



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

**UNIDAD ACADÉMICA DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y
APLICADAS**

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

TESIS DE GRADO

TÍTULO:

**“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA PICO CENTRAL DE
GENERACIÓN ELÉCTRICA EN EL SECTOR PANSACHI, EL
MORO, CUCHITINGUE, PARROQUIA ALÁQUEZ, PROVINCIA DE
COTOPAXI”**

Tesis presentada previo a la obtención del Título de Ingenieros Electromecánicos

Autores:

Cadena Galarza Marco Geovanny

Tipán Sisalema Diego Eugenio

Director:

M.Sc. Ing. Barbosa Efrén

Asesor:

M.Sc. Bolívar Vaca

Latacunga-Ecuador

Diciembre 2012

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

En calidad de Miembros del Tribunal de Grado aprueban el presente Informe de técnico de Investigación de acuerdo a las disposiciones reglamentarias emitidas por la Universidad Técnica de Cotopaxi, y por la Unidad Académica de Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas; por cuanto, los postulantes: Cadena Galarza Marco Geovanny y Tipán Sisalema Diego Eugenio con el título de tesis: “ DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA PICO CENTRAL DE GENERACIÓN ELÉCTRICA EN EL SECTOR PANSACHI, EL MORO CUCHITINGUE, PARROQUIA ALÁQUEZ, PROVINCIA DE COTOPAXI” han considerado las recomendaciones emitidas oportunamente y reúne los méritos suficientes para ser sometido al acto de Defensa de Tesis.

Por lo antes expuesto, se autoriza realizar los empastados correspondientes, según la normativa institucional.

Latacunga 04 de Diciembre del 2012

Para constancia firman:

.....
Ing. Edwin Moreano
PRESIDENTE

.....
Ing. Medardo Ulloa
MIEMBRO

.....
Ing. Mauro Albarracín
OPOSITOR

AUTORIA

Los criterios emitidos en el presente trabajo de Tesis: **“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA PICO CENTRAL DE GENERACIÓN ELÉCTRICA EN EL SECTOR PANSACHI, EL MORO, CUCHITINGUE, PARROQUIA ALÁQUEZ, PROVINCIA DE COTOPAXI”**, son de exclusiva responsabilidad de los autores.

.....
Marco Geovanny Cadena Galarza

.....
Diego Eugenio Tipán Sisalema

AVAL DEL DIRECTOR DE TESIS

En calidad de Director de Tesis bajo el Título:

“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA PICO CENTRAL DE GENERACIÓN ELÉCTRICA EN EL SECTOR PANSACHI, EL MORO, CUCHITINGUE, PARROQUIA ALÁQUEZ, PROVINCIA DE COTOPAXI”, de Cadena Galarza Marco Geovanny y Tipán Sisalema Diego Eugenio , postulantes de Ingeniería Electromecánica, considero que el presente proyecto cumple con los requerimientos metodológicos y aportes científico-técnicos suficientes para ser sometidos a la evaluación del Tribunal de Validación de Tesis que el Honorable Consejo Académico de la Unidad Académica de Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas de la Universidad Técnica de Cotopaxi designe, para su correspondiente estudio y calificación.

Latacunga, Diciembre, 2012

El Director

.....
Msc. Ing. Barbosa Efrén

AGRADECIMIENTO

Quienes con su afecto, esfuerzo y sacrificio han sabido guiarnos, por el sendero de la superación. Con su apoyo incondicional hemos logrado alcanzar otra meta más en el ámbito educativo.

Nuestra eterna gratitud para todas aquellas personas que nos supieron apoyar en su momento, de manera especial al Ing. Efrén Barbosa, M.Sc. Bolívar Vaca, M.Sc. Hugo Armas, Ing. Paulina Freire, Ing. Edwin Moreano, Ing. Diana Marín, Ing. Segundo Cevallos, Dr. Galo Terán, Ing. Ivón Escobar. Crnl. Patricio Espín, Ing. Franklin Medina, por ser quienes nos brindaron su apoyo necesario para la finalización de este tan anhelado proyecto, y su guía necesaria para llegar a la culminación exitosa de nuestra tesis, por su amistad y apoyo incondicional.

A nuestros amigos

Por ser un inicio de fortaleza, comprensión y motivación durante el transcurso de nuestra formación y de nuestras vidas, ingresando a estas prestigiosas aulas del saber todos los días educativos.

***Marco Cadena
Diego Tipán***

DEDICATORIA

A MIS PADRES

Quienes con su apoyo incondicional, supieron en todo momento acompañarme, darme palabras de aliento, y todo lo que en ellos estuvo a su alcance para ayudarme a culminar esta carrera.

A MI FAMILIA

Mi eterna gratitud para toda mi familia, a mis hermanos y hermanas, por haber estado en todos estos años, apoyándome y dándome su cariño, afecto, siendo un guía primordial para la superación, esta tesis la dedico a mi familia.

DIEGO

DEDICATORIA

A DIOS

Dios, padre bueno y misericordioso, dedico esta tesis a Dios, por haberme dado la inteligencia y todos los dones necesarios para alcanzar una meta más en el ámbito educativo, a lo que Dios siempre me tiene acostumbrado a triunfar, a no rendirme y a superar toda obstáculo o barrera, que gracias a Dios nunca han sido ni barrera ni obstáculo sino un impulso, para seguir adelante.

A MI FAMILIA

También dedico esta tesis a toda mi familia, que con su garra, su dedicación, respeto, responsabilidad, superación, don de gente y mucha más, supieron guiarme y darme todas las armas y herramientas esenciales para pasar seis años de mi vida, en la Universidad Técnica de Cotopaxi preparando y capacitando íntegramente sin cambiar mi personalidad y todo lo que soy.

En especial a mi hermana María, por sus palabras de aliento, para continuar, y mucho más de que a su alcance podía dar, lo logramos Family.

MARCO

ÍNDICE GENERAL

Portada	i
Aprobación del tribunal de grado.....	ii
Autoría	iii
Aval del director de tesis.....	iv
Agradecimiento.....	v
Dedicatoria	vi
A mis padres	vi
A mi familia.....	vi
Dedicatoria	vii
Índice general	viii
Índice de figuras	xii
Índice de tablas	xiii
Resumen	xiv
Abstract	xv
Aval del profesor de inglés.....	xvi
Introducción.....	xvii
Capítulo I.....	1
1. Marco teórico.....	1
1.1 Introducción y principios básicos.....	1
1.1.1 Transformación de energía.....	1
1.1.2 Energía a partir del agua.....	2
1.1.3 Medición del salto	4
1.1.3.1 Método de nivel de carpintero y tablas	5
1.1.3.2 Método del nivel del ingeniero.....	6
1.1.4 Medición del caudal	7
1.1.4.1 Método del recipiente	8
1.2 Turbinas hidráulicas y su clasificación.....	9
1.2.1 Turbina	9
1.2.2 Fenómenos de las turbinas hidráulicas	11
1.2.2.1 Cavitación	11
1.2.2.2 Velocidad de embalamiento	12

1.2.2.3 Golpe de ariete	12
1.3 Partes de la turbina hidráulica.....	13
1.3.1 Distribuidor.....	13
1.3.2 El rodete	14
1.3.4 Carcasa	14
1.4 Tipos de turbinas hidráulicas	15
1.4.1 Turbinas de acción	15
1.4.1.1 Turbina Michell-Banki.....	15
1.4.1.1.1 Dimensionamiento preliminar de una turbina michell-banki	17
1.4.2 Turbina de reacción	21
1.5 Microcentrales hidroeléctricas	22
1.5.1 Introducción a la microhidrogeneración	22
1.5.2 Centrales hidroeléctricas en derivación	22
1.5.3 Elementos que componen una central hidroeléctrica.....	23
1.5.3.1 Bocatoma	23
1.5.3.2 Obra de conducción	23
1.5.3.3 Desarenador	24
1.5.3.4 Tanque de presión.....	24
1.5.3.6 Tubería de presión	24
1.5.3.7 Casa de máquinas	25
1.5.3.8 Otros elementos.....	25
Capítulo II	26
2. Métodos y técnicas	26
2.1 Métodos:	26
2.2 Técnicas:.....	29
2.3 Instrumentos	29
2.4 Procedimientos para levantamiento de la información:	30
Capítulo III	32
3. Diseño y construcción	32
3.1 Medición y determinación de los parámetros de diseño	32
3.1.1 Resultados de la entrevista.....	32
3.1.2 Medición del caudal	33
3.1.3 Método del gps.....	34
3.1.5 Medición del salto o altura bruta.....	35

3.1.6 Longitud de la tubería de cemento	35
3.1.6 Longitud de la tubería de presión	36
3.1.7 Cálculo del diámetro interior de la tubería de presión.....	36
3.1.8 Cálculo de la velocidad de circulación del agua en la tubería	37
3.1.9 Cálculo de las pérdidas de fricción en la tubería de presión	38
3.1.10 Determinación de la altura neta.....	39
3.2 Criterios de selección	40
3.2.1 Selección de la turbina.....	40
3.2.2 Selección del generador.....	43
3.3 Diseño hidráulico, mecánico y eléctrico de la turbina.....	44
3.3.1 Cálculos de la turbina michell banki	44
3.3.1.1.- Resolución del triángulo de velocidades a la entrada del rotor..	46
3.3.1.2.- Velocidad del inyector.....	49
3.3.1.3.- Selección del diámetro del rotor o rodete	51
3.3.1.4.- Diámetro interior del rotor.....	53
3.3.1.5.- Diámetro máximo del eje del rotor.....	53
3.3.1.6.-Número óptimo de revoluciones de la turbina michell banki	53
3.3.1.7.- Velocidad de embalamiento.....	55
3.3.1.8.- Potencia al freno de la turbina	55
3.3.1.9.- Números específicos de revoluciones n_q y n_s	56
3.3.1.10.- Selección del número de alabes	58
3.3.1.11.- Selección del espesor de los álabes del rotor	58
3.3.1.12.- Diámetro máximo permitido en el eje álabe directriz.....	60
3.3.1.13.- Arco admisión	60
3.3.1.14.-Ángulo de admisión.....	62
3.3.1.15.-Área de admisión.....	62
3.3.1.16.- Ancho del rotor	63
3.3.1.17.- Ancho del inyector	64
3.3.1.18.- Razón de aspecto	69
3.3.1.19.- Paso entre álabes	69
3.3.1.20.- Número de álabes que reciben el flujo de agua	69
3.3.1.21.- Caudal que ingresa a un álabe.....	70
3.3.1.22.- Potencia	70
3.3.1.23.- Determinación de la ecuación de la curva que presenta la voluta	71
3.3.1.24.- Peso de un álabe.....	74

3.3.1.25.- Fuerza hidráulica sobre un álabe (fhr)	75
2.3.1.26.- Fuerza centrífuga sobre el álabe.....	77
3.3.1.27.- Fuerza total sobre el álabe	77
3.3.1.28 Ángulo entre la fuerza hidráulica sobre el álabe y el eje x	78
3.3.1.29.- Momento flector máximo sobre el álabe.....	80
3.3.1.30.- Factor de corrección del esfuerzo máximo en el álabe	80
3.3.1.31.- Esfuerzo máximo en el álabe	81
3.3.2. Transmisiones por bandas en v	81
3.3.2.1 Diseño de transmisiones por bandas en v	84
3.3.2.2 Pasos para el cálculo de bandas.....	84
3.4 Pico central de generación eléctrica	85
3.4.1 Construcción de la turbina	85
3.4.2 Construcción de los álabes.....	86
3.4.3 Construcción del eje del rodete	87
3.4.4 Soldado de los discos en el rodete.....	87
3.4.5 Instalación de la turbina dentro de la carcasa	87
3.4.6 Soldadura de los álabes al rotor	88
3.4.7 Construcción de la base de la turbina	89
3.4.8 Esmerilado de las partes externas de la carcasa	90
3.4.9 Perfil inyector	91
3.4.10 Armado de carcasa.....	92
3.4.11 Generador y sus características	92
3.4.12 Poleas y bandas de la turbina	93
Recomendaciones.....	95
Referencias Bibliográficas.....	96
Citada	96
Consultada	97
Anexos	

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Dibujo básico de transformación de energía	1
Figura 1.2 Grafico energía a partir del agua	3
Figura 1.3 Usando un nivel de carpintero para medir el salto	6
Figura 1.4 Uso del nivel del ingeniero	7
Figura 1.5 Medición del caudal	8
Figura 1.6 Usando el método del recipiente	9
Figura 1.7 Turbina Michell-Banki	16
Figura 1.8 Dimensiones básicas de una turbina michell- banki	20
Figura 3.1 Ubicación de los puntos gps del proyecto.....	34
Figura 3.2 Diagrama de selección de turbinas	40
Figura 3.3 Diagrama de selección de turbinas olade	41
Figura 3.4 Eficiencia a carga parcial de las turbinas.....	42
Figura 3.5 Generador del proyecto.....	43
Figura 3.6 Características técnicas del generador del proyecto	43
Figura 3.7 Representación gráfica de las etapas en una turbina michell- banki.....	45
Figura 3.8 Diagrama de velocidad en el rotor de la turbina michell banki	46
Figura 3.9 Representación grafica de las velocidades a la entrada del rotor	47
Figura 3.10 Perfiles de inyectores para turbinas michell-banki.....	49
Figura 3.11 Perfil del rodete.....	51
Figura 3.12 Sección transversal de un álabe del rotor.....	59
Figura 3.13 Arco de trabajo de un rodete michell-banki con arco de admisión 1/3	61
Figura 3.14 Inyector de la turbina michell-banki.....	64
Figura 3.15 Dimensiones de los inyectores a 1/3 y 2/3	68
Figura 3.16 Diagrama de eficiencia al 1/3, 2/3 o capacidad total	68
Figura 3.17 Representación de la curva que presenta la voluta	73
Figura 3.18 Ángulos de la velocidad absoluta, a la entrada y salida del álabe.....	75
Figura 3.19 Composición de fuerzas sobre el álabe	78
Figura 3.20 Diagrama de fuerzas actuando sobre el álabe del rodete	79

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Clasificación de centrales respecto a la altura.....	4
Tabla 1.2 Clasificación de centrales según la potencia	5
Tabla 1.3 Diferencias entre turbinas de reacción y acción	10
Tabla 1.4 Coeficientes para determinar el espesor del chorro	18
Tabla 3.0 Resultados de la entrevista (demanda energética)	32
Tabla 3.1 Mediciones de tiempo para determinar el caudal existente	33
Tabla 3.2 Selección del rodete.....	52
Tabla 3.3 Rango de aplicación de las turbinas hidráulicas	57
Tabla 3.4 Selección de álabes	58
Tabla 3.5 Selección del espesor de los álabes del rotor	59
Tabla 3.6 Diámetro máximo permitido en el eje álabe directriz	60
Tabla 3.7 Peso de un álabe	74
Tabla 3.8 Ángulos característicos del alabe	76
Tabla 3.9 Ángulos entre la fuerza hidráulica sobre el álabe y el eje x	78
Tabla 3.10 Factor de corrección del esfuerzo máximo en el álabe.....	80
Tabla 3.11 Composición de las aleaciones usadas corrientemente en las turbinas hidráulicas	85
Tabla 3.12 Propiedades mecánicas de las aleaciones usadas en turbinas hidráulicas	86

RESUMEN

En el Sector Pansachi, de la parroquia Aláquez, provincia de Cotopaxi, se detectó que no existía el servicio de energía eléctrica, por lo tanto se buscó, la manera de generarla, a través de construcción de una turbina llamada Michell-Banki, para cubrir esta necesidad del sector.

El análisis para la selección de una turbina Michell-Banki se la realizó basándose en variables tales como: altura. Caudal y demanda energética. La altura fue determinada con un GPS, por otra parte el caudal fue determinada mediante el método de recipiente, y la demanda a través de una entrevista realizada al Presidente del sector Ing. Javier Espín.

Los cálculos realizados permitieron determinar y construir una turbina Michell-Banki de 200 mm de diámetro de rotor con una potencia de 3KW, para cubrir la necesidad energética del sector.

ABSTRACT

In the sector of Pansachi located in the Aláquez district of the Cotopaxi Province. It has been found that there is not electrical energy service; therefore, it was researched the way to generate electrical energy, through the construction of a so-called Michell-banki turbine to cover this need of the sector.

The analysis for the selection of a Michell-Banki turbine was performed based on variables such as: height, flow intensity and the energetic demand. The height was determined with the GPS; on the other hand, the flow intensity was determined through the method of container and the demand was defined through a personal interview with Javier Espín the engineer president of the sector.

The calculations which were performed permitted the determination and construction of a Michell-Banki turbine of 200 mm of diameter of the rotor with a potency of 3KW in order to cover de energetic necessity of the sector.

AVAL DEL PROFESOR DE INGLÉS

Yo, Lorena González Ortiz, con C.I.: 100237727-1, Licenciada en Ciencias de la Educación Especialidad Inglés, Docente del Centro de Idiomas, después de haber revisado el Abstract de presente proyecto de tesis : **“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA PICO CENTRAL DE GENERACIÓN ELÉCTRICA EN EL SECTOR PANSACHI, EL MORO, CUCHITINGUE, PARROQUIA ALÁQUEZ, PROVINCIA DE COTOPAXI”**, de Cadena Galarza Marco Geovanny y Tipán Sisalema Diego Eugenio , postulantes de Ingeniería Electromecánica, considero que el presente trabajo de tesis reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a la presentación pública y evaluación por parte del tribunal.

Lic. Lorena González Ortiz M.Sc.

CI: 100237727-1

INTRODUCCIÓN

El suministro de energía eléctrica es un elemento primordial en las familias ecuatorianas, pero sin embargo, en el último censo del 2010, el 6.8% de 4'654.054 viviendas de los sectores rurales no poseen este servicio básico de gran importancia, ya que, contribuye de manera directa en las actividades productivas, y establece un factor esencial para el desarrollo económico y tecnológico en sus vidas, es por esto que hemos visto la importancia de proporcionar luz eléctrica al Sector Pansachi, aprovechando un recurso natural, como es el agua a fin de disminuir el porcentaje de familias que no poseen este servicio.

Para lo cual, se planteó los siguientes objetivos: Conocer la demanda energética del sector mediante la investigación de campo, empleando la entrevista al Presidente del sector, determinar los parámetros de diseño como son la altura neta y el caudal necesario para cubrir la demanda del sector y seleccionar la turbina hidráulica adecuada, mediante los números específicos de revoluciones y diagramas de selección.

Teniendo en cuenta la siguiente hipótesis: mediante la determinación de la demanda energética, la altura neta y el caudal disponible, se seleccionará la turbina hidráulica adecuada para la implementación de una Pico Central de Generación Eléctrica, en el Sector Pansachi, Parroquia Aláquez, Provincia de Cotopaxi, que beneficiará al sector proporcionando energía eléctrica.

Identificando las siguientes variables: la demanda energética, la altura neta, el caudal, que se han utilizado para la selección de la turbina adecuada para este proyecto de tesis.

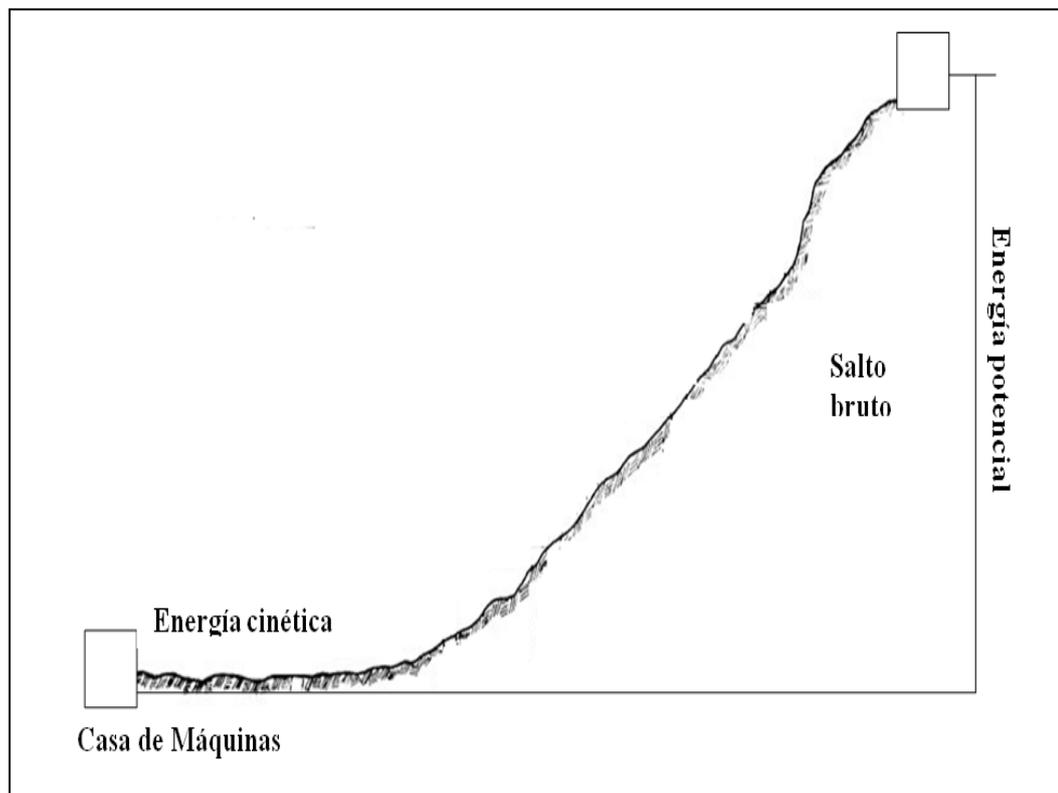
CAPÍTULO I

1. MARCO TEÓRICO

1.1 INTRODUCCIÓN Y PRINCIPIOS BÁSICOS

1.1.1 Transformación de energía

Figura 1.1 Dibujo básico de transformación de energía



Fuente: Elaborado por los autores

El agua se encuentra en movimiento en forma constante, a través de un canal, la cual será suspendida, en una determinada altura, que será transportada mediante una tubería de presión, con lo que se transforma la energía potencial en energía cinética.

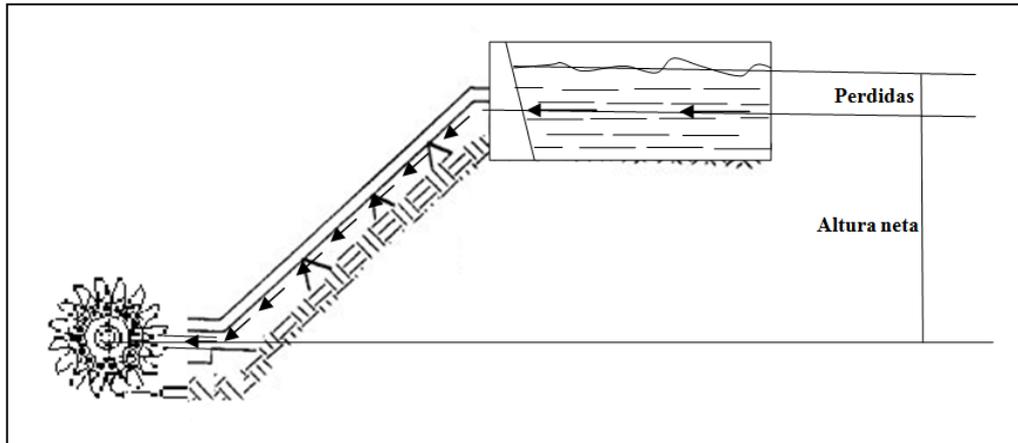
Por ello la transformación de la energía se produce mediante estos dos tipos de energía, tenemos la energía cinética que es la derivada del movimiento de las partículas y la energía potencial, la cual, se adquiere respecto a un plano de referencia, según el desnivel o ubicación de la altura respecto al plano de referencia.

Una vez que el agua ha descendido por la tubería de presión, se aprovecha la velocidad lineal del agua para mover una turbina, generándose un movimiento rotacional en torno a un eje. Acoplado por medio de una banda a un generador, produciéndose así energía eléctrica. Como se muestra en la figura 1.1 **(Wildi, 2007) (Giancoli, 2006)**

1.1.2 Energía a partir del agua

Se necesita que el caudal del agua, tenga una altura determinada, que se la denomina “salto bruto” dado en metros, además; se tiene presente que existe pérdidas de energía por la forma irregular del terreno, por ello, el salto neto que es la diferencia entre el salto bruto y la pérdidas, darán como resultado, la potencia útil de generación de electricidad, que es una conversión de energías, la energía potencial se convierte en energía cinética y esta a su vez se convierte en energía mecánica en una turbina y ésta, acoplada a un generador se convertirá en energía eléctrica, como se muestra en la figura 1.2 **(Coz, 1995) (Corominas, 1990)**

Figura 1.2 Grafico Energía a partir del agua



Fuente: Elaborado por los autores

Potencia de salida, es igual al producto de la potencia de entrada por la eficiencia de conversión de la turbina, se tomará en cuenta este valor de 0.6 rendimiento de la turbina.

$$\text{Potencia salida} = \text{potencia entrada} * \text{eficiencia de conversión} \quad (1.1)$$

$$P = \gamma * Q * H_n * n \quad (1.2)$$

Donde:

P= potencia neta (W)

γ = peso específico del agua 9800 (kg/m³)

Q=caudal (m³/s)

H_n=altura neta (m)

n= eficiencia de la turbina (0.6)

El primer paso para determinar la potencia de generación, se debe realizar las mediciones del salto y caudal. El caudal depende del canal a utilizar.

El salto tiene relación directa con la topografía del terreno, ya que el mismo es irregular, por lo cual se explica los métodos para medición del salto. (Sanz, 2008) (Balairón, 2002)

1.1.3 Medición del Salto

La medición debe ser hecha en la caída de agua de mayor prolongación, para tener mayor potencia de generación, las medidas pueden ser mediante métodos tales como: método de manguera de nivelación, método de manguera y manómetro, método de nivel de carpintero y tablas, método de alfiler, método de eclímetro, método de nivel del Ingeniero. Además según el tipo de salto tenemos:

- a) Central hidroeléctrica de bajo salto
- b) Central hidroeléctrica de salto medio
- c) Central hidroeléctrica de salto elevado. Como se muestra en la tabla 1.1 (Coz, 1995) (Sanz, 2008)

Es decir, se especifica, según la caída se clasifica en:

Tabla 1.1 Clasificación de centrales respecto a la altura

CAÍDA EN METROS			
	Baja	Media	Alta
Mini	$H < 15$	$15 < H < 50$	$H > 50$
Micro	$H < 20$	$20 < H < 100$	$H > 100$
Pequeña	$H < 25$	$25 < H < 130$	$H > 130$

Fuente: Pequeñas Centrales Hidroeléctricas

De acuerdo con la potencia instalada, la Organización Latinoamericana de Energía OLADE ha clasificado las pequeñas hidroeléctricas de la siguiente manera. Como se muestra en la tabla 1.2. (Olade, 1995):

Tabla 1.2 Clasificación de centrales según la potencia

POTENCIA	TIPO
0-50 kw	MICROCENTRAL
50-500 kw	MINICENTRAL
500-5000 kw	PEQUEÑA CENTRAL

Fuente: Pequeñas Centrales Hidroeléctricas

1.1.3.1 Método de nivel de carpintero y tablas

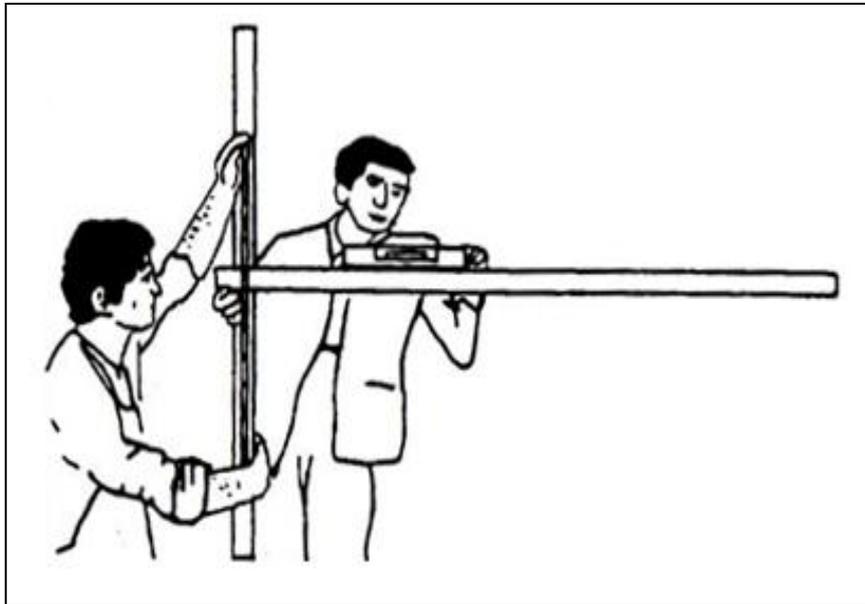
Consiste en usar una varilla graduada en el plano vertical y una tabla de madera recta y fija, con un nivel de carpintero o de burbuja, en el plano horizontal, con los cual, se realiza las respectivas mediciones, puede ser desde el punto más bajo, hasta el punto máximo (Coz, 1995) (Sanz, 2008).

Procedimiento:

- La varilla graduada se ubica en la posición de inicio de mediciones, con la tabla de madera, y el nivel de carpintero, precisar si la tabla está perpendicular a la varilla graduada, para que la medición sea exacta.

- Registrar dicha altura y ubicar el punto respecto a la tabla de madera, donde se va a tomar la siguiente medición, ascendiendo la pendiente.
- Luego sumar todas las alturas medidas para obtener la altura bruta. Este método en pendientes suaves es muy lento, pero en pendientes fuertes es el indicado, especialmente para pequeñas caídas, como se muestra en la figura 1.3.

Figura 1.3 Usando un nivel de carpintero para medir el salto



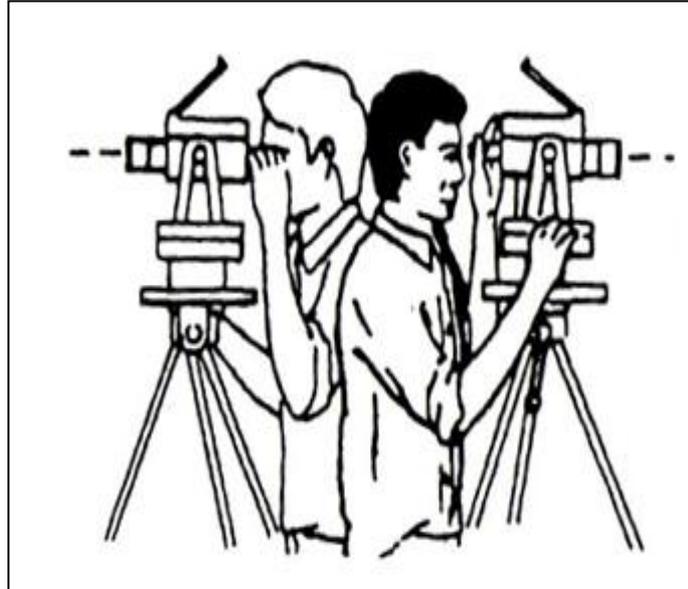
Fuente: Manual de Mini y Micro Centrales Hidroeléctricas

1.1.3.2 Método del nivel del ingeniero

Las distancias pueden ser medidas simultáneamente, pero no es apropiado para lugares escarpados o que exista presencia de árboles. El nivel de ingeniero puede registrar 1mm de precisión, pero el operador deberá ser diestro, para evitar errores en la medición. Los equipos utilizados en este método pueden ser alquilados a precios aceptables. Se producen errores

por las largas series de cálculos que hay que efectuar, como se muestra en la figura 1.4 (Coz, 1995).

Figura 1.4 Uso del nivel del Ingeniero



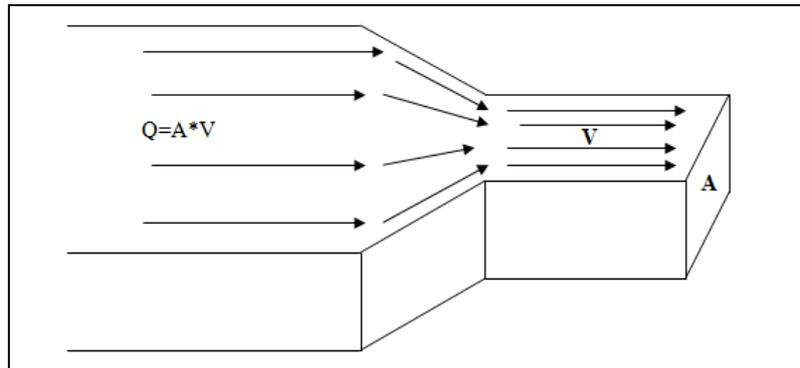
Fuente: Manual de Mini y Micro Centrales Hidroeléctricas

1.1.4 Medición del caudal

La medición del caudal puede ser hecha mediante los siguientes métodos: método de la solución de sal, método del recipiente, método del área y velocidad, método del flotador, medidores de corriente, método de la sección de control y regla graduada, método del vertedero y pared delgada, otros métodos. La medición de caudal, que pasa por un río, depende directamente de la sección transversal a la corriente y la velocidad media del agua, la fórmula es la siguiente. Como se muestra en la figura 1.5. (Ortiz, 2001) (Sanz, 2008) (Balairón, 2002):

$$Q=A*V \quad (1.3)$$

Figura 1.5 Medición del Caudal



Fuente: Elaborado por los autores

Donde:

Q= Caudal (m^3/s)

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

V= velocidad media del agua en el punto analizado (m/s)

Como se muestra en la figura 1.5

1.1.4.1 Método del recipiente

Consiste en canalizar todo el caudal, para llenar un recipiente, previamente seleccionado con medida volumétrica, y cronometrar el tiempo que demora en llenarse. Es una manera simple de medir el caudal, su desventaja es que todo el caudal debe ser direccionado al envase. Generalmente es empleado para caudales pequeños, como se muestra en la figura 1.6 (Coz, 1995) (Sanz, 2008).

Figura 1.6 Usando el Método del recipiente



Fuente: Manual de Mini y Micro Centrales Hidroeléctricas

1.2 TURBINAS HIDRÁULICAS Y SU CLASIFICACIÓN

1.2.1 Turbina

Es el equipo encargado de convertir la energía hidráulica en mecánica, acoplado directamente a un generador y en conjunto cubren la demanda energética del sector. Según la manera de transformar la energía cinética que ingresa a la turbina en energía mecánica, se hallan los siguientes tipos: turbinas de reacción y turbinas de acción (**Ortiz, 2001**) (**Harper, 1982**) (**Viedma, 1997**) (**Fink, 1981**). (**Menéndez, 2001**)

Para diferenciar entre los tipos de turbinas tenemos la siguiente tabla 1.3:

Tabla 1.3 Diferencias entre turbinas de reacción y acción

TIPOS DE TURBINAS	
TURBINAS DE REACCIÓN	TURBINAS DE ACCIÓN
1. Entre la entrada y la salida existe una diferencia de presión	1. En la entrada y salida del agua en el rodete no hay diferencia de presión.
2. El agua posee, al atravesar, energía cinética y energía de presión.	2. El agua posee, al atravesar el rodete, solo energía cinética.
3. El agua llena completamente los espacios entre los álabes, quedando sometida a presión. Por la curvatura de los álabes y la diferencia de presión entre la entrada y la salida del agua, se origina un cambio de magnitud y dirección en la velocidad, el cual determina una reacción del agua sobre los álabes. La componente normal del eje origina el movimiento del rodete.	3. El agua corre libremente sometida a la presión atmosférica a lo largo de la parte cóncava de los álabes, sin llenar el espacio entre éstas. La velocidad del agua cambia de dirección y no de magnitud (se prescinde del rozamiento). Este cambio de dirección ocasionado por el agua crea una reacción contra los álabes determinando su componente normal al eje del movimiento del rodete.
4. Como señal exterior puede	4. En las tuberías de acción no se

notarse que el rodete se encuentra en comunicación con aguas abajo por intermedio del tubo de aspiración.	instala el tubo de aspiración.
5. Se consigue el aprovechamiento del salto, en parte por la presión del agua y su energía cinética y, en parte, por el tubo de aspiración.	5. Se aprovecha sólo el salto existente entre el nivel del agua arriba y el rodete, desperdiciándose la altura desde éste hasta aguas abajo, que suele representar un débil porcentaje del total, por emplearse sólo la turbina de acción en saltos altos.

Fuente: Pequeñas Centrales Hidroeléctricas (Ortiz, 2001)

1.2.2 FENÓMENOS DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS

1.2.2.1 Cavitación

En turbinas como Pelton, Turgo y Michell-Banki, puede ocurrir este fenómeno llamado cavitación, en el inyector a causa de su geometría desfavorable o corresponde a una pequeña discontinuidad de las superficies. No es indispensable calcular una altura de aspiración en este tipo de turbinas, como si debe hacerse en turbinas de reacción, ya que el proceso de flujo en el rodete se lleva a cabo a presión atmosférica.

La cavitación es un fenómeno de formación de burbujas en un líquido, que a causa de alcanzar altas velocidades de flujo, la presión estática absoluta es menor que la presión del vapor correspondiente a la temperatura del líquido. Posteriormente, al alcanzar dichas burbujas zonas de mayor presión que la presión del vapor, se condensan abruptamente, originando problemas hidráulicos y mecánicos. Algunos de los efectos que se pueden manifestar son: disminución de potencia, el caudal y la eficiencia, producción de ruidos, vibraciones, destrucción en la superficie de los álabes y zonas adyacentes. (Coz, 1995) (Ortiz, 2001)

1.2.2.2 Velocidad de embalamiento

Es superior a la velocidad nominal de la turbina, depende del tipo de turbina, en el caso de turbina Michell_Banki es 1.8 veces la velocidad nominal, ya que una vez adquirido movimiento, el rodete tiende a aumentar la velocidad, porque el agua al empujar el álabe con la energía cinética obtenida en el descenso del caudal presenta menor resistencia, comparándola cuando la turbina está en el arranque que tiene que superar la fuerza de reposo, y la rotación del rodete es mayor; es decir alcanza una velocidad máxima.

1.2.2.3 Golpe de ariete

Si el flujo de caudal de agua en la tubería se detiene abruptamente, por ejemplo, a causa de un bloqueo imprevisto cerca de la turbina, se producen sobrepresiones elevadas llamadas golpe de ariete. La tubería debe ser resistente para no romperse cuando suceda este tipo de fenómeno. Estas presiones provocarán que la tubería se mueva, ocasionando daños en los anclajes si estos no fueran lo suficientemente resistentes.

En la tubería de presión se crean onda de oscilación, que debe ser amortiguadas en la cámara de presión, que obligan a una regulación del caudal. Estas ondas de oscilación son altas en el momento del arranque de la turbina o en su parada total por rechazo a la carga. Estas ondas pueden ser positivas o negativas dependiendo del momento en que se generen dichas ondas, y se las conoce como golpe de ariete.

El golpe de ariete positivo exige de la tubería un mayor espesor, este puede reducirse con un cierre lento de la turbina. Cuando la turbina requiere la apertura parcial o total se produce un golpe de ariete negativo, el cual tiene características similares, pero, en sentido inverso. **(Coz, 1995) (Ortiz, 2001)**

1.3 PARTES DE LA TURBINA HIDRÁULICA

Entre los elementos fundamentales tenemos los siguientes:

1.3.1 Distribuidor

Es el elemento encargado de acelerar el flujo, una vez descendido el caudal por la pendiente y transformar en forma total (turbinas de acción) o parcial (turbinas de reacción), la energía potencial del agua en energía cinética y energía de presión, direccionando el flujo de agua hacia el rodete, por ello, adopta algunas formas como: del tipo inyector en las turbinas de acción, o de forma radial, semiaxial y axial en turbinas de reacción, también actúa como miembro regulador del caudal.

1.3.2 El Rodete

Conocido como rotor de rueda, es un disco provisto de un número de álabes, paletas o cucharas alrededor de este, que se mueve a una velocidad angular determinada, su función es transformar o convertir la energía hidráulica generada por el salto útil, en energía mecánica, mediante la aceleración y desviación, el flujo de agua pasa por el sistema de álabes o cucharas y lo hace girar, aprovechando el caudal, según sea el salto dependerá la velocidad angular que adquiera el rodete.

1.3.3 Tubo de aspiración

Se instala a continuación del rodete y efectúa lo siguiente: recuperar la altura de salida del rodete y el nivel del canal de desagüe, además, recobrar una parte de la energía cinética relacionada con la velocidad residual del agua en la salida del rodete, desde de un diseño del tipo difusor.

1.3.4 Carcasa

Es el armazón de la turbina, encargado de cubrir y soportar todas las partes de la turbina hidráulica, según el tipo de turbina será la forma de la carcasa, y según el dimensionamiento será el tamaño de la misma. **(Coz, 1995) (Harper, 1982) (Briseño, 2008) (Viedma, 1997)**

1.4 TIPOS DE TURBINAS HIDRÁULICAS

1.4.1 Turbinas de acción

Solo se construyen prácticamente de flujo tangencial, donde aprovechan la energía cinética, proveniente de la energía hidráulica que baja una determinada altura, para convertirla en energía mecánica, entre estas se hallan **(Briseño, 2008) (Roldán, 2012) (Fink, 1981) (Viedma, 1997)**:

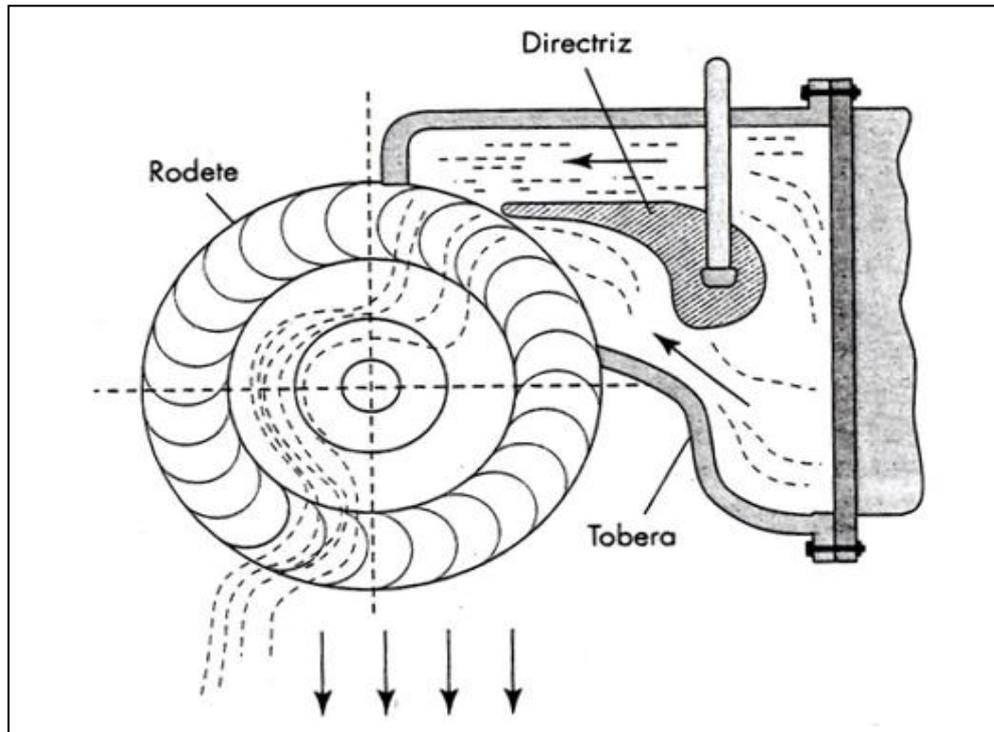
- a) Turbinas Pelton
- b) Turbinas Turgo
- c) Turbinas Michell-Banki

1.4.1.1 Turbina Michell-Banki

Su inventor fue A. G. Michell (Australia), patentada en 1903, luego, Donat Banki (Hungría) de la Universidad de Budapest, la estudió entre 1917-1919. Es una turbina de acción, de flujo radial centrípeto-centrífugo, de flujo transversal, de doble paso y de admisión parcial.

Además, según ensayos recientes, se ha comprobado que existe una pequeña reacción en el primer paso, debido a que se ha descubierto que presenta una presión ligeramente superior a la atmósfera, por la cercanía del inyector al rodete en esta turbina, como se muestra en la figura 1.7.

Figura 1.7 Turbina Michell-Banki



Fuente: Pequeñas Centrales Hidroeléctricas

Entre sus elementos están:

- a) Distribuidor.- En diseños actuales se emplea un inyector que cubre un mayor arco de la periferia del rodete. Tiene como objetivo incrementar el flujo unitario, permitiendo mantener pequeño el tamaño de la turbina. El distribuidor impulsa el chorro de agua a una sección rectangular, y éste circula por la corona de paletas del rodete en forma de cilindro. Además, es conformado por una tobera de sección rectangular, que cubre al rodete en un cierto ángulo de admisión parcial, y una paleta directriz que ayudará a la regulación del caudal.
- b) Rodete.- tiene forma de tambor o cilindro, está provisto de discos en su periferia, que están unidos a este mediante soldadura, para

grandes caudales y bajas alturas, por su bajo costo. Puede trabajar eficientemente en grandes rangos de variación del caudal, es necesario darle la longitud conveniente, por su bajo costo y fácil construcción, es una alternativa para pequeñas centrales hidroeléctricas. La característica principal de esta turbina, con respecto a otras es que en esta no existe deflexión axial del chorro, ya que el flujo discurre sobre planos perpendiculares al eje. Como es una turbina de acción opera a presión atmosférica, se recomienda que en el caso de saltos bajos, debe tener un tubo de aspiración cilíndrica, lo cual, servirá para recuperar parte de la altura de montaje. Esto genera un depresión en su interior, por lo que, se debe evitar que se inunde el rodete, por ello, es aconsejable utilizar una válvula automática, que permite el ingreso de aire al interior de la carcasa. (Coz, 1995) (Ortiz, 2001) (Harper, 1982) (Harper, 1983) (Roldán, 2012)

1.4.1.1.1 Dimensionamiento preliminar de una Turbina Michell-Banki

Considerar algunas especificaciones básicas para el dimensionamiento de una Turbina Michell-Banki, como son:

a) Velocidad de chorro

Por la aproximación entre el inyector y el rodete, se genera una sobrepresión insignificante en la intersección debajo el arco de admisión, dado por el ángulo Θ . Obteniéndose la velocidad de chorro empleando la siguiente fórmula:

$$C = \varphi \sqrt{2gH} \quad (1.4)$$

Puede tomarse el mismo coeficiente $\varphi=0.95$, empleado en Turbinas Pelton.

b) Espesor del chorro

Se lo puede determinar empleando la siguiente fórmula:

$$a = K_a D_2 \quad (1.5)$$

Donde:

a = Espesor del chorro (m)

K_a =coeficiente que depende del ángulo del inyector y el ángulo de admisión Θ .

D_2 =Diámetro exterior del rodete (m)

Para $\alpha=16^\circ$ se pueden tomar los siguientes valores: como se muestra en la tabla 1.4.

Tabla 1.4 Coeficientes para determinar el espesor del chorro

$\Theta(^{\circ})$	60°	90°	120°
K_a	0.1443	0.2164	0.2886

Fuente: Pequeñas Centrales Hidroeléctricas

En caso de usar una paleta directriz central:

$$a = a' + a'' \quad (1.6)$$

c) Diámetro externo e interno

Para determinar las medidas básicas del rodete, se pueden utilizar las siguientes fórmulas:

- Diámetro exterior (D_2)

$$D_2 = (37 \text{ a } 39) \frac{\sqrt{H}}{N} \quad (1.7)$$

Donde:

H= Altura neta

N= Número de revoluciones

- Diámetro interior (D_1)

$$D_1 = 0.66D_2 \quad (1.8)$$

Los valores bajos del coeficiente pertenecen a turbinas rápidas con rodete ancho y los valores altos a turbinas lentas con rodete angosto. Se recomienda elegir rodetes de 200, 300, 400 mm de diámetro.

d) Ancho del rodete

Se puede determinar con la siguiente fórmula:

$$B = 98.8 \frac{Q}{D_2 \sqrt{H} \theta} \quad (1.9)$$

Donde:

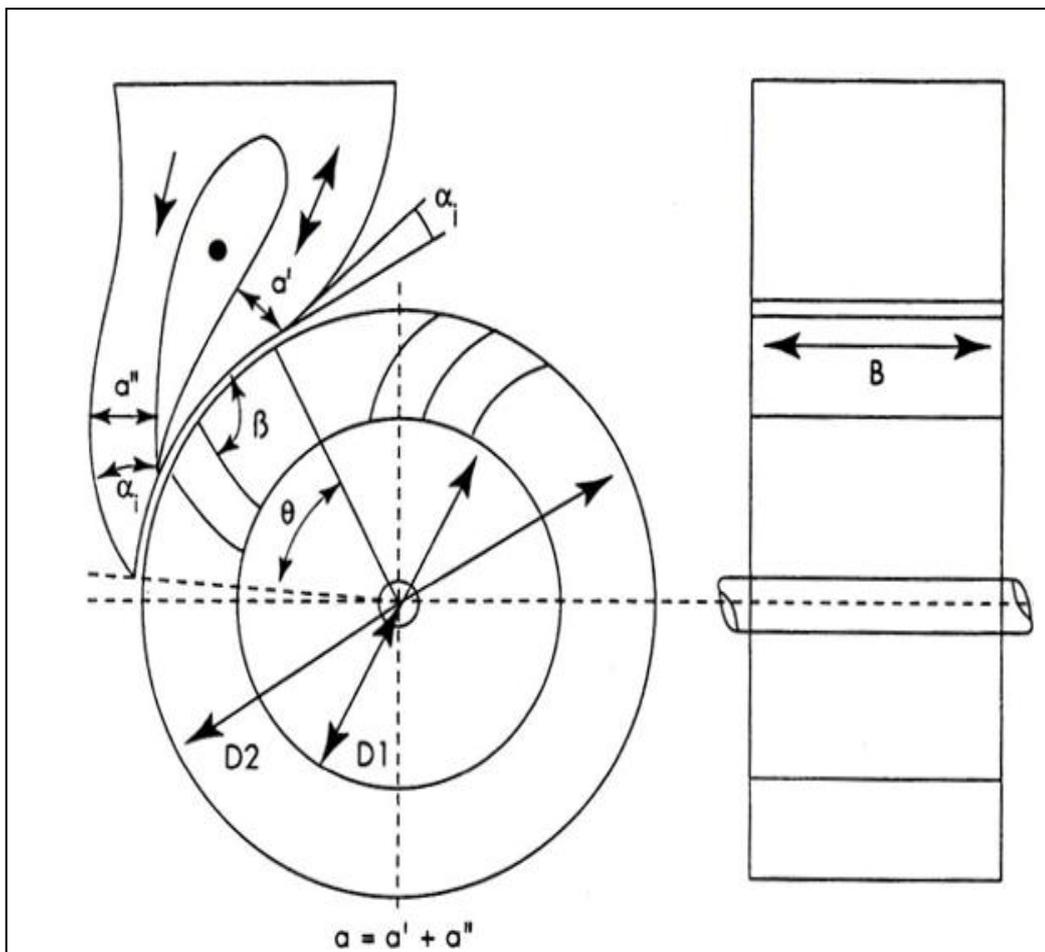
Q = Caudal (m^3/s)

D_2 = Diámetro exterior del rodete (m)

H = Altura neta (m)

Θ = Ángulo de admisión ($^\circ$)

Figura 1.8 Dimensiones Básicas de una Turbina Michell- Banki



Fuente: Pequeñas Centrales Hidroeléctricas

(Ortiz, 2001)

e) Angulo del inyector

Se recomienda estar en el rango de $\alpha=(15^\circ \text{ a } 20^\circ)$, preferentemente $\alpha=16^\circ$.

f) Número de álabes

Este número está comprendido entre 24 y 30 álabes según sea el tamaño del rodete, como se muestra en la figura 1.8

1.4.2 Turbina de Reacción

Se caracterizan por extraer la potencia, que genera la turbina, de la acción combinada de la energía de presión (superior a la presión atmosférica), y la energía cinética del agua, adoptando conceptos tanto de flujo radial como axial.

Entre turbinas de este tipo se hallan las siguientes:

- a) Bomba Rotodinámica operando como turbina
- b) Turbinas Francis
- c) Turbinas Deriaz
- d) Turbina Kaplan y de Hélice
- e) Turbina axiales, en sus variantes: tubular, bulbo, y de generador periférico. (Coz, 1995) (Ortiz, 2001) (Harper, 1982) (Viedma, 1997) (Roldán, 2012)

1.5 MICROCENTRALES HIDROELÉCTRICAS

1.5.1 INTRODUCCIÓN A LA MICROHIDROGENERACIÓN

Son sistemas de generación hidráulica a pequeña escala, se puede diferenciar tres rangos de potencia: en gran escala, mini y micro generación. Los sistemas a gran escala proporcionan suficiente energía como para abastecer a ciudades enteras; por lo general, producen más de 10 MW de potencia. Los sistemas de minigeneración están en el rango de 300KW a 10MW. Los sistemas de microgeneración son aún más pequeños, generalmente no suministran energía eléctrica a las redes nacionales; su rango de aplicación está desde 200 W a 300KW, y es una mini-red local independiente de la red eléctrica nacional, abasteciendo de energía eléctrica a pequeños sectores.

En muchos países hay una necesidad creciente de suministros de energía para áreas rurales; por lo que, los sistemas de microhidrogeneración pueden ser diseñados y construidos por personas locales abasteciendo de electricidad para el desarrollo de pequeñas industrias en sectores alejados de las ciudades, con frecuencia, se convierte en una alternativa económica; ya que, los micro hidrosistemas independientes no necesitan de líneas de transmisión. (Coz, 1995)

1.5.2 CENTRALES HIDROELÉCTRICAS EN DERIVACIÓN

El sistema consiste en almacenar suficiente cantidad de agua proveniente de un canal con una bocatoma que permita utilizarla para generación de energía eléctrica, donde el recurso hídrico debe tener un sistema de captación en tiempos donde el caudal disminuya; en este lugar se encuentra un tanque y un desarenador, que se conecta a su vez, a una tubería, encargada de conducir el caudal a una determinada pendiente donde se obtendrá la altura necesaria para adquirir la potencia requerida. (Ortiz, 2001) (Briseño, 2008) (Balairón, 2002)

1.5.3 ELEMENTOS QUE COMPONEN UNA CENTRAL HIDROELÉCTRICA

1.5.3.1 Bocatoma

Es una obra que permitirá llevar el suficiente caudal para la potencia requerida. Esta obra debe ser lo suficientemente robusta para épocas de invierno, por las crecidas del río.

1.5.3.2 Obra de conducción

Es un canal que está ubicado en lugar estratégico que tiene una pequeña pendiente, este canal puede ser de cemento, de tierra o puede ser de tubería que conducirá el recurso hídrico desde la bocatoma realizada hasta el tanque de almacenamiento.

1.5.3.3 Desarenador

Su función principalmente es disminuir la velocidad de las partículas, para que estas desciendan al fondo del desarenador, con el objetivo de separar toda partícula sólida del recurso hídrico, a fin de conducir en la tubería de presión agua libre de dichas partículas.

1.5.3.4 Tanque de presión

El agua en este punto de la trayectoria, tiende a estar en reposo, tiene la finalidad de almacenar la mayor cantidad de agua posible, garantizando que no ingresen burbujas a la tubería de presión, ya que esto permitirá el óptimo arranque del grupo turbina generador y evitar el golpe de ariete de cierto de modo.

1.5.3.5 Aliviadero

Es una compuerta, la cual permitirá, eliminar el exceso de agua, cuando el tanque de presión llegue a su volumen máximo. Regresando el exceso de volumen de agua a su cauce natural.

1.5.3.6 Tubería de presión

Su función es conducir el caudal, hasta la turbina, debe ser tubería de presión y estar perfilada, para soportar la presión generada por el volumen de agua, para el cual, está diseñada la turbina; además debe soportar la dilatación que ocurre por variación de temperatura.

1.5.3.7 Casa de máquinas

Se la denomina así, ya que se encuentra, la turbina y el generador, elementos encargados de convertir la energía hidráulica en energía mecánica, y mediante un sistema de poleas conectadas desde la turbina al generador convertirá la energía mecánica en energía eléctrica. Y posteriormente mediante un sistema de líneas de transmisión llevarlas al consumidor.

1.5.3.8 Otros elementos

Válvulas, reguladores, volante, tablero de medida y protecciones, subestación, barraje, etc. **(Ortiz, 2001) (Briseño, 2008)**

CAPÍTULO II

2. METODOS Y TÉCNICAS

2.1 METODOS:

En el presente proyecto de tesis, el Capitulo I está desarrollado mediante el método deductivo, porque va de lo general a lo particular; es decir se empleo información general de distintas turbinas para seleccionar solo un tipo de turbina adecuada para este proyecto , además sintético-analítico, porque se ha unificado diversos elementos de forma racional en una nueva totalidad, para establecer una explicación de la información necesaria e importante para desarrollo de la pico central de generación eléctrica, ya que, se ha extraído información generalizada, derivada del conocimiento experimental, como: la transformación de la energía, energía a partir del agua, que explica el fundamento de la conversión de la energía potencial, en energía cinética y esta a su vez en energía mecánica y posteriormente a energía eléctrica mediante un generador.

Además se ha empleado el método de investigación bibliográfico, utilizando libros, artículos, anexos, tesis de universidades tanto en bibliotecas como en la web, que han servido como guía de recopilación de información para el Capitulo I.

El proyecto inició aplicando un diseño de campo, que sirve para la recolección de información “datos primarios” recogidos a través de dos técnicas muy importantes en el campo de la investigación, como son: la entrevista y la observación, ya que la entrevista es un reportaje verbal que se lo hizo al presidente del Sector

Pansachi Ing. Javier Espín, con el fin de obtener información del la falta de energía eléctrica en su sector, como también una reunión con todo los miembros de la asociación.

La observación del sector se la realizó posteriormente para reafirmar de una manera más directa el problema energético del sector, ya que el objetivo principal fue observar directamente el lugar de estudio, combinar técnicas a la vez, que permitan comprobar la veracidad o falsedad de las respuestas al momento de la entrevista.

Aplicando un tipo de investigación bibliográfico, empleando libros que podemos encontrar en bibliotecas o en la web. El siguiente paso fue estructurar, el método científico que permite seguir esquemáticamente, el proceso de la investigación, analizando y detallando el problema, objetivos, hipótesis, variables, procesamiento de datos, y la pertinencia de incluir una propuesta de investigación, defendiendo previamente el anteproyecto. Se utilizó instrumentos técnicos que constituyen elementos que permiten obtener y manejar de una mejor manera la investigación de campo, entre estos podemos a notar, cuadernos, aparatos, libros de registros y otros.

Para realizar el capítulo II se ha empleado la investigación de campo, la cual se apoya en informaciones que provienen de la aplicación de técnicas, tales como: entrevistas, cuestionarios, encuestas y observaciones. Para este caso se utilizó una entrevista al Presidente de la Asociación de moradores del sector, al Ing. Javier Espín.

Para determinar la demanda energética el tipo de investigación que se aplico es causi-experimental que nos permite estudiar las relaciones causa-efecto, se concluye que la demanda energética es de 3 KW, es necesario una altura de 11 metros de salto neto y 50 litros/segundo, para alcanzar la potencia máxima de generación y según el diagrama de selección de turbina y el rango de aplicación se

llega a establecer que la turbina Michell-Banki es la adecuada para estos parámetros,

A la vez se ha realizado varias visitas al sitio, comprobando mediante la observación y toma de datos de dicho sector, se comprueba la falta de una turbina hidráulica que proporcione energía eléctrica, siempre y cuando este dentro de los parámetros de demanda energético del Sector Pansachi, El Moro, Cuchitingue, Parroquia Aláquez, Provincia de Cotopaxi.

En el capítulo III se uso el análisis de las teorías de diseño para construir la pico central de generación eléctrica en base a los cálculos. Además se ha utilizado una investigación aplicada, también llamada utilitaria, que plantea problemas concretos como es la falta de energía eléctrica que requieren soluciones inmediatas, e igual de específicas , con el fin de llevar las teorías generales a la práctica, resolviendo necesidades de la sociedad.

Para la identificación de la turbina se utilizó el método deductivo, ya que recopila información general de todos los tipos de turbinas hidráulicas y la selección particular para este proyecto es la turbina Michell-Banki empleada para pequeños caudales y pequeñas alturas, que cumple con la potencia de generación apropiada para alcanzar 3 KW, necesario para la demanda máxima del sector.

Además, se emplea el método analítico, que consiste en descomponer el objeto de estudio, separándolos por partes, para estudiarlas de manera individual, es lo que se ha desarrollado, al momento del diseño, donde cada parte de la turbina Michell-Banki, fue analizada y calculada para determinar los valores de diseño de la pico central de generación eléctrica.

2.2 TÉCNICAS:

En el capítulo I, se aplicó la técnica documental, ya que esta permite obtener información de fuentes bibliográficas, de documentos que ya fueron elaborados, como son anexos, libros, artículos, folletos, etc.

En el capítulo II, se aplicó la técnica de observación directa, ya que nos permite, afirmar aseveraciones, con nuestro objeto de estudio, además de la técnica documental, que por medio de esta técnica podemos recopilar información de manera escrita.

En el capítulo III, se aplicó la técnica de la entrevista, documental, la observación directa, ya que, mediante la técnica de la entrevista, se pudo establecer en valores la realidad del lugar, determinando la demanda energética del sector. Posteriormente, la documental, basada en documentos bibliográficos, se pudo determinar las fórmulas necesarias para el diseño de la pico central de generación eléctrica; y la observación directa, para la construcción y pruebas de funcionamiento.

2.3 INSTRUMENTOS

Para el capítulo I, se aplicó instrumentos de investigación de campo, tales como: Bibliotecas, web, computadoras, flash memory, CD's, apuntes en cuadernos, notas de registro, copias de libros, fichas bibliográficas, fotos, etc.

Para el capítulo II, se aplicó los siguientes instrumentos como son: libros, bibliotecas, web, computadoras, flash memory, apuntes en cuadernos, notas de registro, copias de libros, etc.

Para el capítulo III, se aplicó los siguientes instrumentos tales como: software para cálculos matemáticos y Autocad para el diseño, calculadoras, esferos, lápices, borradores, libros, bibliotecas, web, computadoras, flash memory, apuntes en cuadernos, notas de registro, copias de libros, y taller mecánico para su construcción, etc.

2.4 PROCEDIMIENTOS PARA LEVANTAMIENTO DE LA INFORMACIÓN:

1. Entrevista al presidente del Sector Pansachi, para determinar la demanda energética.
2. Observación directa al lugar.
 - 2.1 Medición del caudal empleando el método del recipiente.
 - 2.2 Medición de la altura mediante el método del GPS.
3. Elaboración los objetivos, hipótesis, variables, etc.
4. Recopilación de información para el Marco teórico
5. Identificar los tipos, métodos, técnicas e instrumentos aplicados en la investigación.
6. Identificar parámetros de diseño, como son la altura neta, y el caudal según la demanda energética.
7. Selección de la turbina hidráulica
8. Diseño de las partes de la Turbina Michell-Banki.
9. Confirmación de cálculos antes de proceder a la construcción.
10. Construcción de las partes, se detalla a continuación:
 - 10.1 Chapas metálicas para el rodete.
 - 10.2 Eje del rodete
 - 10.3 Álabes de la turbina
 - 10.4 Base y carcasa de la turbina
 - 10.5 Inyector
 - 10.6 Voluta
 - 10.7 Tubo de ingreso

- 10.8 Carcasa o cubierta metálica para el generador.
11. Armado de la pico central, se ha empleado la siguiente secuencia:
 - 11.1 Soldado de las chapas al eje del rotor.
 - 11.2 Soldado de los álabes a las chapas del rotor.
 - 11.3 Soldado de las partes de la carcasa
 - 11.4 Soldado de las partes de la base.
 - 11.5 Colocación de chumaceras en la carcasa.
 - 11.6 Acoplar el generador a la base, con su respectiva cubierta metálica.
 - 11.7 Balanceo del rodete. (Anexo 27,28)
 - 11.8 Encajar el rodete dentro de la carcasa.
 - 11.9 Ensamblaje del inyector y la tubería de entrada de la turbina.
 - 11.10 Colocación de poleas y bandas
12. Pruebas de funcionamiento (Anexos 29,30)
13. Pintado de la turbina
14. Conclusiones y recomendaciones

CAPÍTULO III

3. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN

3.1 MEDICIÓN Y DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO

Para el diseño, de este proyecto es necesario determinar los siguientes parámetros:

3.1.1 RESULTADOS DE LA ENTREVISTA

Tabla 3.0 Resultados de la entrevista (demanda energética)

Entrevista	Datos
Número de Usuarios	10
Artefactos que pudiera usar cada usuario	Radio, televisión, 4 focos
Horario de uso de energía eléctrica	6 pm a 9 pm
Estimación de carga máxima por usuario	300 watts
Demanda máxima	3000 Watts

Elaborado: por los autores

Empleando el tipo de investigación causi-experimental que nos permite estudiar las relaciones causa-efecto, se concluye que la demanda energética es de 3 KW, es necesario una altura de 11 metros de salto neto y 50 litros/segundo, para alcanzar la potencia máxima de generación y según el diagrama de selección de turbina y el rango de aplicación se llega a establecer que la turbina Michell-Banki es la adecuada para estos parámetros,

A la vez se ha realizado varias visitas al sitio, comprobando mediante la observación y toma de datos de dicho sector, se comprueba la falta de una turbina hidráulica que proporcione energía eléctrica, siempre y cuando este dentro de los parámetros de demanda energético del Sector Pansachi, El Moro, Cuchitingue, Parroquia Aláquez, Provincia de Cotopaxi

3.1.2 Medición del caudal

Para determinar el caudal, se empleó el método de recipiente, detallándose a continuación, las siguientes mediciones: como se muestra en la tabla 3.1.

Tabla 3.1 Mediciones de tiempo para determinar el caudal existente

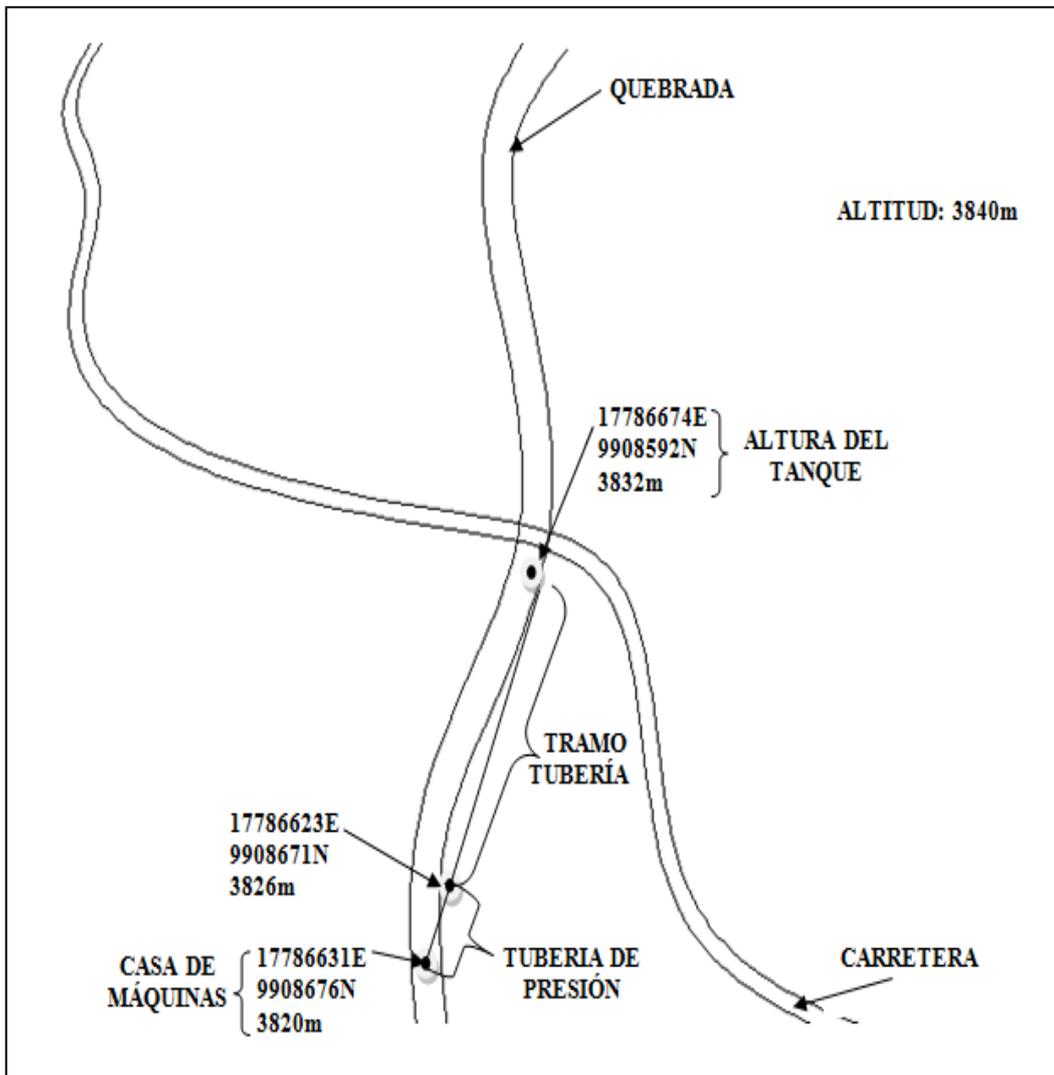
Numero de mediciones	Tiempo (s)
T1	2.06
T2	2.20
T3	2.16
T4	1.83
T5	1.81

Fuente: Elaborado por los autores

Se obtiene un promedio en el tiempo de llenado del recipiente de: 2.01seg. Para la realización de estas mediciones se usó, un recipiente de 10 Litros, comprobándose que el caudal disponible es de 5L/seg, por ello, es necesario, un sistema de captación de agua. Para los demás cálculos se utilizará como dato $Q=50L/seg=0.050m^3/s$, ya que, será el caudal empleado para el trabajo de la turbina.

3.1.3 Método del GPS

Figura 3.1 Ubicación de los Puntos GPS del Proyecto



Fuente: Elaborado por los autores

Mediante un GPS se determinó la ubicación exacta del sector, que permite establecer los datos necesarios para la determinación de la altura o salto y la longitud de las tuberías. Como se detalla en la figura 3.1

3.1.5 Medición del salto o altura bruta

La medición debe ser hecha desde la caída de agua de mayor prolongación, para tener mayor potencia de generación, la medición pueden ser hecha mediante métodos tales como: método de manguera de nivelación, método de manguera y manómetro, método de nivel de carpintero y tablas, método de altímetro, método de eclímetro, método de nivel del Ingeniero. (Sanz, 2008) (Balairón, 2002)

Además, dicha altura es el salto que tiene el agua desde el punto más alto del tanque hasta la turbina, sin considerar pérdidas. La altura bruta está determinada mediante los puntos de ubicación de la altitud del Tanque y el cuarto de máquinas, donde se ubicará la Turbina Michell-Banki, por ello determinó que la altura bruta es igual a:

$$Hb = Z_2 - Z_1 \quad (3.1)$$

$$Hb = 3832m - 3820m$$

$$Hb = 12m$$

3.1.6 Longitud de la tubería de cemento

La longitud de la tubería de cemento, va desde el punto del tanque hasta la tubería de presión, esta se conectará a la Turbina Michell-Banki. Resolviendo se tiene, la siguiente longitud:

$$L_{(\text{tub-cem})} = \sqrt{(X_2 - X_1)^2 + (Y_2 - Y_1)^2 + (Z_2 - Z_1)^2} \quad (3.2)$$

$L_{(\text{tub-cem})}$

$$= \sqrt{(17786674 - 17786623)^2 + (9908592 - 9908671)^2 + (3832 - 3826)^2}$$

$$L_{(\text{tub-cem})} = \sqrt{(51)^2 + (-79)^2 + (6)^2}$$

$$L_{(\text{tub-cem})} = \sqrt{8878}$$

$$L_{(\text{tub-cem})} = 94.22\text{m}$$

3.1.6 Longitud de la tubería de presión

La longitud de la tubería de presión, va desde el punto más alto de quebrada hasta el cuarto de máquinas que se conectará a la Turbina Michell-Banki. Resolviendo se tiene que:

$$L_{(\text{tub-presn})} = \sqrt{(X_2 - X_1)^2 + (Y_2 - Y_1)^2 + (Z_2 - Z_1)^2} \quad (3.2.1)$$

$L_{\text{tub-}}$

$\text{presn} =$

$$\sqrt{(17786623 - 17786631)^2 + (9908671 - 9908676)^2 + (3826 - 3820)^2}$$

$$L_{(\text{tub- presn})} = \sqrt{(-8)^2 + (5)^2 + (6)^2}$$

$$L_{(\text{tub- presn})} = \sqrt{125}$$

$$L_{(\text{tub- presn})} = 11.18\text{m}$$

3.1.7 Cálculo del diámetro interior de la tubería de presión

Su función es captar el agua en la base de la cámara de carga y conducirla hacia la turbina, convirtiendo la energía potencial en energía cinética, que

al llegar al rodete de la turbina se transforma en energía mecánica; que a su vez, mediante un sistema de transmisión de bandas y poleas acoplado a un generador, proporcionan electricidad. La tubería de presión es el elemento primordial de las obras de derivación. Para determinar el diámetro interno de la tubería de presión se emplea la siguiente fórmula: **(Harper, 1982)**

$$D_i = \sqrt[7]{0.0052Q^3} \quad (3.3)$$

Donde:

D_i = Diámetro interno de la tubería de presión (m)

Q^3 = Caudal (m³/s)

$$D_i = \sqrt[7]{0.0052(0.050)^3}$$

$$D_i = \sqrt[7]{0.0052(0.050)^3}$$

$$D_i = 0.130656\text{m}$$

$$D_i = 5.14 \text{ plg}$$

No es valor de tubería comercial, por ello, se selecciona una tubería de diámetro 6 pulgadas.

3.1.8 Cálculo de la Velocidad de circulación del agua en la Tubería

(Alonso, 1980)

El cálculo de la velocidad está basado en la siguiente fórmula:

$$Q = V * A \quad (3.4)$$

$$V = \frac{Q}{A} \quad (3.5)$$

Pero se tiene que:

$$A = \frac{\pi D i^2}{4} \quad (3.6)$$

Por ende, se realiza el siguiente reemplazo, obteniendo la fórmula:

$$V = \frac{4Q}{\pi D i^2} \quad (3.7)$$

$$V = \frac{4(0.050m^3/s)}{\pi(0.130656m)^2}$$

$$V = 3.73m/s$$

3.1.9 Cálculo de las pérdidas de Fricción en la Tubería de Presión

En el transporte de un fluido se generan pérdidas de energía, por lo general, a causa de rozamiento, entre el fluido y las paredes de la tubería. Para calcular las pérdidas de carga que se producen en la tubería de presión, se emplea la siguiente fórmula:

(Harper, 1982)

$$h_f = f * \left(\frac{L}{D}\right) * \frac{v^2}{2g} \quad (3.8)$$

Donde:

L = Longitud de la tubería de presión (m)

D = Diámetro de la tubería de presión (m)

V = Velocidad media en la tubería de presión. (m /seg.)

h_f = Pérdidas por fricción (m)

f = Factor de fricción del material.

g = Es la constante de gravitación. (9.8 m/seg^2)

$$h_f = 0.01646 * \left(\frac{11.18m}{0.130656m} \right) * \frac{(3.73m/s)^2}{2(9.8m/s^2)}$$

$$h_f = 0.99977m$$

$$h_f \approx 1m$$

3.1.10 Determinación de la altura neta

La altura neta (H_n) consiste en restar la altura bruta y las pérdidas de carga o fricción, que se producen por el rozamiento del agua con las paredes de la tubería de presión. Se emplea la siguiente fórmula (Sanz, 2008):

$$H_n = H_b - h_f \quad (3.9)$$

$$H_n = 12m - 1m$$

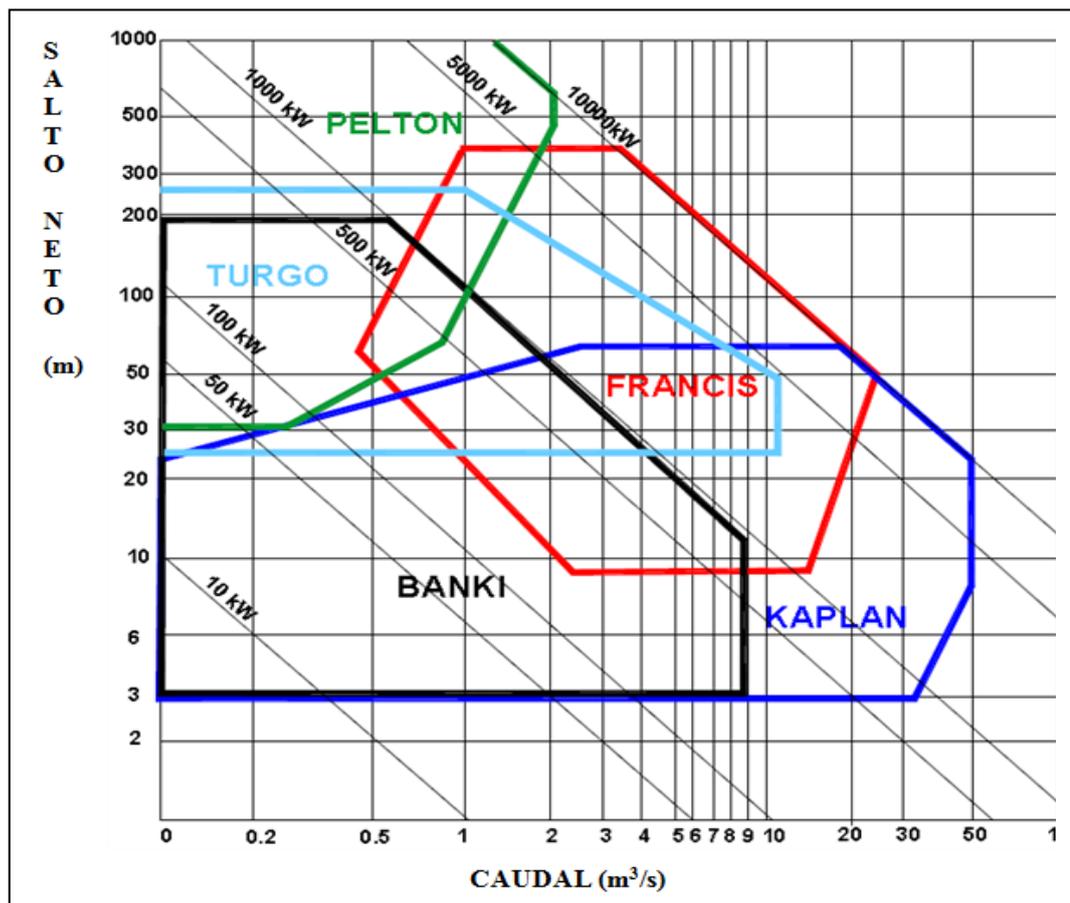
$$H_n = 11m$$

3.2 CRITERIOS DE SELECCIÓN

3.2.1 Selección de la turbina

La selección de la turbina está hecha en base al siguiente diagrama de empleo de las diferentes turbinas, según el caudal y la altura en las cuales pueden ser utilizadas. Como se muestra en la figura 3.2

Figura 3.2 Diagrama de selección de Turbinas



Fuente: II Curso Internacional de Especialización de Micro y Mini Centrales Eléctricas

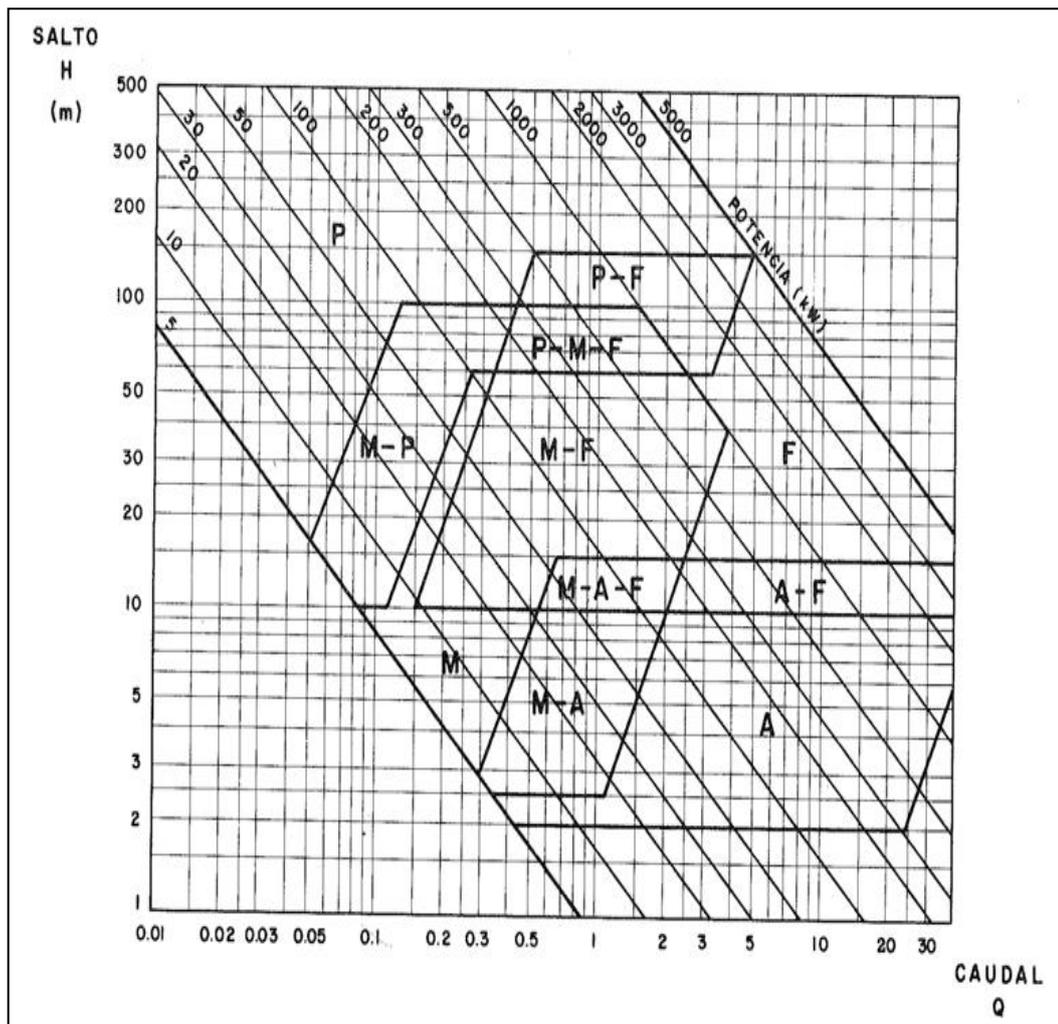
Según este el diagrama para:

Caudal..... Q=50L/s=0.050m³/s

Altura neta..... Hn= 11m

La opción indicada es una Turbina Michell Banki, ya que sus características permite generar la potencia apropiada para el Sector Pansachi, El Moro, Cuchitingue, Parroquia Aláquez, Provincia de Cotopaxi. Confirmándose la selección con el siguiente diagrama. Como se muestra en la figura 3.3 (Olade, 1995):

Figura 3.3 Diagrama de selección de Turbinas OLADE



Fuente: Manual de Diseño y Estandarización OLADE

Donde:

P= Turbina Pelton

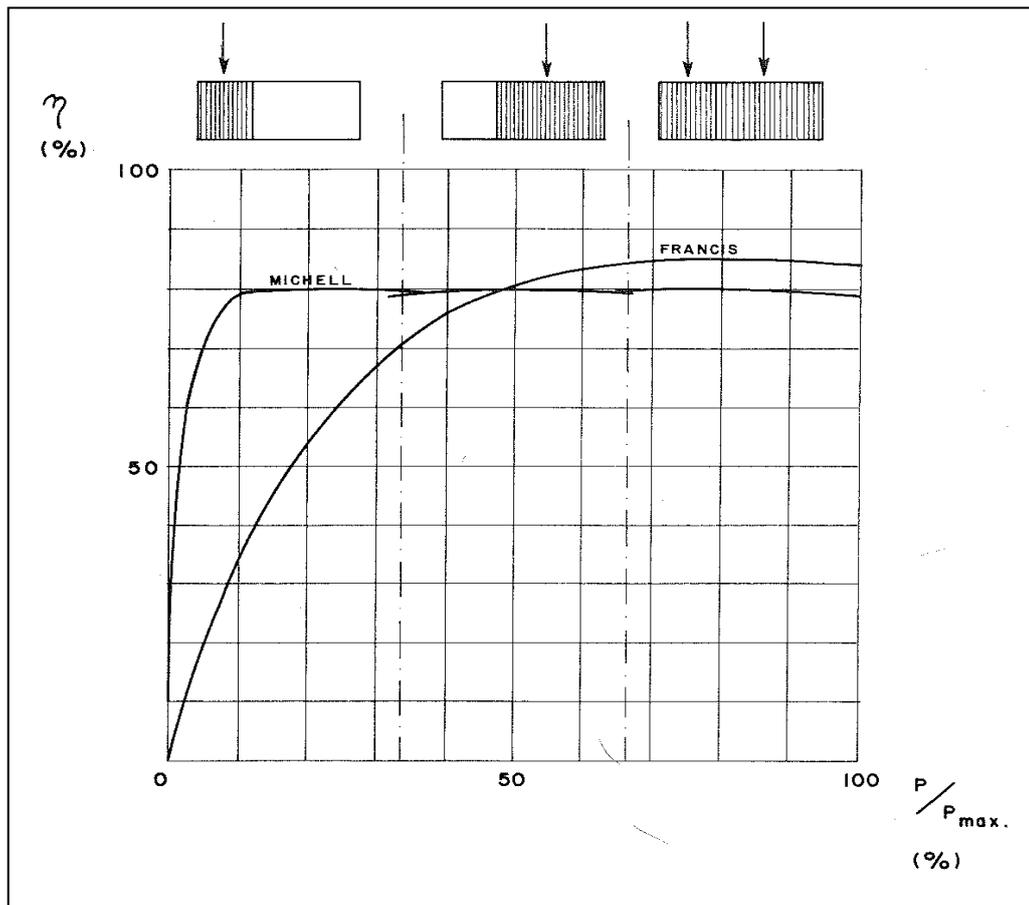
M=Turbina Michell-Banki

F=Turbina Francis

A=Trubina Axial

Además presenta bajos costos de mantenimiento y construcción, dándose la selección adecuada para este proyecto. Cabe agregar la selección de dicha turbina también está basada en la eficiencia que presenta la turbina Michell-Banki con respecto a la Potencia de generación a carga parcial. Como se muestra en la figura 3.4 (Olade, 1995).

Figura 3.4 Eficiencia a carga parcial de las turbinas



Fuente: Manual de Diseño y Estandarización OLADE

3.2.2 Selección del generador

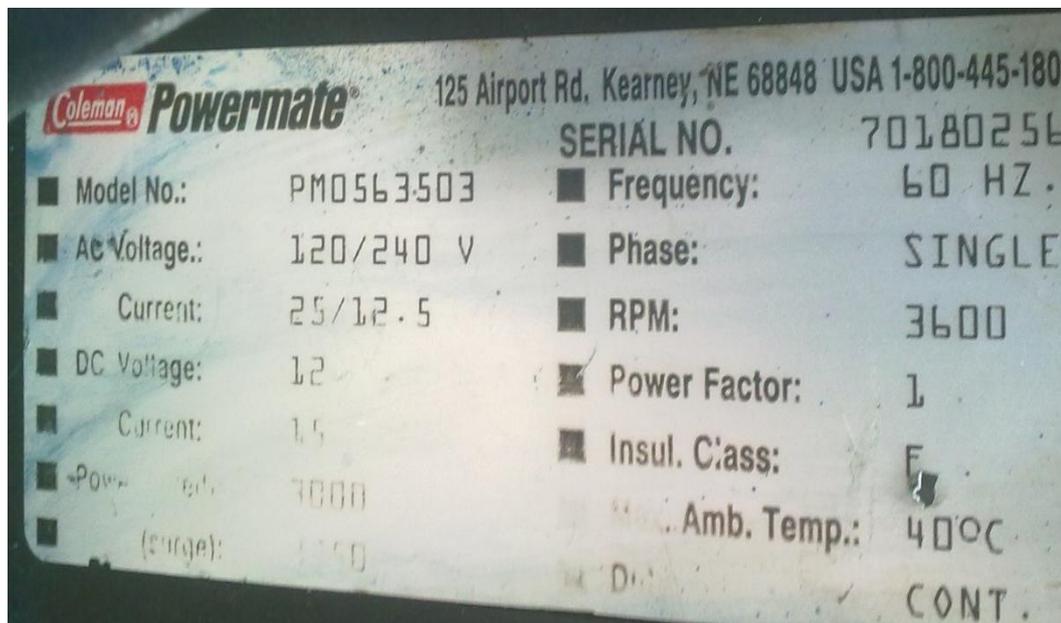
Figura 3.5 Generador del Proyecto



Fuente: Elaborado por los autores

(Harper, 1983)

Figura 3.6 Características técnicas del Generador del proyecto



Fuente: Elaborado por los autores

Para la selección del generador es necesario, las especificaciones técnicas que se detalla a continuación:

Serial No: 70180256

Corriente: 25A /12.5A

Modelo No: PM0563503

Frecuencia: 60 Hz

Potencia: 3.0 KW

Factor de Potencia: 1

RPM: 3600

Temperatura de Trabajo: 40°C

Voltaje AC: 120V / 240V

Cumpliendo con los requerimientos actuales del Sector Pansachi, El Moro, Cuchitingue, Parroquia Aláquez, Provincia de Cotopaxi y con proyección a crecimiento energético. Por fenómenos existentes en la Turbinas que se no pueden controlar y pudieran darse en el transcurso del funcionamiento de la turbina, que disminuyan la potencia del generador, se tomará la Potencia del Generador de 2.5 KW, para cálculos de diseño, es decir, se prevé una disminución de potencia del 16.67%.

3.3 DISEÑO HIDRÁULICO, MECÁNICO Y ELÉCTRICO DE LA TURBINA

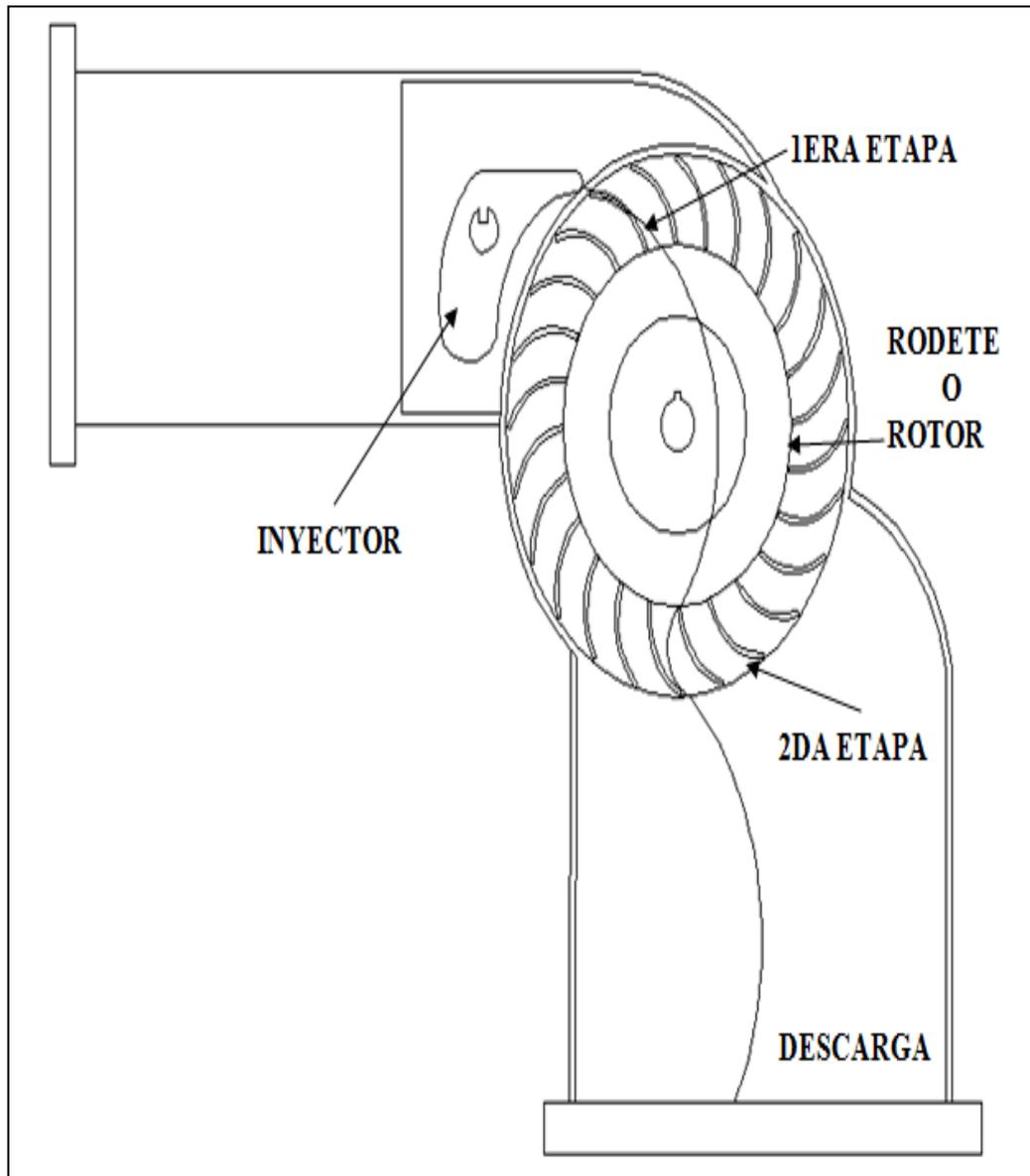
La selección determina que la turbina Michell-Banki es la correcta y apropiada, por ello a continuación se detalla los cálculos de dicha turbina:

3.3.1 CÁLCULOS DE LA TURBINA MICHELL BANKI

La energía del agua que ingresa a la turbina, es transferida al rotor en dos etapas:

- 1era etapa.- entrega un 70% de la energía total transferida al rotor.
- 2da etapa.- entrega el 30% restante de la energía total. Como se muestra en la figura 3.7

Figura 3.7 Representación gráfica de las etapas en una turbina Michell-Banki



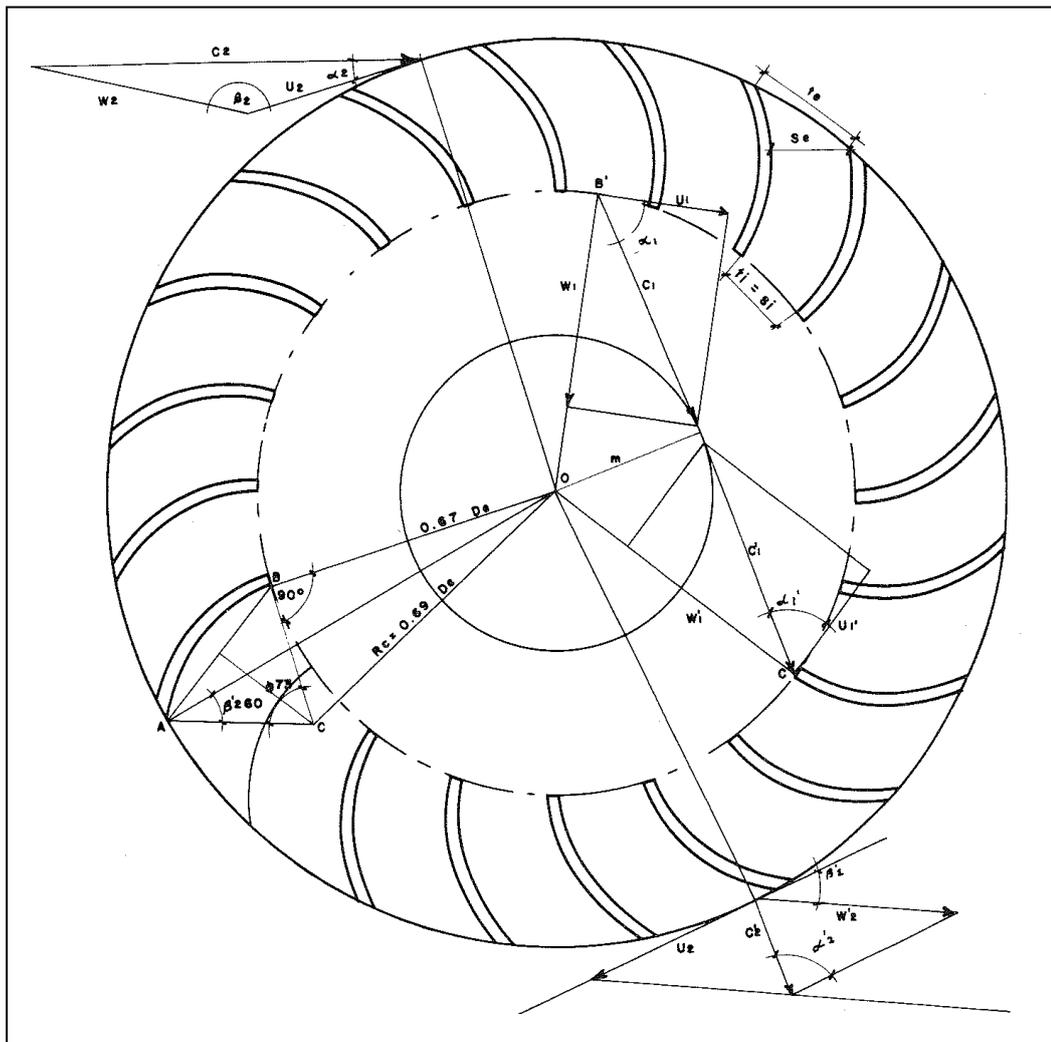
Fuente: Elaborado por los autores

3.3.1.1.- RESOLUCIÓN DEL TRIÁNGULO DE VELOCIDADES A LA ENTRADA DEL ROTOR

$$B = \sin^{-1} \left(\frac{\sin \alpha_1}{\sqrt{1 - \frac{3(\cos \alpha_1)^2}{4}}} \right) \quad (3.10)$$

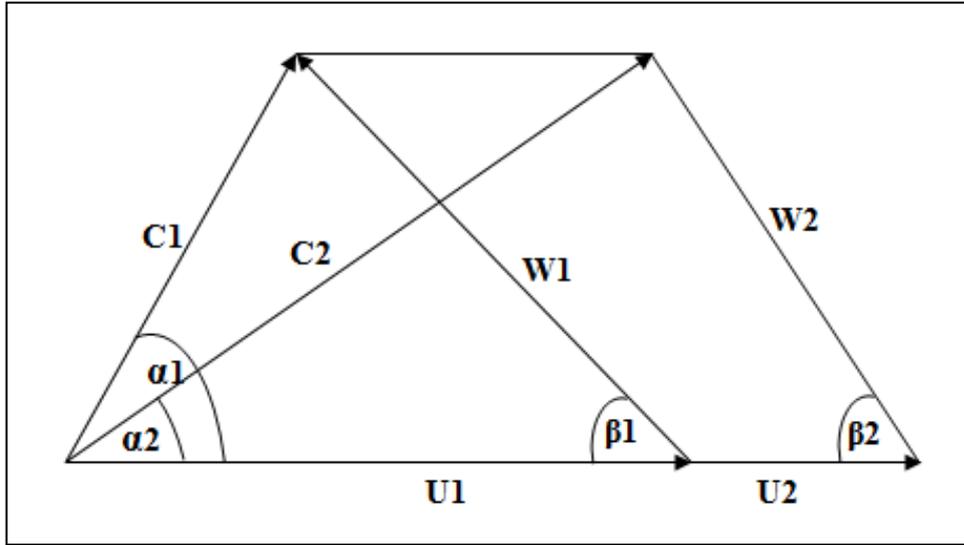
(Potess, 1971) (Olade, 1995)

Figura 3.8 Diagrama de Velocidad en el Rotor de la Turbina Michell Banki



Fuente: Manual de Diseño y Estandarización OLADE

Figura 3.9 Representación grafica de las velocidades a la entrada del Rotor



Fuente: Elaborado por los autores

Mediciones empíricas se toma que $\beta=30^\circ$

Sonnek (1923), modificó la teoría de Banki asumiendo un ángulo constante e igual a 30° , con lo que da la expresión del rendimiento máximo es:

$$\begin{aligned}
 n_{max} &= \left(0.863 - 0.264 \frac{D}{H}\right) * 100\% & (3.11) \\
 n_{max} &= \left(0.863 - 0.264 \frac{0.200m}{11m}\right) * 100\% \\
 n_{max} &= 0.8582 * 100\% \\
 n_{max} &= 85.82\%
 \end{aligned}$$

Resolviendo el triángulo de velocidades tenemos:

$$\beta = \sin^{-1} \left(\frac{\sin \alpha_1}{\sqrt{1 - \frac{3(\cos \alpha_1)^2}{4}}} \right)$$

$$30^\circ = \sin^{-1} \left(\frac{\sin \alpha_1}{\sqrt{1 - \frac{3(\cos \alpha_1)^2}{4}}} \right)$$

$$\sin 30^\circ = \frac{\sin \alpha_1}{\sqrt{1 - \frac{3(\cos \alpha_1)^2}{4}}}$$

$$(\sin 30^\circ)^2 = \left(\frac{\sin \alpha_1}{\sqrt{1 - \frac{3(\cos \alpha_1)^2}{4}}} \right)^2$$

$$\left(1 - \frac{3(\cos \alpha_1)^2}{4} \right) (\sin 30^\circ)^2 = (\sin \alpha_1)^2$$

$$(\sin 30^\circ)^2 - \frac{3(\cos \alpha_1)^2 (\sin 30^\circ)^2}{4} = (\sin \alpha_1)^2$$

$$(\sin \alpha_1)^2 + \frac{3(\cos \alpha_1)^2 (\sin 30^\circ)^2}{4} = (\sin 30^\circ)^2$$

$$1 - (\cos \alpha_1)^2 + \frac{3(\cos \alpha_1)^2 (\sin 30^\circ)^2}{4} = (\sin 30^\circ)^2$$

$$\frac{3(\cos \alpha_1)^2 (\sin 30^\circ)^2}{4} - (\cos \alpha_1)^2 = (\sin 30^\circ)^2 - 1$$

$$(\cos \alpha_1)^2 \left(\frac{3(\sin 30^\circ)^2}{4} - 1 \right) = (\sin 30^\circ)^2 - 1$$

$$(\cos \alpha_1)^2 = \frac{(\sin 30^\circ)^2 - 1}{\frac{3(\sin 30^\circ)^2}{4} - 1}$$

$$(\cos \alpha_1)^2 = 0.923$$

$$\cos \alpha_1 = \sqrt{0.923}$$

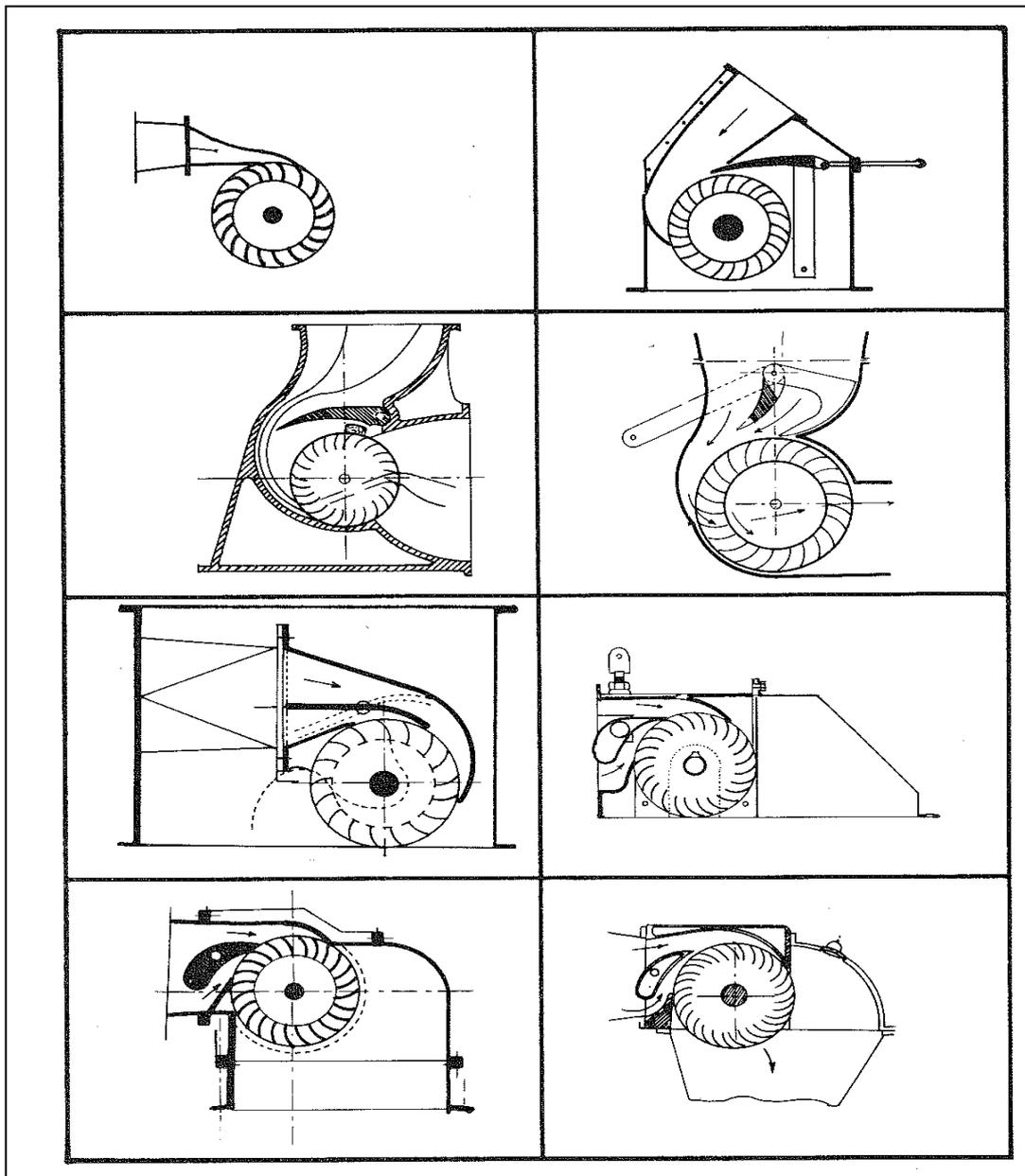
$$\cos \alpha_1 = 0.9607$$

$$\alpha_1 = \cos(0.9607)$$

$$\alpha_1 = 16.10^\circ$$

3.3.1.2.- VELOCIDAD DEL INYECTOR

Figura 3.10 Perfiles de Inyectores para Turbinas Michell-Banki



Fuente: Manual de Diseño y Estandarización OLADE

(Olade, 1995)

- $C_1 = 4.429K_c\sqrt{H_n}$ (3.12)

$Kc = [0.97 - 0.98]$: es un valor determinado de forma experimental, para el diseño $Kc=0.98$

$$C_1 = 4.429K_c\sqrt{H_n}$$
$$C_1 = 4.429(0.98)\sqrt{11m}$$
$$C_1 = 14.395 \frac{m}{s}$$
$$C_1 \approx 14.40 \frac{m}{s}$$

- $U_1 = 2.214K_c\sqrt{H_n} \cos \alpha_1$ (3.13)

$$U_1 = 2.214(0.98)\sqrt{11m} \cos(16.10^\circ)$$
$$U_1 = 6.91 \frac{m}{s}$$

- $W_1 = 4.429K_c\sqrt{H_n} \frac{\sin \alpha_1}{\sin(180^\circ - B_1)}$ (3.14)

$$W_1 = 4.429K_c\sqrt{11m} \frac{\sin 16.10^\circ}{\sin(180^\circ - 30^\circ)}$$
$$W_1 = 7.98 \frac{m}{s}$$

- $Cm_1 = c_1 * \sin \alpha_1$ (3.15)

$$Cm_1 = \left(14.40 \frac{m}{s}\right) * \sin 16.10^\circ$$

$$Cm_1 = 3.99 \frac{m}{s}$$

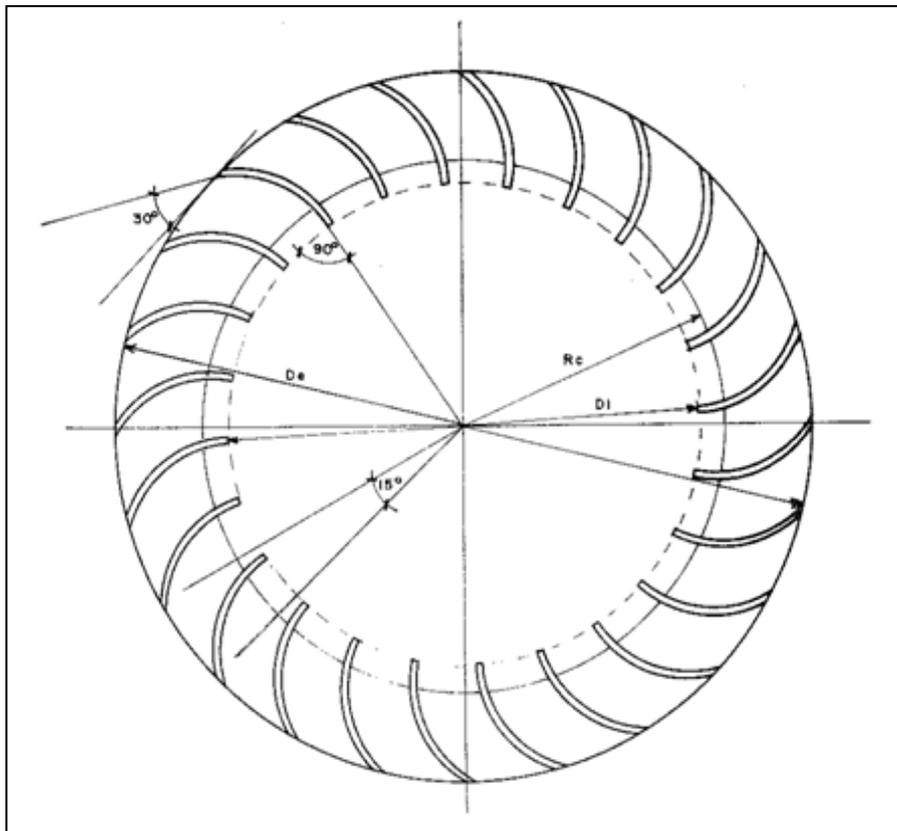
$$Cm_1 \approx 4.00 \frac{m}{s}$$

RESUMEN DEL TRIÁNGULO DE VELOCIDADES

1. Velocidad Absoluta (C_1) 14.40m/s
2. Velocidad Relativa (W_1)..... 7.98m/s
3. Velocidad Tangencial (U_1)..... 6.91m/s
4. Velocidad Meridiana (Cm_1)..... 4.00m/s

3.3.1.3.- SELECCIÓN DEL DIÁMETRO DEL ROTOR O RODETE

Figura 3.11 Perfil del Rodete



Fuente: Manual de Diseño y Estandarización OLADE

Para ello empleamos la siguiente fórmula: $\frac{Q}{\sqrt{H}}$

Teniendo en cuenta la siguiente tabla de estandarización:

(8avo Congreso Liberoamericano de Ingeniería Mecánico de Metodología de diseño Hidraulico y Mecancio de una Turbina Michell-Banki, 2007) (8avo Congreso Liberoamericano de Ingeniería Mecánico de Metodología de diseño Hidraulico y Mecancio de una Turbina Michell-Banki, 2007)

Tabla 3.2 Selección del Rodete

$\frac{Q}{\sqrt{H}}$	Diámetro del rotor(mm)
0.02236-0.04743	200
0.04743-0.07906	300
0.07906-0.11068	400
0.07906-0.15812	500

Fuente: INE (1986)

Dividiendo tenemos:

Sel=selección

$$Sel = \frac{Q}{\sqrt{H}} \quad (3.16)$$

$$Sel = \frac{0.050 \frac{m^3}{s}}{\sqrt{11m}}$$

$$Sel = 0.0150$$

0.0150: este valor está por debajo de los valores de la tabla, ya que; el diámetro de esta máquina no depende del caudal, es por ello, que se toma el valor de 200mm (valor mínimo de la tabla de estandarización)

$$De=200mm$$

3.3.1.4.- DIÁMETRO INTERIOR DEL ROTOR

$$Di = 0.66De \quad (3.17)$$

$$Di = 0.66(200mm)$$

$$Di = 132mm$$

(8avo Congreso Liberoamericano de Ingeniería Mecánica de Metodología de diseño Hidraulico y Mecancio de una Turbina Michell-Banki, 2007) (Olade, 1995)

3.3.1.5.- DIÁMETRO MÁXIMO DEL EJE DEL ROTOR

$$de_{max} = 0.33De \quad (3.18)$$

$$de_{max} = 0.33(200mm)$$

$$de_{max} = 66mm$$

3.3.1.6.-NÚMERO ÓPTIMO DE REVOLUCIONES DE LA TURBINA MICHELL BANKI

Otro parámetro necesario para el Diseño de la Turbina Michell-Banki, es determinar el número óptimo de revoluciones, a las que deberá operar la turbina, para ello se emplea la siguiente fórmula:

(Olade, 1995)

$$N = \frac{39.85\sqrt{H}}{De} \quad (3.19)$$

En donde:

N: Numero de revoluciones optimas (RPM)

De: Diámetro exterior del rodete (m)

H: Salto neto aprovechable (m)

$$N = \frac{39.85\sqrt{11}}{0.200}$$
$$N = 660.84 \text{ RPM}$$

A este número de revoluciones también se las puede encontrar como:

- **VELOCIDAD DE GIRO DE LA TURBINA**
- **VELOCIDAD NOMINAL DE ROTACIÓN.**

Para determinar su valor, podemos emplear las siguientes dos ecuaciones, respectivamente:

Velocidad de giro de la turbina

Velocidad nominal de rotación

$$N = \frac{60(U_1)}{\pi * D} \quad (3.20)$$

$$N = \frac{40\sqrt{H}}{D} \quad (3.21)$$

$$N = \frac{60(6.91\frac{m}{s})}{\pi*(0.200m)}$$

$$N = \frac{40\sqrt{11m}}{(0.200m)}$$

$$N = 659.86 \text{ RPM}$$

$$N = 663.32 \text{ RPM}$$

Obtenemos un promedio de $N = 661.6 \text{ RPM}$

Aproximado:

$$N = 662 \text{ RPM}$$

3.3.1.7.- VELOCIDAD DE EMBALAMIENTO

Para turbinas Michell-Banki se tiene que es 1.8 veces la velocidad nominal de la turbina, por ello, se halla la velocidad de embalamiento empleando la siguiente fórmula:

$$\begin{aligned}N_{emb} &= 1.8 * N \\N_{emb} &= 1.8 * (662 \text{ RPM}) \\N_{emb} &= 1191.6 \text{ RPM}\end{aligned}\tag{3.22}$$

3.3.1.8.- POTENCIA AL FRENO DE LA TURBINA

Se la obtiene con la siguiente fórmula:

$$P_T = \frac{P_g}{n_g * n_{tr}}\tag{3.23}$$

Donde:

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

n_g : eficiencia del generador

n_{tr} : eficiencia de la transmisión mecánica utilizado entre la turbina y el generador.

$P_g = 2.5 \text{ KW}$

$n_g = 0.90$

$n_{tr} = 0.85$

$$P_T = \frac{Pg}{ng * n_{tr}}$$

$$P_T = \frac{2.5KW}{0.90 * 0.85}$$

$$P_T = 3.27KW$$

$$P_T = 3.27KW * \frac{1000 \text{ Watts}}{1KW} * \frac{1 \text{ CV}}{735 \text{ Watts}} = 4.45CV$$

(Olade, 1995) (Sanz, 2008)

3.3.1.9.- NÚMEROS ESPECÍFICOS DE REVOLUCIONES Nq Y Ns

Estos números de revoluciones Nq y Ns definen el Rango de Aplicación de las diferentes turbinas hidráulicas.

$$Nq = \frac{N\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad (3.24)$$

$$Ns = \frac{N\sqrt{P}}{\sqrt[4]{H^5}} \quad (3.25)$$

Donde:

P: Potencia al freno de la turbina (C.V.)

Q: caudal máximo que fluye por la turbina (m³/s)

H: Salto neto de la central (m)

N: velocidad de giro de la turbina (RPM)

(Olade, 1995)

Para determinar Nq y Ns tomaremos a N=660.84 RPM, que es el Número Óptimo de Revoluciones de la Turbina.

$$Nq = \frac{N\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}$$

$$Nq = \frac{660.84\sqrt{0.050}}{\sqrt[4]{11^3}}$$

$$Nq = 24.46RPM$$

$$Ns = \frac{N\sqrt{P}}{\sqrt[4]{H^5}}$$

$$Ns = \frac{660.84\sqrt{4.45}}{\sqrt[4]{11^5}}$$

$$Ns = 69.59 RPM$$

La siguiente tabla muestra el rango de aplicación de las diferentes turbinas hidráulicas. En particular el rango de la Turbina Michell-Banki, está definido a limitaciones de diseño mecánico en el límite superior y eficiencia en su rango inferior. Como se muestra en la tabla 3.3.

Tabla 3.3 Rango de aplicación de las Turbinas Hidráulicas

TIPO DE TURBINA	Nq	Ns
Pelton de 1 Tobera	Hasta 9	Hasta 30
Pelton de 2 Toberas	4-13	14-42
Pelton de 3 Toberas o más	5-22	17-73
Michell-Banki	18-60	60-200
Francis Lenta	18-38	39-125
Francis Normal	38-68	125-225
Francis Rápida	68-135	225-450
Axiales	105-300	350-1000

Fuente: Manual de Diseño y Estandarización OLADE
(Olade, 1995)

Como se puede observar:

- Nq= 24.46 RPM, está en el rango de Nq=18-60 y
- Ns= 69.59 RPM, está en el rango de Ns= 60-200

Rangos pertenecientes al Rango de Aplicación de la Turbina Hidráulica Michell-Banki, por ello, una justificación primordial para su construcción para este proyecto de tesis.

3.3.1.10.- SELECCIÓN DEL NÚMERO DE ALABES

Para ello empleamos la siguiente tabla 3.4:

Tabla 3.4 Selección de álabes

Diámetro del rotor (D)	Numero de álabes (Z)
200	22
300	24
400	26
500	28

Fuente: INE (1986)

De acuerdo a la tabla.- NUMERO DE ÁLABES (Z)= 22 ÁLABES

3.3.1.11.- SELECCIÓN DEL ESPESOR DE LOS ÁLABES DEL ROTOR

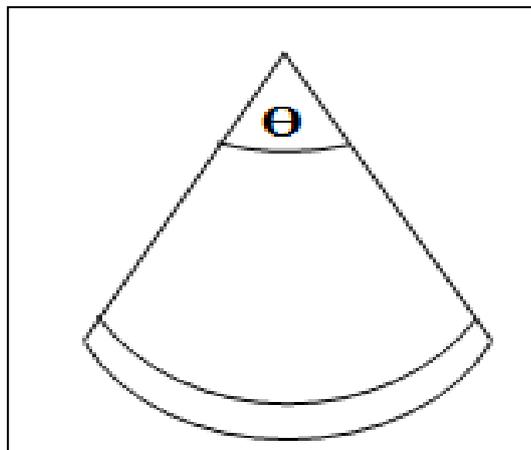
Para facilitar la construcción de los álabes, algunos fabricantes utilizan tuberías comerciales de acero al carbono. Estas al ser cortadas, forman un arco de circunferencia; para ello, la siguiente tabla muestra los diámetros de tuberías recomendados. Como se muestra en la tabla 3.5.

Tabla 3.5 Selección del espesor de los álabes del rotor

ROTOR	TUBERÍA		
Diámetro (mm)	Diámetro (mm)	Espesor (mm)	Peso (kgf/m)
200	2.5	5.16	8.62
300	4	6.02	16.07
400	5	6.55	21.78
500	6	7.11	28.26

Fuente: INE (1986)

Figura 3.12 Sección Transversal de un álabe del Rotor



Fuente: Elaborado por los autores

Según la tabla 3.5 se determina que:

ESPESOR=5.16mm

3.3.1.12.- DIÁMETRO MÁXIMO PERMITIDO EN EL EJE ÁLABE DIRECTRIZ

Tabla 3.6 Diámetro Máximo Permitido en el eje álabe Directriz

De(mm)	di(mm)
200	26
300	38
400	50
500	63
600	76

Fuente: INE (1986)

De acuerdo a la tabla 3.6:

El diámetro máximo permitido en el eje álabe directriz es, **di=26mm**

3.3.1.13.- ARCO ADMISIÓN

$$La = \frac{\pi D}{z} Z_a + Z_a * e \quad (3.26)$$

Donde:

La= Arco de admisión (m)

e= Espesor del álabe (m)

D=Diámetro del Rotor (m)

Z= Numero de álabes

Za=Numero de álabes en la Admisión

X_z : es la relación entre el número de álabes de la admisión (Z_a) y el número de álabes totales (Z)

$$X_z = \frac{Z_a}{Z} < 0.35 \quad (3.27)$$

$$X_z: [0.05 - 0.35]$$

Para el diseño se emplea: $X_z = 0.125$

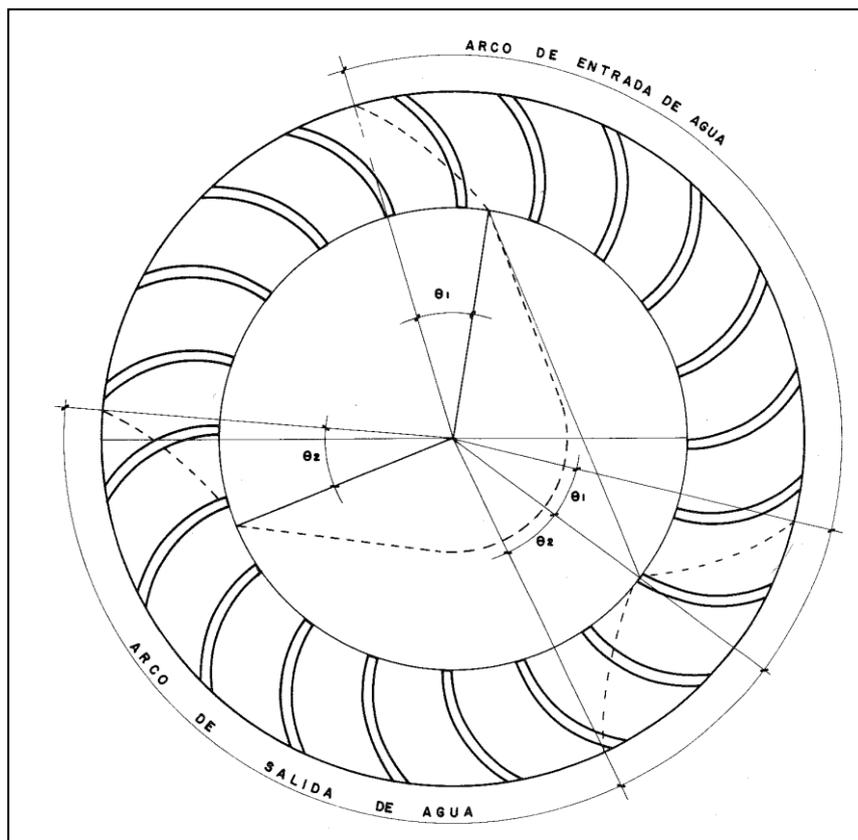
$$X_z = \frac{Z_a}{Z}$$

$$Z_a = Z * X_z$$

$$Z_a = (22) * 0.125$$

$$Z_a = 2.75$$

Figura 3.13 Arco de trabajo de un rodete Michell-Banki con arco de admisión 1/3



Fuente: Manual de Diseño y Estandarización OLADE

$$La = \frac{\pi D}{z} Za + Za * e$$

$$La = \frac{\pi(0.200m)}{22} (2.75) + (2.75) * (0.00516m)$$

$$La = 0.09273m$$

$$La = 92.73mm$$

3.3.1.14.-ÁNGULO DE ADMISIÓN

$$\theta_a = \frac{360^\circ}{\pi D} * La \tag{3.28}$$

$$\theta_a = \frac{360^\circ}{\pi(200mm)} * (92.73mm)$$

$$\theta_a = 53.13^\circ$$

3.3.1.15.-ÁREA DE ADMISIÓN

$$A_a = \frac{Q}{Cm_1} \tag{3.29}$$

$$A_a = \frac{0.050 \frac{m^3}{s}}{4 \frac{m}{s}}$$

$$A_a = 0.0125m^2 * \frac{(1000mm)^2}{(1m)^2}$$

$$A_a = 12500mm^2$$

3.3.1.16.- ANCHO DEL ROTOR

Para determinar su valor, se puede emplear las siguientes fórmulas:

$$\bullet \quad Br = \frac{Q}{\pi * De * C1 * \sin \alpha_1 * X_z} \quad (3.30)$$

$$\bullet \quad Br = \frac{0.259 * Q}{Kc * De * \sqrt{H} * X_z} \quad (3.31)$$

$$\bullet \quad Br = \frac{Q * z}{\pi * De * C1 * \sin \alpha_1 * Z_a} \quad (3.32)$$

(Olade, 1995)

Donde:

Q=Caudal (0.050m³/s)

Z=numero de álabes (22 álabes)

Kc=0.98

H=altura neta (11m)

De= diámetro exterior (0.200m)

$\alpha_1=16.10^\circ$

C1: Velocidad Absoluta (14.40m/s)

Za=Numero de álabes en la Admisión (2.75)

X_z: es la relación entre el número de álabes de la admisión (Za) y el número de álabes totales (Z) (0.125)

$$Br = \frac{Q}{\pi * De * C1 * \sin \alpha_1 * X_z}$$
$$Br = \frac{0.050}{\pi * 0.200 * 14.40 * \sin 16.10^\circ * 0.125}$$
$$Br = 0.15942m$$
$$Br = 159.42mm$$

$$Br = \frac{0.259 * Q}{Kc * De * \sqrt{H} * X_z}$$

$$Br = \frac{0.259 * 0.050}{0.98 * 0.200 * \sqrt{11} * 0.125}$$

$$Br = 0.15937m$$

$$Br = 159.37mm$$

$$Br = \frac{Q * z}{\pi * De * C1 * \sin \alpha_1 * Z_a}$$

$$Br = \frac{0.050 * 22}{\pi * 0.200 * 14.4 * \sin 16.10^\circ * 2.75}$$

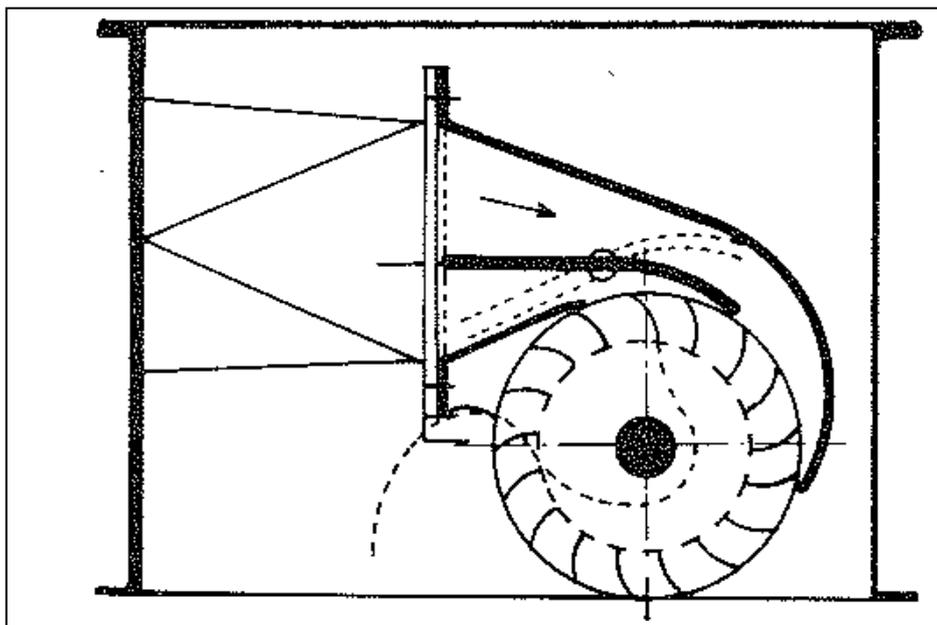
$$Br = 0.15942m$$

$$Br = 159.42mm$$

Aproximado: **159.40mm**

3.3.1.17.- ANCHO DEL INYECTOR

Figura 3.14 Inyector de la Turbina Michell-Banki



Fuente: Manual de Diseño y Estandarización OLADE

Para el ancho del inyector encontramos algunas fórmulas que no coinciden en el resultado, como las siguientes:

(Olade, 1995)

$$\bullet \quad Bi = \frac{360Q}{(\pi De - e * Z) \delta * K * \sqrt{2gH} * \sin \alpha_1} \quad (3.33)$$

$$\bullet \quad Bi = \frac{0.96Q}{De \sqrt{H}} \quad (3.34)$$

$$Bi = \frac{360Q}{(\pi De - e * Z) \delta * K * \sqrt{2gH} * \sin \alpha_1}$$

Donde:

Q=Caudal (0.050m³/s)

e= espesor del álabe (0.00516m)

Z=numero de álabes (22 álabes)

δ =ángulo de admisión ($\theta_a = 53.13^\circ$)

K=0.98

g= gravedad (9.8m/s²)

H=altura neta (11m)

De= diámetro exterior (0.200m)

$\alpha_1=16.10^\circ$

$$Bi = \frac{360(0.050)}{(\pi(0.200) - (0.00516) * 22)(53.13^\circ) * (0.98) * \sqrt{2 * 9.8 * 11} * \sin 16.10^\circ}$$

$$Bi = \frac{18}{(0.5147985307)(53.13^\circ) * (0.98) * (14.68332387) * \sin 16.10^\circ}$$

$$Bi = \frac{18}{109.97}$$

$$Bi = 0.16368m$$

$$Bi = 163.68mm$$

Formula práctica para determinar el ancho del inyector:

$$Bi = \frac{0.96Q}{De\sqrt{H}}$$

Donde:

Q=Caudal (0.050m³/s)

De= diámetro exterior (0.200m)

H=altura neta (11m)

$$Bi = \frac{0.96 * 0.050}{0.200\sqrt{11}}$$

$$Bi = 0.07236m$$

$$Bi = 72.36mm$$

Para resolver esta discrepancia de valores, entre estas fórmulas anteriores, se debe apoyar en las fórmulas del Rodete o Rotor, donde sus valores coinciden con un aproximado de centésimas y en la relación ancho del Rotor y ancho del Inyector; que consiste en lo siguiente: El ancho del Rotor se construye 20% a 40% mayor que el ancho del inyector, para ello se emplea la siguiente fórmula:

$$Br = 1.3Bi \quad (3.35)$$

$$Bi = \frac{Br}{1.3}$$

$$Bi = \frac{159.40mm}{1.3}$$

$$Bi = 122.62mm$$

Bi= 122.62mm sea el caso para la capacidad total de la turbina para el ancho total del rotor, pero, el diseño de la Turbina Michell-Banki permite que esta trabaje a los 2/3 y 1/3 de la capacidad de dicha turbina, se divide

el ancho del Rotor, quedando dos partes. La relación entre estas partes es que la una es el doble de la otra, quedando de la siguiente forma:

- Ancho del 1/3 de la capacidad de la turbina:

$$Br_{\left(\frac{1}{3}\right)} = \frac{Br}{3}$$

$$Br_{\left(\frac{1}{3}\right)} = \frac{159.40mm}{3}$$

$$Br_{\left(\frac{1}{3}\right)} = 53.13mm$$

- Ancho del 2/3 de la capacidad de la turbina:

$$Br_{\left(\frac{2}{3}\right)} = 2 * Br_{\left(\frac{1}{3}\right)}$$

$$Br_{\left(\frac{2}{3}\right)} = 2 * \frac{159.40mm}{3}$$

$$Br_{\left(\frac{2}{3}\right)} = 106.27mm$$

Con estos datos, se calcula el ancho de los inyectores para la turbina, para la 1/3 de la capacidad y 2/3 de la capacidad de la turbina.

Inyector 1/3 de la capacidad

Inyector 2/3 de la capacidad

$$Bi_{\left(\frac{1}{3}\right)} = \frac{Br_{\left(\frac{1}{3}\right)}}{1.3}$$

$$Bi_{\left(\frac{1}{3}\right)} = \frac{53.13mm}{1.3}$$

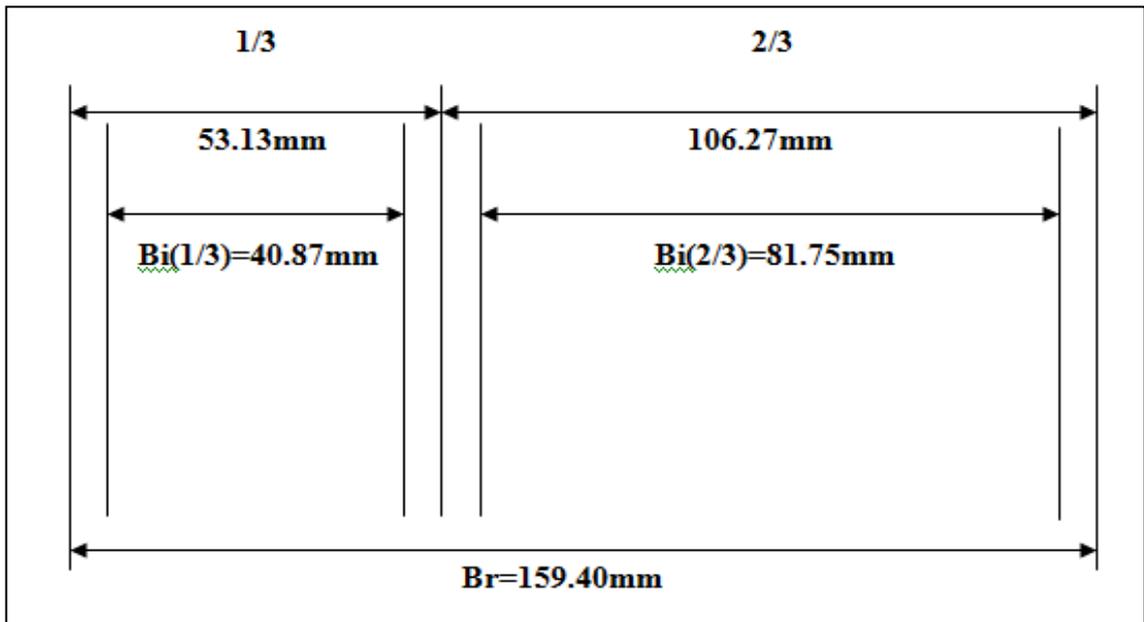
$$Bi_{\left(\frac{1}{3}\right)} = 40.87mm$$

$$Bi_{\left(\frac{2}{3}\right)} = \frac{Br_{\left(\frac{2}{3}\right)}}{1.3}$$

$$Bi_{\left(\frac{2}{3}\right)} = \frac{106.27mm}{1.3}$$

$$Bi_{\left(\frac{2}{3}\right)} = 81.75mm$$

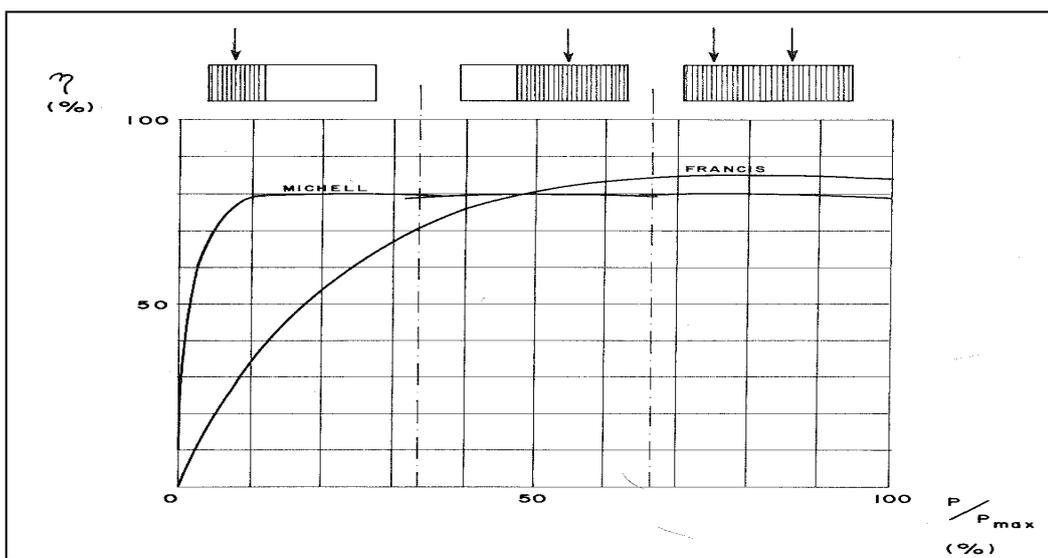
Figura 3.15 Dimensiones de los inyectores a 1/3 y 2/3



Fuente: Elaborado por los autores

Esta es una de las características principales de la Turbina Michell-Banki, que le permite funcionar, ya sea, a un 1/3, 2/3 o a capacidad total, sin bajar en su eficiencia como Turbina Hidráulica, como se puede observar en la siguiente figura 3.16:

Figura 3.16 Diagrama de Eficiencia Al 1/3, 2/3 O Capacidad Total



Fuente: Manual de Diseño y Estandarización OLADE

3.3.1.18.- RAZÓN DE ASPECTO

Esta relación expresa que proporción hay entre el ancho del rotor y el diámetro exterior del mismo, este valor debe estar comprendido entre 0.5 a 3.5

$$R = \frac{Br}{De} \quad (3.36)$$
$$R = \frac{159.40mm}{200mm}$$
$$R = 0.797$$

3.3.1.19.- PASO ENTRE ÁLABES

$$P_z = \frac{\pi D}{Z} \quad (3.37)$$
$$P_z = \frac{\pi(200mm)}{22}$$
$$P_z = 28.56mm$$

3.3.1.20.- NÚMERO DE ÁLABES QUE RECIBEN EL FLUJO DE AGUA

$$Zf = \frac{\delta}{360} * Z \quad (3.38)$$

Donde:

Z= número de álabes

δ = ángulo de admisión del rotor ($\theta_a = 53.13^\circ$)

$$Zf = \frac{53.13^\circ}{360^\circ} * (22)$$

$$Zf = 3.25 \text{ álabes}$$

3.3.1.21.- CAUDAL QUE INGRESA A UN ÁLABE

$$Q_a = \frac{Q_{max}}{Zf} \quad (3.39)$$

$$Q_a = \frac{0.050 m^3/s}{3.25}$$

$$Q_a = 15.38 * 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

3.3.1.22.- POTENCIA

$$P = \gamma * Q * H * n \quad (3.40)$$

Donde:

P=Potencia (watt)

γ=9800 (Peso específico del agua Kg/m³)

Q=0.050 (Caudal m³/s)

H=11 (Altura m)

n= 0.60 (Eficiencia de la turbina)

$$P = 9800 * 0.050 * 11 * 0.6$$

$$P = 3234 W$$

$$P = 3.234 KW$$

(Sanz, 2008)

Tomando como supuesto que la eficiencia de la turbina fuera de 100%; es decir igual a 1.0, la potencia la turbina sería:

$$P = 9800 * 0.050 * 11 * 1.0$$

$$P = 5390 W$$

$$P = 5.39 KW$$

Basándose en la eficiencia de la turbinas a carga parcial, la turbina Michell-Banki alcanza una eficiencia o rendimiento máximo del 85.82%, así que se tendría una potencia igual a:

$$P = 9800 * 0.050 * 11 * 0.8582$$

$$P = 4626 W$$

$$P = 4.63 KW$$

Es decir la potencia de dicha turbina cubre con las necesidades actuales, y tiene una proyección a crecimiento energético del sector.

3.3.1.23.- DETERMINACIÓN DE LA ECUACIÓN DE LA CURVA QUE PRESENTA LA VOLUTA

$$\tau_{\theta} = R * e^{\left(\frac{1-\theta}{BC}\right)*Q} \quad (3.41)$$

(8avo Congreso Liberoamericano de Ingeniería Mecánica de Metodología de diseño Hidraulico y Mecancio de una Turbina Michell-Banki, 2007)

Donde:

- R=radio del rotor

$$R = \frac{D}{2} \quad (3.42)$$

$$R = \frac{200mm}{2}$$

$$R = 100mm = 0.100m$$

- $C = 2.3n_h \frac{D\sqrt{H}}{Kc}$ (3.43)

$n_h = \text{rendimiento hidr\u00e1ulico}$

$$n_h = 0.6$$

$$C = 2.3n_h \frac{D\sqrt{H}}{Kc}$$

$$C = 2.3(0.60) \frac{(0.200)\sqrt{11}}{0.98}$$

$$C = 0.934$$

- $\theta_a = 53.13^\circ$
- B=159.40mm=0.15940m
- Q=0.050m³/s

Reemplazando, datos en la ecuaci\u00f3n de la espiral:

$$\tau_{\theta} = R * e^{\left(\frac{1-\frac{\theta}{\theta_a}}{BC}\right) * Q}$$

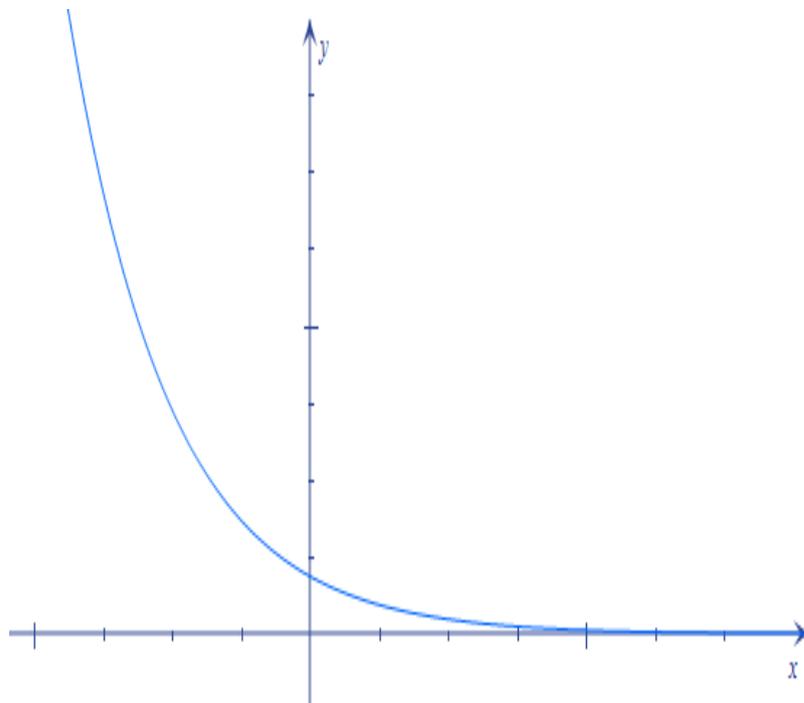
$$\tau_{\theta} = 0.1 * e^{\left(\frac{1-\frac{\theta}{53.13}}{0.15940 * 0.934}\right) * 0.050}$$

$$\tau_{\theta} = 0.1 * e^{\left(1-\frac{\theta}{53.13}\right) * 0.3358} \text{ (m)}$$

$$\tau_{\theta} = 100 * e^{\left(1-\frac{\theta}{53.13}\right) * 0.3358} \text{ (mm)}$$

$$\tau_{\theta} = y \quad \theta = x$$

Figura 3.17 Representación de la curva que presenta la voluta



Fuente: Elaborado por los autores

La altura del envolvente en cada punto, se calcula con la siguiente fórmula:

$$h_t = \tau_{\theta} \cdot R \tag{3.44}$$

$$h_t = R * e^{\left(\frac{1-\theta}{BC}\right) * Q} - R$$

$$h_t = R \left[e^{\left(1-\frac{\theta}{53.13}\right) * 0.25} - 1 \right]$$

$$h_t = 0.1 \left[e^{\left(1-\frac{\theta}{53.13}\right) * 0.3358} - 1 \right] (\text{m})$$

$$h_t = 100 \left[e^{\left(1-\frac{\theta}{53.13}\right) * 0.3358} - 1 \right] (\text{mm})$$

3.3.1.24.- PESO DE UN ÁLABE

$$Pa = Pu * L \tag{3.45}$$

Donde:

Pa= Peso de un álabe

Pu=Peso de un álabe por unidad de longitud (kgf/m)

L=Longitud del álabe

Tabla 3.7 Peso de un álabe

ROTOR	TUBERÍA		
	Diámetro (mm)	Diámetro (mm)	Espesor (mm)
200	2.5	5.16	8.62
300	4	6.02	16.07
400	5	6.55	21.78
500	6	7.11	28.26

Fuente: INE (1986)

Según la tabla 3.7: $P_u = 8.62 \text{ Kg/m}$

$L = 92.73 \text{ mm} = 0.09273 \text{ m}$

$$P_a = P_u * L$$

$$P_a = 8.62 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} * (0.09273 \text{ m})$$

$$P_a = 0.79933 \text{ Kg}$$

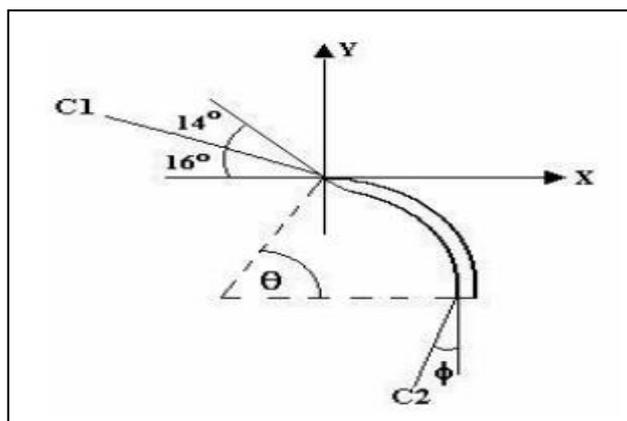
$$P_a \approx 0.80 \text{ Kg}$$

3.3.1.25.- FUERZA HIDRÁULICA SOBRE UN ÁLABE (F_{hr})

(8avo Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica de Metodología de diseño Hidráulico y Mecánico de una Turbina Michell-Banki, 2007)

Esta fuerza se debe, al cambio de dirección que experimenta el agua al pasar por las paletas del rotor.

Figura 3.18 Ángulos de la velocidad absoluta, a la entrada y salida del álabe.



Fuente: 8^{avo} Congreso iberoamericano de mecánica

Componentes rectangulares de la fuerza hidráulica:

$$Fhx = 429.38 * Qa * \sqrt{Hmax} * (\cos 16^\circ - \sin \phi) \quad (3.46)$$

$$Fhy = 429.38 * Qa * \sqrt{Hmax} * (\sin 16^\circ + \cos \phi) \quad (3.47)$$

Fuerza hidráulica resultante sobre un álabe:

$$Fhr = \sqrt{Fhx^2 + Fhy^2} \quad (3.48)$$

Qa= Caudal que ingresa a un álabe

$$Qa=15.38*10^{-3}m^3/s$$

Tabla 3.8 Ángulos característicos del Alabe

Diámetro del rotor (mm)	ϕ (°)	Θ (°)
200	15.5	74.5
300	20.0	70.0
400	17.0	73.0
500	14.6	75.4

Fuente: INE (1986)

Para el diseño, según los datos de la tabla 3.8, tenemos:

$$\phi=15.5^\circ$$

$$\Theta=74.5^\circ$$

Componente en x:

$$Fhx = 429.38 * Qa * \sqrt{Hmax} * (\cos 16^\circ - \sin \phi)$$

$$Fhx = 429.38 * (15.38 * 10^{-3}) * \sqrt{11} * (\cos 16^\circ - \sin 15.5^\circ)$$

$$Fhx = 15.20Kgf$$

Componente en y:

$$\begin{aligned}F_{hy} &= 429.38 * Qa * \sqrt{Hmax} * (\sin 16^\circ + \cos \emptyset) \\F_{hy} &= 429.38 * (15.38 * 10^{-3}) * \sqrt{11} * (\sin 16^\circ + \cos 15.5^\circ) \\F_{hy} &= 27.14 \text{ Kgf}\end{aligned}$$

Fuerza hidráulica resultante:

$$\begin{aligned}F_{hr} &= \sqrt{F_{hx}^2 + F_{hy}^2} \\F_{hr} &= \sqrt{15.20^2 + 27.14^2} \text{Kgf} \\F_{hr} &= 31.11 \text{Kgf}\end{aligned}$$

2.3.1.26.- FUERZA CENTRÍFUGA SOBRE EL ÁLABE

$$F_c = 0.895 \frac{Pa * Hmax}{De} \quad (3.49)$$

Donde:

Pa:0.80Kgf

Hmax=11m

De=0.200m

$$\begin{aligned}F_c &= 0.895 \frac{(0.80) * (11)}{0.20} \\F_c &= 39.38 \text{Kgf}\end{aligned}$$

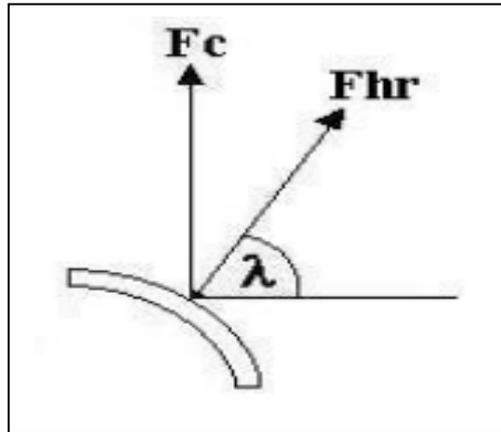
3.3.1.27.- FUERZA TOTAL SOBRE EL ÁLABE

$$R_x = F_{hr} * \cos \lambda \quad (3.50)$$

$$R_y = F_{hr} * \sin \lambda + F_c \quad (3.51)$$

$$R_T = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \quad (3.52)$$

Figura 3.19 Composición de fuerzas sobre el álabe



Fuente: 8^{avo} Congreso Iberoamericano de Mecánica

3.3.1.28 ÁNGULO ENTRE LA FUERZA HIDRÁULICA SOBRE EL ÁLABE Y EL EJE X

Tabla 3.9 Ángulos entre la fuerza hidráulica sobre el álabe y el eje x

Diámetro del rotor (mm)	λ (°)
200	29.75
300	32.02
400	30.50
500	29.90

Fuente: INE (1986)

Según la tabla 3.9 $\lambda=29.75^\circ$

Componente en x de la Fuerza Total sobre el álabe

$$R_x = F_{hr} * \cos \lambda$$

$$R_x = (31.11Kgf) * \cos 29.75^\circ$$

$$R_x = 27kgf$$

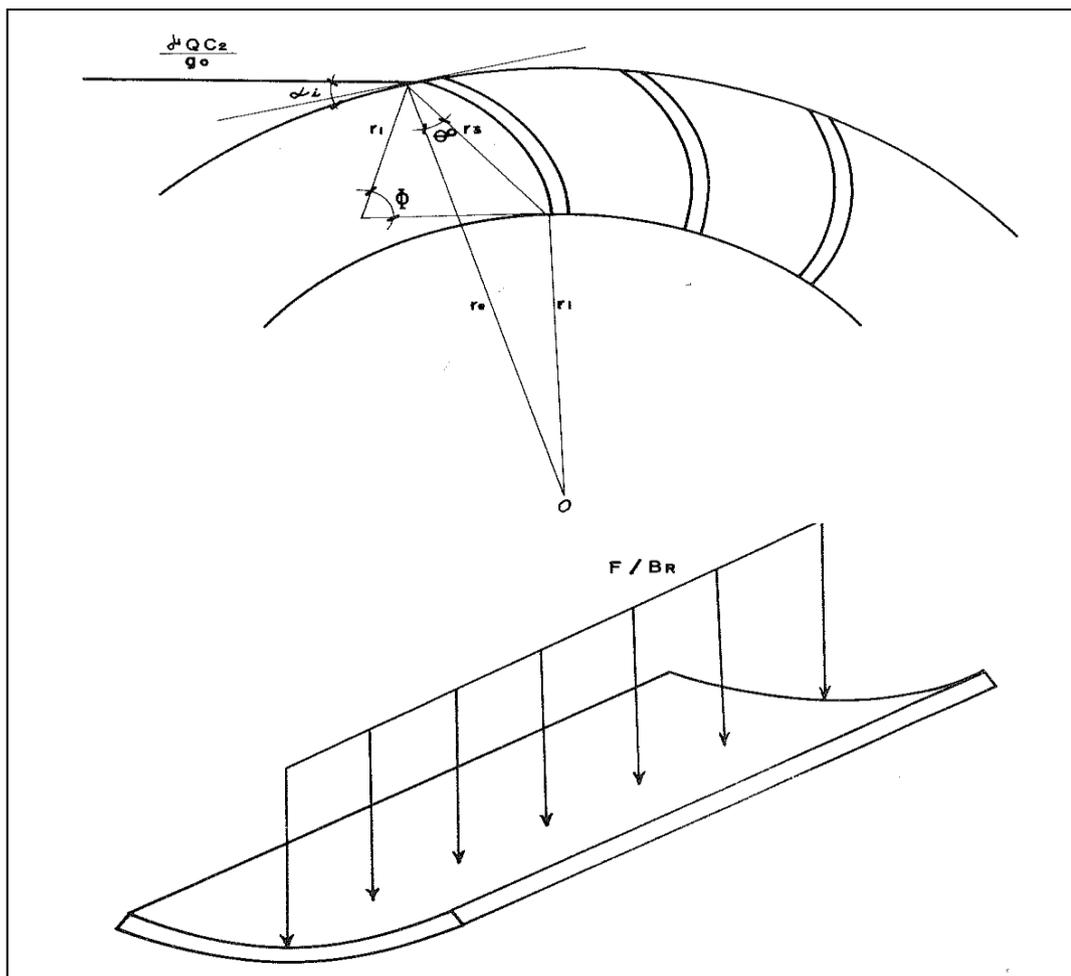
Componente en y de la Fuerza Total sobre el álabe

$$R_y = F_{hr} * \sin \lambda + F_c$$

$$R_y = (31.11Kgf) * \sin(29.75^\circ) + (39.38Kgf)$$

$$R_y = 54.82Kgf$$

Figura 3.20 Diagrama de fuerzas actuando sobre el álabe del rodete



Fuente: Manual de Diseño y Estandarización OLADE

Fuerza Total sobre el álabe

$$R_T = \sqrt{Rx^2 + Ry^2}$$
$$R_T = \sqrt{(27)^2 + (54.82)^2} \text{Kgf}$$
$$R_T = 61.11 \text{Kgf}$$

3.3.1.29.- MOMENTO FLECTOR MÁXIMO SOBRE EL ÁLABE

$$M = \frac{R_T * Brc}{12}$$

Donde:

(3.53)

Brc=Ancho del rotor (cm)

Brc=212.78mm=21.278cm

R_T= Fuerza total sobre el álabe

R_T=61.11kgf

$$M = \frac{(61.11) * (21.278)}{12}$$
$$M = 108.36 \text{Kgf} * \text{cm}$$

3.3.1.30.- FACTOR DE CORRECCIÓN DEL ESFUERZO MÁXIMO EN EL ÁLABE

Tabla 3.10 Factor de corrección del esfuerzo máximo en el álabe

Díámetro del rotor (mm)	E (1/cm ³)
200	510.88
300	250.32

400	162.92
500	111.91

Fuente: INE (1986)

3.3.1.31.- ESFUERZO MÁXIMO EN EL ÁLABE

$$\sigma = E * M \quad (3.54)$$

Donde:

E=Factor de corrección del esfuerzo máximo en el álabe

M=Momento flector máximo sobre el álabe

$$\sigma = E * M$$

$$\sigma = (51.88 \frac{1}{cm^3}) * 108.36Kgf * cm$$

$$\sigma = 55358.96 \frac{Kgf}{cm^2}$$

3.3.2. TRANSMISIONES POR BANDAS EN V

1. La polea, con una o varias ranuras circunferenciales donde se apoyan las bandas, se llama polea acanalada.
2. El tamaño de una polea se indica con su diámetro de paso, que es un poco menor que su diámetro exterior.
3. La reacción de velocidades de las poleas motriz y conducida es inversamente proporcional a la relación de los diámetros de paso. Esto es consecuencia de la observación de allí no existe

deslizamiento (bajo cargas normales). Así, la velocidad lineal de paso en ambas poleas es igual a la velocidad de banda (v_b).

$$V_b = R_1\omega_1 = R_2\omega_2 \quad (3.55)$$

Pero $R_1 = \frac{D_1}{2}$ y $R_2 = \frac{D_2}{2}$

$$V_b = \frac{D_1\omega_1}{2} = \frac{D_2\omega_2}{2} \quad (3.56)$$

Por ello la relación de velocidades angulares queda determinada por la siguiente relación:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (3.57)$$

4. Las relaciones entre la longitud y el paso L , la distancia entre centros C y los diámetros de las poleas son:

$$L = 2C + 1.57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \quad (3.58)$$

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D_2 - D_1)^2}}{16} \quad (3.59)$$

Donde $B = 4L - 6.28(D_2 + D_1)$

5. El ángulo de contacto de la banda en cada polea es:

$$\theta_1 = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right] \quad (3.60)$$

$$(3.61)$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1}\left[\frac{D_2 - D_1}{2C}\right]$$

Esos ángulos son importantes porque la capacidad de las bandas comerciales se evalúa con un ángulo de contacto, supuesto, de 180°. Eso solo sucede si la relación de dos poleas siempre será menor que 180°, y baja su capacidad de transmisión de potencia.

6. La longitud del espacio libre entre las dos poleas, dentro del cual la banda no está soportada, es:

$$S = \sqrt{C^2 - \left[\frac{D_2 - D_1}{2}\right]^2} \quad (3.62)$$

Esto tiene importancia por dos razones: Puede comprobar la tensión correcta de la banda al medir la fuerza necesaria para desviar la banda una cantidad determinada a la mitad del espacio libre. También, la tendencia de la banda a vibrar o a chicotear dependerá de esta longitud.

7. Los contribuyentes al esfuerzo en la banda son:

- a) La fuerza de tensión en la banda, máxima en su lado tenso.
- b) La flexión de la banda en torno a las poleas, máxima en el lado tenso de la banda en torno a la polea menor.
- c) Las fuerzas centrífugas producidas cuando la banda se mueve alrededor las poleas.

El esfuerzo total máximo se presenta donde la banda entra a la polea menor, y donde el esfuerzo de flexión es parte mayor. Por lo expuesto anteriormente, existen diámetros de poleas más o menos recomendados

para las bandas normales. El uso de poleas menores reduce en forma drástica la duración de las bandas.

8. El valor de diseño de la relación de tensión en el lado a la tensión en el lado flojo es 5.0 para transmisiones con bandas V. el valor real puede ser tan alto como 10.0.

3.3.2.1 DISEÑO DE TRANSMISIONES POR BANDAS EN V

Los factores que intervienen en la selección de una banda V y las poleas motriz y conducida de la transmisión se detallan a continuación. Datos básicos necesarios para seleccionar la transmisión:

- La potencia específica del motor o máquina motriz
- El factor de servicio, con base en el motor y la carga impulsada
- La distancia entre centros
- La capacidad de potencia de una banda, en función del tamaño y la velocidad de la polea menor
- La longitud de la banda
- El tamaño de las poleas motriz y conducida
- El factor de corrección por longitud de la banda
- El factor de corrección por ángulo de contacto en la polea menor
- El número de bandas
- La tensión inicial sobre la banda

3.3.2.2 PASOS PARA EL CÁLCULO DE BANDAS

1. Calcule la potencia de diseño
2. Seleccione la sección de la banda

3. Calcule la relación de velocidades nominales
4. Calcule el tamaño de la polea motriz
5. Seleccione tamaños tentativos de la polea de entrada y calcule el tamaño adecuado de la polea de salida
6. Determine la potencia nominal a partir de las figuras anteriores, según sea de 3V, 5V o 8V.
7. Especifique una distancia entre centros tentativa
8. Calcule la longitud de la banda necesaria
9. Seleccione una longitud estándar en la tabla
10. Calcule el ángulo de contacto de la banda en la polea menor
11. Determine los factores de corrección
12. Calcule la potencia nominal corregida por la banda y la cantidad de bandas necesarias para manejar la potencia de diseño (Mott, 2006)

3.4 PICO CENTRAL DE GENERACIÓN ELÉCTRICA

3.4.1 CONSTRUCCIÓN DE LA TURBINA

Tabla 3.11 Composición de las aleaciones usadas corrientemente en las turbinas hidráulicas

MATERIAL	C %	Mn %	Si %	Cr %	Ni %
ACERO AL 13% Cr	0.10	0.5	0.4	12.5	0.9
ACERO AL 18% Cr, 8% Ni	0.07	0.5	1.0	18.0	9.0
ACERO AL 2% Ni	0.24	0.7	0.3	0.2	0.2
ACERO AL 1.5%Mn	0.24	1.6	0.3	0.2	0.4
BRONCE AL ALUMINIO	Al 10.0	Fe 8.0	Mn 5.0	Ni 2.0	Cu DIFERENCIA

Fuente: Manual de diseño y estandarización OLADE

Tabla 3.12 propiedades mecánicas de las aleaciones usadas en turbinas hidráulicas

MATERIAL	ESFUERZO DE FLUENCIAS kg/mm ²	ESFUERZO DE TENSION kg/mm ²	MINIMA ELONGACION L = 5 d %	MINIMA RESISTENCIA DE IMPACTO kg/cm ²	DUREZA BRINELL kg/mm ²	LIMITE DE FATIGA kg/mm ²
ACERO AL 13 % Cr.	45	65-75	15	4	190-30	30
ACERO AL 18% Cr, 8% Ni	15	40-50	30	18	130-170	13
ACERO AL 2% Ni	35	55-65	18	6	155-195	22
ACERO AL 1.5 % Mn	34	50-60	22	6	140-180	18
BRONCE AL ALUMINIO	30	60-70	7	1	190-230	15

Fuente: Manual de diseño y estandarización OLADE

3.4.2 CONSTRUCCION DE LOS ÁLABES

Este proceso es realizado en las 3 chapas que se requiere en el corte de los álabes se utilizó un tubo de acero al carbono el mismo que tiene un espesor de 5.1mm característica técnica requerida en la construcción.

Por ser tubería de acero se cortó con discos de corte y se lo refrentó a la medida que se requiere, luego refrentado en la máquina de herramienta fresadora también se instaló un disco de corte y se procede a cortarlos a un ancho 40mm se ha cortado 44 álabes, 22 álabes de 106mm de largo y 22 álabes de 53mm de largo, los álabes de 53mm dando la pauta de que la turbina es bipartida.

Los álabes de ancho de 40mm se los rectifico para tener todos, la misma medida con una fresa frontal y 150RPM, se procedió a rectificarlos. Como se muestra en el Anexo 1,2,3,4.

3.4.3 CONSTRUCCIÓN DEL EJE DEL RODETE

En su parte central se realizó una perforación de 30mm esta medida tiene una tolerancia de ± 0.1 con este ajuste el eje central será ubicado con cierto grado de presión. Como se muestra en el Anexo 5,6.

3.4.4 SOLDADO DE LOS DISCOS EN EL RODETE

Para el ensamblaje de la turbina se soldó una de las chapas en el eje central a una medida 70mm se soldó con E 6011 y se comprueba su rectitud después de comprobarla se procede a soldar con E 7018 y se rectifica la suelda y también se procede al refrentado de la chapa para dejar la tolerancia de ± 0.1 . Soldada la primera chapa se suelda la segunda chapa a una longitud de 53mm se realiza el mismo procedimiento de la anterior chapa.

Para posicionar la tercera chapa se suelda por afuera con E 7018, rectifica la suelda y se refrenta la chapa (refrentar: proceso que se realiza en el torno mismo que consiste en dejar una cara a las caras del objeto o pieza a trabajar sin excentricidad). Como se muestra en el Anexo 7.

3.4.5 INSTALACIÓN DE LA TURBINA DENTRO DE LA CARCASA

Instalada la turbina dentro de la carcasa se comprueba su movimiento interno, comprobando así el giro interior, teniendo como resultado un giro totalmente libre sin excentricidad sin remordimientos.

Colocada la turbina en la parte interna de la carcasa se realiza el condicionamiento de la pared superior la misma que es construida en plancha de acero galvanizado en 3mm esta pared superior permite que el agua que ingresa la turbina tenga el

mayor ángulo de rozamiento contra la turbina y sea eficiente en el trabajo este se lo considera con una álabe directo. Tiene la forma de dos semi-círculos por su complejidad de curva se la realizo en dos secciones.

Y para su acondicionamiento total se la soldó en el interior de la carcasa el soldeo se realizó con E 6011. Como se muestra en el anexo 8

3.4.6 SOLDADURA DE LOS ÁLABES AL ROTOR

Luego de soldada las chapas en el eje central de la turbina las tres chapas son divididas en 22 partes y las 22 partes tienen un ángulo de 16° , estos grados es el ángulo apropiado para que golpee en el agua en los álabes y dan movimiento a la turbina. Cada uno de los álabes fue puesto a 28.2mm y con el ángulo antes mencionado el posicionamiento inicial se lo hizo con E 6011 y verificándolos el soldeo final se lo realizo con E 7018. Este proceso se lo realizó con los 44 álabes y soldando arriba y abajo cada uno de los mismos.

Al final del soldeo se verifica que la dilatación lineal no haya afectado a la turbina la afectación si existiera fuera en la deformación total de la turbina por su exceso de calor en la misma. Como se muestra en el Anexo 9,10.

Para que no exista un desbalanceo total en la turbina se procedió a cilindrar la turbina (cilindrar proceso que se realiza en el torno para dejarle su superficie totalmente redonda).

Luego de cilindrada la turbina se observó visualmente con un palpador su cilindricidad o redondez teniendo un rango de 001 de centésima de pulgada.

El eje central tiene un largo total de 405mm en uno de sus extremos se torneo a una medida de 25.4mm con un largo de 105mm para darle ajuste a la polea de aluminio la misma será la polea motriz. En este mismo cilindrado se freso un

chavatero de 6mm por un largo de 80mm y una profundidad de 35mm se construyó la chaveta en acero de 705. Como se muestra en el Anexo 11,12.

3.4.7 CONSTRUCCIÓN DE LA BASE DE LA TURBINA

Base del generador. Esta base también es construida en ángulo de 2''x1/4 esta base está ubicada en la parte de atrás de la carcasa de la turbina su diseño se basa en las medidas del generador.

Dicha base esta soldada con E 7018 y tiene perforaciones corredizas las mismas que servirán para temblar las bandas de la polea motriz hacia la conducida. Las perforaciones corredizas están ubicadas en el lado izquierdo inferior. Para sujetar al generador se construyó una base en forma de U la misma que esta empernada al frente del generador el material usado fue platina de 1x1/4 y de 2x1/4 en la parte inferior de la U se realizará también dos perforaciones las cuales sirven para el recorrido del generador de la banda.

La elección del material se hizo de acuerdo a las especificaciones requeridas, es así; que para la base se eligió ángulos de 2''X1/4.

Para la construcción se determinaron medidas como 825mm de largo y de ancho 315mm de ancho. Como se muestra en el Anexo 13,14.

Para cortar las esquinas del material se realizó cortes de 45°, los mismos que por sus características presentan mayor resistencia para la deformación o fatiga de material con las medidas deseadas y verificados se procedió a soldar la base de la

estructura con electrodo E 7018, soldado la estructura se procedió a pulir y volver a verificar las medidas requeridas.

Luego la base principal se procedió a construir la voluta de la turbina la misma que alberga a la turbina para su construcción se eligió una plancha ST 37 de 4mm se cortó con plasma, la medida requerida 600mm x 220mm; se pulen sus costados. El barolado es el mecanizado de la plancha para darle su forma semi-cónica, teniendo la forma deseada se pone sobre la base y se la ubica con E 6011. Ubicada se la suelda con E 7018. Como se muestra en el Anexo 15.

3.4.8 ESMERILADO DE LAS PARTES EXTERNAS DE LA CARCASA

En la parte interna de la carcasa se la refuerza con ángulo de 2''x1/4 haciendo cortes sucesivos y dando la forma interna realizado los cortes en el ángulo se suelda con E 7018 y se pule las sueldas la cara lateral derecha es totalmente fija esta cara tiene un espesor de 6mm y es soldada a toda la estructura su soldeo se realizó con E 7018.

Para poder dar mantenimiento a la turbina se procedió a tener la cara lateral izquierda removible la misma tiene un espesor de 6mm su fijación o posicionamiento se realizó con 8 pernos 3/8 NCx1''.

El ingreso de la turbina se realizó sin inconvenientes ya que tiene un buen rango de tolerancia en todos sus accesos en las dos caras de la carcasa se ubicaron dos chumaceras de pared las chumaceras son de 1 ¼ de diámetro interior las mismas que permiten que el eje de la turbina gire libremente para centrarles en las tapas se puso el eje y se realizó las perforaciones en sus costado las perforaciones son de 12mm para poner pernos de 12mm x 1 ¼ de largo con tuercas de presión.

Para construir la turbina se utilizó chapas de acero galvanizado las mismas que tienen un espesor de 6mm el proceso de trabajo para cortar las chapas de 200mm se las cortaron con una tolerancia de 205mm. Luego del corte se procedió a su mecanización la misma que se realizó en el torno para dejarlos a la medida requerida es 200mm. Como se muestra en el Anexo 16.

3.4.9 PERFIL INYECTOR

El perfil inyector se construyó en dos secciones un eje de 20mm diámetro el mismo que abarca toda la carcasa a lo ancho. Para el eje se construye un tubo, el mismo que está sujeto al eje central, en el tubo se realizó dos perforaciones de $\frac{1}{4}$ para prisioneros. En el tubo se soldó una placa de 3mm que sirve de inyector tiene un movimiento de arriba hacia abajo y viceversa. Para que el inyector no exceda su bajada se construyó un tope fijo el mismo que está sujeta y soldada a la carcasa en su parte interna. Como se muestra en el Anexo 17.

El mecanismo para dar movimiento el inyector se realizó en tres secciones. La primera sección es una platina que esta soldada al eje principal encima de la platina esta la segunda sección que es una platina en forma de U que esta perforada en parte superior tiene una perforación de 6mm la misma que permite pasar un perno de lado la tercera sección es un bocín que tiene tres perforaciones una pasante para el perno de 4mm que está sujeta a la U en el mismo eje tiene una perforación de 4mm para el prisionero de $\frac{1}{4}$ NC y en su parte superior una perforación para que encaje en el cuello loco del perno.

Este perno tiene una palanca en su parte superior el mismo que permite dar el giro tanto a la derecha como izquierda y permite regular la cantidad de agua en la turbina cabe recalcar que por cada giro del perno el inyector sube y baja 3mm. Como se muestra en el Anexo 18,19.

3.4.10 ARMADO DE CARCASA

La parte frontal de la turbina está construida por un tubo que tiene forma trapezoidal en su entrada la misma que es construida para que tenga una mayor eficiencia de trabajo, como objetivo dar mayor presión al agua a su entrada y mover la turbina con facilidad, este tramo está soldado con E 7018 la tubería tiene un diámetro de 6''x4mm sin costura y de alta presión. Como se muestra en el Anexo 20.

También se soldó un tubo de 500mm de largo de 6'' con un ángulo de 6° el cual permitirá que la tubería exterior sea más fácil de poner para la entrada de agua el tubo también se soldó al contorno de E 6078.

En el extremo de la tubería de 6'' se torneo una placa de 4mm ST 37 la misma que sirve de brida sujetadora con otro acople que también tiene otra placa estas dos placas van sujetas con 8 pernos el cual permitirá el anclaje o sujeción definitivamente de ambas tuberías. Como se muestra en el Anexo 21,22.

3.4.11 GENERADOR Y SUS CARACTERÍSTICAS

Por precauciones se construyó una cubierta para el generador, la cubierta está hecha en una placa de 25 mm de acuerdo a las medidas del generador para el anclaje del generador es uno de sus extremos se puso dos platinas de 70mm x 3mm con perforación la misma que está sujeta a la base del generador. En la parte posterior se realizó un agujero para sacar los cables del generador. Como se muestra en el Anexo 23.

La tornillera usado fue la siguiente en sus diferentes diámetros y largos, ocho pernos para las chumaceras de 12mm x 1 ½ NC tuerca de presión.

Diez pernos de presión 7/16 x ¾ NC para la tapa frontal izquierda y la base del generador.

Dos pernos de ¼ x 1'' para carcasa del generador.

Un perno de ¼ x 1 ½ para mecanismo de abrir y cerrar inyector.

Un perno de ½ x 4'' para mecanismo de inyector.

La polea del generador es de 50mm doble canal en este caso es la polea conducida. Como se muestra en el Anexo 24,25.

3.4.12 POLEAS Y BANDAS DE LA TURBINA

También se construyó un eje cónico de diámetro 19mm en el material acero de transmisión de este eje permite la tracción de la polea conducida el cono del eje es 4°.

Para que no exista descentramiento en el eje conducido se adquirió una chumacera al frente del generador. Las dos poleas motriz y conducida serán alineadas por medio de escuadra y así verifican que las bandas estén completamente rectas para que al momento del funcionamiento sea totalmente horizontal.

La polea motriz tiene un diámetro de 200mm y doble canal en su interior se torneó para eje de 30mm (1 ¼) y también se construyó un chavetero interno de 6mm x 4mm, lo cual, sirve para la fijación al eje central de la turbina. Como se muestra en el Anexo 26.

CONCLUSIONES

- ✓ La Pico Central de Generación Eléctrica es de 3KW, cubriendo la demanda energética en el Sector, según la estimación de carga por usuario.
- ✓ La altura neta y caudal, son dos elementos primordiales para seleccionar la turbina adecuada y realizar los cálculos de diseño de la Pico central de Generación Eléctrica.
- ✓ La turbina Michell-Banki es la mejor opción cuando se tiene caudales y caídas pequeñas, ya que el diagrama de selección de turbinas es aplicable, para los parámetros de diseño y construcción, caudal 50lt/s y la altura neta 11m.
- ✓ El rodete de la Michell-Banki, presenta una característica primordial que puede trabajar a carga parcial, es decir 1/3, 2/3 y capacidad total sin disminuir la eficiencia de la turbina, además con la posición fija de cada alabe con respecto al disco se garantiza un desgaste uniforme.
- ✓ Del grafico de eficiencia de las turbinas hidráulicas, demuestra que la turbina Michell-Banki alcanza una eficiencia del 80% a cargas parciales, con esto se demuestra que se ha realizado un buen proceso de diseño y construcción.
- ✓ La turbina cumple con los requerimientos de la demanda energética del sector para los fines pertinentes, además que existe la presencia del caudal permanente para su funcionamiento diario.
- ✓ La potencia de generación de la pico central mínima está estimada para un valor de 2.5KW, equivalente al consumo de 50 focos, cada uno de 50W, y cuando alcanza la potencia máxima del generador de 3000W, se tiene el equivalente a 60 focos de la misma potencia.
- ✓ Para direccionar el caudal a los álabes y permitir un mejor rendimiento de la turbina, se utilizo una rampa metálica, acoplando a la entrada de los inyectores para que la turbina gire a las revoluciones necesarias ya que el generador es de 3600 RPM.

RECOMENDACIONES

Se recomienda:

- ✓ Promover el incremento de proyectos hidroeléctricos a pequeña escala, para cubrir la necesidad de suministros de energía para áreas rurales, que sean independientes del sistema nacional interconectado.
- ✓ Balancear la turbina para que no haya vibraciones en el rodete, provocando daños en las chumaceras y resistencia al momento de su funcionamiento.
- ✓ Realizar un mantenimiento preventivo de sus partes, en especial la lubricación de los rodamientos.
- ✓ Observar periódicamente que las bandas tengan un templado adecuado, ya que estas con el uso tienden a dilatarse para que no exista pérdidas de potencia del rotor al generador.
- ✓ Que la carcasa este diseñada lo más cercana al rodete, y la curva de la voluta tenga una forma de semicírculos, permitiendo un mejor rendimiento de la turbina.
- ✓ Que el tubo de entrada este direccionado a la parte superior del rodete y no al centro, para evitar pérdidas de potencia, en conjunto con el direccionamiento del inyector.
- ✓ La dirección del inyector tendrá que estar dirigido directamente a los álabes para un óptimo rendimiento de la pico central de generación eléctrica.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

CITADA

1. *8avo Congreso Liberoamericano de Ingeniería Mecánica de Metodología de diseño Hidraulico y Mecancio de una Turbina Michell-Banki*. Paz, E. 2007. Cusco : s.n., 2007. 8avo congreso.
2. Coz, Federico. 1995. *manual de mini y microcentrales hidráulicas*. Lima : ITDG, 1995. Primera Impresión.
3. *Ficha Técnica Turbina Michell-Banki 2*. ITDG, Soluciones Prácticas. 2012. Lima, Perú : Tecnolgías resolviendo la Pobreza, 2012, Vol. 2.
4. Harper, Gilberto. 1982. *Elementos de centrales Electricas I*. México : LIMUSA, 1982. Primera edición. TUBERIAS, TURBINA PELTON FRANCIS HAPLAN, TURBINAS HIDRAULICAS.
5. —. 1983. *Elementos de centrales electricas II*. México : LIMUSA, 1983. 1era Pre-edición. GENERASDOR
6. Mott, Robert. 2006. *Diseño de elementos de máquinas*. México : Editorial Pearson Educación, 2006. Cuarta edición.
7. Olade, Organización Latinoamericana de energia. 1995. *Diseño. Estandarización y fabricación de turbinas Michell-Banki*. Quito : s.n., 1995. Volumen I.
8. Olade, Organización latinoamericana de energia. 1995. *Guia para la Evaluación del impacto ambiental de centrales Hidroelectricas*. Quito : s.n., 1995.
9. Olade, Organización Latinoamericana de energia. 1981. *Lineamientos generales para el desarrollo de pequeñas centrales Hidroelectricas* . Quito : s.n., 1981. Cuarta Edición.
10. Olade, Organización Latinoamericana de Energia. 1995. *Manual de diseño estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroelectricas*. Quito : s.n., 1995. Volumen I.

11. Ortiz, Ramiro. 2001. *Pequeñas Centrales Hidroeléctricas*. Bogotá, Colombia : Nomos S.A., 2001.
12. Potess, Santo. 1971. *Centrales eléctricas*. Barcelona : Gustavo Gili, S.A., 1971.

CONSULTADA

1. *8avo Congreso Liberoamericano de Ingeniería Mecánica de Metodología de diseño Hidráulico y Mecánico de una Turbina Michell-Banki*. Paz, E. 2007. Cusco : s.n., 2007. 8avo congreso.
2. Alonso, Marcelo. 1980. *Introducción a la Física*. Bogotá, Colombia : Talleres Litograficos de publicaciones Cultural, 1980. 28a. edición.
3. Arias, Alberto. 1996. *Justificación para la modernización de la Planta Rio Cali*. Santiago de Cali : Universidad del Valle, 1996. Tesis de Ingeniería.
4. Baena, Guillermina. 2006. *Metodología de la investigación*. México : Publicaciones cultural, 2006. novena re-impresion.
5. Balairón, Luis. 2002. *Gestión de Recursos Hidricos*. s.l. : Ediciones PUS, 2002. Primera edición.
6. Bastian, Peter. 2002. *Electrotecnia Ciclos Formativos*. Madrid : Impreso en Fernández, 2002. Primera edición.
7. Briseño, Eduardo. 2008. *Manual de la Capacitación en la operación y mantenimiento de perqueñas centrales hidráulicas*. Perú : Forma e Imagen de Billy, 2008. Primera edición.
8. Corominas, Joaquín. 1990. *La Ruta de la Energía*. Barcelona : Anthropolos, 1990. Cuarta colección.
9. Coz, Federico. 1995. *manual de mini y microcentrales hidráulicas*. Lima : ITDG, 1995. Primera Impresión.
10. De Souza, Zulcy. 1990. *Centrales hidroeléctricas, Dimensionamiento de componentes*. s.l. : DME/IEM/EFEI, 1990.

11. Dermot, Mc Guigan. 1972. *Centrales Eléctricas*. England : Enciclopedia CEAC, 1972.
12. *Ficha Técnica Turbina Michell-Banki 2*. ITDG, Soluciones Prácticas. 2012. Lima, Perú : Tecnolgías resolviendo la Pobreza, 2012, Vol. 2.
13. Fink, Donald. 1981. *Manual Práctico de Electricidad para Ingenieros*. Versión española adaptada : REVERTE, 1981. Tomo I, 11va Edición.
14. Fontaine, Ernesto. 1988. *Evaluación social de Proyectos*. Santiago de Chile : Pontificia Universidad de Chile, 1988. 2da edición.
15. Franquet, Jose María. 2009. *El Caudal mínimo medio ambiental del Tramo Inferior del río Ebro*. 2009.
16. Garcés, Gustavo. 1996. *Evaluacion económica de la construcción de una pequeña central hidroelectrica*. Santiago de Cali : Universidad del Valle, 1996. Tesis de Ingenieria .
17. Gómez, José Luis. 1932. *Saltos y presas de Embalse, Obras Públicas*. Madrid : s.n., 1932.
18. González, Jaime. 2009. *Energías Renovables*. s.l. : Reveté S.A., 2009. Edición Español.
19. Group, Intermediate Technology Development. 1995. *Manual de mini y Microcentrales hidroeléctricas*. Perú : s.n., 1995.
20. GTZ. 1985. *Manual para planificación de dimensioanmiento de obras Hidráulicas de una mini central Hidroeléctrica*. PPL : GTZ, 1985.
21. Harper, Gilberto. 1982. *Elementos de centrales Electricas I*. México : LIMUSA, 1982. Primera edición.
22. —. 1983. *Elementos de centrales electricas II*. México : LIMUSA, 1983. 1era Pre-edición.
23. Hermosa, Antonio. 1999. *Prinicipio de electricida y electrónica II*. s.l. : Marcombo, 1999. Tomo II.
24. Jiménez, Jhon. 1997. *Sistematización del diseño de una pequeña central hidroeléctrica*. Santiago de Cali : Universidad del Valle, 1997. Tesis de Ingeniería.
25. Liceni, Franco. *Centrales Eléctricas a Vapor Instalaciones Mecánicas*. s.l. : ALSINA.

26. 1972. *Máquinas Motrices, Generadores de energía eléctrica*. Madrid : Enciclopedia CEAC, 1972.
27. Mataix, Claudio. 1982. *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. s.l. : Editorial del Castillo, 1982. Segunda Edición.
28. Menéndez, Emilio. 2001. *Energía Removables, Sustentabilidad y creación de empleo*. s.l. : Libros de la CATARATA, 2001. Primera edición.
29. Mercado, Salvador. 1998. *¿Cómo Hacer una Tesis?* México : LIMUSA, 1998. 2da edición.
30. Mott, Robert. 2006. *Diseño de elementos de máquinas*. México : Editorial Pearson Educación, 2006. Cuarta edición.
31. Mujal, Ramon. 2002. *Libro Electrotecnia*. España : Universidad Politecnica de Catalunya, 2002. Primera Edición.
32. Oelert, Gerhard. 1985. *Guia para el cálculo de rentabilidad de proyectos de inversión para el abastecimiento de energía*. Eschborn, Alemania : GTZ, 1985.
33. Olade, Organización Latinoamericana de energía. 1995. *Diseño. Estandarización y fabricación de turbinas Michell-Banki*. Quito : s.n., 1995. Volumen I.
34. Olade, Organización latinoamericana de energía. 1995. *Guia para la Evaluación del impacto ambiental de centrales Hidroelectricas*. Quito : s.n., 1995.
35. Olade, Organización Latinoamericana de energía. 1981. *Lineamientos generales para el desarrollo de pequeñas centrales Hidroelectricas* . Quito : s.n., 1981. Cuarta Edición.
36. Olade, Organización Latinoamericana de Energía. 1995. *Manual de diseño estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroelectricas*. Quito : s.n., 1995. Volumen I.
37. Ortiz, Ramiro. 2001. *Pequeñas Centrales Hidroelectricas*. Bogota, Colombia : Nomos S.A., 2001.
38. pdf, articulo. *Pequeñas centrales hidráulicas*. s.l. : Facultad de Ingenieria. laboratorio de maquinas hidráulicas (LA.M.HI.).

39. Potess, Santo. 1971. *Centrales eléctricas*. Barcelona : Gustavo Gili, S.A., 1971.
40. Reyes, Miguel. 1988. *Maquinas Hidraulicas*. Mexico : Representaciones de ingenieria S.A., 1988.
41. Rolán, José. 2012. *Energía renovables*. España : Ediciones paraninfo S.A., 2012. Primera edición.
42. Salcedo, Francisco. 2005. *Mi proyecto de investigación*. Riobamba : Editorial pedagogía Freire, 2005.
43. Sanz, José Francisco. 2008. *Energía renovables, Energía hidroeléctrica*. Saragoza : Prensas Universitarias de Saragoza, 2008. Primera edición.
44. Shigley, E. 1990. *Diseño e Ingeniería Mecánica*. Bogotá : McGraw-Hill, 1990. Cuarta Edición.
45. Sviatoslav, Krochin. 1978. *Diseño Hidraulico*. Quito : Escuela Politécnica Nacional, 1978.
46. Valverde, Juan. 1998. *Riego y drenaje*. San José Costa Rica : Editorial Universidad Estatal a Distancia, 1998. Primera Edición.
47. Viedma, Antonio. 1997. *Teoría de máquinas hidráulicas*. Murcia : Servicio de publicaciones Universidad de Murcia, 1997.
48. Wildi, Theodore. 2007. *Maquinas Eléctricas y sistemas de potencia* . Mexico : PEARSON Educación , 2007. Sexta Edición.
49. Zoppetti, Gaudencio. 1979. *Centrales hidroeléctricas*. Barcelona : Gustavo Gili S.A., 1979.
50. Zoppetti, Gaudencio. 1982. *Centrales Hidroeléctricas*. Mexico : G. GILI S.A., 1982. Quinta Edición.

ANEXOS

Anexo 1



Álabe largo lateral 106.27mm

Anexo 2



Álabe largo frontal 106.27mm

Anexo 3



Álabe largo frontal 53.13mm

Anexo 4



Esmerilado de los álabes

Anexo 5



Construcción del eje del rodete vista frontal

Anexo 6



Construcción del eje del rodete vista lateral

Anexo 7



Soldado de los discos en el rodete

Anexo 8



Turbina dentro de la carcasa

Anexo 9



Soldadura de los álabes al rotor vista lateral inferior

Anexo 10



Soldadura de los álabes al rotor vista lateral superior

Anexo 11



Soldadura de los álabes al rotor vista frontal

Anexo 12



Soldadura de los álabes al rotor vista isométrica

Anexo 13



Construcción de la base de la turbina vista isométrica parte inferior

Anexo 14



Construcción de la base de la turbina vista lateral

Anexo 15



Construcción de la base de la turbina vista isométrica superior

Anexo 16



Esmerilado de las partes externas de la carcasa

Anexo 17



Perfil inyector

Anexo 18



Orificio para la compuerta de entrada

Anexo 19



Acoplamiento de la compuerta de entrada vista frontal

Anexo 20



Tubo de entrada

Anexo 21



Carcasa

Anexo 22



Colocación de chumaceras en la carcasa

Anexo 23



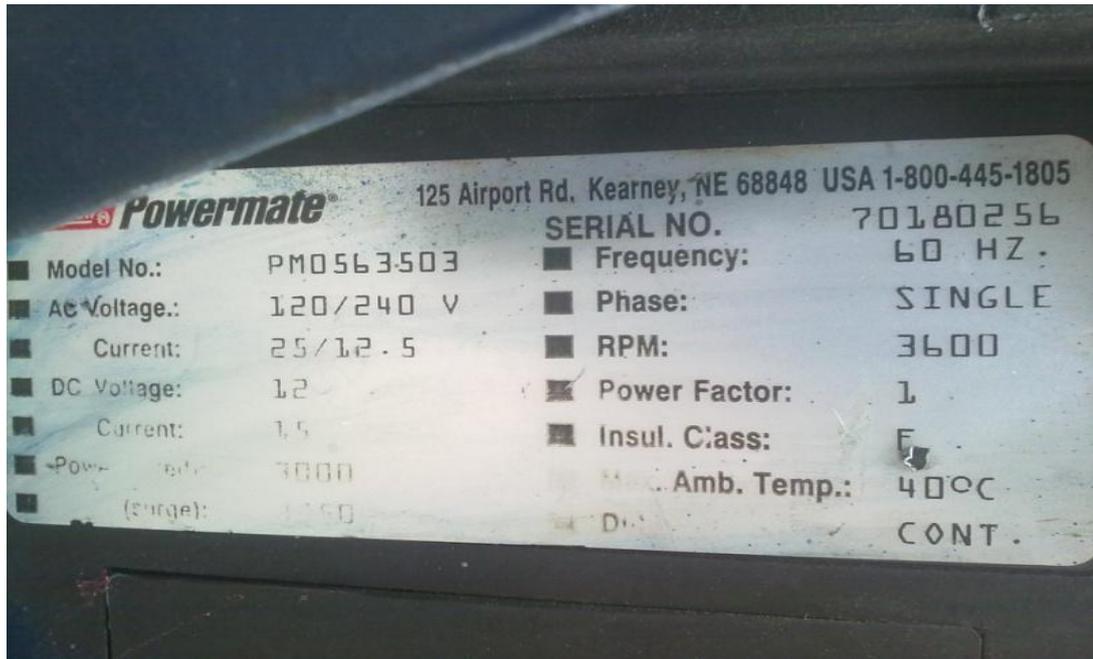
Cubierta del generador

Anexo 24



Generador

Anexo 25



Placa del generador

Anexo 26



Bandas y poleas del Generador

Anexo 27



Balaneo de la turbina vista lateral

Anexo 28



Balaneo de la turbina vista isométrica

Anexo 29



Pruebas de funcionamiento fotografía 1

Anexo 30



Pruebas de funcionamiento fotografía 2