_{temp} c_{carga} c_c} \right) \tau_{ta} \text{ [Ref. 8]} \tag{3.17}$$

$$\sigma'_{alt-eq} = \sqrt{(\sigma'_{f-alt})^2 + 3(\tau'_{t-alt})^2} \text{ [Ref. 8]} \tag{3.18}$$

$$\sigma_{m-eq} = \sqrt{(\sigma'_{f-m})^2 + 3(\tau'_{t-m})^2} \text{ [Ref. 8]} \quad (3.19)$$

$$\sigma_{s-eq} = \sqrt{(\sigma'_{f-s})^2 + 3(\tau'_{t-s})^2} \text{ [Ref. 8]} \quad (3.20)$$

El factor de seguridad a la fatiga es:

$$FS_{fatiga} = \frac{\sigma_B \sigma_{Alt}}{\sigma_{m-eq} \sigma_{Alt} + \sigma'_{a-eq} \sigma_B} \text{ [Ref.9]} \quad (3.21)$$

El factor de seguridad a la fluencia es:

$$FS_{fluencia} = \frac{\sigma_F}{\sigma_{s-eq}} \text{ [Ref.9]} \quad (3.22)$$

Donde: Ver Lista de Símbolos

Además, para el cálculo se tendrá en cuenta las siguientes suposiciones:

- ✓ El acabado superficial del eje del rodete será  $R_t = 10 \mu m$ .
- ✓ El eje trabajará a temperaturas menores a  $200 \text{ }^\circ\text{C}$ .
- ✓ Se tendrá presente una confiabilidad estadística del 50%.
- ✓ Se analizarán las secciones más críticas del eje: la sección D donde existe un canal chavetero y el cambio de sección D-D'.

Tabla 3.7: Valores de los coeficientes que afectan la resistencia a la fatiga.

<b>Sección D</b>	$c_s$	0.88	$c_{tam}$	0.70	$c_c$	1	$\beta_f$	2
	$c_{temp}$	1	$c_{carga}$	1	$\beta_t$	2		
<b>Sección D-D'</b>	$c_s$	0.88	$c_{tam}$	0.70	$c_c$	1	$\beta_f$	1.85
	$c_{temp}$	1	$c_{carga}$	1	$\beta_t$	1.49		

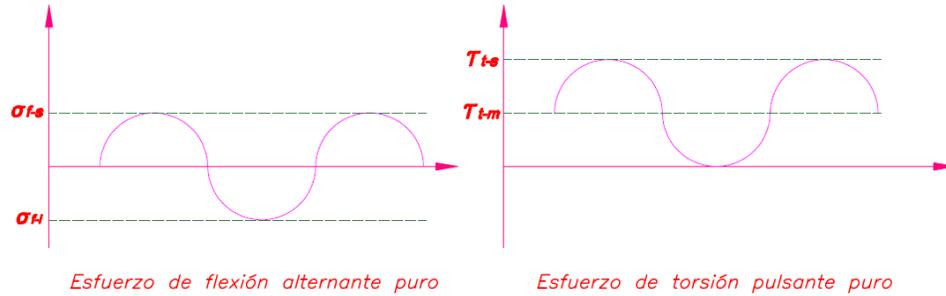


Figura 3.4: Comportamiento de los esfuerzos en el eje del rodete.

Al aplicar los valores de la tabla 3.7 en las ecuaciones anteriores se tiene el desarrollo del cálculo de fatiga del eje del rodete (tabla 3.8).

Tabla 3.8: Datos de entrada y valores de esfuerzos de flexión y torsión para la sección D y la sección D-D'.

DATOS DE ENTRADA			RESULTADOS		
	SECCIÓN D	SECCIÓN D-D'		SECCIÓN D	SECCIÓN D-D'
$M_f (N. mm)$	179486.615	105902.276	$\sigma_{f-s=i} (MPa)$	10.989	8.630
$d_p (mm)$	55	55	$\sigma_{f-m} (MPa)$	0	0
$d_{D'} (mm)$	-	50	$\tau_{t-s} (MPa)$	50.620	67.376
$M_{t1} (N. mm)$	826803.310	826803.310	$\tau_{t-m} (MPa)$	25.310	33.688
$C_s$	0.88	0.88	$\tau_{t-i} (MPa)$	0	0
$C_{temp}$	1	1	$\sigma_{f-alt} (MPa)$	10.989	8.630
$C_t$	0.66	0.67	$\tau_{t-alt} (MPa)$	25.310	33.688
$C_{carga}$	1	1	$\sigma'_{f-alt} (MPa)$	37.841	27.035
$C_c$	1	1	$\tau'_{t-alt} (MPa)$	87.157	85.101
$\beta_f$	2	1.85	$\sigma_{m-eq} (MPa)$	43.839	58.349
$\beta_t$	2	1.49	$\sigma'_{alt-eq} (MPa)$	155.630	149.857
$\sigma_B (MPa)$	800	800	$\sigma_{s-eq} (MPa)$	88.363	117.017
$\sigma_{Alt} (MPa)$	390	390	$FS_{fatiga}$	2.203	2.187
$\sigma_F (MPa)$	600	600	$FS_{fluencia}$	6.790	5.127

La recomendación para el factor de seguridad a la fatiga del eje es que sea superior a valores entre 1.2-1.8 y que el factor de seguridad a la fluencia sea superior a 1.5 [Ref. 7]. Es así que las dimensiones del eje del rodete de la figura 3.3 son tomados como definitivos, porque como se muestra en la tabla anterior los factores de seguridad a la fatiga y a la fluencia calculados para la sección D y para el cambio de sección D-D' son superiores a los valores recomendados. Además, el mayor diámetro del eje es igual a 55 mm y este valor es menor al recomendado en la tabla 2.5 el capítulo 2 donde se señala que el diámetro máximo del eje debe ser 63 mm de tal manera que no tenga contacto directo con el recorrido del agua.

### 3.2.1.3. Verificación por rigidez

- ✓ Verificación de la deformación torsional

Primero se verificará la deformación torsional del eje donde el ángulo de giro admisible debe ser menor a 0.005 rad/m para ejes de máquinas en general [Ref. 29]. Para ello se utiliza la siguiente expresión y considerando que el eje tiene secciones variables como se muestra en la figura 3.5:

$$\phi_t = \frac{\phi_{total}}{L_{util}} \leq \phi_{adm} \quad (3.23)$$

Donde:

$$\phi_{total} = \sum_{i=1}^n \frac{M_t L_i}{G I_i}$$

$\phi_{total}$ : Ángulo de torsión total, representa los efectos superpuestos de todas las cargas en radianes.

Los parámetros, nomenclatura y resultados se muestran en la tabla de Anexo 43. Como se muestra en la tabla del Anexo 43 se obtiene un ángulo torsional total útil igual 0.003 rad/m que se encuentra dentro del rango recomendado.

- ✓ Verificación de la deformación transversal

Luego se verifica la deformación transversal del eje del rodete donde la flecha máxima para ejes de máquinas en general debe ser menor a 0.16 mm [Ref. 29]. Por otro lado, para ejes de máquinas en general apoyados en rodamientos el ángulo de inclinación en los apoyos debe ser menor a 0.01 rad [Ref. 29].

Para esta verificación se debe usar las siguientes expresiones y se debe considerar el plano que contiene la flecha máxima y el ángulo de inclinación máximo ocasionadas por la fuerza resultante que actúa en el eje en dicho plano. La fuerza resultante  $F_e$  que actúa en el eje proviene de los componentes  $F_{ch_z}$  y  $F_y$  (ver figura 3.2).

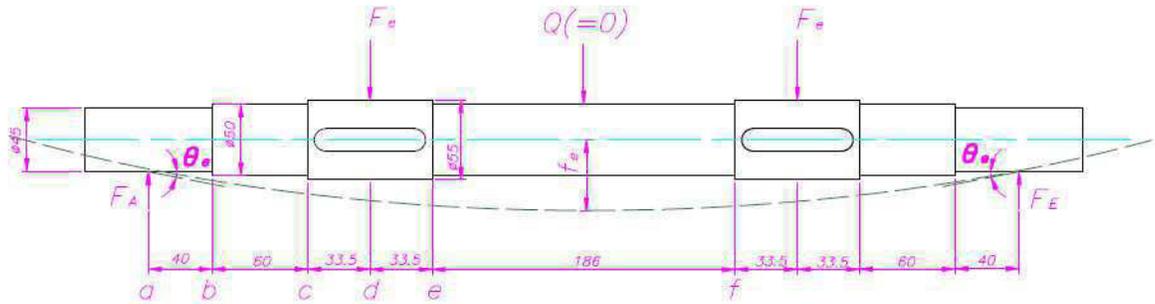


Figura 3.5: Deformación transversal en el eje.

$$F_e = \sqrt{\left(\frac{Fch_z}{2}\right)^2 + F_y^2} \quad (3.24)$$

A continuación se utiliza los teoremas de Castigliano aplicados a deflexiones transversales en vigas:

Es evidente que la deflexión máxima ocurrirá en la mitad del eje. Puesto que allí no hay una carga concentrada se coloca una fuerza ficticia  $Q (= 0)$  para poder utilizar el primer teorema de Castigliano. El detalle del cálculo matemático para los tramos se muestra en el Anexo 42.

Para la deflexión máxima:

$$f_e = 2(f_{ab} + f_{bc} + f_{cd} + f_{de}) + f_{ef} \quad (3.25)$$

Para la deflexión angular máxima:

$$\theta_e = 2(\theta_{ab} + \theta_{bc} + \theta_{cd} + \theta_{de}) + \theta_{ef} \quad (3.26)$$

Para el tramo ab:

Deflexión máxima:

$$f_{ab} = \frac{1}{E_{ab}I_{ab}} \left| \left( \frac{2F_e x^3}{3} - \frac{F_E x^3}{3} \right) \right|_0^{40} \quad (3.27)$$

Deflexión angular máxima:

$$\theta_{ab} = \frac{1}{E_{ab}I_{ab}} \left| \left( F_e x^2 - \frac{F_E x^2}{2} \right) \right|_0^{40} \quad (3.28)$$

Para el tramo bc:

Análogamente al tramo ab tenemos:

$$f_{bc} = \frac{1}{E_{bc}I_{bc}} \left| \left( \frac{2F_e x^3}{3} - \frac{F_E x^3}{3} \right) \right|_{40}^{100} \quad (3.29)$$

$$\theta_{bc} = \frac{1}{E_{bc}I_{bc}} \left| \left( F_e x^2 - \frac{F_E x^2}{2} \right) \right|_{40}^{100} \quad (3.30)$$

Para el tramo ce:

Deflexión máxima:

$$f_{ce} = \frac{1}{E_{ce}I_{ce}} \left| \left( \frac{(F_e - F_E)x^3}{3} + \frac{133.5F_e x^2}{2} \right) \right|_{100}^{167} \quad (3.31)$$

Deflexión angular máxima:

$$\theta_{ce} = \frac{1}{E_{ce}I_{ce}} \left| \left( \frac{(F_e - F_E)x^2}{2} + 133.5F_e x \right) \right|_{100}^{167} \quad (3.32)$$

Para el tramo ef:

Deflexión máxima:

$$f_{ef} = \frac{1}{E_{ef}I_{ef}} \left| \left( \frac{240(F_e - F_E)x^2}{2} + (133.5)(240)F_e x \right) \right|_{167}^{353} \quad (3.33)$$

Deflexión angular máxima:

$$\theta_{ef} = \frac{1}{E_{ef}I_{ef}} \left| \left( \frac{(F_e - F_E)x^2}{2} + 133.5F_e x \right) \right|_{167}^{353} \quad (3.34)$$

En la tabla del Anexo 42 se muestran los parámetros, nomenclatura y resultados de la verificación de la deformación transversal. Como se muestra en la tabla del Anexo 42 se obtiene una flecha máxima de 0.12 mm y un ángulo de inclinación máximo igual 0.0096 rad. Estos resultados se encuentran dentro de los valores admisibles.

#### 3.2.1.4. Verificación de la velocidad crítica del rodete.

Para verificar la velocidad crítica del eje y por lo tanto la velocidad crítica del rodete se debe comprobar que esta velocidad crítica sea menor a la velocidad de embalamiento.

Para la turbina Michell-Banki la velocidad de embalamiento es igual a 3240 rpm (1.8 veces la velocidad de diseño de la turbina [Ref. 12]).

La primera velocidad crítica viene dada por:

$$N_{cri} = \frac{29.88}{\sqrt{f_e}} \text{ [Ref. 12]} \tag{3.35}$$

Tabla 3.9: Verificación de la velocidad crítica del rodete.

PARÁMETRO	NOMENCLATURA	RESULTADO
Fecha máxima en el eje	$f_e$ (m)	$1.205 \times 10^{-4}$
Velocidad de embalamiento de la turbina	$N_{emba}$ (rpm)	3240
Velocidad crítica del eje	$N_{cri}$ (rpm)	2722

Como se muestra en la tabla anterior se obtiene que la velocidad crítica de le eje es igual 2722 rpm y este valor se encuentra por debajo de la velocidad de embalamiento de la turbina igual 3240 rpm.

### 3.2.2. Diseño de los álabes del rodete

Para determinar el espesor del álabe, primero se asume un espesor de 2 mm y luego se verifica por resistencia considerando una fuerza en el centro del álabe que proveniente de la fuerza que ejerce el chorro de agua a un álabe y considerando también al álabe como una viga empotrada en sus extremos en los discos del rodete.

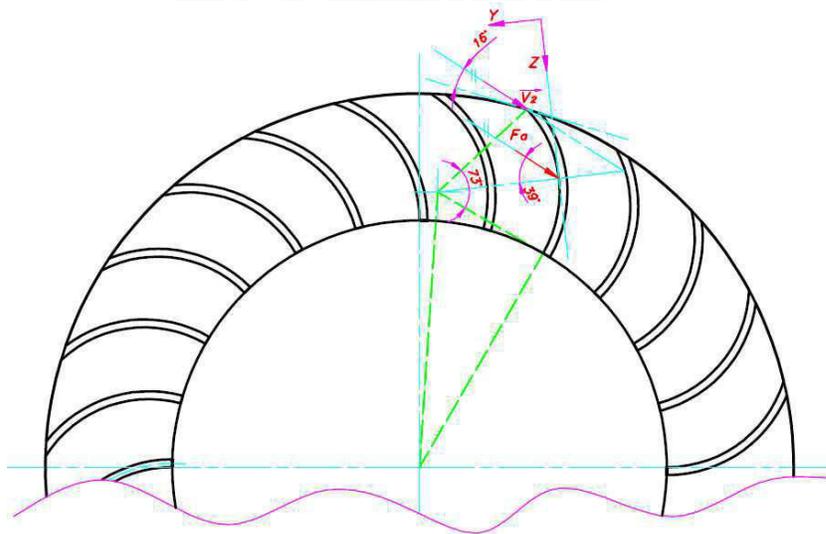


Figura 3.6: Esquema del álabe en el rodete.

En la figura 3.6 se muestra la dirección de la fuerza del chorro de agua en un álabe totalmente definida. Para esto primero se define que la fuerza en un álabe es paralela a la velocidad de ingreso del agua en el rodete y esta velocidad forma un ángulo de  $16^\circ$  con respecto a la recta tangente del diámetro exterior del rodete en el punto de ingreso.

Una vez definida la dirección de la fuerza del chorro de agua en un álabe se descompone en una fuerza paralela a su eje de simetría "Y" y una fuerza perpendicular a esta. En la figura 3.7 se muestra el diagrama de cuerpo libre del álabe considerándola empotrada en los discos del rodete.

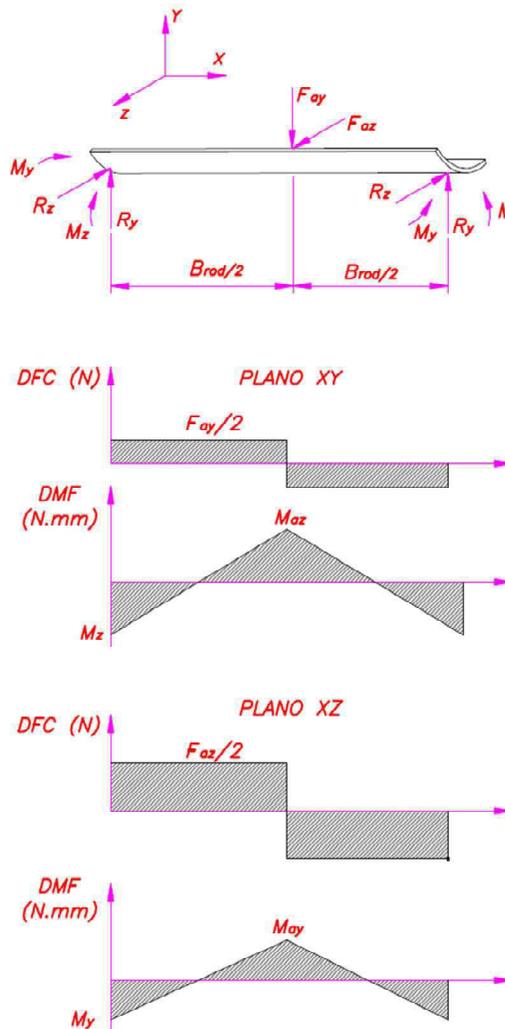


Figura 3.7: Diagrama de cuerpo libre de un álabe.

Para realizar la verificación del espesor del álabe primero se calculan las reacciones en el álabe, luego se calcula el centroide de la sección transversal y se verifica por resistencia. En la figura 3.8 se muestra la geometría y las reacciones en la sección transversal del álabe siendo “P” el punto más crítico.

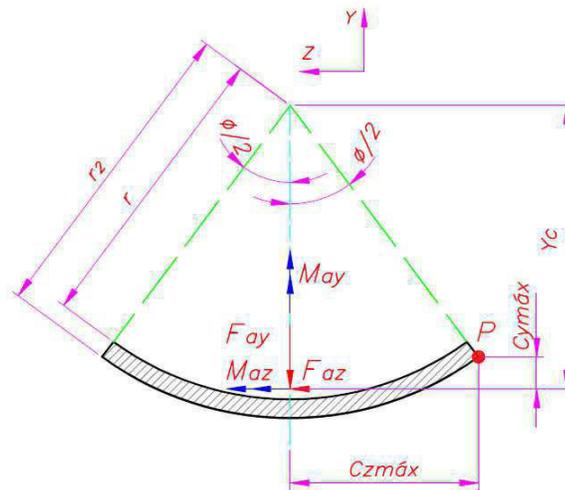


Figura 3.8: Centroide y reacciones en la sección del álabe.

Centroide del álabe:

$$Y = \frac{2r \sin \frac{\phi}{2}}{\frac{\phi}{2}} \quad (3.36)$$

$$A = \frac{1}{2} \phi r^2 \quad (3.37)$$

$$Y_2 = \frac{2 r_2 \sin \frac{\phi}{2}}{\frac{\phi}{2}} \quad (3.38)$$

$$A_2 = \frac{1}{2} \phi r_2^2 \quad (3.39)$$

$$Y_c = \frac{Y_2 A_2 - Y A}{A_a} \quad (3.40)$$

$$A_a = A_2 - A \quad (3.41)$$

Reacciones en el álabe:

$$F_a = \frac{F_{ch}}{K_0 Z} \quad (3.42)$$

$$F_{ay} = F_a \cos \theta \quad (3.43)$$

$$F_{az} = F_a \sin \theta \quad (3.44)$$

$$R_y = \frac{F_{ay}}{2} \quad (3.45)$$

$$R_z = \frac{F_{az}}{2} \quad (3.46)$$

Para la verificación por resistencia en el punto P.:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_F}{FS} \quad (3.47)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau_c^2} \quad (3.48)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_{ay} + \sigma_{az})^2 + 3(\tau_{ay} + \tau_{az})^2} \quad (3.49)$$

$$\sigma_{ay} = \frac{M_{ay} C_z \text{ máx}}{I_{ay}} \quad (3.50)$$

$$\sigma_{az} = \frac{M_{az} C_y \text{ máx}}{I_{az}} \quad (3.51)$$

$$M_{az} = \frac{F_{ay} B_{rod}}{8} \quad (3.52)$$

$$M_{ay} = \frac{F_{az} B_{rod}}{8} \quad (3.53)$$

$$I_{ay} = \frac{r_2^4 - r^4}{8} [\phi - \sin \phi] \quad (3.54)$$

$$I_{az} = \frac{r_2^4 - r^4}{8} [\phi + \sin \phi] + A_a Y_c^2 \quad (3.55)$$

$$\tau_{ay} = \frac{F_{ay}}{A_a} \quad (3.56)$$

$$\tau_{az} = \frac{F_{az}}{A_a} \quad (3.57)$$

Donde: Ver Lista de Símbolos.

En las siguientes tablas se muestran los datos de entrada y los resultados de la verificación por resistencia de un álabe. Para un álabe de 2 mm de espesor asumido se obtiene un factor de seguridad mayor a tres por lo que este espesor se toma como

definitivo. Los álabes se fabricaran de planchas acero inoxidable AISI 304 de 1/8" de espesor.

Tabla 3.10. Tabla de los datos de entrada y resultados para obtener la fuerza en un álabe del rodete.

DATOS DE ENTRADA		RESULTADOS			
Brod (mm)	191	F <sub>a</sub> (N)	1493.266	A <sub>2</sub> (mm <sup>2</sup> )	706.413
e (mm)	2	F <sub>av</sub> (N)	1160.504	A <sub>a</sub> (mm <sup>2</sup> )	82.306
φ (rad)	1.274	F <sub>az</sub> (N)	939.719	Y <sub>c</sub> (mm)	30.169
r (mm)	31.3	M <sub>az</sub> (N.mm)	27707.038	C <sub>v máx</sub> (mm)	5
r <sub>2</sub> (mm)	33.3	M <sub>av</sub> (N.mm)	22435.796	C <sub>z máx</sub> (mm)	20
F <sub>ch</sub> (N)	8959.594	τ <sub>az</sub> (N/mm <sup>2</sup> )	11.417	I <sub>az</sub> (mm <sup>4</sup> )	150144.250
θ (°)	39	τ <sub>ay</sub> (N/mm <sup>2</sup> )	14.100	I <sub>ay</sub> (mm <sup>4</sup> )	10719.088
K <sub>0</sub>	0.25	Y <sub>1</sub> (mm)	19.484	σ <sub>az</sub> (N/mm <sup>2</sup> )	0.923
Z	24	Y <sub>2</sub> (mm)	20.729	σ <sub>ay</sub> (N/mm <sup>2</sup> )	41.861
σ <sub>F</sub> (N/mm <sup>2</sup> )	310	A <sub>1</sub> (mm <sup>2</sup> )	624.107	FS	3.537
E (N/mm <sup>2</sup> )	210000				

### 3.2.2.1. Verificación de un álabe del rodete por deformación transversal.

El cálculo de la deformación de un álabe del rodete se realiza considerándola como una viga empotrada en sus extremos y teniendo en cuenta la figura 3.9.

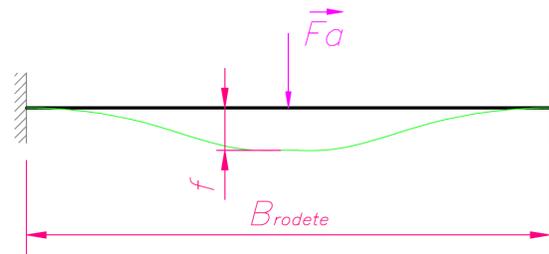


Figura 3.9: Deformaciones en el álabe del rodete debido a la flexión.

Para el caso de una viga empotrada en sus extremos con una carga concentrada en el centro, la flecha máxima se calcula con la siguiente expresión:

$$f_a = \frac{F_a B_{rod}^3}{192E I_z a} \text{ [Ref. 4]} \tag{3.58}$$

El valor de la flecha admisible depende del tipo de construcción y su funcionamiento. De modo general se puede considerar la relación de la flecha (f<sub>a</sub>) y longitud de viga (l) entre el siguiente rango de valores admisibles.

$$\left(\frac{f_a}{l}\right)_{adm} = \frac{1}{1500} \dots \frac{1}{1200} \text{ [Ref. 31]} \quad (3.59)$$

En este caso la longitud de la viga ( $l$ ) es igual al ancho del rodete  $B_{rodete} = 191$  mm por lo que la flecha admisible se encuentra en el siguiente rango:

$$f_{a adm} = 0.127 \dots 0.159 \text{ mm} \quad (3.60)$$

Como se muestra en la tabla siguiente la flecha máxima se encuentran muy por debajo de los valores recomendados en la ecuación 3.93.

Tabla 3.11: Verificación por deformación transversal de un álabe del rodete

PARÁMETRO	NOMENCLATURA	RESULTADO
Fuerza resultante en álabe	$F_a$ (N)	1493.266
Ancho del rodete	$B_{rod}$ (mm)	191
Modulo de elasticidad del acero	$E$ (N/mm <sup>2</sup> )	210000
Momento de inercia de la sección de un álabe	$I_{az}$ (mm <sup>4</sup> )	150144.250
Modulo de elasticidad del acero	$E$ (N/mm <sup>2</sup> )	210000
Flecha máxima en un álabe	$f_a$ (mm)	0.0017

### 3.2.2.2. Verificación de la soldadura entre el álabe y el disco del rodete

Como se muestra en la figura 3.10 los álabes se encuentran empotrados en sus extremos en el disco del rodete. Esto debido a la soldadura de relleno que existe en el espacio entre los extremos de los álabes y la cara lateral del disco del rodete.

Existe una fuerza en el centro de la longitud de cada álabe ( $F_a$ ) que proviene del chorro de agua y que genera reacciones en cada extremo empotrado del álabe. Estas reacciones son axiales a la sección del álabe y actúan en el cateto del cordón de soldadura generando esfuerzos. El cálculo de estas reacciones axiales se encuentra fuera del alcance de estudio de esta tesis por lo que haciendo una simplificación se considera a la unión soldada como de relleno. Por lo tanto, no es necesario verificar por resistencia a la unión soldada entre los álabes y el disco del rodete.

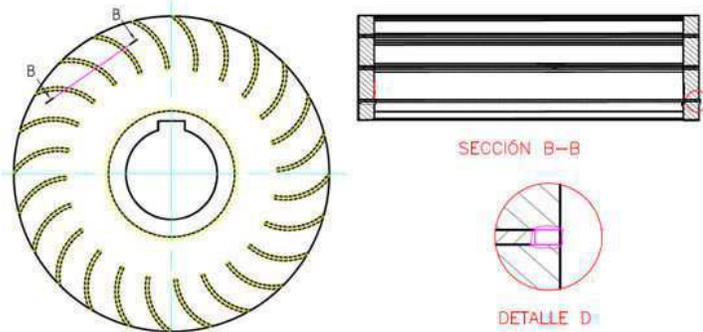


Figura 3.10: Soldadura de relleno entre los discos y los álabes.

### 3.3. Cálculo de chavetas

Las chavetas son elementos de sección rectangular que se disponen en sentido axial para unir un eje a un cubo, para evitar el giro relativo entre ellos y para transmitir torque o potencia. Se usarán chavetas paralelas planas para la transmisión de potencia entre el eje y el rodete de la turbina en las secciones B y D de 55 mm de diámetro. Así mismo, se usarán el mismo tipo de chaveta para la transmisión de potencia entre el eje del rodete y el acople con el generador en la sección E de 45 mm de diámetro.

El cálculo se basa en la norma DIN 6885 hoja 1 donde se obtienen las siguientes expresiones:

$$L_{ef} \geq \frac{2 M_t}{d t P_{ad}} \quad [\text{Ref. 14}] \quad (3.61)$$

$$L = L_{ef} + b \quad [\text{Ref. 14}] \quad (3.62)$$

Donde: Ver Lista de Símbolos.

Tabla 3.12: Dimensiones de la chavetas.

Sección	$P_{ad}$ (MPa)	$M_t$ (N.mm)	$d$ (mm)	$b$ (mm)	$h$ (mm)	$t_1$ (mm)	$t$ (mm)	$L_{ef}$ (mm)	$L$ (mm)	Nº de Chavetas
B	95	413401.654	55	16	10	6.2	3.8	41.642	57.642	1
D	95	826803.309	55	16	10	6.2	3.8	83.284	99.284	1
E	95	826803.309	45	14	9	5.5	3.5	110.517	124.517	1
B	95	206700.827	55	16	10	6.2	3.8	20.821	36.821	2
D	95	413401.654	55	16	10	6.2	3.8	41.208	57.208	2
E	95	413401.654	45	14	9	5.5	3.5	55.258	69.258	2

En la tabla anterior se muestra el cálculo para obtener las dimensiones de las chavetas. En primera instancia se consideró solamente una chaveta en cada sección y se calculó la longitud de esta, pero se obtuvo como resultado que las longitudes de las chavetas son demasiadas grandes. Luego se hizo el mismo cálculo pero esta vez considerando dos chavetas de manera que el torque a transmitir por cada una de ellas es la mitad del torque total en su respectiva sección. De esta forma se obtuvo longitudes de chavetas más pequeñas y definitivas. Para la sección B del eje se tienen dos chavetas planas paralelas de dimensiones A16x10x45, para la sección D del eje se tienen dos chavetas planas paralelas de dimensiones A16x10x63 y para la sección E dos chavetas planas paralelas A14x9x70. Todas las chavetas de material AISI 1045.

### 3.4. Verificación del cordón de soldadura entre el rodete y el cubo

Para verificar el cordón de soldadura de la unión entre los discos laterales del rodete y el cubo, se utilizará la teoría de uniones soldadas para elementos de máquinas y analizando el lado de la unión rodete - cubo donde existe mayor torsión (sección D del eje del rodete).

Como se muestra en la figura 3.11, el cateto del cordón de soldadura de la unión entre el disco y el cubo soportará el esfuerzo de corte transversal que proviene de la reacción en el eje  $F_e$  (ver figura 3.5), soporta el esfuerzo de corte longitudinal debido a la torsión y soporta esfuerzo normal debido a la flexión.

Observando los esfuerzos que se generan en el eje "Y" y el eje "Z", se puede notar que el punto "A" es el más crítico.

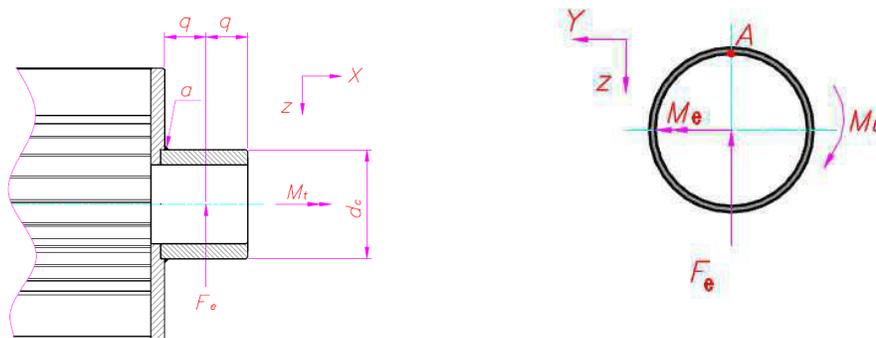


Figura 3.11. DCL del rodete y reacciones en el cordón de soldadura.

Esfuerzo equivalente para el cálculo estático:

$$\sigma_{eq} \leq v v_2 \frac{\sigma_F}{F S_e} \text{ [Ref. 6]} \quad (3.63)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{n_f^2 + 1.8(t_n^2 + t_a^2)} \quad (3.64)$$

Esfuerzo equivalente para el cálculo por fatiga:

$$\sigma_{eq a} \leq v_2 \frac{\sigma_A}{F S_f} \text{ [Ref. 6]} \quad (3.65)$$

$$\sigma_{eq a} = \sqrt{\left(\frac{n_f}{v_{1f}}\right)^2 + 1.8 \left[ \left(\frac{t_n}{v_{1c}}\right)^2 + \left(\frac{t_a}{v_{1c}}\right)^2 \right]} \quad (3.66)$$

$$n_f = \frac{M_e (d_c + a)}{2 I_c} \quad (3.67)$$

$$M_e = \frac{F_e}{2} q \quad (3.68)$$

$$I_c = \frac{\pi[(d_c + 2a)^4 - (d_c)^4]}{32} \quad (3.69)$$

$$t_n = \frac{F_e}{A_c} \quad (3.70)$$

$$A_{sol} = \frac{\pi[(d_c + 2a)^2 - (d_c)^2]}{4} \quad (3.71)$$

$$t_a = \frac{M_t d_c}{2 I_c} \quad (3.72)$$

Donde: Ver Lista de Símbolos.

Como se muestra en la siguiente tabla se realizaron las iteraciones variando el espesor del cordón de soldadura y se obtuvo como resultado un factor de seguridad estático mayor a 5 y un factor de seguridad a la fatiga mayor a 2 para un cordón de 3 mm de espesor. Dado que el factor de seguridad recomendado es que sea mayor a 1.5 para cargas cíclicas en uniones soldadas y se obtiene como resultado un factor de seguridad mayor al recomendado, entonces se toma como definitivo un espesor de 3 mm de espesor del cordón soldadura.

Tabla 3.13: Cálculo del cordón de soldadura entre cubo y rodete.

DATOS DE ENTRADA		RESULTADO	
q (mm)	30	$M_e$ (N.mm)	134614.948
$d_c$ (mm)	76	$A_c$ (mm <sup>2</sup> )	744.536
$F_e$ (N)	4487.164	$I_c$ (mm <sup>4</sup> )	1163336.719
$M_t$ (N.mm)	826803.310	$t_n$ (N/mm <sup>2</sup> )	6.027
$v$	0.8	$t_a$ (N/mm <sup>2</sup> )	27.007
$v_{1f}$	0.7	$\eta_f$ (N/mm <sup>2</sup> )	4.744
$v_{1c}$	0.35	$\sigma_{eq a}$ (N/mm <sup>2</sup> )	106.288
$v_2$	0.8	$FS_e$	5.301
a (mm)	3	$FS_f$	2.333
$\sigma_F$ (N/mm <sup>2</sup> )	310		
$\sigma_A$ (N/mm <sup>2</sup> )	200		

### 3.5. Selección y cálculo de rodamientos.

Los rodamientos que se emplearán son de bolas a rótulas debido a que son autoalineables, insensibles a las desalineaciones angulares del eje en relación al soporte, son los rodamientos que poseen menor fricción y son particularmente apropiados para aplicaciones de turbinas hidráulicas donde se producen desalineaciones o flexiones en el eje [Ref. 15]. Se considera al rodamiento en la sección A del eje como fijo y al rodamiento de la sección E del eje como móvil.

Para la selección de los rodamientos, en primer lugar se debe calcular la carga dinámica considerando una duración requerida  $L_{10h}$  igual o superior a 28 000 horas (mayor a 3 años):

$$C = (X F_r + Y F_a) \left| \frac{60 N L_{10h}}{10^6} \right|^{P_{rod}} \quad \text{[Ref. 16]} \quad (3.73)$$

Donde: Ver Lista de Símbolos.

Tabla 3.14: Datos de entrada y resultados para el cálculo de la carga dinámica.

DATOS DE ENTRADA				RESULTADOS	
X	1	$L_{10h}$ (horas)	28000	$F_r$ (N)	4487.165
$E_y = A_y$ (N)	1261.236	$P_{rod}$	1/3	$C$ (N)	62274.249
$E_z = A_z$ (N)	4306.267	$F_{axial}$ (N)	0		
N (rpm)	1800				

En la tabla anterior se aprecia que la carga dinámica C requerida tiene un valor de 62.274 kN, entonces se debe buscar un rodamiento que tenga una carga dinámica

superior y una duración de funcionamiento igual o mayor a 28 000 horas. Para esto, se empleará el catálogo interactivo de SKF [Ref.17]. El detalle de la selección del rodamiento se muestra en el Anexo 35.

El rodamiento de bolas a rótula sobre manguito de fijación 2310 K + H 2310 posee una carga dinámica superior al calculado con la ecuación 3.106, un tiempo de vida superior al planteado inicialmente y las cargas en la sección A y E del eje del rodamiento son del mismo tipo y magnitud. Por lo tanto se selecciona este rodamiento para ser usado en la sección A y E del eje del rodete.

### 3.6. Selección de los anillos obturadores

Para evitar que el lubricante del interior del soporte de rodamiento fugue por la unión entre el eje del rodete y el soporte del rodamiento se debe seleccionar un sello mecánico. Para cumplir con este objetivo en el escalón de 50 mm del eje del rodete, se selecciona un anillo obturador o reten que se muestra en el Anexo 36. Este anillo obturador posee un diámetro exterior metálico SKF y de designación CR50x62x7 CRS1 R que soporta una diferencia de presión de 0.7 bar y una velocidad máxima de rotación de 5300 rpm [Ref. 19].

Así mismo, para el escalón de 45 mm del eje del rodete se selecciona un anillo obturador o reten (Anexo 36) con diámetro exterior metálico SKF y de designación CR45x55x7 HMS5 RG que soporta una diferencia de presión de 0.3 bar y una velocidad máxima de rotación de 5942 rpm [Ref. 19].

Por otro lado, como se ve en la figura 3.12 se selecciona un anillo de fieltro de 6 mm de espesor para evitar que las salpicaduras de agua provenientes del rodete ingresen al soporte de rodamiento.

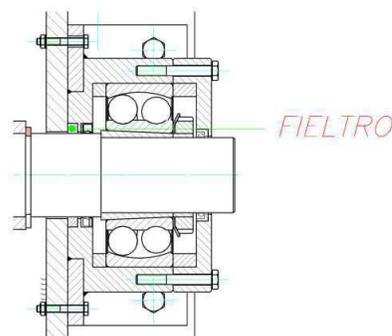


Figura 3.12: Filtro para evitar salpicaduras

### 3.7. Verificación de la carcasa

La verificación de la carcasa se realizará por resistencia. Las fuerzas que actúan en la carcasa son las fuerzas que provienen del peso del rodete ( $A_y$  y  $E_y$ ) y las fuerzas que provienen de la fuerza del chorro de agua ( $A_z$  y  $E_z$ ). Estas fuerzas se trasladan al centroide de la carcasa como se muestra en la figura 3.13. Debido a la simetría en el eje Z y a que las fuerzas  $A_y$  y  $E_y$  son de la misma magnitud los momentos generados se cancelan mutuamente, ocurre lo mismo con los momentos generados por las fuerzas  $A_z$  y  $E_z$ .

La carcasa soporta un esfuerzo de normal de compresión debido a las fuerzas  $A_y$  y  $E_y$  y soporta un esfuerzo de corte debido a las fuerzas  $A_z$  y  $E_z$ . El material que se usará para la fabricación de la carcasa es el acero ASTM A36 que tiene un esfuerzo de fluencia de 250 MPa y se recubrirá con pintura anticorrosiva para protegerla de los efectos de la humedad.

Para la verificación se utilizan las siguientes expresiones:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_F}{FS} \quad (3.74)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau_c^2} \quad (3.75)$$

$$\sigma_n = \frac{A_y + E_y}{\text{Area}} \quad (3.76)$$

$$\tau_c = \frac{A_z + E_z}{\text{Area}} \quad (3.77)$$

Donde:

$\sigma_n$ : Esfuerzo de compresión en MPa

$\tau_c$  : Esfuerzo de corte en MPa.

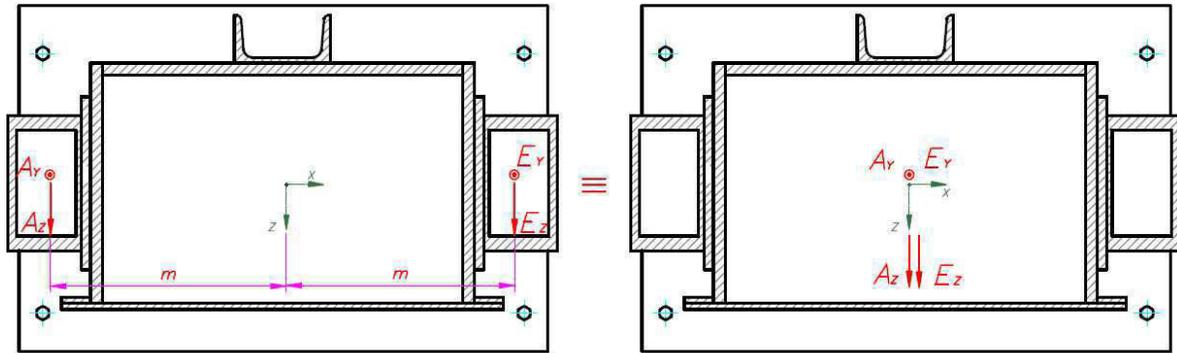


Figura 3.13: Diagrama de cuerpo libre de la carcasa.

En la siguiente tabla se muestran los datos de entrada para la verificación de la carcasa y en los resultados se muestra un factor de seguridad mayor a 12. Por lo tanto, la carcasa se verifica por resistencia y sus dimensiones y espesores de plancha se consideran como finales.

Tabla 3.15. Verificación de la carcasa.

DATOS DE ENTRADA		RESULTADOS	
$A_y$ (N)	1261.235	Área ( $mm^2$ )	1339.972
$A_z$ (N)	4306.267	$\sigma_n$ (MPa)	1.882
$E_y$ (N)	1261.239	$\tau_c$ (MPa)	6.427
$E_z$ (N)	4306.267	$\sigma_{eq}$ (MPa)	11.290
$\sigma_F$ (MPa)	250	FS	12.142

### 3.8. Verificación de uniones atornilladas

Los tornillos que se verifican en la turbina Michell Banki son los de la tapa del soporte del rodamiento y los tornillos que unen el soporte de rodamiento con la carcasa. Se selecciona 8 tornillos cabeza hexagonal M6 DIN 933 de clases 8.8 para la tapa del soporte del rodamiento y 13 tornillos cabeza hexagonal M8 DIN 933 de clase 8.8 para fijar el soporte de rodamiento a la carcasa. Todos los tornillos anteriores poseen un esfuerzo de fluencia de  $\sigma_F = 640$  MPa.

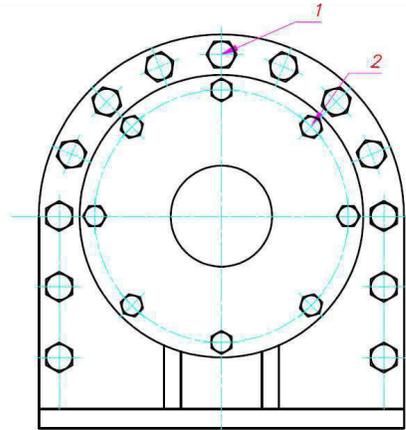


Figura 3.14: Ubicación de tornillos en el soporte de rodamiento.

**Verificación de falla por resistencia:**

La verificación de los tornillos se realiza según la norma VDI 2230 y con las siguientes expresiones:

$$\sqrt{\left(\frac{F_{M \max}}{A_s}\right)^2 + 3\left(\frac{F_{M \max} \tan(\varphi' + \rho') \frac{d_2}{z}}{W_p}\right)^2} \leq \frac{0.9 \sigma_F}{F_S} \quad (3.78)$$

$$\rho' = \operatorname{atan}\left(\frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}\right) \quad (3.79)$$

$$A_s = \frac{\pi d_s^2}{4} \quad (3.80)$$

$$d_s = \frac{d_2 + d_3}{2} \quad (3.81)$$

$$W_p = \frac{\pi d_s^3}{16} \quad (3.82)$$

$$F_{M \max} = \alpha_A F_{M \min} \quad (3.83)$$

$$F_{M \min} = F_{as} + F_{res} \quad (3.84)$$

$$F_{as} = \left(\frac{c_t c_p}{c_t + c_p}\right) \delta_{as} \quad (3.85)$$

$$\delta_{as} = \delta_{hilos} + \delta_{cabeza} + \delta_{tuerca} + \delta_{entre \text{ placas}} \quad (3.86)$$

Para la unión atornillada entre el soporte de rodamiento y la carcasa se considera una fuerza de fricción entre las placas para contrarrestar la fuerza cortante que actúan

sobre los tornillos ya que los tornillos solamente deben trabajar a tracción. La fuerza residual  $F_{res}$  se determina con la siguiente expresión:

$$F_{res} = \frac{F_Q}{\mu} \quad (3.87)$$

Donde:

$F_Q$ : Fuerza cortante en el tornillo más crítico en N, ver detalle en el Anexo 41.

$\mu$ : Coeficiente de fricción entre las placas de acero.

En el caso de la unión atornillada de la tapa del soporte de rodamiento no se puede determinar directamente la magnitud de la fuerza residual por lo que se estima como 20% de la fuerza mínima de montaje ( $F_{res} = 0.2 F_{M \min}$ ).

$$c_t = \frac{1}{\sum c_i} \quad (3.88)$$

$$c_i = \frac{E A_i}{L_i} \quad (3.89)$$

$$A_i = \frac{\pi d_i^2}{4} \quad (3.90)$$

$$D_{max} = d_1 + w L_p \tan \gamma \quad (3.91)$$

$w = 1$  para unión con agujero pasante

$w = 2$  para unión con agujero roscado

$$\tan \gamma = 0.362 + 0.032 \ln \left( \frac{\beta_L}{2} \right) + 0.153 L_n \varepsilon \quad (3.92)$$

$$\tan \gamma = 0.348 + 0.013 \ln(\beta_L) + 0.193 L_n \varepsilon \quad (3.93)$$

$$\beta_L = \frac{L_p}{d_1} \quad (3.94)$$

$$\varepsilon = \frac{D_{ext}}{d_1} \quad (3.95)$$

Para la unión atornillada entre el soporte de rodamiento y la carcasa: Caso 2:

$D_{ext} > D_{max}$  (ver el detalle en el Anexo 41)

$$C_p = \frac{wE_p\pi d_{ag} \tan \gamma}{2Ln \left[ \frac{(d_1+d_{ag})(d_1+wL_p \tan \gamma - d_{ag})}{(d_1-d_{ag})(d_1+wL_p \tan \gamma + d_{ag})} \right]} \quad (3.96)$$

Para la unión atornillada entre de la tapa del soporte de rodamiento: Caso 3:  $D_{max} > D_{ext} > d_1$  (ver el detalle en el Anexo 41).

$$C_p = \frac{E_p\pi}{\frac{2}{wd_{ag} \tan \gamma} Ln \left[ \frac{(d_1+d_{ag})(D_{ext}-d_{ag})}{(d_1-d_{ag})(D_{ext}+d_{ag})} \right] + \frac{4}{D_{ext}^2-d_{ag}^2} \left[ L_p - \frac{(D_{ext}-d_1)}{w \tan \gamma} \right]} \quad (3.97)$$

Donde: Ver Lista de Símbolo

### Verificación de falla por presión admisible:

El área de contacto de los elementos roscados sometida a presión se halla con la siguiente ecuación.

$$P_{tor} \leq P_{at} \quad (3.98)$$

$$P_{tor} = \frac{F_{M \max}}{A_c} \quad (3.99)$$

$$A_c = \frac{\pi(d_1^2 - d_{ag}^2)}{4} \quad (3.100)$$

Donde:

$A_c$ : Área de contacto en mm<sup>2</sup>.

$P_{at}$ : Presión admisible del tornillo igual a 420 N/mm<sup>2</sup> (ver Anexo 41).

### Momento de ajuste en el montaje $M_{Ajuste}$ :

El momento de ajuste en el montaje se calcula con las siguientes expresiones:

$$M_{ajuste} = M_{tM} + M_p \quad (3.101)$$

$$M_{tM} = F_{M \max} \tan(\rho' + \varphi') \frac{d_2}{2} \quad (3.102)$$

$$M_p = \mu F_{M \max} \frac{d_{fm}}{2} \quad (3.103)$$

$$d_{fm} = \frac{d_1 + d_{ag}}{2} \quad (3.104)$$

Donde:

$d_{fm}$ : Diámetro de la superficie en contacto de la tuerca (o cabeza del tornillo y la placa correspondiente)

En la siguiente tabla se muestra los resultados de la verificación de los tornillos de cabeza hexagonal y se obtiene un factor de seguridad mayor a 2 para todos los tornillos más críticos (ver detalle de distribución de tornillos en el Anexo 41). Por otro lado, se obtiene que la presión en los tornillos es menor que la presión admisible. Por lo tanto, se toman como definitivos los diámetros de los tornillos seleccionados.

Tabla 3.16: Tabla de verificación del diámetro de tornillos.

	M8	M6		M8	M6
N° Tornillo	1	2	N° Tornillo	1	2
$d_1$ (mm)	8	6	$D_{ext}$ (mm)	170.00	15.00
$d_2$ (mm)	7.188	5.35	w	1.00	2.00
$d_3$ (mm)	6.466	4.773	$\beta_L$	1.71	4.50
$\varphi'$ (°)	3.17	3.41	$\varepsilon$	13.08	1.50
$\rho'$ (°)	9.8264	9.8264	$\tan \gamma$	0.75	0.45
$\sigma_F$ (N/mm <sup>2</sup> )	640	640	$D_{max}$ (mm)	29.66	50.50
$d_s$ (mm)	6.827	5.0615	$C_t$ (mm)	9181718.96	6772364.13
$A_s$ (mm <sup>2</sup> )	36.60	20.12	$C_p$ (mm)	265568.05	238389.32
$W_p$ (mm <sup>2</sup> )	62.477	25.461	$\delta_{as}$ (mm)	0.011	0.011
$E_z$ (N)	4306.27	-	$F_{as}$ (N)	2839.131	2533.116
$E_y$ (N)	1261.24	-	$F_{M \min}$	5165.448	3166.395
$F_E$ (N)	4487.17	-	$F_{M \max}$	7748.172	4749.593
$F_Q$ (N)	348.948	-	Ac (mm <sup>2</sup> )	69.115	40.055
$\mu$	0.15	0.15	$P_{tor}$ (N/mm <sup>2</sup> )	112.105	118.576
$F_{res}$ (N)	514.02	633.28	$M_{lm}$ (N.mm)	6427.128	2988.485
$E_p$ (N/mm <sup>2</sup> )	210000	210000	$d_{fm}$ (mm)	11	8.5
$L_p$ (mm)	22.2	45	$M_p$ (N.mm)	6392.242	3027.865
$d_1$ (mm)	13	10	$M_{ajuste}$ (N.mm)	12819.370	6016.350
$d_{ag}$ (mm)	9	7	FS	2.97	2.64

### 3.9. Diseño del sistema de transmisión de potencia del grupo hidroenergético

La transmisión de potencia del eje de la turbina hacia el generador síncrono se realizará mediante un acoplamiento directo, para esto se selecciona un acoplamiento elástico GUMMI tipo "A". Este tipo de acoplamiento se encuentra conformado por una unidad compacta de goma y tela, vulcanizada sobre bridas de acero que hacen que

sea un excelente amortiguador capaz de absorber vibraciones, desalineamientos, sin perder su capacidad de transmitir torque y además es de fácil adquisición en el mercado local.

Para su selección se utiliza el catálogo de selección que se muestra en el Anexo 2. Primero se calcula la potencia nominal con ayuda de la tabla I del Anexo 2 y luego se verifica la selección del acoplamiento con el torque nominal que se muestra en la tabla III del Anexo 2. La potencia nominal y el torque nominal del acoplamiento seleccionado deben ser iguales o mayores a los calculados.

Para el cálculo se utilizan las siguientes expresiones:

$$P_N = 1.36 P f_s \quad (3.105)$$

$$T_N = \frac{9550 P f_s}{N} \quad (3.106)$$

Donde:

$P$ : Potencia de diseño en kW.

$P_N$ : Potencia nominal para la selección en kW.

$f_s$ : Factor de servicio (ver tabla II del Anexo 2)

$T_N$ : Torque nominal para la selección en N.m.

Tabla 3.17: Selección de acoplamiento.

DATOS DE ENTRADA		DATOS DE SALIDA	
$P$ (kW)	120	$P_N$ (kW)	204.00
$N$ (rpm)	1800	$T_N$ (N.m)	795.83
$d$ (mm)	45		
$f_s$	1.25		

Con los resultados de la tabla anterior se selecciona el acoplamiento flexible GUMMI A60 que soporta una temperatura máxima de 80 °C, posee una potencia nominal de 240.68 kW para una velocidad de 1800 rpm, posee un torque nominal de 940 N.m, un ángulo máximo de torsión de 5° y un peso de 12.5 kg.

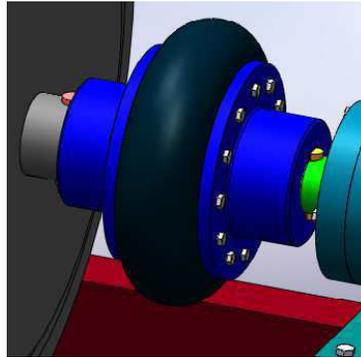


Figura 3.15: Acoplamiento flexible.

### 3.10. Diseño mecánico del inyector.

El inyector es una de las piezas más importantes de la turbina Michell-Banki y un aspecto muy importante es su perfil. Este perfil hace que la velocidad del agua en su interior se mantenga constante y que la turbina trabaje en su máximo rendimiento. Por otro lado, es necesario disminuir su sección transversal, debido a que también el caudal de agua a lo largo del inyector disminuye continuamente.

Como para diseño del grupo hidroenergético se considera un ángulo de admisión o ángulo de contacto entre el inyector y el rodete igual a  $\theta_a = 90^\circ$ . Entonces, la sección transversal del inyector se diseña con 7 puntos y 6 secciones, cada una con radios diferentes y espaciados cada  $15^\circ$ .

En la sección del 2.5 del capítulo 2, se dimensionó el inyector y se elaboró la tabla 2.6 que muestra distintos puntos de la envolvente del inyector. Para realizar el diseño mecánico del inyector se toman 7 puntos de esta tabla espaciados cada  $15^\circ$  y se obtiene como resultado la tabla 3.20.

Tabla 3.18: Radios de las secciones para la fabricación de la curva envolvente del inyector.

Punto	$\theta$ ( $^\circ$ )	R (mm)
1	0	153
2	15	141
3	30	131
4	45	121
5	60	112
6	75	103
7	90	96

La envolvente del inyector se realizará usando una prensa, paso a paso siguiendo las dimensiones de los radio de la tabla 3.20 y como se puede apreciar en la figura 3.16.

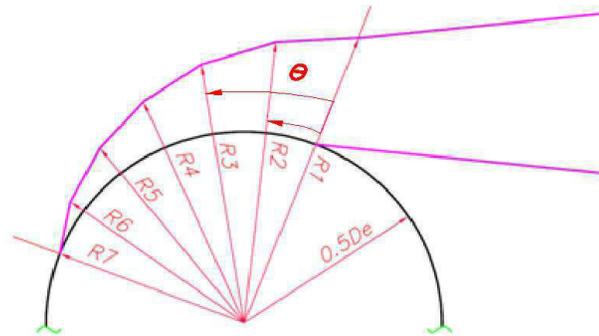


Figura 3.16: Secciones de la curva envolvente del inyector

Como la función del inyector es guiar el flujo de agua hacia el rodete, no es necesario usar un acero inoxidable para su fabricación. Es por ello que el inyector se fabricará con planchas de acero ASTM A36 y para evitar su corrosión se revestirá todo el inyector con pintura epóxica.

Debido a que la cara inferior del inyector soportará los mayores esfuerzos, se incluirá un soporte en la parte intermedia conformado por un canal C100x50x6 mm de material ASTM A36 en la parte intermedia.

Para realizar la verificación del inyector se realiza una simplificación y se considera los efectos locales de la fuerza del agua en la plancha inferior y en la plancha superior del inyector para luego realizar la verificación del espesor de plancha con la flecha máxima admisible en cada caso. Las planchas laterales del inyector no se verificaran debido a que están menos cargadas.

#### Verificación de la plancha inferior:

La plancha inferior del inyector se encuentra sometida a una carga distribuida proveniente de la presión del agua. El diagrama de cuerpo libre se muestra en la figura 3.17.

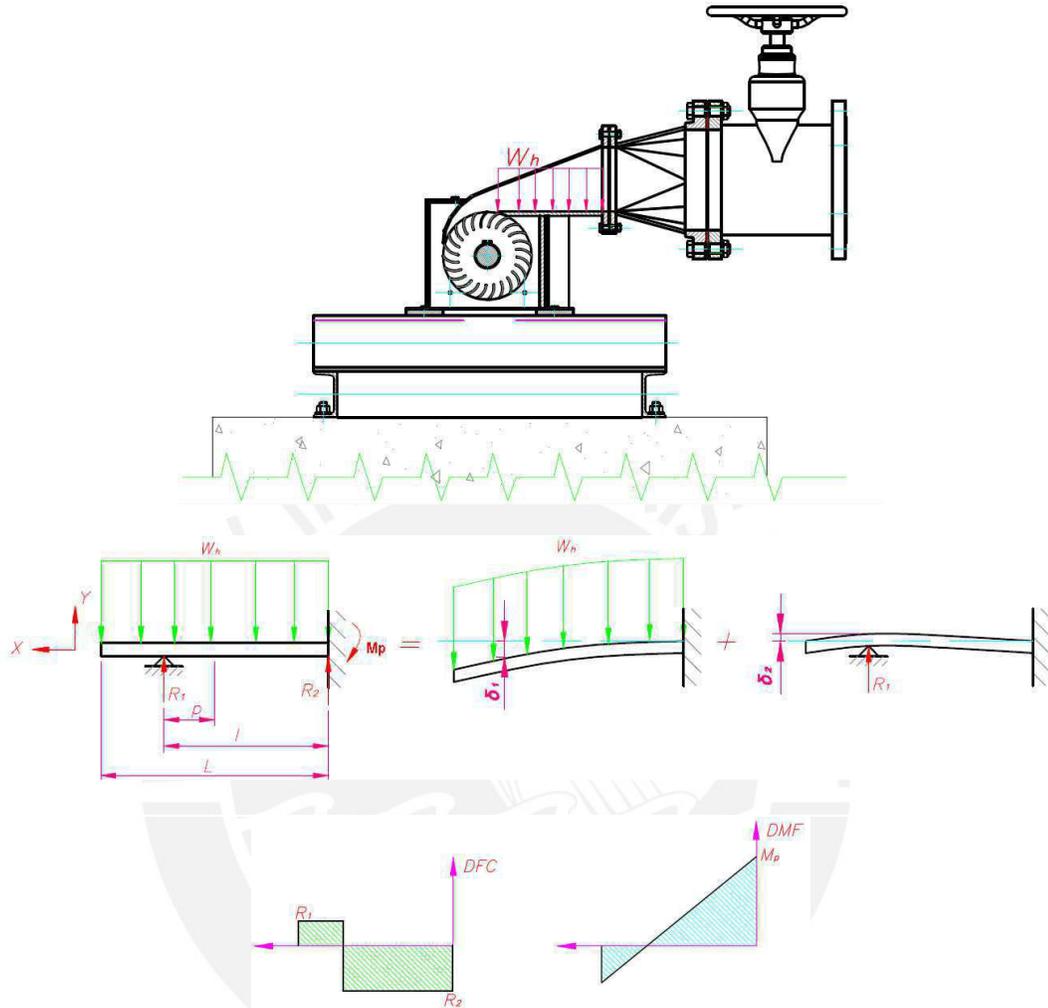


Figura 3.17: Diagrama de cuerpo libre de la plancha inferior del inyector

La plancha inferior del inyector se considera como empotrada en un extremo. Debido a que se tienen tres incógnitas y solamente dos ecuaciones de equilibrio estático la plancha se encuentra estáticamente indeterminada y se usará el método de superposición para calcular las reacciones y luego se realizará la verificación del espesor de plancha. Para esto se utilizarán las siguientes expresiones:

$$\sum F_y = 0: R_1 + R_2 = F_h \tag{3.107}$$

$$\sum M = 0: R_2(l) - F_h(p) = M_p \tag{3.108}$$

$$F_h = P_h L_1 B \tag{3.109}$$

$$W_h = \frac{F_h}{L_1} \tag{3.110}$$

Donde:

$P_h = 1.039 \text{ N/mm}^2$  (ver ecuación 2.38).

$L_1$ : Longitud de la plancha inferior en mm.

$B$ : Ancho del inyector en mm.

El método de superposición se efectúa tomando por separado la deflexión  $\delta_1$  producida por la carga uniformemente distribuida  $W_h$  y la deflexión  $\delta_2$  producida en el mismo punto por la reacción  $R_1$ .

$$\delta_1 = -\frac{W_h l^4}{8EI} \text{ [Ref.30]} \quad (3.111)$$

$$\delta_2 = +\frac{R_1 l^3}{3EI} \text{ [Ref.30]} \quad (3.112)$$

$$\delta_1 + \delta_2 = 0 \quad (3.113)$$

Entonces:

$$R_1 = \frac{3}{8} W_h l \quad (3.114)$$

La flecha máxima se calcula con la siguiente expresión:

$$y_1 = \frac{5 F_{h1} L_1^3}{48 E I_{p1}} \text{ [Ref. 31]} \quad (3.115)$$

Verificación de la plancha inferior:

Asimismo, para la verificación de la plancha superior se considera el efecto local de la fuerza del agua, el efecto de la soldadura como apoyos simples y la longitud de la plancha estirada.

Para el cálculo se usan las siguientes expresiones:

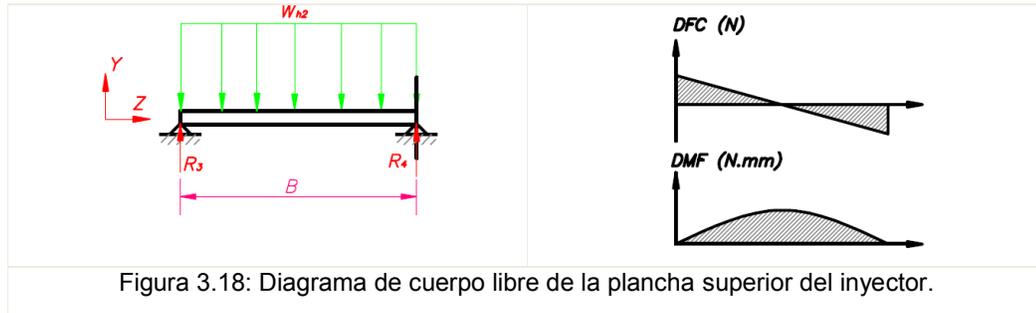


Figura 3.18: Diagrama de cuerpo libre de la plancha superior del inyector.

$$\sum F_y = 0: R_3 = R_4 = \frac{F_{h2}}{2} \tag{3.116}$$

$$F_{h2} = P_h L_2 B \tag{3.117}$$

Donde:

$L_2$ : Longitud de la plancha superior en mm.

$B$ : Ancho del inyector en mm.

La flecha máxima se calcula con la siguiente expresión:

$$y_2 = \frac{F_{h2} B^3}{48 E I_{p2}} \text{ [Ref. 32]} \tag{3.118}$$

La verificación se realiza considerando que la flecha máxima admisible ( $y_{adm}$ ) es 0.127 mm (ver ecuación 3.93).

Tabla 3.19: Resultados del cálculo mecánico del inyector.

DATOS DE ENTRADA				RESULTADOS			
$t_1$ (mm)	9.53	$L_2$ (mm)	390	$W_h$ (N/mm)	233.87	$R_4$ (N)	28376.14
$t_2$ (mm)	9.53	$B$ (mm)	130	$F_{h1}$ (N)	29935.27	$I_{p1}$ (mm <sup>4</sup> )	37447
$l$ (mm)	128	$P_h$ (N/mm <sup>2</sup> )	1930824.94	$F_{h2}$ (N)	56752.28	$I_{p2}$ (mm <sup>4</sup> )	40327.54
$L_1$ (mm)	225	$E$ (N/mm <sup>2</sup> )	210000	$R_1$ (N)	11225.73	$y_1$ (mm)	0.045
				$R_2$ (N)	18709.54	$y_2$ (mm)	0.03
				$R_3$ (N)	28376.14		

Como se observa en la tabla anterior utilizando planchas de 3/8" (9.53 mm) de espesor se obtienen para la plancha inferior y superior una flecha máxima menor a la flecha máxima admisible ( $y_{adm} = 0.127$  mm), en consecuencia se verifica que es

suficiente usar planchas de acero ASTM A36 de espesor de 3/8" para la fabricación del inyector que luego se recubrirán con pintura epóxica para evitar su corrosión por el efecto de la humedad.

### 3.11. Selección del generador síncrono

Una posibilidad en las micro centrales hidroeléctricas es utilizar un motor eléctrico como generador, pero esto sólo se puede hacer cuando se tienen bajas potencias. Además, esta opción tiene como principal desventaja que si se conectan motores con cargas altas a la red de suministro de energía eléctrica se corre el peligro de sufrir caídas de voltaje o pérdida de excitación en el momento del arranque [Ref. 20]. Por estas razones para el diseño del grupo hidroenergético de 120 kW de esta tesis se utiliza un generador síncrono, aunque sea difícil de encontrar en el mercado nacional.

En una micro central hidroeléctrica el generador se define como una máquina eléctrica rotativa que se acopla al rodete de la turbina y así en conjunto producen energía eléctrica [Ref. 21]. Este generador tiene el bobinado de campo excitado por corriente continua y la tensión desarrollada en la armadura es alterna [Ref. 22].

El generador seleccionado para el grupo hidroenergético es un generador síncrono de 120 kW, fabricado por la empresa HIDROSATUR SAC, Modelo HAT120P4, de tensión 220/440V, 60Hz, 1800rpm, 4 polos y especial para turbinas hidráulicas (ver cotización y características técnicas en el Anexo 3).

### 3.12. Diseño del bastidor

Como se muestra en la figura 3.20 el bastidor recibirá las cargas producto del chorro de agua que impacta en el rodete, el peso de la turbina y el peso del generador.

En el diseño del bastidor se verificara que no falle la estructura de canales C. Para este fin se empleara la teoría de cimentación de máquinas.

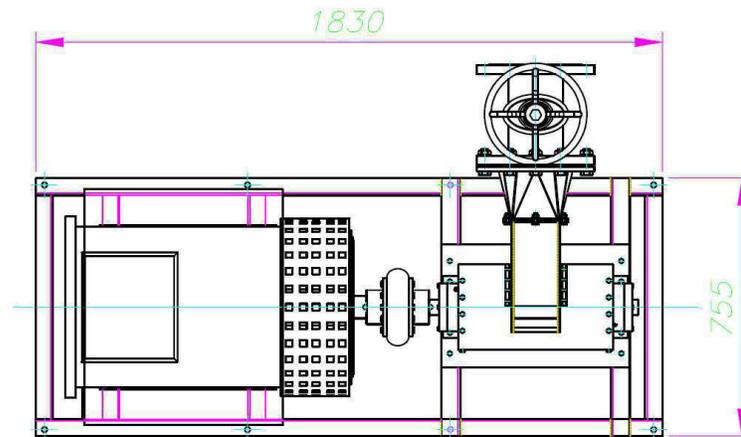


Figura 3.20: Vista de planta del grupo hidroenergético.

Según la norma DIN 4024-1 las cargas se agrupan de acuerdo a su naturaleza de la siguiente manera:

- ✓ Grupo 1: Cargas estáticas de fabricación y montaje (G1).
- ✓ Grupo 2: Cargas estáticas en funcionamiento normal (G2).
- ✓ Grupo 3: Cargas dinámicas en funcionamiento normal (G3).
- ✓ Grupo 4: Cargas eventuales dinámicas (G4).

A continuación se deben formar casos de cargas con los cuales se investigará el conveniente dimensionamiento de la cimentación.

- ✓ Caso M (cargas eventuales estáticas):  $M = G1$ .
- ✓ Caso B (cargas permanentes):  $B = G2 + G3$ .
- ✓ Caso S (cargas eventuales dinámicas):  $S = G2 + G4$ .

Luego las cargas estáticas y dinámicas se modifican con factores de carga. Entonces para cada caso se verifica:

$$\phi \times Resistencia \geq \Sigma(\gamma \times Carga) \quad (3.119)$$

Donde:

$\phi$ : Factor de Resistencia ( $\phi < 1$ ).

$\gamma$ : Factor de carga según DIN 4024-1.

Se analizarán 6 puntos representativos en el plano medio de la sección A-A del bastidor como se muestra en la siguiente figura.

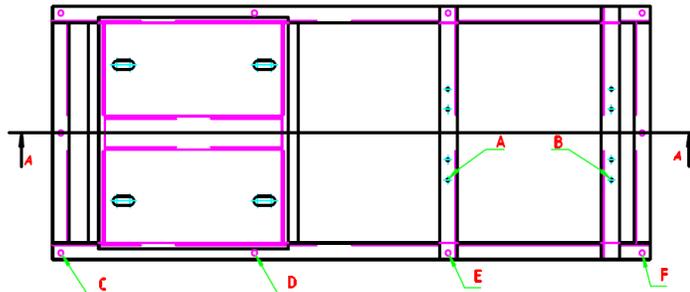


Figura 3.21: Puntos representativos en el bastidor.

Para realizar la verificación del bastidor se debe tener en cuenta las siguientes cargas: El peso propio del grupo hidroenergético, reacciones por operación, reacciones hidráulicas y las reacciones producidas por paradas bruscas del rodete de la turbina. El detalle de estos cálculos se muestra en el Anexo 37.

El bastidor que soportará a la turbina está conformada por canales C de material ASTM A36 tal como se observa en la Figura 3.21. Las mayores cargas sobre ella se ubicarán en la zona de las uniones atornilladas entre el bastidor y la turbina (A y B) conformada por canales C 120x55x6, además de los canales C 100x50x6 que soportan todo el grupo hidroenergético.

Para verificar la resistencia del bastidor bajo cargas combinadas se utiliza el Anexo 6 donde se muestra la tabla de reacciones modificadas con factores de carga para los 6 puntos representativos. Así mismo se debe cumplir las siguientes ecuaciones en el punto A que es el más cargado:

$$P_u \leq \phi P_n \quad (3.120)$$

$$P_n = \sigma_F A_w \quad (3.121)$$

$$M_u \leq \phi M_n \quad (3.122)$$

$$M_n = \sigma_F Z \quad (3.123)$$

Donde:

$\sigma_F$ : Esfuerzo de fluencia del ASTM A36 igual a 250 MPa.

Tabla 3.20: Verificación del bastidor en punto A.

	Unid.	Canal C 120x55x6	Canal C 100x50x6
$A_w$	mm <sup>2</sup>	1258.062	1006.450
$Z$	mm <sup>3</sup>	49161.192	31135.422
$\phi$	-	0.9	0.9
$P_u$	kN	24.750	38.501
$M_u$	kN.mm	7424.955	5775.075
$P_n$	KN	314.516	251612.400
$M_n$	kN.mm	12290.298	7783.855
$\phi P_n$	kN	283.064	226451.160
$\phi M_n$	kn.mm	11061.268	7005.470

Ante las condiciones planteadas y utilizando las ecuaciones 3.157 y 3.158 se comprueba que el bastidor no fallará.

Finalmente en la siguiente figura se aprecia la disposición general del ensamble del grupo hidroenergético.

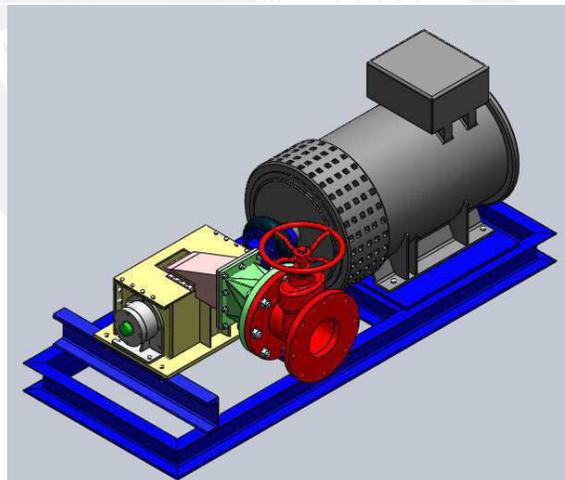


Figura 3.22: Ensamble del grupo hidroenergético.

### 3.13. Diseño del sistema de regulación de velocidad del grupo hidroenergético

En centrales hidroeléctricas una variación en la demanda de energía produce un cambio en la velocidad de giro de la turbina. Por lo tanto, empezará a girar a una velocidad diferente a la velocidad síncrona y se tendrá una variación de frecuencia y

voltaje de línea. Para evitar estos efectos no deseados existen reguladores que compensan y mantienen la velocidad de giro constante [Ref. 23].

Existen dos maneras de regular la velocidad, una es regulando el caudal del agua en la entrada de la turbina y la otra es por regulación en la carga. Como en el diseño de la turbina Michell-Banki del grupo hidroenergético no se está considerando un elemento que regule el caudal de agua en la turbina, entonces la regulación se realizará por medio de la carga. En la tabla 3.26 se muestra una comparación entre la regulación manual y automática mediante la carga.

Tabla 3.21: Sistemas de regulación de velocidad [Ref. 24 ]

Regulación de la velocidad por medio de la carga	
La regulación se realiza a través de la disipación de potencia generada en forma de calor por medio de resistencias sumergidas en agua o aire cuando no exista exceso de demanda.	
Regulación manual	Regulación automática
<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Para centrales muy pequeñas.</li> <li>✓ Las resistencias pueden ser hornillas eléctricas, focos, baterías, etc.</li> <li>✓ Una persona conectara o desconectará las resistencias de acuerdo a la variación de la frecuencia en la red.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Para micro centrales de potencias menores a 500 kW.</li> <li>✓ Precio accesible, operación y mantenimiento sencillo, rapidez en la respuesta.</li> <li>✓ El regulador a través de válvulas electrónicas conocidas como tiristores, deriva la energía no consumida por demanda hacia la disipación de carga.</li> </ul>

Tabla 3.22: Sistemas de regulación de velocidad [Ref. 24].

	Regulación de carga	
	Manual	Automático
Costo inicial	Bajo	Medio
Precisión en la regulación de la frecuencia	Depende del operador	Muy alto
Dificultad en la instalación	Baja	Baja
Dificultad de operación y mantenimiento	Muy baja	Baja
Requiere de vigilancia del operador	Si	No

### 3.13.1. Regulador de carga automática del grupo hidroenergético

El controlador electrónico es usado con el grupo de generación para permitir que dicho sistema se adecue a los cambios en la carga del consumidor, es decir, cuando se modifica la carga, ya sea por disminución o aumento, el regulador hará que el voltaje generado y la frecuencia se mantengan constantes [Ref. 24].



Figura 3.23. Controlador de generación de inducción [Ref. 25].

El método más confiable para mantener las variables constantes en las micro centrales es usar un controlador de generación de inducción (IGC). EL funcionamiento del IGC es a través de la carga secundaria controlando las variaciones de la carga principal variando automáticamente la cantidad de potencia disipada en la carga secundaria con el fin de mantener constante la carga total.

El IGC es un controlador similar a los controladores electrónicos, sin embargo el voltaje es censado y controlado directamente en lugar de la frecuencia, pero tiene características que producen una buena regulación de la frecuencia.

Cuando una carga resistiva es conectada al generador, se provoca una caída de voltaje, esta diferencia es censada por el IGC y la compensa disminuyendo la potencia disipada en la carga secundaria o carga de lastre. Con esto se retorna al valor constante de la carga total. Se realiza la misma acción cuando la carga es inductiva o capacitiva.

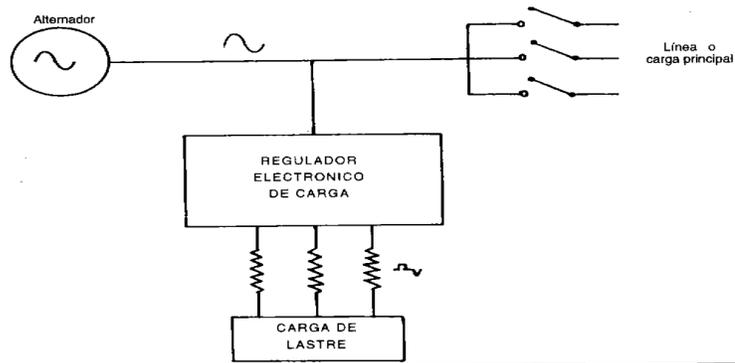


Figura 3.24: Diagrama esquemático de la regulación electrónica de carga [Ref. 26].

### 3.13.2. Carga secundaria

La función de la carga secundaria es disipar la energía, las más usadas son mediante el uso de resistencias que disipan la energía en forma de calor hacia el aire y mediante resistencias sumergidas en el agua circulante. Estas resistencias deben tener una buena configuración geométrica para disipar el mayor calor posible, permitir ahorro de espacio y fácil sustitución.

Tabla 3.23: sistemas de disipación de energía [Ref. 27].

Resistencias calefactoras de aire	Resistencias sumergidas en agua
<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ El espacio donde se colocaran debe ser amplio y debe existir libre circulación de aire.</li> <li>✓ Puede usarse como calefacción en ambientes fríos.</li> <li>✓ No es adecuado en ambientes de polvo</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Las resistencias deben encontrarse sumergidas en el interior de un pequeño tanque y debe haber circulación del fluido.</li> <li>✓ Mayor vida útil que empleándolas en aire.</li> <li>✓ Se puede emplear como calentador de líquidos.</li> <li>✓ La instalación es más cara que la aérea.</li> </ul>

Las resistencias calefactoras de aire están recomendadas para su uso en potencias menores a 15 kW [Ref. 28]. Es por esto que como carga secundaria del sistema de regulación se usarán resistencias sumergidas en agua que pueden ser utilizadas para el uso de agua caliente en la población beneficiada. Por otro lado, el material de las resistencias será nicrom por su valor resistivo estable y además porque en el mercado nacional se comercializan en potencias de 500 W, 1 kW, 2 kW, etc.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. <http://www.bohlerperu.com/2890.php>
2. Hernández, Carlos y otros. MANUAL DE DISEÑO ESTANDARIZACION Y FABRICACION DE EQUIPOS PARA PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS. Vol. 1, 1998, pág. 34.
3. Hernández, Carlos y otros, óp. Cit., pág. 35.
4. Young, Warren C. ROARK'S FORMULAS FOR STRESS AND STRAIN. 1989, pág. 97.
5. Álvarez, Miguel. ELEMENTOS DE MAQUINAS 1-RESISTENCIA. PUCP, Lima, pág. 1.
6. Paulsen, Kurt. ELEMENTOS DE MAQUINAS-UNIONES SOLDADAS. PUCP, Lima, 2009, pág. 7.
7. Álvarez, Miguel, óp. Cit., pág. 4.
8. Rodríguez Hernández, Jorge. RESISTENCIA DE MATERIALES 2. PUCP, Lima, 2002, pág. 3-50.
9. Rodríguez Hernández, Jorge, óp. Cit., pág. 3-52.
10. Álvarez, Miguel. ELEMENTOS DE MAQUINAS 1-RIGIDEZ. PUCP, Lima, pág. 3.
11. Álvarez, Miguel, óp. Cit., pág. 1.
12. Hernández, Carlos y otros, óp. Cit., pág. 39.

13. Rodríguez Hernández, Jorge, óp. Cit., pág. A1.
14. Paulsen, Kurt, op. Cit., pág. 10.
15. Pérez Pantoja, Piero. GRUPO DE GENERACIÓN KAPLAN TUBULAR PARA 3 kW DE CAPACIDAD. Vol. 1, 2007, pág. 8.
16. Hernández, Carlos y otros, óp. Cit., pág. 39.
17. <http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&newlink=first&lang=es>.
18. [http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/imageViewerJs.jsp?image=083\\_0301.gif&file=1\\_0\\_22b&maincatalogue=1&lang=es](http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/imageViewerJs.jsp?image=083_0301.gif&file=1_0_22b&maincatalogue=1&lang=es).
19. <http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?action=PPP&lang=es&imperial=false&windowName=null&perfid=703201&prodid=703201054>
20. Pérez Pantoja, Piero, óp. Cit., pág. 97.
21. Coz, Federico y otros. MANUAL DE MINI Y MICROCENTRALES HIDRÁULICAS, ITDG – Perú, Lima, 1995, pág.189.
22. Coz, Federico y otros, óp. Cit., pág.197.
23. Coz, Federico y otros, óp. Cit., pág.152.
24. Coz, Federico y otros, óp. Cit., pág.151-161.
25. Pérez Pantoja, Piero, óp. Cit., pág. 101.
26. Coz, Federico y otros, óp. Cit., pág.158.

27. Coz, Federico y otros, óp. Cit., pág.161.
28. Pérez Pantoja, Piero, óp. Cit., pág. 102.
29. Dobrovolski, V. (1980). ELEMENTOS DE MÁQUINAS. MOSCÚ: EDICIONES MIR, pág.350.
30. R.C. Hibbeler. (1998). MECÁNICA DE MATERIALES. MEXICO. PRETINCE HALL, pág. 234.
31. V.I Feodosiev (1972). RESISTENCA DEMATERIALES. MIR, pág. 58.
32. Young, Warren C. ROARK'S FORMULAS FOR STRESS AND STRAIN. 1989, pág. 104.
33. Young, Warren C. ROARK'S FORMULAS FOR STRESS AND STRAIN. 1989, pág. 106.

## CAPÍTULO 4

### ÁREA DE TRABAJO DEL GRUPO HIDROENERGÉTICO

#### 4.1. Área de trabajo hidráulico.

Relacionando las ecuaciones 2.1 y 2.13 del capítulo 2 se obtiene la ecuación 4.1, que expresa la velocidad específica de caudal o número de Brauer en función del diámetro exterior del rodete. De esta expresión se deduce que cuando se diseña la turbina Michell-Banki y se tienen los datos de entrada como  $D_e$ ,  $N$ ,  $Q$  y  $S_n$ , se está definiendo el  $N_q$  implícitamente. Es por esto último, que la turbina puede trabajar a cargas parciales con las diferentes combinaciones de salto y caudal que cumplan con la expresión 4.1. Cuando se grafica esta ecuación en escala logarítmica para condiciones de mínima y máxima eficiencia se obtienen dos rectas entre las cuales se define el área o zona trabajo hidráulico.

$$\frac{Q}{\sqrt{S_n}} = \left( \frac{D_e N_q}{39.85} \right)^2 \quad (4.1)$$

Para definir la zona de trabajo hidráulico se utiliza el gráfico del Anexo 38: Ensayo de turbinas hidráulicas a condiciones de salto y velocidad de rotación constantes, en la que en el eje de las abscisas se tiene la relación entre caudal de operación y caudal máximo, y en el eje de las ordenadas se tiene la eficiencia de la turbina Michell-Banki. Con este gráfico se obtiene la relación entre caudal mínimo y caudal máximo igual a 0.5 para una eficiencia de la turbina de 82%.

$$\frac{Q_{min}}{Q_{max}} = 0.5 \tag{4.2}$$

Por otro lado, se considera que el caudal máximo en la que puede trabajar la turbina es 10% mayor que el caudal de diseño, esto se expresa en la ecuación 4.3.

$$Q_{max} = 1.1Q_{diseño} \tag{4.3}$$

Con las consideraciones anteriores se puede obtener la zona de trabajo hidráulico del grupo hidroenergético. Para esto, a continuación se muestra una tabla de datos de entrada y una tabla de resultados, con los cuales se puede graficar la zona de trabajo hidráulico del grupo hidroenergético.

Tabla 4.1: Datos de entrada y resultados utilizados en el gráfico de zona de trabajo hidráulico.

DATOS DE ENTRADA		RESULTADOS	
$Q_{diseño} (m^3/s)$	0.196	$Q_{max} (m^3/s)$	0.215
$S_n (m)$	75.48	$Q_{min} (m^3/s)$	0.107
$\eta_{diseño} (\%)$	82	$Q_{diseño}/\sqrt{S_n}$	0.022
$\eta_{min} (\%)$	80	$Q_{min}/\sqrt{S_n}$	0.012
$Q_{min}/Q_{max}$	0.5		

Con los datos de la tabla anterior, en la tabla que se muestra en el Anexo 1 se varía el caudal para obtener distintos saltos de modo que la expresión  $Q/\sqrt{S_n}$  se mantenga constante.

#### 4.2. Área de trabajo mecánico

Análogamente al área de trabajo hidráulico existe un área de trabajo mecánico donde el grupo hidroenergético puede trabajar conservando una buena eficiencia. Para el cálculo de la potencia mínima y máxima se utilizan las siguientes expresiones:

$$W_{t min} = \rho_g Q_{min} \eta_{min} S_n \tag{4.4}$$

$$W_{t max} = \rho_g Q_{diseño} \eta_{diseño} S_n \tag{4.5}$$

Tabla 4.2: Datos de entrada y resultados utilizados en el gráfico de zona de trabajo mecánico.

DATOS DE ENTRADA		RESULTADOS	
$Q_{diseño} (m^3/s)$	0.196	$W_{t\ min} (W)$	63857
$Q_{min} (m^3/s)$	0.107	$W_{t\ max} (W)$	119006
$S_n (m)$	75.48		
$\eta_{diseño} (\%)$	82		
$\eta_{min} (\%)$	80		

Con los datos de la tabla anterior, en una tabla Excel que se muestra en el Anexo 1 se varía el caudal para obtener distintos saltos de modo que la potencia  $W_t$  se mantenga constante.

### 4.3. Zona de trabajo del grupo hidroenergético

Si se dibuja en un mismo gráfico las curvas de las zonas de trabajo hidráulico y mecánico se obtiene la zona de trabajo del grupo hidroenergético que se muestra como un cuadrilátero formado por las cuatro curvas en la figura 4.1.

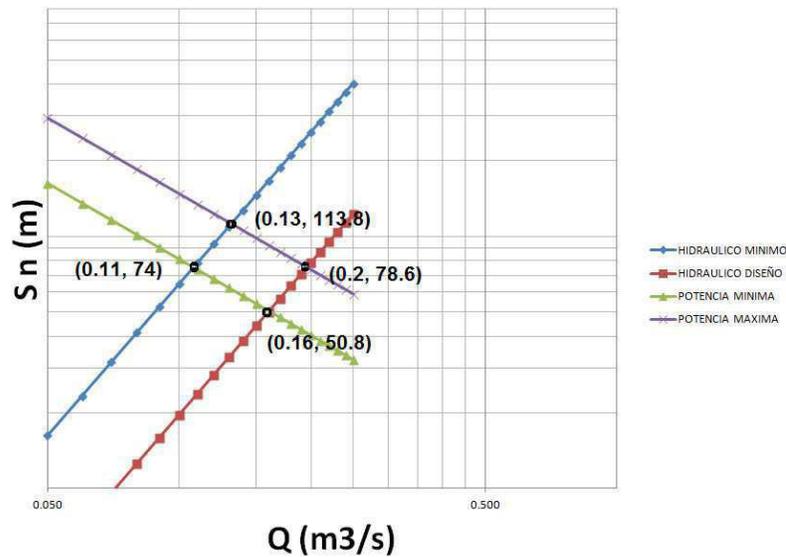


Figura 4.1: Zona de trabajo del grupo hidroenergético en escala logarítmica (ver Anexo 1).

El grupo hidroenergético puede trabajar con una buena eficiencia hidráulica y mecánica para cualquier combinación de caudal y salto neto dentro del cuadrilátero marcado con puntos negros en sus vértices.

## CAPÍTULO 5

### COSTOS DE FABRICACIÓN DEL GRUPO HIDROENERGÉTICO

#### 5.1. Componentes obtenidos mediante compra directa

En la siguiente tabla se presentaran los costos de los componentes de compra directa. Para obtener estos costos se solicitaron las cotizaciones a empresas distribuidoras del mercado local. Estas cotizaciones se muestran en los anexos.

En el caso de los costos de los materiales con dimensiones menores a las dimensiones mínimas de venta en el mercado local, el costo del material es proporcional al costo de la longitud total del perfil, barra o al área de la plancha total cotizada. Por ejemplo, un perfil L 2"x3/16" estructural de alas iguales se puede encontrar en el mercado local en una presentación de 6 metros de longitud y a un costo de 70.90 soles. Entonces si se necesitan 40 centímetros de este perfil para la fabricación del grupo hidroenergético, el costo presentado en la siguiente tabla es 5.22 soles que es un costo menor y proporcional al costo de los 6 metros de la cotización.

Tabla 5.1: Costo de los componentes obtenidos mediante compra directa.

ITEM	CANT.	DESCRIPCIÓN	PIEZA	DIMENSIONES	MATERIAL	PRECIO UNIT. (S/.)	PRECIO TOTAL (S/.)	PROVEEDOR
<b>ELEMENTOS AUXILIARES</b>						<b>25,293.13</b>	<b>25,595.41</b>	
1	2	Rodamiento de bolas a rotula 2310K	Varios	-	Varios	205.74	411.48	TECNIFAJAS
2	2	Manguito de fijación mas arandela	Varios	-	Varios	41.96	83.93	TECNIFAJAS
3	1	Acoplamiento GUMMI A-70	Varios	-	Varios	1,107.60	1,107.60	TECNIFAJAS
4	1	Válvula de compuerta 8" ANSI 125	Varios	-	Varios	1,495.00	1,495.00	FECUSA
5	2	Anillo obturador CR50x62x7 HMSA10 RG SKF	Varios	-	Varios	5.98	11.96	TECNIFAJAS
6	1	Generador eléctrico de 120 kW, 4 polos, 1800 rpm	Varios	-	Varios	22,100.00	22,100.00	HIDROSATUR
7	1	Galón de pintura, catalizador y disolvente	Varios	-	Varios	187.43	187.43	FECOMA
8	1	Brida ø8" ANSI 150 B16.5 RF Slip On	Varios	-	Varios	100.82	100.82	VALVULAS IND.
9	2	Empaquetadura ø8"x1/8" ANSI 150 RF	Varios	-	Fibra de vidrio	48.60	97.20	VALVULAS IND.
<b>PLANCHAS, BARRAS Y PERFILES</b>						<b>8,341.81</b>	<b>4,894.06</b>	
10	2	Plancha cortada	Discos del rodete	390x390x9.52 mm	AISI 304L	420.20	840.40	JAHESA
11	1	Plancha	24 Álabes	3000x1500x2 mm	AISI 304L	892.38	892.38	JAHESA
12	1	Barra circular	Eje de rodete	65X750	AISI 431	539.46	539.46	BOHLER
13	1	Plancha	Varios	1500x600x1/2"	ASTM A36	2,319.07	1,340.50	TRADISA
14	1	Plancha	Varios	1500x600x3/8"	ASTM A36	1,741.24	375.26	TRADISA
15	1	Plancha	Varios	1500x600x1/4"	ASTM A36	1,160.73	385.69	TRADISA
16	1	Plancha	Varios	1500x600x3/16"	ASTM A36	870.50	0.00	TRADISA
17	1	Canal C	Bastidor	4"x7.5 lb/piex 20 pies	ASTM A36	249.42	380.15	TRADISA
18	1	Perfil L de alas iguales	Carcasa	2"x3/16"x6 m	ASTM A36	78.27	5.22	TRADISA
19	2	Barra circular	Varios	ø90x140 mm	AISI 1045	66.55	133.10	CIPESAC
20	1	Barra circular	Varios	ø65x20 mm	AISI 1045	4.00	4.00	CIPESAC

ITEM	CANT.	DESCRIPCIÓN	PIEZA	DIMENSIONES	MATERIAL	PRECIO UNIT. (S/.)	PRECIO TOTAL (S/.)	PROVEEDOR
		<b>TORNILLERÍA</b>				<b>3.55</b>	<b>42.50</b>	
21	8	Tornillo Cabeza Hexagonal clase 8.8	Varios	M20x100 mm	Acero	1.20	9.60	ESUFISAC
22	10	Tornillo Cabeza Hexagonal clase 8.8	Varios	M8x50 mm	Acero	0.60	6.00	ESUFISAC
23	32	Tornillo Cabeza Hexagonal clase 8.8	Varios	M6x30 mm	Acero	0.30	9.60	ESUFISAC
24	8	Tuerca hexagonal	Varios	M20	Acero	0.30	2.40	ESUFISAC
25	10	Tuerca hexagonal	Varios	M8	Acero	0.20	2.00	ESUFISAC
26	32	Tuerca hexagonal	Varios	M6	Acero	0.10	3.20	ESUFISAC
27	8	Arandela plana	Varios	M20	Acero	0.50	4.00	ESUFISAC
28	10	Arandela plana	Varios	M8	Acero	0.25	2.50	ESUFISAC
29	32	Arandela plana	Varios	M6	Acero	0.10	3.20	ESUFISAC
<b>TOTAL</b>							<b>30,531.98</b>	

## 5.2. Componentes obtenidos mediante fabricación.

En la siguiente tabla se muestran los costos obtenidos mediante mecanizado, trabajo en chapa y soldadura. Para obtener estos costos se solicitó datos de tiempos de fabricación y costos de fabricación del laboratorio de manufactura de la PUCP. El costo de fabricación de cada pieza del grupo hidroenergético proviene del producto del costo de fabricación por el tiempo en horas que demoraría la fabricación y considerando cada proceso de fabricación por separado, es decir, para fabricar una pieza se necesitan de varios procesos (torno, fresadora, soldadura, etc.) y el costo de fabricación total de una pieza es la suma de todos los costos de fabricación por proceso.

Por ejemplo para la fabricación del eje de rodete se necesitan 16 horas de trabajo en un torno y 5 horas de trabajo en una fresadora. Si el costo por hora del torno es 25 soles y el de la fresadora es 35 soles. Entonces, el costo de fabricación sería 16 horas por 25 soles/hora igual a 400 soles por el torno y 5 horas por 35 soles/hora igual a 175 soles por la fresadora, lo que hace un costo total de 575 soles para la fabricación del eje del rodete.

Tabla 5.2: Costo de los componentes obtenidos mediante fabricación.

DESCRIPCIÓN		MATERIAL	CANT.	PROCESO DE FABRICACION	TIEMPO DE FABRICACION (HORAS)	COSTOS POR HORA (S/.)	COSTO UNITARIO (S/.)	COSTO TOTAL (S/.)
Soporte de rodamiento	Soporte	AISI 1045	2	Torno	8	25.00	200.00	400.00
			2	Soldadura	3	18.00	54.00	108.00
	Tapa	AISI 1045	2	Torno	6	25.00	150.00	300.00
			2	CNC	3	75.00	225.00	450.00
	Bocinas	BRONCE SAE 65	2	Torno	1	25.00	25.00	50.00
Cubos del rodete	Cubos del rodete	AISI 304	2	Torno	8	25.00	200.00	400.00
			2	Soldadura	3	18.00	54.00	108.00
Anillo separador de rodete	Anillo separador	AISI 1045	2	Torno	1	25.00	25.00	50.00
Rodete	Alabes	AISI 304	24	Rolado	12	6.00	72.00	1,728.00
			24	Corte	4	6.00	24.00	576.00
	Discos	AISI 304	2	CNC	6	75.00	450.00	900.00
			1	Soldadura	12	18.00	216.00	216.00
Eje del rodete	Eje del rodete	AISI 431	1	Torno	16	25.00	400.00	400.00
			1	Fresadora	5	35.00	175.00	175.00
Inyector	Inyector	ASTM A36	1	Doblez	2	6.00	12.00	12.00
			1	Corte	6	6.00	36.00	36.00
			1	Soldadura	6	18.00	108.00	108.00
Pieza de Transición	Pieza de Transición	ASTM A36	1	Corte y trazado	2	15.00	30.00	30.00
Carcasa	Carcasa	ASTM A36	1	Soldadura	2	15.00	30.00	30.00
			1	Corte y trazado	2	18.00	36.00	36.00
			1	Soldadura	2	15.00	30.00	30.00
Bastidor	Bastidor	ASTM A36	1	Corte y trazado	2	18.00	36.00	36.00
Ensamble de grupo Hidroenergético	Ensamble de grupo Hidroenergético	Varios	1	Ensamblaje	3	25.00	75.00	75.00
						<b>TOTAL</b>	<b>2,663.00</b>	<b>6,188.00</b>

En la siguiente tabla se muestra que el costo total del grupo hidroenergético es S/. 40,391.97 sin considerar el Impuesto General a las Ventas (IGV) igual al 18%. En esta tabla se considera el costo de la ingeniería conceptual, básica y de detalle igual al 10% del costo total de fabricación del grupo hidroenergético

Tabla 5.4: Costo total del grupo hidroenergético

DESCRIPCIÓN	COSTO (S/.)
Elementos auxiliares	25,595.41
Planchas, barras y perfiles	4,894.06
Tornillería	42.50
Manufactura (Componentes obtenidos mediante mecanizado, trabajo en chapa y soldadura)	6,188.00
Ingeniería (conceptual, básica y de detalle)	3,672.00
<b>TOTAL</b>	<b>40,391.97</b>

En la tabla 5.4 se muestra la lista y numeración de los planos de las piezas que deben ser manufacturados.

Tabla 5.2: Listas de piezas según planos de fabricación

LÁMINA	CÓDIGO DE PLANO
EN-A1-01	ENSAMBLE DEL GRUPO HIDROENERGÉTICO
PI-A2-02	RODETE
PI-A4-03	ÁLABE
PI-A3-04	EJE DE RODETE
PI-A4-05	CUBO DEL RODETE
PI-A2-06	SOPORTE DE RODAMIENTO
PI-A2-07	CARCASA
PI-A2-08	INYECTOR
PI-A2-09	PIEZA DE TRANSICIÓN
PI-A2-10	DESARROLLO DE LA PIEZA DE TRANSICIÓN
PI-A3-11	BASTIDOR

Como se ve en la figura 5.1, el costo de los componentes que se obtienen por procesos de fabricación equivale al 15% del costo total, mientras que los costos de los componentes de compra directa equivalente al 76% incluyendo los materiales y la ingeniería representa el 9% de los costos de fabricación del grupo hidroenergético

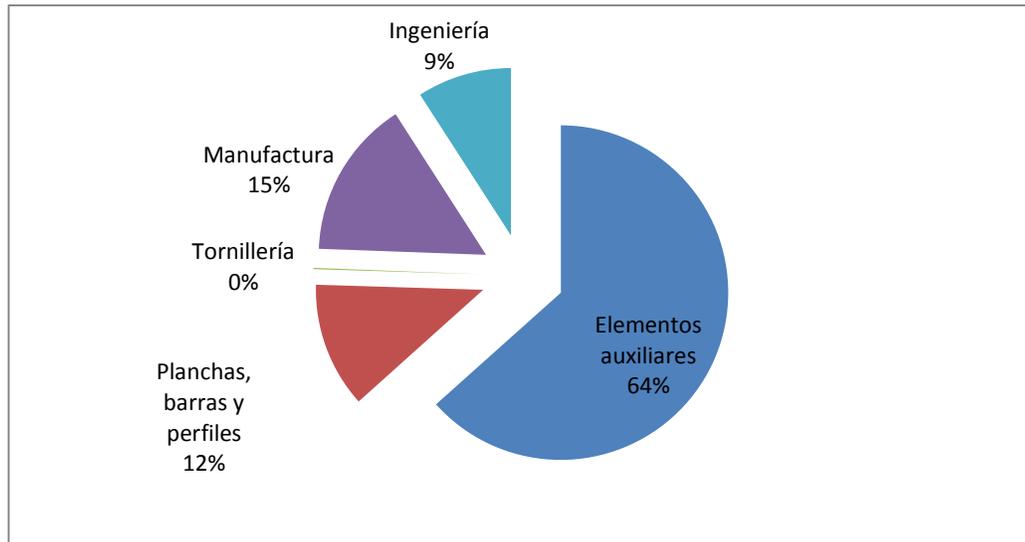


Figura 5.1: Costos del grupo hidroenergético en porcentajes.

Por otro lado, según la ITDG, las turbinas Michell Banki de entre 5 a 250 kW tienen un costo de fabricación de alrededor de entre 200 a 600 USD/kW (530 a 1590 Soles/kW) sin incluir los costos de ingeniería.

Al comparar el costo del grupo hidroenergético materia de estudio de esta tesis con otros proyectos similares de grupos hidroenergético de baja potencia realizados por ITDG y considerando que el costo del grupo hidroenergético sin contar los costos de ingeniería es S/. 36, 719.98 (306 Soles/kW), se comprueba que el diseño y fabricación del grupo hidroenergético de 120 kW de esta tesis puede ser competitivo desde el punto de vista económico con proyectos de empresas especializadas en el diseño y fabricación de grupos hidroenergético.

## CONCLUSIONES

1. Las características nominales del grupo hidroenergético son: Potencia de diseño igual 120 kW en el eje de la turbina Michell-Banki, eficiencia igual a 82% a plena carga, velocidad de giro de 1800 rpm, Ns de 100, caudal de diseño igual a 0.19 m<sup>3</sup>/s, salto neto de 75.4 m. De acuerdo a la zona de trabajo hidráulico se tiene un rango de salto neto desde 50.8 m hasta 113.8 m y un rango de caudal desde 0.11 m<sup>3</sup>/s hasta 0.2 m<sup>3</sup>/s.
2. Entre los principales componentes del grupo hidroenergético se tienen un rodete fabricado de acero inoxidable AISI 304, de 190 mm de diámetro y 205 mm de ancho, un eje pasante en el rodete de acero inoxidable AISI 431, de 55 mm de diámetro en su parte más ancha y 675 mm de largo. Además, se tiene un inyector horizontal de 130 mm de ancho con 140 mm de altura en la garganta y de material ASTM A36. El inyector se revestirá con pintura epóxica para evitar su corrosión producida por el contacto con el agua.
3. En el diseño mecánico se utilizaron dos cubos soldados a los discos del rodete y chavetas para la transmisión de potencia desde el rodete hacia el eje. También se seleccionó un generador síncrono de fabricación local especial para turbinas hidráulicas, sus principales características son: potencia de 120 kW, tensión de 220/440V, 60Hz, 1800 rpm y de 4 polos.
4. De acuerdo a la zona de trabajo el grupo hidroenergético Michell-Banki podría implementarse en el siguiente proyecto estudiado por el Ministerio de Energía y Minas: Pequeña Central Hidroeléctrica Quiula ubicada en la región de Lima, provincia de Huarochirí y distrito de Laraos que cuenta con un recurso hídrico de 0.2 m<sup>3</sup>/s y un salto neto de 80 m. Este proyecto beneficiaría a 6 pueblos de aproximadamente 569 familias en total.
5. El análisis de la trayectoria de una partícula del fluido a su paso por el inyector permitió definir las dimensiones del rodete y el diámetro máximo del eje del rodete igual a 65 mm de diámetro.

6. El costo de fabricación del grupo hidroenergético es S/. 40,391.97, donde se incluye costos de fabricación en un taller local de manufactura básica y los componentes de compra directa. El costo mayor se encuentra en el costo del generador síncrono igual a S/. 22,100 que representa el 54.7% del costo total del grupo hidroenergético.



## BIBLIOGRAFÍA

Ministerio de Energía y Minas del Perú. Plan Maestro de Energías Renovables. Lima: Ministerio de Energía y Minas del Perú, 2008.

[http://dger.minem.gob.pe/archivos/PlanMaestro\\_ER\\_Resumen.pdf](http://dger.minem.gob.pe/archivos/PlanMaestro_ER_Resumen.pdf)

Coz, Federico y otros. MANUAL DE MINI Y MICROCENTRALES HIDRÁULICAS, ITDG – Perú, Lima, 1995.

Prado, Graciela. ESTUDIO DE ESLANIG UP EN MICROCENTRALES HIDROELÉCTRICAS: EXPERIENCIAS DE SOLUCIONES PRÁCTICAS - ITDG. Lima, 2006.

<http://sites.google.com/site/0802enriqueM/Home/paginas-de-companeros/200808-arturo-sanchez>

<http://sleekfreak.ath.cx:81/3wdev/VITAHTML/SUBLEV/ES2/RNGES027.HTM>

Marchegiani, Ariel. PEQUEÑAS CENTRALES HIDRÁULICAS. Argentina, 2003.

<http://www.ossberger.de/cms/es/hydro/la-turbina-ossberger/>

FICHA TECNICA TURBINA MICHELL-BANKI, ITDG – Perú: Lima, 2010.

<http://www.solucionespracticas.org.pe/publicacionessp/index.php>

Smith, Nigel. MOTORES COMO GENERADORES PARA GENERADORES PARA MICRO CENTRALES HIDRÁULICAS: MANUAL DE APLICACIÓN, ITDG – Perú, Lima, 1995.

[http://es.made-in-china.com/tag\\_search\\_product/Synchronous-Generator\\_noiui\\_1.html](http://es.made-in-china.com/tag_search_product/Synchronous-Generator_noiui_1.html)

Ministerio de Energía y Minas del Perú. Plan Nacional de Electrificación Rural. Lima: Ministerio de Energía y Minas del Perú, 2008.

<http://dger.minem.gob.pe/ArchivosDger/PNER-2009-2018.pdf>

Dávila, Celso y otros. MANUAL PARA LA EVALUACIÓN DE LA DEMANDA, RECURSOS HÍDRICOS, DISEÑO DE INSTALACIÓN DE MICROCENTRALES HIDROELÉCTRICAS, ITDG – Perú. Lima, 2010.

<http://www.solucionespracticas.org.pe/publicacionessp/index.php>

<http://www.turbinas3hc.com/ComponentesCentralH.html>

Hernández, Carlos y otros. MANUAL DE DISEÑO ESTANDARIZACION Y FABRICACION DE EQUIPOS PARA PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS. Vol. 1, 1998.

Capanni, Renzo. DISEÑO DE UN GRUPO HIDROELECTRICO DE 8 A 20 kW, Lima, 2007.

Assureira, Estela, TABLAS Y GRAFICOS DE MECANICA DE FLUIDOS. Facultad de Ciencias e Ingeniería – Sección de Ingeniería Mecánica, Pontificia Universidad católica del Perú. Lima: 2005, pág. 70.

Assureira, Estela, APUNTES DE MECANICA DE FLUIDOS. Facultad de Ciencias e Ingeniería – Sección de Ingeniería Mecánica, Pontificia Universidad católica del Perú. Lima: 2005, pág. 47.

<http://www.bohlerperu.com/2890.php>

Young, Warren C. ROARK'S FORMULAS FOR STRESS AND STRAIN. 1989.

Álvarez, Miguel. ELEMENTOS DE MAQUINAS 1-RESISTENCIA. PUCP, Lima.

Paulsen, Kurt. ELEMENTOS DE MAQUINAS-UNIONES SOLDADAS.PUCP, Lima, 2009.

Rodríguez Hernández, Jorge. RESISTENCIA DE MATERIALES 2. PUCP, Lima, 2002, pág. 3-50.

Álvarez, Miguel. ELEMENTOS DE MAQUINAS 1-RIGIDEZ. PUCP, Lima.

Pérez Pantoja, Piero. GRUPO DE GENERACIÓN KAPLAN TUBULAR PARA 3 kW DE CAPACIDAD. Vol. 1, 2007.

<http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&newlink=first&lang=es>.

[http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/imageViewerJs.jsp?image=083\\_0301.gif&file=1\\_0\\_22b&maincatalogue=1&lang=es](http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/imageViewerJs.jsp?image=083_0301.gif&file=1_0_22b&maincatalogue=1&lang=es).

<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?action=PPP&lang=es&imperial=false&windowName=null&perfid=703201&prodid=703201054>.

<http://www.bohlerperu.com/2890.php>

Young, Warren C. ROARK'S FORMULAS FOR STRESS AND STRAIN. 1989.

Álvarez, Miguel. ELEMENTOS DE MAQUINAS 1-RESISTENCIA. PUCP, Lima.

Paulsen, Kurt. ELEMENTOS DE MAQUINAS-UNIONES SOLDADAS.PUCP, Lima, 2009, pág. 7.

R.C. Hibbeler. (1998). MECÁNICA DE MATERIALES. MEXICO. PRETINCE HALL, pág. 234.

Rodríguez Hernández, Jorge. RESISTENCIA DE MATERIALES 2. PUCP, Lima, 2002.

Álvarez, Miguel. ELEMENTOS DE MAQUINAS 1-RIGIDEZ. PUCP, Lima, pág. 3.

[http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&newlink=first&lang=es.](http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&newlink=first&lang=es)

[http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/imageViewerJs.jsp?image=083\\_0301.gif&file=1\\_0\\_22b&maincatalogue=1&lang=es.](http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/imageViewerJs.jsp?image=083_0301.gif&file=1_0_22b&maincatalogue=1&lang=es)

[http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?action=PPP&lang=es&imperial=false&windowName=null&perfid=703201&prodid=703201054.](http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?action=PPP&lang=es&imperial=false&windowName=null&perfid=703201&prodid=703201054)

Coz, Federico y otros. MANUAL DE MINI Y MICROCENTRALES HIDRÁULICAS, ITDG – Perú, Lima, 1995, pág.189.

Dobrovolski, V. (1980). ELEMENTOS DE MÁQUINAS. MOSCÚ: EDICIONES MIR, p.350.

R.C. Hibbeler. (1998). MECÁNICA DE MATERIALES. MEXICO. PRETINCE HALL, pág. 234.