



Universidad de San Carlos de Guatemala
Facultad de Ingeniería
Escuela de Ingeniería Mecánica

**CÁLCULO DE EFICIENCIA Y REACONDICIONAMIENTO DE LA TURBINA
MICHELL BANKI, FABRICADA ARTESANALMENTE, DE LA FINCA
SAN FRANCISCO UBICADA EN POCHUTA, CHIMALTENANGO**

Manuel Alejandro Illescas García

Asesorado por el Ing. José Ismael Véliz Padilla

Guatemala, septiembre de 2014

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

**CÁLCULO DE EFICIENCIA Y REACONDICIONAMIENTO DE LA TURBINA
MICHELL BANKI, FABRICADA ARTESANALMENTE, DE LA FINCA
SAN FRANCISCO UBICADA EN POCHUTA, CHIMALTENANGO**

TRABAJO DE GRADUACIÓN

PRESENTADO A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA
FACULTAD DE INGENIERÍA
POR

MANUEL ALEJANDRO ILLESCAS GARCÍA
ASESORADO POR EL ING. JOSÉ ISMAEL VÉLIZ PADILLA

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO

GUATEMALA, SEPTIEMBRE DE 2014

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA
FACULTAD DE INGENIERÍA



NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA

DECANO	Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos
VOCAL I	Ing. Alfredo Enrique Beber Aceituno
VOCAL II	Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco
VOCAL III	Inga. Elvia Miriam Ruballos Samayoa
VOCAL IV	Br. Narda Lucía Pacay Barrientos
VOCAL V	Br. Walter Rafael Véliz Muñoz
SECRETARIO	Ing. Hugo Humberto Rivera Pérez

TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO

DECANO	Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos
EXAMINADOR	Ing. Carlos Enrique Chicol Cabrera
EXAMINADOR	Ing. José Ismael Véliz Padilla
EXAMINADOR	Ing. Gilberto Enrique Morales Baiza
SECRETARIO	Ing. Hugo Humberto Rivera Pérez

HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR

En cumplimiento con los preceptos que ofrece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

**CÁLCULO DE EFICIENCIA Y REACONDICIONAMIENTO DE LA TURBINA
MICHELL BANKI, FABRICADA ARTESANALMENTE, DE LA FINCA
SAN FRANCISCO UBICADA EN POCHUTA, CHIMALTENANGO**

Tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica, con fecha de 9 de abril 2013.


Manuel Alejandro Illescas García

Guatemala, 21 de agosto de 2014

Ingeniero:
Julio Cesar Campos Paiz
Director de la escuela de Ingeniería Mecánica
Facultad de Ingeniería
Universidad de San Carlos de Guatemala

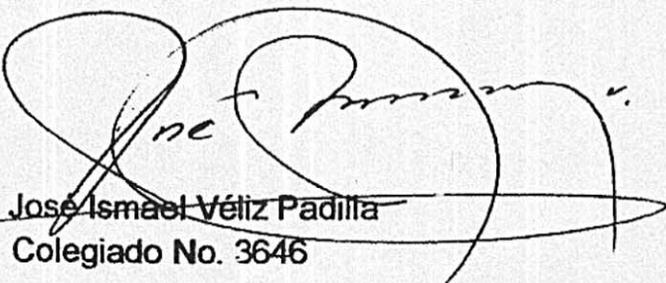
Señor Director:

Por este medio me dirijo a usted, para informarle que he llevado a cabo la revisión final del trabajo de graduación titulado, **CÁLCULO DE EFICIENCIA Y REACONDICIONAMIENTO DE LA TURBINA MICHELL BANKI FABRICADA ARTESANALMENTE DE LA FINCA SAN FRANCISCO UBICADA EN POCHUTA, CHIMALTENANGO**. Presentado por el estudiante Manuel Alejandro Illescas García, con número de carné **2008-19324**.

Después de haber realizado todas las correcciones necesarias, el trabajo cumple con los requisitos exigidos por la facultad de Ingeniería para ser aprobado y continuar con los trámites correspondientes.

Agradeciendo su atención me suscribo de usted,

Atentamente,



Ing. José Ismael Véliz Padilla
Colegiado No. 3646

José Ismael Véliz Padilla
INGENIERO MECÁNICO
COL. 3646



USAC

TRICENTENARIA

Universidad de San Carlos de Guatemala

Facultad de Ingeniería

Escuela de Ingeniería Mecánica

Ref.E.I.Mecanica.202.2014

El Coordinador del Área de Complementaria, de la Escuela de Ingeniería Mecánica, luego de conocer el dictamen del Asesor y habiendo revisado en su totalidad el trabajo de graduación titulado **CÁLCULO DE EFICIENCIA Y RECONDICIONAMIENTO DE LA TURBINA MICHELL BANKI FABRICADA ARTESANALMENTE DE LA FINCA SAN FRANCISCO UBICADA EN POCHUTA, CHIMALTENANGO**. Del estudiante **Manuel Alejandro Illescas García**, recomienda su aprobación.

"Id y Enseñad a Todos"



Ing. Carlos Humberto Pérez Rodríguez
Coordinador del Área de Complementaria
Escuela de Ingeniería Mecánica

Guatemala, julio de 2014.

Universidad de San
Carlos de Guatemala



Facultad de Ingeniería
Unidad de Lingüística

Guatemala, 17 de septiembre de 2014
Ling.29/14

Ingeniero Julio César Campos Paiz
Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica
Facultad de Ingeniería, USAC

Señor director:

Por este medio hago de su conocimiento que la Unidad de Lingüística hace una modificación al título del trabajo de graduación del estudiante **Manuel Alejandro Illescas García**, con número de carné: **2U08-19324** el cual fue aprobado de acuerdo al protocolo como: **CÁLCULO DE EFICIENCIA Y RECONDICIONAMIENTO DE LA TURBINA MICHELL BANKI FABRICADA ARTESANALMENTE DE LA FINCA SAN FRANCISCO UBICADA EN POCHUTA, CHIMALTENANGO.**

La Unidad modifica el título del trabajo en virtud de que el mismo no está bien redactado y propone la siguiente forma **CÁLCULO DE EFICIENCIA Y RECONDICIONAMIENTO DE LA TURBINA MICHELL BANKI, FABRICADA ARTESANALMENTE, DE LA FINCA SAN FRANCISCO UBICADA EN POCHUTA, CHIMALTENANGO.**



Licenciada Rosa Amelia González Domínguez
Coordinadora de la Unidad de Lingüística

Cc. Archivo



USAC
TRICENTENARIA

Universidad de San Carlos de Guatemala

Facultad de Ingeniería

Escuela de Ingeniería Mecánica

Ref.E.I.Mecanica.235.2014

El Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer el dictamen del Asesor, con la aprobación del Coordinador del Área de Complementaria del trabajo de graduación **CÁLCULO DE EFICIENCIA Y RECONDICIONAMIENTO DE LA TURBINA MICHELL BANKI, FABRICADA ARTESANALMENTE, DE LA FINCA SAN FRANCISCO UBICADA EN POCHUTA, CHIMALTENANGO,** del estudiante **Manuel Alejandro Illescas García,** procede a la autorización del mismo.

"Id y Enseñad a Todos"

MA Ing. Julio Cesar Campos Paiz
Director
Escuela de Ingeniería Mecánica



Guatemala, Septiembre de 2014.

Universidad de San Carlos
de Guatemala

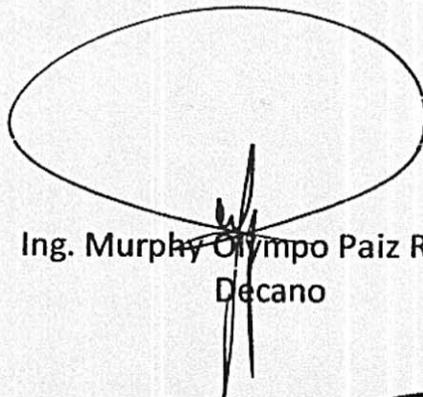


Facultad de Ingeniería
Decanato

DTG. 479.2014

El Decano de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, al Trabajo de Graduación titulado: **CÁLCULO DE EFICIENCIA Y RECONDICIONAMIENTO DE LA TURBINA MICHELL BANKI, FABRICADA ARTESANALMENTE, DE LA FINCA SAN FRANCISCO UBICADA EN POCHUTA, CHIMALTENANGO,** presentado por el estudiante universitario **Manuel Alejandro Illescas García,** y después de haber culminado las revisiones previas bajo la responsabilidad de las instancias correspondientes, se autoriza la impresión del mismo.

IMPRÍMASE:



Ing. Murphy Olimpo Paiz Recinos
Decano

Guatemala, 18 de septiembre de 2014

/gdech



ACTO QUE DEDICO A:

Mi madre

Denis Yomara García, por su amor incondicional, su confianza y ejemplo de perseverancia incansable.

Mi padre

Manuel Estuardo Illescas, por su ayuda, comprensión, paciencia y por enseñarme los valores de la disciplina y la responsabilidad.

Mi hermana

Vanessa Illescas, por ser la mejor compañía a lo largo de la carrera y enseñarme a seguir mis sueños.

AGRADECIMIENTOS A:

Universidad de San Carlos de Guatemala	Por ser mi casa de estudios durante la carrera y abrirme las puertas del conocimiento.
Facultad de Ingeniería	Por darme la oportunidad de aprender día a día.
Ing. José Ismael Véliz	Por la ayuda y la orientación profesional.
Finca San Francisco	Por permitirme realizar mi trabajo de graduación, la confianza y proporcionarme toda la ayuda necesaria.
Beatriz Márquez Alvarado	Por ser la mejor amiga, la mejor novia, el mejor apoyo y, por su contribución en el apéndice de este trabajo de graduación.
Mis compañeros	Por hacer de la carrera universitaria una aventura que nunca olvidaré.

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....	V
LISTA DE SÍMBOLOS	IX
GLOSARIO	XIII
RESUMEN.....	XV
OBJETIVOS.....	XVII
INTRODUCCIÓN.....	XIX
1. ANTECEDENTES GENERALES	1
1.1. Historia de generación eléctrica	1
1.2. Composición de una instalación hidroeléctrica.....	4
1.2.1. Clasificación de hidroeléctricas según potencia obtenida.....	6
1.2.2. Clasificación de hidroeléctricas según toma de agua.....	7
1.2.2.1. Centrales de agua fluyente.....	8
1.2.2.2. Centrales de flujo regulado.....	9
2. TURBINAS	11
2.1. Definición.....	11
2.2. Clasificación	11
2.2.1. Turbina hidráulica	12
2.2.2. Turbina de vapor.....	13
2.3. Clasificación turbinas hidráulicas según su funcionamiento....	15
2.3.1. Turbinas hidráulicas de acción	16
2.3.2. Turbinas hidráulicas de reacción	17

2.4.	Turbinas de acción	17
2.4.1.	Turbina Pelton	17
2.4.2.	Turbina Michell Banki	19
2.5.	Turbinas de reacción.....	22
2.5.1.	Turbina Francis	22
2.5.2.	Turbina Kaplan	24
3.	TURBINA MICHELL BANKI	27
3.1.	Características principales	27
3.2.	Composición física	29
3.2.1.	Rodete.....	29
3.2.2.	Inyector.....	30
3.3.	Funcionamiento.....	33
3.4.	Consideraciones generales de diseño	38
3.4.1.	Ecuación fundamental de las máquinas hidráulicas: ecuación de Euler.....	38
3.4.2.	Triángulo de velocidades.....	43
3.4.3.	Resolución del triángulo de velocidades	46
3.4.4.	Selección de diámetro y velocidad de giro	50
3.4.5.	Número de álabes del rodete	52
3.4.6.	Diámetro interno del rodete	53
3.4.7.	Ancho del rodete	53
3.4.8.	Diseño y geometría de álabes.....	54
3.4.9.	Diámetro máximo de eje del rodete.....	59
3.4.10.	Diseño de inyector.....	62
3.4.11.	Diseño del elemento de transición	66
3.4.12.	Cálculo de eficiencia	68

4.	DISEÑO ACTUAL DE LA TURBINA MICHELL BANKI DE LA FINCA SAN FRANCISCO.....	73
4.1.	Salto actual.....	77
4.2.	Caudal actual.....	81
4.2.1.	Caudal del río Nicán	82
4.2.2.	Caudal derivado hacia el canal.....	89
4.2.3.	Caudal del canal de llegada al embalse o caudal de diseño	93
4.2.4.	Caudal de tuberías forzadas.....	96
4.3.	Embalse actual	99
4.4.	Tuberías forzadas actuales	103
4.5.	Turbina actual.....	105
4.6.	Cálculo de la eficiencia actual	115
5.	MÉTODO DE REACONDICIONAMIENTO.....	123
5.1.	Estudio de sistemas que afectan la eficiencia	123
5.2.	Actividades de reacondicionamiento	126
5.2.1.	Ajuste de álabes reguladores	127
5.2.2.	Alineación de poleas.....	128
5.2.3.	Mantenimiento preventivo de la microcentral hidroeléctrica	128
5.3.	Verificación de reacondicionamiento	135
5.4.	Mediciones y análisis.....	137
	CONCLUSIONES	145
	RECOMENDACIONES.....	147
	BIBLIOGRAFÍA.....	151
	APÉNDICES	155
	ANEXOS	161

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

1.	Molino de agua.....	3
2.	Esquema general de una instalación hidroeléctrica	5
3.	Central hidroeléctrica de tipo agua fluyente	8
4.	Central hidroeléctrica de tipo flujo regulado	9
5.	Rueda hidráulica	12
6.	Turbina de vapor De Laval	14
7.	Turbina Pelton	18
8.	Turbina Michell Banki	20
9.	Transferencia de energía en el rodete	21
10.	Turbina Francis	23
11.	Mecanismo de álabes del rodete Kaplan	25
12.	Rodete turbina Michell Banki.....	30
13.	Inyector SKAT	32
14.	Inyector OLADE	32
15.	Patrón general del fluido a 350 rpm de una turbina Michell Banki con distintas aberturas de álabe regulador	36
16.	Curvas de rendimiento de una turbina Michell Banki de admisión parcial.....	37
17.	Rodete con velocidades	40
18.	Triángulo de velocidades	43
19.	Geometría de álabes.....	55
20.	Trayectoria absoluta del agua en el interior del rodete.....	61
21.	Geometría del inyector	63

22.	Elemento de transición	67
23.	Ubicación del río Nicán, turbina Michell Banki (verde) y toma de agua en el río (celesté)	74
24.	Microcentral hidráulica de derivación.....	76
25.	Concepto de salto o caída en una microcentral hidroeléctrica.....	77
26.	Salto o caída vista desde embalse	79
27.	Salto o caída vista desde la casa de máquinas	80
28.	Área transversal del cauce de un río	83
29.	Tramo recto del río Nicán para medición del caudal.....	84
30.	Área transversal del cauce del río Nicán	86
31.	Canal de derivación	90
32.	Área transversal del canal de derivación	91
33.	Canal de llegada al embalse.....	93
34.	Área transversal del canal de llegada al embalse.....	94
35.	Canal a la salida de la turbina.....	97
36.	Área transversal canal de salida de la turbina	97
37.	Embalse.....	100
38.	Dimensiones vista de planta embalse.....	101
39.	Dimensiones vista lateral embalse.....	102
40.	Compuerta para vaciado de embalse en canal de llegada	102
41.	Tuberías forzadas actuales.....	103
42.	Interior tubería de ASTM A536	104
43.	Turbina actual	106
44.	Rodete	114
45.	Álabe regulador.....	114

TABLAS

I.	Clasificación de hidroeléctricas según potencia obtenida en Europa.....	6
II.	Clasificación de hidroeléctricas según potencia obtenida en Centroamérica.....	7
III.	Comparación entre los órganos constructivos de las turbinas hidráulicas de acción y reacción	16
IV.	Estudios teóricos sobre turbinas Michell Banki	33
V.	Estudios experimentales sobre turbinas Michell Banki.....	34
VI.	Datos generales y número de álabes de distintas investigaciones	52
VII.	Mediciones de profundidad para el cauce del río Nicán a cada medio metro de ancho.....	85
VIII.	Coficientes de velocidad del aire.....	87
IX.	Medidas de tiempo para la velocidad superficial del flujo de agua que pasa por el río Nicán	88
X.	Medidas de tiempo para la velocidad superficial del flujo de agua que pasa por el canal de derivación.....	92
XI.	Medidas de tiempo para la velocidad del flujo de agua que pasa por el canal de llegada al embalse	95
XII.	Medidas de tiempo para la velocidad del flujo de agua que pasa por el canal de salida de la turbina.....	98
XIII.	Coeficientes C para ecuación de Hazen-Williams.....	107
XIV.	Longitud equivalente para cálculo de pérdidas en accesorios	109
XV.	Datos generales turbina Michell Banki de la finca San Francisco	113
XVI.	Medidas de tiempo para la velocidad del flujo de agua después de realizadas las actividades de reacondicionamiento	139
XVII.	Tiempos y velocidades de rodete.....	142

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Significado
α_a	Aceleración angular
g	Aceleración de la gravedad
Z_a	Álabes en la admisión
H_u	Altura de Euler
L_i	Altura de garganta del inyector
h_t	Altura del inyector
S_o	Ancho de garganta del inyector
b	Ancho de rodamiento
B	Ancho del inyector
B_r	Ancho del rodete
A	Ancho radial del álabe
θ_a	Ángulo de admisión
β	Ángulo entre velocidad absoluta y relativa
α	Ángulo entre velocidad tangencial y absoluta
S_a	Arco total de admisión
A_a	Área de admisión
G	Cantidad de masa a aplicar en rodamientos

Q	Caudal
q_p	Caudal de pérdidas
cm	Centímetro
K_v	Coefficiente de velocidad del aire
K_c	Coefficiente de velocidad del inyector
C_u	Componente horizontal de la velocidad absoluta
C_n	Componente horizontal de velocidad relativa
C_m	Componente vertical de velocidad absoluta
ζ	Constante de torbellino hidráulico
v	Constante para determinar ancho de inyector
A_c	Cuerda del álabe
τ_θ	Curva envolvente del inyector
ρ	Densidad
D	Diámetro
D_G	Diámetro de paso para polea de generador
D_T	Diámetro de paso para polea de la turbina
\emptyset	Diámetro de tubería
dE_{max}	Diámetro del eje
D_r	Diámetro exterior de rodamiento
D_h	Diámetro hidráulico
d_r	Diámetro interno de rodamiento

<i>d</i>	Diámetro interno del rodete
<i>η_h</i>	Eficiencia hidráulica
<i>η</i>	Eficiencia o rendimiento
<i>e</i>	Espesor del álabe
<i>f</i>	Frecuencia
<i>g.s</i>	Gravedad específica
<i>Hz</i>	Hertz
<i>kg</i>	Kilogramos
<i>km</i>	Kilómetro
<i>kW</i>	Kilovatios
<i>MW</i>	Megavatios
<i>m</i>	Metro
<i>m³/s</i>	Metro cúbico sobre segundo
<i>mbar</i>	Milibar
<i>mm</i>	Milímetros
<i>I</i>	Momento de inercia
<i>N.m</i>	Newton por metro
<i>Z</i>	Número de álabes
<i>ΔH_i</i>	Pérdidas de presión por fricción en inyector
<i>h_f</i>	Pérdidas por fricción en tuberías
<i>P</i>	Potencia

<i>pulg</i>	Pulgadas
<i>rad/s</i>	Radianes sobre segundos
<i>R_a</i>	Radio de curvatura del álabe
<i>X_Z</i>	Relación entre álabes de admisión y álabes totales
<i>rpm</i>	Revoluciones por minuto
<i>H_b</i>	Salto bruto
<i>H_n</i>	Salto neto de un sistema hidráulico
<i>s</i>	Segundos
<i>τ</i>	Torque producido por la turbina
<i>C</i>	Velocidad absoluta del fluido
<i>ω</i>	Velocidad angular
<i>N_G</i>	Velocidad angular polea de generador
<i>N_T</i>	Velocidad angular polea de turbina
<i>V</i>	Velocidad lineal de fluido
<i>n</i>	Velocidad nominal del rodete
<i>W</i>	Velocidad relativa del fluido respecto al rodete
<i>U</i>	Velocidad tangencial del rodete

GLOSARIO

Álabe	Aspas o palas que componen la periferia del rodete.
Cavitación	Fenómeno que se produce cuando la presión en el flujo desciende por debajo de cierto valor admisible vaporizando el fluido y produciendo burbujas.
Chumacera	Soporte que aloja el rodamiento y el eje.
Energía cinética	Energía que posee una partícula o un grupo de ellas, debido al movimiento.
Golpe de ariete	Fenómeno producido en tuberías debido a la acción de cerrar o abrir una válvula bruscamente, creando una onda de presión contraria a la velocidad del fluido.
Grado de reacción	Relación entre la altura que absorbe el rodete de una turbina en forma de presión y la altura total absorbida.
Hidroeléctrica	Central de generación de energía eléctrica por medio energía hidráulica.

Inyector	Elemento que convierte la energía de presión a energía de velocidad en una turbina.
Rodamiento	Cojinete con elementos rodantes, elemento antifricción.
Rodete	Cilindro compuesto de álabes o palas con el objetivo de absorber energía hidráulica.
Salto	Altura bruta total.
Tobera	Elemento que convierte energía de presión a energía cinética.
Tubería forzada	Tubería conductora de fluido a presión.
Tubo de aspiración	Elemento de desagüe que crea una depresión a la salida del rodete.
Turbina hidráulica	Máquina hidráulica que absorbe energía hidráulica y restituye energía mecánica.

RESUMEN

El presente estudio define una manera aproximada y sencilla de calcular la eficiencia de una turbina Michell Banki, detallando elementos propios de un sistema de generación de energía eléctrica por medio de energía hidráulica, de la turbina de la finca San Francisco, ubicada en Pochuta, Chimaltenango, y propone un método de reacondicionamiento para mejorar dicha eficiencia por medio de cambios sencillos de diseño, mantenimiento general y planificación organizada, en cuanto a la adquisición de repuestos e importancia de estudios del caudal.

En los primeros capítulos se expone brevemente la historia de la generación eléctrica, así como de las primeras hidroeléctricas, describiendo los distintos tipos que existen. Asimismo, los elementos principales de las turbinas, su clasificación general, y una definición de cada una de las turbinas hidráulicas. Más adelante se estudia la turbina Michell Banki, exponiendo su teoría, ecuaciones generales de diseño para los elementos que la componen, así como su funcionamiento.

Por último se estudia el caso en particular de la turbina Michell Banki de la finca San Francisco, ubicada en Pochuta, Chimaltenango, determinando características propias en el sistema de captación de agua, características de salto, tuberías, diseño y definiendo la eficiencia antes de realizado el reacondicionamiento. Posteriormente se realizan las actividades para mejorar la eficiencia y se calcula de nuevo analizando los resultados obtenidos.

OBJETIVOS

General

Calcular la eficiencia y proponer un método de reacondicionamiento de una turbina Michell Banki, fabricada artesanalmente, de la finca San Francisco ubicada en Pochuta, Chimaltenango.

Específicos

1. Describir el equipo en general utilizado para el trabajo óptimo de una turbina hidráulica Michell Banki.
2. Analizar el sistema de forma general, estudiando todo tipo de variables que logran su funcionamiento y calcular su eficiencia hidráulica.
3. Diseñar una solución metódica en el sistema para mejorar la eficiencia de la turbina hidráulica, estableciendo los elementos que necesitan reacondicionamiento.
4. Realizar un reacondicionamiento que esté de acuerdo con las características del sistema y de acuerdo a las necesidades energéticas de la finca San Francisco.
5. Calcular la eficiencia del sistema después de realizadas las actividades de reacondicionamiento.

INTRODUCCIÓN

En el área rural de Guatemala, en especial en las fincas, se utilizó siempre la inventiva e ingenio para el desarrollo de energías limpias y renovables, debido a que los variados ecosistemas del país permiten esta clase de aprovechamiento que la naturaleza provee, dichas energías también contribuyen en la economía y desarrollo de una comunidad. Una de las más utilizadas e importantes para la creación de electricidad es la que proveen los ríos, la hidráulica, la cual se convierte en mecánica por medio de turbinas, que acopladas a generadores se encargan de crear el producto que se necesita: la electricidad.

Ese ingenio de hace algunos años, ha permitido que las turbinas montadas en fincas y comunidades un tanto aisladas de la distribución de energía eléctrica, sean completamente artesanales y poco eficientes. Sumado a esto, se produce el deterioro, que con el tiempo se crea como una consecuencia natural del tiempo y, el cual también es debido a falta de mantenimiento del sistema en general. En este tipo de equipos el montaje adecuado es crucial para evitar problemas posteriores, el cual si no es realizado adecuadamente, afecta al equipo significativamente, produciendo mayor deterioro, situación que obliga a un mantenimiento correctivo.

Por otro lado, es importante un estudio actualizado del caudal que se emplea, ya que en muchos casos este puede ser insuficiente. De igual manera se debe realizar una correcta instalación eléctrica, desde el generador, hasta los cables de distribución, teniendo en cuenta la cantidad de potencia a utilizar en dicha finca o comunidad.

En el presente estudio se propone el análisis de un sistema de fabricación artesanal, para mejorar la generación de energía eléctrica en una comunidad del interior del país, en la que se presentan problemas de diseño y construcción de todo el sistema de producción de energía, repercutiendo en altos costos e ineficiencia en la utilización del servicio.

1. ANTECEDENTES GENERALES

1.1. Historia de generación eléctrica

El estudio y uso humano de la electricidad son actividades que se han dado desde hace muchos años, comenzando en el año 600 a.C., cuando el filósofo Tales de Mileto experimentando con una varilla de ámbar y frotándola con lana o su propia piel, lograba que pequeñas cargas fueran producidas, las cuales atraían pequeños objetos, logrando chispas si la frotación era constante.

Para lograr la generación de energía eléctrica, las primeras aproximaciones científicas se desarrollaron en los siglos XVII y XVIII por muchos investigadores como: Gilbert, von Guericke, Henry Cavendish y Watson, por mencionar algunos. Todas estas observaciones no dan resultados tangibles hasta con científicos ahora más conocidos como: Galvani, Volta, Coulomb y Franklin, y también en el siglo XIX con Ampere, Faraday y Ohm. Pero la generación eléctrica no sería posible sin la unificación de los fenómenos de la electricidad con el magnetismo como ciencias reconocidas y manifestaciones de un mismo fenómeno, lo cual se logra gracias a las ecuaciones de Maxwell en 1865.

Hasta la invención de la pila voltaica en el siglo XVIII por el físico italiano Alessandro Volta, no se tenía una buena fuente de electricidad, puesto que esta almacenaba energía química entregándola en forma de energía eléctrica.

Desde mediados del siglo XVIII, la energía eléctrica es creada mediante generadores electromagnéticos movidos por el vapor que es producido por el calentamiento del agua por combustibles fósiles, reactores nucleares, u otras fuentes de energía cinética, para ello se comienza a utilizar la turbina de vapor, inventada por Charles Algernon Parsons en 1884. A finales del siglo XIX, la invención del transformador hace que la transmisión de energía eléctrica sea mucho más eficiente, revolucionando y haciendo posible que la electricidad sea creada en plantas generadoras, algo nuevo en esa época, para entonces ser conducida a largas distancias.

La generación masiva de electricidad comenzó a finales del siglo XIX, cuando se extendió la iluminación a casas y calles, destacando grandes científicos, empresarios e incluso ingenieros como: Gramme, Westinghouse, von Siemens, Alexander Graham Bell, Nikola Tesla y Thomas Alva Edison.

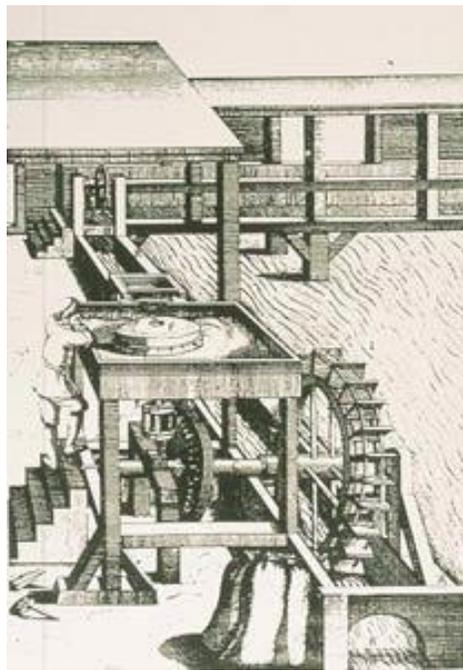
La preocupación de la presente época se centra en el medio ambiente, lo cual ha hecho que la producción se dirija a energías renovables como la eólica, hidráulica y solar, esto debido a la contaminación y utilización de combustibles fósiles, que acabarán en un futuro relativamente cercano, sin dejar de lado el daño que ocasionan al medio ambiente.

La energía hidráulica ha sido utilizada desde tiempos remotos, por medio de ruedas de agua o también llamadas molinos de agua (ver figura 1), fueron empleados como elemento de transferencia de energía hidráulica a energía mecánica por muchos años en comunidades aledañas a ríos como granjas, fincas o viviendas comunes para moler el trigo.

Este dispositivo comprende los principios que hoy definen la turbina hidráulica, que se utiliza para generar energía eléctrica por medio de la energía potencial del agua que, normalmente se deposita en embalses o presas situadas a un nivel más alto que la central donde se encuentra la turbina.

Las primeras turbinas hidráulicas fueron desarrolladas en Francia por el ingeniero Benoit Fourneyron, las cuales fueron mejoradas en el siglo XIX.

Figura 1. **Molino de agua**



Fuente: EL ROJO, Heródoto. *Guerreros y campesinos*.

www.nodo50.org/arevolucionaria/masarticulos/junio2003/altaedadmedia5.htm. Consulta: 7 de mayo de 2014.

El primer uso industrial de energía eléctrica generada por medio de energía hidráulica con turbina fueron las lámparas de la fábrica Wolverine en Grand Rapids, Estados Unidos de Norte América, en 1880. Posteriormente, la primera central hidroeléctrica comenzó su funcionamiento el mismo año en Northumberland, Gran Bretaña, y la primera ciudad en tener suministro eléctrico completo por medio de una central hidroeléctrica fue Godalming, Inglaterra, la misma funcionaba a corriente alterna y funcionó solo tres años.

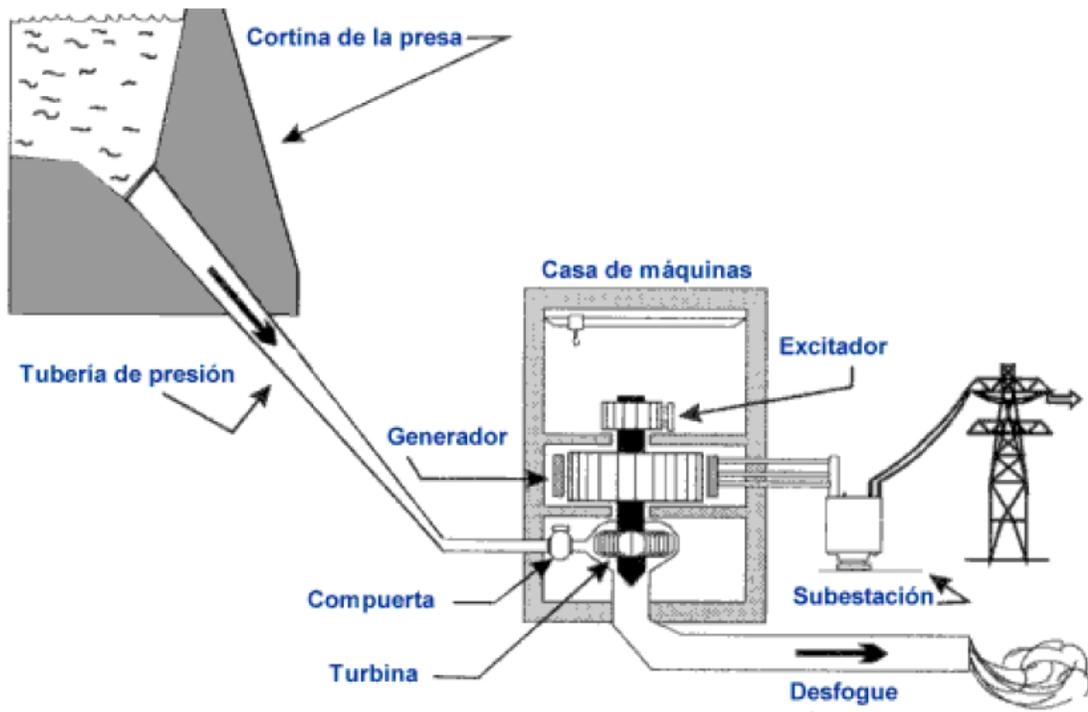
En la actualidad, proyectos gigantescos se han llevado a cabo, las centrales hidroeléctricas más grandes del mundo como la presa de Asuán en Egipto, Itaipú entre Brasil y Paraguay, y la presa de las Tres Gargantas en China, la cual es la más grande del mundo, son algunos ejemplos de la importancia de la generación de electricidad por medio de energía hidráulica como una fuente de energía renovable.

1.2. Composición de una instalación hidroeléctrica

Una instalación hidroeléctrica está compuesta de diversos componentes de tipo hidráulico y electromecánico, como el sistema de captación de agua del río, tubería de transporte, dispositivos que permiten o restringen el paso del agua y tubería forzada, así como la casa de máquinas la cual se compone de la turbina hidráulica, el generador y los circuitos eléctricos necesarios para la generación de electricidad, también está conformada por ciertas obras civiles que ayudan a conducir el agua y retenerla a una altura específica para lograr un salto adecuado, como la toma de agua o canal de transporte y un embalse (ver figura 2).

El agua proveniente de un río, es conducida por tuberías y por tomas de agua o canales, los cuales se encargan de alimentar el embalse, que normalmente es un depósito de hormigón el cual se construye en un lugar alto por encima de la casa de máquinas siendo parte importante de la instalación, pues determinará el salto.

Figura 2. **Esquema general de una instalación hidroeléctrica**



Fuente: *centrales hidroeléctricas*. www.uca.edu.sv/facultad/clases/ing/m200018/doc1.pdf.

Consulta: 7 de mayo de 2014.

Desde el embalse el agua es conducida por tuberías, llamadas tuberías forzadas, debido a la presión del agua dentro de ellas, llegando así a la casa de máquinas, pasando por el rodete de la turbina y proporcionando trabajo mecánico en forma de rotación. El eje del rodete gira, y conectado al eje del generador eléctrico, también lo hará girar produciendo así la energía eléctrica, mientras el agua retorna por un sistema de restitución para continuar su curso natural.

1.2.1. Clasificación de hidroeléctricas según potencia obtenida

La clasificación de instalaciones hidroeléctricas según la potencia obtenida puede variar según las posibilidades hidroeléctricas de cada región o país, en Europa se clasifican normalmente como se describe en la tabla I.

Tabla I. **Clasificación de hidroeléctricas según potencia obtenida en Europa**

Clasificación	Rango de potencia (kW)
Microcentrales	$P < 100 \text{ kW}$
Centrales de pequeña potencia	$100 \text{ kW} \leq P < 1000 \text{ kW}$
Centrales de media potencia	$1000 \text{ kW} \leq P < 10000 \text{ kW}$
Centrales de gran potencia	$P \geq 10000 \text{ kW}$

Fuente: *centrales hidroeléctricas*. Universidad Centroamericana José Simeón Cañas. p. 15.

La clasificación de instalaciones hidroeléctricas según la potencia obtenida en Centroamérica es distinta, debido a la utilización de estas en comunidades pequeñas y que están condicionadas por el lugar donde serán ubicadas, por lo que las instalaciones hidroeléctricas en Centroamérica se clasifican normalmente como se indican en la tabla II.

Tabla II. **Clasificación de hidroeléctricas según potencia obtenida en Centroamérica**

Clasificación	Rango de potencia (kW o MW)
Nano centrales	$P < 1 \text{ kW}$
Pico centrales	$1 \text{ kW} \leq P < 10 \text{ kW}$
Micro centrales	$10 \text{ kW} \leq P < 50 \text{ kW}$
Mini centrales	$50 \text{ kW} \leq P < 1000 \text{ kW}$
Pequeñas centrales	$1 \text{ MW} \leq P < 5 \text{ MW}$
Medianas centrales	$5 \text{ MW} \leq P < 30 \text{ MW}$
Grandes centrales	$P \geq 30 \text{ MW}$

Fuente: *centrales hidroeléctricas*. Universidad Centroamericana José Simeón Cañas. p. 16.

1.2.2. Clasificación de hidroeléctricas según toma de agua

Una manera distinta de clasificar a una hidroeléctrica, es tomando en cuenta su funcionamiento y forma de tomar o acumular el agua, por lo que se realiza la siguiente clasificación.

1.2.2.1. Centrales de agua fluyente

Las centrales de agua fluyente toman el caudal directamente del río, lo conducen hacia la central para su utilización, y después el agua es devuelta al cauce del río. Este tipo de hidroeléctrica no está regulada, por lo que el caudal dependerá del río y su condición es determinada por la temporada del año.

En algunos casos se construye una pequeña presa al final de la toma de agua, con el objetivo de facilitar la entrada de esta al canal de derivación. El agua desviada llega al embalse, y de ahí sale la tubería forzada que conduce el agua a presión para que produzca el trabajo mecánico en la turbina (ver figura 3).

Figura 3. Central hidroeléctrica de tipo agua fluyente

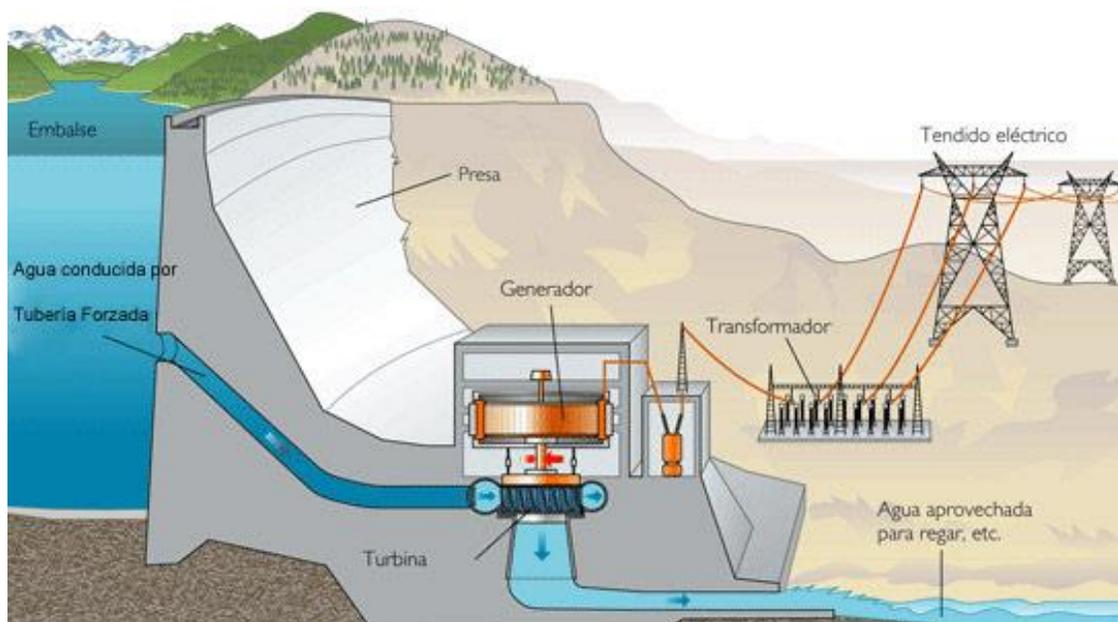


Fuente: CASTRO, Adriana. *Minicentrales hidroeléctricas*. p. 28.

1.2.2.2. Centrales de flujo regulado

También llamadas centrales pie de presa, son las centrales en las cuales se puede construir un embalse en el cauce del río con el objetivo de almacenar directamente el agua de este, además del agua procedente de las lluvias. Este tipo de instalaciones tienen la capacidad de regular el caudal de salida del agua (ver figura 4).

Figura 4. Central hidroeléctrica de tipo flujo regulado



Fuente: *características y funcionamiento de una central hidroeléctrica.*

[http://www.ecovive.com/caracteristicas-y-funcionamiento-de-una-central-hidroelectrica.](http://www.ecovive.com/caracteristicas-y-funcionamiento-de-una-central-hidroelectrica)

Consulta: 29 de julio de 2014.

2. TURBINAS

2.1. Definición

Una turbina, en términos generales, se define como un motor rotativo que convierte en energía mecánica la energía cinética proveniente de la corriente de un fluido, puede ser de agua, vapor de agua o un gas.

Toda turbina, independientemente del fluido con el que trabaje, está compuesta de un rodete, el cual cuenta con álabes, paletas, cangilones o cuchillas, el nombre de éstos aditamentos del rodete dependerá de la configuración de la turbina y la forma de los mismos, los cuales son colocados en su circunferencia, de forma que la energía cinética del fluido lo haga girar produciendo así la energía mecánica de rotación, la cual puede transferirse por medio de un eje para proporcionar movimiento a otra máquina que generalmente es un generador eléctrico.

2.2. Clasificación

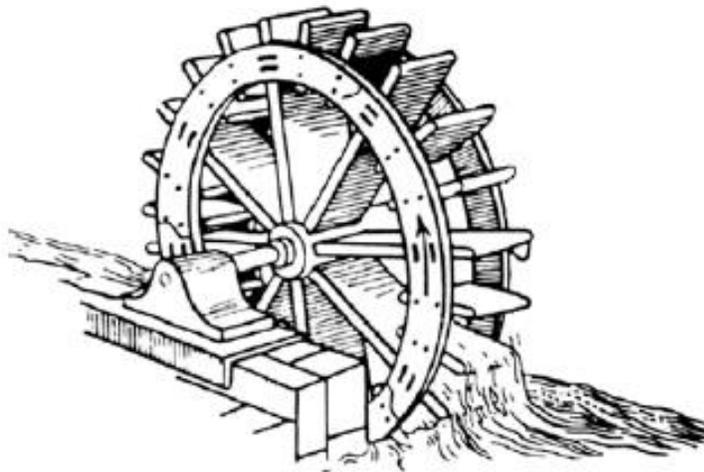
Las turbinas se clasifican dependiendo el fluido a utilizar para su movimiento: de gas, hidráulicas y de vapor; son las que pueden emplearse en transformación de energía, aunque las más utilizadas para generación de energía eléctrica son las hidráulicas y las de vapor.

2.2.1. Turbina hidráulica

La transformación de energía hidráulica en energía mecánica se consigue mediante una turbina hidráulica, la cual utiliza la energía cinética y potencial de un fluido incompresible, como el agua, para producir un movimiento de rotación al rodete.

La precursora de la turbina hidráulica es la rueda hidráulica (ver figura 5), la cual no es más que una gran rueda montada sobre un eje horizontal provista de cangilones en la corona, se conoció en Egipto y Mesopotamia alrededor del año 1000 a.C., siendo ya capaz de lograr el objetivo de una turbina hidráulica actual, transformar la energía del agua cinética o potencial, en energía mecánica de rotación.

Figura 5. Rueda hidráulica



Fuente: DÍEZ, FERNÁNDEZ Pedro. *Turbinas hidráulicas*. p. 2.

El término turbina, la inventó el ingeniero francés Claude Burdin, la cual viene del latín *turbo-inem*, que significa rotación o giro. Burdin fue un ingeniero teórico, pero su discípulo Fourneyron fue un ingeniero práctico y en 1827 logró construir la primera turbina hidráulica experimental a la que dio su nombre.

Una turbina hidráulica, generalmente se compone de un rodete o rueda con cierto número de álabes, siendo esta la parte móvil de la turbina y parte esencial de ella, aunque puede tener diferentes configuraciones variando así el nombre de la turbina. Otros elementos que puede tener una turbina hidráulica son el distribuidor o inyector y el difusor, o también llamado tubo de aspiración, los dos son estáticos y permiten tanto la entrada como la salida del fluido respectivamente.

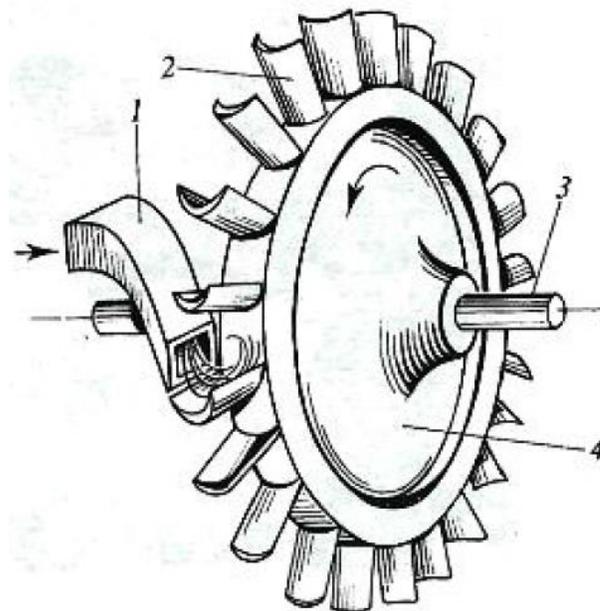
2.2.2. Turbina de vapor

Es una máquina que transforma energía de un fluido compresible en energía mecánica, en el que la energía cinética de este mueve el rotor, el cual se compone de álabes, como una turbina hidráulica, aunque el diseño es diferente y se construyen para soportar grandes temperaturas, pues generalmente trabajan con vapor de agua, el cual se consigue en una caldera a alta temperatura, esto debido a su elevada energía disponible que es mayor en comparación a la energía del aire.

El origen de la turbina de vapor se remonta al año 175 a.C. en el que Herón de Alejandría hace la descripción de la primera turbina de vapor, conocida como la turbina de Herón, que consistía en una esfera que podía girar libremente apoyada en los extremos en dos soportes, y en el interior entraba vapor de agua producido en un calderín.

Entre los muchos investigadores que contribuyeron con el desarrollo y diseño actual de las turbinas de vapor, se encuentra el inventor sueco De Laval, que creó la turbina de acción, llamada turbina De Laval (ver figura 6), para la cual desarrolló una tobera con velocidad supersónica de salida de vapor, con velocidad de 30 000 revoluciones por minuto.

Figura 6. **Turbina de vapor De Laval**



Fuente: MATAIX, Claudio. *Turbomáquinas térmicas*. p. 11.

El inglés Parsons desarrolló una turbina de reacción de varios escalonamientos, también resolvió el problema de marcha atrás mediante un doble rodete y logró mejores rendimientos que con máquinas rotativas de vapor utilizadas alrededor del 1895.

Las turbinas de vapor se componen actualmente, de rotor y estator, ambos formados con coronas de álabes, pero a diferencia del rotor el estator los tiene en la carcasa, correspondiendo cada una de ellas a una etapa o escalonamiento.

Se componen de toberas, con la función de alimentar a la turbina a creando velocidad en el flujo del vapor y disminuyendo su presión, interactuando con los álabes y logrando la transferencia de energía del flujo al eje de la turbina.

Las turbinas de vapor son utilizadas en la generación de energía eléctrica, en plantas que utilizan combustibles fósiles, plantas nucleares y buques o submarinos con este tipo de combustible, y en plantas geotérmicas.

2.3. Clasificación turbinas hidráulicas según su funcionamiento

Las turbinas hidráulicas se clasifican según su funcionamiento, turbinas de acción y turbinas de reacción, esta es la clasificación más importante y mayormente utilizada. La tabla III muestra una comparación general.

Tabla III. **Comparación entre los órganos constructivos de las turbinas hidráulicas de acción y reacción**

Turbina	Acción	Reacción
Distribuidor	Inyector o tobera con válvula de aguja	Distribuidor tipo Fink (algunas veces distribuidor tipo fijo)
Rodete	Cucharas	Álabes o paletas
Dispositivo de protección contra golpe de ariete	Pantalla deflectora	Orificio compensador
Salida del rodete	Sin tubo de aspiración a la presión atmosférica	Con tubo de aspiración a presión más baja que la atmosférica

Fuente: MATAIX, Claudio. *Turbomáquinas hidráulicas*. p. 327.

2.3.1. Turbinas hidráulicas de acción

Las turbinas de acción tienen las siguientes características generales:

- El grado de reacción es igual a 0.
- Trabajan a presión atmosférica.
- El distribuidor es llamado inyector en estas turbinas.
- En el inyector se transforma la energía de presión del fluido en energía cinética del chorro.
- Carecen de tubo de aspiración.
- Son de admisión parcial.

2.3.2. Turbinas hidráulicas de reacción

Las turbinas de reacción tienen las siguientes características generales:

- El grado de reacción es distinto de 0.
- La presión a la salida del rodete es inferior a la atmosférica.
- En el distribuidor se transforma solo parte de la energía de presión del fluido en energía cinética.
- El agua entra en el rodete a una presión superior a la atmosférica y a su salida del rodete la presión es inferior a la atmosférica debido al tubo de aspiración.
- Son de admisión total.

2.4. Turbinas de acción

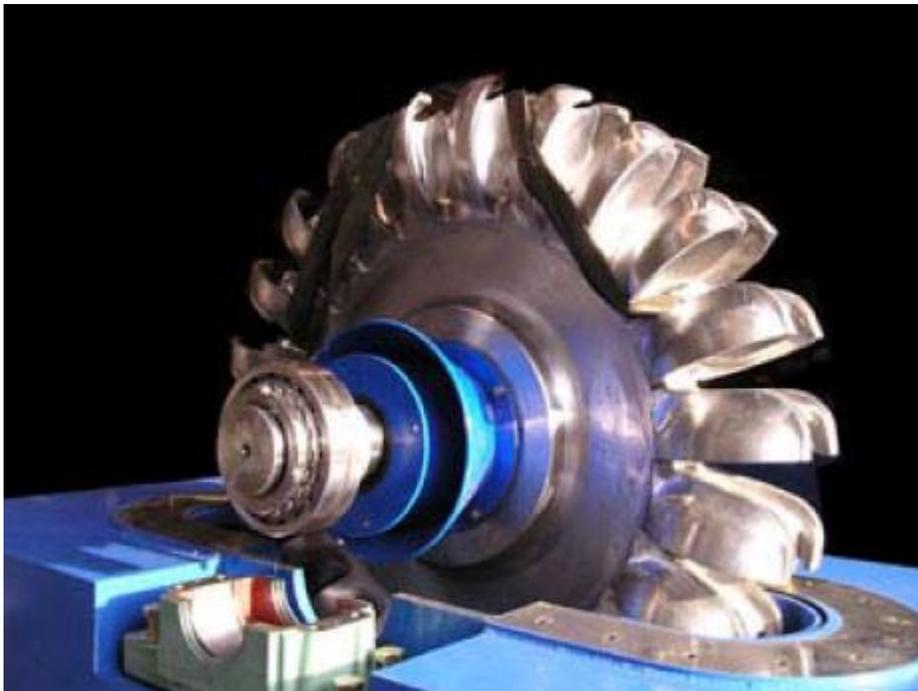
Prácticamente, las turbinas de acción más conocidas son las tipo Pelton, la cual es una de las más utilizadas, en especial porque puede usarse con saltos de agua de gran altura mayores de 40 metros, menos conocida es la turbina tipo Michell Banki, su transferencia de energía es realizada en dos etapas. Con muy buena eficiencia fue destinada a reemplazar a las turbinas Pelton, lo cual nunca sucedió.

2.4.1. Turbina Pelton

Inventada alrededor de 1880, por Lester Pelton, quien después le da su nombre a la turbina, son máquinas robustas y simples, capaces de un buen rendimiento que entran en la categoría de las turbinas de acción, y utilizadas en saltos de gran altura.

El chorro de agua es creado por una tobera estacionaria, a la cual se le denomina inyector. Dicho inyector puede controlar el paso del agua y así variar la carga de la turbina. La corriente incide de forma tangencial al rodete logrando así el movimiento giratorio (ver figura 7).

Figura 7. **Turbina Pelton**



Fuente: Canyon Industries, Inc. *Guide to hydro power*. p. 22.

Para aumentar la potencia de la turbina sin cambiar el salto hidráulico, se colocan más inyectores repartidos alrededor del rodete, con la capacidad de llegar a un máximo de 6 en turbinas de gran tamaño. Un número mayor ocasionaría una pérdida de eficiencia debido al choque de sus flujos.

El rodete está formado por un disco que soporta los álabes, en estas turbinas son cucharas con doble cavidad, dispuestas en la periferia del rodete de manera periódica. Dichas cucharas están diseñadas para desviar hacia ambos lados del disco el chorro de agua con mínimas pérdidas y con simetría evitando así fuerzas laterales.

La eficiencia de este tipo de turbinas es, por lo general, muy aproximado a la unidad (100 por ciento), debido a que el diseño es realizado para obtener un chorro sólido y con un mínimo de pérdidas en cualquier grado de apertura, salvo en aperturas demasiado pequeñas, por lo que esta dependerá de la apertura del inyector.

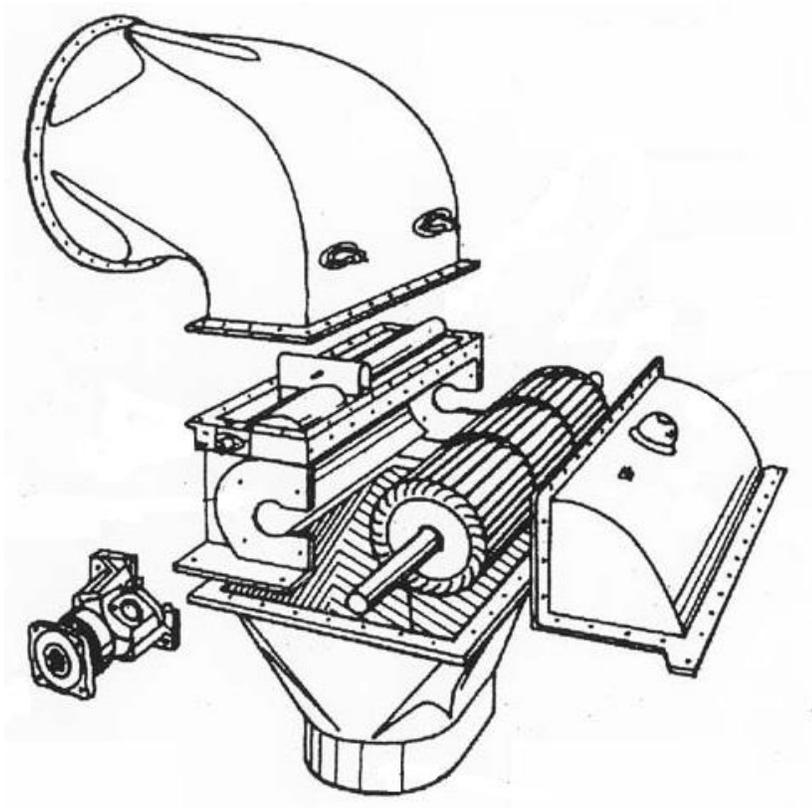
Las turbinas Pelton tienen la capacidad de funcionar con grandes alturas, mayores de 40 metros, lo cual no es posible con turbinas de reacción debido a la cavitación. Generalmente son utilizadas en aplicaciones medias y grandes con saltos hidráulicos desde 90 metros.

2.4.2. Turbina Michell Banki

Descendiente directa de la rueda hidráulica, la turbina Michell Banki, llamada también de flujo cruzado o flujo transversal, es una máquina utilizada en microcentrales hidroeléctricas, debido a su simplicidad en fabricación y montaje, siendo esta una turbina de acción o de impulso muy utilizada para pequeñas poblaciones.

Inventada por el ingeniero australiano A. G. M. Michell en 1903, estudiada, así como mejorada por el húngaro Donat Banki entre 1912 y 1918, es una turbina que basa sus principales ventajas en un sencillo diseño y fácil construcción, que la hace económica en aprovechamientos hidráulicos de pequeña escala (ver figura 8), no obstante puede ser utilizada en instalaciones grandes.

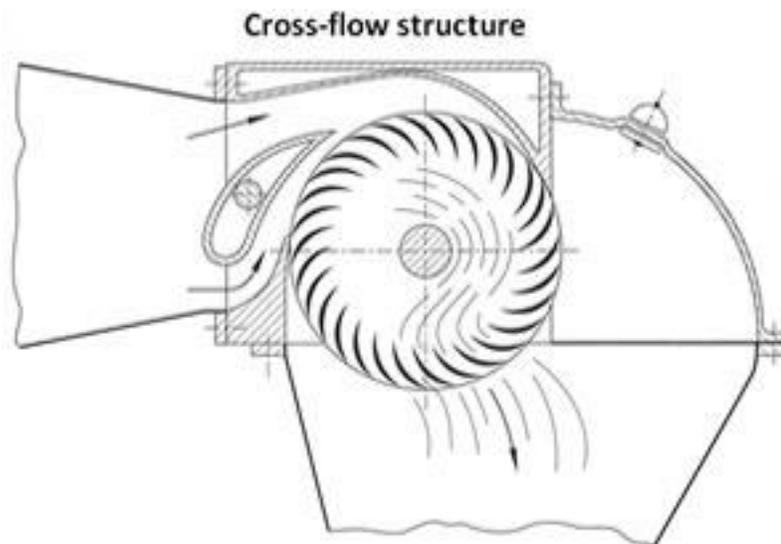
Figura 8. **Turbina Michell Banki**



Fuente: SCHNITZER, Valentin. *Micro hydro power scout guide*. p. 84.

Según la creencia general, su principal característica radica en la transferencia de energía del agua al rodete, la cual se hace en dos etapas, por lo cual también se le conoce como turbina de doble efecto, en donde el 70 por ciento de la energía total se transfiere del agua al rodete en la entrada y el 30 por ciento restante en la salida (ver figura 9).

Figura 9. **Transferencia de energía en el rodete**



Fuente: *cross-flow turbine*. www.tanasui.co.jp/productsTurbinesEn.html. Consulta: 30 de julio de 2014.

La turbina se clasifica como una máquina de acción o impulso, dato que no es del todo correcto, más bien es considerada como una turbina límite entre la clasificación de las turbinas de acción y las de reacción, pero se le dice de acción debido a que el diseño original no tenía variaciones de presión. Los diseños actuales tienen el inyector más cerca del rodete, lo cual provoca que el flujo cubra una mayor área del mismo, característica que incrementa el flujo unitario, permitiendo mantener el tamaño de la turbina.

La turbina Michell Banki puede ser utilizada con saltos hidráulicos desde menos de 2 metros a más de 100 metros. Pueden utilizarse una gran variedad de caudales con un diámetro constante, variando la salida del inyector.

2.5. Turbinas de reacción

Entre las turbinas de reacción más conocidas están: de hélice, Dériaz, Francis y Kaplan. Las más utilizadas en la industria son la Francis y la Kaplan, las cuales son de flujo radial y flujo axial respectivamente, utilizada en saltos hidráulicos de 2 metros a 500 metros. La turbina Francis tiene álabes fijos, mientras que utilizada con saltos hidráulicos de 2 metros a 70 metros, la turbina Kaplan tiene álabes orientables, esta última es muy utilizada en Europa.

2.5.1. Turbina Francis

Lleva este nombre en honor al ingeniero James Bichano Francis de origen inglés, el cual introduce perfeccionamientos a la patente de una turbina centrípeta de Samuel Dowd. Es una turbina de reacción de flujo radial de características muy variadas de carga y caudal, siendo una de las más utilizadas, porque cubre la gama de alturas netas y potencias más usual en la industria.

Existen aplicaciones de turbinas Francis en saltos hidráulicos grandes, los cuales pueden alcanzar caudales de 200 metros cúbicos sobre segundo, así como saltos que solo llegan a producir caudales de 10 metros cúbicos sobre segundo.

La transferencia de energía de fluido a rodete se efectúa mientras el agua atraviesa los álabes, en dirección radial y de afuera hacia dentro, aprovechando al máximo la acción centrípeta, por lo que se trata de dar al agua un recorrido radial. Este tipo de turbina Francis se utiliza, normalmente en saltos hidráulicos con cargas grandes y caudales relativamente reducidos.

Su composición se resume en una caja espiral, distribuidor tipo Fink, rodete y tubo de aspiración (ver figura 10). La caja espiral y el distribuidor dirigen el agua al rodete con un mínimo de pérdidas transformando parte de la energía de presión en energía cinética. El distribuidor contiene álabes orientables, con la función de reducir el caudal cuando la carga de la turbina disminuye, y conservando la eficiencia lo más alto posible. El tubo de aspiración crea una depresión a la salida del rodete.

Figura 10. **Turbina Francis**



Fuente: HHF turbines – spiral Francis turbines. www.hydrolink.cz/en/francis-turbines/hhf-turbines-spiral-francis-turbines-12.html. Consulta: 30 de julio de 2014.

2.5.2. Turbina Kaplan

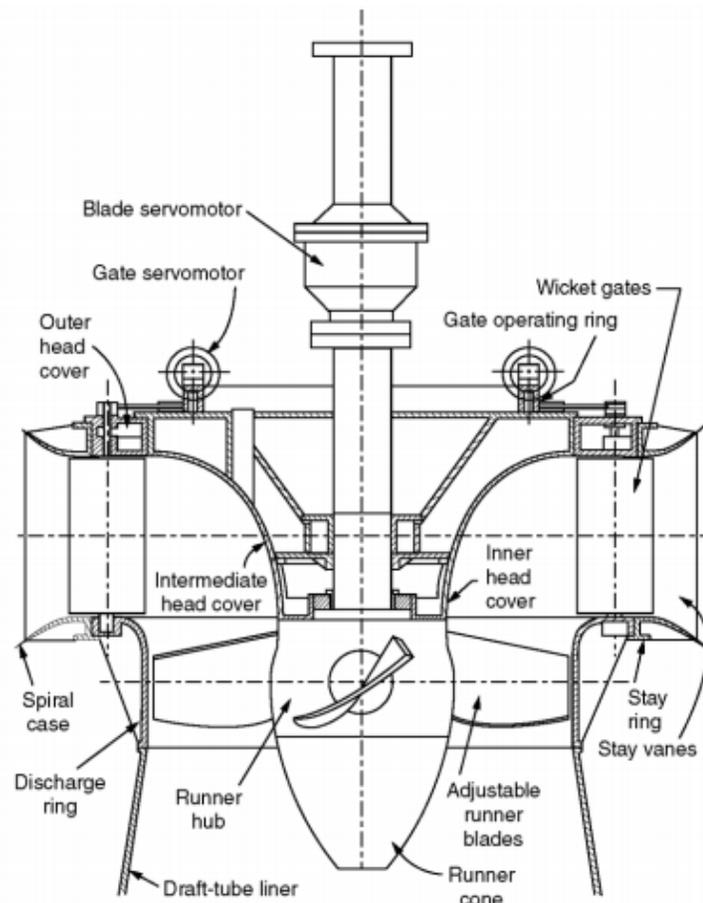
Desarrollada por el ingeniero Víctor Kaplan, profesor de la Universidad Técnica de Brno, y con una técnica constructiva de las turbinas hidráulicas poco explorada en 1925, es una turbina de reacción de flujo axial, de hélice con álabes ajustables, lo cual permite al agua tener la máxima incidencia en el borde del álabe en condiciones de máxima acción, cualesquiera que sean los requisitos de caudal o de carga.

Es utilizada en la explotación de saltos de gran potencia pero de poca altura, característica que viene dada por su rodete, el cual desempeña el trabajo de un infinito número de rodetes, debido a sus álabes ajustables. Esta propiedad de la turbina Kaplan hace que su curva de rendimiento $(Q/Q_{max}, \eta_{tot})$, sea más parecida a una curva de una turbina tipo Pelton, es decir, mucho más eficiente que una curva que correspondería a una turbina de hélice de álabes fijos.

El mecanismo de orientación de los álabes de la turbina Kaplan no es algo complicado (ver figura 11), los álabes del rodete giran todos en el mismo ángulo al moverse un vástago longitudinalmente de arriba hacia abajo, que hace subir o bajar una cruceta, lugar donde se articulan las bielas, una por cada álabe orientable, en cuyos extremos opuestos se encuentran articuladas unas manivelas, que giran con ellas. El movimiento longitudinal del vástago es producido de forma automática con la turbina en marcha al variar la carga mediante un servomotor de aceite.

La turbina se compone, en términos generales, de: compuerta de admisión, encargada de introducir el fluido, distribuidor tipo Fink, el cual, aunque su rodete contiene álabes orientables, después de la compuerta de admisión suele colocarse una turbina hélice (es decir con álabes fijos), lo cual dependerá de la potencia requerida y la carga de caudal, esto permite que el distribuidor regule el caudal, por último el rodete y el tubo de aspiración.

Figura 11. **Mecanismo de álabes del rodete Kaplan**



Fuente: GOSWAMI, Yogi D. *The crc handbook of mechanical engineering*. p. 8-58.

3. TURBINA MICHELL BANKI

3.1. Características principales

Conocida como máquina de pequeña escala, la turbina Michell Banki o de flujo transversal, tiene como característica primordial, según la teoría de Donat Banki en sus publicaciones de 1917 a 1919, la transferencia de energía del agua al rodete que se realiza en dos etapas, la cual es posible por medio de la energía cinética de un chorro de agua, un principio que es controversial, pero aceptado en la comunidad dedicada al estudio de turbinas hidráulicas. Otros estudios indican que la teoría de transferencia de energía del chorro de agua en la segunda etapa del rotor no es del todo correcta, y simplemente la única transferencia neta de energía al rotor es la inicial, la que comprende la primera etapa, fenómeno que reduce la eficiencia calculada por Donat Banki y los defensores de esta teoría en aproximadamente un 20 por ciento.

El mismo Banki estudió la manera de obtener la máxima eficiencia, esto es logrado cuando el ángulo con el cual el chorro de agua golpea el álabe es tan pequeño como sea posible. Con esta eficiencia fue capaz de calcular sus dimensiones generales como ángulos de entrada y salida del rotor, ancho de rotor, curvatura de álabe, forma del flujo, diámetro de rodete, etc. Tomando en cuenta ciertas pérdidas en los elementos principales, expresó la siguiente ecuación para la máxima eficiencia o rendimiento posible:

$$\eta_{m\acute{a}x} = 0,771 - 0,384 \frac{D}{H} \quad (\text{Ecuación 3.1})$$

Donde:

- D: diámetro del rodete
- H: altura total o salto neto del sistema hidráulico

Más adelante, en 1923, con el objetivo de aumentar la eficiencia de la turbina, Sonnek realizó estudios y concluyó que con un ángulo de 30° del chorro cuando golpea los álabes del rodete, es posible obtener una eficiencia aún mayor que la obtenida por Banki en sus estudios, expresando así la siguiente ecuación:

$$\eta_{m\acute{a}x} = 0,863 - 0,264 \frac{D}{H} \quad (\text{Ecuación 3.2})$$

La ecuación de Sonnek es utilizada en la mayoría de estudios sobre la turbina Michell Banki, y es tomada como límite para aumentar el rendimiento en turbinas con características particulares.

Entre sus características generales es una turbina atmosférica, de flujo radial, admisión parcial, fácil de construir, sencilla en su funcionamiento, puede ser utilizada en lugares con caudales moderados debido a que su eficiencia depende menos de la cantidad de caudal que se tenga que otros tipos de turbina, el diámetro del rotor no necesita tener un tamaño considerable para lograr un buen número de revoluciones teniendo un rango amplio de velocidades de giro, su mantenimiento es mínimo e instalación simple, aunque de suma importancia, también se alcanzan eficiencias aceptables para una demanda relativamente pequeña de energía eléctrica, y su caudal, así como su potencia pueden ser regulados a través del inyector.

3.2. Composición física

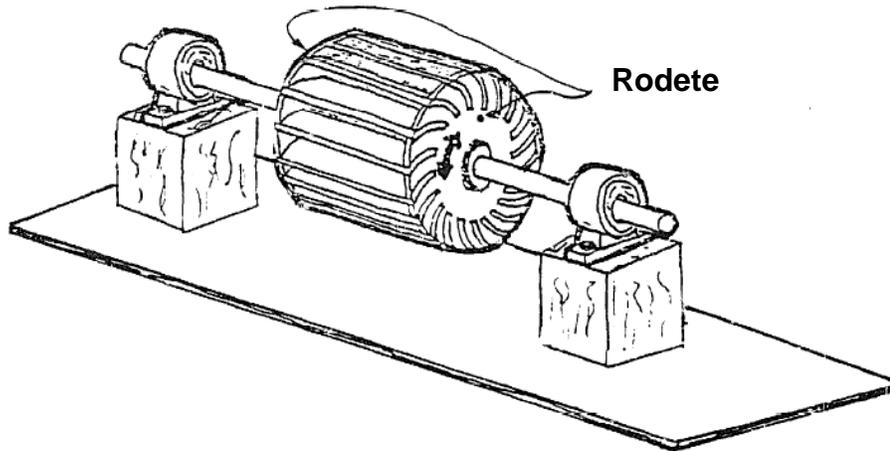
La turbina Michell Banki está compuesta, principalmente de rodete e inyector, componentes fundamentales para su funcionamiento. También se compone de elementos mecánicos como eje, rodamientos, chumaceras y carcasa.

3.2.1. Rodete

El rodete constituye el alma de la turbina, es el elemento que recibe la energía hidráulica y la transforma a una energía mecánica de rotación que es utilizada posteriormente para darle movimiento al generador eléctrico. Con forma de cilindro y palas en todo su cuerpo (ver figura 12), normalmente este rodete se fabrica de acero, cortando varios discos determinando así el diámetro del rodete, en estos discos se crean unas ranuras con cierto ángulo y concavidad dependiendo del diseño, para posteriormente colocar entre cada disco y dentro de las ranuras las palas que harán la función de álabes, las cuales son cortadas de una tubería, soldándolas después en el exterior de los discos.

Las dimensiones de las palas del rotor dependerán de la cantidad de esfuerzo que deban soportar, tomando en cuenta que solo unas cuantas llevarán con toda la carga del caudal que sea utilizado; se estudian las variables de las cuales depende este esfuerzo soportado, como el caudal, el diámetro del rotor y salto hidráulico disponible, para tener el ancho aproximado de cada pala. Siempre se trata de evitar palas demasiado largas y con pequeña cuerda radial, aunque las palas pueden ser reforzadas con láminas de acero para diseños no industriales y más bien rudimentarios o artesanales.

Figura 12. **Rodete turbina Michell Banki**



Fuente: BRESLIN, W. R. *Manual small Michell (Banki) turbine: a construction.* p. 19.

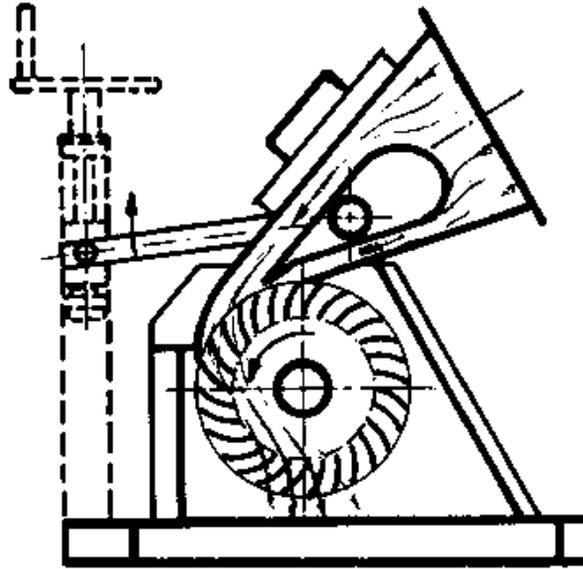
3.2.2. **Inyector**

La entrada de agua al rodete es una variable importante cuando se trata de una óptima eficiencia, y la geometría del inyector es determinante tomando en cuenta la cantidad de agua que puede tener contacto con el elemento giratorio, así como la presión con la que entra. El agua es dirigida al rotor por medio de una sección que se le llama arco de admisión, sección que es rectangular, la cual comprende una cantidad de álabes con el objetivo de obtener el mejor aprovechamiento del caudal disponible, descargando el flujo sobre el ancho del rodete.

La potencia es regulada por un álabe móvil, el cual se encuentra en la parte superior de la carcasa, justo en la entrada de agua hacia el rodete. El álabe puede ser regulado por medio de un mecanismo de palanca o de manivela acoplada a un tornillo, y su función es disminuir la sección transversal de entrada disponible. Un chorro entra con un ángulo constante y tangente a la periferia del rotor, la diversidad en la geometría del diseño permite distintos ángulos así como desempeños, por lo que los ángulos más comunes trabajados van de 30° hasta 120° para la turbina Michell Banki.

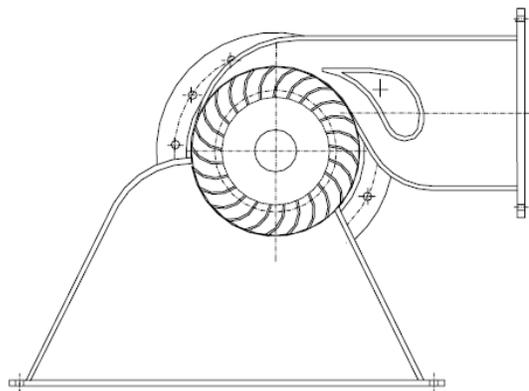
Entre los tipos de geometrías más conocidas se encuentran los utilizados en las instituciones de la Swiss Centre for Development Cooperation in Technology and Management (SKAT) (ver figura 13) y de la Organización Latinoamericana de Energía (OLADE) (ver figura 14), con 70° y 120° de ángulo de admisión respectivamente, en ambos casos el flujo del agua es dividido en dos partes, inferior y superior.

Figura 13. **Inyector SKAT**



Fuente: BAUMER, Jean-Max. *Local experience with micro-hydro technology*. p. 49.

Figura 14. **Inyector OLADE**



Fuente: MONTIVEROS, Mariano. *Efecto de la geometría del inyector en una turbina tipo Banki*. p. 2.

3.3. Funcionamiento

La turbina Michell Banki tiene un principio de funcionamiento sencillo, en términos generales, recibe agua a presión de la tubería forzada introduciéndola al inyector, este la conduce hacia el rotor donde la energía es transferida y su magnitud dependerá de las características de diseño, así como de los componentes del sistema hidráulico.

Como ha sido mencionado con anterioridad, la turbina Michell Banki también recibe el nombre de turbina de doble efecto o turbina de flujo cruzado, esto se debe a la manera como el agua atraviesa su rodete, con dos etapas de transferencia de energía. Desde la invención de este tipo de turbina, distintos estudios han sido realizados, teóricos y experimentales, acerca de la eficiencia, el funcionamiento y trayectoria del agua a través del rodete, los estudios teóricos son resumidos en la tabla IV.

Tabla IV. Estudios teóricos sobre turbinas Michell Banki

Nombre	Año	Max. Rend. (%) calculado	Potencia 1º/2º etapa
Donat Banki	1917 – 1919	92 (sin pérdidas)	
Mockmore & Merrifield	1949	87,8	72 / 28
Sonnek	1923	92,8	74 / 26
Sheppherd	1956	68	72 / 28
Haimerl	1960	82 (asumido)	81 / 18
Balje	1981	82 (con tubo asp.)	70 / 30

Fuente: MARCHEGIANI, Ariel. *Turbina de flujo transversal o Michell Banki*. p. 5.

Todos los estudios realizados acerca de esta turbina llegaron a distintas eficiencias, debido a variaciones en los parámetros asumidos en la teoría general de diseño en lo que se refiere a la geometría del inyector y dimensiones del rodete. A pesar de ello, los estudios resaltan su característica más representativa en su funcionamiento general, y es la teoría del paso del agua por el rodete en dos etapas, que aunque algunos estudios concluyen que la segunda etapa transfiere una cantidad insignificante de energía, la gran mayoría de los estudios experimentales, sobre todo los más actuales, concluyen que esta cantidad es importante en su eficiencia y rendimiento general. Los estudios experimentales son resumidos en la tabla V.

Tabla V. **Estudios experimentales sobre turbinas Michell Banki**

Nombre	Max. Rend. (%)	Arco de admisión	Diámetro rotor (cm)	Ancho rotor (cm)	No. álabes
Mockmore & Merrifield	68	-	33,27	30,48	20
Sheppherd	68	-	33	30,48	20
Varga (1959)	-	-	20	30,48	30
Jhonson y otros (1980)	69	106	26,67	30,48	20
Nakase y otros	82	30/60	30,48	30,48	26
Durgin y Fay (1984)	61	50/63	-	-	20
Khosrowpanah	79,8	70/80	30,48	30,48	10 15 20
Bushman y otros (1989)	79	90/120	30,48	15,24	-

Fuente: MARCHEGIANI, Ariel. *Turbina de flujo transversal o Michell Banki*. p. 5.

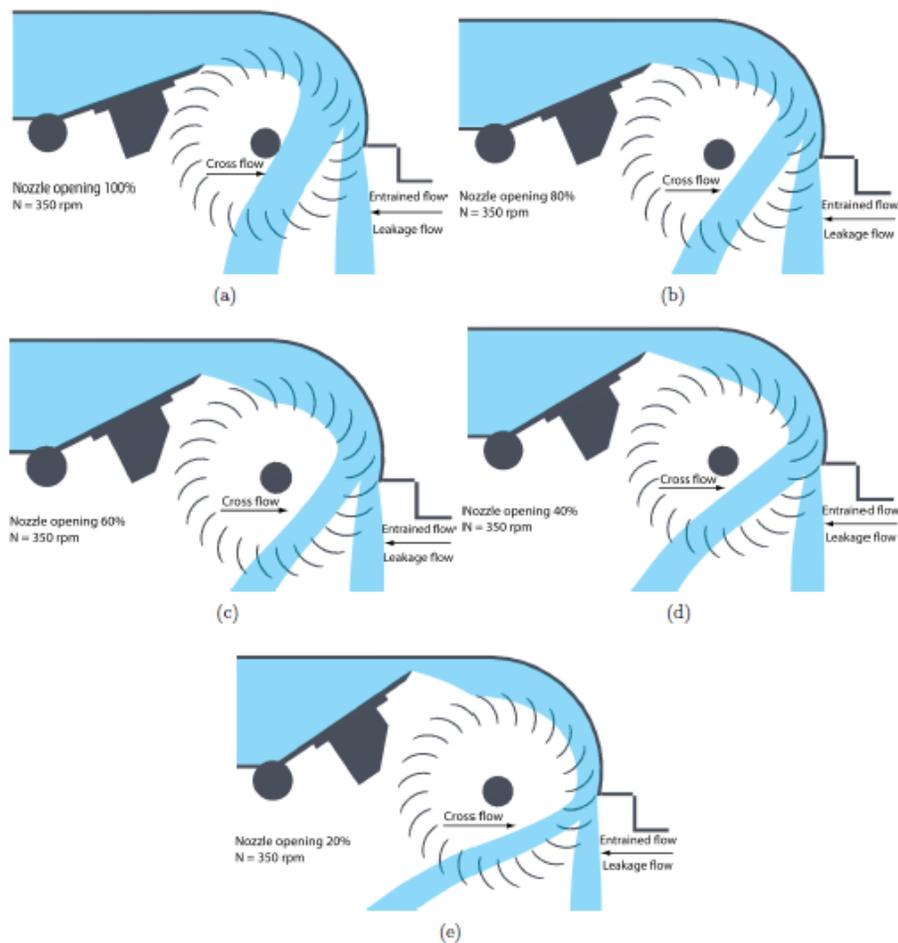
Un aspecto determinante para una buena eficiencia es que el flujo de agua no sea obstaculizado cuando pasa a través del rodete, por el eje del mismo, esto causaría una reducción en la transferencia de la segunda etapa. La eficiencia de una turbina Michell Banki dependerá del diseño geométrico de sus componentes, la proximidad entre inyector y rodete, entre inyector y eje, así como de dos temas importantes, en especial en áreas rurales como es el caso de la turbina de la finca San Francisco, como lo son el montaje y mantenimiento de los componentes de la mini-central hidroeléctrica.

En el 2009, la ingeniera Eve Cathrin Walseth, en una investigación titulada *Investigation of the flow through the runner of a cross-flow turbine* o *Investigación sobre el flujo a través del rodete de una turbina de flujo cruzado* para la Norwegian University of Science and Technology (NTNU), realiza experimentos concluyentes, construyendo una turbina con una carcasa de paredes de plexiglás, eliminando las dudas sobre el comportamiento del flujo.

Utilizando cámaras de alta definición, con el objetivo de obtener información acerca del recorrido que toma el flujo cuando atraviesa el rodete, así como también de diversa tecnología para medir los esfuerzos y la cantidad de torque que reciben los álabes en la transferencia de energía del agua cuando choca con ellos, obtiene resultados que afirman la teoría de transferencia por medio de dos etapas, y no solo eso, sino que dichos estudios también dejan en claro que la segunda etapa es extremadamente importante en la eficiencia de una turbina Michell Banki, una vez el diseño sea óptimo, llegando a un porcentaje de aporte de torque en la segunda etapa de hasta 53,7 por ciento del total de torque transferido al rodete.

Estas pruebas se hicieron con distintos porcentajes de abertura del álabe regulador (ver figura 15), a una velocidad de 350 revoluciones por minuto, concluyendo que la segunda etapa es determinante y encontrando una cantidad de flujo que queda atrapada o suspendida tangente al rodete después de pasar por la primera etapa, aportando un mínimo de energía transferida.

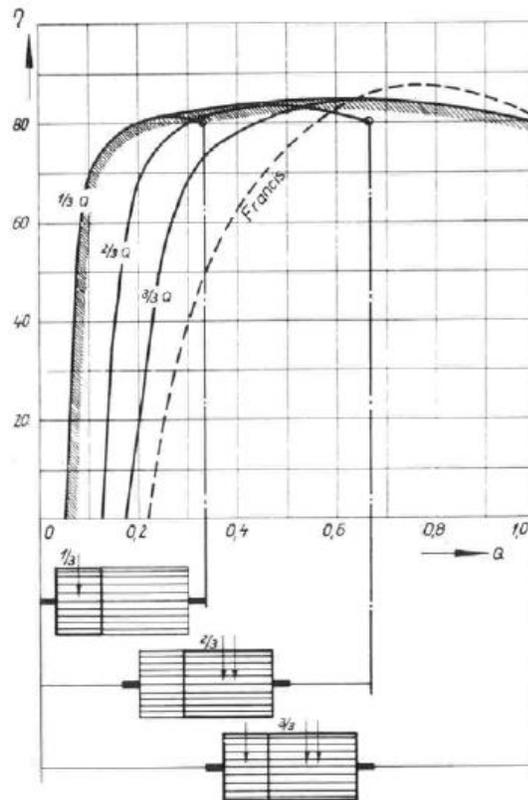
Figura 15. **Patrón general del fluido a 350 rpm de una turbina Michell Banki con distintas aberturas de álabe regulador**



Fuente: WALSETH, Eve. *Investigation of the flow through the runner of a cross-flow turbine.* p. 3.

En una curva de rendimiento o eficiencia (Q, η) (ver figura 16), y comparándola con la curva de la turbina Francis, la turbina Michell Banki puede resultar interesante debido a que su eficiencia puede mantenerse prácticamente constante a pesar de ciertos cambios en el caudal, y esto es logrado diseñando la turbina con admisión parcial. El rotor es dividido generalmente en 3 partes iguales, y la admisión del agua puede realizarse con $1/3$, $2/3$ o con la totalidad del rodete.

Figura 16. **Curvas de rendimiento de una turbina Michell Banki de admisión parcial**



Fuente: KLEBSATTEL, Gundo. *Construcción de una central minihidráulica con turbina de doble impulsión en la presa Wehra en Alemania.* p. 2.

3.4. Consideraciones generales de diseño

La Michell Banki es considerada una turbina límite en la clasificación de turbinas según su funcionamiento, pero para efectos del cálculo de dimensiones y eficiencia se toma como una de acción, es decir, una turbina que trabaja con presión atmosférica tanto en la entrada al rodete como en la salida del mismo, por lo que el flujo no experimenta cambios de presión a su paso por este, lo cual significa un grado de reacción igual a cero, aunque, existe un pequeño diferencial de presión entre la salida y la entrada, pero para simplificar los cálculos, la turbina se considera dentro de esta clasificación.

3.4.1. Ecuación fundamental de las máquinas hidráulicas: ecuación de Euler

Para los cálculos generales de diseño, distintos estudios utilizan una aproximación a los cálculos empleados para diseñar la turbina Pelton, donde es posible determinar el intercambio de energía en el rodete y expresarlo como una altura, la ecuación de Euler o llamada también altura de Euler, expresada como energía, tiene la siguiente forma:

$$gH_u = U_1 C_{u1} - U_4 C_{u4} \quad (\text{Ecuación 3.3})$$

Donde:

- H_u : altura de Euler
- g : gravedad
- U : velocidad tangencial del rodete en m/s
- C_u : proyección de C sobre U , o también la componente tangencial de la velocidad absoluta del flujo en m/s

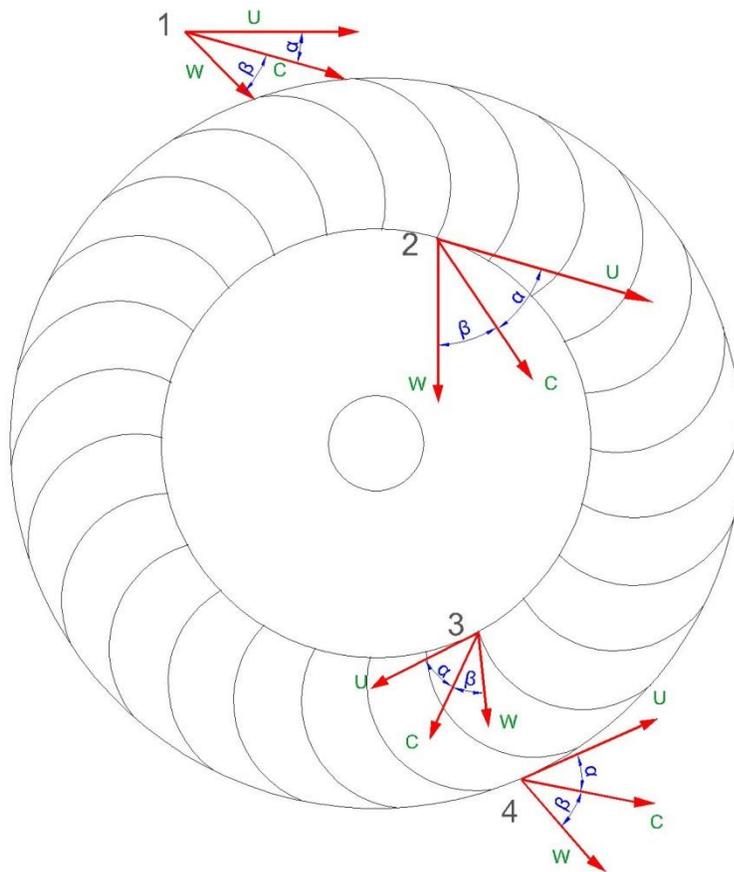
Los subíndices indican:

- 1: entrada a primera etapa del rodete
- 2: salida de primera etapa del rodete
- 3: entrada a segunda etapa del rodete
- 4: salida de segunda etapa del rodete

Según la ecuación de Euler, para que exista un intercambio de energía máximo, el término $U_4 C_{u4}$ debe ser igual a cero, esto solo sucederá cuando $C_{u4} = 0$, puesto que la velocidad lineal del rodete no puede ser cero, esto significa que la velocidad del fluido no debe tener componente tangencial, es decir que solo debe ser radial para un máximo intercambio de energía en el rodete.

En la imagen (ver figura 17) se observan cuatro estados del flujo mientras pasa por distintos sectores del rodete de la turbina, cada estado con las tres velocidades de interés en el diseño del rodete como lo son: velocidad U , la cual será siempre tangente al rodete con un ángulo de α con respecto a C , velocidad C y W con un ángulo de β con respecto a U .

Figura 17. Rodete con velocidades



Fuente: DURALÍ, Mohammad. *Design of small wáter turbines for farms and small communities.*

p. 17.

Para representar la ecuación de Euler con todas las velocidades involucradas se procede por ley de cosenos:

$$W_1^2 = C_1^2 + U_1^2 - 2C_1U_1 \cos \alpha_1 \quad (\text{Ecuación 3.4})$$

$$W_4^2 = C_4^2 + U_4^2 - 2C_4U_4 \cos \alpha_4 \quad (\text{Ecuación 3.5})$$

La componente tangencial de la velocidad absoluta es $C_u = C \cos \alpha$, sustituyendo en las ecuaciones 3.4 y 3.5 se obtiene:

$$W_1^2 = C_1^2 + U_1^2 - 2U_1C_{u1}$$

$$W_4^2 = C_4^2 + U_4^2 - 2U_4C_{u4}$$

Resolviendo para U_1C_{u1} y U_4C_{u4} :

$$U_1C_{u1} = \frac{1}{2}(C_1^2 + U_1^2 - W_1^2) \quad (\text{Ecuación 3.6})$$

$$U_4C_{u4} = \frac{1}{2}(C_4^2 + U_4^2 - W_4^2) \quad (\text{Ecuación 3.7})$$

Sustituyendo las ecuaciones 3.6 y 3.7 en la ecuación 3.3 se obtiene la ecuación de Euler expresada en alturas con las tres velocidades involucradas en el intercambio de energía:

$$H_u = \frac{U_1^2 - U_4^2}{2g} + \frac{C_1^2 - C_4^2}{2g} + \frac{W_4^2 - W_1^2}{2g} \quad (\text{Ecuación 3.8})$$

El primer término representa la energía cinética del fluido, el segundo representa el cambio de presión debido a una variación en la fuerza centrífuga, y el último representa el cambio de presión debido a la variación de velocidad relativa del fluido. Todas las energías están en términos de velocidad, C es la velocidad absoluta del fluido, U es la velocidad lineal del rodete y W es la velocidad relativa del fluido respecto al rodete.

Debido a que la velocidad tangencial del rodete es la misma tanto en la entrada como en la salida del mismo $U_1 = U_4$, también que se considera como una turbina de acción, afectando esto a la velocidad relativa del fluido respecto del rodete teniendo $W_1 = W_4$, se obtiene una reducción solo en la velocidad absoluta del fluido debido al cambio de dirección en la segunda etapa, puesto que no hay cambio en la energía de presión por ser una turbina de acción, quedando solamente la energía dinámica del rodete, por lo que la altura de Euler puede ser expresada de la siguiente forma:

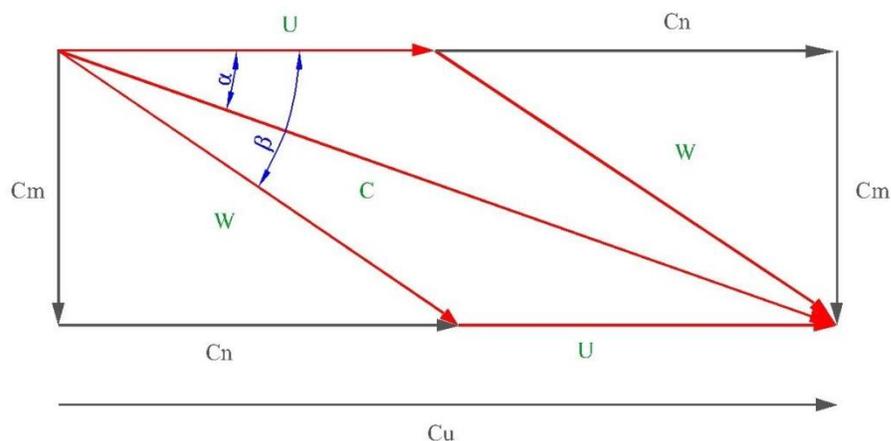
$$H_u = \frac{C_1^2 - C_4^2}{2g} \quad (\text{Ecuación 3.9})$$

3.4.2. Triángulo de velocidades

Son utilizados comúnmente en el diseño de máquinas hidráulicas, todo su estudio se basa en el hecho de que estas máquinas tienen una variación del momento cinético del fluido, es decir, una variación en el momento de la cantidad de movimiento como una consecuencia de una deflexión que se produce en el interior del rodete. Este efecto definido por la ecuación de Euler de las máquinas hidráulicas lleva a un estudio detenido de las velocidades del flujo en distintos puntos del rodete, así como de las velocidades del rodete mismo.

Para definir las distintas velocidades que interactúan en el rodete debido al flujo del agua, se deben estudiar los triángulos que las velocidades forman apoyándose en la teoría de vectores y trigonometría, y del mismo modo definir ángulos que afectan el diseño y eficiencia (ver figura 18).

Figura 18. Triángulo de velocidades



Fuente: MESTANZA YEPEZ, Manuel. *Diseño, construcción y evaluación de una turbina hidráulica tip Mitchell Banki*. p. 37.

Colocando un subíndice que indica el triángulo de velocidades del rodete según su posición en él, se procede a definir las velocidades y ángulos. La suposición de colocar a la turbina Michell Banki como una turbina de acción, obliga a cumplir con ciertas consideraciones, y matemáticamente una de ellas es la siguiente:

$$U_1 = \frac{C_{u1}}{2} \quad (\text{Ecuación 3.10})$$

Esta consideración puede justificarse, porque el chorro de agua en una turbina Michell Banki no entra al rodete de la misma manera que lo hace en una turbina Pelton, en la cual el agua entra de forma paralela al plano longitudinal que contiene al eje del rodete, por lo que esta sustitución permitirá un cálculo con el ángulo adecuado de entrada llevando a la mitad de la velocidad absoluta del fluido a la velocidad lineal del rodete, así como la obtención de una máxima energía del agua.

Considerando la figura 18 y, por la mecánica del movimiento relativo, se tienen las siguientes sumas de vectores:

$$\vec{C}_1 = \vec{U}_1 + \vec{W}_1$$

$$\vec{C}_{u1} = \vec{C}_{n1} + \vec{U}_1$$

Para definir los ángulos, se debe partir de los estudios realizados que indican que el ángulo α_1 óptimo y con mejores resultados es de $\alpha_1 = 16^\circ$, para lograr un ángulo $\beta_1 = 30^\circ$. El ángulo β_1 se obtiene según la ecuación 3.10, reemplazando en la ecuación 3.4 se obtiene:

$$W_1^2 = C_1^2 + \left(\frac{C_{u1}}{2}\right)^2 - 2C_1 \frac{C_{u1}}{2} \cos \alpha_1$$

Según la figura 18 se obtiene:

$$C_{u1} = C_1 \cos \alpha_1 \quad (\text{Ecuación 3.11})$$

$$W_1^2 = C_1^2 + \left(\frac{C_1 \cos \alpha_1}{2}\right)^2 - C_1^2 (\cos \alpha_1)^2$$

Desarrollando las operaciones y factorizando se obtiene:

$$W_1^2 = C_1^2 \left[1 - \frac{3}{4} (\cos \alpha_1)^2\right] \quad (\text{Ecuación 3.12})$$

Por trigonometría del triángulo de velocidades se obtiene:

$$C_1 = \frac{C_{m1}}{\sin \alpha_1} \quad (\text{Ecuación 3.13})$$

$$W_1 = \frac{C_{m1}}{\sin \beta_1} \quad (\text{Ecuación 3.14})$$

Sustituyendo las ecuaciones 3.13 y 3.14 en la ecuación 3.12 se obtiene:

$$\left(\frac{C_{m1}}{\sin \beta_1}\right)^2 = \left(\frac{C_{m1}}{\sin \alpha_1}\right)^2 \left[1 - \frac{3}{4}(\cos \alpha_1)^2\right]$$

Simplificando para β_1 , se define la ecuación para el ángulo entre la velocidad lineal del rodete y la velocidad relativa del fluido respecto del rodete de la siguiente forma:

$$\beta_1 = \sin^{-1} \frac{\sin \alpha_1}{\sqrt{1 - \frac{3}{4}(\cos \alpha_1)^2}} \quad (\text{Ecuación 3.15})$$

3.4.3. Resolución del triángulo de velocidades

Para definir las distintas velocidades que actúan en el rodete, es necesario comprender que el comportamiento del flujo del agua en la entrada del rodete es afectado por la geometría y fabricación del inyector, por lo que agregar un coeficiente que regule esta característica a las ecuaciones permite un cálculo más acertado.

Se define K_c , como el coeficiente de velocidad del inyector o también como un coeficiente de pérdidas en el inyector, el cual es la relación entre la velocidad máxima en cualquier punto y la velocidad absoluta del fluido, también

puede definirse respecto a pérdidas de presión en el inyector, en la tubería y el salto total con la siguiente ecuación:

$$K_c = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H_n}} \quad (\text{Ecuación 3.16})$$

Donde:

- ΔH_i : pérdidas de presión por efecto de fricción en el inyector
- H_n : diferencia entre salto bruto y pérdidas de presión en la tubería

El coeficiente de velocidad del inyector puede tomar valores entre:

$$0 \leq K_c \leq 1$$

Cuando K_c es pequeño, el inyector es poco eficiente, obligando un incremento en el ángulo de admisión.

Para encontrar las velocidades, se utiliza la ecuación de Bernoulli, la velocidad en dicha ecuación representa la velocidad absoluta máxima disponible, recordando que las componentes de la ecuación de Bernoulli representan alturas, la componente de la velocidad se define como:

$$H_{vel} = \frac{V^2}{2g}$$

Donde:

- $H_{vel} = H_n$: diferencia entre salto bruto y pérdidas de presión en la tubería
- V : velocidad en el punto de estudio
- g : gravedad

Resolviendo para la velocidad:

$$V = \sqrt{2gH_n}$$

Sustituyendo C_1 por la velocidad V , y colocando el coeficiente de velocidad del inyector se obtiene la velocidad absoluta de entrada del flujo de agua al rodete:

$$C_1 = K_c \sqrt{2gH_n}$$

Simplificando la gravedad se obtiene:

$$C_1 = 4.4K_c \sqrt{H_n} \quad (\text{Ecuación 3.17})$$

De acuerdo con la suposición de una turbina de acción, la ecuación 3.10, y al triángulo de velocidades, con la ecuación 3.11 se obtiene:

$$U_1 = \frac{C_{u1}}{2} = \frac{C_1 \cos \alpha_1}{2} = \frac{4.4K_c \sqrt{H_n \cos \alpha_1}}{2}$$

$$U_1 = 2.2K_c \sqrt{H_n} \cos \alpha_1$$

Sustituyendo $\alpha_1 = 16$ se obtiene la ecuación para la velocidad lineal del rodete:

$$U_1 = 2.1K_c \sqrt{H_n} \quad (\text{Ecuación 3.18})$$

Para definir la velocidad relativa del fluido respecto del rodete, el estudio se basa también en el triángulo de velocidades, comenzando con la ley de senos:

$$\frac{C_1}{\sin(180^\circ - \beta_1)} = \frac{W_1}{\sin \alpha_1}$$

Resolviendo para W_1 se obtiene:

$$W_1 = \frac{C_1 \sin \alpha_1}{\sin(180^\circ - \beta_1)}$$

Tomando en consideración la ecuación 3.17 y sustituyendo, se obtiene:

$$W_1 = \frac{4.4K_c \sqrt{H_n} \sin \alpha_1}{\sin(180^\circ - \beta_1)}$$

Sustituyendo el ángulo $\alpha_1 = 16$ se obtiene la velocidad relativa del fluido respecto del rodete:

$$W_1 = 2.44K_c \sqrt{H_n} \quad (\text{Ecuación 3.19})$$

Para completar el triángulo de velocidades, se define la velocidad absoluta radial C_{m1} , por medio de trigonometría:

$$C_{m1} = C_1 \sin \alpha_1 = 4.4K_c \sqrt{H_n} \sin \alpha_1$$

Sustituyendo el ángulo y simplificando se obtiene la ecuación:

$$C_{m1} = 1.22K_c \sqrt{H_n} \quad (\text{Ecuación 3.20})$$

3.4.4. Selección de diámetro y velocidad de giro

Las consideraciones más importantes sobre el diámetro del rodete de la turbina Michell Banki pueden ser resumidas en los siguientes puntos:

- El diámetro no depende del caudal.
- Comúnmente el diámetro se encuentra entre $200 \text{ mm} \leq D \leq 500 \text{ mm}$.
- El diámetro puede ser tomado como base en el diseño general.

- Si el diámetro es reducido, la eficiencia hidráulica también es reducida.
- Es importante mantener cierta proporcionalidad entre diámetro y ancho del rodete, para evitar cambios bruscos entre tubería e inyector que provocan perturbaciones en el flujo.

Los factores importantes en relación a la velocidad de giro se resumen de la siguiente manera:

- La turbina Michell Banki puede trabajar en un amplio rango de velocidades.
- Rodetes grandes tienen velocidad de embalamiento menor.

Para relacionar la velocidad del rodete con la base del diseño, es decir el diámetro, se utiliza la siguiente ecuación:

$$U_1 = \frac{\pi n}{60} D \quad (\text{Ecuación 3.21})$$

Donde:

- U_1 : velocidad lineal del rodete
- n : velocidad nominal [*rpm*]
- D : diámetro del rodete [*m*]

La velocidad nominal se define como el valor teórico o esperado debido a las características de la turbina, dicho valor puede variar. Se define con la siguiente ecuación:

$$n = 39.85 \frac{\sqrt{H_n}}{D} \quad (\text{Ecuación 3.22})$$

3.4.5. Número de álabes del rodete

El número de álabes del rodete es uno de los factores más importantes del diseño, debido a que afecta la eficiencia total de manera directa. Para seleccionar el número adecuado de álabes se toman en cuenta distintos parámetros, como el diámetro y ancho del rodete, salto y caudal.

Distintas investigaciones se han llevado a cabo desde 1949 acerca del número óptimo de álabes que debe tener el rodete de la turbina Michell Banki estudiando la eficiencia, los datos de las investigaciones son resumidas en la tabla VI. El número de álabes se identifica con la letra *Z*.

Tabla VI. **Datos generales y número de álabes de distintas investigaciones**

REFERENCIA	D/d	D/Br	Z	η_h
Yokohama, Japón	0,66	4,25	26	80,60
VIGM, CCCP	0,63	3,00	24	78,00
Ganz, Hungría	0,66	1,00	30	75,00
Alabama, USA	0,66	0,25	20	75,00
Resita, Rumania	0,66	1,28	24	73,00
Trazbon, Turquía	0,54	0,81	24	71,30
Oregon, USA	0,66	1,09	20	68,00
VDI, Etiopía	0,67	3,26	36	66,00
Los Andes, Colombia	0,62	1,87	27	60,60
Ankara, Turquía	0,83	1,44	30	55,50

Fuente: -BANK, I Michell. ITDG. *Ficha técnica turbina* p. 5.

Las investigaciones anteriores indican que el número óptimo de álabes debe estar entre 24 y 30, tomando en consideración que un número pequeño puede provocar pulsaciones, mientras que una cantidad elevada produciría una aceleración de la vena fluida, lo que provocaría mayor pérdida de energía.

3.4.6. Diámetro interno del rodete

El diámetro interno dependerá de los parámetros iniciales, como el diámetro externo, el salto y el caudal, puede definirse relacionando el diámetro externo y la velocidad de flujo con la siguiente ecuación:

$$d = D \sqrt{\frac{2 \sin \alpha_1}{1 + \sin \alpha_1}} \quad (\text{Ecuación 3.23})$$

3.4.7. Ancho del rodete

Es diseñado con base al inyector, se construye de un 20 por ciento hasta un 50 por ciento mayor que el ancho del inyector para evitar pérdidas en la transición entre inyector y rodete. La siguiente ecuación define este parámetro:

$$B_r = vB \quad (\text{Ecuación 3.24})$$

Donde:

- $v = 1.2 \dots 1.5$
- B : es el ancho del inyector [m]

3.4.8. Diseño y geometría de álabes

Los álabes de la turbina tienen una forma de sector circular, obteniéndolos de distintos materiales y normalmente de tubería o rolado de planchas.

Su diseño es complejo y se basa en el ángulo β_1 , el radio externo, el radio interno, así como la cuerda de álabe y radio de curvatura de álabe que se encuentre más óptimo (ver figura 19).

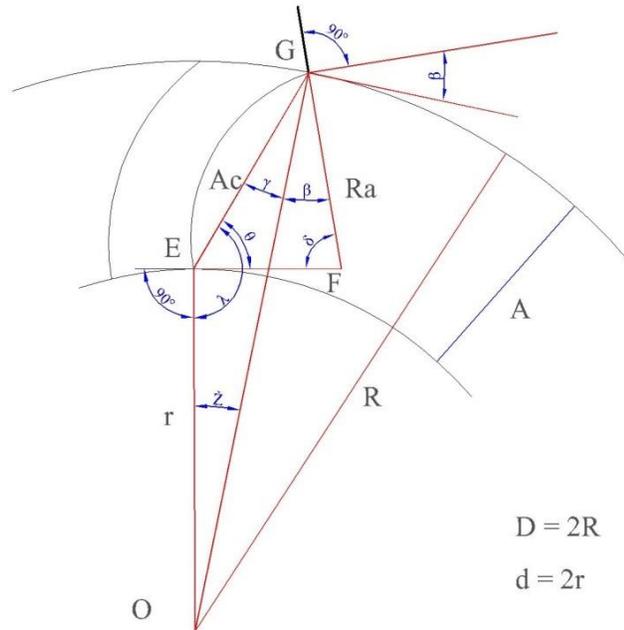
Considerando que el ángulo $\beta_1 = 30^\circ$ y se encuentra entre la velocidad lineal del rodete y la velocidad relativa del fluido respecto del rodete, los ángulos del triángulo del álabe son definidos a continuación.

Definiendo los ángulos principales \check{Z} y θ :

$$\check{Z} = \frac{360^\circ}{Z} \quad (\text{Ecuación 3.25})$$

$$\theta = \gamma + \beta_1 \quad (\text{Ecuación 3.26})$$

Figura 19. Geometría de álabes



Fuente: *unidad 6: turbina de flujo transversal.*

biblioteca.uns.edu.pe/saladocentes/archivoz/curzoz/PCH_Michel_Banki.pdf. Consulta: 6 de agosto de 2014.

Con base en la figura 19 se observa la relación entre los ángulos λ y θ , y sustituyendo la ecuación 3.26 se obtiene:

$$\lambda = 90^\circ + \theta = 180^\circ - \check{Z} - \gamma \quad (\text{Ecuación 3.27})$$

$$90^\circ + (\gamma + \beta_1) = 180^\circ - \check{Z} - \gamma \quad (\text{Ecuación 3.28})$$

Simplificando y resolviendo para γ :

$$\gamma = 30^\circ - \frac{\check{Z}}{2} \quad (\text{Ecuación 3.29})$$

Para obtener la ecuación del ángulo θ , se procede de la misma forma, resolviendo la ecuación 3.26 para la variable γ , y sustituyendo en la ecuación 3.27:

$$90^\circ + \theta = 180^\circ - \check{Z} - (\theta - \beta_1)$$

Resolviendo y simplificando para θ y recordando que $\beta_1 = 30^\circ$:

$$\theta = 60^\circ - \frac{\check{Z}}{2} \quad (\text{Ecuación 3.30})$$

Para obtener la ecuación del ángulo λ , se sustituye la ecuación 3.30 en la ecuación 3.27:

$$\lambda = 150^\circ - \frac{\check{Z}}{2} \quad (\text{Ecuación 3.31})$$

Para finalizar con los ángulos, se define δ , por relación de triángulos:

$$\delta = 180^\circ - \gamma - \beta_1 - \theta \quad (\text{Ecuación 3.32})$$

Sustituyendo las ecuaciones 3.29, 3.30 y $\beta_1 = 30^\circ$ en la ecuación 3.32, y simplificando se obtiene:

$$\delta = \check{Z} + 60^\circ \quad (\text{Ecuación 3.33})$$

Para determinar los valores de longitud del ancho radial del álabe, denotado como A , la cuerda del álabe, denotada como A_c , y el radio de curvatura del álabe, denotado como R_α , se parte del radio R , el cual es definido cuando se determine el diámetro D .

- Ancho radial del álabe

El ancho radial del álabe determina el radio interno del rodete, parámetro de importancia en la eficiencia total η_t , debido a que define el largo del álabe, si es demasiado corto, se perderá energía del flujo de agua, y si es demasiado largo creará fricción aumentando las pérdidas de energía en el rodete.

El ancho radial se define por la siguiente ecuación:

$$A = R - r \quad (\text{Ecuación 3.34})$$

Aplicando ley de senos en la figura 19:

$$\frac{\sin \lambda}{R} = \frac{\sin \gamma}{r} \quad (\text{Ecuación 3.35})$$

Resolviendo la ecuación 3.34 para r , y sustituyendo en la ecuación 3.35, y posteriormente resolviendo para A se obtiene la ecuación del ancho radial:

$$A = R \left(1 - \frac{\sin \gamma}{\sin \lambda} \right) \quad (\text{Ecuación 3.36})$$

- Cuerda del álabe A_c

Por ley de senos:

$$\frac{A_c}{\sin \check{Z}} = \frac{R}{\sin \lambda}$$

Resolviendo para A_c :

$$A_c = R \frac{\sin \check{Z}}{\sin \lambda} \quad (\text{Ecuación 3.37})$$

- Radio de curvatura del álabe R_a

Por ley de senos:

$$\frac{A_c}{\sin \delta} = \frac{R_a}{\sin \theta}$$

Resolviendo para R_a :

$$R_a = A_c \frac{\sin \theta}{\sin \delta} \quad (\text{Ecuación 3.38})$$

3.4.9. Diámetro máximo de eje del rodete

El dimensionamiento del eje es importante para lograr el aporte máximo de energía en la segunda etapa del rodete, tal dimensionamiento contribuirá de manera directa en la eficiencia total η_t de la turbina Michell Banki, creando parámetros de diseño que no obstruyan el paso del flujo en su trayectoria a través del rodete (ver figura 20).

El dimensionamiento se hace de manera implícita, considerando el número de álabes de admisión, y de salida, y el ángulo que crea el flujo tanto en la primera como en la segunda etapa de su trayectoria por el rodete, respecto del centro del mismo, suponiendo que el eje principal no obstruye tal trayectoria, pues esto permite la máxima transferencia de energía.

Definiendo el ángulo θ_1 :

$$\theta_1 = \frac{R_a \delta}{W_1} = \frac{2\pi n}{60} \quad (\text{Ecuación 3.39})$$

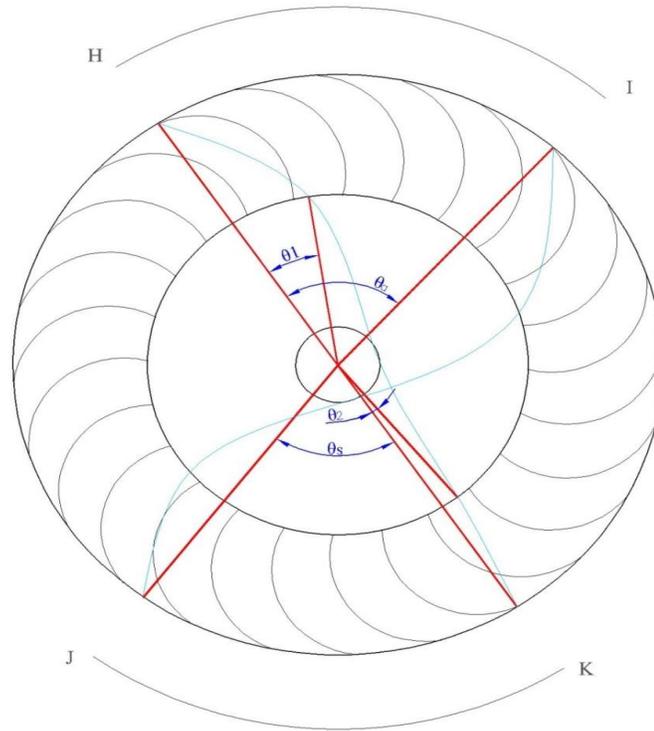
La relación de álabes de admisión y álabes totales se define con la siguiente ecuación:

$$X_z = \frac{Z_a}{Z} = \frac{\theta_a}{360^\circ} \quad (\text{Ecuación 3.40})$$

Donde:

- X_z : relación entre álabes de admisión y álabes totales
- Z_a : son los álabes que participan en la admisión
- θ_a : es el ángulo de admisión

Figura 20. Trayectoria absoluta del agua en el interior del rodete



Fuente: ZULOETA, Rosa. *Diseño de un grupo hidroenergético con una turbina Michell Banki de 40 kW.* p. 28.

Por último, se define el ángulo θ_2 con la siguiente relación:

$$\theta_2 = \frac{\theta_1}{X_2} \quad (\text{Ecuación 3.41})$$

Con el ángulo de admisión es posible obtener el arco total de admisión S_a , con el ángulo en grados sexagesimales, por medio de la siguiente ecuación:

$$S_a = \frac{\theta_a}{180^\circ} \pi \left(\frac{D}{2} \right) \quad (\text{Ecuación 3.42})$$

El diámetro del eje dE_{max} , depende del ángulo θ_1 y del diámetro interno d definido con anterioridad, por trigonometría:

$$dE_{max} = d \sin \theta_1 \quad (\text{Ecuación 3.43})$$

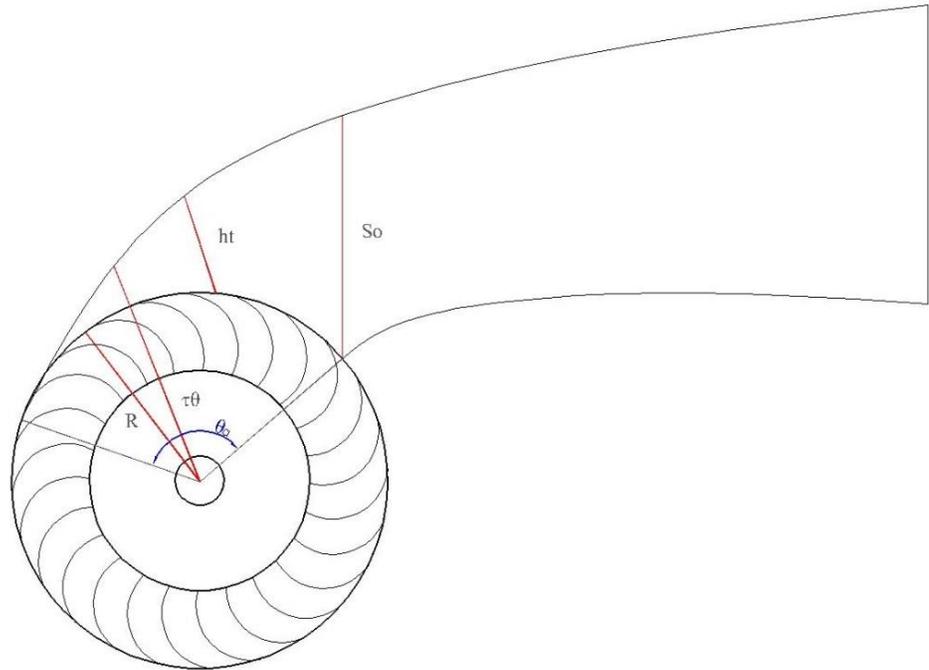
3.4.10. Diseño de inyector

El inyector es el componente que dirige el flujo de agua hacia el rodete, su diseño ayuda a la eficiencia de la turbina Mitchell Banki, determinando las condiciones iniciales de la transferencia de energía.

Las características más importantes del inyector son su ángulo de admisión y el álabe regulador. Según las investigaciones teóricas y experimentales para la turbina Mitchell Banki a través de los años, el rango del ángulo de admisión debe estar de 30° a 120° , con el rendimiento más óptimo a 90° (ver figura 21).

Para definir los distintos parámetros que afectan el buen desempeño del inyector se encuentran el ancho, el ancho de garganta del inyector, altura de garganta del inyector, curva envolvente del inyector y la altura del inyector.

Figura 21. Geometría del inyector



Fuente: SAMMARTANO, Vincenzo. *Banki-Michell optimal design by computational fluid dynamics testing and hydrodynamic analysis*. p. 3.

- Ancho del inyector B

Es un parámetro que depende del caudal y del salto, de esta manera se define el área de admisión.

$$A_a = (\pi D - eZ) B X_z \quad (\text{Ecuación 3.44})$$

Donde:

- A_a : área de admisión [mm^2]
- Z : número de álabes
- D : diámetro externo del rodete en [mm]
- e : espesor del álabe en [mm]
- B : ancho del inyector [mm]
- X_Z : relación entre álabes de admisión y álabes totales

El área de admisión tiene la siguiente relación:

$$A_a = \frac{Q}{C_{m1}} \quad (\text{Ecuación 3.45})$$

Resolviendo la ecuación 3.44 para B y sustituyendo la ecuación 3.44 se obtiene la ecuación para el ancho del inyector:

$$B = \frac{Q}{1.22K_c \sqrt{H_n} (\pi D - eZ) X_Z} \quad (\text{Ecuación 3.46})$$

- Ancho de la garganta del inyector S_o

$$S_o = \sin(\alpha_1) X_Z D \pi \quad (\text{Ecuación 3.47})$$

- Altura de garganta del inyector L_i

Para un rendimiento apropiado, el ancho del inyector B debe ser muy parecido a la altura L_i .

$$L_i \approx B$$

Y para evitar pérdidas debido a cambios de diámetro hidráulico, estos parámetros deben aproximarse al diámetro de la tubería de presión o tubería forzada, llamado diámetro hidráulico D_h .

$$L_i \approx B \approx D_h \quad \text{(Ecuación 3.48)}$$

- Curva envolvente del inyector τ_θ

$$\tau_\theta = Re \frac{\left(1 - \frac{\theta}{\theta_d}\right) Q}{B\zeta} \quad \text{(Ecuación 3.49)}$$

Donde:

- ζ : constante de torbellino hidráulico

La constante de torbellino hidráulico se define con la siguiente ecuación:

$$\zeta = \frac{2.3\eta_h D \sqrt{H_n}}{K_c}$$

- Altura del inyector h_t

$$h_t = \tau_\theta - R \quad (\text{Ecuación 3.50})$$

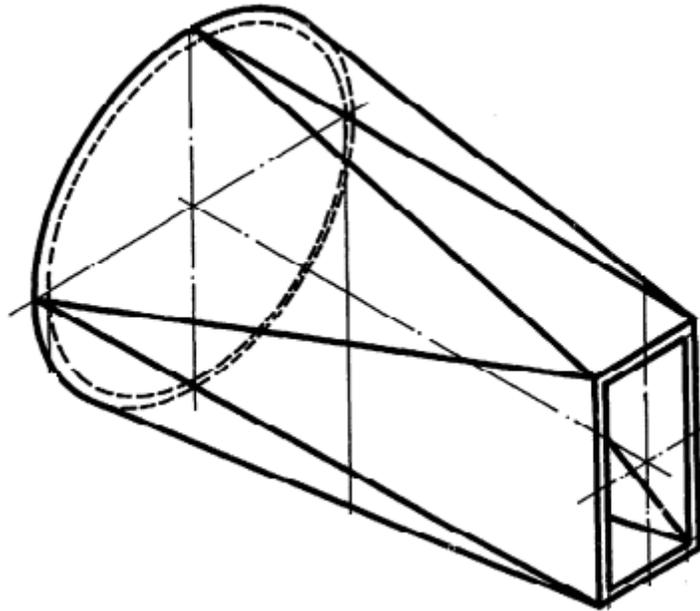
3.4.11. Diseño del elemento de transición

El elemento de transición es el encargado de unir la tubería forzada la cual tiene sección transversal circular, con la entrada del inyector, que tiene sección transversal, ya sea cuadrada o rectangular, (ver figura 22).

El diámetro óptimo para la tubería forzada, debe ser definido con base al caudal que atraviesa la tubería y a su velocidad, el cual debe tener un rango de 4 a 6 m/s para evitar el movimiento y transporte de material no deseado dentro de la tubería.

$$D_{tub} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V_{tub}}} \quad (\text{Ecuación 3.51})$$

Figura 22. **Elemento de transición**



Fuente: UELI, Meier. *Design of cross flow turbine* BYS/T3. p. 92.

Definido el diámetro de la tubería forzada, se considera que todo elemento de transición tiene como base el método de triangulación, de la geometría descriptiva, el cual es un método que consiste en la división de una superficie en una serie de áreas triangulares con un desarrollo exacto para superficies planas, y una superficie aproximada para las de otro tipo, de manera que al ser doblada se obtiene la forma deseada.

3.4.12. Cálculo de eficiencia

En todo sistema de transmisión de potencia mecánica deben existir pérdidas, el intercambio de energía no puede hacerse por completo, pérdidas por calor son las más comunes, como la fricción entre fajas y poleas, fricción entre eje y rodamientos. Como consecuencia la potencia de salida siempre es menor que la potencia de entrada del sistema, la relación entre estas potencias es llamada eficiencia o rendimiento, y se define de manera general con la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{\textit{Potencia de salida}}{\textit{Potencia de entrada}}$$

La eficiencia en un sistema de transmisión de potencia, específicamente en una microcentral hidroeléctrica estará en función de distintos elementos, entre los que destacan el caudal suministrado, el caudal útil, la gravedad, la densidad del agua, el salto neto, el salto bruto, potencia disponible, potencia útil.

Ciertos parámetros deben ser definidos antes de describir las eficiencias que estudian el comportamiento de un sistema de generación de energía eléctrica por medio de una turbina, como la relación entre salto neto y salto bruto, potencia disponible y potencia útil.

El salto neto o altura neta se define con la siguiente ecuación:

$$H_n = H_b - h_f \quad (\text{Ecuación 3.52})$$

Donde:

- H_b : salto bruto o altura bruta
- h_f : altura de pérdidas

La potencia disponible al sistema o potencia teórica a disposición de la turbina se define de la siguiente forma:

$$P = Q\rho gH_b \quad (\text{Ecuación 3.53})$$

Mientras que la potencia útil, potencia en el eje de la turbina hidráulica o potencia de salida se puede definir de dos formas:

$$P_a = Q\rho H_n g \eta_T \quad (\text{Ecuación 3.54})$$

$$P_a = \tau\omega \quad (\text{Ecuación 3.55})$$

Donde:

- P_a : potencia útil
- η_T : eficiencia total
- τ : torque producido por la turbina $[N \cdot m]$
- ω : velocidad angular $[rad/s]$

Un tipo de potencia importante para los cálculos de eficiencia es la potencia interna, la cual se define de la siguiente forma:

$$P_i = Q\eta_v H_n \eta_h \rho g \quad (\text{Ecuación 3.56})$$

Donde:

- η_v : eficiencia volumétrica
- η_h : eficiencia hidráulica

Para calcular la eficiencia total de una turbina, es indispensable considerar tres variables que afectan directamente el desempeño, la eficiencia hidráulica, la eficiencia volumétrica y la eficiencia mecánica.

La eficiencia hidráulica mide el rendimiento del diseño general de una turbina, tomando en cuenta el rodete y el inyector, se define con la siguiente ecuación:

$$\eta_h = \frac{H_u}{H_n} = \frac{U_1 C_{u1} - U_4 C_{u4}}{gH_n} \quad (\text{Ecuación 3.57})$$

La eficiencia volumétrica mide la cantidad de caudal neto que cede su energía al rodete, y se define con la siguiente ecuación:

$$\eta_v = \frac{Q - q_p}{Q} \quad (\text{Ecuación 3.58})$$

Donde:

- q_p : caudal de pérdida, o caudal que no cede su energía al rodete

La eficiencia mecánica es una relación de potencias, determina cuanta potencia de entrada se pierde en los elementos mecánicos, se define con la siguiente ecuación:

$$\eta_m = \frac{P_a}{P_i} \quad (\text{Ecuación 3.59})$$

Estas tres relaciones permiten comprender de mejor manera los componentes que afectan el rendimiento de una turbina, y ayudan a determinar qué área es la menos efectiva en cuanto a la transferencia de energía se refiere, lo cual es importante para mejorar la eficiencia total, que se define de la siguiente forma:

$$\eta_T = \eta_v \eta_h \eta_m \quad (\text{Ecuación 3.60})$$

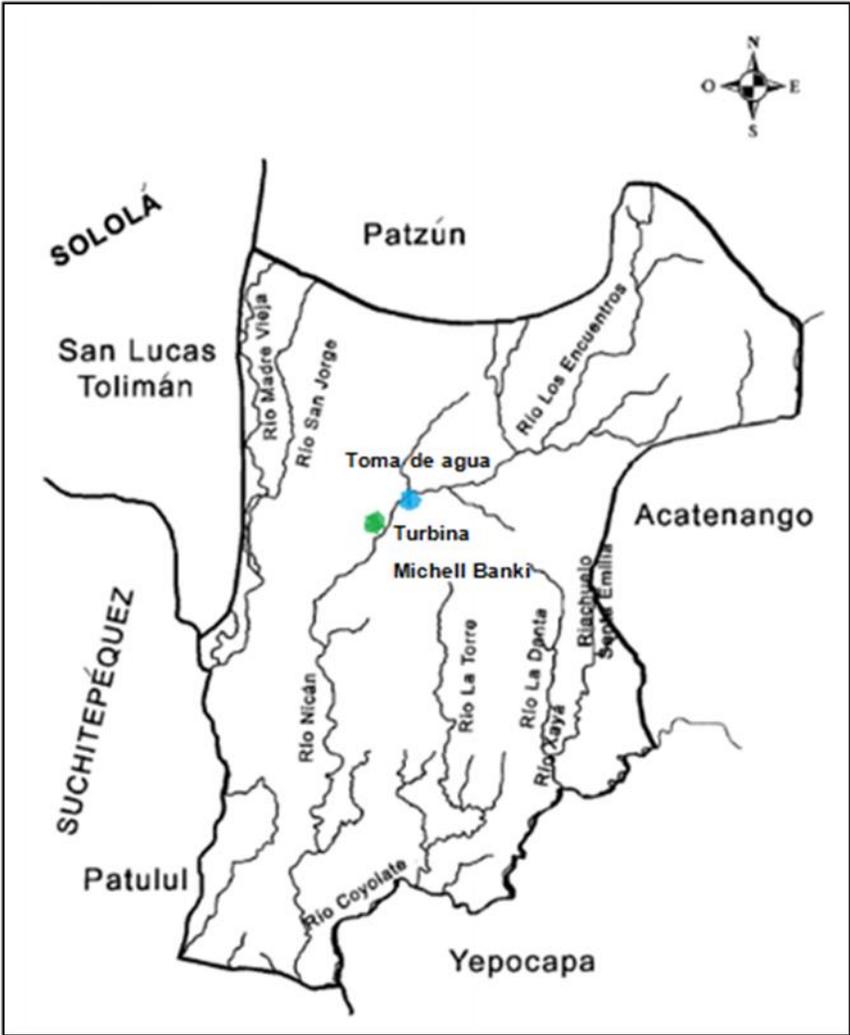
4. DISEÑO ACTUAL DE LA TURBINA MICHELL BANKI DE LA FINCA SAN FRANCISCO

La finca San Francisco ubicada en el municipio de Pochuta, departamento de Chimaltenango, Guatemala, es una propiedad privada dedicada a la cosecha de café, crianza y engorde porcina, y al engorde de bovinos, con aproximadamente 60 habitantes, 18 trabajadores y 12 casas sencillas, es una comunidad pequeña con sostenibilidad económica independiente, esto en gran medida debido a la microcentral hidroeléctrica que posee, permitiéndole tener molienda de maíz propia, energía eléctrica para los habitantes, para la granja porcina, para el beneficio de café, utilizándola en el pulpero y las secadoras, entre otras demandas generales de la finca y la comunidad.

La microcentral hidroeléctrica trabaja con el caudal que provee el río Nicán (ver figura 23), el cual atraviesa a la finca y le provee tanto su energía hidráulica como su caudal para riego y agua propia para el uso de la comunidad. Este río es alimentado por uno de los principales ríos del país, el Coyolate con vertiente en el océano Pacífico y más de 154 kilómetros de longitud, así como un caudal de $15,6 \text{ m}^3/\text{s}$.

El óptimo funcionamiento de una turbina hidráulica depende de distintos elementos, el diseño de la turbina es en definitiva determinante, no obstante existen elementos hidrológicos, de obra civil y mecánicos que afectan de manera directa la eficiencia de la turbina, así como la del sistema en general.

Figura 23. **Ubicación del río Nicán, turbina Michell Banki (verde) y toma de agua en el río (celeste)**



Fuente: TEPEU, Julio. *Diagnóstico socioeconómico, potencialidades productivas y propuestas de inversión, municipio de Pochuta, departamento de Chimaltenango*. p. 26.

La microcentral hidroeléctrica de la finca San Francisco está denominada como microcentral hidráulica de derivación o de agua fluyente (ver figura 24), este tipo de microcentral tiene la característica que no capta el caudal completo del río, pero desvía parte del caudal hacia un canal, el cual lo conduce hacia un embalse, después es llevado por una tubería de presión para ser utilizada por la turbina.

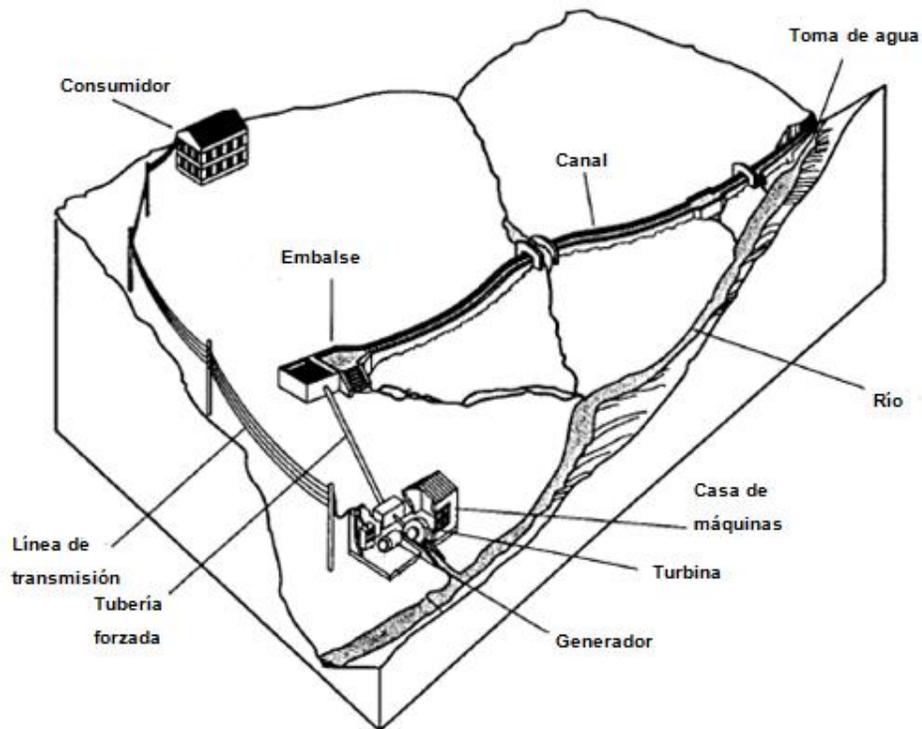
El estudio general será concentrado en la detección de elementos que afectan el rendimiento general de la microcentral, como el mantenimiento, y señalando aspectos técnicos del diseño de la microcentral así como de la turbina.

El diseño de la turbina Michell Banki de la finca San Francisco es un diseño interesante, pues debido a que la turbina ha sido fabricada de forma artesanal, el diseño y montaje de la turbina, así como de las tuberías forzadas tienen detalles que reducen la eficiencia, a pesar de eso el sistema de captación del agua es un diseño profesional. Recientemente y con el objetivo de mejorar la potencia de salida ha sido agregada una tubería extra en paralelo para aumentar el caudal de funcionamiento, detalle que se estudia en la presente investigación. El inconveniente más importante radica en que el sistema en general se ha descuidado y el paso del tiempo ha deteriorado ciertos elementos, como la presa de derivación, la toma de ingreso, el canal, el embalse y la tubería forzada principal, la cual a pesar de todo aún se encuentra en óptimas condiciones para ser utilizada normalmente.

Los elementos de estudio son descritos a continuación y desarrollados posteriormente con detenimiento:

- Salto actual
- Caudal actual
- Embalse actual
- Tuberías forzadas actuales
- Turbina actual
- Cálculo de la eficiencia actual

Figura 24. **Microcentral hidráulica de derivación**

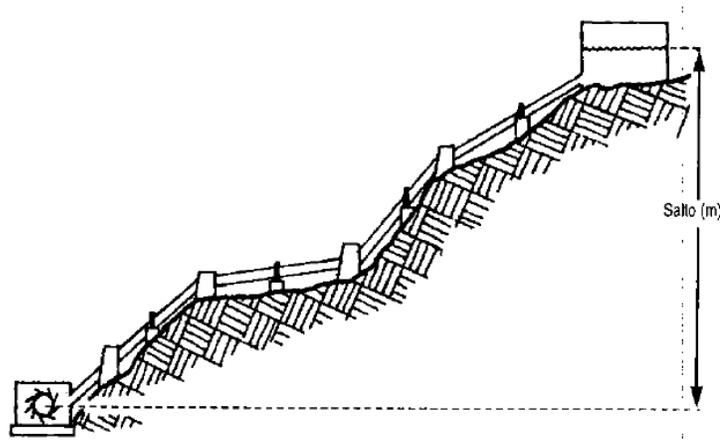


Fuente: HULSCHER, W. *The power guide*. p. 124.

4.1. Salto actual

Una característica que define una microcentral hidroeléctrica es en definitiva el concepto de salto, altura o caída, debido a que determina la obra civil, el tipo de turbina a utilizar en la central y la velocidad del grupo turbina y generador. En el caso de la microcentral de la finca San Francisco el salto es la distancia vertical entre el embalse y la turbina hidráulica (ver figura 25). A pesar de su importancia es una característica propia de la naturaleza, y depende de la topografía del área, por lo que la instalación de una microcentral hidroeléctrica se ve limitada por esta característica.

Figura 25. **Concepto de salto o caída en una microcentral hidroeléctrica**



Fuente: SÁNCHEZ, Teodoro. *Manual de mini y microcentrales hidráulicas*. p. 27.

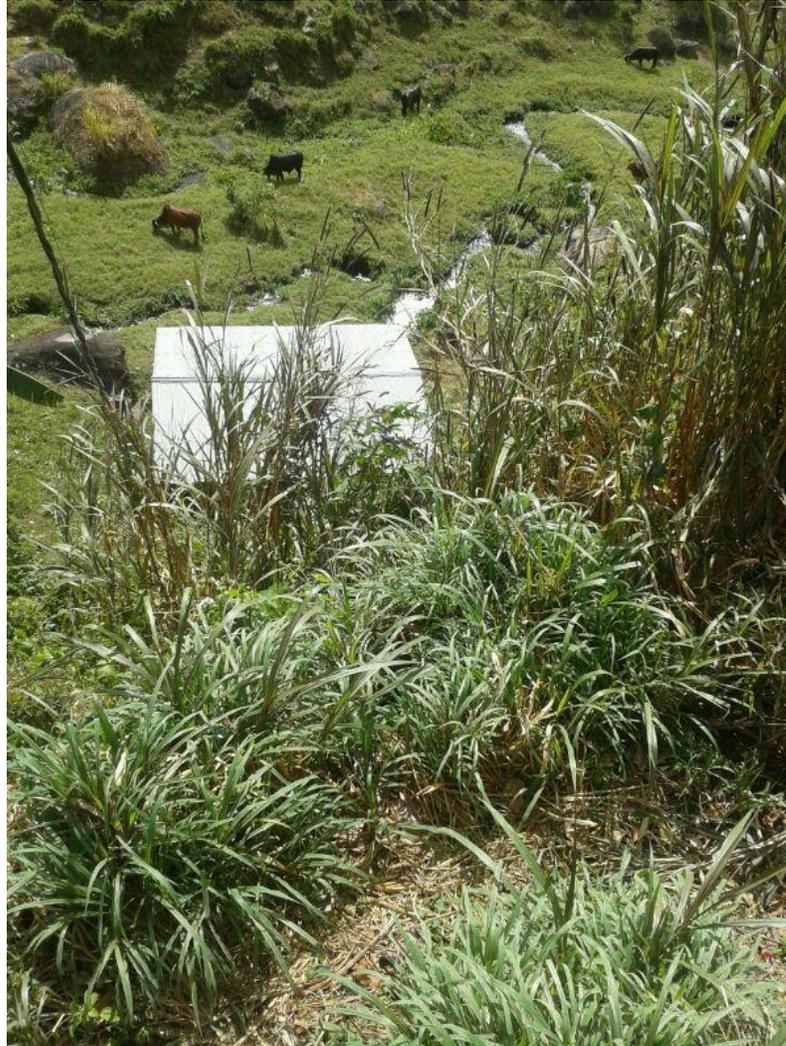
Para la medición directa del salto, distintos tipos de medidores o métodos pueden ser utilizados, sin embargo, la finca San Francisco posee su propio navegador personal, un modelo eTrex Vista, aparato electrónico que contiene GPS y altímetro barométrico incorporados, el cual es utilizado en la finca para la medición de terrenos.

El altímetro barométrico es un instrumento de medición que indica la presión atmosférica desde un punto de referencia hasta un punto donde se encuentra localizado el instrumento, dicha presión atmosférica está directamente relacionada con la altura sobre el nivel del mar, la presión desciende cuando la altitud asciende, así tomando como base de referencia el nivel del mar se hacen las mediciones y la conversión de presión a altura. Si bien es cierto que la variación en la presión atmosférica depende de la temperatura y la humedad relativa del ambiente, el altímetro barométrico es uno de los instrumentos de medida para alturas más efectivos y precisos, por lo que ha sido elegido para la medición del salto o caída.

Considerando que el altímetro barométrico toma medidas de altitud sobre el nivel del mar, dos medidas han sido tomadas, la altitud sobre el nivel del mar desde el embalse, y la altitud sobre el nivel del mar desde la casa de máquinas, posteriormente se procede a la resta de alturas y a la conversión al sistema SI de unidades en metros $[m]$ debido a que el altímetro proporciona datos de altitud en pies $[pie]$.

La primera medida realizada desde el embalse (ver figura 26), indica una altura sobre el nivel del mar de 1 433 pies y una presión atmosférica de 13.98 libras sobre pulgada cuadrada.

Figura 26. **Salto o caída vista desde embalse**



Fuente: finca San Francisco, Pochuta, Chimaltenango, Guatemala.

La segunda medida realizada desde la casa de máquinas (ver figura 27) indica una altura sobre el nivel del mar de 1 374 pies y una presión atmosférica de 14,01 libras sobre pulgada cuadrada.

Figura 27. **Salto o caída vista desde la casa de máquinas**



Fuente: finca San Francisco, Pochuta, Chimaltenango, Guatemala.

Se procede a la resta de alturas para definir el salto bruto o caída [H_b] y a la conversión para el Sistema Internacional de Unidades.

$$H_b = 1\,433\, \text{pie} - 1\,374\, \text{pie} = 59\, \text{pie}$$

$$H_b = 59\, \text{pie} * \frac{1\, \text{m}}{3,28\, \text{pie}} = 18\, \text{m}$$

El salto bruto o caída a explotar en la microcentral de la finca San Francisco es de 18 metros.

4.2. Caudal actual

El caudal es una de las características más importantes en el rendimiento de una microcentral hidroeléctrica, y determina la cantidad de energía que puede ser transferida por una turbina hidráulica. A pesar de ser quizás el elemento más importante, el mismo depende de la geografía del área, por lo que, la finca San Francisco es definitivamente privilegiada, pues como se ha mencionado con anterioridad, el río Nicán atraviesa la finca dotándola de un potencial extraordinario, no obstante también es un elemento variable que debe ser estudiado y controlado de manera constante.

Tomando en cuenta que la microcentral de la finca San Francisco se considera de derivación, cuatro caudales distintos deben ser calculados que interesan en el cálculo de la eficiencia y que determinan el rendimiento general del sistema y de la turbina con el objetivo de obtener la mayor cantidad de información posible, como el caudal que provee el río Nicán, el caudal que actualmente es derivado hacia el canal, el caudal que llega al embalse o llamado también caudal de diseño, pues la turbina no trabajará con un caudal mayor a ese y, por último, el caudal que las tuberías forzadas conducen.

Los aforos para el cálculo de dichos caudales son realizados en época seca de la región, para lo cual es importante continuar con los cálculos de manera periódica observando el comportamiento del caudal disponible en el transcurso del año, esto debido al cambio climático.

4.2.1. Caudal del río Nicán

Existen distintos métodos de cálculo de caudales para ríos, el utilizado en el presente estudio es el método indirecto del área-velocidad, si bien es cierto es el método con menor exactitud debido a la dificultad en la medición del área transversal del cauce y a la velocidad media del flujo de agua que corre a través del mismo, es el más económico en cuanto a materiales a utilizar, debido a que no necesita ningún tipo de aparato electrónico para la realización de las medidas. El método área-velocidad está basado en el principio de la continuidad, y en su expresión matemática llamada también ecuación de continuidad:

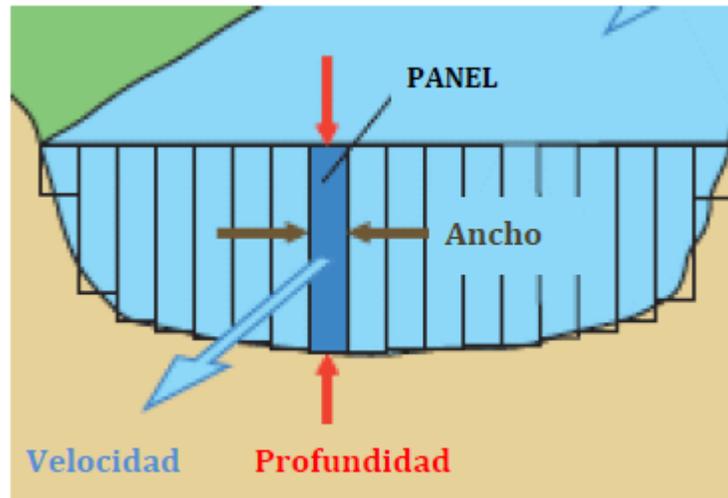
$$Q_r = A_r V_r \quad (\text{Ecuación 4.1})$$

Donde:

- Q_r : caudal del río Nicán [m^3/s]
- A_r : área transversal del cauce del río Nicán [m^2]
- V_r : velocidad media del flujo de agua del río Nicán [m/s]

Para medir el área transversal del cauce del río Nicán, es necesario medir el ancho del lecho del río en un punto del mismo, posteriormente se deben hacer medidas de la profundidad a distintas distancias desde un lado del ancho hasta llegar al lado opuesto, con esto se obtiene un área transversal aproximada (ver figura 28).

Figura 28. **Área transversal del cauce de un río**



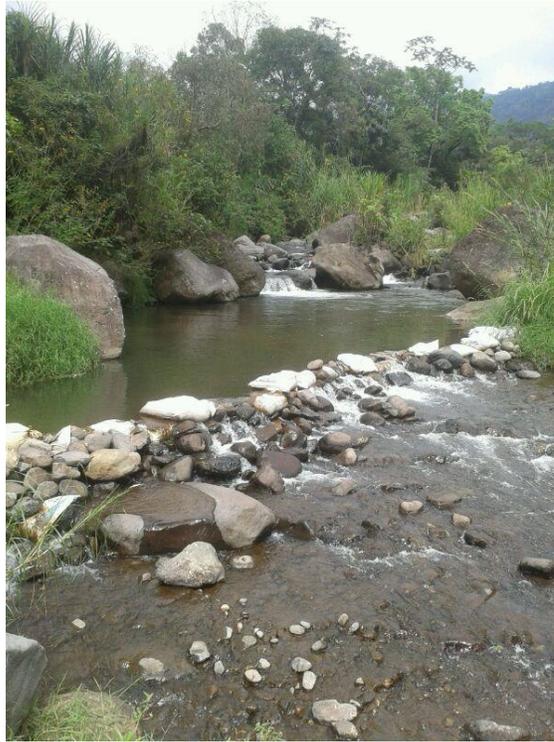
Fuente: MATHIEU, Beaulieu. *Un corto manual para aforar caudales usando el método tradicional de área-velocidad.* p. 2.

El punto elegido para realizar las medidas es en el desvío a la toma de ingreso, antes de la presa de derivación debido a que es un tramo aproximadamente uniforme (ver figura 29), tanto en área transversal como en el tramo recto para hacer la prueba de velocidad.

Para las medidas del área transversal fueron utilizados los siguientes instrumentos:

- Cinta métrica de 20 metros
- Regla de madera de 1 metro

Figura 29. **Tramo recto del río Nicán para medición del caudal**



Fuente: finca San Francisco, Pochuta, Chimaltenango, Guatemala.

Colocando la cinta métrica de un extremo a otro del lecho del río, se mide el ancho de la sección transversal, posteriormente se miden profundidades a cada medio metro de la cinta métrica con la regla de madera para obtener una aproximación lo más exacta posible.

El ancho del lecho del río es de 12 metros. Los resultados de las profundidades se muestran en la tabla VII.

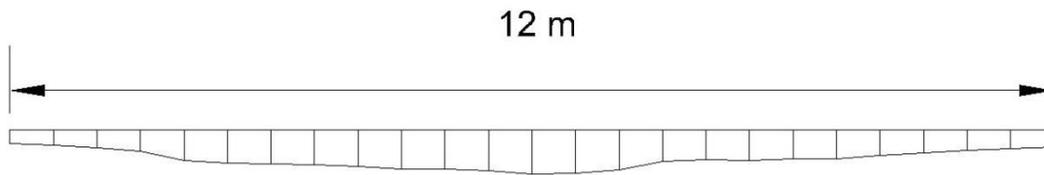
Tabla VII. **Mediciones de profundidad para el cauce del río Nicán a cada medio metro de ancho**

No.	Ancho [m]	Profundidad [m]
1.	0	0,15
2.	0,5	0,17
3.	1	0,2
4.	1,5	0,24
5.	2	0,35
6.	2,5	0,38
7.	3	0,381
8.	3,5	0,40
9.	4	0,42
10.	4,5	0,44
11.	5	0,445
12.	5,5	0,46
13.	6	0,5
14.	6,5	0,49
15.	7	0,45
16.	7,5	0,36
17.	8	0,341
18.	8,5	0,345
19.	9	0,33
20.	9,5	0,33
21.	10	0,29
22.	10,5	0,256
23.	11	0,23
24.	11,5	0,21
25.	12	0,19

Fuente: elaboración propia.

Con el área dibujada y las medidas tomadas, puede obtenerse el área transversal del cauce del río en ese punto (ver figura 30).

Figura 30. **Área transversal del cauce del río Nicán**



Fuente: elaboración propia.

Con la función AA, función para determinar el área de una figura en AutoCad 2014, se obtiene el área del dibujo de manera exacta, por lo que el área transversal del cauce del río Nicán es $A_r = 4,09 \text{ m}^2$.

Para el cálculo del caudal del río es necesario medir la velocidad en el tramo donde ha sido tomada el área transversal, por lo que se toma un tramo corto de 10 metros de largo, utilizando el método del flotador, en el cual se deja caer una esfera de poliestireno expandido, también conocido como duroport, para que recorra dicho tramo, cronometrando el tiempo que demora en recorrerlo para posteriormente calcular la velocidad superficial.

Dicho procedimiento ha sido realizado 10 veces, lo cual permite tener un promedio del tiempo que toma la esfera en recorrer el tramo elegido de 10 metros. Debido a que es un procedimiento poco exacto, se toma en cuenta el aire en el momento de la medida, pues esto afecta la velocidad superficial del agua, por lo que el resultado es multiplicado por un coeficiente que dependerá de la velocidad del aire, obteniendo así la velocidad media, los coeficientes se definen en la tabla VIII.

Tabla VIII. **Coficientes de velocidad del aire**

Condición del viento	Coficiente de velocidad del aire [K_v]
Con viento a favor	0,85
Sin viento	0,90
Con viento en contra	0,95

Fuente: Universidad Nacional de Costa Rica, *Medición de caudales*. p. 26.

La velocidad media se define de la siguiente forma:

$$V_m = K_v V_s \quad (\text{Ecuación 4.2})$$

Donde:

- V_m : velocidad media del flujo del agua en m/s
- V_s : velocidad superficial del flujo del agua en m/s

En la tabla IX se presentan las medidas del tiempo en el recorrido de la esfera por el tramo elegido de 10 metros del río Nicán, las medidas han sido efectuadas sin viento alguno.

Tabla IX. **Medidas de tiempo para la velocidad superficial del flujo de agua que pasa por el río Nicán**

No.	Largo [m]	Tiempo [s]
1.	10	18,6
2.	10	19,2
3.	10	18,2
4.	10	18,9
5.	10	19,3
6.	10	18,4
7.	10	18,5
8.	10	19,5
9.	10	19,3
10.	10	19,1
Promedio de tiempo		18,9

Fuente: elaboración propia.

Utilizando el promedio de tiempos, se procede al cálculo de la velocidad superficial del río, agregándole el subíndice correspondiente del río Nicán.

$$V_{sr} = \frac{10 \text{ m}}{18,9 \text{ s}} = 0,52 \text{ m/s}$$

Debido a que las medidas fueron efectuadas sin viento alguno, se procede al cálculo de la velocidad media del río Nicán con su respectivo coeficiente de velocidad del aire utilizando la ecuación 4.2.

$$V_{mr} = V_r = (0,90)(0,52) = 0,47 \text{ m/s}$$

Con los datos obtenidos se procede al cálculo del caudal del río Nicán, con la ecuación 4.1.

$$Q_r = A_r V_r = (4,094 \text{ m}^2)(0,47 \text{ m/s}) = 1,92 \text{ m}^3/\text{s}$$

4.2.2. Caudal derivado hacia el canal

En la finca San Francisco se deriva cierta cantidad de caudal del río Nicán hacia un canal, el cual en todo su recorrido es utilizado para distintos propósitos, como riego, alimentación de bovinos, alimentación de porcinos, aseo personal de los habitantes y trabajadores, hasta llegar al embalse actual y ser utilizada por la turbina para la generación de energía eléctrica.

El canal de derivación desde la presa hasta la toma o canal hecho de concreto localizado en el centro de la finca tiene 900 metros de largo, y ha sido creado con zanjas en la tierra (ver figura 31).

Para saber la cantidad de caudal que es derivado hacia el canal se toma un tramo de 10 metros y se mide su sección transversal con la profundidad del agua, procediendo de la misma forma que en la medición del caudal del río Nicán, con la ecuación de continuidad y el subíndice que denota canal de derivación:

$$Q_c = A_c V_c \quad \text{(Ecuación 4.3)}$$

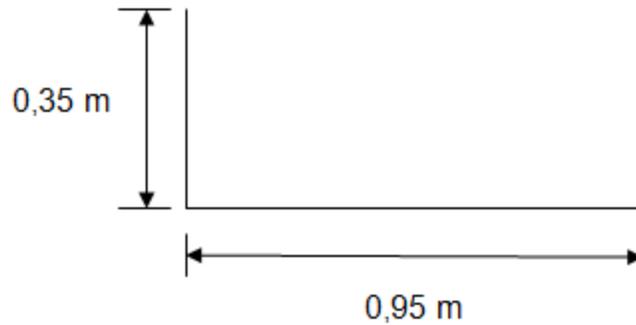
Figura 31. **Canal de derivación**



Fuente: finca San Francisco, Pochuta, Chimaltenango, Guatemala.

El área transversal en el tramo elegido es de forma rectangular (ver figura 32), por lo que el cálculo se hace con la cinta métrica y la regla, multiplicando el ancho por la profundidad que tiene el agua, con la precaución de tomar las medidas de un tramo uniforme.

Figura 32. **Área transversal del canal de derivación**



Fuente: elaboración propia.

Con base en las medidas, el área transversal del canal de derivación es $A_c = (0,35 \text{ m})(0,95 \text{ m}) = 0,33 \text{ m}^2$.

Para el cálculo de la velocidad superficial del flujo en el canal de derivación, ha sido utilizada la ecuación 4.2, y el método del flotador, cronometrando 10 tiempos de la trayectoria de una esfera de duroport por el tramo de 10 metros, la tabla X resume dichos resultados.

Tabla X. **Medidas de tiempo para la velocidad superficial del flujo de agua que pasa por el canal de derivación**

No.	Longitud [m]	Tiempo [s]
1.	10	4,6
2.	10	5,2
3.	10	4,8
4.	10	4,9
5.	10	4,8
6.	10	5,2
7.	10	5,1
8.	10	5,3
9.	10	5
10.	10	4,8
Promedio de tiempos		4,97

Fuente: elaboración propia.

Utilizando el promedio de tiempos, se calcula la velocidad superficial del flujo de agua del canal de derivación:

$$V_{sc} = \frac{10 \text{ m}}{4,97 \text{ s}} = 2 \text{ m/s}$$

Las medidas fueron realizadas sin viento alguno, por lo que se procede al cálculo de la velocidad media con la ecuación 4.2.

$$V_{mc} = V_c = (0,90)(2 \text{ m/s}) = 1,8 \text{ m/s}$$

Con los datos obtenidos se procede al cálculo del caudal derivado hacia el canal por medio de la ecuación 4.3.

$$Q_c = A_c V_c = (0,33 \text{ m}^2)(1,8 \text{ m/s}) = 0,59 \text{ m}^3/\text{s}$$

4.2.3. Caudal del canal de llegada al embalse o caudal de diseño

El canal de llegada al embalse (ver figura 33) está hecho de concreto, con aproximadamente 100 metros de largo, conduce el caudal que se deposita en el embalse y que posteriormente es conducido por las tuberías forzadas hacia la turbina hidráulica.

Figura 33. Canal de llegada al embalse



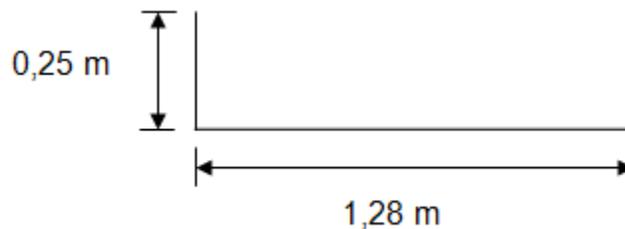
Fuente: finca San Francisco, Pochuta, Chimaltenango, Guatemala.

El caudal del canal de llegada ha sido medido utilizando el mismo método que el de los caudales anteriores, con sección transversal rectangular, ha sido elegido un tramo recto de 10 metros para las medidas del tiempo en que tarda en recorrerlos la esfera de duroport. Con la ecuación de continuidad y el subíndice que corresponde al canal de llegada al embalse o toma.

$$Q_t = A_t V_t \quad (\text{Ecuación 4.4})$$

El área de la sección transversal es calculada con base en las mediciones (ver figura 34) del ancho y la profundidad del agua en el canal.

Figura 34. **Área transversal del canal de llegada al embalse**



Fuente: elaboración propia.

Con base en las medidas del canal de llegada al embalse, se obtiene el área transversal $A_t = (0,25 \text{ m})(1,28 \text{ m}) = 0,32 \text{ m}^2$.

Para el cálculo de la velocidad superficial se procede por el método del flotador, utilizando al igual que con los caudales anteriores, la esfera de duroport para cronometrar el tiempo que tarda en recorrer el tramo recto elegido. Los resultados se presentan en la tabla XI.

Tabla XI. **Medidas de tiempo para la velocidad del flujo de agua que pasa por el canal de llegada al embalse**

No.	Longitud [m]	Tiempo [s]
1.	10	12
2.	10	11,8
3.	10	12,2
4.	10	11,9
5.	10	12,1
6.	10	12
7.	10	12,2
8.	10	11,8
9.	10	11,9
10.	10	11,8
Promedio de tiempos		11,9

Fuente: elaboración propia.

Utilizando el promedio de tiempos, se obtiene la velocidad superficial del flujo de agua que pasa por el canal de llegada al embalse.

$$V_{st} = \frac{10 \text{ m}}{11,9 \text{ s}} = 0,84 \text{ m/s}$$

Las medidas fueron realizadas sin viento en el ambiente, por lo que se procede al cálculo de la velocidad media con la ecuación 4.2.

$$V_{mt} = V_t = (0,90)(0,84 \text{ m/s}) = 0,75 \text{ m/s}$$

Con los datos obtenidos se procede al cálculo del caudal que fluye por el canal de llegada al embalse.

$$Q_t = A_t V_t = (0,32 \text{ m}^2)(0,75 \text{ m/s}) = 0,24 \text{ m}^3/\text{s}$$

4.2.4. Caudal de tuberías forzadas

En sus inicios la microcentral de la finca San Francisco fue diseñada con una sola tubería forzada de fundición de hierro nodular regida por la Norma ASTM A536, instalada con apoyos de concreto, ha funcionado como la única tubería desde aproximadamente 40 años. Con el objetivo de mejorar la eficiencia y elevar la potencia de salida de la turbina, se ha añadido recientemente una tubería en paralelo de PVC, aumentando así el caudal que recibe la turbina, a continuación se calcula el caudal que ambas tuberías conducen, midiendo el caudal en la salida de la turbina.

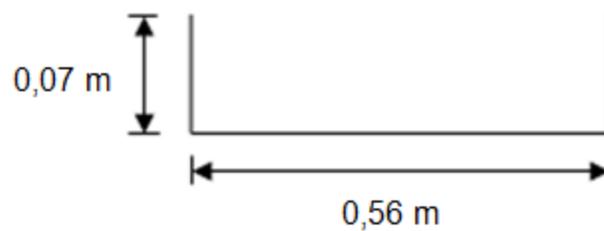
Para medir el caudal que pasa por la turbina se utiliza también el método de área-velocidad en el canal de salida que se encuentra después de la turbina (ver figura 35), tomando primero las medidas del ancho y la profundidad del agua que pasa a través del canal (ver figura 36).

Figura 35. Canal a la salida de la turbina



Fuente: finca San Francisco, Pochuta, Chimaltenango, Guatemala.

Figura 36. Área transversal canal de salida de la turbina



Fuente: elaboración propia.

Con base en las medidas del canal a la salida de la turbina, se obtiene el área transversal $A_s = (0,07 \text{ m})(0,56 \text{ m}) = 0,039 \text{ m}^2$.

Se procede al cálculo de la velocidad del flujo en el canal de salida por el método del flotador de la misma manera a los caudales anteriores, con la esfera de duroport, tomando el tiempo que toma en recorrer 6 metros debido a que es el tramo más constante en profundidad. Los resultados se presentan en la tabla XII.

Tabla XII. **Medidas de tiempo para la velocidad del flujo de agua que pasa por el canal de salida de la turbina**

No.	Longitud [m]	Tiempo [s]
1.	6	1,87
2.	6	1,90
3.	6	1,89
4.	6	1,90
5.	6	1,88
6.	6	1,92
7.	6	1,88
8.	6	1,90
9.	6	1,91
10.	6	1,89
Promedio de tiempos		1,9

Fuente: elaboración propia.

Se calcula la velocidad superficial del flujo de agua del canal a la salida de la turbina con la siguiente expresión:

$$V_{ss} = \frac{6 \text{ m}}{1,9 \text{ s}} = 3,16 \text{ m/s}$$

Se procede al cálculo de la velocidad media por la ecuación 4.2. Tomando en cuenta que las medidas fueron realizadas sin viento en el ambiente se tiene:

$$V_{ms} = V_s = (0,90)(3,16 \text{ m/s}) = 2,84 \text{ m/s}$$

Con los datos obtenidos se calcula el caudal que fluye en la salida de la turbina.

$$Q_s = A_s V_s = (0,039 \text{ m}^2)(2,84 \text{ m/s}) = 0,11 \text{ m}^3/\text{s}$$

El caudal de $Q_s = 0,11 \text{ m}^3/\text{s}$ es el que impulsa la turbina actualmente o caudal de trabajo.

4.3. Embalse actual

El embalse de la microcentral de la finca San Francisco (ver figura 37), tiene la función de depositar el caudal proveniente del canal de llegada, y posteriormente descargarlo por medio de las tuberías forzadas, las cuales proporcionan un flujo de trabajo a la turbina Michell Banki.

Figura 37. **Embalse**



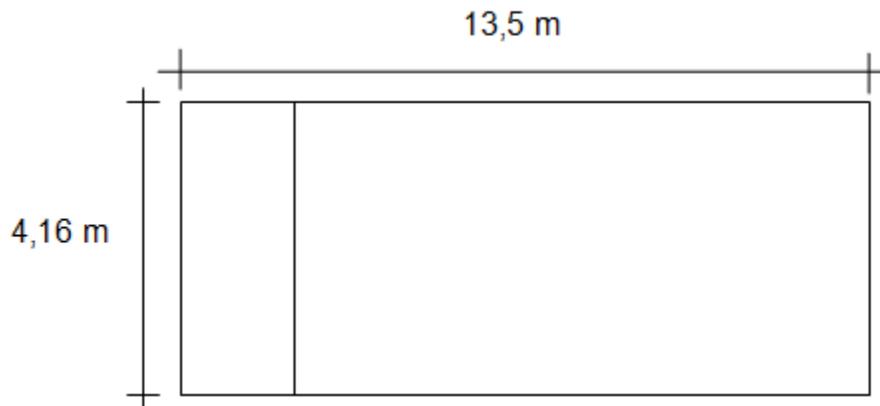
Fuente: finca San Francisco, Pochuta, Chimaltenango, Guatemala.

El embalse tiene un diseño óptimo (ver figura 38), aunque construida hace muchos años, el diseño es correcto, tomando en cuenta el desnivel en lo profundo de la cámara llamado también desarenador, el cual ayuda a depositar partículas de materia sólida en el fondo de la cámara evitando la llegada de estos a la turbina, así como el desgaste rápido de los álabes por erosión.

Cuenta también con una rejilla colocada antes de la entrada de la tubería forzada, para evitar la entrada de piedras de gran tamaño, ramas y cualquier objeto que pueda obstaculizar la entrada de caudal a las tuberías forzadas. Para el vaciado y limpieza de la cámara es utilizada una compuerta de purga al final del embalse (ver figura 39) y otra al final del canal de llegada o entrada al embalse (ver figura 40).

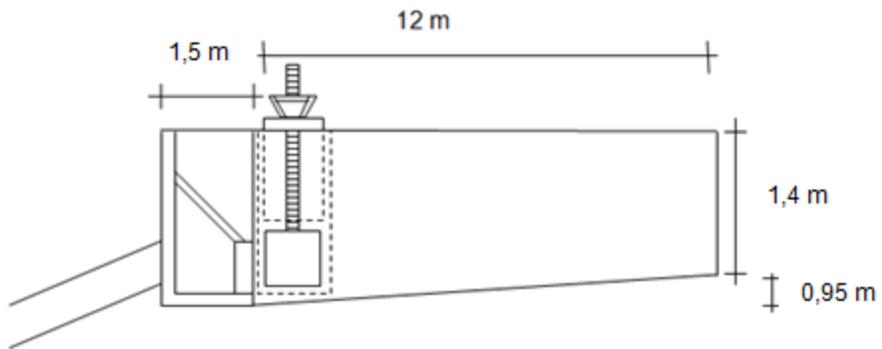
De acuerdo a las medidas realizadas el embalse cuenta con una capacidad de 93,6 $[m^3]$, o de 93 600 litros.

Figura 38. **Dimensiones vista de planta embalse**



Fuente: elaboración propia.

Figura 39. Dimensiones vista lateral embalse



Fuente: elaboración propia.

Figura 40. Compuerta para vaciado de embalse en canal de llegada



Fuente: finca San Francisco, Pochuta, Chimaltenango, Guatemala.

4.4. Tuberías forzadas actuales

Llamada tubería forzada debido a que conducen caudal a presión hasta la turbina, es uno de los elementos con mayor importancia en una microcentral hidroeléctrica. Las tuberías forzadas de la microcentral de la finca San Francisco son dos en la actualidad, la primera especificada por la Norma ASTM A536, sin revestimientos internos o externos, con una longitud de 29 metros y un diámetro nominal de 12 pulgadas; la segunda tubería añadida recientemente con el supuesto objetivo de aumentar el caudal y en consecuencia la eficiencia, es de PVC, con una longitud de 29 metros y un diámetro nominal de 8 pulgadas, ambas conducen el caudal disponible del embalse a la turbina (ver figura 41).

Figura 41. Tuberías forzadas actuales



Fuente: finca San Francisco, Pochuta, Chimaltenango, Guatemala.

La tubería de ASTM A536 se encuentra en un estado de cierto deterioro en el interior debido a la corrosión por falta de un recubrimiento como un mortero de cemento, al igual que la falta de protección con pintura bituminosa en el exterior, aun así se encuentra en condiciones de trabajo (ver figura 42).

Figura 42. **Interior tubería de ASTM A536**



Fuente: finca San Francisco, Pochuta, Chimaltenango, Guatemala.

4.5. Turbina actual

La turbina Michell Banki actual de la finca San Francisco, puede describirse como una turbina sin un programa eficiente de mantenimiento, aunque el diseño permite cierta flexibilidad en el tema, en realidad no existe un programa específico y dicho aspecto se aborda de forma correctiva, hecho que disminuye la vida útil de la turbina, la producción de energía se vuelve impredecible, la probabilidad de accidentes es mayor y se corre el riesgo de dejar a una comunidad sin recursos por varios días debido a la falta de repuestos entre otras desventajas.

Entre los problemas debido al deterioro y al escaso mantenimiento se pueden mencionar: que la carcasa de la turbina se encuentra corroída, el inyector es obstruido constantemente, el álabe regulador no tiene movilidad alguna pues se encuentra atorado en una posición fija lo cual disminuye el caudal de trabajo, las poleas de la turbina y el generador se encuentran desalineadas, el montaje del eje de la turbina puede tener deficiencias en las chumaceras debido a vibraciones notorias en la casa de máquinas al igual que un ruido excesivo.

Otro aspecto que sin duda afecta la eficiencia en cuanto al diseño, es la orientación que tiene la turbina e inyector respecto a la tubería forzada ASTM A536 (ver figura 43), el flujo de agua debe chocar contra las palas del rodete en todo su ancho, con el flujo dirigiéndose de manera perpendicular al eje, mientras que en la turbina de la finca San Francisco el flujo se dirige en el sentido del eje lo cual aumenta las pérdidas debido a perturbaciones mayores en el flujo.

Figura 43. **Turbina actual**



Fuente: finca San Francisco, Pochuta, Chimaltenango, Guatemala.

Se determinan y enumeran las características generales de la turbina en los siguientes incisos:

- Salto neto [H_n]

Se define según la ecuación 3.52 como la diferencia entre la altura bruta y las pérdidas por fricción en las tuberías, por lo que se hace el cálculo de las pérdidas de una sola, ya que por teoría de tuberías paralelas las pérdidas por fricción son iguales.

$$h_f = h_{fPVC} = h_{fH.D} \quad (\text{Ecuación 4.5})$$

Para calcular la pérdida en cualquiera de las tuberías, es necesario saber la cantidad de caudal real que pasa a través de ellas, por lo que se procede a calcularlos por método de porcentajes con la ecuación de Hazen-Williams para las pérdidas por fricción.

$$h_f = \frac{10,643Q^{1,85} L}{C^{1,85} \phi^{4,87}} \quad (\text{Ecuación 4.6})$$

El término C corresponde a un coeficiente característico de la ecuación de Hazen-Williams que depende del material de cada tubería, para la tubería de fundición nodular ASTM A536 se utiliza el coeficiente de 80 correspondiente a una tubería vieja, los coeficientes son enumerados en la tabla XIII.

Tabla XIII. **Coeficientes C para ecuación de Hazen-Williams**

<i>Material de la tubería</i>	<i>C</i>
Extremadamente lisa; cemento-amianto	140
Muy lisa; hormigón; fundición nueva	130
Duelas de madera; nueva de acero soldado	120
Arcilla vitrificada; nueva de acero roblonado.	110
Tubería vieja de fundición	100
Tubería vieja de acero roblonado.	95
Tubería vieja en mal estado.	60-80

Fuente: MATAIX, Claudio. *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. p. 260.

Para dicho método se asume un valor para la pérdida por fricción en el paralelo, partiendo de ahí se calculan los caudales asumidos y posteriormente son calculados los reales mediante el caudal total o caudal actual de trabajo. Asumiendo una pérdida por fricción en el paralelo de $h_f' = 10 \text{ m}$.

Se sustituyen los datos para la tubería de fundición nodular:

$$10 \text{ m} = \frac{10,643 Q_1^{1,85} (29 \text{ m})}{(80)^{1,85} (0,3 \text{ m})^{4,87}}$$

Resolviendo para Q_1 se obtiene el caudal que pasa a través de la tubería de fundición nodular:

$$Q_1 = 0,53 \text{ m}^3/\text{s}$$

Para la tubería de PVC, primero se calcula la pérdida localizada en el codo de 90° que se encuentra antes de la entrada al inyector, por medio de una longitud equivalente a la pérdida de energía con la tabla XIV.

Se obtiene una longitud equivalente en diámetros, la cual se convierte a una longitud equivalente con la siguiente expresión:

$$\frac{L}{\varnothing} = 30 \rightarrow L_{eq} = (30)(0,2 \text{ m}) = 6 \text{ m}$$

Tabla XIV. Longitud equivalente para cálculo de pérdidas en accesorios

LONGITUD EQUIVALENTE PARA CÁLCULO DE PÉRDIDAS EN ACCESORIOS	
Accesorio	longitud equivalente en diámetros (L / ϕ)
Válvula de Globo (totalmente abierta)	340
Válvula de Ángulo (totalmente abierta)	150
Válvula de Compuerta:	
Totalmente abierta	8
¼ abierta	35
½ abierta	160
¾ abierta	900
Válvula de Verificación tipo giratorio	100
Válvula de Verificación tipo de bola	150
Válvula de Mariposa (totalmente abierta)	45
Válvula de Retención (totalmente abierta)	135
Codo estándar de 90°	30
Codo de radio largo de 90°	20
Codo de radio corto de 90°	32
Codo de calle de 90°	50
Codo estándar de 45°	16
Codo de calle de 45°	26
Codo de devolución cerrada	50
Te estándar flujo a través de un tramo	20
Te estándar flujo a través de una rama	60

Fuente: tablas y diagramas de hidráulica. Curso de Hidráulica. Universidad de San Carlos de Guatemala.

Dicha longitud equivalente se suma a la longitud total de la tubería, por lo que la longitud para la tubería de PVC es $L_{PVC} = 29 \text{ metros} + 6 \text{ metros} = 35 \text{ metros}$.

Se calcula el caudal asumido para la tubería de PVC con sus datos correspondientes incluyendo el largo equivalente para la pérdida por el codo de 90° y un coeficiente de 140 correspondiente a una tubería lisa:

$$10 \text{ m} = \frac{10,643Q_2^{1,85} (35 \text{ m})}{(140)^{1,85} (0,2 \text{ m})^{4,87}}$$

Resolviendo para Q_2 :

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

Sumando los caudales asumidos Q_1 y Q_2 :

$$Q_T = 0,53 \text{ m}^3/\text{s} + 0,3 \text{ m}^3/\text{s} = 0,83 \text{ m}^3/\text{s}$$

Se procede con el cálculo de los caudales reales que pasan por las dos tuberías con una conversión de porcentaje de la siguiente forma:

$$Q_{H.D} = \frac{0,53}{0,83} * 0,11 = 0,07 \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{Ecuación 4.7})$$

$$Q_{PVC} = \frac{0,3}{0,83} * 0,11 = 0,04 \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{Ecuación 4.8})$$

Con los caudales reales de cada tubería, ahora es posible el cálculo de las pérdidas por fricción en el paralelo, mediante la ecuación de Hazen-Williams.

$$h_{H.D} = h_f = \frac{10,643(0,07 \text{ m}^3/\text{s})^{1,85}(29 \text{ m})}{(80)^{1,85}(0,3 \text{ m})^{4,87}} = 0,24 \text{ m} \quad (\text{Ecuación 4.9})$$

Por la ecuación 3.52 que define la altura neta, se sustituyen los valores de altura bruta y pérdidas por fricción.

$$H_n = 18 \text{ m} - 0,24 \text{ m} = 17,76 \text{ m} \quad (\text{Ecuación 4.10})$$

- Velocidad nominal [n]

La velocidad nominal es la velocidad máxima que puede llegar a tener la turbina, definida en la ecuación 3.22, se calcula a continuación suponiendo un coeficiente para el inyector bajo de $K_c = 0,85$, debido a la orientación del eje de la turbina respecto al chorro del flujo principalmente en la tubería de fundición nodular y un diámetro de rodete de $D = 400$ milímetros = 0,4 metros:

$$n = (39,85) \frac{\sqrt{17,76 \text{ m}}}{0,4 \text{ m}} = 420 \text{ rpm} \quad (\text{Ecuación 4.11})$$

- Ancho de garganta del inyector [S_o]

Para conocer este parámetro, es necesario el cálculo de la relación entre álabes de admisión y álabes totales, de acuerdo con la ecuación 3.40 y sustituyendo los valores de los álabes se tiene:

$$X_z = \frac{Z_a}{Z} = \frac{10}{30} = 0,33$$

Por la segunda relación de la ecuación 3.40, se resuelve para el ángulo de admisión θ_a y posteriormente calcular el arco total de admisión:

$$\theta_a = X_z * 360^\circ = 0.33 * 360^\circ = 120^\circ$$

$$S_a = \frac{\theta_a}{180^\circ} \pi \left(\frac{D}{2} \right) = \frac{120^\circ}{180^\circ} \pi \left(\frac{0,4 \text{ m}}{2} \right) = 0,42 \text{ m} \quad (\text{Ecuación 4.12})$$

Se toman medidas generales de inyector, rodete (ver figura 44), álabe regulador (ver figura 45), número de álabes, ángulo de entrada del chorro y velocidad actual de rotación con un tacómetro electrónico. En la tabla XV se describen las dimensiones y datos generales de la turbina actual Michell Banki de la finca San Francisco.

Tabla XV. **Datos generales turbina Michell Banki de la finca San Francisco**

Caudal	0,11 m^3/s
Salto neto	17,76 m
Velocidad nominal	420 rpm
Velocidad actual de rotación	506 rpm
Ángulo entrada del chorro	< 16°
Diámetro rodete	400 mm
Ancho rodete	500 mm
Número de álabes	30
Ancho inyector	406,4 mm
Arco de admisión	42 cm

Fuente: elaboración propia.

La transmisión de potencia de la turbina al generador se crea por medio de poleas acanaladas y fajas, la turbina tiene una polea con diámetro de paso de 20 pulgadas y la polea del generador con un diámetro de paso de 7 pulgadas, la relación de velocidades angulares y diámetros por definición es inversamente proporcional por lo que la velocidad del generador se calcula con la siguiente ecuación:

$$N_G = \frac{D_T}{D_G} N_T = \frac{20 \text{ pulg}}{7 \text{ pulg}} (506 \text{ rpm}) = 1\,445,71 \text{ rpm}$$

El generador utilizado es síncrono trifásico con 2 polos y una frecuencia $f= 60$ hertz por lo que su velocidad es la siguiente:

$$N_{Gs} = \frac{60f}{\# \text{ polos}} = \frac{60(60 \text{ Hz})}{2} = 1\,800 \text{ rpm}$$

Figura 44. **Rodete**



Fuente: finca San Francisco, Pochuta, Chimaltenango, Guatemala.

Figura 45. **Álabe regulador**



Fuente: finca San Francisco, Pochuta, Chimaltenango, Guatemala.

4.6. Cálculo de la eficiencia actual

Existen muchas maneras de obtener la eficiencia total del sistema para una turbina hidráulica, para el presente estudio se utiliza la ecuación 3.54, que resolviendo para la eficiencia total se obtiene la expresión:

$$\eta_T = \frac{P_a}{Q\rho H_n g} \quad (\text{Ecuación 4.13})$$

Aún es necesario el cálculo de la potencia de salida o potencia útil que se determina de la ecuación 3.5 $P_a = \tau\omega$, el torque debido al caudal puede calcularse por medio de la segunda ley de Newton para movimiento rotacional con la siguiente ecuación:

$$\Sigma\tau = I_o\alpha_a \quad (\text{Ecuación 4.14})$$

Donde

- I_o : momento de inercia del sistema giratorio respecto al punto o que es el centro del eje
- α_a : aceleración angular del sistema

Con el fin de calcular la aceleración angular del sistema de manera práctica con ecuaciones de movimiento rotacional uniformemente variado, se requiere determinar una aceleración angular constante, se sabe que el momento de inercia no cambia, por lo que según la segunda ley de Newton para movimiento rotacional el torque también debe ser constante, y para ello es

necesario que el caudal que impulsa al rodete de la turbina sea así mismo constante.

Las variables que se pueden medir son las velocidades angulares desde el momento en que el caudal es constante hasta que la turbina llega a su máxima capacidad de trabajo o hasta la velocidad que se requiere que trabaje al igual que el tiempo que demora.

El sistema no tiene ninguna válvula en las tuberías forzadas, todo mantenimiento se lleva a cabo evitando el flujo del agua desde el embalse por medio de una compuerta metálica, por lo que para lograr dichas mediciones de velocidades angulares y tiempos se corta el flujo de agua hasta que el embalse se vacía por completo, posteriormente se abre de nuevo y se toma el tiempo así como la velocidad angular desde el instante en que las tuberías forzadas se encuentran con su sección transversal completamente llena, hasta el instante de tiempo en que la turbina alcanza su velocidad angular de trabajo. Las mediciones deben hacerse en condiciones de carga normal en el sistema eléctrico.

La ecuación de movimiento rotacional uniformemente variado utilizada para calcular la aceleración angular es la siguiente:

$$\omega_f = \omega_o + \alpha_a t \quad \text{(Ecuación 4.15)}$$

Según las mediciones realizadas, la velocidad angular inicial es 41,25 revoluciones por minuto, la velocidad angular final es 506 revoluciones por minuto y el tiempo que demora en llegar a dicha velocidad es de 3 segundos. Se procede a convertir a unidades del SI, con las siguientes expresiones:

$$\omega_o = 41,25 \text{ rpm} * \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 4,32 \text{ rad/s}$$

$$\omega_f = 506 \text{ rpm} * \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 53 \text{ rad/s}$$

Resolviendo la ecuación 4.15 para la aceleración angular e introduciendo los datos de velocidades angulares y tiempo se obtiene:

$$\alpha = \frac{\omega_f - \omega_o}{t} = \frac{53 \text{ rad/s} - 4,32 \text{ rad/s}}{3 \text{ s}} = 16,23 \text{ rad/s}^2$$

Según la ecuación 4.14, el momento de inercia del sistema influye en el torque, por lo que se consideran el rodete y el volante de inercia utilizado para que la energía transmitida al sistema sea suave sin cambios bruscos en la velocidad angular. La sumatoria de inercias comprende la inercia total del sistema giratorio, donde no será tomada en cuenta la inercia del eje, debido a que su momento de inercia respecto del eje de rotación es insignificante en comparación a los momentos de inercia del volante y del rodete. La sumatoria de momentos de inercia respecto al punto o de giro se representa de la siguiente forma:

$$\Sigma I_{o \text{ total}} = I_{o \text{ volante}} + I_{o \text{ rodete}} \quad (\text{Ecuación 4.16})$$

El momento de inercia del volante, así como el del rodete sigue la misma ecuación general del momento de inercia de un disco o cilindro sólido:

$$I_o = \frac{1}{2} mR^2 ; [kg.m^2] \quad (\text{Ecuación 4.17})$$

El rodete no es un cilindro sólido, pero una simplificación de este tipo es justificada debido a la complejidad del cálculo para el momento de inercia de un rodete con las características del de una turbina Michell Banki.

Para determinar la masa de los elementos que constituyen el sistema en rotación se parte de la ecuación de la densidad del cada material, con la siguiente expresión:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (\text{Ecuación 4.18})$$

Comenzando por el volante hecho de hierro fundido, se conoce su densidad específica llamada también gravedad específica, por lo que se obtiene su densidad con la siguiente expresión:

$$g.s = \frac{\rho_{\text{hierro fundido}}}{\rho_{H_2O}} \rightarrow \rho_{\text{hierro fundido}} = g.s * \rho_{H_2O}$$

Sustituyendo los datos:

$$\rho_{\text{hierro fundido}} = (7,2)(1\ 000\ kg/m^3) = 7\ 200\ kg/m^3$$

Se toman las medidas para el volante, con un diámetro $D_{volante} = 16$ pulgadas y una altura de $h_v = 3,25$ pulgadas, para calcular el volumen y posteriormente la masa del volante de inercia. El volumen se obtiene con la expresión para el volumen de un cilindro.

$$V_{volante} = \frac{\pi}{4} (16 \text{ pulg})^2 (3,25 \text{ pulg}) = 653,45 \text{ pulg}^3$$

$$V_{volante} = 653,45 \text{ pulg}^3 * \left(\frac{1 \text{ m}}{39,37 \text{ pulg}} \right)^3 = 0,01 \text{ m}^3$$

Se utiliza la ecuación 4.18 y se resuelve para la masa, introduciendo los datos para el volante de inercia se obtiene su masa total.

$$m_{volante} = \rho_{hierro \text{ fundido}} V_{volante}$$

$$m_{volante} = (7 \ 200 \text{ kg/m}^3)(0,01 \text{ m}^3) = 72 \text{ kg}$$

Se utiliza la ecuación 4.17 y se sustituyen los datos del volante para encontrar su momento de inercia:

$$I_{o \text{ volante}} = \frac{1}{2} (72 \text{ kg}) \left(\frac{16 \text{ pulg}}{2} * \frac{1 \text{ m}}{39,37 \text{ pulg}} \right)^2 = 1,44 \text{ kg.m}^2$$

Ahora se calcula la densidad del acero, material con el cual se ha construido el rodete de la turbina partiendo de su gravedad específica de la siguiente forma:

$$\rho_{acero} = g \cdot S * \rho_{H_2O}$$

Sustituyendo los datos:

$$\rho_{acero} = (7,8)(1\,000\text{ kg/m}^3) = 7\,800\text{ kg/m}^3$$

Las medidas del rodete son $D = 0,4$ metros y su altura o ancho es $h_r = 0,5$ metros, con estos datos se calcula el volumen del rodete de la siguiente forma:

$$V_{rodete} = \frac{\pi}{4} (0,4\text{ m})^2 (0,5\text{ m}) = 0,06\text{ m}^3$$

Se resuelve la ecuación 4.18 para la masa y se sustituyen los datos.

$$m_{rodete} = \rho_{acero} V_{rodete}$$

$$m_{rodete} = (7\,800\text{ kg/m}^3)(0,06\text{ m}^3) = 468\text{ kg}$$

Se calcula el momento de inercia del rodete con la ecuación 4.17

$$I_{o\text{ rodete}} = \frac{1}{2} (468\text{ kg}) \left(\frac{0,4\text{ m}}{2} \right)^2 = 9,4\text{ kg.m}^2$$

Ahora se puede calcular el momento de inercia total del sistema en rotación con la ecuación 4.16 sustituyendo los datos correspondientes al volante y al rodete.

$$I_{o\ total} = 1,44\ kg.m^2 + 9,4\ kg.m^2 = 10,84\ kg.m^2$$

Ahora puede ser utilizada la ecuación 4.14, para definir el torque aplicado al rodete de la turbina con el momento de inercia del sistema en rotación y la aceleración angular de la siguiente forma:

$$\tau = (10,84\ kg.m^2)(16,23\ rad/s^2) = 175,9\ N.m$$

Con la ecuación 3.5 se determina la potencia de salida o potencia útil de la turbina con los datos de torque y velocidad angular final del sistema en rotación:

$$P_a = (175,9\ N.m)(53\ rad/s) = 9\ 322,7\ W \approx 93,22\ kW$$

Por último, utilizando la ecuación 4.13 para definir la eficiencia total de la turbina y sustituyendo los datos de la turbina Michell Banki de la finca San Francisco se obtiene la eficiencia actual.

$$\eta_{T\ actual} = \frac{9322,7\ W}{(0,11\ m^3/s)(1\ 000\ kg/m^3)(17,76\ m)(9,8\ m/s^2)} = 0,4869$$

$$\eta_{T\ actual} \approx 48,69\ \%$$

5. MÉTODO DE REACONDICIONAMIENTO

Para elegir un método apropiado de reacondicionamiento se estudian todos los elementos que afectan de manera directa o indirecta a la eficiencia, para posteriormente tomar en cuenta las características principales, así como las necesidades energéticas de la empresa y la comunidad, partiendo de ese punto para elegir los componentes que pueden ser reacondicionados de inmediato, y solamente señalando las actividades de reacondicionamiento que no cumplan con las necesidades generales o con la capacidad económica de la finca San Francisco. De esta manera se verifican posteriormente las actividades de reacondicionamiento y se procede a medir y analizar las variables mejoradas así como la nueva eficiencia.

5.1. Estudio de sistemas que afectan la eficiencia

Para definir los sistemas o componentes que afectan la eficiencia se parte de la ecuación utilizada para su cálculo, la ecuación 4.13, y del hecho que la potencia de salida P_a siempre es menor a la potencia disponible o potencia a disposición de la turbina definida por $Q\rho H_n g$, la eficiencia actual se considera como baja, aunque algunos autores aseguran que un 80 por ciento es posible, una eficiencia aceptable para el diseño de la turbina debe ser de 60 por ciento a un 70 por ciento. A continuación se evalúan los componentes y variables que afectan la eficiencia y se determina su estado ya sea crítico o no crítico para una mejora inmediata.

- Caudal

La variable más importante en la eficiencia de una turbina Michell Banki es el caudal, debido a su diseño de admisión parcial como muestra la figura 18, las curvas de rendimiento señalan que a 1/3 de apertura del álabe regulador puede lograrse una eficiencia alta, el problema con la turbina actual es que dicho álabe se encuentra atorado por lo que su apertura es de un 60 por ciento, lo que provoca una disminución en el caudal de trabajo de la turbina y en consecuencia la potencia de salida junto con la eficiencia total también disminuyen. El sistema de álabe regulador es la clave para mejorar la eficiencia, por lo que es un componente crítico en el reacondicionamiento.

- Alineación de poleas

Es un elemento importante para mejorar la transmisión de potencia, este inconveniente puede provocar daños a las poleas y los cojinetes que las soportan. Las pérdidas de energía debido a una desalineación de las poleas pueden llegar a ser altas, generalmente en forma de vibraciones, provocando la caída en la transmisión de potencia generada, reduciendo la eficiencia del sistema turbina-generador.

- Mantenimiento preventivo

El mantenimiento actual correctivo en su totalidad hace que la microcentral hidroeléctrica sea susceptible de fallos continuos y mayor desgaste en el sistema en general y en los componentes que lo conforman, chumaceras, cojinetes de rodamiento, eje, poleas, fajas, etc. Con la desventaja de paros no programados del sistema, paros indefinidos debido a falta de repuestos y mayor gasto económico a largo plazo, el mantenimiento correctivo debe ser sustituido por un mantenimiento preventivo, con el objetivo de programar las detenciones del sistema y de la generación de energía para la finca en general, disminuir el desgaste de los elementos principales para el funcionamiento, lo cual deriva en mayor vida útil, evitar fallas imprevistas y en definitiva tener un mejor control de la microcentral hidroeléctrica.

El mantenimiento preventivo se puede hacer por medio de reemplazos calendarizados dependiendo las horas de trabajo de ciertos elementos, evaluaciones periódicas, lubricación programada, detención general del sistema en determinado momento para una limpieza general abriendo la carcasa de la turbina para observar el inyector, limpieza del álabe regulador, limpieza en el embalse, inspección de canal de llegada, presa de derivación e inspección de tuberías, el mantenimiento preventivo es crítico en el aumento de la eficiencia y en la fiabilidad del sistema de generación de energía eléctrica.

- Relación de poleas

La transmisión de potencia se hace a través de poleas acanaladas y fajas trapezoidales, la relación de poleas no es más que la relación entre diámetros de paso y velocidades angulares de la polea conductora, polea de la turbina, y la polea conducida, polea del generador. El generador de la finca San Francisco por sus características, debe trabajar a 1 800 revoluciones por minuto, por lo que un aumento en el diámetro de paso en la polea conductora puede transmitir mayor velocidad angular al generador con la misma velocidad en la turbina. Este cambio no es considerado crítico para el aumento de la eficiencia, pero es importante para aumentar la transmisión de potencia de la turbina al generador.

- Orientación turbina e inyector respecto a tubería forzada

Aunque es un problema crítico, debido a que provoca turbulencia en el flujo a su salida del inyector disminuyendo la eficiencia del mismo y también la eficiencia de la turbina, no será considerado como tal, puesto que un cambio de orientación supone un desmontaje de la turbina y el generador, modificaciones al inyector debido a la entrada de la tubería, y por último un montaje final con la orientación adecuada, reacondicionamiento que no se encuentra dentro de las posibilidades económicas de la finca San Francisco en el momento del estudio.

5.2. Actividades de reacondicionamiento

Las actividades a realizar para el reacondicionamiento de la turbina son enumeradas y detalladas a continuación.

5.2.1. Ajuste de álabes reguladores

El ajuste de los álabes reguladores permite el aumento del caudal de trabajo para la turbina, aumentando la eficiencia. Dicho álabe se divide en dos: uno de $2/3$ del largo del rodete y el otro con $1/3$ del largo del rodete. La turbina funciona con el álabe corto, pero no a su máxima apertura, lo cual disminuye la capacidad de potencia de la turbina, por lo que es necesaria la inspección del mecanismo manual que se utiliza para ajustarlo.

El mecanismo es un husillo que se gira de manera manual, el cual está fijado a un elemento mecánico en forma de L, y este en su otro extremo está fijado al álabe, convirtiendo el movimiento lineal del husillo en movimiento de rotación para el álabe. Cada álabe posee su propio mecanismo, por lo que es importante lograr el ajuste de ambos, de manera que sea posible observar el rendimiento general de la turbina con cada uno.

En principio se requiere lubricar todas las partes del mecanismo que necesitan movimiento al igual que una limpieza exhaustiva del inyector y partes móviles de los álabes, de forma que puedan ser desplazados en su totalidad sin mayor esfuerzo. Si la lubricación y la limpieza no mejoran el desplazamiento se recurre a desarmar el mecanismo, limpiar por completo cada uno de los elementos removiendo corrosión y de ser necesario modificarlos o cambiarlos. Por último, armar de nuevo el mecanismo y hacer una prueba de apertura completa de los álabes, asegurando una apertura de 100 por ciento en cada uno.

5.2.2. Alineación de poleas

Para esta actividad es necesario definir el tamaño apropiado de polea conductora para la transmisión de potencia, y así cambiar la polea actual, tomando en cuenta un montaje correcto y una alineación exacta con la polea del generador, aumentando la eficiencia del sistema turbina-generador.

Actualmente, el generador no alcanza su velocidad de trabajo de 1 800 revoluciones por minuto, con el diámetro de paso de la polea conductora, por lo que para alcanzar esa velocidad angular en la polea del generador se necesita que la turbina alcance una velocidad mayor a la nominal, para evitar esto se calcula la velocidad que necesita la polea conductora con un diámetro de paso mayor al anterior, una polea de 24 pulgadas, y así alcanzar la velocidad de trabajo en la polea del generador.

$$N_T = \frac{D_G}{D_T} N_G = \frac{7 \text{ pulg}}{24 \text{ pulg}} (1\ 800 \text{ rpm}) = 525 \text{ rpm}$$

5.2.3. Mantenimiento preventivo de la microcentral hidroeléctrica

Las actividades generales de mantenimiento para la microcentral hidroeléctrica deben ser especificadas como acciones periódicas a realizar por una persona encargada, que debe ser capaz de ejecutar y planificar dichas acciones con base en observaciones generales en cada actividad o visita que se haga a determinada parte de la microcentral, en el caso de la finca San Francisco, la persona con la experiencia y la capacidad para esta tarea es el encargado general, quien conoce las necesidades de energía, conoce el

sistema de la microcentral hidroeléctrica y es el responsable de reparaciones generales.

- Mantenimiento de presa de derivación

Este elemento de la microcentral hidroeléctrica, generalmente necesita de poco mantenimiento, sin embargo es importante un control en la época de lluvias, esto provoca una elevación en el río, el cual puede llevar consigo materiales como piedras, vegetación y arena que podrían obstaculizar la entrada de agua al canal. La presa de derivación se compone de una serie de costales de arena apilados unos con otros, así como piedras entre ellos para mejorar la rigidez de la estructura, por lo que una revisión mensual de la estructura es importante para mantener el caudal derivado tan constante como sea posible. En época de lluvias revisiones semanales son importantes, la crecida del río puede llegar a derribar la presa.

- Mantenimiento en canales

El mantenimiento de canales es sencillo, pero importante, deben ser inspeccionados periódicamente, en especial en el caso de las fugas, las cuales deben ser atendidas de inmediato. En general se intenta remover objetos extraños de ellos, como piedras o vegetación excesiva, así como sedimentos, en especial el canal de tierra que va desde la presa hasta la toma de concreto, en época seca la velocidad del agua puede bajar lo que provoca una sedimentación de los sólidos en agua.

- Mantenimiento embalse

Dos aspectos son importantes en el embalse, primero el desarenador, mensualmente es importante expulsar sedimentos abriendo la compuerta de purga al final del embalse, esta actividad debe llevarse a cabo con mayor frecuencia en época lluviosa. La compuerta de purga necesita de lubricación en su husillo al menos una vez cada 6 meses, y una revisión de la compuerta de lámina, si en caso fuera necesario cambiarla debido a corrosión excesiva en los extremos.

El segundo aspecto importante para el mantenimiento del embalse es la rejilla que se encuentra antes de las tuberías forzadas, la cual requiere de una limpieza mensual, la frecuencia de esta actividad dependerá de la cantidad de material extraño arrastrado hacia el embalse, en este caso debe ser más frecuente, debido a la falta de rejilla en la entrada del canal de derivación, por lo que será mayor la cantidad de material extraño conducido por el canal. Estos aspectos son importantes no solo para el mantenimiento general del embalse, sino también, para el funcionamiento óptimo de la turbina, pues es esencial que lo único que atraviese las tuberías forzadas, inyector y rodete sea el agua.

- Mantenimiento tuberías forzadas

En el mantenimiento de las tuberías forzadas, lo importante es considerar el material de cada una, en el caso de la tubería ASTM A536 es importante hacer una revisión mensual de las uniones y buscar goteras, dichas uniones se encuentran en los anclajes de concreto, por lo que inspeccionar por grietas o irregularidades en ellos es importante, en especial por el tiempo de trabajo que tiene la tubería. Para aumentar la vida útil de la tubería, es recomendable una limpieza de la superficie de la tubería, removiendo corrosión con un cepillo de

acero y alguna clase de solvente químico especial, para posteriormente aplicar pintura anticorrosiva.

Para la tubería de PVC, lo más importante es la exposición a los rayos ultravioleta procedentes del sol, los cuales son nocivos para este material debido a un deterioro prematuro y un posible agrietamiento por endurecimiento, por lo que en este caso se debe cubrir con vegetación. Mensualmente se debe inspeccionar la vegetación para que no sea demasiada como para ocasionar algún golpe a la tubería, y tampoco debe ser mínima pues la protección contra los rayos del sol no se llevará a cabo.

- Mantenimiento de turbina

Las turbinas en sí necesitan de poco mantenimiento, aquí es tomado en cuenta el rodete y el inyector, por lo que un mantenimiento efectivo en el embalse y el canal de derivación es suficiente para la llegada de agua limpia a la turbina. Una inspección anual de los álabes del rodete, así como del álabe regulador en el inyector es importante, buscando indicios de desgaste excesivo que puedan afectar en su funcionamiento. Los mecanismos de ajuste de los álabes reguladores por su naturaleza manual son inspeccionados a diario. Como inicio del mantenimiento es necesario abrir el inyector en búsqueda de materiales extraños como bolsas plásticas, vegetación, animales pequeños como roedores, y cualquier tipo de elementos que puedan obstaculizar el paso del agua a través del álabe regulador.

- Mantenimiento en soportes, acoplamientos, rodamientos y fajas

El mantenimiento de soportes, llamados también chumaceras, y acoplamientos, referido a ejes, poleas, fajas y rodamientos, es uno de los más importantes para un funcionamiento óptimo de la turbina, así como para mantener una eficiencia alta, por lo que deben hacerse chequeos constantes, de preferencia cuando se ajuste el álabe regulador en horas en que comienza la noche, momento en que la turbina requiera de mayor caudal debido al aumento en la carga de potencia requerida (se encienden luces, televisores, radios, etc.). El fin principal de los chequeos diarios es el de detectar vibraciones debido a desalineamientos, tornillos o pernos desajustados debido al fenómeno de la relajación en uniones, tensiones excesivas en fajas e incluso ruido en la casa de máquinas.

El eje de la turbina trabaja con rodamientos rígidos de bolas, estos requieren un mantenimiento relativamente sencillo pero muy importante que en algunos casos se subestima. Los rodamientos deben ser lubricados con grasa, en este caso se utiliza la grasa blanda de consistencia 2, para rodamientos de bola sometidos a velocidades de giro de 26 500 milímetros sobre minuto con espesante de litio por la amplia gama de temperaturas con las que puede trabajar y las excelentes propiedades tanto mecánicas como de viscosidad, se debe trabajar con esta grasa siempre. La cantidad de grasa a utilizar y la frecuencia de lubricación son los aspectos más importantes para un óptimo trabajo de los rodamientos y, por consiguiente tener una eficiencia mecánica alta, lo cual sin duda ayuda a elevar la eficiencia total.

Para saber la cantidad de grasa que debe ser aplicada en cada lubricación, se utiliza la siguiente ecuación:

$$G = 0,005 * D_r * b \quad (\text{Ecuación 5.1})$$

Donde:

- G : cantidad de grasa [g]
- D_r : diámetro exterior del rodamiento [mm]
- b : ancho total del rodamiento [mm]

Las dimensiones del rodamiento rígido de bolas a utilizar es de $D_r = 95$ milímetros, $b = 30$ milímetros y $d_r = 50$ milímetros que representa el diámetro interno, necesario para el cálculo del intervalo de lubricación. Utilizando la ecuación 5.1 se calcula la cantidad de grasa para el tipo de rodamiento utilizado.

$$G = 0,005 * 95 \text{ mm} * 30 \text{ mm} = 14,25 \text{ g}$$

En el apéndice 1 se calcula el intervalo de lubricación para los rodamientos, el cual será de utilidad en la planificación de su mantenimiento.

- Libro de registro

Para tener un control adecuado de un mantenimiento preventivo en la microcentral hidroeléctrica, es necesario la implementación de un libro de registro, el cual debe permanecer en la casa de máquinas, y tiene el objetivo de documentar toda actividad de mantenimiento, fallas no previstas, hora y día del mantenimiento o falla, actividades que se llevaron a cabo, firma del encargado de la actividad y por último, los repuestos utilizados junto con una hoja de requisición de estos debidamente autorizada, la cual debe ser entregada con anticipación, de esta manera la compra de repuestos será ordenada, evitando gastos innecesarios, manteniendo un pequeño almacén de los repuestos más utilizados.

La hoja de requisición debe contener el material o repuesto a, la cantidad a necesitar, actividad a realizar con dicho repuesto, la fecha y las firmas del encargado de la actividad, así como la autorización por medio de una firma del jefe inmediato superior entre otros datos. En el apéndice de la presente investigación se adjunta un modelo para una hoja de requisición de repuestos, la cual es importante implementar para llevar un historial de cada elemento mecánico de la turbina y un mejor control de la microcentral hidroeléctrica.

Es importante especificar los repuestos a utilizar en el mantenimiento, la sola existencia de ellos garantiza mayor productividad en la finca, los más importantes sin duda son fajas, rodamientos y grasa. Deben estar en la casa de máquinas de forma ordenada, de preferencia en su empaque original en el caso de los lubricantes y los rodamientos para evitar la contaminación.

5.3. Verificación de reacondicionamiento

La verificación de las actividades realizadas es enumerada y detallada a continuación:

- Ajuste de álabes reguladores

El ajuste de los álabes reguladores era el mayor problema para la turbina y su eficiencia, por lo que esta actividad fue la más importante y la que llevó mayor trabajo. Una lubricación no fue suficiente en el mecanismo de regulación, pues se debía asegurar una apertura del 100 por ciento, así que se recurrió a desarmar el mecanismo junto con el inyector de la turbina para desmontar los álabes.

Se procedió a la limpieza de corrosión y a eliminar restos de grasa endurecida en la articulación del álabe, hecho que provocaba el atoramiento. Por último se armó de nuevo el mecanismo y se lubricó de manera adecuada con aceite multiusos para facilitar el ajuste.

- Cambio y alineación de poleas

La polea motriz o conductora con 20 pulgadas de diámetro ha sido sustituida por una polea de 24 pulgadas para mejorar la transmisión de potencia, en su montaje se aseguró una alineación con la polea conducida, problema que tenía la polea anterior disminuyendo la eficiencia turbina-generador, afectando la generación de potencia neta. La desalineación pudo haber sido producida por la utilización de una faja con longitud inadecuada para el sistema, por lo que en el apéndice se calcula el tamaño de faja adecuada para la nueva relación de poleas, así como el número de fajas a utilizar.

- Mantenimiento en presa y canales

Se inspeccionó la presa, la cual se encontraba en óptimas condiciones, pero la entrada al canal no tiene rejillas, en consecuencia se encontraba obstruida por basura, rocas y arena acumulada, por lo que se hizo una limpieza cuidadosa.

En cuanto a los canales que conducen el caudal hacia el embalse, se encontraban con una capa de arena y tierra, en especial el canal de llegada al embalse, por lo que se limpió y removió dicha capa.

- Mantenimiento en embalse

En el embalse se expulsaron manualmente todos los sedimentos del desarenador, así como basura en el fondo de la cámara, también se llevó a cabo la lubricación del husillo de la compuerta, debido a que era difícil de mover. La rejilla del embalse se encontraba en condiciones no adecuadas, con ramas y una cantidad considerable de basura, la cual fue removida.

- Mantenimiento de tuberías forzadas

La tubería de PVC ha sido cubierta con vegetación, para protección contra los rayos ultravioleta emitidos por el sol, y se tendrá un control específico de la cantidad de vegetación en las tareas de mantenimiento para mantener la protección, posteriormente es recomendable aplicar pintura protectora.

- Mantenimiento de la turbina

Debido a que los álabes y el inyector fueron desmontados, se hizo una observación y una limpieza en su interior, removiendo un pedazo de nylon pequeño y algunas ramas que obstruían el paso del agua, lo que sin duda afectaba la eficiencia.

- Mantenimiento en rodamientos

En la inspección de los rodamientos, se observó que estos eran lubricados con demasiada grasa, lo cual aumenta su temperatura de funcionamiento y disminuye la eficiencia mecánica, por lo que se sustituyeron con las medidas y características especificadas y se lubricaron con la cantidad correcta de grasa.

5.4. Mediciones y análisis

Terminadas las actividades de reacondicionamiento, se procede a medir las magnitudes con mayor impacto debido a los cambios y a analizar los parámetros de la eficiencia, esperando un aumento de la misma.

Como consecuencia del ajuste de los álabes reguladores, la turbina es capaz de funcionar con distintas cantidades de caudal, por lo que es importante encontrar el máximo desempeño con la cantidad de caudal disponible y las características propias del sistema.

Se hacen dos pruebas con el objetivo de medir las revoluciones de la turbina, así como observar la cantidad de caudal utilizado, la primer prueba se hace solo con el álabe regulador grande a 70 por ciento de su apertura y la segunda solo con el álabe que se utilizaba con anterioridad, el pequeño, con una apertura del 90 por ciento.

En la primera prueba el caudal disponible no fue suficiente, y el embalse se vació, por lo que para utilizar el álabe regulador grande es necesario una mayor cantidad de caudal. En la segunda prueba con el álabe pequeño abierto un 90 por ciento, el generador alcanzó 1 756 revoluciones por minuto, que se aproxima a su velocidad de diseño, la cual no se alcanza debido a rozamientos normales en la transmisión por fajas con las poleas acanaladas. Se procede a calcular la nueva eficiencia con una apertura de 90 por ciento del álabe regulador pequeño y con una carga normal en el sistema eléctrico.

- Caudal de reacondicionamiento [Q_R]

Para calcular la eficiencia de reacondicionamiento se debe calcular el nuevo caudal y la nueva altura neta. El caudal se calcula de la misma forma en el canal de salida de la turbina, por el cual atraviesa mayor cantidad de caudal debido a las actividades realizadas, el área transversal del flujo de agua es A_R = 0,049 metros cuadrados.

Se calcula la velocidad del nuevo flujo en el canal de salida de la misma manera a los caudales anteriores, con la esfera de duroport, tomando el tiempo que toma en recorrer 6 metros. Los resultados se presentan en la tabla XVI.

Tabla XVI. **Medidas de tiempo para la velocidad del flujo de agua después de realizadas las actividades de reacondicionamiento**

No.	Longitud [m]	Tiempo [s]
1.	6	1,56
2.	6	1,53
3.	6	1,57
4.	6	1,57
5.	6	1,59
6.	6	1,55
7.	6	1,55
8.	6	1,55
9.	6	1,57
10.	6	1,56
Promedio de tiempos		1,56

Fuente: elaboración propia.

La velocidad superficial del flujo de agua del canal a la salida de la turbina se expresa con la siguiente ecuación:

$$V_R = \frac{6 \text{ m}}{1,56 \text{ s}} = 3,85 \text{ m/s}$$

Por la ecuación 4.2 se calcula la velocidad media, tomando en cuenta que las medidas fueron realizadas sin viento en el ambiente se obtiene:

$$V_{mR} = V_R = (0,90)(3,85 \text{ m/s}) = 3,46 \text{ m/s}$$

Con los datos obtenidos se calcula el nuevo caudal que fluye en la salida de la turbina, después de realizadas las actividades de reacondicionamiento.

$$Q_R = A_R V_R = (0,049 \text{ m}^2)(3,46 \text{ m/s}) = 0,17 \text{ m}^3/\text{s}$$

El caudal de $Q_R = 0,17$ metros cúbicos sobre segundo es el que pasa por las tuberías, cuando el álabe regulador se encuentra abierto un 90 por ciento.

- Salto neto de reacondicionamiento [H_{nR}]

Debido al cambio en el caudal, las pérdidas por fricción y localizadas serán distintas, por lo que se procede a calcularlo de nuevo por el método de porcentajes con la ecuación de Hazen-Williams, ecuación 4.6. Se supone un valor de pérdida, que de nuevo será $h_f' = 10$ metros, así que los valores de los caudales asumidos son los mismos $Q_1 = 0,53$ metros cúbicos sobre segundo y $Q_2 = 0,3$ metros cúbicos sobre segundo. Con el caudal de reacondicionamiento se calculan los caudales para cada una de las tuberías.

$$Q_{H.D} = \frac{0,53}{0,83} * 0,17 = 0,11 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{PVC} = \frac{0,3}{0,83} * 0,17 = 0,06 \text{ m}^3/\text{s}$$

Con base en la ecuación 4.5, se calculan las pérdidas por fricción de la tubería de fundición nodular.

$$h_{F.N} = h_f = \frac{10,643(0,11 \text{ m}^3/\text{s})^{1,85}(29 \text{ m})}{(80)^{1,85}(0,3 \text{ m})^{4,87}} = 0,55 \text{ m}$$

Con las pérdidas en las tuberías se calcula por último el salto neto, después de realizadas las actividades de reacondicionamiento.

$$H_{nR} = 18 \text{ m} - 0,55 \text{ m} = 17,45 \text{ m}$$

- Eficiencia de reacondicionamiento

Se calcula de la misma forma como se hizo con anterioridad, por lo que se procede a medir la velocidad angular inicial y final en revoluciones por minuto del eje de la turbina tomando el tiempo que tarda en acelerar. En este caso las pruebas se hacen con el álabe regulador, cerrándolo por completo, y abriéndolo hasta llegar al 90 por ciento de apertura, al mismo tiempo que son tomadas las medidas de velocidad desde que se termina de abrir el álabe por completo hasta que el eje llega a su velocidad de trabajo máxima.

Cinco pruebas fueron hechas, debido al poco tiempo que toma el rodete en llegar a su velocidad máxima, para así tener un promedio lo más exacto posible. Los resultados se muestran en la tabla XVII.

Tabla XVII. **Tiempos y velocidades de rodete**

No. de prueba	ω_o [rpm]	ω_f [rpm]	Tiempo [s]
1.	21,83	524,33	1,72
2.	22,17	524,15	1,71
3.	21,98	523,80	1,73
4.	21,97	523,92	1,70
5.	21,86	524,20	1,69
Promedio	21,96	524	1,71

Fuente: elaboración propia.

Se convierten las velocidades angulares al SI, con las siguientes expresiones:

$$\omega_o = 21,96 \text{ rpm} * \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 2,3 \text{ rad/s}$$

$$\omega_f = 524 \text{ rpm} * \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 54,87 \text{ rad/s}$$

De nuevo, resolviendo la ecuación 4.15 para la aceleración angular e introduciendo los datos de velocidades angulares y tiempo después de realizadas las actividades de reacondicionamiento se obtiene:

$$\alpha_a = \frac{\omega_f - \omega_o}{t} = \frac{54,87 \text{ rad/s} - 2,3 \text{ rad/s}}{1,71 \text{ s}} = 30,74 \text{ rad/s}^2$$

Utilizando la ecuación 4.14, y con el valor del momento de inercia del sistema $I_{o \text{ total}} = 10,84$ kilogramo por metro cuadrado, se calcula el nuevo

torque producido por el caudal después de realizadas las actividades de reacondicionamiento.

$$\tau = (10,84 \text{ kg.m}^2)(30,74 \text{ rad/s}^2) = 333,22 \text{ N.m}$$

Con la ecuación 3.5 se calcula la potencia de salida o potencia útil, con los nuevos datos obtenidos del torque y la velocidad angular final de trabajo.

$$P_a = (333,22 \text{ N.m})(54,87 \text{ rad/s}) = 18\,283,86 \text{ W} \approx 18,28 \text{ kW}$$

Debido al aumento en el caudal de trabajo, la potencia de salida o potencia útil de la turbina, también ha aumentado, la conversión de energía hidráulica del agua a energía mecánica ha mejorado, y se espera por las curvas de rendimiento de la turbina Michell Banki de admisión parcial que la eficiencia también tenga un aumento. Se calcula dicha eficiencia con la ecuación 4.13.

$$\eta_T = \frac{18\,283,86 \text{ W}}{(0,17 \text{ m}^3/\text{s})(1\,000 \text{ kg/m}^3)(17,45 \text{ m})(9,8 \text{ m/s}^2)} = 0,63$$

$$\eta_T \approx 63 \%$$

A pesar de un aumento del 14,31 por ciento en la eficiencia, la misma continúa siendo baja, el principal problema se encuentra en la disposición de la turbina y el generador respecto a la caída de agua en la casa de máquinas, una reorientación de estos elementos es importante para obtener la máxima transferencia de energía en el rodete.

CONCLUSIONES

1. La eficiencia aumentó en 14,31 por ciento, después de realizadas las actividades de reacondicionamiento, la mayor contribución para dicha mejora ha sido limpiar y lubricar el mecanismo de apertura del álabe regulador, para garantizar una apertura del 100 por ciento, de esta forma se transfiere energía de manera más eficiente debido al diseño y características de la turbina Michell Banki.
2. La orientación de la turbina y el generador respecto a la caída de agua en la tubería forzada principal, no es la adecuada, como consecuencia se ocasiona turbulencia en el flujo que llega al rodete, disminuyendo la eficiencia.
3. El canal que conduce el caudal desde el río hasta el embalse, contiene extracciones destinadas a riego, uso de la comunidad y otras actividades a lo largo de su trayectoria por la finca, como consecuencia, el caudal de trabajo de la turbina no es constante.
4. La finca San Francisco no cuenta con una planificación de medición de caudal para el río Nicán.
5. Previo a una actividad de mantenimiento, el corte del flujo de agua que llega a la turbina se realiza por medio de la compuerta anterior al embalse, obligando al operario a esperar el vaciado del mismo para realizar las actividades correspondientes, esto debido a la falta de válvulas en la tubería.

6. La regulación del caudal que utiliza la turbina se hace de forma manual, por lo que la generación tiende a ser inestable, dañando el equipo eléctrico.

RECOMENDACIONES

1. Un seguimiento más riguroso y sistemático del mantenimiento de la microcentral hidroeléctrica de la finca San Francisco, permitirá una estabilidad en la eficiencia mecánica de la turbina, así como de la eficiencia total, contribuyendo al aumento en la vida útil de los elementos principales, reducción de costos por mantenimiento y una producción de energía eléctrica constante y óptima para las necesidades de la finca.
2. Se debe cambiar la disposición de la turbina y el generador respecto a la caída de agua en la tubería forzada, de forma que el rodete sea impactado por el flujo radialmente, esta reorientación, también requiere de un rediseño del canal de salida de la turbina.
3. Un cambio crítico que debe ser considerado es que, el canal que sale del río sea exclusivo para la turbina sin extracciones posteriores para mantener un caudal constante y, a la vez, un voltaje constante, obteniendo así un servicio de calidad y protección a los equipos eléctricos.
4. Es importante aplicar pintura protectora contra rayos ultravioleta a la tubería de PVC para evitar su deterioro.

5. Para determinar la potencia que puede ser producida por la turbina en distintas condiciones climáticas del año, es necesario obtener datos específicos del caudal durante el mismo, tanto en época seca como en lluviosa, haciendo mediciones semanales del caudal disponible en el río Nicán y realizar una gráfica (mes, Q), de esta manera se determinará con mayor exactitud el caudal máximo disponible para la finca y se define una demanda en función de la posible producción de energía en cada mes del año, planificando acciones correspondientes de mantenimiento cuando disminuye o aumenta el caudal.
6. Para facilitar el mantenimiento y garantizar la seguridad del operario, es importante la instalación de dos válvulas en las tuberías, las cuales deben ser ubicadas una al inicio de cada tubería para evitar el fenómeno de succión y la otra al final, antes de la entrada del flujo al inyector, esto permitirá un mantenimiento eficiente, seguro y un control más adecuado del caudal. Es importante señalar que la apertura y cierre de dichas válvulas se debe hacer de manera gradual, evitando así el fenómeno conocido como golpe de ariete. Los tipos de válvulas a elegir son de compuerta o de mariposa.
7. Para evitar fluctuaciones en la energía generada que pueda dañar equipo eléctrico importante y para proporcionar al sistema frecuencia y voltaje estables, es necesario considerar la instalación de un regulador de velocidad automático, de preferencia un sistema de regulación de caudal tipo péndulo, funciona mecánicamente por medio de la inercia experimentada por contrapesos, y es el sistema económicamente más accesible.

8. Es necesario instalar un sistema de protección catódica por ánodo de sacrificio a la tubería principal ASTM A536, para disminuir la corrosión, con lingotes de cinc distribuidos a lo largo de la tubería, posteriormente se debe considerar su evaluación y sustitución de ser necesario.

BIBLIOGRAFÍA

1. APONTES SANTOS, Juan; et al. *Diseño y fabricación de una turbina Banki y propuesta del banco de pruebas*. Trabajo de graduación de Ing. Mecánica. Universidad de El Salvador, 2011. 305 p.
2. BEER, Ferdinand [et al]. *Vector mechanics for engineers: statics and dynamics*. 9a ed. New York: McGraw-Hill Higher Education, 2009. 1290 p. ISBN: 978-0-07-352940-0.
3. BRESLIN, W. R. *Small Michell (Banki) turbine: a construction manual*. Arlington USA: VITA, 1979. 57 p.
4. BUDYNAS, Richard; NISBETT, Keith. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. 8a ed. México: McGraw-Hill Interamericana, 2008. 1062 p. ISBN-13: 978-0-07-312193-2.
5. CASTRO, Adriana. *Minicentrales hidroeléctricas*. Madrid: IDAE, 2006. 175 p.
6. DURALÍ, Mohammad. *Design of small water turbines for farms and small communities*. Master of Science thesis. Massachusetts Institute of technology, 1976. 149 p.

7. GÓMEZ GÓMEZ, Jorge; PALACIO HIGUITA, Edison; PAREDES GUITIÉRREZ, César. *La turbina Michell Banki y su presencia en Colombia*. 2008, núm. 17. 42 p.
8. MARCHEGIANI, Ariel; MONTIVEROS, Mariano. *Efecto de la geometría del inyector en una turbina tipo Banki*. Valparaíso, Chile: 2005. 6 p.
9. _____. *Turbina de flujo transversal o michell-banki*. Universidad Nacional del Comahue. 2006. 25 p.
10. MATAIX, Claudio. *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. 2a ed. Madrid: Ediciones del Castillo, 1986. 660 p. ISBN: 84-219-0175-3.
11. _____. *Turbomáquinas hidráulicas*. Madrid: ICAI, 1984. 1387 p. ISBN: 84-600-6662-2.
12. MESTANZA YEPEZ, Manuel. *Diseño, construcción y evaluación de una turbina hidráulica tipo Michell-Banki*. Tesis de grado Ing. Mecánica. Escuela Superior Politécnica del Litoral, Ecuador, 1987. 173 p.
13. MOTT, Robert. *Mecánica de fluidos*. 6a ed. México: Pearson Educación, 2006. 628 p. ISBN: 970-26-0805-8.
14. SÁNCHEZ, Teodoro; RAMÍREZ-GASTÓN, Javier. *Manual de mini y microcentrales hidráulicas: una guía para el desarrollo de proyectos*. Perú: Intermediate Technology Development Group, 1995. 274 p. ISBN: 1-85339-278-2.

15. SCHNITZER, Valentin. *Micro hydro power scout guide*. Alemania: GTZ, 2009. 118 p.
16. UELI, Meier. *Design of cross-flow turbine BYS/T3*. St. Gallen Suiza. 93 p.
17. WALSETH, Eve. *Investigation of the flow through the runner of a Cross-Flow Turbine*. Master's Thesis. Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, 2009. 101 p.
18. YOUNG, Hugh; FREEDMAN, Roger. *Física universitaria*. 12a ed. México: Addison-Wesley, 2009. 735 p. ISBN: 978-607-442-288-7.
19. ZULOETA BONILLA, Rosa. *Diseño de un grupo hidroenergético con una turbina Michell-Banki de 40 kW*. Tesis de grado Ing. Mecánica. Pontificia Universidad Católica del Perú, 2012. 103 p.

APÉNDICES

Apéndice 1. **Intervalo de lubricación en rodamientos**

Definir la frecuencia con la que se deben lubricar los rodamientos de la turbina reducirá costos y será parte esencial del programa de mantenimiento, sin mencionar los beneficios sobre la eficiencia mecánica. Según la gráfica del anexo 1 se determina el intervalo adecuado para la lubricación.

Los datos necesarios son el diámetro interno del rodamiento $d_r = 50$ milímetros y la velocidad angular de trabajo que tiene la turbina la mayor parte del tiempo, que es 524 revoluciones por minuto, siguiendo la gráfica se encuentra el intervalo de tiempo para la lubricación, que es aproximadamente de 20 000 horas.

Apéndice 2. **Tamaño y número de fajas a utilizar**

Con anterioridad se utilizaron fajas con sección transversal B, y longitud primitiva 121, a continuación se calcula el tipo de faja a utilizar y el número de fajas, partiendo de la distancia entre centros que tienen la disposición actual de la turbina y el generador.

La distancia entre centros es de $C = 36,05$ pulgadas, para las fajas trapezoidales esta distancia debe ser mayor al diámetro de la polea grande, pero menor a tres veces la suma de la polea grande con la polea pequeña, de la siguiente forma:

$$D_T < C < 3(D_T + D_G)$$

$$24 \text{ pulg} < 36,05 \text{ pulg} < 93 \text{ pulg}$$

Se determina la sección de faja a utilizar por medio de los siguientes datos:

- Potencia transmitida es de **18,3 kW**.
- La velocidad angular de la patea pequeña, o patea del generador es de 1756 revoluciones por minuto. Por medio de la gráfica del anexo 2 se determina la sección de faja a utilizar para los datos del sistema del microcentral hidroeléctrico en estudio.

La sección transversal debe ser de tipo "B". A continuación se determina la longitud primitiva de la faja a utilizar, con la siguiente expresión:

$$L = 2C + \frac{\pi(D_T + D_G)}{2} + \frac{(D_T + D_G)^2}{4C}$$

Sustituyendo los datos en la ecuación se obtiene:

$$L = 2(36,05 \text{ pulg}) + \frac{\pi(24 \text{ pulg} + 7 \text{ pulg})}{2} + \frac{(24 \text{ pulg} - 7 \text{ pulg})^2}{4(36,05 \text{ pulg})}$$

$$L = 122,79 \text{ pulg}$$

La tabla en el anexo 3 muestra las longitudes primitivas normalizadas de correas norteamericanas con distintas secciones transversales, se puede observar que la faja B121 es la adecuada para las características de la turbina en estudio.

Se procede a calcular el número de fajas a utilizar, comenzando por la capacidad de potencia por faja llamada potencia nominal, con la siguiente expresión:

$$Pot. nom = \left[2,19 * a \left(\frac{10^3}{v} \right)^{0,09} - 6,2 * \frac{C}{(k_d * D_G)} - 26,6 * e * \frac{v^2}{10^6} \right] * \frac{v}{1000} [kW/faja]$$

Donde:

- k_d : coeficiente de diámetro pequeño, o de la polea, se puede encontrar en la tabla del anexo 4.
- v : velocidad tangencial en m/min .
- a, c, e : constantes que corresponden a la sección transversal elegida y se encuentran en la figura anterior.
- D_G : diámetro de la polea del generador en cm .

Sustituyendo los datos en la ecuación se obtiene la potencia nominal que es:

$$Pot. nom = 5,42 kW/faja$$

El número de fajas a utilizar se obtiene de la siguiente ecuación:

$$\text{No. fajas} = \frac{\text{Potencia del proyecto}}{\text{Pot. nominal ajustada}}$$

Se determina primero la potencia del proyecto con la siguiente ecuación:

$$\text{Potencia del proyecto} = \text{potencia de salida} * \text{factor de servicio}$$

El generador tiene un grado de irregularidad de uno y la turbina es utilizada las 24 horas, por lo que se elige el factor de servicio 1,4 con base en la tabla del anexo 5, y sustituyendo los valores se obtiene:

$$\text{Potencia del proyecto} = 18,28 \text{ kW} * 1,4 = 25,59 \text{ kW}$$

Ahora, la potencia nominal ajustada se determina con la siguiente ecuación:

$$\text{Pot. nominal ajustada} = (\text{Pot. nom})(k_{\theta})(k_L)$$

Donde:

- k_{θ} : coeficiente de corrección por arco de contacto diferente a 180°
- k_L : coeficiente de corrección de longitud en el diámetro pequeño

El coeficiente de corrección por el arco de contacto depende de la relación entre la diferencia de diámetros y la distancia entre centros de la siguiente forma:

$$\frac{(D_T - D_G)}{C} = \frac{(24 \text{ pulg} - 7 \text{ pulg})}{36,05 \text{ pulg}} = 0,4716$$

El coeficiente de corrección por arco de contacto se obtiene por medio de la tabla en el anexo 6.

$$k_\theta = 0,93$$

De la tabla en el anexo 7, se obtiene el coeficiente k_L , en la intersección entre la longitud primitiva de 120 pulgadas y la sección transversal de correa. Ahora es posible calcular la potencia nominal ajustada.

$$\text{pot. nominal ajustada} = (5,42)(0,93)(1,07) = 5,4 \text{ kW/faja}$$

Con la relación entre potencias se calcula el número de fajas a utilizar para la transmisión adecuada de potencia.

$$\text{No. fajas} = \frac{25,59 \text{ kW}}{5,4 \text{ kW/faja}} = 4,74 \text{ fajas} = 5 \text{ fajas}$$

Apéndice 3. **Hoja modelo de requisición para repuestos**

Nombre de la empresa Dirección				No. Fecha:		
Proveedor				Datos del pedido		
Responsable:				Fecha de pedido:		
Código:				Fecha de entrega:		
Dirección:				Proyecto:		
Teléfono:						

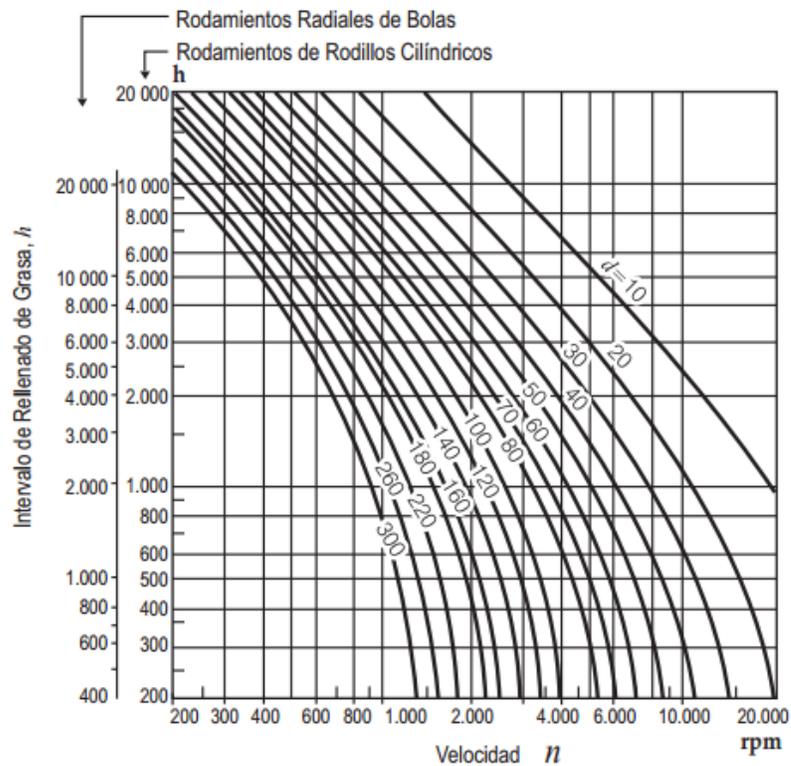
No.	Descripción	Actividad	Unidad	Cantidad	Solicitado por:	Observaciones

Encargado General	Encargado del proyecto	Encargado de Bodega
-------------------	------------------------	---------------------

Fuente: elaboración propia.

ANEXOS

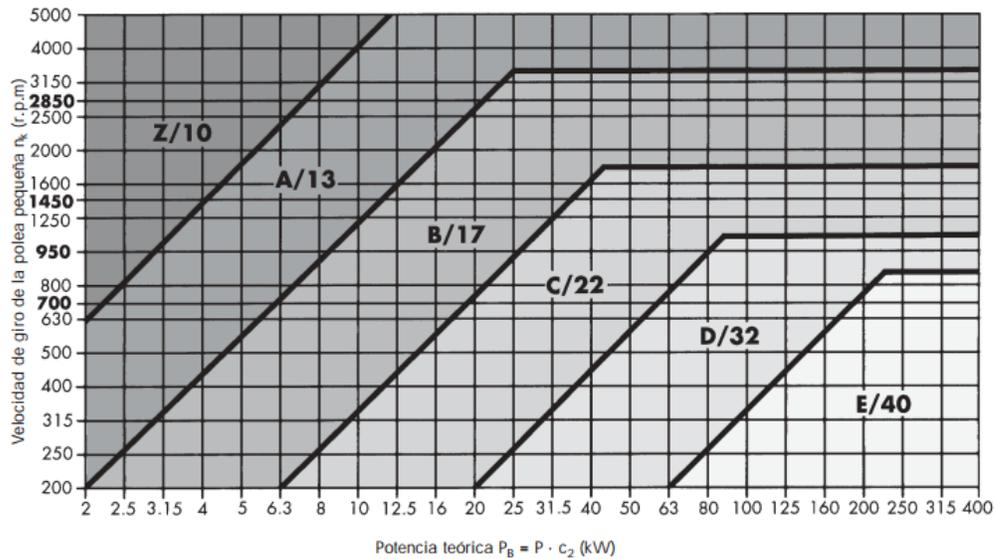
Anexo 1. Gráfica para determinar intervalo de lubricación en rodamientos



(1) Rodamientos Radiales de Bolas,
Rodamientos de Rodillos Cilíndricos

Fuente: NSK. *Manual de rodamientos*. p. A 106.

Anexo 2. Gráfica para determinar sección transversal de una faja



Fuente: Optibelt. *Manual técnico para transmisiones por correas trapeciales*. p. 72.

Anexo 3. Longitudes primitivas normalizadas de correas norteamericanas con distintas secciones transversales

Sección transversal										
A	B	C	D	E	A	B	C	D	E	
27.3					97.3		98.9			
32.3						98.8				
36.3	36.8				106.3	106.8	107.9			
39.3	36.9				113.3	113.8	114.9			
43.3	43.8				121.3	121.8	122.9	123.3		
47.3	47.8				129.3	129.8	130.9	131.3		
52.3	52.8	53.9				145.8	146.9	147.3		
56.3	56.8					159.8	160.9	161.3		
61.3	61.8	62.9				174.8	175.9	176.3		
69.3	69.8	70.9				181.8	182.9	183.3	184.5	
76.3	76.8	77.9				196.8	197.9	198.3	199.5	
81.3						211.8	212.9	213.3	214.5	
	82.8	83.9				240.3	240.9	240.8	241.0	
86.3	86.3	87.9				270.3	270.9	270.8	271.0	
91.3	91.8	92.9				300.3	300.9	300.8	301.0	

Fuente: SPOTTS, M. *Elementos de máquinas*. p. 328.

Anexo 4. **Coeficiente para el cálculo de la potencia nominal**

Coeficientes de diámetro pequeño k_d	
D_2/D_1	k_d
1.000 – 1.019	1.00
1.020 – 1.032	1.01
1.033 – 1.055	1.02
1.056 – 1.081	1.03
1.082 – 1.109	1.04
1.100 – 1.142	1.05
1.143 – 1.178	1.06
1.179 – 1.222	1.07
1.223 – 1.274	1.08
1.275 – 1.340	1.09
1.341 – 1.429	1.10
1.430 – 1.562	1.11
1.563 – 1.814	1.12
1.815 – 2948	1.13
2249 y más	1.14

Fuente: FAIRES, V. *Diseño de elementos de máquinas*. p. 600.

Anexo 5. Factor de servicio

Valores aproximados de factor de servicio													
Transmisión	Grado de irregularidad en máquina conducida	MÁQUINA PROPULSORA											
		Motor eléctrico. Horas de funcionamiento diario				Turbinas, motores multicilíndricos. Horas de funcionamiento diario				Motores monocilíndricos. Horas de funcionamiento diario			
		0.5	3	8	24	0.5	3	8	24	0.5	3	8	24
Engranajes cilíndricos y cónicos, así como ruedas de fricción	I	0.5	0.8	1.0	1.25	0.8	1.0	1.25	1.5	1.0	1.25	1.5	1.75
	II	0.8	1.0	1.25	1.5	1.0	1.25	1.5	1.75	1.25	1.5	1.75	2.0
	III	1.25	1.5	1.75	2.0	1.5	1.75	2.0	2.25	1.75	2.0	2.25	2.5
Transmisión por tornillo sin fin, así como por cadenas	I	0.5	0.75	1.0	1.25	0.7	0.95	1.2	1.45	0.85	1.1	1.35	1.6
	II	0.7	0.95	1.2	1.45	0.85	1.1	1.35	1.6	1.0	1.25	1.50	1.75
	III	1.0	1.25	1.5	1.75	1.2	1.45	1.7	1.95	1.35	1.6	1.85	2.1
Transmisión por fajas	I	0.5	0.75	1.0	1.25	0.65	0.9	1.15	1.4	0.75	1.0	1.25	1.5
	II	0.65	0.9	1.15	1.4	0.75	1.0	1.25	1.5	0.9	1.15	1.4	1.65
	III	0.9	1.15	1.4	1.65	1.0	1.25	1.5	1.75	1.1	1.35	1.6	1.85

Fuente: SÁNCHEZ, Teodoro. *Manual de mini y microcentrales hidráulicas*. p. 171.

Anexo 6. Coeficiente de corrección por arco de contacto

$\frac{D-d}{C}$	Factor K_o	
	A, B, C, D 3V, 5V, 8V 5M, 7M, 11M	Micro-V J, L, M
0.00	1.00	1.00
0.10	0.99	0.98
0.20	0.97	0.97
0.30	0.96	0.95
0.40	0.94	0.94
0.50	0.93	0.92
0.60	0.91	0.90
0.70	0.89	0.88
0.80	0.87	0.85
0.90	0.85	0.83
1.00	0.82	0.80
1.10	0.80	0.77

Fuente: Gates Heavy Duty Industrial Belts. *Heavy duty v-belt drive design manual*. p. 205.

Anexo 7. **Coeficiente de corrección de longitud en el diámetro pequeño**

Factores de corrección de longitud k_L						
Designación de la longitud normalizada		Sección transversal de la correa				
cm	pulg	A	B	C	D	E
66.0	26	0.81	---	---	---	---
78.7	31	0.84	---	---	---	---
88.9	36	0.87	0.81	---	---	---
96.5	38	0.88	0.83	---	---	---
106.6	42	0.90	0.85	---	---	---
116.8	46	0.92	0.87	---	---	---
129.5	51	0.94	0.89	0.80	---	---
139.7	58	0.96	0.90	---	---	---
152.4	60	0.98	0.92	0.82	---	---
172.7	68	1.00	0.95	0.86	---	---
190.5	75	1.02	0.97	0.87	---	---
203.2	80	1.04	---	---	---	---
205.7	81	---	0.98	0.89	---	---
215.9	85	1.06	0.99	0.90	---	---
228.8	90	1.06	1.00	0.91	---	---
243.8	96	1.08	---	0.92	---	---
246.3	97	---	1.02	---	---	---
266.7	105	1.10	1.04	0.94	---	---
284.5	112	1.11	1.05	0.95	---	---
304.8	120	1.13	1.07	0.97	0.86	---
325.1	128	1.14	1.08	0.98	0.87	---
365.8	144	---	1.11	1.00	0.90	---
401.3	158	---	1.13	1.02	0.92	---
439.4	173	---	1.15	1.04	---	---
457.2	180	---	1.16	1.05	0.94	0.91
495.3	195	---	1.18	1.07	0.96	0.92
533.4	210	---	1.19	1.08	0.98	0.94
600.6	240	---	1.22	1.11	1.00	0.96
685.8	270	---	1.25	1.14	1.03	0.99
782.0	300	---	1.27	1.16	1.06	1.01
838.2	330	---	---	1.19	1.07	1.03
914.4	360	---	---	1.21	1.09	1.05
990.6	390	---	---	1.23	1.11	1.07
1086.8	420	---	---	1.24	1.12	1.09
1219.2	480	---	---	---	1.16	1.12
1371.6	540	---	---	---	1.18	1.14
1524.0	600	---	---	---	1.20	1.17
1675.4	880	---	---	---	1.23	1.19

Fuente: FAIRES, V. *Diseño de elementos de máquinas*. p. 601.

