UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES

TÍTULO:

Análisis de la Eficiencia de la Turbina Michell Banki y su aplicación en las Pico Centrales Hidroeléctricas.

Tesis de Grado previa la Obtención del Título de Ingeniero Electromecánico

AUTORES :

- **CURIMILMA RIVERA EDISON FERNANDO**
- **SANCHEZ CAPA JUAN PABLO**

DIRECTOR : Ing. Darwin Giovanny Tapia Peralta

Loja – Ecuador

2011

CERTIFICACIÓN

Ing. Darwin Giovanny Tapia Peralta

DIRECTOR DE TESIS

CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación, bajo el tema **"*ANÁLISIS DE LA EFICIENCIA DE LA TURBINA MICHELL BANKI Y SU APLICACIÓN EN LAS PICO CENTRALES HIDROELÉCTRICAS*",** previa a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, realizado por los señores egresados: **Curimilma Rivera Edison Fernando y Sánchez Capa Juan Pablo**, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, Diciembre del 2010

_____

Ing. Darwin Giovanny Tapia Peralta

DIRECTOR DE TESIS

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

La investigación, análisis, conclusiones y recomendaciones del presente trabajo de tesis les corresponden exclusivamente a sus autores y el patrimonio intelectual a la Universidad Nacional de Loja, autorizamos al Área de la Energía, las Industrias y Recursos Naturales no Renovables y por ende a la carrera de Ingeniería Electromecánica; hacer uso del presente documento en lo que considere conveniente.

Curimilma Rivera Edison Fernando

Sánchez Capa Juan Pablo

PENSAMIENTO

Solo las personas que comienzan a buscar sus metas desde abajo llegan a conseguirlas y las saben valorar, pos eso plantéate un objetivo en la mente, recuérdalo en cada acto que realices y de esta manera comprenderás el valor que tiene el objetivo para ti.

Edison Curimilma.

DEDICATORIA

Este trabajo se lo dedico a todas las personas que les gusta sobresalir porque de ellas tuve la inspiración, y a los seres humanos que creen en ti y en que debes superarte, es decir a mis padres personas a las cuales les debo el lugar en donde hoy estoy.

Curimilma Rivera Edison Fernando

Quiero dedicar este trabajo a todos los que me apoyaron muy especialmente a mis padres y hermanos porque ellos han sido el pilar fundamental, ya que gracias a su apoyo emocional y económico yo he alcanzado la meta que me he propuesto.

Sánchez Capa Juan Pablo

AGRADECIMIENTO

Es grato expresar nuestros agradecimientos a la Universidad Nacional de Loja, a la carrera de Ingeniería Electromecánica, a los docentes que de manera desinteresada aportaron para que durante este periodo de estudio se cristalice nuestra formación académica.

Al Ing. Darwin Tapia, por su acertada dirección e invalorable colaboración para la realización de este trabajo.

Los Autores

RESUMEN

La presente investigación tiene como objetivo el aprovechamiento de la energía hidráulica mediante la utilización de la turbina Michell Banki en la generación de la electricidad, utilizando como base fundamental la energía del agua y de esta forma dando soluciones energéticas en varios lugares en donde se puede aprovechar eficientemente este recurso no renovable como es varias zonas rurales de nuestra provincia de Loja. La investigación está estructurada en introducción, seis capítulos, conclusiones y recomendaciones.

Fue realizada una compilación de cada uno de los contenidos necesarios para el desarrollo de ésta investigación, estableciendo un diseño adecuado en base a cálculos matemáticos.

Una vez diseñado el sistema, se acopló una palanca la cual permite frenar el giro del rotor y con esta hallar el punto más alto de eficiencia de dicho sistema hidráulico, se presenta además una metodología para la construcción de la turbina mediante dibujos en el software AUTOCAD 2009

SUMMARY

The present investigation has as objective the use of the hydraulic energy by means of the use of the turbine Michell Banki in the generation of the electricity, using like fundamental base the energy of the water and this way giving energy solutions in several places where it can take advantage this non renewable resource efficiently as it is rural several areas of our county of Loja. The investigation is structured in introduction, six chapters, conclusions and recommendations.

A compilation was carried out of each one of the necessary contents for the development of this investigation, establishing an appropriate design based on mathematical calculations.

Once designed the system, a lever the one was coupled which allows to brake the turn of the rotor and with this to find the highest point in efficiency of hydraulic this system, he/she also shows up a methodology for the construction of the turbine mediating drawings in the software AUTOCAD 2009

INDICE GENERAL

CONTENIDO

CERTIFICACIÓN……..…...II
DECLARACIÓN DE AUTORÍA……...III
PENSAMIENTO…….…....IV
DEDICATORIA……...V
AGRADECIMIENTO……...…..…VI
RESUMEN……..……...VII
SUMMARY……..…....VIII
ÍNDICE GENERAL……IX
ÍNDICE DE FIGURAS……...…..XV
ÍNDICE DE TABLAS…….……..…..XVII
SIMBOLOGÍA…….….……XVIII
INTRODUCCIÓN…….……1
PLANTEAMIENTO DE LA PROBLEMÁTICA……..…...2
PROBLEMA GENERAL DE LA INVESTIGACIÓN…….....3
PROBLEMAS ESPECÍFICOS…….….…3
OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN…….……....4
OBJETIVO GENERAL…….…...4
OBJETIVOS ESPECIFICOS……...……..…4
PLANTEAMIENTO DE LA HIPÓTESIS……..…….….…5
HIPOTESIS GENERAL…….……..….…5
HIPOTESIS ESPECÍFICAS…….….…5
CAPITULO I…….…....…6
HIDRÁULICA……..…6
1.1 ENERGÍA HIDRÁULICA……..…….……...6
1.2 MICROHIDROGENERACIÓN…….…7
1.2.1 Introducción…….....…7
1.2.2 Concepto de microhidrogeneración…….....…7
1.2.3 Diseño del sistema…….….……..7
1.2.3.1 Componentes de un sistema de hidrogeneración……..……7

1.2.4 Energía a partir del agua……..…8
1.2.5 Factor de planta……...…...11
1.3RECURSOS HIDROENERGÉTICOS…….....……12
1.3.1 Medición del salto…….….…12
1.3.2 Medición del caudal……..…..…13
1.3.3 Regulación de la velocidad…….…....13
1.3.4 Hidrología……..…….…....13
1.3.4.1 El ciclo hidrológico……...…..…14
1.3.4.2 Análisis estadístico de la información hidrométrica…….……...14
1.4 ECUACIONES FUNDAMENTALES DE LA HIDRÁULICA…….……..14
1.4.1 Ecuación de la continuidad…….……..15
1.4.2 Ecuación de la energía……..…...15
1.4.3 Alturas piezométricas, totales y geométricas……...…....16
1.4.4 Ecuaciones de pérdidas…….…… 17
CAPITULO II…….....…18
2 MAQUINAS HIDRÁULICAS…….……....18
2.1 DEFINICIÓN…….……18
2.2 TURBINAS HIDRÁULICAS……..……...18
2.2.1 Definición……...……...18
2.2.2 Elementos Constitutivos…….….…...19
2.2.3 Clasificación de las turbinas…….…..…....19
2.2.3.1Clasificación según su grado de reacción……...…….19
2.2.4 Tipos de turbinas……..….....21
2.2.5 Potencias, pérdidas y rendimientos……..….…...24
CAPITULO III…….….……..27
3. TURBINAS DE FLUJO CRUZADO O TANGENCIAL……...…....27
3.1 TURBINA MICHELL BANKI…….…..…….….27
3.1.1 Partes principales de la Turbina……..….……...27
3.1.2 Dimensionamiento preliminar de la turbina Michell Banki……..…….27
3.2 CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES…….……..…….29
3.3 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO……..……..…...29

3.3.1 Selección del diámetro y velocidad de giro de la turbina……..……..…..31
3.3.2 Número de álabes del rotor…….……...32
3.3.3 Elección del Ancho del Rotor……..…….…….33
3.3.4 Diseño del inyector……...….....…...34
3.4 TRANSMISIÓN DE POTENCIA MECÁNICA……..…..…….…..35
3.4.1 Introducción……..….……..…35
3.4.2 Elementos de un sistema de transmisión de potencia mecánica…….…36
3.4.3 Tipo de Transmisiones……..……..…37
CAPITULO IV…….……...…38
4.1 DISEÑO HIDRÁULICO…….....….38
4. 1.1 Selección del diámetro…….…….38
4. 1.2 Cálculo de la velocidad de giro de la turbina…….....38
4.1.3 Coeficiente de velocidad Kc del inyector…….…..38
4.1.4 Resolución del triangulo de velocidades a la entrada del rotor…….….38
4.1.4.1 Velocidad absoluta……....…..39
4.1.4.2 Velocidad tangencial……..….40
4.1.4.3 Velocidad relativa del fluido……...……40
4.1.4.4 Componente de la velocidad absoluta en dirección meridiana…….….…40
4.1.5 Número y espesor de los álabes del rotor……..…..….41
4.1.5.1 Selección del número de los álabes del rotor…….……41
4.1.5.2 Selección del espesor de los álabes del rotor…….....42
4.1.5.3 Número de álabes que reciben el flujo de agua…….....…..42
4.1.5.4 Determinación de la geometría del álabe…….....…...43
4.1.5.5 Ángulo entre álabes…….....…43
4.1.5.6 Parámetros de dimensión y ubicación de los álabes…….…...43
4.1.6 Cálculo del ancho del Rotor…….…….….45
4.1.7 Calculo del Ancho del inyector……..…...45
4.2 DISEÑO MECÁNICO DE LA TURBINA…….……...…..47
4.2.1 Potencia de la turbina……..…...…47
4.2.2 Rendimiento…….....….. 47
4.2.3 Torque……..……..…….47
4.2.4 Caudal que ingresa en un álabe……..……..……..47

4.2.5 Peso de un álabe……..…...…47
4.2.6 Peso total del rotor……..…47
4.2.7 Fuerza hidráulica sobre el álabe…….……..……..…48
4.2.8 Fuerza centrifuga sobre el álabe……48
4.2.9 Fuerza total sobre el álabe…….....49
4.2.10 Cálculo del espesor mínimo de los álabes……...……50
4.2.11 Cálculo del espesor mínimo de los discos del rotor…….……53
4.2.12 Momento flector máximo sobre el álabe…….…….……..…..55
4.2.13 Esfuerzo máximo en el álabe…….…….……..…55
4.2.14 Plancha del Inyector……...……56
4.2.15 Diseño del eje del rotor…….…….…...…57
4.2.16 Momento torsor máximo sobre el eje……..……...….57
4.2.17 Momento flector máximo sobre el eje……..…….…...……58
4.2.18 Momento equivalente……..……58
4.2.19 Diámetro del eje……..……..…59
4.2.20 Transmisión de potencia mediante polea –correa……...….59
4.2.20.2 Cálculo de la potencia de diseño N_D……..60
4.2.20.3 Selección del tamaño del perfil…….....60
4.2.20.4 Selección de los diámetros de las poleas……...…60
4.2.20.5 Cálculo de la velocidad de la correa ...……..……61
4.2.20.6 Cálculo de la longitud de la correa y la distancia entre centros……61
4.2.20.6.1 Cálculo de la distancia entre ejes……61
4.2.20.6.2 Largo de la banda…….…61
4.2.20.7 Ángulo de abrazamiento de la polea menor……..61
4.2.20.8 Proyecto cuando las poleas son de diámetros diferentes……...62
4.2.20.9 Fuerzas Total en la correa…….....62
CAPITULO V……..……...…..…63
MATERIALES Y MÉTODOS…….…..……...…..63
5.1 EVALUACIÓN DEL OBJETO DE INVESTIGACIÓN……...……..…….....63
5.1.1 Características generales de la turbina……...…… 63
5.1.2 PROPUESTA ALTERNATIVA……..….…….……....63
5.1.3 MÉTODO DE CONSTRUCCIÓN……64

5.2 CÁLCULOS MATEMÁTICOS……..…….……....67
5.2.1 DISEÑO HIDRÁULICO……..……..…68
5.2.1.1 Diámetro y velocidad de giro de la turbina…….……..…68
5.2.1.2 Calculo de la velocidad de giro……...68
5.2.1.3 Coeficiente de velocidad Kc del inyector…….……...68
5.2.1.4 Resolución del triangulo de velocidades a la entrada del rotor……...……68
5.2.1.4.1 Velocidad absoluta……..……....…68
5.2.1.4.2 Velocidad tangencial……...……..….....68
5.2.1.4.3 Velocidad relativa del fluido……..…..68
5.2.1.5 Componente de la velocidad absoluta en dirección meridiana……...…....69
5.2.1.6 Número de álabes del rotor……...……...…69
5.2.1.7 Número de álabes que reciben el flujo de agua……...……....69
5.2.1.8 Cálculo del Ancho del rotor Br……...…….…....69
5.2.1.9 Determinación de la geometría del álabe……..……...69
5.2.1.10 Parámetros de dimensión y ubicación de los álabes…….….69
5.2.1.11 Diseño del inyector……70
5.2.2 DISEÑO MECÁNICO DE LA TURBINA……..…....…....70
5.2.2.1 Potencia de la turbina…...…….….…70
5.2.2.2 Numero de álabes que reciben el flujo de agua……...…….…….……..71
5.2.2.3 Caudal que ingresa en un álabe……...…….…...……71
5.2.2.4.-Selección del espesor de los álabes del rotor……...……..71
5.2.2.5.- Calculo del espesor mínimo de los álabes……71
5.2.2.6.- Calculo del espesor mínimo de los discos laterales…...……74
5.2.2.7 Peso de un álabe……...….…….…80
5.2.2.8 Peso total del rotor…….……..80
5.2.2.9 Fuerza hidráulica sobre el álabe…….…...…….….80
5.2.2.10 Fuerza centrifuga sobre el álabe…...…….…….……80
5.2.2.11.- Fuerza total sobre el álabe…….…….…...…..…81
5.2.2.12 Momento flector máximo sobre el álabe……..……...…….…81
5.2.2.13 Esfuerzo máximo en el álabe……...…….….….……...81
5.2.2.14 Plancha del Inyector……...……..82
5.2.2.15 Diseño del eje del rotor……...……...…….……...…..83

5.2.2.16 Momento torsor máximo sobre el eje…….…….…….....83
5.2.2.17 Momento flector máximo sobre el eje…….…...…….83
5.2.2.18 Momento equivalente…….…….....…84
5.2.2.19 Transmisión de potencia mediante polea –correa…….…85
5.2.2.20 Selección de los diámetros de las poleas…….……..85
5.2.2.21 Cálculo de la velocidad de la correa V…….……86
5.2.2.22 Cálculo de la longitud de la correa y la distancia entre centros……..……..86
5.2.2.22.1 Cálculo de la distancia entre ejes……...……...86
5.2.2.22.2 Largo de la banda……...…...86
5.2.2.23 Ángulo de abrazamiento de la polea menor……..86
5.2.2.24 El ángulo de contacto……...…87
5.2.2.25 Fuerza Total en la correa……..87
CAPITULO VI……..…....……88
6.1 RESULTADOS...……...……...…88
6.2 PARÁMETROS QUE INFLUYEN EN LA EFICIENCIA DE LA TURBINA.…108
6.3 VALORACIÓN ECONÓMICA Y AMBIENTAL……..……...109
6.4 VALORACIÓN TÉCNICO-ECONÓMICA Y AMBIENTAL…….……109
6.4.1 VALORACIÓN TÉCNICO –ECONÓMICA…….…….……109
6.4.2 VALORACIÓN AMBIENTAL……..…..…111
CONCLUSIONES……..…112
RECOMENDACIONES……...…113
BIBLIOGRAFÍA……..….114
ANEXOS…….……..…116

ÍNDICE DE LAS FIGURAS

Figura 1.1 Componentes de la hidrogeneración……...…..…….....8
Figura1.2 Componentes de una MCH…….…....8
Figura 1.3 El salto……....….9
Figura 1.4 Medición salto o caída……...…..…....12
Figura 1.5 Ciclo hidrológico……14
Figura 1.6 Explicación de la ecuación de la continuidad……..……..…15
Figura 1.7 Explicación de la ecuación de la energía……..…15
Figura 1.8 Explicación del teorema de Bernouilli……..……..….16
Figura 2.1 Acción…….……...20
Figura 2.2 Reacción……...….....…20
Figura 2.3 Turbina axial……..…….….....…..21
Figura 2.4 Turbina Radial…….....…21
Figura 2.5 Turbina tangencial……...……..21
Figura 2.6 Turbina Peltón…….....…...22
Figura 2.7 Turbina Turgo…….…….....…..22
Figura 2.8 Turbina Michell Banki……..…….....22
Figura 2.9 Turbina Fourneyron……...…....23
Figura 2.10 Heuschel-Jonval…….….23
Figura 2.11 Turbina Francis.....….....24
Figura 2.12 Turbinas Kaplan……..……24
Figura 2.13 Esquema de un sistema hidráulico…….....….24
Figura 3.1 Elementos principales de una turbina Michell-Banki…….….....27
Figura 3.2 Dimensiones básicas de una turbina Michell Banki…….….....28
Figura 3.3 Elementos de la turbina…….….....….30
Figura 3.4 Turbina De Flujo Transversal De Admisión Parcial……....…..31
Figura 3.5 Ancho del rotor (Br)……....….....33
Figura 3.6 Vistas del inyector…….…..34
Figura 3.7 Trazado del inyector……..……....35
Figura 3.8 Sistema de transmisión en una etapa……..…..37
Figura 4.1 Rotor con los triángulos de velocidades……...….39

Figura 4.2 Triángulos de velocidades unificados 1ra y 2da etapa……..….39
Figura.4.3. Sección transversal de un álabe del rotor…….…....42
Figura 4.4 Rotor…….....….43
Figura 4.5 Geometría del alabe…….…...44
Figura 4.6 Dimensión y ubicación del álabe……...…..…..44
Figura 4.7. Dimensiones características del inyector y rotor…….…...….45
Figura 4.8 Inyector…….....….46
Figura 4.9 Geometría del inyector……..…..…..47
Figura 4.10 Fuerzas que actúan sobre el álabe……...….49
Figura 4.11 Fuerza totales sobre el alabe…….……..…..…...49
Figura 4.12 Fuerza sobre el álabe……50
Figura 4.13 Espesor del disco del rotor……..50
Figura 4.14 Cargas sobre la plancha del inyector……51
Figura 4.15 Diagrama de fuerzas que actúan sobre el eje del rotor…….…....…..53
Diagrama 4.1 Selección del tipo de banda……..56
Figura 4.16 Angulo de contacto ψ……...57
Figura 5.1 Discos laterales del rotor……....60
Figura 5.2 Ubicación de los álabes en los discos laterales del rotor……60
Figura 5.3 Corte de la tubería para los álabes…….....61
Figura 5.4 Acople del rotor……..61
Figura 5.5 Armado de la carcasa…….....…61
Figura 5.6 Construcción del inyector……..……62
Figura 5.7 Ubicación del inyector……..…62
Figura 5.8 Pulido de la turbina……....63
Figura 5.9 Armado de la turbina……..63
Figura 5.10 Geometria del álabe…….……....72
Figura 6.1 sistema de frenado…….…..…...……88
Figura 6.2 Potencia mecánica (Ps) en función del número de revoluciones (w), Ps=f(w), altura 1.5m……...……...…....94
Figura 6.3 Potencia mecánica (Ps) en función del número de revoluciones (w), Ps=f(w), altura 2.5m…….....…..99

Figura 6.4 Potencia mecánica (Ps) en función del número de revoluciones (w), Ps=f(w), altura 3m……..……...104
Diagrama 6.1 zonas de utilización de turbinas……..…....106

ÍNDICE DE LAS TABLAS

Tabla 2.1 Características de las turbinas de acción……..…23
Tabla 3.1 Ángulos del inyector…….……...28
Tabla 3.2. Selección del diámetro del rotor…….……32
Tabla 3.3: Parámetros característicos en turbinas ensayadas…….…….....33
Tabla 3.4. Selección del número de álabes del rotor…….……..…33
Tabla 4.1. Valores de los ángulos β_1y α_1…….……...41
Tabla 4.2. Diametros de tuberias…….....42
Tabla 4.3. Ángulos característicos de álabes……..……..…48
Tabla 4.4. Ángulo entre la fuerza hidráulica sobre el álabe y el eje (X)……..……....…49
Tabla 4.5 Factor de servicio fs…….55
Tabla 4.6 Razón $\frac{T_1}{T_2}$para correas trapezoidales según el ángulo ψ……..……..58
Tabla 6.1 valores obtenidos mediante las prácticas……..…90
Tabla 6.2 valores obtenidos mediante leyes de semejanza……...…….…..92
Tabla 6.3 mejoramiento de eficiencia……...…....…...95
Tabla 6.4 leyes de semejanza de la tabla 6.3….…….....…....97
Tabla 6.5 rendimiento de la turbina al aumentar altura……...….100
Tabla 6.6 leyes de semejanza de la tabla 6.5…….....….102
Tabla 6.7 rendimientos máximos……...…105
Tabla 6.8 rango de aplicación de las turbinas hidráulicas…….....……..107

SIMBOLOGÍA

H: Altura de caída de agua (m).

Q: Caudal de desvió ($m^3/_s$).

Z: Número de alabes.

De: Diámetro exterior del rotor (m).

$U_{1:}$ Velocidad de giro (m/s).

n: Número de revoluciones de la turbina (rpm).

Kc: Coeficiente de velocidad Kc del inyector (0.967).

C_1: Velocidad absoluta (m/s).

U_1: Velocidad tangencial (m/s).

W_1: Velocidad relativa del fluido (m/s).

C_m1: Componente de la velocidad absoluta en dirección meridiana (m/s).

C_u1: Componente de la velocidad absoluta (m/s).

Z_a: Número de álabes que reciben el flujo de agua**.**

$\boldsymbol{\delta}$**:** Ángulo de admisión entre el rotor y el inyector $(0)^0$.

Aa: Área de admisión de un álabe (m^2).

Aat: Área de admisión total del rotor (m^2).

P_z : Paso de los alabes del rotor (mm).

X_z: Relación de número de alabes.

Br: Ancho del rotor (m).

Z_1: Ángulo entre alabes $(0)^0$

θ : Ángulo de ubicación de los alabes $(0)^0$

γ : Ángulo de ubicación de los alabes $(0)^0$

λ : Ángulo de ubicación de los alabes $(0)^0$

δ : Ángulo de ubicación de los alabes $(0)^0$

A: Ancho radial del alabe (mm).

R: Radio exterior del rotor (mm).

r: Radio interior del rotor (mm).

$A_{p:}$ Cuerda del alabe (mm).

R_a: Radio del alabe (mm).

L_a: Arco de admisión (mm).

e_a: Espesor del alabe en (mm).

θ_a: Ángulo de admisión $(0)^0$

τ_θ: Envolvente del inyector (m).

C: Constante de torbellino potencial,

h_t: Altura del inyector en cada punto (mm).

N: Rendimiento de la turbina.

PT: potencia de la turbina (Hp).

T: Torque de la turbina (Kg-m).

Q_a: Caudal que ingresa a un alabe (m^3/s).

P_a: Peso de un alabe (Kg).

P_u: Peso de un alabe por unidad de longitud (kg-m).

L: Longitud de un alabe (m).

$P_{tr:}$ Peso total del rotor (Kg).

N_d: Número de discos del rotor.

F_{hx}: Fuerza hidráulica en el eje x (Kgf).

F_{hy}: Fuerza hidráulica en el eje y (Kgf).

F_{hr}: Fuerza hidráulica resultante (Kgf).

F_c: Fuerza centrifuga sobre el álabe (Kgf).

R_x: Fuerza resultante sobre el álabe en dirección del eje x (Kgf).

R_y: Fuerza resultante sobre el álabe en dirección del eje y (Kgf).

R_T: Fuerza total resultante sobre el álabe (kgf).

M: Momento flector máximo sobre el álabe $(Kgf - cm)$.

B_{rc}: Ancho del eje del rotor hasta los rodamientos (m).

σ: Esfuerzo máximo en el álabe $\left({Kgf}/{cm^2}\right)$.

Wa: Momento resistente en el álabe (m^3).

T_{max}: Momento torsor máximo sobre el eje $(Kgf - m)$.

M_{max}: Momento flector máximo sobre el eje. $(Kgf - m)$.

M_x: Momento flector en el eje x $(Kgf - m)$.

M_y: Momento flector en el eje y $(Kgf - m)$.

a: Distancia del disco del rotor a la chumacera (m).

$\sigma_{adm.flex}$: Es la tensión admisible a la flexión en (Kgf/cm^2).

W_x: Es el momento axial de resistencia de la sección, en cm^3.

F_t: Fuerza tangencial sobre el eje en (Kgf).

M_{equi}: Momento equivalente en la sección que se calcula de árbol $(Kgf - m)$.

Ka: Factor de flexión 1.5

Kt: Factor de torsión 1.0

$Tflex$: Tensión a la flexión en el eje del rotor (Kgf/cm^2).

τ_{tor}: Tensión a la torsión en el eje del rotor.

Fti: Fuerza total en el inyector en Kgf (Kgf/cm^2).

Mi: Momento máximo sobre la plancha del inyector $(Kgf - m)$.

σ_i : Esfuerzo máximo sobre la plancha del inyector ($Kg/_{m^2}$).

e_i : Espesor de la plancha del inyector (m).

Bi Ancho del inyector.

Wi: Momento resistente sobre la plancha del inyector (m^3).

d: Diámetro del eje del rotor.

D_1: Diámetro de la polea mayor (mm).

d_2: Diámetro de la polea menor (mm).

n_1: Número de revoluciones de la polea mayor rpm.

n_2 : Número de revoluciones de la polea menor rpm.

I: Relación de transmisión.

a_{min}: Distancia mínima entre ejes (mm).

a_{maxi}: Distancia máxima entre ejes (mm).

a_{media}: Distancia media entre ejes (mm).

Lp: Largo de la banda (mm).

α: Ángulo de abrasamiento de la polea menor (O^0).

v: Velocidad periférica (m/s).

P: Esfuerzo periférico (Kgf).

z_c: Número de correas en la transmisión.

s_0: Esfuerzo en los ramales de las bandas (Kgf).

F_e. Fuerza en los ejes (Kgf).

S_1: Fuerza en el ramal conductor (Kgf).

S_2: Fuerza en el ramal conducido (Kgf).

$\sigma_{adm-apla}$:Tensión admisible al aplastamiento en chavetas (Kgf/cm^2).

σ_{apla} : Tensiones máximas al aplastamiento en los ejes de la turbina y bomba (Kgf/cm^2)

f : Fuerza en los ejes de turbina y bomba (Kgf).

Gt: Límite de trabajo de la soldadura (Kgf/cm^2).

Ge: Límite elástico de la soldadura (Kgf/cm^2).

n: Coeficiente de seguridad.

Pmax: Peso del álabe mas la fuerza total del fluido (Kgf).

γ: Coeficiente de resistencia a la fatiga del cordón.

$[A_r]$: Limite elástico (Kgf/cm^2).

Ψ: Coeficiente de resistencia mecánica, (0,6 para electrodos 7018), (Kgf/cm^2).

Vd.: Volumen del diente de los engranajes de la bomba volumétrica (m^3).

Hm: altura manométrica (m).

Pe: Potencia hidráulica de la turbina (Pe).

Ps: Potencia útil (Ps).

INTRODUCCIÓN

El trabajo que se ha realizado tiene por objetivo presentar una metodología para el cálculo, el diseño hidráulico y mecánico de un prototipo de turbina Michell Banki donde se pueda analizar la eficiencia y su aplicación en las Pico Centrales.

Primeramente se estudiara los principios fundamentales de la hidrogeneración, luego estudiaremos sobre las turbinas hidráulicas específicamente las de flujo cruzado, cuya información lo proporcionan los fabricantes de estas máquinas y en libros relacionados con el tema.

El tema habla y consiste en facilitar un prototipo de turbina de flujo tangencial que contenga varios tipos de rotores para poder acoplarlos; entonces esto nos permitirá poder estudiar la eficiencia de cada rotor y deducir el que tenga el mejor rendimiento.

PLANTEAMIENTO DE LA PROBLEMÁTICA

La hidrogeneración es realizada mediante equipos especializados y entre ellos se encuentran las centrales hidroeléctricas accionadas por turbinas, su utilización es muy importante en las industrias y empresas que utilizan equipos los cuales funcionan con energía eléctrica generada mediante estas centrales.

Muchas de estas empresas se implementan de una gran variedad de equipos para hidrogeneración pero sin el debido asesoramiento técnico en la instalación de dichos equipos obteniendo de esta forma mal funcionamiento de los equipos en el proceso de trabajo.

De esta forma, el "***análisis de la eficiencia de la turbina Michell Banki y su aplicación en las pico centrales hidroeléctricas"*** va dirigido a satisfacer los conocimientos de los alumnos, ya que existen espacios físicos universitarios en los cuales se puede plasmar todos los conocimientos adquiridos teóricamente.

El AEIRNNR de la Universidad Nacional de Loja en la carrera de Ingeniería Electromecánica se imparte conocimientos teóricos de Máquinas de Fluidos a los alumnos, pero sin que estos puedan ser complementados con instrucciones prácticas de los diferentes fenómenos, debido a la ausencia de equipos adecuados para dichas pruebas.

Gracias a la falta de dichos equipos, se encuentran desactualizados los currículos en lo referente a la parte práctica en dicho campo, así como la falta de laboratorios y por ende el conocimiento de los estudiantes y la comunidad para que puedan solicitar los asesoramientos requeridos.

Por todo lo expuesto anteriormente se enuncia la siguiente situación problemática: "***Limitada formación práctica en los alumnos de la carrera de Ingeniería Electromecánica, referente a Máquinas de Fluidos (generación hidroeléctrica)***".

PROBLEMA GENERAL DE LA INVESTIGACIÓN

"Falta de un equipo apropiado para analizar la eficiencia de las turbinas Michell Banki y su aplicación en las pico centrales Hidroeléctricas."

PROBLEMAS ESPECÍFICOS

- Falta de información técnica-práctica que permita comprender el sistema de hidrogeneración mediante turbinas Michell Banki.
- Ausencia de un equipo adecuado de hidrogeneración con turbinas Michell Banki que permita realizar prácticas a los estudiantes del área.
- Carencia de guías en la carrera del área, que permita realizar prácticas de hidrogeneración con turbinas Michell Banki.
- Faltade conocimiento en la sociedad de los trabajos de investigación que realiza la carrera de Ing. Electromecánica.

OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

OBJETIVO GENERAL

- Analizar la eficiencia de las turbinas Michell Banki y su aplicación en las Pico Centrales Hidroeléctricas.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Sistematizar información para delimitar los factores que influyen en un eficiente sistema de hidrogeneración con turbinas Michell Banki.
- Montar un prototipo de micro central hidroeléctrica mediante el accionamiento de las turbinas Michell Banki.
- Elaborar una guía para que los alumnos puedan desarrollar prácticas en el laboratorio de hidráulica al utilizar el prototipo de hidrogeneración del AEIRNNR.
- Socializar la investigación a lo interno y externo de la Universidad Nacional de Loja.

PLANTEAMIENTO DE LA HIPÓTESIS

HIPÓTESIS GENERAL

- Existe información que permite el diseño, construcción, análisis de eficiencia y puesta en marcha de las pico centrales hidroeléctricas mediante turbinas Michell Banki.

HIPÓTESIS ESPECÍFICAS

- Mediante un análisis de las centrales hidroeléctricas con turbinas Michell Banki se comprenderá causas y fenómenos que rigen a la hidrogeneración
- Es factible realizar un prototipo de una central hidroeléctrica con turbinas Michell Banki que faculte al estudiante para el desarrollo de prácticas volviéndose más competitivos profesionalmente.
- Mediante un análisis de las centrales hidroeléctricas con turbinas Michell Banki se comprenderá causas y fenómenos que rigen a la hidrogeneración.
- Al confeccionar una guía adecuada para su correcta manipulación, la ejecución de prácticas en el prototipo de una central hidroeléctrica con turbinas Michell, optimizará el nivel académico del Ingeniero Electromecánico, en base a las necesidades del sector productivo.
- Mediante una correcta difusión de los trabajos investigativos se alcanzará un mayor conocimiento teórico – práctico en la sociedad.

CAPITULO I
HIDRÁULICA

1.1 ENERGÍA HIDRÁULICA

La energía hidráulica se obtiene de la caída del agua desde un nivel superior a uno inferior que provoca el movimiento de bombas y turbinas.

La mecánica de fluidos es parte de la Física que se ocupa de la acción de los fluidos en reposo o en movimiento, así como de las aplicaciones y mecanismos de ingeniería que utilizan fluidos. La mecánica de fluidos es fundamental en campos tan diversos como la aeronáutica, la ingeniería química, civil e industrial, la meteorología, las construcciones navales y la oceanografía.

La mecánica de fluidos puede subdividirse en dos campos principales: la estática de fluidos o hidrostática, que se ocupa de fluidos en reposo, y la dinámica de fluidos, que trata de fluidos en movimiento.

El término de hidrodinámica se aplica al flujo de líquidos o al flujo de los gases a baja velocidad, en el que puede considerarse que el gas es esencialmente incompresible. La aerodinámica o dinámica de gases, se ocupa del comportamiento de los gases cuando los cambios de velocidad y presión son suficientemente grandes para que sea necesario incluir los efectos de compresibilidad.

Entre las aplicaciones de la mecánica de fluidos están la propulsión a chorro, las turbinas, los compresores y las bombas. La hidráulica estudia la utilización en ingeniería de la presión del agua o del aceite.

La hidráulica se aplica en la mecánica de fluidos en ingeniería, para construir dispositivos que funcionan con líquidos, por lo general agua o aceite. Esta resuelve problemas como el flujo de fluidos por conductos o canales abiertos y el diseño de presas de embalse, bombas y turbinas.

1.2 MICROHIDROGENERACIÓN

1.2.1 Introducción

Los sistemas en gran escala producen energía eléctrica suficiente para abastecer a grandes ciudades y a redes extensas.

Los sistemas de minigeneración son una pequeña contribución en el suministro a la red, particularmente en el rango de 300 kW a 10 MW. Algunas veces los valores extremos de este rango suelen recibir el nombre de generación en pequeña escala. Los sistemas de microgeneración son aún más pequeños y por lo general, no suministran energía eléctrica a las redes nacionales. Se usan en áreas apartadas a donde no llega la red y, en algunos casos, proveen de electricidad a pequeñas industrias y comunidades rurales.

1.2.2 Concepto de microhidrogeneración

Se llama así a la generación de electricidad mediante la fuerza generada por algún fluido.

1.2.3 Diseño del sistema

El procedimiento para diseñar un sistema tiene cuatro etapas:

- Capacidad y estudio de la demanda
- Estudio hidrológico e inspección del lugar
- Estudio de pre-factibilidad
- Estudio de factibilidad final

1.2.3.1 Componentes de un sistema de hidrogeneración

El azud desvía el caudal de agua a través de una abertura al costado del río (la abertura de “la toma”) hacia un canal abierto. Para separar las partículas de arena del agua se usa un desarenador. El canal sigue los contornos del cerro con el fin de mantener la elevación del agua derivada. A continuación el agua ingresa a un deposito (cámara de carga) y luego pasa a una tubería cerrada (“tubería forzada”), la cual está conectada a una máquina hidráulica conocida como turbina. La rotación del eje del rodete puede usarse para mover un artefacto mecánico (tal como un molino de grano, un expulsor de aceite, un torno para madera, etc.), o también para accionar un generador eléctrico. La maquinaria y artefactos que van a ser abastecidos de energía por el sistema de hidrogeneración son conocidos como la carga. Como podemos ver en la figura 1.1

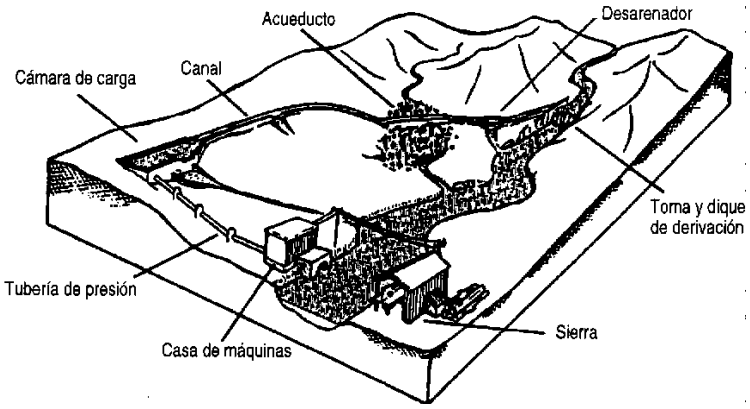


Figura 1.1 Componentes de la hidrogeneración

En la siguiente figura 1.2 se muestra la diferentes partes de una micro centrales hidroeléctricas

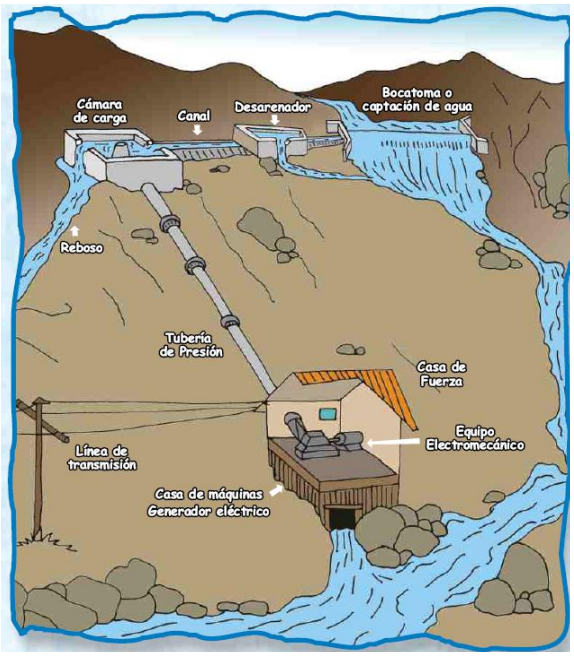


Figura1.2 Componentes de una MCH

1.2.4 Energía a partir del agua

Un hidrosistema requiere de un caudal de agua y una diferencia de altura (conocida como "salto") para producir potencia útil. Se trata de un sistema de conversión de energía, es decir, se toma energía en la forma de caudal y salto y se entrega energía en forma de electricidad o energía mecánica en el eje. Podemos apreciar esto en la figura1.3

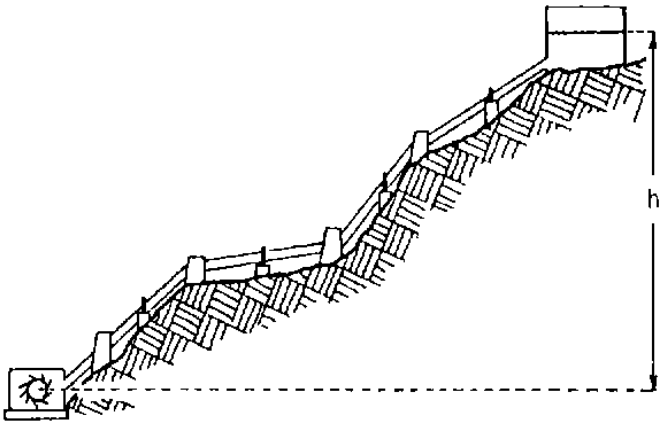


Figura 1.3 El salto

La ecuación de conversión es:

Potencia de entrada = Potencia de salida + pérdidas. Ecuación 1.1

O también:

Potencia de salida = Potencia de entrada x eficiencia de conversión. Ecuación 1.2

La ecuación de arriba se expresa por lo general de una manera ligeramente diferente. La potencia de entrada, o potencia total disponible en el sistema hidráulico, es la potencia disponible, P_{disp}. La potencia útil entregada es la potencia neta, P_{neta}. La eficiencia total del sistema se representa por:

$P_{neta} = P_{disp} \times \eta_o kW$ Ecuación 1.3

La potencia disponible es igual al salto disponible (hdisp) multiplicado por el caudal (Q) y también multiplicado por un factor de 10, obteniéndose la ecuación fundamental de potencia hidráulica:

$P_{neta} = 10 \times h_{disp} \times Q \times \eta_o$ kW Ecuación 1.4

Donde el salto está en metros y el caudal en metros cúbicos por segundo. Esta simple ecuación debe aprenderse de memoria pues es la base de todo trabajo de diseño de sistemas hidroenergéticos Es importante usar las unidades correctas.

La energía liberada por un cuerpo que cae es su peso multiplicado por la distancia vertical recorrida. La fuerza que ejerce el agua es el producto de su masa (m) y la aceleración de la gravedad, (g). La distancia vertical es el salto (h_{disp}).

Energía liberada = m x g x h_{disp}Joules Ecuación 1.5

La masa de agua es su densidad (ρ) por su volumen (V), de modo que:

Potencia disponible (P_{disp}) = ρ x Q x g x h_{djsp}Joules/seg o watts Ecuación 1.6

Se considera que el agua tiene una densidad de 1000 kg/m3 y la aceleración de la gravedad es 9.8 m/s2.

La potencia producida en la turbina será mucho menor que la potencia disponible debido a las pérdidas por fricción en la tubería y en la turbina.

La potencia de salida del generador es menor nuevamente debido a la ineficiencia del sistema de transmisión y generador; más aún, las pérdidas en el transporte de la energía harán al final que el usuario reciba alrededor de la mitad de la potencia disponible del sistema.

Debemos saber que la eficiencia total del sistema (η_o) en realidad varía entre 0.4 y 0.6. La potencia recibida por el consumidor, o potencia neta, P_{neta} es:

P_{neta}= η_ox ρ x Q x g x h_{disp} Watts Ecuación 1.7

P_{neta}= η_ox 1000 x Q x 9.8 x h_{disp} Watts

P_{neta}= η_ox Q x 9.8 x h_{disp} kW

La potencia neta se estima a menudo en una forma rápida asumiendo que η_o es 0.5, de modo que redondeando:

$P_{neta\ (estimada)}$ = 5 x Q x $h_{disp.}$ kW Ecuación 1.8

1.2.5 Factor de planta

La mejor manera para explicar el factor de planta como concepto es con un ejemplo simple. Supongamos que un ingeniero instala un sistema hidráulico para proveer de electricidad a un pueblo El costo del sistema es de $10, 000.00. El número total de casas del pueblo es 50, pero al empezar sólo 25 casas del pueblo tienen conexiones para iluminación consumiendo cada casa 200 watts de electricidad. La instalación ha sido dimensionada para proveer a 50 casas con 200 watts, de modo que desde el primer día su capacidad de potencia es de 50 x 200 = 10 kW. Durante los primeros cinco años se usarán realmente sólo 25 x 200 = 5 kW. Considerando la relación de potencia usada a la capacidad de potencia:

$$Relaciondepote = \frac{Pusada}{Pinstalada}$$ Ecuación 1.9

En este caso, la relación de potencia en los primeros cinco años es de 5 kW/l0 kW = 0.5. En los segundos cinco años es de 10 kW/l0 kW = 1.0

Si en lugar de la relación de potencia se usa una relación de energía, multiplicando por el tiempo durante el cual la potencia está disponible o es usada, llegamos al factor de planta (también llamado “factor de capacidad”).

Factor de planta:

$$= \frac{PusadaxtdePotusada}{Pinstaladaxperíodoconsiderado}$$ Ecuación 1.10

$$= \frac{Energíausada}{EnergíaInstalada}$$ Ecuación 1.11

En los primeros cinco años, los primeros 25 hogares están usando 5 kW para iluminación. Ellos requieren iluminación sólo en las horas de la noche, de 6 pm a 12 pm, es decir, durante 6 horas de las 24 horas. En este caso el tiempo de uso de la potencia es 6 horas y el período considerado es de 24 horas. El factor de planta será:

$$\frac{5Kwx\ 6h}{10Kwx\ 24h} = 0{,}125$$

En los segundos cinco años, las siguientes 25 casas serán conectadas y el total de potencia consumida en las horas de la noche será de 10 kW. El nuevo factor de planta es:

$$\frac{10Kwx\ 6h}{10Kwx\ 24h} = 0{,}25$$

Estas cifras, 0.125 o 0.25 como factores de planta, constituyen una medida rápida del uso exitoso del sistema hidráulico.

Por consiguiente, una clave de diseño para micro hidrogeneración es: **"Diseñe para el factor de planta más alto posible"**

1.3RECURSOS HIDROENERGÉTICOS

1.3.1 Medición del salto

Los mapas con curvas de nivel sirven para hacer una primera estimación del salto disponible y pueden utilizarse para estudios de prefactibilidad de microcentrales hidroeléctricas (MCH). En los estudios de factibilidad y en los definitivos se hace necesario realizar mediciones en el lugar a fin de obtener una mayor precisión. Por lo general, sé requiere precisión de 3% o más, puesto que la caída es un parámetro importante en el diseño del sistema. En el gráfico 1.4 podemos apreciar la caída.

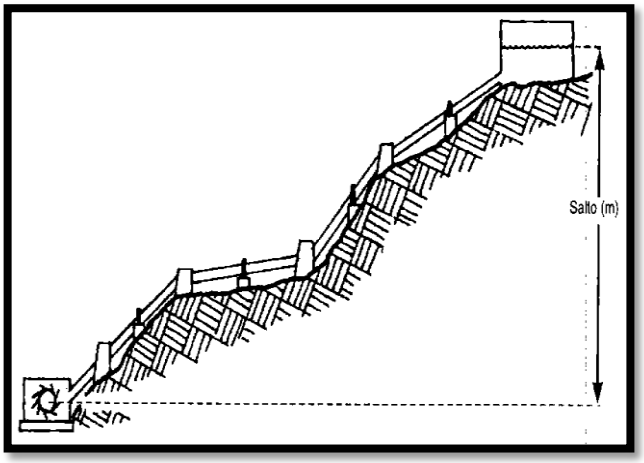


Figura 1.4 Medición salto o caída

1.3.2 Medición del caudal

En razón de que el caudal de los ríos varía a lo largo del año, realizar una medida del caudal instantáneo resulta un registro aislado cuya utilidad es relativamente pequeña. Es probable que algunas veces no exista información para hacer un estudio de hidrología, entonces nos veremos forzados a recolectar nuestros propios datos a partir de mediciones instantáneas del caudal. Lo ideal es hacer mediciones a diario, aunque también se usan mediciones semanales y mensuales.

Los métodos de medición de caudal aquí descritos son:

- Método de la solución de la sal.
- Método del recipiente.
- Método del área y velocidad.
- Entre otros.

1.3.3 Regulación de la velocidad

Existen muchas maneras de aprovechar la energía generada por el agua al golpear las paletas o álabes de una rueda o turbina hidráulica. Algunos de estos sistemas operan con la turbina girando a velocidad constante en todo momento, mientras que otros lo hacen con la turbina trabajando a velocidad variable, ¿Por qué ocurre esto? La respuesta está en el uso que se le da a la energía generada, y en la existencia o no de control de velocidad en el equipo generador.Los molinos tradicionales de piedras que son accionados por el agua; los trituradores o “trapiches” de caña de azúcar, operados con ruedas hidráulicas; los cargadores de baterías que usan pico turbinas acopladas a generadores de automóvil; las pequeñas turbinas acopladas a sierras circulares o tornos para madera, etc. Son algunos ejemplos de sistemas hidroenergéticos

1.3.4 Hidrología

La cantidad de agua que escurre en un río varía a lo largo del año. Esta variación del caudal obedece a múltiples factores entre los que destacan: el área de la cuenca, las condiciones climáticas existentes, la topografía del terreno y las características geológicas de la cuenca.

Las mediciones ocasionales del caudal son referencias importantes que deben tomarse en cuenta, pero por sí solas no son suficientes para informarnos si el año será muy seco o muy lluvioso, o a qué niveles de caudal puede bajar el rio en época de estiaje y hasta qué niveles podría subir en tiempo de avenidas.

1.3.4.1 El ciclo hidrológico

El transporte de agua de mar a la atmósfera por efecto de la evaporación, su caída a la superficie por precipitación y su regreso al mar a través de los ríos o filtraciones, es conocido como el ciclo hidrológico el cual se grafica en la figura 1.5

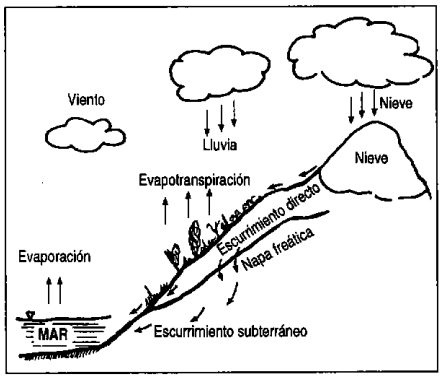


Figura 1.5 Ciclo hidrológico

1.3.4.2 Análisis estadístico de la información hidrométrica

El registro de la variación del caudal a lo largo del año se toma de las estaciones de aforo, las cuales están ubicadas en el cauce de los principales ríos.

En muchas de estas estaciones se toman los datos en forma inter diaria. Un registro de aforos de varios años resulta de gran utilidad para poder predecir las variaciones estacionales del caudal.

1.4 ECUACIONES FUNDAMENTALES DE LA HIDRÁULICA

1.4.1 Ecuación de la continuidad

Si en una conducción determinada de una red de abastecimiento, fig. 1.6, se consideran dos secciones rectas de las mismas A_1 y A_2situadas en puntos perfectamente diferenciados de la conducción que está siendo recorrida por agua con velocidades diferentes V_1 y V_2, se puede establecer la siguiente igualdad:

$A_1.V_1 = A_2.V_2 = Cte = Q$Ecuación 1.12

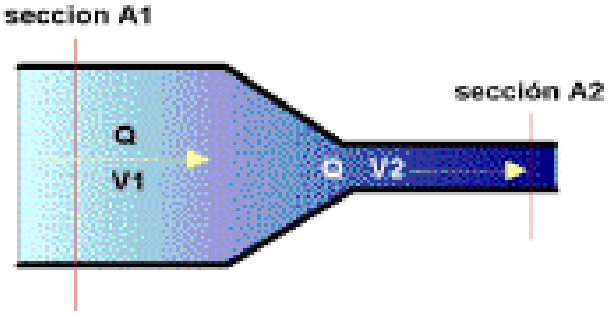


Fig. 1.6 Explicación de la ecuación de la continuidad

A_1 y A_2 = Secciones rectas de las conducciones.

V_1 y V_2 = Velocidades del fluido en cada una de las secciones.

γ_1 y γ_2 = Pesos específicos del fluido en cada una de las secciones

1.4.2 Ecuación de la energía

La ecuación de la energía es válida para una línea de corriente de flujo permanente y uniforme y sin rozamiento.

En estas circunstancias, fig. 1.7, la suma de las energías de presión, cinética y potencial, se mantiene constante a lo largo de la mencionada línea.

La ecuación de la energía recibe también el nombre de ecuación de Bernouilli.

La expresión analítica de dicha ecuación es la siguiente:

$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{V_2^1}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g}$Ecuación 1.13

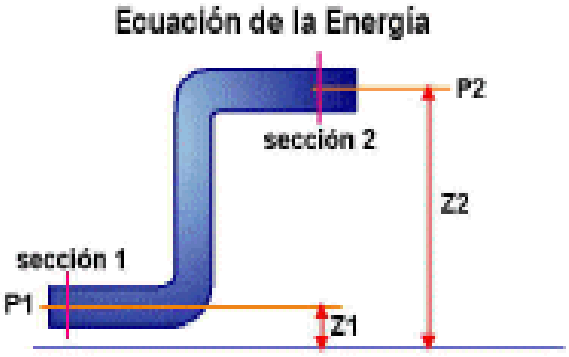


Figura 1.7 Explicación de la ecuación de la energía

Donde:

P_1 = Presión en el punto 1

Z_1 = Cota del punto 1

V_1 = Velocidad del fluido en el punto 1

γ = Peso específico del fluido

g = Aceleración de la gravedad

P_2 = Presión del fluido en el punto 2

Z_2 = Cota del punto 2

1.4.3 Alturas piezométricas, totales y geométricas

Altura geométrica, es la altura que tiene el eje de la tubería con respecto a un nivel de referencia determinado como puede ser el nivel del mar. La altura geométrica se representa mediante la cota z. Esta altura cuantifica la energía potencial.

El lugar geométrico de las alturas geométricas es la línea de alturas geométricas.

Altura piezométricas, fig.1.8, es la suma de la altura geométrica y de la altura de presión.

El lugar geométrico de las alturas piezométricas se determina uniendo en una línea la altura que en un fluido circulante alcanzan los distintos tubos piezométricas emplazados a lo largo de la tubería que se considera.

La expresión analítica de la altura piezométricas es la siguiente:

$$H = \frac{P}{\gamma} + Z \qquad \text{Ecuación 1.14}$$

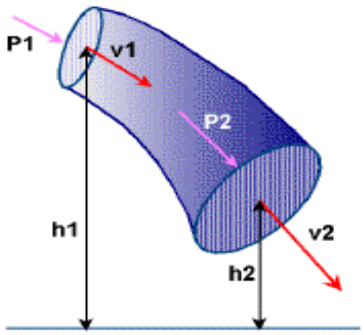


Figura 1.8 Explicación del teorema de Bernouilli

Alturas totales, estas alturas se obtienen sumando a las alturas piezométricas, las alturas de la velocidad de circulación ($v^2/2g$).

1.4.4 Ecuaciones de pérdidas

Las pérdidas de carga que se producen en las conducciones de agua, están relacionadas con el caudal, el tamaño de la sección, la rugosidad de las paredes internas de las tuberías, etc.

Recibe el nombre de las Ecuaciones de pérdidas, a la relación que asocia a las pérdidas de carga, con los elementos que se acaban de reseñar.

Existe un parámetro relacionado con las Ecuaciones de pérdidas, determinado por las características del flujo del agua que se hace preciso mencionar, este parámetro es el número de Reynolds.

El número de Reynolds es un parámetro adimensional a través del cual se determina la relación que existe entre las fuerzas de inercia y la viscosidad del fluido (fuerzas viscosas).

La expresión matemática del número de Reynolds es la siguiente:

$Re = \frac{\rho.v.D}{\mu}$ Ecuación 1.15

Donde:

Re = Número de Reynolds

ρ = Densidad del fluido

μ= Viscosidad absoluta del fluido

v = Velocidad del fluido

D = Diámetro de la tubería

CAPITULO II

2 MAQUINAS HIDRÁULICAS

2.1 DEFINICIÓN

Una máquina hidráulica es un dispositivo capaz de convertir energía hidráulica en energía mecánica; pueden ser motrices (turbinas), o generatrices (bombas), modificando la energía total de la vena fluida que las atraviesa. En el estudio de las turbomáquinas hidráulicas no se tiene en cuenta efectos de tipo térmico, aunque a veces habrá necesidad de recurrir a determinados conceptos termodinámicos; todos los fenómenos que se estudian serán en régimen permanente, caracterizados por una velocidad de rotación de la máquina y un caudal, constantes.

En una máquina hidráulica, el agua intercambia energía con un dispositivo mecánico de revolución que gira alrededor de su eje de simetría; éste mecanismo lleva una o varias ruedas, (rodetes o rotores), provistas de álabes, de forma que entre ellos existen unos espacios libres o canales, por los que circula el agua. Los métodos utilizados para su estudio son, el analítico, el experimental y el análisis dimensional.

2.2 TURBINAS HIDRÁULICAS

2.2.1 Definición

La turbina hidráulica es el elemento clave de la mini central. Aprovecha la energía cinética y potencial que contiene el agua, transformándola en un movimiento de rotación, que transferido mediante un eje al generador produce energía eléctrica.

En el proceso de transformación de la energía de un fluido en energía mecánica o viceversa, se emplean diferentes tipos de máquinas, que pueden clasificarse del siguiente modo:

a) Maquinas gravimétricas.
b) Maquinas hidrostáticas o de desplazamiento.

c) Maquinas roto dinámicas o turbo máquinas.

2.2.2Elementos Constitutivos

El distribuidor es un órgano fijo cuya misión es dirigir el agua, desde la sección de entrada de la máquina hacia la entrada en el rodete, distribuyéndola alrededor del mismo, (turbinas de admisión total), o a una parte, (turbinas de admisión parcial), es decir, permite regular el agua que entra en la turbina, desde cerrar el paso totalmente, caudal cero, hasta lograr el caudal máximo.

Rodete, El rodete es la parte móvil de la turbina que al recibir el agua gira a una velocidad determinada dependiendo de las condiciones de diseño, luego esta energía mecánica es transmitida al generador por transmisión directa o un sistema de transmisión intermedio. Está compuesto por un cierto número álabes ubicados simétricamente.

Corona directriz, corona de alavés fijos que recogen el fluido del rodete y transforma la energía cinética comunicada por el rodete en energía de presión.

Caja espiral, de la misma forma transforma la energía dinámica en energía de presión, además conduce al fluido a su salida por el tubo de impulsión.

Tubo difusor, que realiza la tercera etapa de difusión o sea la transformación de la energía dinámica en energía de presión.

2.2.3 Clasificación de las turbinas

Las turbinas hidráulicas se pueden clasificar según diferentes criterios:

- Según la variación de la presión estática a través del rodete
- Según la dirección del flujo a través del rodete
- Según el grado de admisión del rodete

2.2.3.1Clasificación según su grado de reacción.

Según estas características las turbinas se clasifican en:

a) Turbinas de acción o impulsión

b) Turbinas de reacción o sobrepresión

En las ***turbinas de acción*** el agua sale del distribuidor a la presión atmosférica, y llega al rodete con la misma presión (figura 2.1); en estas turbinas, toda la energía potencial

del salto se transmite al rodete en forma de energía cinética. *En las turbinas de acción, el empuje y la acción del agua, coinciden.*

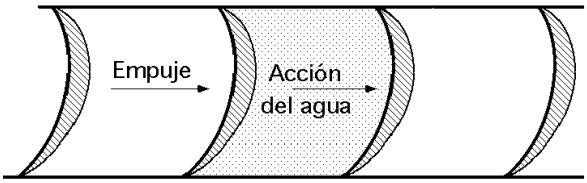


Figura 2.1 Acción

En las ***turbinas de reacción*** el agua sale del distribuidor con una cierta presión que va disminuyendo a medida que el agua atraviesa los álabes del rodete, de forma que, a la salida, la presión puede ser nula o incluso negativa (figura 2.2); en estas turbinas el agua circula a presión en el distribuidor y en el rodete y, por lo tanto, la energía potencial del salto se transforma, una parte, en energía cinética, y la otra, en energía de presión.

En las turbinas de reacción, el empuje y la acción del agua son opuestos

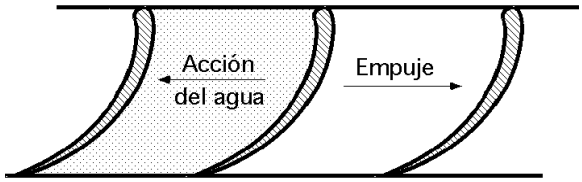


Figura 2.2 Reacción

Atendiendo a la dirección de entrada del agua en las turbinas, éstas pueden clasificarse en:

a) Axiales; b) Radiales {centrípetas y centrífugas}; c) Mixtas; d) Tangenciales

En las ***axiales,*** (Kaplan, hélice, Bulbo), el agua entra paralelamente al eje, tal como se muestra en la Figura 2.3

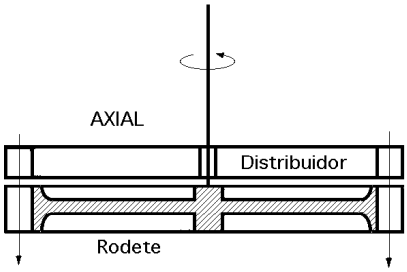


Figura 2.3 Turbina axial

En las ***radiales***, el agua entra perpendicularmente al eje, siendo centrífugas cuando el agua vaya de adentro hacia afuera, y centrípetas, cuando el agua vaya de afuera hacia adentro, (Francis). Tal como se muestra en la Figura 2.4

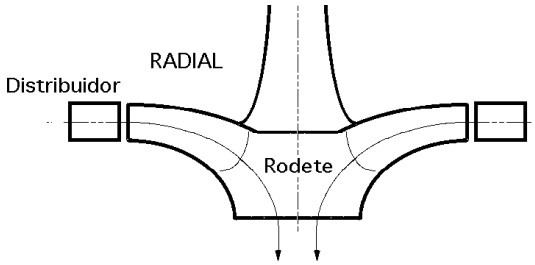


Figura 2.4 Turbina Radial

En las ***mixtas*** se tiene una combinación de las anteriores.

En las ***tangenciales***, el agua entra lateral o tangencialmente (Pelton) contra las palas, cangilones o cucharas de la rueda, Figura 2.5.

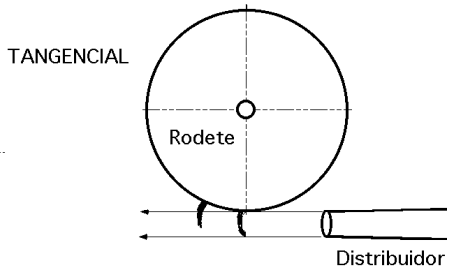


Figura 2.5 Turbina tangencial

2.2.4 Tipos de turbinas

Las turbinas hidráulicas se pueden clasificar en dos grandes grupos: turbinas de acción y turbinas de reacción. A estos dos grupos corresponden las turbinas modernas que hoy en día se emplean en las centrales hidráulicas, sean estas pequeñas o grandes.

Turbinas de acción

a) Turbinas Peltón de 1 o más inyectores.- es tangencial, y la más utilizada para grandes saltos. Figura 2.6

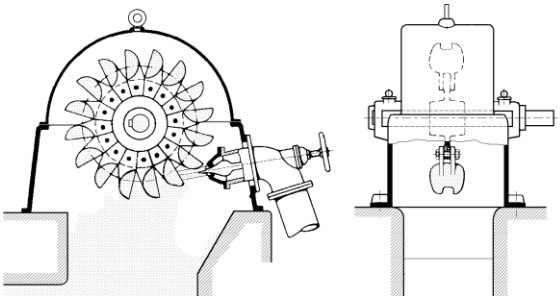


Figura 2.6 Turbina Peltón

b) Turbinas Turgo.- Se trata de una turbina de acción, con la distinción de que sus álabes tienen distinta forma y disposición. Se muestra en la figura 2.7

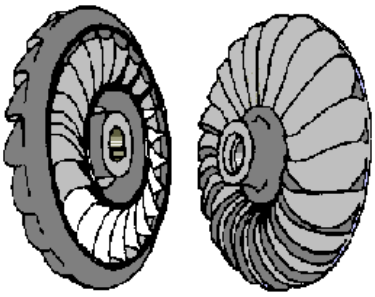


Figura 2.7 Turbina Turgo

c) Turbina Michell Banki.- el agua pasa dos veces por los álabes del rodete, construido en forma de tambor; se utiliza para pequeños y grandes saltos. Como se muestra en la Figura 2.8

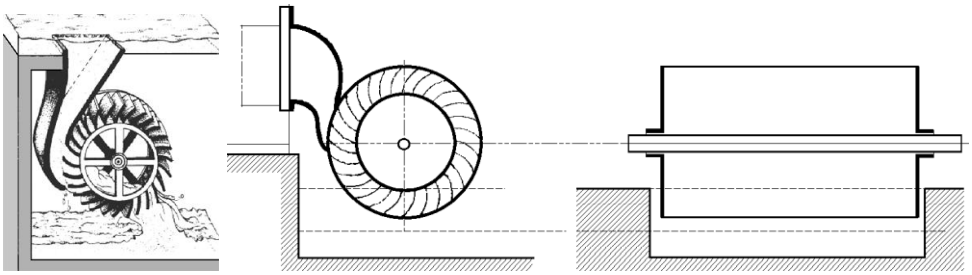


Figura 2.8 Turbina Michell Banki

Características Principales de las Turbinas de Acción

Tabla 2.1 Características de las turbinas de acción

Tabla 4.1 **Características principales de turbinas hidráulicas**

TURBINA		Inventor y año de patente	N_s (rpm, HP, m) rpm	Q m^3/s	H m	P kW	$\eta_{máx}$ %
ACCIÓN	PELTON	Lester Pelton (EE.UU.) 1880	1 Ch: 30 2 Ch: 30-50 4 Ch: 30-50 6 Ch: 50-70	0.05-50	30-1800	2-300000	91
	TURGO	Eric Crewdson (G. Bretaña) 1920	60-260	0.025-10	15-300	5-8000	85
	MICHELL-BANKI	A.G. Michell (Australia) 1903 D. Banki (Hung.) 1917-1919	40-160	0.025-5	1-50 (200)	1-750	82

Turbinas de Reacción

Turbina *Fourneyron*(1833), fig. 2.9, en la que el rodete se mueve dentro del agua. Es una turbina radial centrífuga, lo que supone un gran diámetro de rodete; en la actualidad no se construye.

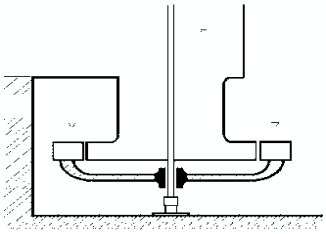


Fig. 2.9 Turbina Fourneyron

Turbina *Heuschel-Jonval*, fig. 2.10, axial, y con tubo de aspiración; el rodete es prácticamente inaccesible; en la actualidad no se construye.

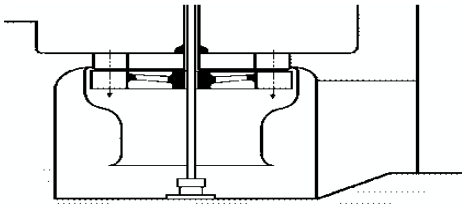


Fig. 2.10Heuschel-Jonval

Turbina *Francis* (1849), fig. 2.11; es radial centrípeta, con tubo de aspiración; el rodete es de fácil acceso, por lo que es muy práctica. Es fácilmente regulable y funciona a un elevado número de revoluciones; es el tipo más empleado, y se utiliza en saltos variables, desde 0,5 m hasta 180 m; pueden ser, lentas, normales, rápidas y extrarápidas.

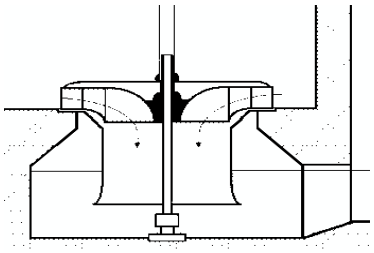


Fig. 2.11 Turbina Francis

Turbina *Kaplan* (1912), fig. 2.12; las palas del rodete tienen forma de hélice; se emplea en saltos de pequeña altura, obteniéndose con ella elevados rendimientos, siendo las palas orientables lo que implica paso variable. Si las palas son fijas, se denominan turbinas hélice.

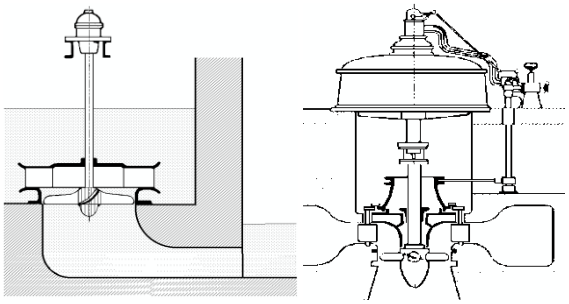


Fig. 2.12TurbinasKaplan

2.2.5 Potencias, pérdidas y rendimientos.

Potencia de un sistema hidráulico:

Dado un sistema como en la siguiente figura 2.13

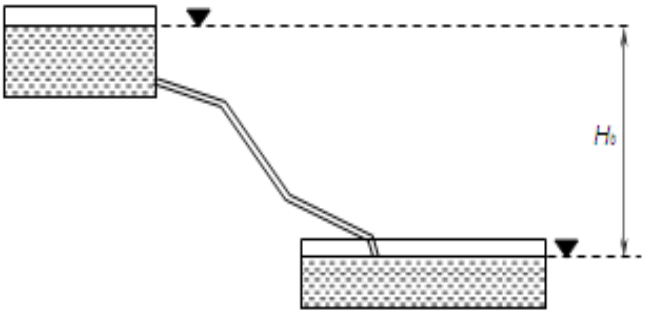


Fig. 2.13 Esquema de un sistema hidráulico.

En la fig. 2.13, donde Hbes el salto bruto entre los dos niveles, si se consideran las pérdidas que implican la cañería, válvulas si las hubiera, etc. englobado en un valor Δh se tiene que el salto neto resulta:

$H = H_b - \Delta h$ Ecuación 2.1

En base a lo anterior, la energía potencial de un salto de agua se puede aprovechar mediante:

El peso de una masa de agua que cae, la presión del agua, la velocidad del agua, la combinación de todo lo anterior.

La potencia hidráulica disponible N, para un volumen de agua V que pesa G y cae desde una altura H, y que produce el trabajo W = G. H será:

$N = \frac{G.H}{t} = \frac{\gamma.V.H}{t} = \gamma.Q.H$ Ecuación 2.2

Si lo que se utiliza es la presión, introducida en un cilindro de sección S y carrera L, producirá un trabajo W = p.S.L= p.V, entonces la potencia será.

$N = \frac{p.V}{L} = p.Q$Si $p = \gamma.H$ entonces $N = \gamma.H.Q$ Ecuación 2.3

Si se usa la velocidad media, la energía cinética será**:**

$E = G.\frac{U^2}{t}$, Ecuación 2.4

Entonces$N = \frac{G.U^2}{t.2g} = \frac{\gamma.V}{t} = \frac{\gamma.U}{t}.\frac{U^2}{2g} = \gamma.Q.H$ Ecuación 2.5

Por definición$H = \frac{V^2}{2g}$ Ecuación 2.6

O sea que cualquiera sea el medio utilizado (caída, presión, energía cinética), la potencia hidráulica disponible de un salto neto H es siempre la misma**.**

Si$[N] = \left[\frac{Kgm}{seg.}\right] enKw$

Resulta$N = \frac{100}{102}.Q.H \cong 9{,}81\,.Q.H$ Ecuación 2.7

Rendimiento de las máquinas hidráulicas:

Se puede definir el rendimiento total como el cociente entre la potencia efectiva y la potencia disponible:

$\aleph = \frac{N_e}{N}$ Ecuación 2.8

La potencia efectiva se calcula mediante la evaluación de las pérdidas**.**

a) Pérdidas volumétricas:

Son debidas a las fugas de agua a través de la máquina, es decir, es la parte de caudal que se pierde por juegos o huelgos entre las partes fijas y las partes móviles. La reducción de potencia es proporcional a dicha pérdida de caudal.

En este caso se puede definir el rendimiento volumétrico como:

$\aleph_v = \frac{Q-q}{Q}$ Ecuación 2.9

Q = Caudal disponible.

Q- q = Caudal efectivo.

q = Caudal de pérdidas**.**

b) Pérdidas mecánicas:

En este caso resultan de considerar los rozamientos entre las distintas partes de la máquina, especialmente entre partes móviles y partes fijas, y se obtiene del cociente entre la potencia efectiva utilizable y la potencia hidráulica calculada:

$\aleph_m = \frac{N_e}{N}$, donde $N_e = N - N_m$, y $\aleph_m = \frac{N-N_m}{N}$ Ecuación 2.10

$N_m =$ Pérdidas por rozamientos**.**

c) Rendimiento total:

$\aleph_T = \aleph_v . \aleph_H . \aleph_m = \frac{Q-q}{Q} . \frac{N_H}{N_{disp.}} . \frac{N_e}{N} = \frac{Q-q}{Q} . \frac{N_e}{\gamma(Q-q)H} \cong \frac{N_e}{\gamma.Q.H}$ Ecuación 2.11

Entonces $\aleph_T = \frac{N_e}{N}$ Ecuación 2.12

CAPITULO III

3. TURBINAS DE FLUJO CRUZADO O TANGENCIAL

3.1 TURBINA MICHELL BANKI

La turbina de flujo transversal o Michell-Banki es una máquina utilizada principalmente para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos. Sus ventajas principales están en su sencillo diseño y su fácil construcción lo que la hace atractiva en el balance económico de un aprovechamiento a pequeña escala. No obstante esto no impide que la turbina se utilice en grandes instalaciones. Aunque la turbina de flujo transversal se conoce como una máquina de pequeña escala.

Los rangos de operación de esta turbina son los siguientes:

- Altura H: 1m ≤ H ≤ 100m
- Caudal Q: 0,2 m3/s ≤ Q ≤ 7 m3/s
- Potencia P: P ≤ 1Mw
- Velocidad específica ns: 30 ≤ ns≤ 180

3.1.1 Partes principales de la Turbina

En la Figura 3.1 se presentan las principales partes de una turbina turbina Michell-Banki

1. Pieza de transición
2. Inyector
3. Rotor
4. Paleta directiz
5. Carcasa

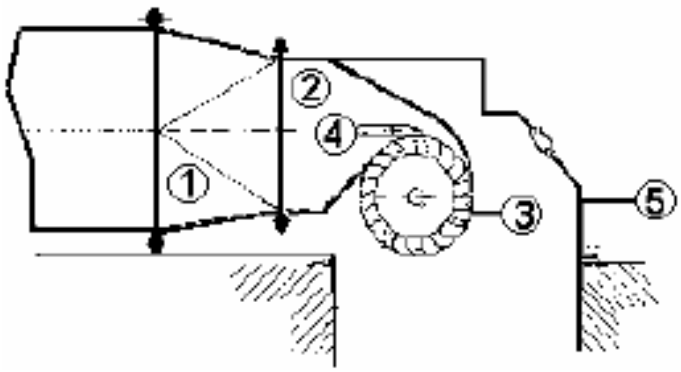


Figura 3.1 Elementos principales de una turbina Michell-Banki

3.1.2 Dimensionamiento preliminar de la turbina Michell Banki

Tomando como referencia la figura3.2.

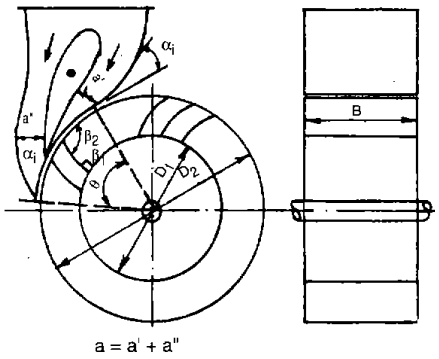


Figura 3.2 Dimensiones básicas de una turbina Michell Banki

Velocidad del chorro.-Dada la cercanía entre el inyector y el rodete, existe una pequeña sobrepresión despreciable en el intersticio comprendido bajo el arco de admisión dado por el ángulo θ.

$C = \varphi\sqrt{2gH}$ Ecuación (3.1)

Espesor del chorro

$a = K_a \times D_2$ Ecuación (3.2)

Donde a está en m, K_a es un coeficiente que depende del ángulo del inyector y el ángulo de admisión.

Tabla 3.1 Ángulos del inyector

θ°	60°	90°	120°
Ka	0.1443	0.2164	0.2886

Diámetro externo e interno.

$D_2 = (37 \text{ a } 39)\sqrt{\frac{H}{N}}$ Ecuación (3.3)

$D_1 = 0.66\ D_2$ Ecuación (3.4)

Los valores bajos del coeficiente corresponden a las turbinas rápidas (de rodete ancho), y los valores altos a las turbinas lentas (rodete angosto). *Se recomienda escoger rodetes de 200, 300, 400 mm de diámetro.*

Ancho del Cojinete ($\alpha_i = 16^o$)

$B = 98{,}8 \frac{Q}{D_2\sqrt{H}} \frac{1}{\theta^o}$ Ecuación (3.5)

Angulo del Inyector

($\alpha_i = 15^o$ a 20°) Ecuación (3.6)

Número de álabes

Varían entre 20 y 30 álabes según el tamaño del rodete.

3.2 CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES

Las características más importantes de la turbina Michell-Banki son:

- Tiene un amplio rango de aplicación, estando comprendida entre la turbina Peltón de doble inyector y las Francis rápidas.
- Puede operar en amplios rangos de caudal y altura sin variar apreciablemente su eficiencia.
- Su construcción es sencilla, pudiendo ser fabricada en pequeños talleres.
- Debido a su simplicidad de construcción y funcionamiento, para bajas caídas, es la turbina que presenta los menores costos iníciales así como de operación y mantenimiento.
- Es la turbina que mejor se adapta para ser usada en medios rurales.

3.3 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

La turbina consta de dos elementos principales: un inyector y un rotor; figura 3.3. El agua es restituida mediante una descarga a presión atmosférica.

El rotor está compuesto por dos discos paralelos a los cuales van unidos los álabes curvados en forma de sector circular.

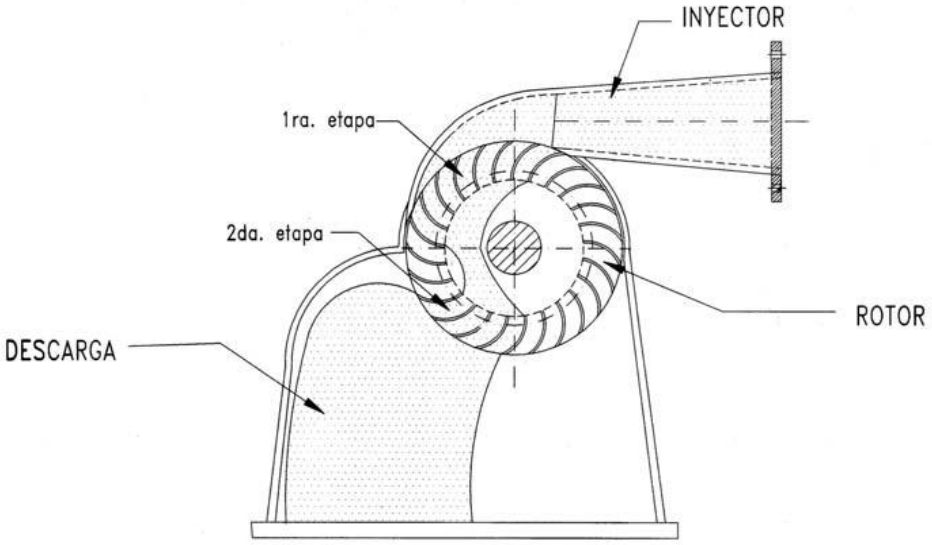


Figura 3.3 Elementos de la turbina

El inyector posee una sección transversal rectangular que va unida a la tubería por una transición rectangular-circular.

El inyector es el que dirige el agua hacia el rotor a través de una sección que toma una determinada cantidad de álabes del mismo, y que guía el agua para que entre al rotor con un ángulo determinado obteniendo el mayor aprovechamiento de la energía.

La energía del agua es transferida al rotor en dos etapas, lo que también da a esta máquina el nombre de turbina de doble efecto, y de las cuales la primera etapa entrega un promedio del 70% de la energía total transferida al rotor y la segunda alrededor del 30% restante. La primera etapa es el primer lugar en donde llega el agua, es decir la primera fuerza introducida al rotor la cual tiene mayor importancia, mientras que en la segunda etapa se transfiere un mínimo de energía hidráulica.

Una característica atractiva de esta máquina es la forma aplanada de su curva de rendimiento. Esto se logra con un diseño de la turbina con admisión parcial. Por ejemplo: si se divide el rotor en 3 partes iguales y la admisión del agua se puede realizar por 1/3, 2/3 o la totalidad del rodete; figura 3.4.

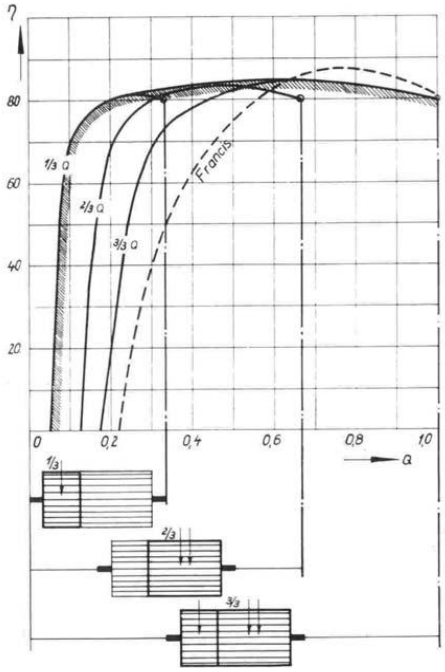


Figura 3.4 Turbina De Flujo Transversal De Admisión Parcial

Esta clase de admisión permite obtener una curva de rendimiento como la de la Figura 3.4, en la cual se observa la comparación con la curva de rendimiento de una turbina tipo Francis.

3.3.1 Selección del diámetro y velocidad de giro de la turbina

El diámetro de esta máquina no depende del caudal. Esta premisa facilita el diseño pues otorga al diámetro el carácter de parámetro independiente.

Esto se afirma por el hecho de que esta turbina puede trabajar en un amplio rango de velocidades de rotación. De acuerdo con esto el diámetro podrá ser seleccionado en primer término.

Varios autores señalan que para pequeños aprovechamientos hidroenergéticos los diámetros comúnmente utilizados van desde los 200 mm hasta los 500 mm. Lo que se hace frecuentemente es seleccionar el diámetro de los diagramas de estandarización que ofrece la bibliografía disponible y tomar a éste como base del diseño.

Otra forma de seleccionar el diámetro en una turbina Michell-Banki es: cuando el valor Q/ $\sqrt{H}$ es constante, además si se sabe que la eficiencia de estas turbinas no varía apreciablemente en amplios intervalos de valores de Q y H. utilizando estos criterios se selecciona el diámetro del rotor, de la siguiente manera: se calcula el valor: Q/ $\sqrt{H}$ y se selecciona el diámetro del rotor usando la Tabla 3.2.

Tabla 3.2. Selección del diámetro del rotor

$Q/\sqrt{H}$	Diámetro del rotor (mm)
0,02236 - 0,04743	200
0,04743 - 0,07906	300
0,07906 - 0,11068	400
0,07906 – 0,15812	500

Algunos factores a tener en cuenta son los siguientes:

1.- Si se reduce el diámetro del rodete se reduce el rendimiento hidráulico.

2.- Los rodetes más grandes tienen una velocidad de embalamiento menor.

3.- Se debe mantener una cierta proporcionalidad entre el diámetro y el ancho de la turbina afín de evitar cambios de sección demasiado bruscos entre la tubería y el inyector que provocan fuertes perturbaciones en la vena fluida.

4.- Se debe tener en cuenta al seleccionar dicho parámetro el grado de simplicidad en la fabricación de la turbina.

3.3.2 Número de álabes del rotor

La selección del número de álabes se realizará en base al diámetro y las condiciones de funcionamiento de la turbina, es decir, altura y caudal.

Se deberá tener en cuenta que un reducido número de álabes provocará pulsaciones en la generación de la potencia, y un número elevado producirá una aceleración de la vena fluida con el consiguiente aumento de las pérdidas y el efecto de reja.

Según las investigaciones de A. Ulku y H. Olgun existe un número óptimo de álabes. En la tabla 3.3 se transcriben los resultados de diferentes investigaciones realizadas y que están reflejadas en la literatura.

Tabla 3.3: Parámetros característicos en turbinas ensayadas por diferentes investigaciones.

REFERENCIA	D/d	D/B	Z	η
YOKOHAMA, 1985, JAPON	0,66	4,25	26	80,60
VIGM, 1986, CCCP	0,63	3,00	24	78,00
GANZ,1984, HUNGRIA	0,66	1,00	30	75,00
ALABAMA,1983, USA	0,66	0,25	20	75,00
RESITA, 1983, RUMANIA	0,66	1,28	24	73,00
KTU, 1987, TRAZBON, TURKIA	0,54	0,81	24	71,30
OREGON, 1949, USA	0,66	1,09	20	68,00
VDI, 1981, ETIOPIA	0,67	3,26	36	66,00
LOS ANDES, 1973, COLOMBIA	0,62	1,87	27	60,60
ODTU, 1985, ANKARA, TURKIA	0,83	1,44	30	55,50
8ºCIBIM 2007	2,2	0,93	16	60

De esta tabla se desprende que el número óptimo de álabes está entre 16 y 30. Además existe otra forma de calcular el número de álabes seleccionándolo de la Tabla 3.4; de acuerdo a varios estudios por investigadores y según la fuente INEN 1986

Tabla 3.4. Selección del número de álabes del rotor

Diámetro del rotor (mm)	Número de álabes
200	22
300	24
400	26
500	28

Fuente: INE (1986)

3.3.3 Elección del Ancho del Rotor

Un factor importante a tener en cuenta es el cálculo del ancho del rotor. Este se calcula teniendo en cuenta el diámetro seleccionado, los parámetros de funcionamiento H y Q; y para que no exista pérdidas de caudal en la interface entre el inyector y el rotor, el ancho de éste se construye 20 a 40 % mayor que el ancho del inyector. Figura 3.5

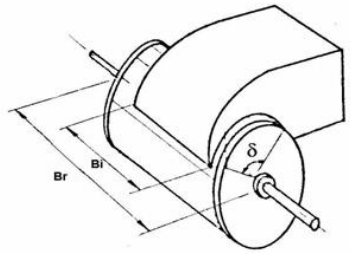


Figura 3.5 Ancho del rotor (Br)

3.3.4 Diseño del inyector

El inyector de una turbina de flujo transversal es el segundo componente de esta máquina que en conjunto con el rotor determinan la eficiencia de la turbina. Este es el encargado de guiar el flujo hacia el rotor. Esta conducción deberá poseer una buena aceleración y una distribución de velocidades uniforme en la sección de salida así como un bajo nivel de pérdidas de carga, de manera que se logrará la mayor transformación posible de energía potencial en energía cinética.

El inyector posee una sección transversal de forma rectangular compuesto por dos caras laterales rectas que permiten descargar el flujo sobre todo el ancho del rotor fig. 3.6; una cara superior envolvente que guía el flujo. Esta cara posee un ángulo $\propto_1$ óptimo constante en cada punto de la curva. La velocidad absoluta será tangente a esta curva en todo punto. La cara inferior es recta y puede tener un ángulo de 5º como máximo.

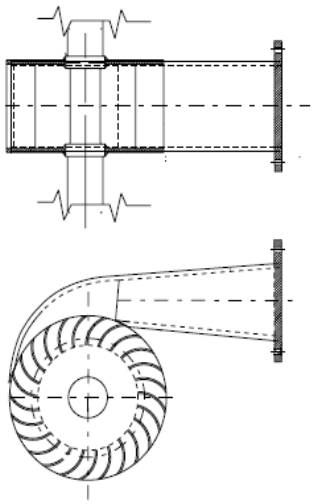


Fig. 3.6 Vistas del inyector.

El chorro entra al rotor con un ángulo α_1 que es constante en toda la admisión y tangente a la periferia de la rueda fig.3.6. El flujo que abandona las paredes sólidas del inyector es definido como un chorro libre. La velocidad a la salida del inyector tiene un valor un poco más pequeño que el valor de diseño lo que provoca un incremento en el arco de entrada.

A través de las diversas investigaciones que se han realizado sobre esta máquina los ángulos de admisión del inyector van desde los 30º hasta los 120º. La bibliografía existente coincide que el ángulo de admisión θ_a para este tipo de turbinas es de 90º.

Tanto el ángulo como el arco de admisión estarán definidos de acuerdo con el valor de Xz adoptado con anterioridad, es decir, por el número de álabes en la admisión. Además se deberá tener en cuenta el "efecto de reja" que causa el espesor de los álabes en la entrada. Así, el arco de admisión estará dado por: Trazado del inyector. Figura 3.7

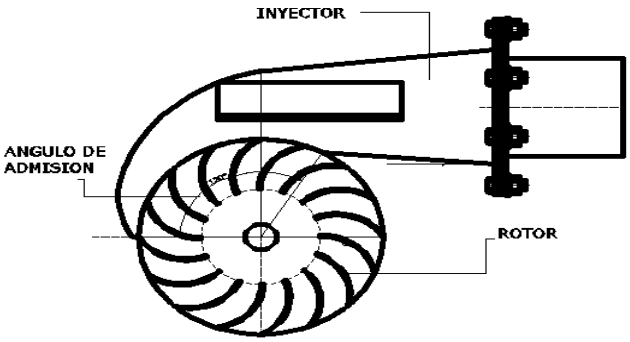


Fig. 3.7 Trazado del inyector

3.4 TRANSMISIÓN DE POTENCIA MECÁNICA

3.4.1 Introducción

En una microcentral hidroeléctrica, se produce una continua conversión de energía hidráulica en energía mecánica en la turbina, y de energía mecánica en energía eléctrica en el generador.

En el caso de sistemas eléctricos con corriente alterna, a una frecuencia de 60 Hz, se dispone de generadores con velocidades de n e *3600/p* (rpm), siendo "p" el número de pares de polos del generador. De esta manera se puede contar con velocidades de 3600,

1800, 1200, 900 rpm y menos, siendo más costosoel generador en el caso de bajas velocidades.

La velocidad de giro de la turbina está relacionada con la caída neta, el caudal y las dimensiones del rodete. En el caso de grandes centrales hidroeléctricasse justifica construir los rodetes de las turbinascon dimensiones que permitan garantizar una velocidad de giro igual a la del generador y permitirasí su acoplamiento directo. En cambio en elcaso de microcentrales hidroeléctricas sólo sepuede emplear los rodetes con dimensiones estándaresde los fabricantes; en, consecuencia, la velocidadde operación, para las condiciones de caídaneta y caudal disponible, rara vez coincide con lade los generadores; por esta razón en las MCHdebe emplearse sistemas de transmisión demovimiento y potencia mecánica entre la turbina y el generador.

3.4.2 Elementos de un sistema de transmisión de potencia mecánica

En todo sistema de transmisión de movimiento y potencia mecánica se pueden distinguir fundamentalmente dos tipos de elementos:

- ✓ elemento conductor o motriz
- ✓ elemento conducido

De una manera más específica los elementos mecánicos involucrados en una transmisión serán:

- ✓ una rueda impulsora
- ✓ una rueda conducida
- ✓ ejes que soportan las ruedas y giran con ellas
- ✓ soportes de los ejes (cojinetes de rodamiento o deslizamiento)
- ✓ acoplamientos

En la figura 3.8 se puede observar estos elementos. Es importante apreciar que la transmisión de la potencia mecánica se producirá continuamente con la participación de los diferentes elementos mecánicos; así en el ejemplo mostrado: el eje motriz entrega movimiento a la rueda mediante la unión en chaveta, la rueda mueve a la faja por fricción, la faja mueve a la rueda conducida y finalmente ésta al eje conducido.

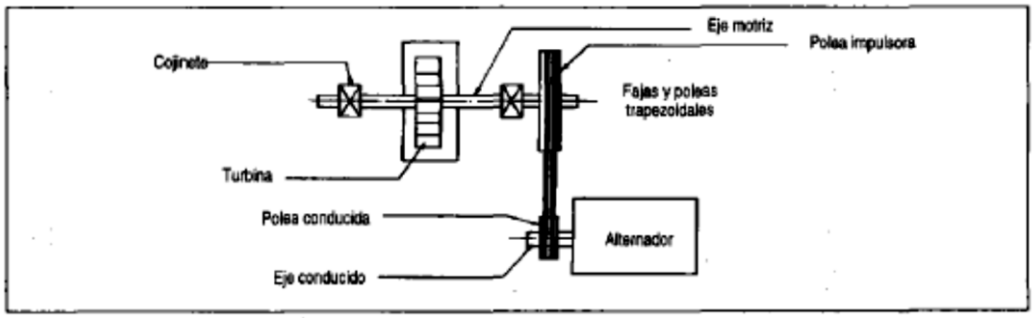


Fig.3.8 Sistema de transmisión en una etapa.

3.4.3 Tipo de Transmisiones

Existen varios tipos de transmisiones mecánicas, indicaremos las más importantes:

Transmisiones flexibles por fajas, que pueden ser:

- planas
- trapezoidales o en V
- dentadas

Transmisiones flexibles por cadenas de rodillos, que pueden ser:

- simples
- múltiples

Transmisiones por ruedas de fricción, que pueden ser:

- cilíndricas de ejes paralelos
- cilíndricas de ejes transversales
- cónicas

Transmisiones por engranajes, las que pueden ser:

- cilíndricas de dientes rectos
- cilíndricas de dientes helicoidales
- cónicos de dientes rectos
- cónicos de dientes espirales
- tornillo sin fin con rueda dentada

CAPITULO IV

4.1 DISEÑO HIDRÁULICO

4. 1.1 Selección del diámetro

Para el diseño de la turbina se realizo un análisis, por eso los siguientes datos son los parámetros que se ha seleccionado para desde ahí partir y encontrar los datos que falten:

H = 2.5m.

Q= 0.018 m^3/s

De = 0,2m.

Z =12 álabes

4. 1.2 Cálculo de la velocidad de giro de la turbina

Luego de haber seleccionado el diámetro se procede a obtener la velocidad de giro de la máquina:

$$n = 40{,}62 * K_c * \frac{\sqrt{H}}{D_e} (rpm) \qquad \text{Ecuación 4.1}$$

4.1.3 Coeficiente de velocidad Kc del inyector

Este coeficiente de velocidad afecta a la velocidad absoluta de entrada y tiene en cuenta las pérdidas que se generan en el escurrimiento dentro del inyector. De acuerdo a esto se puede decir que el coeficiente Kc afectara de manera directa al rendimiento hidráulico de la turbina.

Los distintos investigadores han obtenido valores de kc que van desde 0,95 o 0,97 a 0,98. Por su parte investigaciones sobre esta máquina realizadas en nuestro país arrojan valores tales como kc = 0,967.

4.1.4 Resolución del triangulo de velocidades a la entrada del rotor

En la fig.4.1 se puede observar los triángulos de velocidades para las dos etapas, en donde existe una total semejanza entre el triángulo de velocidades a la salida de la primera etapa y el de la entrada a la segunda etapa. Esto se debe a que el flujo en esa transición es una corriente libre que no interfiere con elemento alguno del rotor.

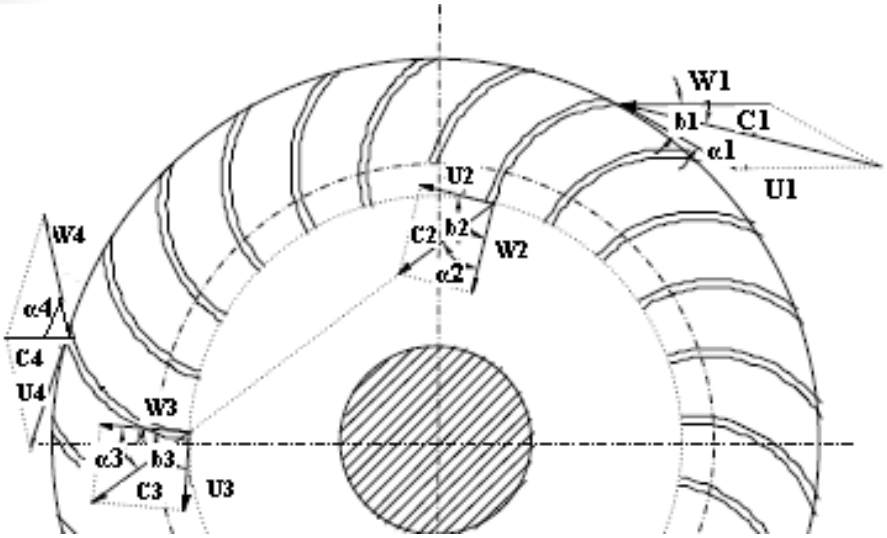


Fig.4.1 Rotor con los triángulos de velocidades

De acuerdo a lo dicho anteriormente en la figura 4.2 realizaremos el diseño hidráulico de esta máquina en base a la suposición de que es una turbina de acción. Pero debido a las características de ésta debemos modificar el principio de máxima utilización de la energía en lo referente a la relación de velocidades.

$u_1 = \frac{c_{u1}}{2}$ Ecuación 4.2

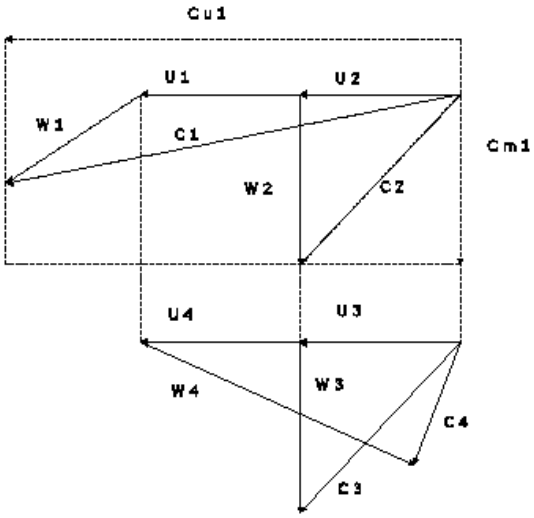


Fig. **4.2** Triángulos de velocidades unificados 1ra y 2da etapa

4.1.4.1 Velocidad absoluta

La velocidad absoluta de entrada del agua en el inyector para una máquina de acción está dada por:

$\boldsymbol{C_1 = K_c * \sqrt{2 * g * H}(m/s)}$ Ecuación 4.3

4.1.4.2 Velocidad tangencial

De acuerdo al triángulo de velocidades a la entrada se tiene:

$$\mathbf{U_1} = \frac{\mathbf{C_u 1}}{\mathbf{2}} = \frac{\mathbf{C_1 * \cos\propto_1}}{\mathbf{2}} = \frac{\mathbf{4{,}429 * K_c \sqrt{H} * \cos\propto_1}}{\mathbf{2}} (\boldsymbol{m/s})$$ Ecuación 4.4

Luego tenemos:

$$\boldsymbol{U_1 = 2{,}214 * K_c * \sqrt{H} * cos \propto_1} \ (\boldsymbol{m/s})$$ Ecuación 4.5

Si $\propto_1 = 16{,}102^o$, la velocidad tangencial será:

$$U_1 = 2{,}127 * K_c * \sqrt{H} (\boldsymbol{m/s})$$ Ecuación 4.6

4.1.4.3 Velocidad relativa del fluido

Aplicando el teorema del seno sobre el triangulo de velocidades a la entrada:

$$\frac{C_1}{sen(180-\beta_1)} = \frac{W_1}{sen\alpha_1}$$ Ecuación 4.7

Luego:

$$W_1 = \frac{C_1 * sen\alpha_1}{sen(180-\beta_1)} (\boldsymbol{m/s})$$ Ecuación 4.8

Si remplazamos esta ecuación en la última expresión obtendremos el valor de W1.

$$W_1 = 4{,}429 * K_c * \sqrt{H} * \frac{sen\alpha_1}{sen(180-\beta_1)} (\boldsymbol{m/s})$$ Ecuación 4.9

Si $\alpha_1 = 16{,}102^o$ entonces $\beta_1 = 30^o$ entonces la velocidad relativa a la entrada del rotor será:

$$W_1 = 2{,}458 * K_c * \sqrt{H} (\boldsymbol{m/s})$$ Ecuación 4.10

4.1.4.4 Componente de la velocidad absoluta en dirección meridiana

Para completar la resolución del triángulo de velocidades a la entrada se obtiene el valor de:

$$C_m 1 = C_1 * sen\alpha_1 = C_1 * 4{,}429 * K_c * \sqrt{H} * sen\alpha_1 (\boldsymbol{m/s})$$ Ecuación 4.11

O sea:

$$C_m 1 = 1{,}229 * K_c * \sqrt{H} (\boldsymbol{m/s})$$ Ecuación 4.12

El ángulo varía generalmente desde los 14º a los 17º

De acuerdo a esto el ángulo β_1 variara de acuerdo a los valores en la tabla

Tabla Nº 4.1. Valores de los ángulos β_1 y α_1

$\propto_1$	β_1
15,0	28,18
15,2	28,51

15,4	28,85
15,6	29,17
15.7	29,50
15,9	29,67
15,16	29,83
16,1	29,99
16,102	**30,0**
16,2	30,15
16,4	30,48
16,6	30,80
16,8	31,12
17,0	31,44

El ángulo influye en la construcción del rotor lo que lleva a tratar de utilizar valores que faciliten dicha construcción.

De acuerdo a esto conviene adoptar un ángulo $\boldsymbol{\alpha_1 = 16{,}102^{o}}$ con lo que se obtendrá un ángulo $\boldsymbol{\beta_1}$**de 30**.

4.1.5 Número y espesor de los álabes del rotor

4.1.5.1 Selección del número de los álabes del rotor

La selección del número de álabes se realizará en base al diámetro y las condiciones de funcionamiento de la turbina, es decir, altura y caudal.

Se deberá tener en cuenta que un reducido número de álabes provocará pulsaciones en la generación de la potencia, y un número elevado producirá una aceleración de la vena fluida con el consiguiente aumento de las pérdidas y el efecto de reja.

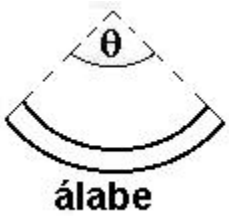


Figura.4.3. Sección transversal de un álabe del rotor

4.1.5.2 Selección del espesor de los álabes del rotor

Una de las alternativas que se tiene para facilitar la construcción de los álabes, algunos fabricantes utilizan tuberías comerciales de acero al carbono. Estas son cortadas formando un arco de circunferencia. La tabla 4.2 muestra los diámetros de tuberías recomendados.

Tabla4.2. Selección del espesor de los álabes

ROTOR	TUBERÍA		
Diámetro(mm)	Diámetro (pul.)	Espesor(mm)	Peso(Kgf/m)
200	$2^1/_2$	5,16	8,62
300	4	6,02	16,07
400	5	6,55	21,78

Fuente INEN

4.1.5.3 Número de álabes que reciben el flujo de agua.

El número de álabes que reciben el flujo de agua que ingresa al rotor fig. 4.4 puede calcularse con la siguiente fórmula:

$$\boldsymbol{Z_f} = \frac{\boldsymbol{\delta}}{\mathbf{360^\circ}} * \boldsymbol{Z}$$ Ecuación 4.13

$\boldsymbol{\delta}$ = ángulo de admisión entre el rotor y el inyector

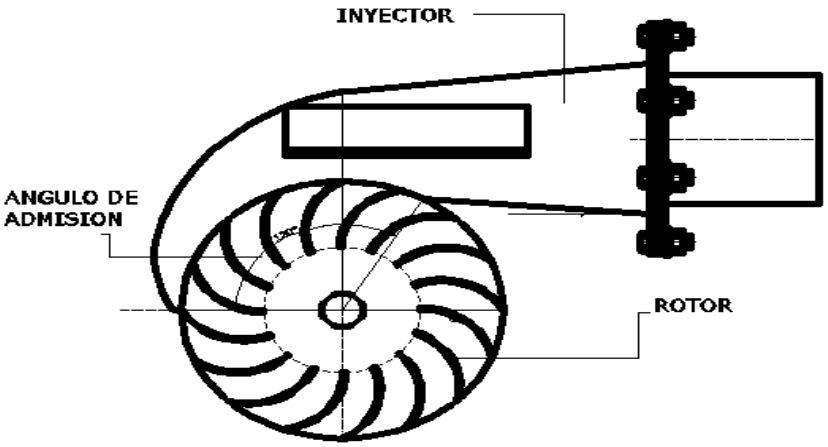


Fig. 4.4 Rotor

El ángulo de admisión es variable pero comúnmente un buen valor de este ángulo es de 120°

4.1.5.4 Determinación de la geometría del álabe

De acuerdo a lo ya expresado y según la figura 4.5, el álabe de una turbina Banki tiene la forma de sector circular generalmente obtenidos de tubos de acero, bronce, acero inoxidable, etc.

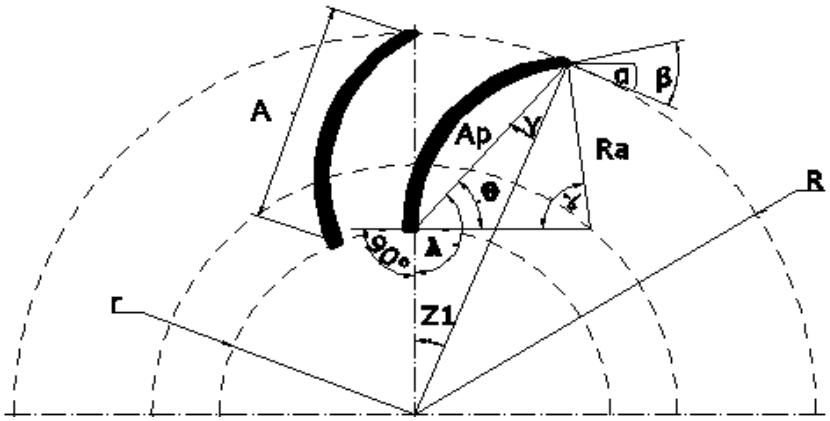


Fig. 4.5 Geometría del alabe

4.1.5.5 Ángulo entre álabes

Según el número de álabes seleccionado previamente se tendrá en forma automática el paso entre álabes de la siguiente forma:

$Z_1 = \frac{360°}{Z}$ (°) Ecuación 4.14

4.1.5.6 Parámetros de dimensión y ubicación de los álabes

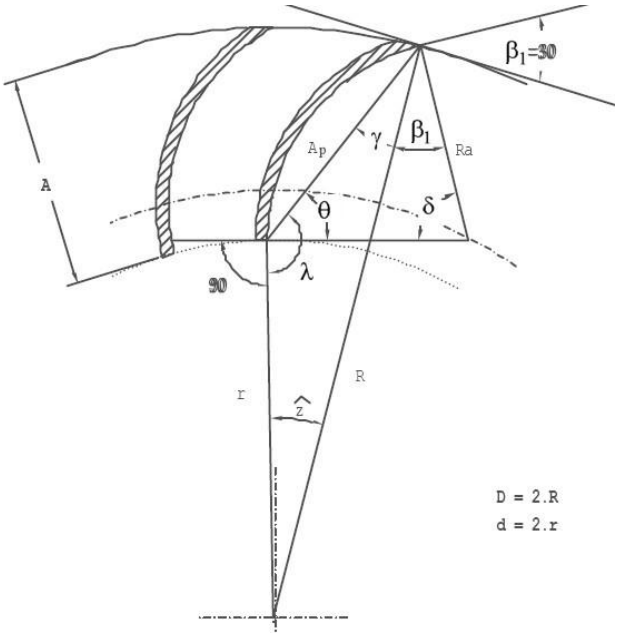


Figura 4.6 Dimensión y ubicación del álabe

El siguiente paso es determinar los diferentes parámetros de dimensión y ubicación de dichos álabes. Observando la Figura 4.6 se pueden determinar los distintos ángulos característicos, así:

$\theta = \gamma + 30°$ Ecuación 4.15

$\lambda = 90° + \theta = 180° - Z_1 - \gamma$ Ecuación 4.16

Reemplazando en la ecuación 4.15 tenemos:

$\gamma = 30° - \frac{Z_1}{2}$ Ecuación 4.17

Análogamente trabajando con la ecuación 4.17 se obtiene:

$\theta = 60° - \frac{Z_1}{2}$ Ecuación 4.18

$\lambda = 150° - \frac{Z_1}{2}$ Ecuación 4.19

Además por relación geométrica se obtiene:

$\delta = 180° - \gamma - 30° - \theta$ Ecuación 4.20

$\delta = 150° - 30° + \frac{Z_1}{2} - 60° + \frac{Z_1}{2}$Ecuación 4.21

Por lo tanto:

$\delta = Z_1 + 60°$ Ecuación 4.22

Definiendo el ancho radial del álabe **A** como:

$A = R - r(m)$ Ecuación 4.23

El ancho radial es una dimensión muy importante ya que si el álabe es corto radialmente no se aprovecha la vena fluida en forma adecuada, y si el álabe es largo en forma radial ocasionara mayores pérdidas por fricción y perturbaciones a la salida del álabe en la primera etapa que serán mayores si el eje es pasante.

De tal manera debe hallarse una expresión que la vincule con los parámetros óptimos de funcionamiento de la turbina.

Teorema del seno:

$\frac{\text{sen}\,\lambda}{R} = \frac{\text{sen}\gamma}{r}$ Ecuación 4.24

O sea:

$r = R * \frac{\text{sen}\gamma}{\text{sen}\,\lambda}$ (m)>>A=R*(1-senγ/(sen λ)) (m) Ecuación 4.25

Por último el radio del álabe es R_{alab}y R_{rot} es el radio del rotor.

$R_{alab}=R_{rot}*(\text{sen}(Z_1)/\text{sen}(\delta))*(\text{sen}(\theta)/\text{sen}(\lambda))$Ecuación 4.26

4.1.6 Cálculo del ancho del Rotor

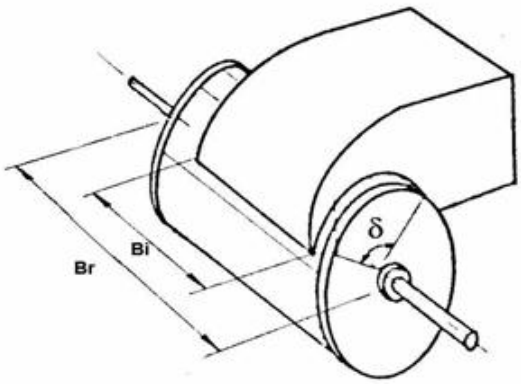


Figura 4.7. Dimensiones características del inyector y rotor.

Para que no existan pérdidas de caudal en la interface entre el inyector y el rotor, el ancho de éste se construye 20 a 40 % mayor que el ancho del inyector, por esta razón primeramente calculamos:

El área total de admisión está dada por:

$Aat = Br * P_Z * Z_a \ (m^2)$ Ecuación 4.27

El pasó esta dado por:

$P_z = \frac{\pi * De}{Z}$ (m) Ecuación 4.28

El valor del coeficiente Xz se determina mediante la relación entre un álabe y el número total de álabes del rotor.

El coeficiente X_z varía entre 0,05 y 0,35. Como límite se adopta:

$X_z = \frac{1}{Z} < 0{,}35$ Ecuación 4.29

La expresión para calcular el ancho del rotor es:

$Br = 0{,}259 * Q/(Kc * De * \sqrt{H} * Xz)$ Ecuación 4.30

4.1.7 Calculo del Ancho del inyector

Este es el encargado de guiar el flujo hacia el rotor. Esta conducción deberá poseer una buena aceleración y una distribución de velocidades uniforme en la sección de salida así como un bajo nivel de pérdidas de carga.

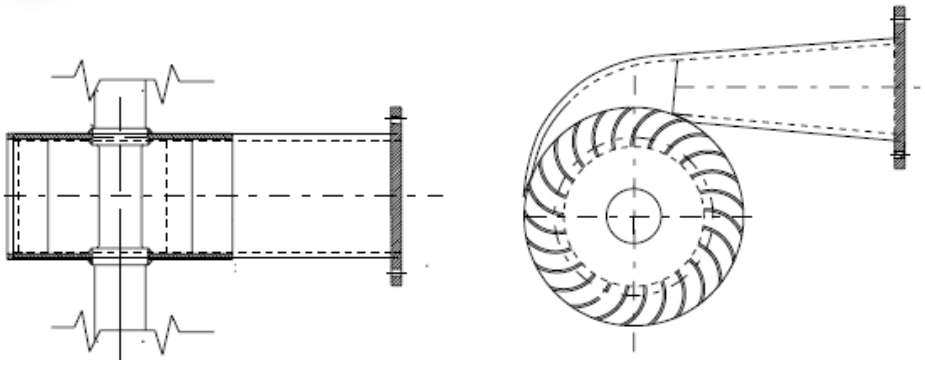


Figura 4.8 Inyector

El inyector posee una sección transversal de forma rectangular compuesto por dos caras laterales rectas que permiten descargar el flujo sobre todo el ancho del rotor [Figura 4.8], una cara superior envolvente que guía el flujo. Esta cara posee un ángulo α_1 óptimo constante en cada punto de la curva.

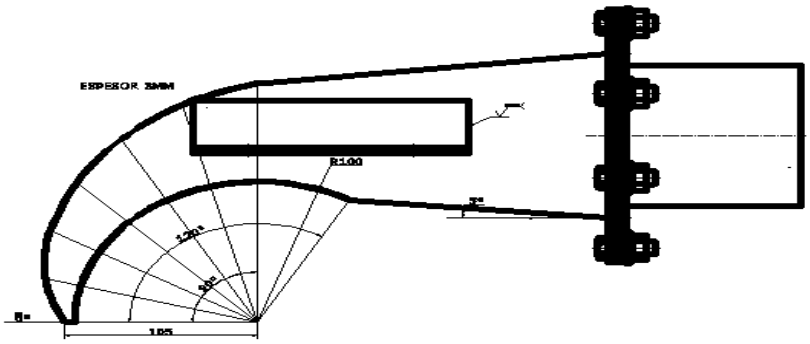


Fig. 4.9 Geometría del inyector

El ancho del inyector puede calcularse aplicando la ley de conservación de la masa entre la salida del inyector y la entrada del rotor.

$$Bi = \frac{360Q}{(\pi De - eZ)\delta k * \sqrt{2gH} * sen\alpha_1} \quad \text{(m)Ecuación 4.31}$$

Y el arco de admisión podemos obtenerlo mediante la siguiente ecuación:

$$\theta_a = \frac{360^{\circ}}{\pi * De} * L_a \quad \text{Ecuación 4.32}$$

$$L_a = \frac{\pi * De}{Z} * Z_a + Z_a * e \qquad \text{Ecuación 4.33}$$

4.2 DISEÑO MECÁNICO DE LA TURBINA

Para realizar el cálculo de la potencia de la turbina tenemos que tener en cuenta los parámetros que tenemos.

H = 2,5m.

Q = 0,018m^3/s.

De = Diámetro exterior del rotor 200 mm.

4.2.1 Potencia de la turbina

La potencia de la turbina de flujo cruzado la podemos obtener de la siguiente ecuación:

$PT = \tau * w$ (w)Ecuación 4.34

w = rpm x π /30 (rad/seg)

4.2.2 Rendimiento

$\eta = \left(\frac{\mathrm{Ps}}{\mathrm{Pe}}\right)$ Ecuación 4.35

Pe = Potencia de entrada en la turbina

4.2.3 Torque

Se lo obtiene con la siguiente ecuación:

Fi

$= \mathrm{R} \times \mu(\text{coeficiente de rozamiento})$ Ecuación 4.36μ (caucho $-$ metal) $=$ 0.56

Donde torque será:

T= Fi * r (eje)Ecuación 4.37

4.2.4 Caudal que ingresa en un álabe.

$Q_a = \frac{Q_{max}}{Z_f}\left(m^3/_s\right)$Ecuación 4.38

4.2.5 Peso de un álabe

$P_a = P_u * L(Kgf)$Ecuación 4.39

P_u= peso de un álabe por unidad de longitud (Kgf/m).

L = longitud del álabe (m)

4.2.6 Peso total del rotor

$P_{tr} = Z * P_a + 75{,}963 * N_d * {D_e}^2(Kg)$Ecuación 4.40

$N_d =$ Numero de discos del rotor.

$D_e =$ Diámetro exterior del rotor (m)

4.2.7 Fuerza hidráulica sobre el álabe

Esta fuerza se debe al cambio de dirección que experimenta el agua al pasar por las paletas del rotor fig. 4.10. Esta fuerza puede calcularse aplicando la ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento en un álabe, se puede ver en la figura.

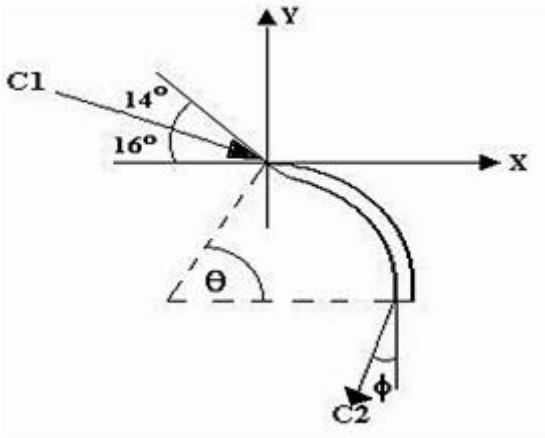


Fig. 4.10 Fuerzas que actúan sobre el álabe

$F_{hx} = 429{,}38 * Q_a * \sqrt{H} * (\cos 16° - sen\varphi)$Ecuación 4.41

$F_{hy} = 429{,}38 * Q_a * \sqrt{H} * (sen16° + cos\varphi)$Ecuación 4.42

$F_{hr} = \sqrt{(F_{hx})^2 + (F_{hy})^2}$Ecuación 4.43

$F_{hx} =$ Fuerza hidráulica sobre el alabe en dirección **x** (Kgf).

$F_{hy} =$ Fuerza hidráulica sobre el alabe en dirección **y** (Kgf).

F_{hr} = Fuerza hidráulica resultante sobre el álabe (Kgf).

Tabla4.3.Ángulos característicos de álabes.

Diámetro del rotor (mm)	φ (º)	θ (º)
200	**15,5**	**74,5**
300	20,0	70,0
400	17,0	73,0
500	14,6	75,4

4.2.8 Fuerza centrifuga sobre el álabe

La fuerza centrifuga sobre el alabe puede calcularse de la siguiente manera:

$F_c = 0{,}895 * \frac{P_a * H}{D_e} (Kgf)$Ecuación 4.44

4.2.9 Fuerza total sobre el álabe

La fuerza total sobre el álabe se calcula para el caso más desfavorable fig. 4.11, en el cual la resultante de las fuerzas hidráulica y centrifuga es mayor, este caso se muestra en la siguiente figura, donde el ángulo λ es diferente para cada diámetro de rotor, como se muestra en la tabla.

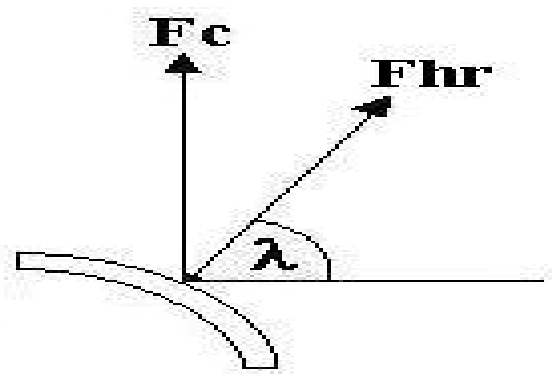


Fig. 4.11 Fuerzas totales sobre el alabe

$R_x = F_{hr} * cosn\lambda$ Ecuación 4.45

$R_y = F_{hr} * sen\lambda + F_c$ Ecuación 4.46

$R_T = \sqrt{(R_x)^2 + (R_y)^2}$ Ecuación 4.47

$R_x =$ Fuerza resultante sobre el álabe en dirección X (kgf).

$R_y =$ Fuerza resultante sobre el álabe en dirección Y (kgf).

$R_T =$ Fuerza total resultante sobre el álabe (kgf).

Tabla4.4. Ángulo entre la fuerza hidráulica sobre el álabe y el eje (X)

Diámetro del rotor (mm)	λ (º)
200	**29,75**
300	32,02
400	30,50
500	29,90

4.2.10 Cálculo del espesor mínimo de los álabes

Para determinar el espesor mínimo de los álabes se considera la presión ejercida por la columna de líquido sobre cada álabe en el instante de trabajo.

Por cuestiones de diseño se dimensiona para una columna de 18 m, presión que se distribuye en toda la superficie del alabe. Luego se considera a cada alabe como una viga empotrada en sus extremos, ya que en el proceso constructivo se unirá a los discos laterales a través de soldadura.

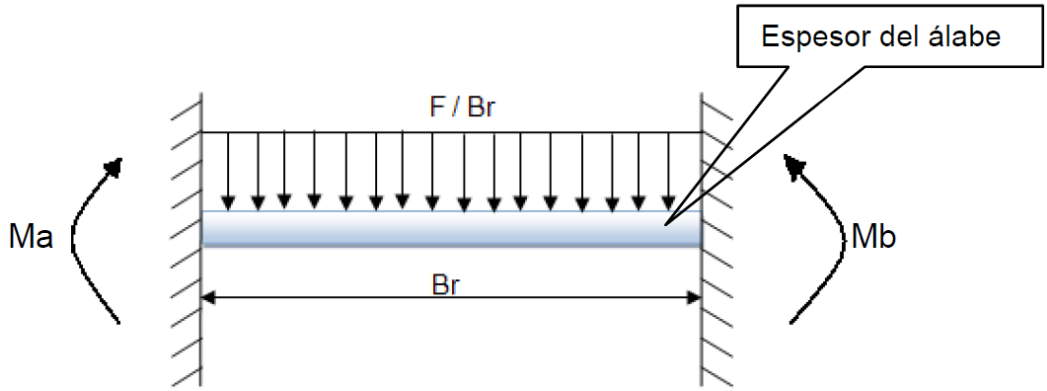


Figura 4.12 Fuerzas sobre el álabe

Primeramente calculamos el área media de los álabes por la ecuación

$A = R \times \alpha \times L$ Ecuación 4.48

Donde:

α = ángulo cubierto por el álabe

R = radio de curvatura del álabe

L = longitud del álabe

Para calcular la presión ejercida por el fluido utilizamos la ecuación:

$P = \delta \times g \times H$ Ecuación 4.49

Donde:

δ = densidad del agua

g = gravedad

H = altura

Por último la fuerza debido a la distribución de la presión es:

F = P x A Ecuación 4.50

Para determinar el espesor mínimo del álabe, se considera que la fuerza resultante (F) ubicada en la mitad de la longitud del álabe (L/2). Ver figura 4.13

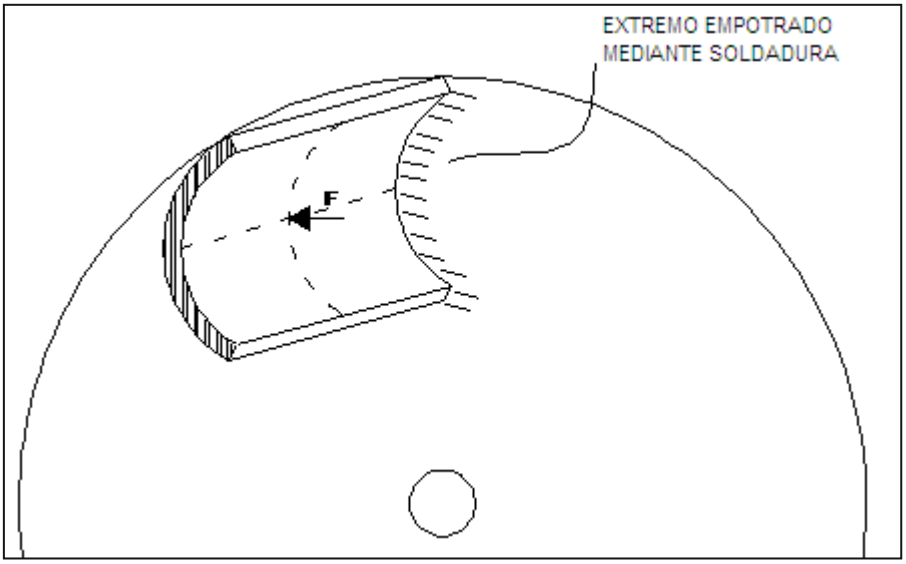


Figura 4.13 Fuerzas resultante en el centro del álabe

Para un segmento curvo de pared delgada como el del alabe, se tiene las siguientescaracterísticas geométricas (ver figura 4.14) y los momentos de inercia (ver tabla 4.5),

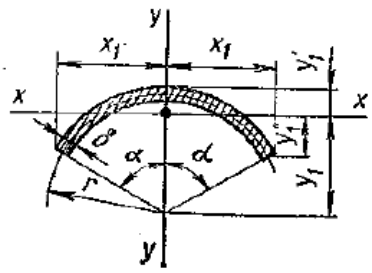
Forma de la sección	Area de la sección F	Coordenadas de los puntos extremos de la sección
Sector del anillo de paredes delgadas  $\delta \ll 2r$ El eje $y-y$ es principal central	$F = 2\alpha r\delta$ $\alpha = \frac{\pi\alpha^\circ}{180^\circ}$	$x_1 = r \operatorname{sen}\alpha$ $y_1 = r\frac{\operatorname{sen}\alpha}{\alpha}$ $y_1' = r\left(1 - \frac{\operatorname{sen}\alpha}{\alpha}\right)$ $y_1'' = r\left(\frac{\operatorname{sen}\alpha}{\alpha} - \cos\alpha\right)$

Figura 4.14 características geométricas del álabe.

Tabla 4.5 momentos de inercia del álabe.

Momentos de inercia: axiales J_x, J_y; centrífugo J_{xy}; polar J_p y durante la torsión libre J_t	Módulos de la sección: axiales W_x, W_y; polar W_p y durante la torsión libre W_t	Radios de giro $i_x = \sqrt{\frac{J_x}{F}}$; $i_y = \sqrt{\frac{J_y}{F}}$
$J_x = \frac{\delta r^3}{2}\left(2\alpha + \operatorname{sen} 2\alpha - \frac{4 \operatorname{sen}^2\alpha}{\alpha}\right) = \frac{Fr^2}{4\alpha}\left(2\alpha + \operatorname{sen} 2\alpha - \frac{4 \operatorname{sen}^2\alpha}{\alpha}\right)$ $J_y = \frac{\delta r^3}{2}(2\alpha - \operatorname{sen} 2\alpha) = \frac{Fr^2}{4\alpha}(2\alpha - \operatorname{sen} 2\alpha)$	$W_x \approx \frac{\delta r^2}{2} \times \frac{2\alpha + \operatorname{sen} 2\alpha - \frac{4 \operatorname{sen}^2\alpha}{\alpha}}{1 - \frac{\operatorname{sen}\alpha}{\alpha}}$ (para las fibras superiores) $W_x \approx \frac{\delta r^2}{2} \times \frac{2\alpha + \operatorname{sen} 2\alpha - \frac{4 \operatorname{sen}^2\alpha}{\alpha}}{\frac{\operatorname{sen}\alpha}{\alpha} - \cos\alpha}$	$i_x = \frac{r}{2} \times \sqrt{2 + \frac{\operatorname{sen} 2\alpha}{\alpha} - \frac{4 \operatorname{sen}^2\alpha}{\alpha^2}}$ $i_y = \frac{r}{2} \times \sqrt{2 - \frac{\operatorname{sen} 2\alpha}{\alpha}}$

De acuerdo a la tabla 4.5 para encontrar el momento de inercia del álabe aplicamos la siguiente ecuación

$$I = \frac{e \cdot R^3}{2}\left(2\beta + sen2\beta - \frac{4sen^2\beta}{\alpha}\right) \text{Ecuación 4.51}$$

Donde:

I= momento de inercia

e = espesor del álabe

R = radio de curvatura del álabe

α= ángulo cubierto por el álabe

Antes de calcular el mínimo espesor se plantea las siguientes condiciones:

- Se considera al alabe como pequeña viga empotrada en los extremos.
- Se determina una deformación máxima permisible, que en caso de vigas es igual a L/300.

- Se calculará el momento de inercia mínimo respecto a el eje X (respecto a la figura mostrada en la parte superior) que debe poseer cada alabe, el cual nos permitirá a su vez estimar el espesor requerido
- El material de los alabes es acero cuyo módulo de elasticidad es 15 x 10^6 psi.
- Los alabes son de sección uniforme.

Para la viga empotrada en sus extremos (ver figura 4.15), tenemos la siguiente ecuación que determina la flecha máxima en función de la longitud y la carga

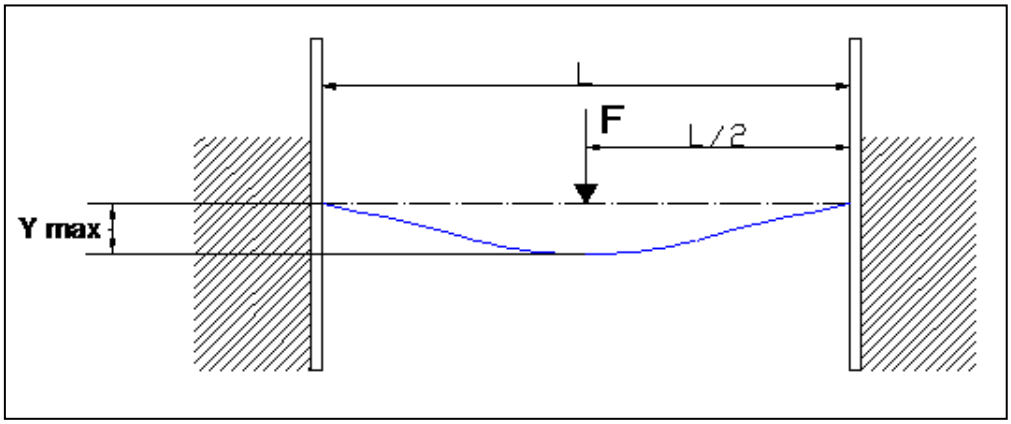


Figura 4.15 Viga empotrada en sus extremos.

La deformación máxima permitida por el álabe se calcula mediante la ecuación.

$$y_{max} = \frac{F \times L^3}{192EI} \qquad \text{Ecuación 4.52}$$

Donde:

y_{max}= deformación máxima

L = longitud del álabe

F = fuerza sobre el álabe

E = modulo de elasticidad del material

I = momento de inercia

Luego despejando de la ecuación 4.51 obtenemos el espesor mínimo del álabe.

$$e = \frac{2\ x\ I}{R^3\ x\ \left[2\beta + sen(2\beta) - \frac{4(sen(\beta))^2}{\beta}\right]} \qquad \text{Ecuación 4.53}$$

4.2.11 Cálculo del espesor de los discos del rotor

Los discos laterales son los encargados de transmitir la potencia al eje principal (Torque y velocidad angular), la potencia es recibida de los 12 alabes equidistantes, distribuidos en la periferia de los discos.

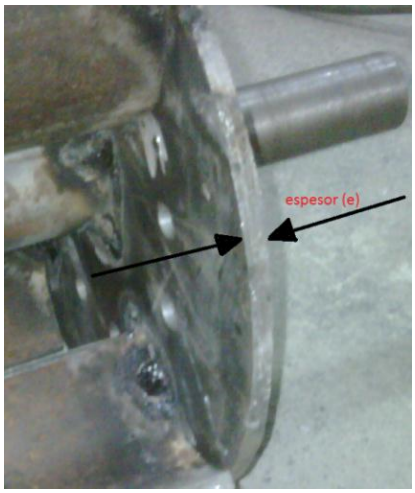


Figura 4.16 discos laterales del rotor

El diámetro de los discos es de 200mm, siendo necesario calcular su espesor mínimo para que soporte los esfuerzos producidos por variación de velocidad (aceleración angular) que también soportan los álabes y del torque aprovechable necesario para la generación de energía eléctrica (salida de potencia).

Los esfuerzos producidos en la placa solida tipo disco utilizada como transmisión de potencia hacia un eje central, están dados por las siguientes ecuaciones:

- **El esfuerzo radial en un radio cualquiera es:**

$$S_r = \frac{\rho v^2}{g}\left(\frac{\mu+3}{8}\right)\left[1+\left(\frac{r_i}{r_o}\right)^2-\left(\frac{r}{b}\right)^2-\left(\frac{r_i}{r}\right)^2\right] \text{Ecuación 4.54}$$

- **El Máximo esfuerzo radial ocurre en:**

$$r_1 = \sqrt{r_i \times r_o} \text{ Ecuación 4.55}$$

Y es igual a:

$$S_{rmax} = \frac{\rho v^2}{g}\left(\frac{\mu+3}{8}\right)\left(1-\frac{r_i}{r_o}\right)^2 \text{ Ecuación 4.56}$$

- **El esfuerzo tangencial en un radio cualquiera es:**

$$S_t = \frac{\rho v^2}{g}\left(\frac{\mu+3}{8}\right)\left[1+\left(\frac{r_i}{r_o}\right)^2-\left(\frac{3\mu+1}{\mu+3}\right)\left(\frac{r}{r_o}\right)^2-\left(\frac{r_i}{r}\right)^2\right] \text{Ecuación 4.57}$$

- **El Máximo esfuerzo tangencial ocurre en:**

$r_2 = r_i$

Y es igual a:

$$S_{tmax} = \frac{\rho v^2}{g}\left(\frac{\mu+3}{4}\right)\left[1+\left(\frac{1-\mu}{\mu+3}\right)\left(\frac{r_i}{r_o}\right)^2\right] \text{Ecuación 4.58}$$

En donde:

S_{rmax} = Esfuerzoradialmáximo

S_{tmax} = Esfuerzotangencialmáximo

ρ = Pesoespecífico

g = Gravedad

μ = Razóndepoisson, 0.3 paraelacero

v = velocidadperiférica = $(r_o \times \omega)$

r_i = Radiointeriordelaplaca

r_o = Radioexteriordelaplaca

r = Radiovariabledelaplaca

4.2.12 Momento flector máximo sobre el álabe

$M = \frac{R_T * B_{rc}}{12}(Kgf - cm)$Ecuación 4.59

B_{rc} = largo del eje del rotor hasta los rodamientos.

R_T = fuerza resultante sobre el álabe

4.2.13 Esfuerzo máximo en el álabe

$$\sigma = \frac{M}{W_a}\left(Kgf/_{cm^2}\right) \text{Ecuación 4.60}$$

$Wa = \frac{0{,}39*(e_a)^2*ba}{6}(m^3)$. Momento resistente axial a la flexión.

e_a= espesor del álabe (m).

b_a = base del álabe (m).

Para el diseño utilizamos un material con un límite de fluencia de 2400 $\left(Kgf/_{cm^2}\right)$, según la tabla 1(ver anexo 7), y un factor de seguridad de 2, por lo tanto debe verificarse la siguiente relación, de no ser así debe usarse un disco de refuerzo en el centro del rotor, el cual será idéntico a los discos laterales.

$\sigma \leq \frac{2400}{f_s}$Ecuación 4.61

4.2.14 Plancha del Inyector

Para el análisis de la fuerza total sobre la plancha del inyector (ver figura 4.17), se debe analizar la sección de entrada de este, donde actúa la fuerza de presión del agua, esta fuerza puede darse como:

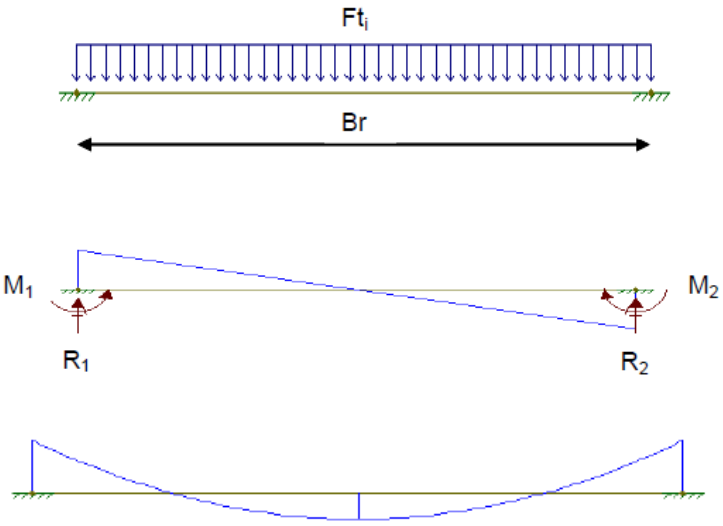


Figura 4.17 Cargas sobre la plancha del inyector

$F_{ti} = 390 * De * H_{max} * Br$ Ecuación 4.62

Donde:

F_{ti}= Fuerzas sobre la plancha del inyector, Kgf

Br = ancho del rodete, m.

H_{max}= altura neta, m.

De = diámetro exterior, m

El momento máximo sobre la plancha del inyector será:

$$M_i = \frac{F_{ti} * Br}{12}$$ Ecuación 4.63

El esfuerzo máximo sobre la plancha del inyector será:

$$G_i = \frac{M_i}{W_i}$$ Ecuación 4.64

Donde:

$$W_i = \frac{0{,}39 * (e_i)^2 * De}{6}, \qquad \text{Ecuación 4.65}$$

En la cual:

e_i=espesor de la plancha del inyector, m.

De =diámetro del rodete, m.

Para la comprobación del espesor de la plancha del inyector, deberá cumplirse que el esfuerzo máximo en el inyector tiene que ser menor que el esfuerzo de fluencia del material dividido para dos, de no ser así deberá asumirse un espesor mayor de la plancha

$$G_i \leq \frac{G_f}{2} \qquad \text{Ecuación 4.66}$$

4.2.15 Diseño del eje del rotor

Para el diseño del eje del rotor se hace uso del diagrama de fuerzas que actúan sobre esta, fig. 4.18. Realizamos el cálculo del eje a la flexión y a la torsión.

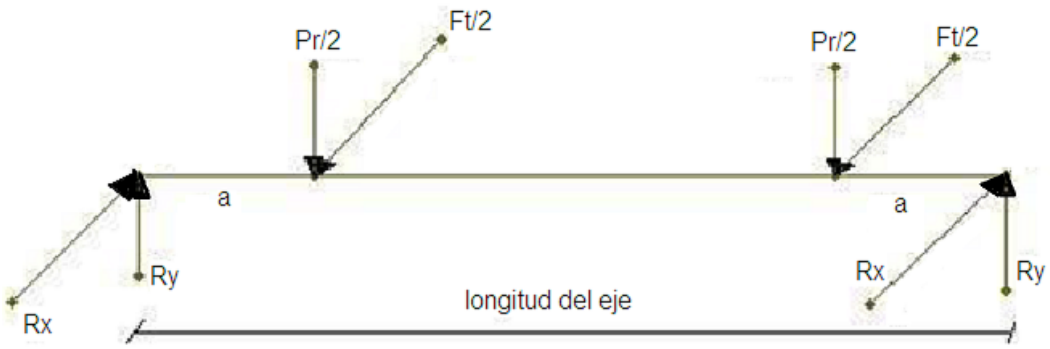


Fig. 4.18 Diagrama de fuerzas que actúan sobre el eje del rotor.

Si el eje es de sección continua, el cálculo se hace de acuerdo con la sección peligrosa en términos de la fórmula.

$$W_x = 0{,}1 * d^3 = \frac{Mequi}{\sigma_{adm.\,flex}}, \qquad \text{Ecuación 4.67}$$

4.2.16 Momento torsor máximo sobre el eje

T_{max}= Momento torsor máximo sobre el eje (Kgf-m).

$T_{max} = 974\frac{PT}{n}$ Ecuación 4.68

4.2.17 Momento flector máximo sobre el eje

M_{max} = Momento máximo sobre el eje en Kgf-m.

$M_{max} = \sqrt{(M_x)^2 + (M_y)^2}$ Ecuación 4.69

$M_x = F_t * \frac{a}{2}$ Ecuación 4.70

$M_y = Ptr * \frac{a}{2}$ Ecuación 4.71

$F_t = 1948 * \frac{PT}{n*De}$ Ecuación 4.72

Donde:

M_{max} = Momento máximo en Kgf-cm.

$\sigma_{adm.flex}$ = es la tensión admisible a la flexión en Kgf/cm^2.

W_x = Es el momento axial de resistencia de la sección a la flexión, en cm^3.

Los árboles se calculan a la resistencia compleja, puesto que, además de las cargas de flexión, transmiten momento de torsión.

F_t = Fuerza tangencial sobre el eje en Kgf.

Ptr. = Peso total del rotor kg.

PT = Potencia total en Hp tablas 6.3 y 6.4

4.2.18 Momento equivalente

Siendo M_{equi} el momento equivalente en la sección que se calcula de árbol.

$M_{equi} = \sqrt{(K_a * M_{max})^2 + (K_T * T_{max})^2}$, Ecuación 4.73

Donde M_{max} y T_{max} son los momentos de flexión y de torsión máximos respectivamente que actúan en la sección que se calcula y que se determinan de acuerdo con los diagramas.

Ka = Factor de flexión 1

Kt = Factor de torsión 1.5

4.2.19 Diámetro del eje

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{eq}.1000}{0{,}1.\sigma_{adm.\,flex}}}\ ,\quad \text{Ecuación 4.74}$$

4.2.20 Transmisión de potencia mediante polea –correa

Como una polea es un medio conveniente para transferir potencia de un eje a otro, reducir o aumentar la velocidad de rotación de los motores, generadores eléctricos; por tal razón podemos utilizar para nuestro sistema de hidrogeneración.

Datos Previos.

Para el cálculo de transmisión por correa debe ser de conocimiento previo los siguientes aspectos:

- Características de la carga en la máquina motriz y movida.
- Potencia a trasmitir.
- Frecuencia de rotación del árbol más rápido.
- Frecuencia de rotación de los árboles movidos por la correa o relaciones de transmisión.
- Esquema aproximado de la transmisión.

4.2.20.1 Selección del factor de servicio fs.

Puede servir como orientación para la evaluación del factor de servicio la tabla 4.6. Este factor considera los incrementos de carga que se producen en la correa, al trasmitir la carga nominal, producto de las perturbaciones que puede provocar la máquina motriz y la máquina movida sobre la correa, además tiene en cuenta la intensidad del trabajo a que es sometida la correa en dependencia de las horas diarias de trabajo.

Tabla 4.6 Factor de servicio fs

Máquina Movida	Máquina Motriz					
	Motor eléctrico sincrónico. Motor de combustión interna multicilindro. Turbinas.			Motor eléctrico de alto par. Motor de combustión interna monocilindro.		
	8 h/día	16 h/día	24 h/día	8 h/día	16 h/día	24 h/día
Carga ligera Agitadores de líquidos. Bombas y compresores centrífugos. Transportadores de banda. Ventiladores. Máquinas herramientas de corte continuo.	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Carga normal Bombas y compresores de 3 y más cilindros. Transportadores de cadena. Fresadoras.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Carga pesada Bombas y compresores de uno y dos cilindros. Elevadores de cangilones. Cepilladoras y mortajadoras.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Carga muy pesada Mecanismos de elevación de grúas. Prensas. Cizallas.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

4.2.20.2Cálculo de la potencia de diseño N_D

$$N_D = Psxfs \text{Ecuación } 4.75$$

Donde:

Ps = potencia de salida (KW)

fs= Factor de servicio (Tabla 4.5)

4.2.20.3Selección del tamaño del perfil.

La selección del tamaño del perfil puede ser realizada a partir de recomendaciones como las brindadas en las figuras 4.13. Por supuesto, la selección del perfil debe corresponder con las disponibilidades prácticas del tipo de perfil elegido

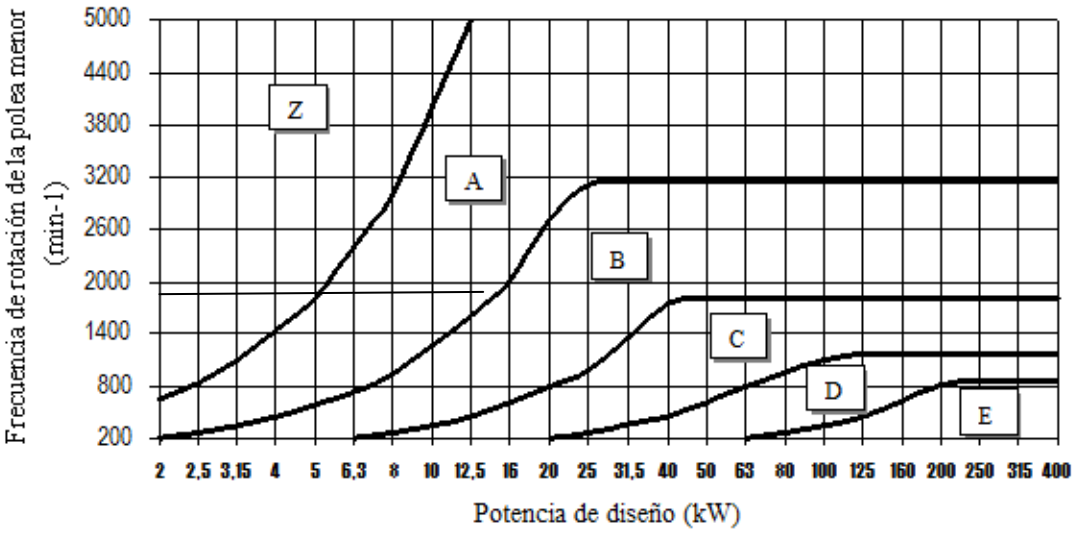


Diagrama 4.1 selección del tipo de banda

4.2.20.4Selección de los diámetros de las poleas.

Los diámetros de las poleas no deben ser inferiores a los mínimos recomendados por la práctica, para no doblar excesivamente las correas sobre las poleas y con ello acortar su duración en servicio.

$$i = \frac{d_1}{d_2} \qquad \text{Ecuación 4.76}$$

d_1 = diámetro de la polea mayor.

d_2 = diámetro de la polea menor.

n_1 = numero de revoluciones de la polea mayor.

n_2 = numero de revoluciones de la polea menor.

i = relación de transmisión 6.

PT = potencia en el eje de la turbina.

4.2.20.5Cálculo de la velocidad de la correa V.

La velocidad de la correa debe ser lo mayor posible, para disminuir la cantidad de correas necesarias en la transmisión, pero nunca debe superar la velocidad máxima limite V_{max}para que el efecto de la fuerza centrifuga no disminuya la capacidad tractiva de la correa.

$$V = \frac{\pi d n}{6000}$$ Ecuación 4.77

Donde:

V_{max} ⟶ hasta 30 m/s para correa de perfil normal.

V_{max} ⟶ hasta 45 m/s para correa de perfil estrecho.

4.2.20.6Cálculo de la longitud de la correa Lp y la distancia entre centros de poleas.

La distancia entre centros de poleas debe ser elegida de forma tal que permita colocar las poleas sin chocar y que la distancia no sea excesivamente grande ante las condiciones prácticas.

4.2.20.6.1Cálculo de la distancia entre ejes.

Según la ecuación calculamos la distancia entre ejes.

Distancia mínima.

$a_{mín} = 0{,}55(d_1+d_2)+To$ Ecuación 4.78

Distancia máxima.

$a_{máx} = d_1 + d_2$ Ecuación 4.79

Distancia media.

$a_{med} = \frac{a_{mín} + a_{máx}}{2}$ Ecuación 4.80

4.2.20.6.2 Largo de la banda.

$$Lp = 2a_{med} + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 * a_{med}}$$ Ecuación 4.81

4.2.20.7Ángulo de abrazamiento de la polea menor.

$$\alpha = 180 - 57\left(\frac{d_2 - d_1}{a_{med}}\right)$$ Ecuación 4.82

4.2.20.8 Proyecto cuando las poleas son de diámetros diferentes

El ánguloψ, ósea la mitad del ángulo de contacto de la figura 4.19. Puede hallarse mediante la ecuación

$\cos\psi = \frac{r_1 - r_2}{c}$Ecuación 4.83

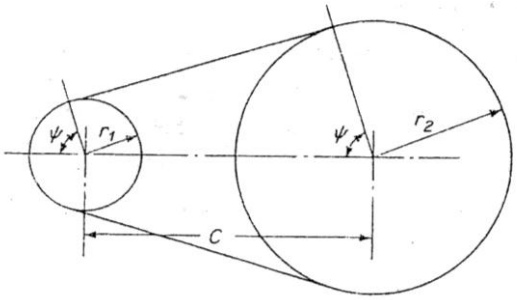


Figura 4.19 Angulo de contacto ψ

De acuerdo al valor de ψ obtendremos la razón $\frac{T_1}{T_2}$ para correas trapezoidales señalados en la tabla 4.7

Tabla 4.7 Razón $\frac{T_1}{T_2}$para correas trapezoidales según el ángulo ψ

Ángulo de contacto 2ψ	$\frac{T_1}{T_2}$	Ángulo de contacto 2ψ	$\frac{T_1}{T_2}$	Ángulo de contacto 2ψ	$\frac{T_1}{T_2}$	Ángulo de contacto 2ψ	$\frac{T_1}{T_2}$
180°	5,00	155°	4,00	130°	3,20	105°	2,56
175	4,78	150	3,82	125	3,06	100	2.44
170	4,57	145	3,66	120	2,92	95	2,34
165	4.37	140	3,50	115	2,80	90	2,24
160	4,18	135	3,34	110	2.67		

4.2.20.9Fuerzas Total en la correa

La fuerza total enla correa es igual a la suma de las fuerza T_1, T_b, T_c

$F = T_1 . T_b . T_c$ Ecuación 4.84

T_1 se halla en la ecuación de la potencia

$hp = \frac{(T_1 - T_2)V}{75}$ Ecuación 4.85

La fuerza de flexión T_b está dada por:

$T_b = \frac{K_b}{d}$ Ecuación 4.86

Donde K_b es una constante de la tabla 2 (ver anexo 7) y *d* es el diámetro primitivo de la correa.

La fuerza centrifuga T_c en kilogramos viene dada por:

$T_c = K_c \frac{V^2}{100}$ Ecuación 4.87

Donde K_c es una constante de la tabla 2 (ver anexo 7) y V velocidad expresada en *m/s*

CAPITULO V
MATERIALES Y MÉTODOS

5.1 EVALUACIÓN DEL OBJETO DE INVESTIGACIÓN

5.1.1 Características generales de la turbina

La turbina consta de las siguientes partes o accesorios fundamentales:

- Inyector
- Carcasa
- rotor

5.1.2 PROPUESTA ALTERNATIVA

Planteamos una propuesta alternativa en la que consta el diseño y construcción de un prototipo de turbina Michell Banki en la que analizamos su eficiencia.

En dicha turbina son colocados varios rotores, cada uno con diferente número de álabes, además un sistema de transmisión por bandas con el único objeto de colocar un dínamo de imanes permanentes para encontrar el voltaje generado por cada rotor.

Cada parte de la turbina nos permite construir un equipo eficiente de trabajo consiguiendo diferentes valores tanto de voltaje en el generador como de velocidad de revoluciones en el rotor, entre otros permitiéndonos establecer características de dicha máquina hidráulica.

Realizamos la entrega de un trabajo muy práctico y técnico con fines didácticos que beneficien a docentes y estudiantes de la carrera de Ingeniería Electromecánica de la Universidad Nacional de Loja.

5.1.3 MÉTODO DE CONSTRUCCIÓN

La turbina Michell-Banki puede construirse con materiales como: planchas y tuberías de acero, y de una manera sencilla si se dispone de un taller suficientemente equipado.

A continuación se dará una guía de los procedimientos y métodos que se pueden emplear para la fabricación de la turbina.

RODETE

1.-El rodete de la turbina está compuesto por dos discos laterales los cuales son cortados según el diámetro del rodete que en nuestro caso es de 200mm con un orificio central de acuerdo al diámetro del eje

Figura 5.1 Discos laterales del rotor

2.-Como dentro de los discos van intercalados los álabes se procede a señalar la ubicación de cada uno de ellos, la cual depende de el numero de álabes del rotor. La señalización en los discos es para facilitar su correcto posicionamiento, con un orificio para proceso de soldadura.

Figura 5.2 Ubicación de los álabes en los discos laterales del rotor

3.- Los álabes se fabrican tomando secciones de tubos de acero. En primer lugar se hace un corte al tubo, creando tramos de tubo con la longitud deseada (el ancho de la turbina) y posteriormente se realiza el corte longitudinal de los álabes

Figura 5.3 Corte de la tubería para los álabes

4.- Luego se realiza la ubicación de los discos en el eje a la distancia deseada (ancho del rodete), así como también mediante cordones de soldadura se hace el acople de los alabes en las placas laterales para armar el rotor. Esta unión se hace álabe por álabe, teniendo en consideración la correcta posición del ánguloestablecido

Figura 5.4 Acople del rotor

CARCASA

5.-En la fabricación de la carcasa se utiliza plancha de acero. El corte de las planchas de acero se realiza por oxicorte. Como en este caso particularmente se va a realizar pruebas con diferentes rotores en la parte lateral de la carcasa se realiza un orificio (diámetro del rodete) y así poder ir ubicando los rotores en la carcasa. Luego para unir las partes de la carcasa se utiliza soldadura profunda con electrodos 6011

Figura 5.5 Armado de la carcasa

INYECTOR

6.-La entrada de agua en la turbina o el inyector, está hecha a base de placas (láminas) de acero. El ancho del inyector se lo fabrica de un 20% a un 40% menos que el ancho rodete. Igualmente se hace el trazado en las láminas de acuerdo a las dimensiones de los planos y luego se realiza el oxicorte. Para el oxi-corte de las planchas hay que utilizar boquillas de acuerdo al espesor de estas.

Figura 5.6 Construcción del inyector

7.- Como el inyector es un órgano fijo cuya misión es dirigir el agua hacia el rotor se coloca una transición rectangular circular para unir a la tubería de agua cuya apertura va de acuerdo al caudal que va a utilizarse

Figura 5.7 Ubicación del inyector

8.- Para pulir al rodete, la carcasa, el inyector se utiliza en primera instancia una amoladora si es que resulta necesaria o solamente un esmeril pequeño, limas y lijas empezando por las de grano grueso hasta darle el acabado final con las de grano fino. Cuando todo se encuentra totalmente acabado, entendiéndose por acabado el maquinado y pulido.

Figura 5.8 Pulido de la turbina

9.-Tras el montaje se debe proceder al nivelado de la turbina en el lugar de funcionamiento, para así disminuir pérdidas de agua y evitar rozamientos incrementando de esta forma la vida útil de rodamientos y otros componentes. Para luego proceder al pintado y armado de todas las partes de la turbina, además está atornillada a una base metálica en la cual va soldados dos ángulos uno en cada extremo y así poder asegurarla al piso con tornillos de expansión.

Figura 5.9 Armado de la turbina

5.2 CÁLCULOS MATEMÁTICOS

Todos los cálculos de esta turbina son basados en la recopilación de información extraída por el grupo de investigación, en las prácticas realizadas por dicho grupo de trabajo, mostrando gran importancia en las investigaciones realizadas por varios investigadores en el diseño de turbinas Michell Banki.

Mostramos un método de construcción enfatizado en el diseño hidráulico, mecánico, recalcando la importancia de la construcción de cada uno de los 4 rotores, sus ejes y el inyector.

5.2.1 DISEÑO HIDRÁULICO

5.2.1.1 Diámetro y velocidad de giro de la turbina

Los puntos fundamentales del diseño de la turbina son los siguientes:

H = 2.5m.

De = 0,2m.

Z = 12 álabes

Tomando el rotor con el cual la turbina mostro mayor eficiencia (12 álabes).

5.2.1.2 Calculo de la velocidad de giro

De acuerdo a la ecuación 4.1

$$n = 40{,}62 * K_c * \frac{\sqrt{H}}{D_e}(rpm) \gg n = 40{,}62 * 0{,}967 * \frac{\sqrt{2.5}}{0.2}(rpm) = 310.532rpm$$

5.2.1.3 Coeficiente de velocidad Kc del inyector

Investigaciones sobre esta máquina arrojan valores tales como Kc = 0.967

5.2.1.4 Resolución del triangulo de velocidades a la entrada del rotor

5.2.1.4.1 Velocidad absoluta

Como se menciono anteriormente la velocidad en el inyector está dada por la ecuación 4.3

$$C_1 = K_c\sqrt{2 * g * H}(m/s) \gg C_1 = 0{,}967 * \sqrt{2 * 9{,}81 * 2.5} = 6.772\ (m/s)$$

5.2.1.4.2 Velocidad tangencial

De acuerdo a la ecuación 4.6

Si α_1 = 16,102º según la tabla 4.1, la velocidad tangencial será:

$$U_1 = 2{,}127 * K_c * \sqrt{H}(\cos\alpha)(\boldsymbol{m/s}) \gg U_1 = 2{,}127 * 0{,}967 * \sqrt{2.5}(cos(16.102)) = 3.252(\boldsymbol{m/s})$$

5.2.1.4.3 Velocidad relativa del fluido

Si α_1 = 16,102º,β_1 = 30º entonces la velocidad relativa a la entrada del rotor será de acuerdo a la ecuación 4.10

Los valores de α_1 y β_1 los tenemos en la tabla 4.1

$$W_1 = 2{,}458 * K_c * \sqrt{H}(\boldsymbol{m/s}) \gg W_1 = 2{,}458 * 0{,}967 * \sqrt{2.5} = 3.758(\boldsymbol{m/s})$$

5.2.1.5 Componente de la velocidad absoluta en dirección meridiana

De acuerdo a la ecuación 4.12

$C_m1 = 1{,}229 * K_c * \sqrt{H}(\boldsymbol{m/s}) \gg C_m1 = 1{,}229 * 0{,}967 * \sqrt{2.5} = 1.986(\boldsymbol{m/s})$.

5.2.1.6 Número de álabes del rotor

El número de álabes seleccionado es de 12 álabes, por ser el de mayor eficiencia.

5.2.1.7 Número de álabes que reciben el flujo de agua.

El número de álabes que reciben el flujo de agua que ingresa al rotor puede calcularse de acuerdo a la ecuación 4.13

$$Z_a = \frac{\delta}{360º} * 12 \gg Z_a = \frac{120º}{360º} * 12 = 4$$

5.2.1.8 Cálculo del Ancho del rotor Br

Debemos saber que el coeficiente Xz utilizado para encontrar el ancho del rotor varía entre 0,05 y 0,35. De acuerdo a la ecuación 4.29 se adopta como límite el siguiente valor:

$X_z = \frac{1}{Z} \gg X_z = \frac{1}{12} = 0{,}083$Valor que está dentro de los parámetros.

De acuerdo a la ecuación 4.30

$$Br = 0{,}259 * \frac{Q}{K_c * De * \sqrt{H} * X_z} <> Br = 0{,}259 * \frac{0{,}018}{0{,}967 * 0{,}2.\sqrt{2.5} * 0{,}083}$$

Br = 0,205 m.

5.2.1.9 Determinación de la geometría del álabe

Ángulo entre álabes

De acuerdo a la ecuación 4.14

$$Z_1 = \frac{360^0}{Z} \gg Z_1 = \frac{360^0}{12} = 30^0$$

5.2.1.10 Parámetros de dimensión y ubicación de los álabes

De acuerdo a la ecuación 4.17

$$\gamma = 30^0 - \frac{Z_1}{2} \gg \gamma = 30^0 - \frac{30^0}{2} = 15^0$$

De acuerdo a la ecuación 4.18

$$\theta = 60^0 - \frac{Z_1}{2} \gg \theta = 60^0 - \frac{30^0}{2} = 45^0$$

De acuerdo a la ecuación 4.19

$$\lambda = 150^0 - \frac{Z_1}{2} \gg \lambda = 150^0 - \frac{30^0}{2} = 135^0$$

Además por relación geométrica se obtiene de la ecuación 4.22

$$\delta = Z_1 + 60^0 \gg \delta = 30^0 + 60^0 = 90^0$$

Por último el radio del álabe $R_{álab}$ se obtiene de la siguiente manera: De acuerdo a la ecuación 4.26

En donde R_{rot} es el radio del rotor.

$$R_{alab} = R * \frac{senZ_1}{sen\delta} * \frac{sen\theta}{sen\lambda} \gg R_a = 100 * \frac{sen30^o}{sen90^o} * \frac{sen45^o}{sen\ 135^o} = 50\ mm$$

5.2.1.11 Diseño del inyector

Debemos saber que el valor del ancho del inyector esta dado de un 20 a un 40 % menor que el ancho del rotor para evitar pérdidas de fluido.

Arco de admisión

De acuerdo a la ecuación 4.33

$$L_a = \frac{\pi * De}{Z} * Z_a + Z_a * e \gg L_a = \frac{\pi * 200}{12} * 4 + 4 * 5 = 229.43mm$$

Luego el ángulo de admisión será: De acuerdo a la ecuación 4.32

$\theta_a = \frac{360^o}{\pi * De} * L_a \gg \theta_a = \frac{360^o}{\pi * 200} * 229{,}43 = 131{,}45^0$ Asumimos tomar un ángulo óptimo de 130°

5.2.2 DISEÑO MECÁNICO DE LA TURBINA

5.2.2.1 Potencia de la turbina

La potencia de la turbina de flujo cruzado la podemos obtener de la siguiente ecuación:

De acuerdo a la ecuación 4.34

$PT = \tau * w$ (w)

PT = 4.59*27.43 = 125.90 W

De acuerdo a la ecuación 4.37

τ = Fi * r (eje)

τ = 361.3 * 0.0127 = 4.59 N.m

De acuerdo a la ecuación 4.36

Fi = R * μ (coeficiente de rozamiento)

Fi = 645.3 * 0.56 = 361.3 N

En donde:

R es la fuerza aplicada sobre el eje.

μ es el coeficiente de rozamiento;μ (caucho- metal) = 0.56

w = rpm*π /30 (rad/seg)

w = 262*3.1416/30 = 27,43 (rad/seg)

5.2.2.2 Numero de álabes que reciben el flujo de agua

$Z_a = \frac{\delta}{360º}.12 \gg Z_a = \frac{120º}{360º}.12 = 4$

5.2.2.3 Caudal que ingresa en un álabe

De acuerdo a la ecuación 4.38

$$Q_a = \frac{Q_{max}}{Z_a}\left(m^3/_s\right) \gg Q_a = \frac{0{,}018}{4} = 0{,}0045\left(m^3/_s\right)$$

5.2.2.4.-Selección del espesor de los álabes del rotor

Para facilitar la construcción de los álabes, los fabricantes utilizan tuberías comerciales de acero al carbono. Estos son cortados formando un arco de circunferencia, como se observa en la figura 4.2

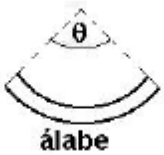


Figura 4.2 Sección transversal de un álabe del rotor

5.2.2.5 Cálculo del espesor mínimo de los álabes

Los alabes tienen la siguiente geometría:

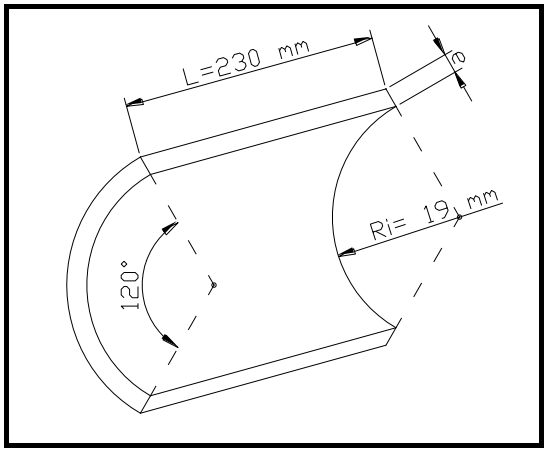


Figura5.10 geometría del álabe

A continuación se determina la carga total sobre la cara inferior del álabe:

$\alpha = 120^o$ Angulo cubierto por el álabe

$\alpha = 2.094\, rad$

$\beta = \frac{\alpha}{2}$ Mitad del ángulo cubierto por el álabe

$$\beta = 1.047\, rad$$

R=0.0381 mRadio de curvatura del álabe

$L = 0.23$ Largo del álabe

$H = 18\, m$ Columna del fluido

$\delta = 1000\, \frac{Kg}{m^3}$ Densidad del agua

De acuerdo a la ecuación 4.48

$A = \alpha * R * L$

$A = 0.018\, m^2$

De acuerdo a la ecuación 4.49 la presión ejercida por el fluido será igual a:

$P = \delta * g * H$

$$P = 1.765 \times 10^5 Pa$$

La fuerza debido a la distribución de fluido de acuerdo a la ecuación 4.50 es:

$F = P * A$

$F = 3.24 \times 10^3 N$

Para determinar el espesor mínimo del álabe, se considera que la fuerza resultante (F) está ubicada en la mitad de la longitud del álabe (L/2)

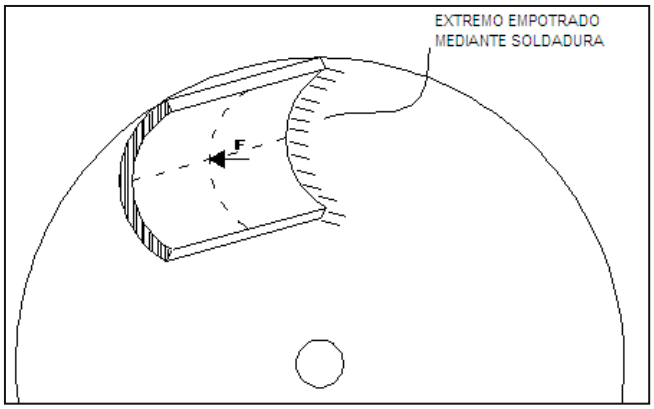


Figura 4.13 Fuerza resultante sobre el centro del álabe

Con lo mencionado anteriormente se determina el momento de inercia y el espesor correspondiente.

$L = 0.23m$ Largo del alabe

$Y_{max} = \frac{L}{300}$Deformación máxima permitida en la longitud del álabe

$$Y_{max} = 7.667 \times 10^{-4} m$$

$$Y_{max} = 0.767\ mm$$

$E = 10000000\ psi$Módulo de elasticidad del material del álabe (ace*ro aleado)*

$$E = 6.895 \times 10^{10} Pa$$

Despejando de la fórmula 4.52 obtenemos el momento de inercia I:

$I = \frac{F*L^3}{192*Y_{max}*E}$Momento de inercia mínima del cuerpo del álabe

$I = 3.884 \times 10^{-9} m^4$

De acuerdo a la ecuación 4.53 el espesor es el siguiente:

$$e = \frac{2 * I}{R^3 \left[2 * \beta + sen(2 * \beta) - \frac{4*(sen(\beta))^2}{\beta}\right]}$$

$$e = 1.469 \times 10^{-3}$$

$e = 1.469\ mm$ Espesor mínimo del álabe

Según lo calculado, el espesor mínimo es aproximadamente de 1.47mm, pero por razones del proceso de montaje y construcción se elegirá un espesor mayor igual a 2mm, el cual nos garantizará le resistencia al proceso de soldadura entre cada alabe y los discos laterales.

4.2.2.6 Cálculo del espesor mínimo de los discos laterales

Primeramente se determina el esfuerzo radial y el esfuerzo tangencial máximo producidos en la placa de acero (razón de Poisson, μ= 0,3) que gira a 320 rpm. El radio del agujero de la placa es de 6.5mm y el radio exterior es de 200mm. Posterior a eso se sumará el esfuerzo tangencial producido por la fuerza que transmiten las aspas al disco para obtener el esfuerzo máximo total que nos permitirá calcular el espesor mínimo que debe tener la placa circular.

Referente a eso tenemos:

$\rho = 77126 \frac{N}{m^3}$ Peso específico del acero

$g = 9.807 \frac{m}{s^2}$Gravedad

$\mu = 0.3$ Coeficiente de Poisson

$n = 320rpm$ Máximo de revoluciones

$\omega = 33.51 \frac{rad}{s}$ Velocidad angular

$ri = 0.0065m$ Radio interior

$ro = 0.100m$ Radio exterior

$v = ro * \omega$ Velocidad en la periferia del disco

$v = 3.351\frac{m}{s}$

De acuerdo a la ecuación 4.56 el esfuerzo radial máximo es:

$Sr_{max} = \frac{\rho * v^2}{g} * \left(\frac{\mu+3}{8}\right) * \left(1 - \frac{ri}{ro}\right)^2$ Esfuerzo radial máximo

$Sr_{max} = 3.185 \times 10^4 Pa$

Según la ecuación 4.55 tenemos:

$r_1 = \sqrt{ri * ro}$ Localización del esfuerzo radial máximo

$r_1 = 0.025m$

Aplicando la fórmula 4.58 obtenemos:

$St_{max} = \frac{\rho * v^2}{g} * \left(\frac{\mu+3}{4}\right) * \left[1 + \frac{1-\mu}{\mu+3} * \left(\frac{ri}{ro}\right)^2\right]$ Esfuerzo tangencial máximo

$St_{max} = 7.292 \times 10^4 Pa$

$r_2 = ri$ Localización del esfuerzo tangencial máximo

$r_2 = 6.5 \times 10^{-3} m$

Finalmente el esfuerzo cortante máximo es igual a:

$\sigma_{max} = \frac{S_{tmax}}{2}$ Esfuerzo cortante máximo

$\sigma_{max} = 3.646 \times 10^4 Pa$

Como se puede observar el mayor esfuerzo es el tangencial, a estos se sumarán; el torque aprovechable y el torque inercial producido por la aceleración de los álabes.

Para determinar el torque inercial se considera la masa aproximada de cada una de las aspas, su producto de inercia respecto al eje de giro y la aceleración angular generada.

Las revoluciones máximas de diseño son 350rpm y el tiempo considerado para alcanzar las mismas a partir del reposo es de 3 segundos.

$w_f = 33.51\frac{rad}{s}$ Máximo de revoluciones

$w_o = 0\frac{rad}{s}$ Reposo

$t = 3\ s$ Tiempo de aceleración

La aceleración angular de diseño será:

$$\alpha_r = \frac{w_f - w_o}{t}$$

$$\alpha_r = 11.17\ \frac{rad}{s^2}$$

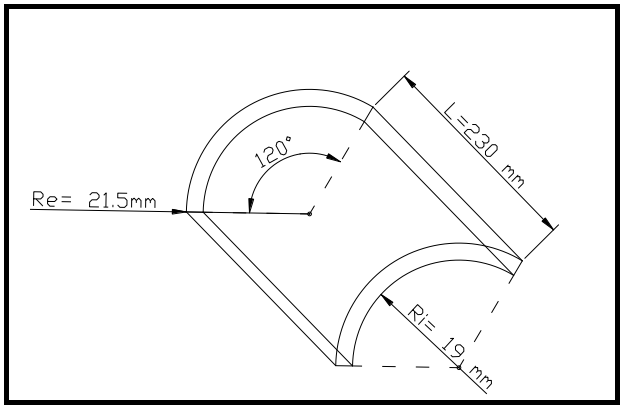


Figura5.11 Geometría final del álabe

DATOS

El material usado es acero cuya densidad es:

$\delta = {}^{P}/_{g}$

$\delta = 7.865 \text{ x } 10^3\ \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$ Densidad del material

$\mathbf{L = 0.23m}$**Longitud de los álabes**

$\boldsymbol{\alpha = 2.094\ rad}$Ángulo de curvatura de los álabes

$e_a = 2\text{mm}$Espesor seleccionado de los álabes

$R_i = 38\text{mm}$ Radio interior del arco de los álabes

Calculamos el radio exterior del arco de los álabes con la siguiente fórmula:

$R_e = R_i + e_a$Radio exterior del arco de los álabes

$R_e = 0{,}040\text{mm}$

Luego determinamos el área transversal del álabe con la ecuación:

$$\mathbf{A = \frac{\alpha}{2} x\left(R_e{}^2 - R_i{}^2\right)}$$

$$A = 1.633 \text{ x } 10^{-4}\text{m}^2$$

Obtenido el dato del área hallamos el volumen de cada álabe con la siguiente ecuación:

$V = A.L$

$V = 3.76 \text{ x } 10^{-5} m^3$

Por último la masa de cada álabe la determinamos con la siguiente ecuación

$$m = V.\delta$$

$m = 2{,}95 \text{ x } 10^{-4} Kg$

Conocida la masa se determina el momento de inercia de cada alabe, para ello es necesario el radio medio hacia el eje de giro, la figura 5.12 nos muestra dicho valor.

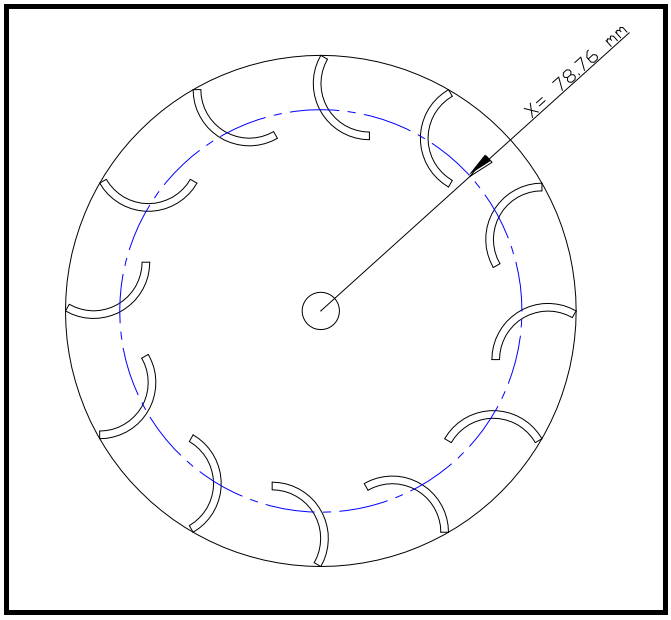


Figura 5.12 Radio medio al eje de giro

Con el radio, el número de álabes y la masa tenemos:

$Z = 12$ Número de álabes

$X = 78{,}76$ Radio de inercia de cada álabe

$I = m.X^2$ Momento de inercia de cada álabe

$I = 1.83 \; x \; 10^{-6} m^2.Kg$

El momento de inercia total lo encontramos aplicando la siguiente ecuación

$I_t = I \; x \; Z$

$I_t = 2.2 \text{ x } 10^{-5} m^2.Kg$

Conocida la aceleración y el momento se determina el torque inercial, mediante la siguiente fórmula:

$\tau = \alpha \times I$

$\alpha_r = 11.17 \frac{rad}{s^2}$ Aceleración angular

El torque inercial es:

$\tau_i = I_t \text{ x } \alpha_r$

$\tau_i = 2.46 \text{ x } 10^{-4}$ J

Se calcula el torque de diseño que se produce por la fuerza máxima de la columna de agua sobre cada álabe, a eso se suma el torque inercial para hallar el espesor.

$\tau_i = 2.46 \text{ x } 10^{-4}$ JTorque inercial

$F = 3240$ N Fuerza de impacto sobre los álabes

$r_i = 6.5 \text{ x } 10^{-3}$m Radio donde se concentra el mayor esfuerzo

El diámetro interior del disco es:

$D_i = 2.r_i$

$D_i = 0.013$m

El diámetro exterior del disco es:

$D_e = 2.r_o$

$D_e = 0.2$m

El momento polar de inercia de la sección transversal del disco es:

$J = \frac{\pi}{32}.\left(D_e{}^4 - D_i{}^4\right)$

$J = 1.571\, x10^{-4} m^4$

El torque de diseño lo calculamos con la siguiente ecuación:

$\tau_d = F.r_i$

$\tau_d = 21.06$ N.m

Además calculamos el torque total incluido el coeficiente de perdidas por rozamiento que es el siguiente:

$\tau_t = 1.5(\tau_d + \tau_i)$

$\tau_t = 32{,}05$N.m

Esfuerzo cortante

$\sigma = \frac{\tau_t \text{ x } r_i}{J}$

$\sigma = 1.326\, x10^3 Pa$

El esfuerzo cortante total que soporta el disco será:

$\sigma_{total} = \sigma_{max} + \sigma$

$\sigma_{total} = 3.779\ x10^4 Pa$

Para calcular la relación de esfuerzos aplicamos la ecuación siguiente:

$R = u_s \frac{\sigma_{total}}{G}$

Donde

u_s=4 coeficiente se seguridad

G = 5070 x10^6Pa Modulo cortante del acero

$R = 2.98\ x10^{-5} m$

Por último el área mínima para soportar el esfuerzo la encontramos aplicando la siguiente fórmula

$A_{min} = 1m^2 . R$

$$A_{min} = 2.98\ x10^{-5} m^2$$

Encontrada el área el espesor mínimo para los discos laterales será:

$e_{min} = \frac{A_{min}}{2.\pi.r_i}$

$\boldsymbol{e_{min} = 0,01834m}$

$e_{min} = 1{,}834\ mm$

Los discos laterales a los cuales van acoplados los álabes según los cálculos el espesor mínimo que puede utilizarse es de 1,83mm, pero por proceso de construcción se ha utilizado un espesor mayor igual a 2.5mm para evitar deformaciones por efecto de soldadura en el momento del acoplamiento de los álabes.

Figura 5.13 Espesor de los discos

5.2.2.7 Peso de un álabe

De acuerdo a la ecuación 4.39

Pu=1.36$^{Kg}/_{m}$, L= 0,23 m

$$P_a = P_u * L(Kg) \gg P_a = 1{,}36 * 0{,}23 = 0{,}3128(Kg)$$

5.2.2.8 Peso total del rotor

De acuerdo a la ecuación 4.40

$$P_{tr} = Z * P_a + 75{,}963 * N_d * {D_e}^2(Kg) \gg P_{tr} = 12 * 0{,}3128 + 75{,}963 * 2 * 0.2^2 = 9{,}83\ (Kg)$$

5.2.2.9 Fuerza hidráulica sobre el álabe.

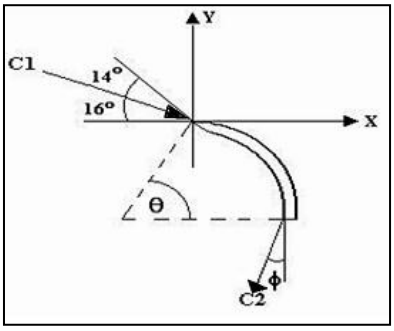


Figura4.10fuerzas que actúan sobre el álabe

$\phi = 15{,}5^0$ por tabla 4.3

$F_{hx} = 429{,}38 * Q_a * \sqrt{H} * (\cos 16^o - sen\phi)$

$F_{hx} = 429{,}38 * 0{,}0045 * \sqrt{2{,}5} * (\cos 16^o - sen15{,}5^o) = 2{,}12\ Kgf$. Ecuación 4.41

$F_{hy} = 429{,}38 * Q_a * \sqrt{H} * (sen16^o + cos\phi)$

$F_{hy} = 429{,}38 * 0{,}0045 * \sqrt{2{,}5} * (sen16^o + cos15{,}5^o) = 3{,}78\ Kgf$Ecuación 4.42

$F_{hr} = \sqrt{(F_{hx})^2 + (F_{hy})^2} \gg F_{hr} = \sqrt{(1.178)^2 + (2.103)^2} = 4{,}33\ Kgf$Ecuación 4.43

5.2.2.10 Fuerza centrifuga sobre el álabe

La fuerza centrifuga sobre el álabe puede calcularse de la siguiente manera:

De acuerdo a la ecuación 4.44

$$F_c = 0{,}895.\frac{P_a * H}{D_e}(Kgf) \gg F_c = 0{,}895 * \frac{0{,}3128 * 2.5}{0{,}2} = 3{,}495(Kgf)$$

5.2.2.11 Fuerza total sobre el álabe

Composición de fuerzas sobre el álabe

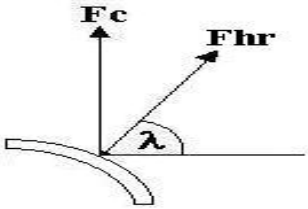


Figura4.11 Fuerzas totales sobre el alabe

De acuerdo a la ecuación 4.45

$$R_x = F_{hr} * cosn\lambda \gg R_x = 4{,}33 * cos29{,}75º = 3{,}759\ Kgf$$

De acuerdo a la ecuación 4.46

$$R_y = F_{hr} * sen\lambda\ + \mathrm{F_c} \gg R_y = 4{,}33 * sen\ 29{,}75º\ + 3{,}49 = 5{,}64\ \mathrm{Kgf}$$

De acuerdo a la ecuación 4.47

$$R_T = \sqrt{(R_x)^2 + \left(R_y\right)^2} \gg R_T = \sqrt{(3.76)^2 + (5{,}64)^2} = 6{,}77\ Kgf.$$

5.2.2.12 Momento flector máximo sobre el álabe

De acuerdo a la ecuación 4.59

$$M = \frac{R_T * B_{rc}}{12}(Kgf - cm) \gg M = \frac{6{,}77 * 22{,}164}{12} = 12{,}97\ (Kgf - cm)$$

5.2.2.13 Esfuerzo máximo en el álabe

Donde el límite de fluencia del material A36 es de $2\ 400\ {}^{Kg}/_{cm^2}$

De acuerdo a la ecuación 4.60

$$\sigma = \frac{M}{W_a}\left({}^{Kgf}/_{cm^2}\right) \gg \sigma = \frac{12{,}97}{0{,}0205} = 631{,}45\ \left({}^{Kgf}/_{cm^2}\right)$$

$$Wa = \frac{0{,}39 * (e_a)^2 * b_a}{6}(m^3) \gg Wa = \frac{0{,}39 * (0{,}002)^2 * 0{,}079}{6}$$

$$Wa = 0{,}0000000205\ (m^3)$$

De acuerdo a la ecuación 4.61

$$\sigma \leq \frac{2\ 400}{f_s} \gg 281{,}95\ {}^{Kg}/_{cm^2} \leq \frac{2\ 400}{2}\ {}^{Kg}/_{cm^2}$$

$$631{,}45\ {}^{Kg}/_{cm^2} \leq 1200\ {}^{Kg}/_{cm^2}$$

4.2.2.14 Plancha del Inyector

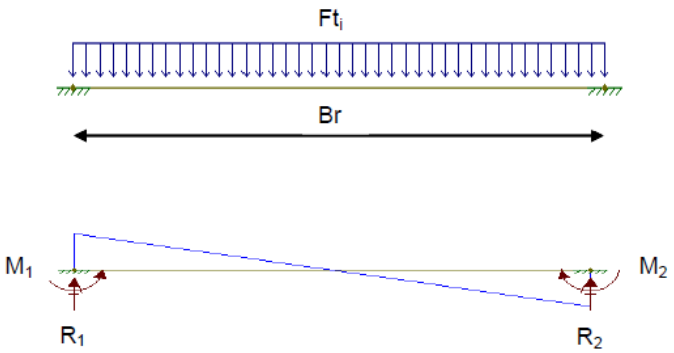


Figura 4.17 Cargas sobre la plancha del inyector

De acuerdo a la ecuación 4.62

$$F_{ti} = 390 * De * H_{max} * Br$$

$$F_{ti} = 390 * 0{,}2 * 2.5 * 0{,}25 = \mathbf{48{,}75Kgf}$$

El momento máximo en el inyectorde acuerdo a la ecuación 4.63 será:

$$M_i = \frac{F_{ti} * Br}{12}$$

$$M_i = \frac{48{,}75 * 0{,}25}{12} = \mathbf{1{,}02\ \ Kgf - m}$$

El esfuerzo máximo según la ecuación 4.64 será:

$$G_i = \frac{M_i}{W_i}$$

$$G_i = \frac{102Kgf - cm}{0{,}117cm^3} = 871{,}79\frac{Kg}{cm^2}$$

Según laecuación 4.65

$$W_i = \frac{0{,}39 * (e_i)^2 * De}{6},$$

$$W_i = \frac{0{,}39 * (0{,}003)^2 * 0{,}2}{6} = 0{,}00000012.m^3$$

Para la comprobación del espesor de la plancha del inyector, deberá cumplirse la relación de acuerdo a la Ecuación 4.66:

$$G_i \leq \frac{G_f}{2}$$

$$871{,}79 \leq \frac{2400}{2} \; Donde \qquad 871{,}79 \leq 1200$$

Donde podemos concluir que el esfuerzo máximo sobre el inyector es menor que el de limite del material por cuanto el espesor escogido es el adecuado**.**

5.2.2.15 Diseño del eje del rotor

Cálculo del diámetro del eje de sección maciza.

Para el diseño del eje del rotor se hace uso del diagrama de fuerzas que actúan sobre este:

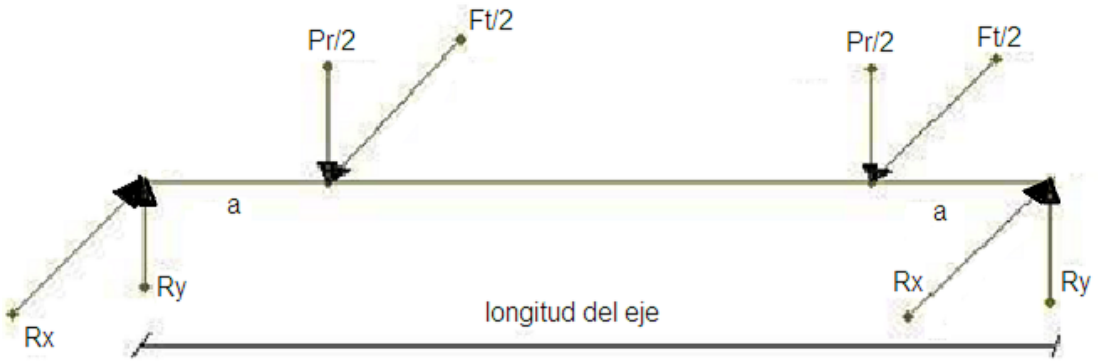


Fig. **4.18** Diagrama de fuerzas que actúan sobre el eje del rotor

5.2.2.16 Momento torsor máximo sobre el eje

De acuerdo a la ecuación 4.68

$T_{max} = 974\frac{PT}{n} \gg T_{max} = 974\frac{0.156}{310.532}$ = 0.49 Kgf -m

5.2.2.17 Momento flector máximo sobre el eje

De acuerdo a la ecuación 4.69

$$M_{max} = \sqrt{(M_x)^2 + (M_y)^2} \gg M_{max} = \sqrt{(0.147)^2 + (0.428)^2} = 0.452 Kgf/m$$

De acuerdo a la ecuación 4.70

$$M_x = F_t * \frac{a}{2} \gg M_x = 4.893 * \frac{0.060}{2} = 0{,}147 Kgf/m$$

De acuerdo a la ecuación 4.71

$$M_y = Ptr * \frac{a}{2} \gg M_y = 14.261 * \frac{0{,}060}{2} = 0{,}428 Kgf/m$$

De acuerdo a la ecuación 4.72

$$F_t = 1948 * \frac{PT}{n * De} \gg F_r = 1948 * \frac{0{,}156}{310.532 * 0{,}2} = 4.893\ Kgf$$

5.2.2.18 Momento equivalente

Para que la estructura esté siempre en condiciones elásticas y no exista la posibilidad de deformaciones permanentes, la tensión de trabajo o **tensión admisible** debe adoptarse por debajo del límite de proporcionalidad. Se toma como tensión admisible del material, la tensión de fluencia dividida por un coeficiente de seguridad. Tomando un coeficiente de seguridad = 1,5

Ka = Factor de flexión 1,5

Kt = Factor de torsión 1

De acuerdo a la ecuación 4.73

$$M_{equi} = \sqrt{(K_a * M_{max})^2 + (K_T * T_{max})^2}$$

$$M_{equi} = \sqrt{(1.5 * 0.452)^2 + (1 * 0.49)^2} = 0{,}832 \text{ Kgf-m}$$

Utilizamos estos valores de flexión y torsión para proteger el rotor de cualquier deformación tanto a la flexión por la fuerza de caída del agua como a la torsión por la fuerza realizada al seguir fluyendo el agua, mientras es detenido el giro del rotor con nuestro sistema de frenado.

Sabiendo que:

$$0{,}1 * d^3 = \frac{M_{eq}}{\sigma_{adm.flex}},$$

Determinación de la tensión admisible a la flexión,

σ_{res}del acero SAE 1040 = 4200 Kgf/cm^2.Por tabla 1(ver anexo 7)

$$\sigma_{adm.flex} = 0{,}1\sigma_{res}$$

$$\sigma_{adm.flex} = 0{,}1(4200)$$

$$\sigma_{adm.flex} = 420\ Kgf/cm^2$$

Cálculo del diámetro del eje según la ecuación 4.74.

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{eq}}{0{,}1 * \sigma_{adm.\,flex}}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{83{,}4}{0{,}1 * (420)}}$$

$$d = 1{,}25 \text{ cm.}$$

El modelo fue construido con un eje de ½ pulg. = 1.27cm ya que se tomó en cuenta diversos aspectos como tensión a la flexión, torsión y aumento de peso del rotor debido a sus dimensiones.

5.2.2.19 Transmisión de potencia mediante polea –correa

Partimos de la potencia de la turbina de 0,155 hp con una frecuencia de giro de 262rpm, en base a estos datos se establece la sección adecuada de la banda que es***tipo A***según el diagrama 4.1.

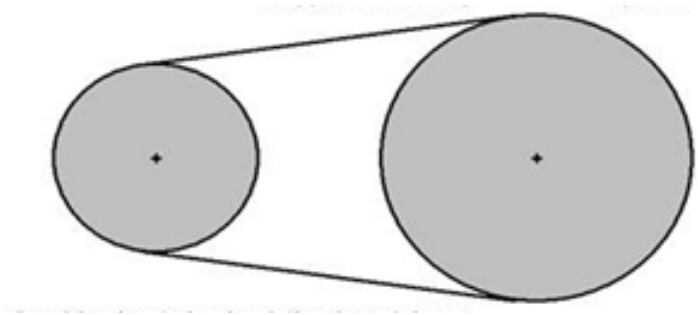


Fig. **4.9**Sistema de transmisión

5.2.2.20Selección de los diámetros de las poleas.

Como necesitamos elevar el número de revoluciones en el eje del dínamo, para lo cual conociendo el número de revoluciones del eje de la turbina podemos asumir el diámetro de las poleas tanto mayor como menor respectivamente:

$i = \frac{d_1}{d_2}$

d_1= diámetro de la polea mayor 302,4 mm.

d_2 =diámetro de la polea menor 50mm.

n_1 = numero de revoluciones de la polea mayor 242 rpm.

n_2 = numero de revoluciones de la polea menor 1452 rpm.

i = relación de transmisión 6.

PT = potencia en el eje de la turbina 0,155 (hp).

5.2.2.21Cálculo de la velocidad de la correa V.

Según la ecuación 4.77

$$V = \frac{\pi dn}{6000} = \frac{3{,}14\ x\ 30{,}48\ x\ 242}{6000} = 3{,}86\ {}^{m}/_{s}$$

Donde:

V_{max} ⟶ hasta 30 m/s para correa de perfil normal.

5.2.2.22Cálculo de la longitud de la correa Lp y la distancia entre centros de poleas.

5.2.2.22.1Cálculo de la distancia entre ejes.

Distancia mínima.

Según la ecuación 4.78

$a_{mín}$= 0,55(d_1+d_2)+To

a_{min}=0,55(30,24+5,04) +6 =**25,4cm**

Distancia máxima.

Según la ecuación4.79

$a_{máx}$= d_1 + d_2

$a_{máx}$ =30,24+5,04 = **35,44cm**

Distanciamedia.

Según la ecuación 4.80

$a_{med}=\frac{a_{mín}+a_{máx}}{2} = \frac{25{,}4+35{,}44}{2}$

a_{med}=**30,4cm**

5.2.2.22.2 Largo de la banda.

De acuerdo a la ecuación 4.81

$$Lp = 2a_{med} + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 * a_{med}}$$

$Lp = 2(30{,}4) + \frac{3{,}14}{2}(30{,}24 + 5{,}04) + \frac{(5{,}04-30{,}24)^2}{4*30{,}4} = \mathbf{121{,}3cm}$Valor normalizado.

5.2.2.23 Ángulo de abrazamiento de la polea menor.

Según la ecuación 4.82

$$\alpha = 180 - 57\left(\frac{d_1 - d_2}{a_{med}}\right)$$

$$\alpha = 180 - 57\left(\frac{30{,}24 - 5{,}04}{30{,}4}\right) = 113{,}85^{\mathbf{0}}$$

5.2.2.24 El ángulo de contacto

Esta dado por la ecuación 4.83

$$\cos\psi = \frac{r_1 - r_2}{c} = \frac{15{,}12 - 2{,}52}{30{,}4} = 0{,}414$$

ψ =65,51° donde 2ψ=131,2°

De acuerdo a la tabla 4.6 y según el ángulo 2ψ la razón $\frac{T_1}{T_2} = 3{,}20$

5.2.2.25 Fuerza Total en la correa

Según la ecuación 4.84

$$F = T_1 + T_b + T_c$$

$$F = 4{,}37Kg + 8{,}3Kg + 0{,}14Kg$$

$F = 12{,}81Kg$

T_1 se halla en la ecuación 4.85 de la potencia

$$hp = \frac{(T_1 - T_2)V}{75}$$

$$T_2 = 0{,}37T_1$$

$$T_1 - T_2 = \frac{75 \text{ x hp}}{V}$$

$T_1 - 0{,}31T_1 = \frac{75 \text{ x } 0{,}155}{3{,}86}$

$T_1 = \frac{3{,}011}{0{,}68} = 4{,}37$ Kg

La fuerza de flexión T_b está dada por la ecuación 4.86

K_b =253 según la tabla 3 de anexo 7

$T_b = \frac{K_b}{d}$

$T_b = \frac{253}{30{,}48} = 8{,}3\ Kg$

La fuerza centrifuga T_c en kilogramos viene dada según la ecuación 4.87

K_c =0,987 según la tabla 3 de anexo 7

$T_c = K_c \frac{V^2}{100}$

$$T_c = 0{,}987\frac{(3{,}86)^2}{100} = 0{,}147g$$

CAPITULO VI

6.1 RESULTADOS

Debemos saber que para lograr la obtención de datos, a la turbina se le implemento un sistema de frenado el cual consiste en una palanca la cual se encarga de reducir el número de revoluciones del rotor a medida que se le aumenta carga, en la figura 6.1 podemos ver dicho sistema.

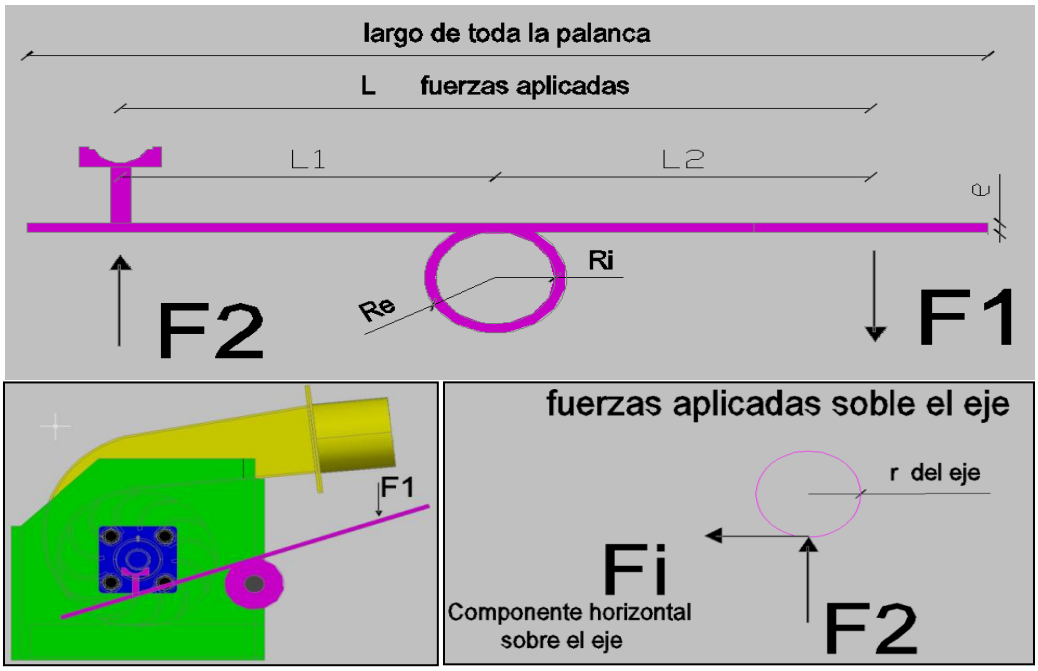


Figura 6.1 sistema de frenado

Turbina, archivos AUTOCAD. (Anexo 3)

El sistema de frenado acoplado en nuestro diseño fue construido con el objetivo de encontrar la potencia generada por la turbina, dicho freno tiene un largo total de 41cm, y una longitud (L) de 32cm en la que se aplica las fuerzas (F1 y F2) las cuales equidistan del centro, por lo tanto tenemos que L1 = L/2 y L2 =L/2, por semejanza podemos decir que L1=L2 y que F1=F2.La fuerza que se plica al eje (F2) nos permite hallar la componente horizontal (Fi) sobre el mismo, sabiendo el valor del radio del eje (r) podemos encontrar el torque (T),valor que nos permite obtener la potencia mecánica de la turbina (Ps).

Es importante mencionar que la carga aplicada (F1) fue pesada con anterioridad antes de colocarla en nuestro diseño de freno (palanca).

Además describimos el procedimiento (formulas) utilizado para obtener los valores de rendimiento para la turbina de acuerdo al caudal, la caída de agua y la fuerza aplicada mediante nuestro sistema de frenado.

- $w = {rpm * \pi}/{30}$**w** velocidad angular en (rad/seg)
- $F = 4{,}448\ x\ F(lib)$**F** Fuerza aplicada en (newton)
- $fi = F * 0{,}56$**fi** Componente de fuerza horizontal sobre el eje del rotor en (N)
- $T = fi\ x\ r$**T** Torque en (N.m)
- $Ps = T\ x\ w$**Ps** Potencia de salida en (watios)
- $Pe = Q\ x\ H\ x\ p_{esp}$**Pe**Potencia de entrada en (watios)
- $n = \left({P_s}/{P_e}\right) x100$**n** rendimiento (%)

Donde:

Q es el caudal en (lit/seg), **H** la altura en (m), **r** el radio del eje del rotor en (m)

$\mathbf{p_{esp}}$ es el valor de la gravedad

Tablas de resultados

A continuación en la siguiente tabla exponemos los cálculos realizados únicamente con el rotor de 12 álabes de acero inoxidable, el cual fue más eficiente que los otros 4 rotores, experiencias y datos los cuales validan el proceso investigativo de ésta tesis, justificamos esta aseveración mediante los valores de voltaje obtenidos con cada rotor (anexo 6).

Las primeras 6 columnas contienen valores obtenidos mediante recolección de datos como numero de experiencias, apertura, altura (m), caudal utilizado para las pruebas (lit/s), numero de revoluciones (rpm) y la fuerza aplicada (N), la séptima columna muestra el valor calculado de la componente horizontal sobre el eje del rotorla cual se la encuentra utilizando el coeficiente de rozamiento entre el metal y el caucho (0.56), sabiendo el radio del eje ubicado en la siguiente columna obtenemos el torque (N.m) y gracias a este dato la potencia de salida o mecánica de la turbina (W), para luego encontrar el valor de la eficiencia al dividir la potencia de salida para la potencia hidráulica.

Como se dijo anteriormente esta tabla únicamente es para el rotor de doce álabes ya que con este se logró obtener el rendimiento más alto lo cual podemos observar en la última columna y sexta fila de pruebas realizadas, siempre a máxima apertura de caudal.

Tabla Nº 6.1valores obtenidos mediante las prácticas.

Nro	Aper.	Hn (neta)	Q	w		F		Fi	r	T=fi*r	Ps= T*w	Pe= Q * Hn * p esp	n = Ps/Pe
	%	m	lit/seg	rpm	rad/seg	lb	N	N	m	N m	W	W	
1	100	1,5	13	260	27,2272	0	0	0	0,013	0	0	191,295	0,00
2	100		13	253	26,4942	20	89	49,84		0,633	16,77	191,295	8,77
3	100		13	245	25,6564	45	200,3	112,1		1,4242	36,54	191,295	19,10
4	100		13	219	22,9337	65	289,3	162		2,0572	47,18	191,295	24,66
5	100		13	190	19,8968	80	356	199,4		2,5319	50,38	191,295	26,33
6	100		13	158	16,5458	100	445	249,2		3,1648	52,36	191,295	27,37
7	100		13	116	12,1475	135	600,8	336,4		4,2725	51,90	191,295	27,13
8	100		13	87	9,11064	155	689,8	386,3		4,9055	44,69	191,295	23,36
9	100		13	45	4,7124	175	778,8	436,1		5,5385	26,10	191,295	13,64
10	100		13	0	0	190	845,5	473,5		6,0132	0,00	191,295	0,00
1	85	1,5	11	238	24,9234	0	0	0	0,013	0	0,00	161,865	0,00
2	85		11	225	23,562	20	89	49,84		0,633	14,91	161,865	9,21
3	85		11	202	21,1534	45	200,3	112,1		1,4242	30,13	161,865	18,61

4	85		11	165	17,2788	65	289,3	162		2,0572	35,55	161,865	21,96
5	85		11	102	10,6814	80	356	199,4		2,5319	27,04	161,865	16,71
6	85		11	56	5,86432	110	489,5	274,1		3,4813	20,42	161,865	12,61
7	85		11	32	3,35104	111	494	276,6		3,513	11,77	161,865	7,27
8	85		11	0	0	150	667,5	373,8		4,7473	0,00	161,865	0,00
1	54	1,5	7	190	19,8968	0	0	0	0,013	0	0,00	103,005	0,00
2	54		7	148	15,4986	20	89	49,84		0,633	9,81	103,005	9,52
3	54		7	78	8,16816	45	200,3	112,1		1,4242	11,63	103,005	11,29
4	54		7	32	3,35104	65	289,3	162		2,0572	6,89	103,005	6,69
5	54		7	0	0	80	356	199,4		2,5319	0,00	103,005	0,00
1	23	1,5	3	90	9,4248	0	0	0	0,013	0	0,00	44,145	0,00
2	23		3	42	4,39824	20	89	49,84		0,633	2,78	44,145	6,31
3	23		3	20	2,0944	45	200,3	112,1		1,4242	2,98	44,145	6,76
4	23		3	5	0,5236	65	289,3	162		2,0572	1,08	44,145	2,44
5	23		3	0	0	80	356	199,4		2,5319	0,00	44,145	0,00

En la siguiente tabla tenemos los valores para turbinas semejantes, la primera columna nos muestra un valor de altura al azar, la segunda columna indica valores de caudal con los cuales debe funcionar la turbina a cada altura de la columna anterior, en la columna número tres tenemos los valores de revoluciones los cuales según las leyes de semejanza depende de las alturas, la cuarta columna nos indica el torque, las dos columnas siguientes contienen la potencia mecánica de la turbina (W y CV), la columna número siete nos muestra la potencia de entrada, es decir la potencia hidráulica, la penúltima columna detalla los valores de rendimiento los cuales es constante para todas las pruebas ya que son turbinas semejantes, la última columna nos está mostrando los valores de velocidad específica.

A continuación señalamos las fórmulasutilizadas para poder encontrar los valores que se muestra en las tablas de leyes de semejanza.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{H_2}}\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{H_2}}\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{H_1}{H_2}\right)^{\frac{3}{2}} n_s = n * (Nu)^{\frac{1}{2}} * H^{-\frac{5}{4}}$$

Tabla No 6.2valores obtenidos mediante leyes de semejanza.

H2	Q2	w2	T2	Ps2		Pe2	n (%)	ns1
(m)	(lit/seg)	(rpm)	(N m)	W	CV	(W)		
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	Indet.	Indet.
0,10	3,36	40,80	0,02	0,90	0,00	3,29	27,37	25,39
0,20	4,75	57,69	0,04	2,55	0,00	9,31	27,37	25,39
0,30	5,81	70,66	0,07	4,68	0,01	17,11	27,37	25,39
0,40	6,71	81,59	0,09	7,21	0,01	26,34	27,37	25,39
0,50	7,51	91,22	0,11	10,08	0,01	36,81	27,37	25,39
0,60	8,22	99,93	0,13	13,25	0,02	48,39	27,37	25,39
0,70	8,88	107,93	0,15	16,69	0,02	60,98	27,37	25,39
0,80	9,49	115,39	0,18	20,40	0,03	74,51	27,37	25,39
0,90	10,07	122,39	0,20	24,34	0,03	88,91	27,37	25,39
1,00	10,61	129,01	0,22	28,50	0,04	104,13	27,37	25,39
1,10	11,13	135,30	0,24	32,88	0,04	120,13	27,37	25,39
1,20	11,63	141,32	0,27	37,47	0,05	136,88	27,37	25,39
1,30	12,10	147,09	0,29	42,25	0,06	154,34	27,37	25,39
1,40	12,56	152,64	0,31	47,22	0,06	172,49	27,37	25,39

1,50	13,00	158,00	0,33	52,36	0,07	191,30	27,37	25,39
1,60	13,43	163,18	0,35	57,69	0,08	210,74	27,37	25,39
1,70	13,84	168,20	0,38	63,18	0,09	230,80	27,37	25,39
1,80	14,24	173,08	0,40	68,83	0,09	251,46	27,37	25,39
1,90	14,63	177,82	0,42	74,65	0,10	272,71	27,37	25,39
2,00	15,01	182,44	0,44	80,62	0,11	294,52	27,37	25,39
2,10	15,38	186,95	0,46	86,74	0,12	316,88	27,37	25,39
2,20	15,74	191,35	0,49	93,01	0,13	339,78	27,37	25,39
2,30	16,10	195,65	0,51	99,42	0,14	363,21	27,37	25,39
2,40	16,44	199,86	0,53	105,98	0,14	387,15	27,37	25,39
2,50	16,78	203,98	0,55	112,67	0,15	411,60	27,37	25,39
2,60	17,12	208,02	0,57	119,50	0,16	436,54	27,37	25,39
2,70	17,44	211,98	0,60	126,46	0,17	461,97	27,37	25,39
2,80	17,76	215,87	0,62	133,55	0,18	487,87	27,37	25,39
2,90	18,08	219,69	0,64	140,76	0,19	514,24	27,37	25,39
3,00	18,38	223,45	0,66	148,11	0,20	541,06	27,37	25,39
3,10	18,69	227,14	0,68	155,57	0,21	568,34	27,37	25,39
3,20	18,99	230,77	0,71	163,16	0,22	596,06	27,37	25,39
3,30	19,28	234,35	0,73	170,87	0,23	624,22	27,37	25,39
3,40	19,57	237,88	0,75	178,70	0,24	652,81	27,37	25,39
3,50	19,86	241,35	0,77	186,64	0,25	681,82	27,37	25,39
3,60	20,14	244,77	0,80	194,69	0,26	711,25	27,37	25,39
3,70	20,42	248,15	0,82	202,86	0,28	741,09	27,37	25,39
3,80	20,69	251,48	0,84	211,14	0,29	771,33	27,37	25,39
3,90	20,96	254,77	0,86	219,53	0,30	801,98	27,37	25,39
4,00	21,23	258,01	0,88	228,03	0,31	833,02	27,37	25,39
4,10	21,49	261,22	0,91	236,63	0,32	864,46	27,37	25,39
4,20	21,75	264,38	0,93	245,34	0,33	896,27	27,37	25,39
4,30	22,01	267,51	0,95	254,16	0,35	928,47	27,37	25,39
4,40	22,27	270,61	0,97	263,07	0,36	961,05	27,37	25,39
4,50	22,52	273,66	0,99	272,09	0,37	994,00	27,37	25,39
4,60	22,77	276,69	1,02	281,21	0,38	1027,31	27,37	25,39
4,70	23,01	279,68	1,04	290,43	0,39	1061,00	27,37	25,39
4,80	23,26	282,64	1,06	299,75	0,41	1095,04	27,37	25,39
4,90	23,50	285,57	1,08	309,16	0,42	1129,43	27,37	25,39
5,00	23,73	288,47	1,10	318,68	0,43	1164,18	27,37	25,39

Partiendo de la tabla 6.1 se puede construir la curva característica de Ps =f(w) para diferentes aperturas

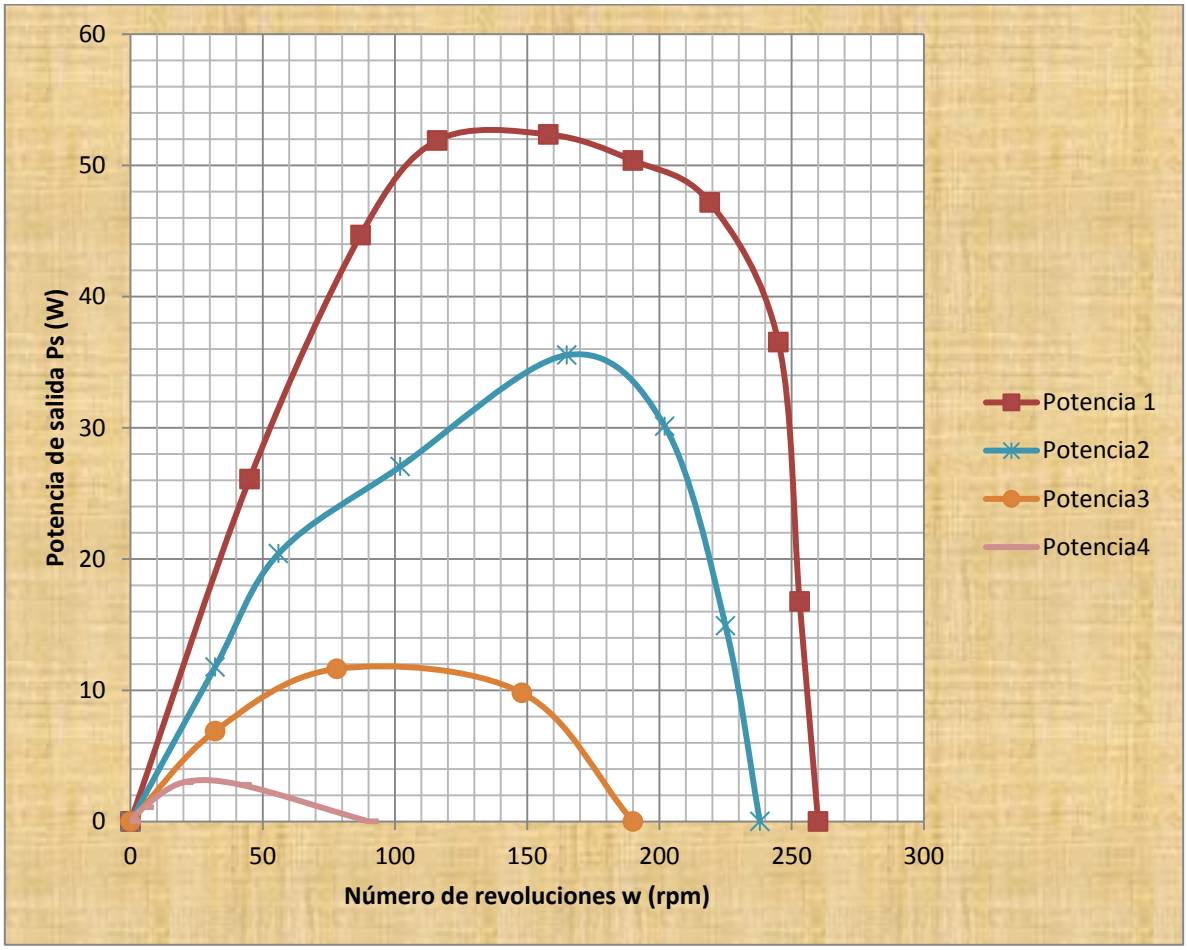


Figura 6.2 Potencia mecánica (Ps) en función del número de revoluciones (w), Ps=f(w), caída de agua 1.5m.

La figura 6.2 muestra las curvas de potencia de acuerdo al rotor de acero inoxidable de 12 álabes (espesor 2mm), discos laterales 200mm de diámetro (espesor 2.5mm), peso reducido.

Potencia 1 con una apertura del 100% (13 l/s)

Potencia 2 con una apertura del 85% (11 l/s)

Potencia 3 con una apertura del 54% (7 l/s)

Potencia 4 con una apertura del 23% (3 l/s)

En la siguiente tabla 6.3 tenemos los datos obtenidos con el rotor de 12 alabes de acero inoxidable (peso reducido)

Tabla 6.3 rendimiento de la turbina.

Nro	Aper.	Hn (neta)	Q	w		F		fi	r	T=fi*r	Ps= T*w	Pe= Q * Hn * p esp	n = Ps/Pe
	%	m	lit/seg	rpm	rad/seg	lb	N	N	m	N m	W	W	
1	77	2,5	10	350	36,652	0	0	0	0,013	0	0	245,25	0,00
2	77		10	335	35,0812	20	89	49,84		0,633	22,21	245,25	9,05
3	77		10	320	33,5104	40	178	99,68		1,2659	42,42	245,25	17,30
4	77		10	305	31,9396	60	267	149,5		1,8989	60,65	245,25	24,73
5	77		10	295	30,8924	80	356	199,4		2,5319	78,22	245,25	31,89
6	77		10	286	29,9499	100	445	249,2		3,1648	94,79	245,25	38,65
7	77		10	273	28,5886	130	578,5	324		4,1143	117,62	245,25	47,96
8	77		10	262	27,4366	140	623	348,9		4,4308	121,57	245,25	49,57
9	77		10	218	22,829	150	667,5	373,8		4,7473	108,38	245,25	44,19
10	77		10	130	13,6136	175	778,8	436,1		5,5385	75,40	245,25	30,74
11	77		10	60	6,2832	170	756,5	423,6		5,3802	33,81	245,25	13,78
12	77		10	15	1,5708	180	801	448,6		5,6967	8,95	245,25	3,65
1	54	2,5	7	250	26,18	0	0	0	0,013	0	0,00	171,675	0,00
2	54		7	232	24,295	35	155,8	87,22		1,1077	26,91	171,675	15,68
3	54		7	225	23,562	45	200,3	112,1		1,4242	33,56	171,675	19,55
4	54		7	200	20,944	75	333,8	186,9		2,3736	49,71	171,675	28,96

5	54		7	150	15,708	90	400,5	224,3		2,8484	44,74	171,675	26,06
6	54		7	75	7,854	120	534	299		3,7978	29,83	171,675	17,37
7	54		7	45	4,7124	145	645,3	361,3		4,589	21,63	171,675	12,60
8	54		7	33	3,45576	155	689,8	386,3		4,9055	16,95	171,675	9,87
9	54		7	12	1,25664	165	734,3	411,2		5,222	6,56	171,675	3,82
1	30	2,5	4	155	16,2316	0	0	0	0,013	0	0,00	98,1	0,00
2	30		4	138	14,4514	10	44,5	24,92		0,3165	4,57	98,1	4,66
3	30		4	112	11,7286	25	111,3	62,3		0,7912	9,28	98,1	9,46
4	30		4	54	5,65488	45	200,3	112,1		1,4242	8,05	98,1	8,21
5	30		4	6	0,62832	60	267	149,5		1,8989	1,19	98,1	1,22
1	8	2,5	1	78	8,16816	0	0	0	0,013	0	0,00	24,525	0,00
2	8		1	54	5,65488	4	17,8	9,968		0,1266	0,72	24,525	2,92
3	8		1	30	3,1416	14	62,3	34,89		0,4431	1,39	24,525	5,68
4	8		1	12	1,25664	28	124,6	69,78		0,8862	1,11	24,525	4,54
5	8		1	0	0	45	200,3	112,1		1,4242	0,00	24,525	0,00

A partir de los datos obtenidos en la tabla 6.3 se realizan los cálculos de turbinas semejantes, es decir obtener el mismo rendimiento con diferentes valores de caudal y altura.

Tabla 6.4 leyes de semejanza de la tabla 6.3.

H2	Q2	w2	T2	Ps2		Pe2	n	ns1
(m)	(lit/seg)	(rpm)	(N m)	W	CV	(W)	(%)	
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	Indeter.	Indeter.
0,10	2,00	52,40	0,02	0,97	0,00	1,96	49,57	33,87
0,20	2,83	74,10	0,04	2,75	0,00	5,55	49,57	33,87
0,30	3,46	90,76	0,06	5,05	0,01	10,19	49,57	33,87
0,40	4,00	104,80	0,07	7,78	0,01	15,70	49,57	33,87
0,50	4,47	117,17	0,09	10,87	0,01	21,94	49,57	33,87
0,60	4,90	128,35	0,11	14,29	0,02	28,84	49,57	33,87
0,70	5,29	138,64	0,13	18,01	0,02	36,34	49,57	33,87
0,80	5,66	148,21	0,15	22,01	0,03	44,39	49,57	33,87
0,90	6,00	157,20	0,17	26,26	0,04	52,97	49,57	33,87
1,00	6,32	165,70	0,19	30,76	0,04	62,04	49,57	33,87
1,10	6,63	173,79	0,20	35,48	0,05	71,58	49,57	33,87
1,20	6,93	181,52	0,22	40,43	0,05	81,56	49,57	33,87
1,30	7,21	188,93	0,24	45,59	0,06	91,96	49,57	33,87
1,40	7,48	196,06	0,26	50,95	0,07	102,78	49,57	33,87
1,50	7,75	202,94	0,28	56,50	0,08	113,98	49,57	33,87
1,60	8,00	209,60	0,30	62,24	0,08	125,57	49,57	33,87
1,70	8,25	216,05	0,32	68,17	0,09	137,52	49,57	33,87
1,80	8,49	222,31	0,33	74,27	0,10	149,83	49,57	33,87
1,90	8,72	228,41	0,35	80,55	0,11	162,49	49,57	33,87
2,00	8,94	234,34	0,37	86,99	0,12	175,49	49,57	33,87
2,10	9,17	240,13	0,39	93,59	0,13	188,81	49,57	33,87
2,20	9,38	245,78	0,41	100,36	0,14	202,46	49,57	33,87
2,30	9,59	251,30	0,43	107,28	0,15	216,42	49,57	33,87
2,40	9,80	256,71	0,45	114,35	0,16	230,68	49,57	33,87
2,50	10,00	262,00	0,46	121,57	0,17	245,25	49,57	33,87
2,60	10,20	267,19	0,48	128,94	0,18	260,11	49,57	33,87
2,70	10,39	272,28	0,50	136,45	0,19	275,26	49,57	33,87
2,80	10,58	277,27	0,52	144,10	0,20	290,69	49,57	33,87
2,90	10,77	282,18	0,54	151,89	0,21	306,41	49,57	33,87
3,00	10,95	287,01	0,56	159,81	0,22	322,39	49,57	33,87

3,10	11,14	291,75	0,58	167,87	0,23	338,64	49,57	33,87
3,20	11,31	296,42	0,59	176,05	0,24	355,16	49,57	33,87
3,30	11,49	301,02	0,61	184,37	0,25	371,94	49,57	33,87
3,40	11,66	305,54	0,63	192,82	0,26	388,97	49,57	33,87
3,50	11,83	310,00	0,65	201,38	0,27	406,26	49,57	33,87
3,60	12,00	314,40	0,67	210,08	0,29	423,79	49,57	33,87
3,70	12,17	318,74	0,69	218,89	0,30	441,57	49,57	33,87
3,80	12,33	323,02	0,71	227,82	0,31	459,59	49,57	33,87
3,90	12,49	327,24	0,72	236,88	0,32	477,85	49,57	33,87
4,00	12,65	331,41	0,74	246,04	0,33	496,35	49,57	33,87
4,10	12,81	335,52	0,76	255,33	0,35	515,08	49,57	33,87
4,20	12,96	339,59	0,78	264,73	0,36	534,04	49,57	33,87
4,30	13,11	343,61	0,80	274,24	0,37	553,22	49,57	33,87
4,40	13,27	347,58	0,82	283,86	0,39	572,64	49,57	33,87
4,50	13,42	351,51	0,84	293,59	0,40	592,27	49,57	33,87
4,60	13,56	355,39	0,85	303,43	0,41	612,12	49,57	33,87
4,70	13,71	359,24	0,87	313,38	0,43	632,19	49,57	33,87
4,80	13,86	363,04	0,89	323,43	0,44	652,47	49,57	33,87
4,90	14,00	366,80	0,91	333,59	0,45	672,97	49,57	33,87
5,00	14,14	370,52	0,93	343,86	0,47	693,67	49,57	33,87

Partiendo de la tabla 6.3 se puede construir la curva característica de Ps =f(w) para diferentes aperturas

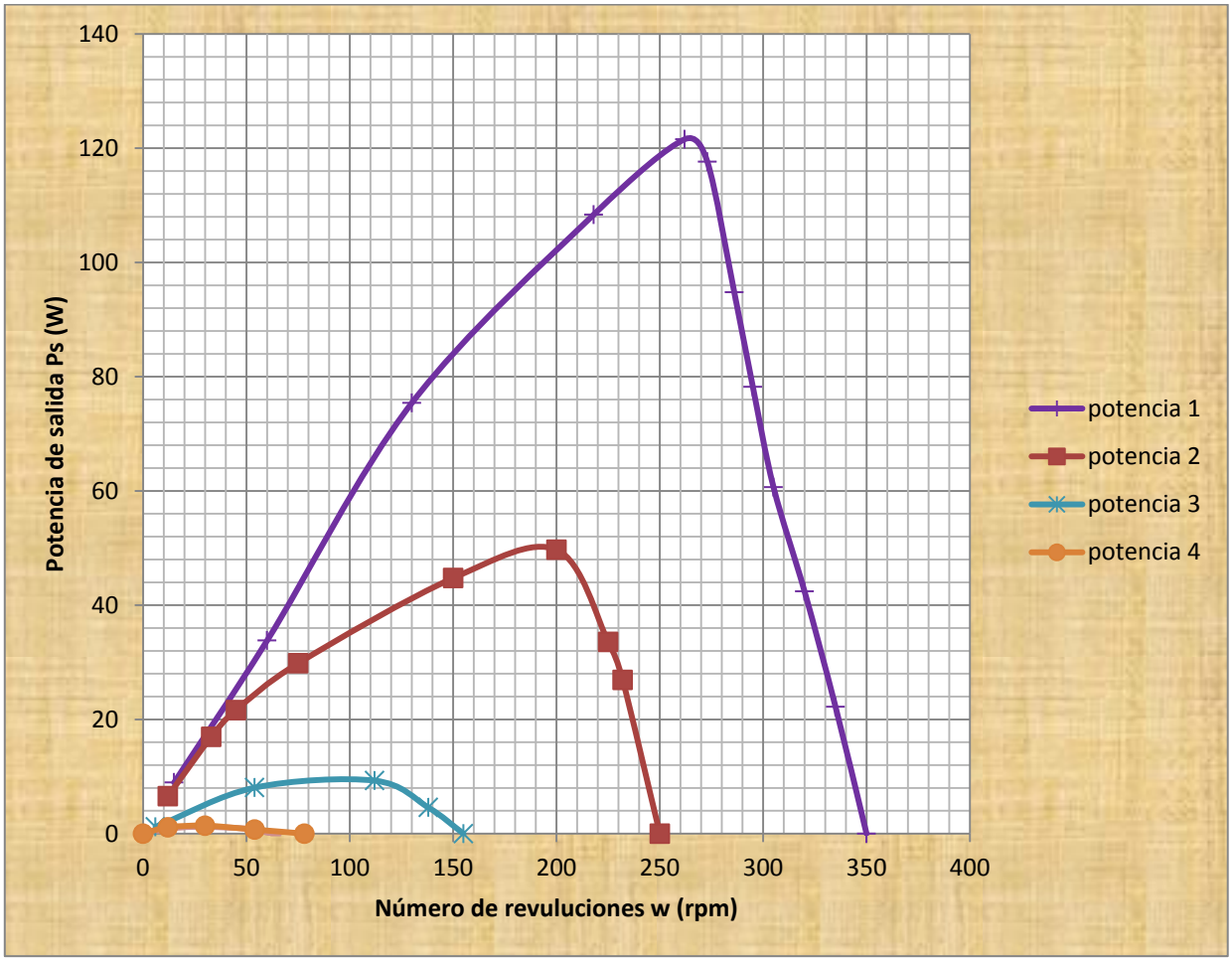


Figura 6.3 Potencia mecánica (Ps) en función del número de revoluciones (w), Ps=f(w), altura 2.5m

La figura 6.3 muestra las curvas de potencia de acuerdo al rotor de acero inoxidable de 12 álabes (espesor 2mm), discos laterales 200mm de diámetro (espesor 2.5mm), peso reducido.

Potencia 1 con una apertura del 77% (10 l/s)

Potencia 2 con una apertura del 54% (7 l/s)

Potencia 3 con una apertura del 30% (4 l/s)

Potencia 4 con una apertura del 8% (1 l/s)

La siguiente tabla 6.5 nos demuestra que al aumentar la altura disminuyendo el caudal el rendimiento en nuestro prototipo tiende a bajar.

Tabla 6.5 rendimiento de la turbina al aumentar altura.

Nro	Aper.	Hn (neta)	Q	w		F		fi	r	T=fi*r	Ps= T*w	Pe= Q * Hn * p esp	n = Ps/Pe
	%	m	lit/seg	rpm	rad/seg	lb	N	N	m	N m	W	W	
1	62	3	8	200	20,944	0	0	0	0,013	0	0	235,44	0,00
2	62		8	187	19,5826	50	222,5	124,6		1,5824	30,99	235,44	13,16
3	62		8	166	17,3835	75	333,8	186,9		2,3736	41,26	235,44	17,53
4	62		8	138	14,4514	100	445	249,2		3,1648	45,74	235,44	19,43
5	62		8	109	11,4145	125	556,3	311,5		3,9561	45,16	235,44	19,18
6	62		8	86	9,00592	145	645,3	361,3		4,589	41,33	235,44	17,55
7	62		8	65	6,8068	155	689,8	386,3		4,9055	33,39	235,44	14,18
8	62		8	47	4,92184	165	734,3	411,2		5,222	25,70	235,44	10,92
9	62		8	26	2,72272	175	778,8	436,1		5,5385	15,08	235,44	6,40
10	62		8	0	0	180	801	448,6		5,6967	0,00	235,44	0,00
1	46	3	6	152	15,9174	0	0	0	0,013	0	0,00	176,58	0,00
2	46		6	139	14,5561	30	133,5	74,76		0,9495	13,82	176,58	7,83
3	46		6	121	12,6711	50	222,5	124,6		1,5824	20,05	176,58	11,36
4	46		6	97	10,1578	75	333,8	186,9		2,3736	24,11	176,58	13,65
5	46		6	76	7,95872	100	445	249,2		3,1648	25,19	176,58	14,26
6	46		6	44	4,60768	125	556,3	311,5		3,9561	18,23	176,58	10,32
7	46		6	0	0	145	645,3	361,3		4,589	0,00	176,58	0,00

1	30	3	4	120	12,5664	0	0	0	0,013	0	0,00	117,72	0,00
2	30		4	92	9,63424	15	66,75	37,38		0,4747	4,57	117,72	3,89
3	30		4	73	7,64456	30	133,5	74,76		0,9495	7,26	117,72	6,17
4	30		4	40	4,1888	50	222,5	124,6		1,5824	6,63	117,72	5,63
5	30		4	0	0	75	333,8	186,9		2,3736	0,00	117,72	0,00
1	15	3	2	71	7,43512	0	0	0	0,013	0	0,00	58,86	0,00
2	15		2	62	6,49264	5	22,25	12,46		0,1582	1,03	58,86	1,75
3	15		2	33	3,45576	15	66,75	37,38		0,4747	1,64	58,86	2,79
4	15		2	15	1,5708	30	133,5	74,76		0,9495	1,49	58,86	2,53
5	15		2	0	0	50	222,5	124,6		1,5824	0,00	58,86	0,00

Se aplica el mismo procedimiento anterior para hallar los valores de la siguiente tabla sobre las leyes de semejanza

Tabla 6.6 leyes de semejanza de la tabla 6.5

H2 (m)	Q2 (lit/seg)	w2 (rpm)	T2 (N m)	Ps2		Pe2 (W)	n (%)	ns1
				W	CV			
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	Indet.	Indet.
0,10	1,46	25,20	0,01	0,28	0,00	1,43	19,43	8,71
0,20	2,07	35,63	0,02	0,79	0,00	4,05	19,43	8,71
0,30	2,53	43,64	0,03	1,45	0,00	7,45	19,43	8,71
0,40	2,92	50,39	0,04	2,23	0,00	11,46	19,43	8,71
0,50	3,27	56,34	0,06	3,11	0,00	16,02	19,43	8,71
0,60	3,58	61,72	0,07	4,09	0,01	21,06	19,43	8,71
0,70	3,86	66,66	0,08	5,15	0,01	26,54	19,43	8,71
0,80	4,13	71,26	0,09	6,30	0,01	32,42	19,43	8,71
0,90	4,38	75,59	0,10	7,52	0,01	38,69	19,43	8,71
1,00	4,62	79,67	0,11	8,80	0,01	45,31	19,43	8,71
1,10	4,84	83,56	0,12	10,15	0,01	52,27	19,43	8,71
1,20	5,06	87,28	0,13	11,57	0,02	59,56	19,43	8,71
1,30	5,27	90,84	0,14	13,05	0,02	67,16	19,43	8,71
1,40	5,47	94,27	0,15	14,58	0,02	75,06	19,43	8,71
1,50	5,66	97,58	0,17	16,17	0,02	83,24	19,43	8,71
1,60	5,84	100,78	0,18	17,81	0,02	91,70	19,43	8,71
1,70	6,02	103,88	0,19	19,51	0,03	100,43	19,43	8,71
1,80	6,20	106,89	0,20	21,26	0,03	109,42	19,43	8,71
1,90	6,37	109,82	0,21	23,05	0,03	118,67	19,43	8,71
2,00	6,53	112,68	0,22	24,90	0,03	128,16	19,43	8,71
2,10	6,69	115,46	0,23	26,79	0,04	137,89	19,43	8,71
2,20	6,85	118,18	0,24	28,72	0,04	147,85	19,43	8,71
2,30	7,00	120,83	0,25	30,70	0,04	158,05	19,43	8,71
2,40	7,16	123,43	0,27	32,73	0,04	168,47	19,43	8,71
2,50	7,30	125,98	0,28	34,79	0,05	179,11	19,43	8,71
2,60	7,45	128,47	0,29	36,90	0,05	189,96	19,43	8,71
2,70	7,59	130,92	0,30	39,05	0,05	201,02	19,43	8,71
2,80	7,73	133,32	0,31	41,24	0,06	212,29	19,43	8,71
2,90	7,87	135,68	0,32	43,47	0,06	223,77	19,43	8,71

3,00	8,00	138,00	0,33	45,74	0,06	235,44	19,43	8,71
3,10	8,13	140,28	0,34	48,04	0,07	247,31	19,43	8,71
3,20	8,26	142,53	0,35	50,38	0,07	259,37	19,43	8,71
3,30	8,39	144,74	0,36	52,76	0,07	271,62	19,43	8,71
3,40	8,52	146,91	0,38	55,18	0,07	284,06	19,43	8,71
3,50	8,64	149,06	0,39	57,63	0,08	296,69	19,43	8,71
3,60	8,76	151,17	0,40	60,12	0,08	309,49	19,43	8,71
3,70	8,88	153,26	0,41	62,64	0,09	322,48	19,43	8,71
3,80	9,00	155,31	0,42	65,20	0,09	335,64	19,43	8,71
3,90	9,12	157,34	0,43	67,79	0,09	348,98	19,43	8,71
4,00	9,24	159,35	0,44	70,41	0,10	362,48	19,43	8,71
4,10	9,35	161,33	0,45	73,07	0,10	376,16	19,43	8,71
4,20	9,47	163,28	0,46	75,76	0,10	390,01	19,43	8,71
4,30	9,58	165,22	0,48	78,48	0,11	404,02	19,43	8,71
4,40	9,69	167,13	0,49	81,24	0,11	418,19	19,43	8,71
4,50	9,80	169,01	0,50	84,02	0,11	432,53	19,43	8,71
4,60	9,91	170,88	0,51	86,84	0,12	447,03	19,43	8,71
4,70	10,01	172,73	0,52	89,69	0,12	461,68	19,43	8,71
4,80	10,12	174,56	0,53	92,56	0,13	476,50	19,43	8,71
4,90	10,22	176,37	0,54	95,47	0,13	491,46	19,43	8,71
5,00	10,33	178,16	0,55	98,41	0,13	506,59	19,43	8,71

Partiendo de la tabla 6.5 se puede construir la curva característica de Ps =f(w) para diferentes aperturas

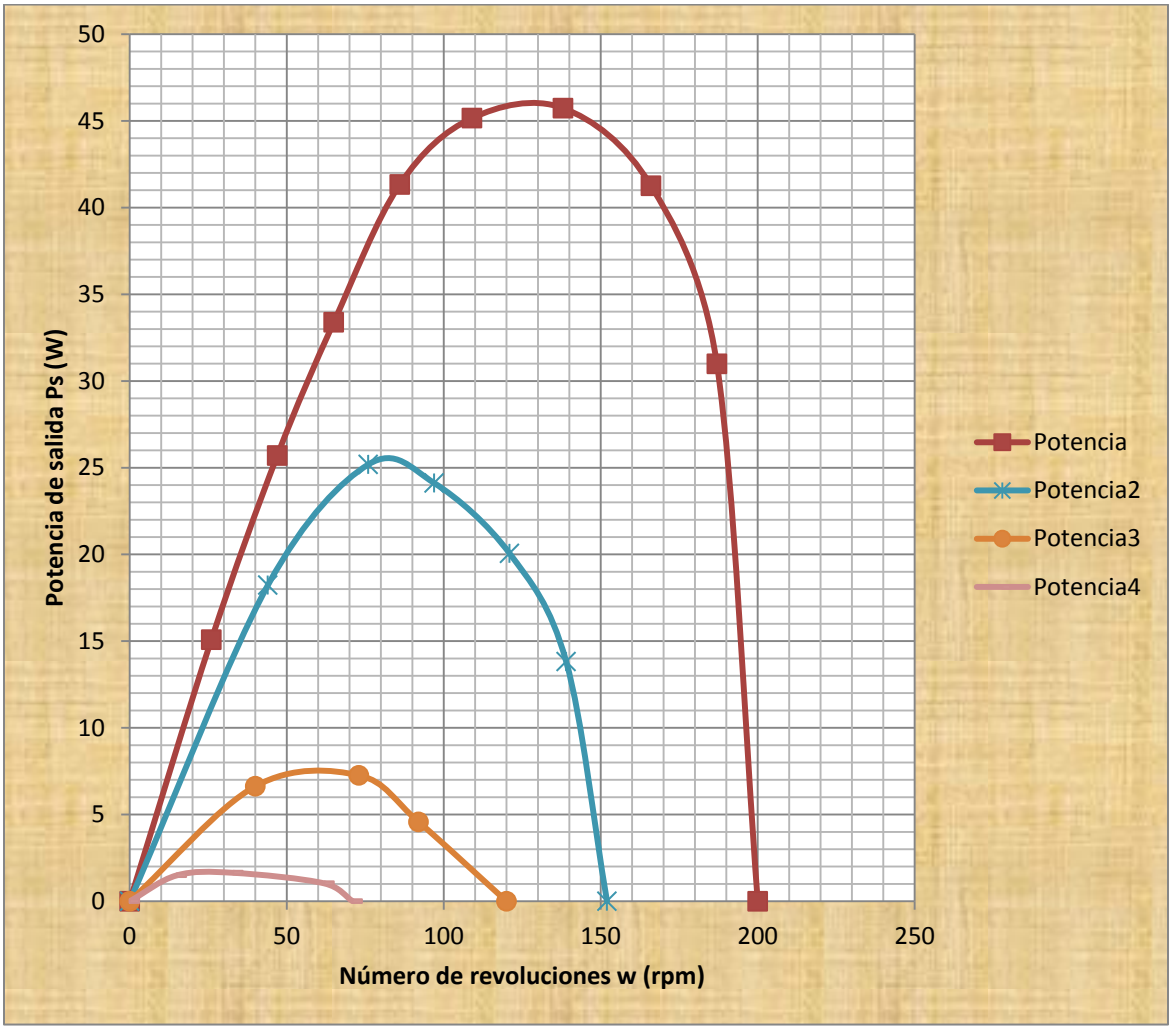


Figura 6.4 Potencia mecánica (Ps) en función del número de revoluciones (w), Ps=f(w), altura 3m

La figura 6.4 muestra las curvas de potencia de acuerdo al rotor de acero inoxidable de 12 álabes (espesor 2mm), discos laterales 200mm de diámetro (espesor 2.5mm), peso reducido.

Potencia 1 con una apertura del 62% (8 l/s)

Potencia 2 con una apertura del 46% (6 l/s)

Potencia 3 con una apertura del 30% (4 l/s)

Potencia 4 con una apertura del 15% (2 l/s)

Tabla 6.7

Cuadro comparativo de rendimientos máximos a diferentes alturas

Nro	Aper.	Hn (neta)	Q	w	F	Fi	r	T=fi*r	Ps= T*w	Pe= Q * Hn * p esp	n = Ps/Pe
	%	m	lit/seg	rpm	lb	N	m	N m	W	W	
1	100	1,5	13	158	100	249.2	0,013	3.16	52.36	191,295	27.37
2	77	2,5	10	262	140	348,9	0,013	4,43	121,57	245,25	49.57
3	62	3	8	138	100	249.2	0.013	3.16	45.74	235.44	19.43

En la tabla anterior podemos ver que la altura adecuada para la utilización de nuestro prototipo es de 2.5m y necesariamente con un caudal de 10 litros/seg como mínimo para obtener una eficiencia de 49.57, el valor más alto de todas las pruebas realizadas.

Podemos ver según la tabla que no por aumentar el caudal, un diseño va a mejorar su eficiencia, todo lo contrario el sobredimensionamiento al igual que el exceso de fluido para una entrada ya diseñada no ayuda a mejorar el rendimiento de un prototipo, así como tampoco la falta de fluido o altura necesaria nos permite obtener un valor óptimo de eficiencia en nuestro diseño.

De acuerdo a las experiencias realizadas y con el rendimiento máximo obtenido, se procede a constatar el grado de utilización de la turbina construida de acuerdo al Nq y al Ns del diagrama 6.1.

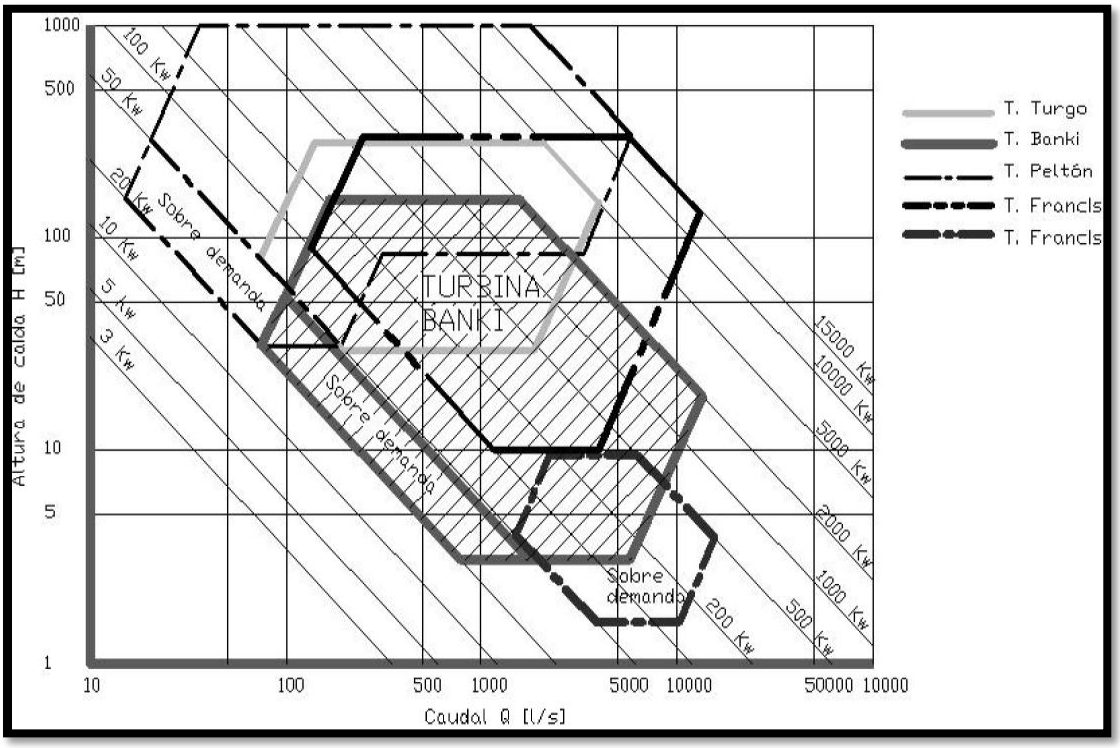


Diagrama 6.1zonas de utilización de turbinas.

De acuerdo a las siguientes ecuaciones podemos encontrar tanto la velocidad específica cinemática Ns y la dinámica Nq mediante las cuales se realiza la elección de la turbina adecuada.

$Ns = \frac{w*\sqrt{Pe}}{\sqrt[4]{H^5}}$ Ecuación 6.1 $Nq = \frac{w*\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}$ Ecuación 6.2

Según la ecuación 6.1 tenemos.

Ns= (w*√Pe)/ (∜H^5) = (320*√0.35)/(∜2.5^5) = 60.29

Según la ecuación 6.1 tenemos.

Nq= (w*√Q)/ (∜H^3) = (320*√0.018)/ (∜2.5^3) = 21.59

Una vez hallados estos valores podemos darnos cuenta de que nuestra turbina se encuentra dentro del rango de aplicación para las turbinas Michell Banky según la tabla 6.8, además

el objetivo de la tesis es proponer la utilización de la turbina Michell Banki en zonas apartadas del tendido eléctrico en la provincia de Loja, es por ello que se realizó el análisis de la eficiencia y su impacto que tendría en dichas zonas.

Tabla 6.8 rango de aplicación de las turbinas hidráulicas.

TIPO DE TURBINA	N_Q	N_S
Turbina Pelton de 1 tobera	Hasta 9	Hasta 18
Turbina Pelton de 2 tobera	4 a 13	14 a 42
Turbina Pelton de 3 tobera o más	5 a 22	17 a 73
Turbina Michell Banky	18 a 60	60 a 200
Turbina Francis	68 a 135	125 a 450
Turbina Axial	105 a 300	350 a 1000

6.2 PARÁMETROS QUE INFLUYEN EN LA EFICIENCIA DE LA TURBINA MICHELL BANKI.

Existen varios factores tanto ambientales como mecánicos que influyen en el aumento o disminución de la eficiencia de la turbina Michell Banki, entre estos tenemos que:
Se requiere realizar un estudio de la zona de ubicación geográfica de la turbina Michell Banki, para poder construir un prototipo adecuado a la altura y caudal que hay en la región, y de esta manera obtener un sistema hidráulico eficiente.

Podemos decir que los factores ambientales directos que influyen en un sistema hidráulico eficaz son las variaciones tanto de altura como de caudal, volviéndose ineficiente nuestro sistema en el momento de exceder cualquiera de estos dos valores.

Los factores mecánicos que influyen en un sistema eficiente son:
Si tomamos como base nuestra investigación los factores fundamentales que evitaron una eficiencia superior en nuestra turbina fue directamente el sobredimensionamiento del largo del rotor, y por ende el exceso de tamaño en el inyector, lo que aumenta las pérdidas mecánicas. Por otro lado los valores de eficiencia mejoran al dimensionar adecuadamente las partes de la turbina, como mejorando los ángulos de posicionamiento de los álabes en el rotor o variando el número de álabes en el rodete.

Otro factor que influye en el mejoramiento de la eficiencia de las turbinas es el material del cual son construidos los rotores, ya que un rotor más liviano aumentaría las revoluciones.

Todos estos factores fueron constatados en el proceso investigativo. Cabe mencionar que nos encontramos con varias falencias en la búsqueda de mejorar la eficiencia de la turbina al sobredimensionar varias partes de esta, pero es importante recalcar que esto nos sirvió de mucho para realizar un análisis de la eficiencia de nuestra turbina en las Pico Centrales Hidroeléctricas.

6.3 VALORACIÓN ECONÓMICA Y AMBIENTAL

6.4 VALORACIÓN TÉCNICO-ECONÓMICA Y AMBIENTAL

6.4.1 VALORACIÓN TÉCNICO –ECONÓMICA

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	P. UNIDAD	P. TOTAL
Álabes	48 (3”)	2.50	120.0
Álabes	20 (2.5”)	2.0	40.0
Alabes de acero	12	3	36.0
Discos	8	5.0	40.0
Discos inoxidables	2	20.0	40.0
Ejes	4	10.0	40.0
Eje inoxidable	1	20.0	20.0
Ejes generador	1	5.0	5.0
Inyector	1	50.0	50.0
Carcasa	1	80.0	80.0
Pernos	60	0.25	15.0
Tuercas	40	0.10	4.0
Arandelas	60	0.10	6.0
Rodamientos	4	10.0	40.0
Poleas	2	10.0	20.0
Bandas	1	3.0	3.0
Tubería	40m	3.0	120.0
Accesorios	20	2.0	40.0
Mesa soporte	1	30.0	30.0
Diseño	1	50.0	50.0
Pintura	1 galón	22.0	22.0
		SUBTOTAL	**821.0**

Gasto en mano de obra

Categoría	Cantidad	Tiempo de Operación (h)	Tarifa Salarial$/h (USD)	ImporteUSD
Tornero	1	25	13,0	325,0
Taladrador	1	15	5,0	75,0
Soldador	1	30	13,0	390,0
			SUBTOTAL	790,0

Gasto en investigación

Denominación	Tarifa ($/h) USD	Cantidad	Tiempo de operación (h)	Importe USD
Internet	0,50		50	25,0
Copias	0,05	500		25,0
Impresiones	0.10	250		25.0
			SUBTOTAL	75,0

Gasto de energía eléctrica en la construcción del equipo

Equipo	Potencia Instalada (Kw)	Tarifa Eléctrica $/Kwh (USD)	Tiempo de operación (h)	Importe USD
Taladro	0,75	0,09	30	2,70
Amoladora	1,1	0,09	20	1,80
Soldadora	5,2	0,09	50	4,50
			SUBTOTAL	9.00

Gastos varios

Transporte	20.0
Transporte de la turbina al lugar de experimentación	40.0
Otros	30.0
SUBTOTAL	90.0

Gastos totales para la construcción de la turbina MICHELL BANKI

Costos de la inversión	**Gastos USD**
Gasto de materiales	821,0
Gasto de Ingeniería	400,0
Gasto de mano de obra	790,0
Gasto en investigación	75,0
Gasto en energía eléctrica	9,0
Gastos varios	90.0
TOTAL	2185.0

6.4.2 VALORACIÓN AMBIENTAL

Si hablamos del medio ambiente es importante recalcar que la utilización de este tipo de sistemas hidráulicos como es la turbina Michell Banki no produce ningún efecto negativo al mismo ya que no emite ningún agente contaminante que pueda dañar ya sea el agua, aire u otro.

Debemos saber que la energía que utiliza este sistema de generación es hasta cierto punto ambiental ya que el medio mismo nos la provee al chocar el agua en los álabes del rotor lo que permite obtener el objetivo para el cual la turbina fue construida.

Siempre que haya un lugar adecuado podemos realizar el montaje de la turbina sabiendo que hay lugares de optimas características para la ubicación de la misma tomando siempre en cuenta la altura y el caudal.

El equipo construido no causa molestias por exceso de ruido sin depender del lugar en donde se lo instale. En conclusión este es un instrumento seguro y confiable para la protección del medio ambiente y normas exigidas por el mismo.

CONCLUSIONES

- Se realizó un análisis completo de la eficiencia de la turbina Michell Banki, con cinco tipos de impulsores, como parámetro fundamental variamos el número de álabes concluyendo que para una Pico Central Hidroeléctrica con esta turbina el rodete adecuado es el de 12 álabes.

- Se determinó que los factores mecánicos que más influyen en la eficiencia de la turbina Michell Banki son: la variación del número de álabes, el dimensionamiento del largo del rotor, el área del rotor cubierta por el inyector. Los factores externos que inciden para una buena eficiencia de la turbina son: el caudal y la altura.

- Se montó un prototipo de mico central Hidroeléctrica accionado mediante una turbina Michell Banki con una altura de 1.5m y un caudal de 13 l/s, obteniendo 27 voltios de corriente alterna con el rotor de 12 álabes

- Las pico centrales-hidroeléctricas no necesitan del consumo de combustibles para la generación de energía, ya que con pequeñas fuentes de agua se puede generar suficiente energía para suplir las necesidades básicas de electrificación como iluminación.

- De las prácticas realizadas a la turbina Michell Banki, observamos que cuando el caudal aumenta la potencia que desarrolla es proporcional alcaudal que circula, de igual forma la velocidad de rotación del eje, y sí mayor es el caudal, mayor será el impacto producido por éste en el rodete

- Se sistematizó la información, elaborando una metodología para el diseño y construcción de la turbina Michell Banki la cual fue programada en el software Mathcad 14.0 para obtener un modelo estacionario de la potencia mecánica de la turbina, anexo 2.

- Se sistematizó información, delimitando todos los factores tanto ambientales como mecánicos que influyen en un eficiente sistema de hidrogeneración con turbina Michell Banki.

- Se elaboró una guía que permite a los estudiantes desarrollar prácticas en el laboratorio de hidráulica utilizando el prototipo de turbina Michell Banki.

- Se elaboró las curvas características de la potencia en función del número de revoluciones (Ps = f(w)) para tres saltos de agua diferente.

- El prototipo construido puede abastecer un máximo de 116.30W de potencia continua en el eje cuando trabaje a una altura de 2.5m y un caudal de 10 lit/seg.

RECOMENDACIONES

- Es fundamental la realización de un estudio del lugar en donde se quiere implementar este sistema de hidrogeneración, y mediante este comenzar con el diseño y construcción de la turbina Michell Banki basándonos en su formulación matemática.

- Es recomendable para futuras investigaciones en nuestro prototipo la reducción del largo del rotor y por ende del inyector en el caso de la realización de pruebas con los valores de caudal y altura tomados en esta investigación.

- Es importante que la Universidad continúe realizando experiencias en cuanto a la eficiencia de la turbina mediante el cambio de rotores, ya que mediante las pruebas realizadas hasta el momento solo nos ha permitido llegar a un 47% de eficiencia debido al sobredimensionamiento del rotor.

- Se puede realizar una gran cantidad de variaciones para mejorar la eficiencia en nuestro sistema, como por ejemplo cambiando las dimensiones de los álabes en cada rotor, mejorando el ángulo de inclinación de los mismos, aumentando o disminuyendo el número de álabes, construyendo rotores de materiales menos pesados, entre otros, siempre tomando en cuenta el caudal y altura que se posee.

- Es necesaria la implementación de un banco de baterías para almacenar la energía producida por la turbina, ya que la falta de este nos llevará a una constante pérdida de energía si el sistema se encuentra en funcionamiento y la misma no es utilizada.

- Se debe emplear un buen dínamo de imanes permanentes y asegurarnos de su correcta instalación, de esta manera podemos alcanzar buenos valores de potencia en el eje del rotor y por lo tanto un valor de rendimiento óptimo.

BIBLIOGRAFÍA

LIBROS:

- ARIEL R. Marchegiani, Simulación numérico del flujo de una turbina Michell Banki.
- DECKER, Kart – Heinz; Elementos de Máquinas; 1980
- EDGAR, Luiz R. Carrocci, Paulo MagalháesFilho, Carlos Romero Luna. Metodología de diseño hidráulico y mecánico de una turbina Michell-Banki.
- ITDG, Micro centrales hidroeléctricas.
- JIMENEZ DE CISNEROS, Luís ML. Manual de Bombas 4ta Edición
- MATAIX, Claudio. Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas.
- NAKAMI, K.; Widmer, R; &Eisenring, M: Crossflow turbine design and equipment engineering, SKAT Publications, St. Gallen, 1993
- OKISHI, Mecánica de Fluidos, Barcelona 1999
- OSSBERGER Turbinefabrik: The concept of waterpower, Ossberger, 1998 (Catálogo sobre turbina de flujo cruzado)
- PEDRO FERNÁNDEZ DÍEZ, libro, Mecánica de fluidos.
- PEDRO FERNÁNDEZ DÍEZ, libro, Turbinas hidráulicas.
- ROCA, Felip, Oleo hidráulica Básica, Barcelona 1999
- TRUEBA, Samuel; Hidráulica; 1979
- VIEJO ZUBIRACAY, Manuel; Bombas, Teoría, Diseño y Aplicaciones; 2000
- WASSERKRAFT, Zonas de utilización de las turbinas 2007.
- ZUBICARAY-ALONSO, Turbinas y plantas generadoras, Editorial LIMUSA, primera edición MEXICO, 1977, Pag.334-335.

TESIS:

- ALVARADO, José/ SOTOMAYOR, Darío. Diseño, Construcción y Montaje, de una planta adoquinera- bloquera productora de 1500 bloques y adoquines diarios para la Universidad Nacional de Loja.(Tesis de Ing. Electromecánicos) Loja, Ecuador, Universidad Nacional de Loja. Área de Energía, Industrias y Recursos Naturales no Renovables
- BUSTAN, Diógenes /PESANTEZ, Patricio. Diseño y construcción de un prototipo didáctico de TURBO BOMBA para el aprovechamiento hidráulico" para la Universidad Nacional de Loja.(Tesis de Ing. Electromecánicos) Loja, Ecuador, Universidad Nacional de Loja. Área de Energía, Industrias y Recursos Naturales no Renovables

SITIOS WEB:

- www.fain/pequeñas 9620 centrales.
- www.google.com "ITDG"
- www.google.com,proviento
- www.google.com máquinas hidráulicas.
- www.pucp.edu.pe/congreso/cibim.
- www.selecciónde turbinashidráulicas.com

ANEXOS

ANEXO 1

GUÍA PRÁCTICA

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

Área de La Energía, Las Industrias y Los Recursos Naturales no Renovables

GUIADE PRÁCTICA:

"Análisis de la eficiencia de la turbina Michell Banki y su aplicación en las Pico Centrales Hidroeléctricas."

Autores: **Curimilma Rivera Edison Fernando**

Sánchez Capa Juan Pablo

Director: Ing. Darwin Giovanny Tapia Peralta

GUÍA PRÁCTICA

1.- Nombre: Turbina Michell Banki en una Pico Central Hidroeléctrica.

2.- Objetivo:

- Obtener la eficiencia de la turbina Michell Banki mediante el funcionamiento de una Pico Central Hidroeléctrica.

3.- Material:

1. Turbina. Anexo 4
2. Tubería PVC de 4 a 6 pulgadas.
3. Conector PVC de 6 a 4 pulgadas.
3. Pesos variables hasta 150 libras.

4.- Procedimiento:

Trabajo Práctico:

1. Obtener un lugar óptimo de caída de agua superior a los 2m con un buen flujo de la misma (10 lit/seg).
2. Colocar la turbina armada con el rotor de 12 álabes en un lugar adecuado para su correcto acoplamiento.
3. Instalar la tubería de 6 pulgadas para la entrada del fluido luego colocamos un conector de 6 a 4 pulgadas para que la tubería se acople a la turbina.
4. Verificar la inexistencia de fugas tanto en las uniones de la tubería como en la entrada al inyector.
5. Poner en funcionamiento el sistema.
6. Asegurarse de la correcta posición del sistema de frenado y procedemos a colocar los pesos requeridos para cada prueba.
7. Proceder a tomar nota de cada valor obtenido en las experiencias realizadas, cabe mencionar que las pruebas pueden ser múltiples dependiendo del grado de exactitud que se quiera.

Siguiendo todos los pasos anteriores se puede realizar variaciones ya sea de caudal, de altura, o realizar un cambio de rotor.

Trabajo Analítico:

8. Con los valores obtenidos proceder a completar la tabla 6.3, los cuales permiten hallar tanto la potencia de salida (Ps) como el rendimiento (η).

Nro	Aper.	Hn (neta)	Q	W		F	
	%	m	lit/seg	rpm	rad/seg	lb	N

9. Los valores para completar la tabla 6.3 se los obtiene al realizar las operaciones matemáticas adecuadas utilizando los valores de cada experiencia realizada.

fi	r	T=fi*r	Ps= T*w	Pe= Q * Hn * p esp	n = Ps/Pe
N	m	N m	W	W	

10. Realizar la gráfica de la potencia mecánica (Ps) en función del número de revoluciones (w) y comparamos los resultados.
11. Verificar todos los errores entre la teoría y la práctica.

5.- Preguntas de Control.

1. ¿Qué variaciones tanto ambientales como mecánicas se deben realizar en el sistema para lograr mayor eficiencia?
2. ¿Por qué un sobredimensionamiento tanto de la altura como del caudal en nuestra turbina no incide para lograr un valor de potencia más alto o un rendimiento superior?
3. ¿Cómo se puede aprovechar toda la energía generada por la turbina Michell Banki en pequeños proyectos de hidrogeneración?
4. ¿Cómo interpretas la gráfica obtenida entre la potencia de salida en función de las revoluciones (Ps= f(w))? Explique.

ANEXO 2

Modelo estacionario para la obtención de la potencia mecánica de la turbina

Archivo Mathcad

DATOS DE LA TURBINA

$Q := 0.01($ $\frac{m^3}{s}$ $\quad Kc := 0.96$

$De := 0.2$ m $\quad g := 9.81$ $\frac{m}{s^2}$

$H := 2.5$ m

Diámetro interior

$Di := 0.66De$

$Di = 0.132$ m

Velocidad de Giro

$$n := 40.62Kc \cdot \frac{\sqrt{H}}{De}$$

$$n = 310.532 rpm$$

Velocidad Absoluta

$$C1 := Kc \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

$$C1 = 6.772 \ \frac{m}{s}$$

Velocidad Tangencial

$\alpha 1 := 16.10$

$\beta 1 := 30$

$$U1 := 2.214Kc \cdot \sqrt{H} \cdot (\cos(\alpha 1 \cdot deg))$$

$$U1 = 3.252 \ \frac{m}{s}$$

Velocidad Relativa del fluido

$$W1 := 2.458Kc \cdot \sqrt{H}$$

$$W1 = 3.758 \ \frac{m}{s}$$

Componente de la velocidad en dirección meridiana

$$Cm1 := 1.299Kc \cdot \sqrt{H}$$

$$Cm1 = 1.986$$

ALABÉS

Número de álabes

$$\begin{array}{cc} \text{Diametro} & \text{Alabés} \\ \left(\begin{array}{c} 200mm \\ 200mm \\ 200mm \end{array}\right. & \left.\begin{array}{c} 12 \\ 16 \\ 20 \end{array}\right) \end{array}$$

$z := 12$

Parámetros de dimensión y ubicación de los álabes

$z1 := \frac{360}{z}$ $\qquad \delta1 := z1 + 60$ $\qquad \gamma := 30 - \frac{z1}{2}$

$z1 = 30$ $\qquad \delta1 = 90$ $\qquad \gamma = 15$

$\theta := 60 - \frac{z1}{2}$ $\qquad \lambda := 150 - \frac{z1}{2}$

$\theta = 45$ $\qquad \lambda = 135$

$\pi = 3.142$

$esp := 0.005$

Radio del álabe

$Rrotor := 100$

$$Ralab := Rrotor \cdot \frac{\sin(\theta \cdot deg)}{\sin(\lambda \cdot deg)} \cdot \frac{\sin(z1 \cdot deg)}{\sin(\delta1 \cdot deg)}$$

$Ralab = 50 \quad mm$

ANCHO DEL ROTOR

$Xz := \frac{1}{12}$

$Xz = 0.083$

$$Br := 0.259\left(\frac{Q}{Kc \cdot De \cdot Xz \cdot \sqrt{H}}\right)$$

$Br = 0.102 \quad m$

Diámetro máximo del eje del rotor

$demax := 0.33 De$

$demax = 0.066 \quad m$

DISEÑO MECANICO

Álabes que reciben el flujo de Agua

$\delta := 120$

$Zf := \left(\frac{\delta}{360}\right) \cdot z$

$Zf = 4$

Caudal que ingresa en un alabe

$Qa := \frac{Q}{Zf}$

$Qa = 2.5 \times 10^{-3} \quad \frac{m^3}{s}$

Peso de un álabe

$Pu := 3.41$

$L := 0.23 \quad m$

$Pa := Pu \cdot L$

$Pa = 0.784 \quad Kg$

Peso total del rotor

$Nd := 2$

$Ptr := z \cdot Pa + 75.963 Nd \cdot De^2$

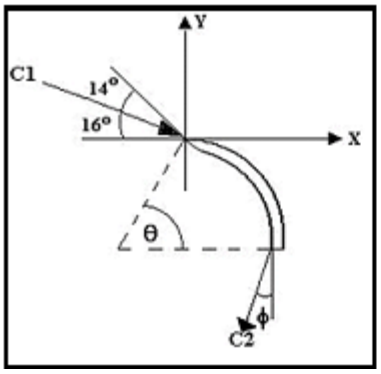
$Ptr = 15.489 \quad Kg$

Fuerza hidráulica sobre el álabe

Tabla 4. Ángulos característicos del álabe

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).



$\phi := 15.5$

$Fhx := 429.38Qa \cdot \sqrt{H} \cdot (\cos(16 \cdot deg) - \sin(\phi \cdot deg))$

$Fhx = 1.178$

$Fhy := 429.38Qa \cdot \sqrt{H} \cdot (\sin(16 \cdot deg) + \cos(\phi \cdot deg))$

$Fhy = 2.103$

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

$Fhr = 2.411$

Fuerza centrifuga sobre el álabe

$Fc := 0.895\left(\frac{Pa \cdot H}{De}\right)$

$Fc = 8.774$

Fuerza total sobre el álabe

Diámetro del rotor (mm)	λ(°)
200	29,75
300	32,02
400	30,50
500	29,90

Fuente INE (1986).

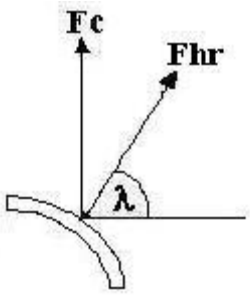
$\lambda 1 := 29.75$

$Rx := Fhr \cdot \cos(\lambda 1 \cdot deg)$

$Rx = 2.093$

$Ry := Fhr \cdot \sin(\lambda 1 \cdot deg) + Fc$

$Ry = 9.971$



$RT := \sqrt{(Rx)^2 + (Ry)^2}$

$RT = 10.188$

Momento Flector Máximo sobre el álabe

El número 12 es el valor de la distancia de los discos a la chumacera

$Brc := Br \cdot 100 + 12$

$Brc = 22.164$

$$M := \frac{RT \cdot Brc}{12}$$

$$M = 18.817 \quad \frac{Kgf}{cm}$$

Esfuerzo Máximo en el álabe

Donde el límite de fluencia del material A36 es 2400 $\frac{Kg}{cm^2}$

$$ba := 0.07$$

$$esp(m) := 0.00$$

$$Wa := \left[\frac{\left[0.39(esp(m))^2 \cdot ba\right]}{6}\right]$$

$$Wa = 1.284 \times 10^{-7}$$

$$WaT := Wa \cdot 100000$$

$$WaT = 0.128$$

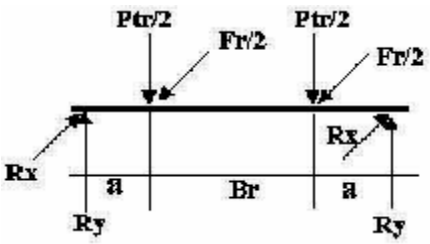
$$\sigma := \frac{M}{WaT}$$

$$\sigma = 146.578 \quad \frac{Kgf}{cm^2}$$

$$\sigma \le \frac{2400}{fs}$$

$$130.507 \le 120 \quad \frac{Kg}{cm^2}$$

Diseño del eje del rotor



Potencia de la turbina

$$PT := 0.15 \quad Hp$$

Por los cálculos de las tablas, archivo Excel

Momento torsor máximo

$$Tmax := 974 \cdot \left(\frac{PT}{n}\right)$$

$$Tmax = 0.489$$

Momento flector máximo sobre el eje

$$Fr := 1948 \frac{PT}{n \cdot De}$$

$$Fr = 4.893$$

$$a := 0.06$$

$$Mx := Fr \cdot \frac{a}{2}$$

$$Mx = 0.147$$

$$My := Ptr \cdot \frac{a}{2}$$

$$My = 0.465$$

$$Mmax := \sqrt{(Mx)^2 + (My)^2}$$

$$Mmax = 0.487 \quad \frac{Kgf}{m}$$

Momento Equivalente

$$Ka := 1.5$$

$$Kt := 1.5$$

$$Mequi := \sqrt{(Ka \cdot Mmax)^2 + (Kt \cdot Tmax)^2}$$

$$Mequi = 1.036 \frac{Kgf}{m}$$

Tensión admisible a la flexión

Determinación de la tensión admisible a la flexión,

σ_{res} del acero SAE 1040 = 5500 Kgf/cm^2.

$\sigma res := 550($

$\sigma admflex := 0.1 \cdot \sigma res$

$\sigma admflex = 550 \ \frac{Kgf}{cm^2}$

Diámetro del eje del rotor

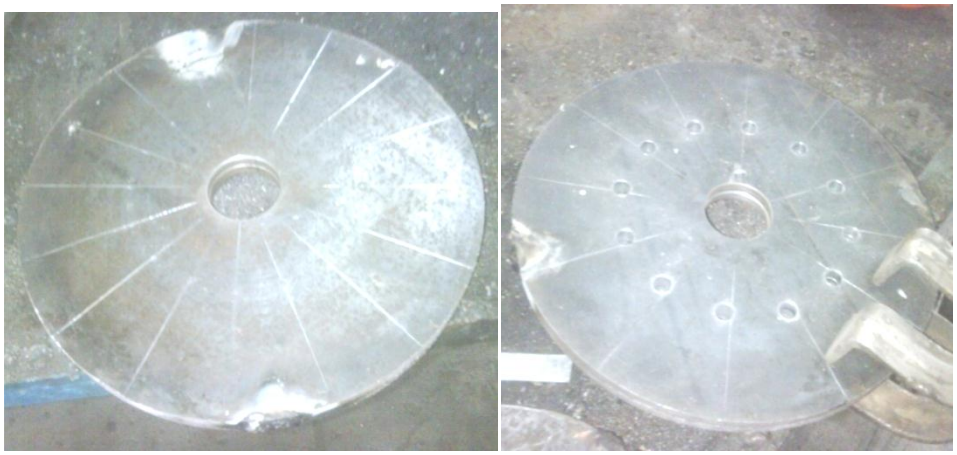
$$d := \sqrt[3]{\frac{Mequi \cdot 100}{0.1 \cdot \sigma admflex}}$$

$d = 1.235 \quad cm$

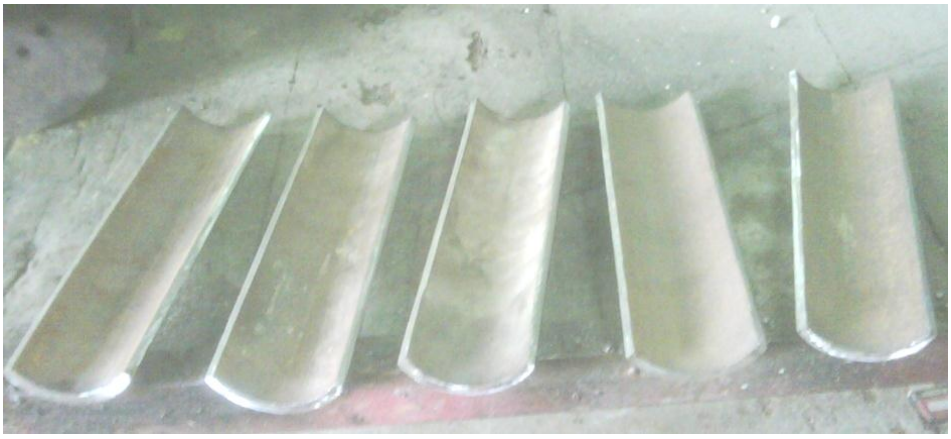
ANEXO 5

MÉTODO DE CONSTRUCCIÓN DE LA TURBINA

Construcción de los rotores



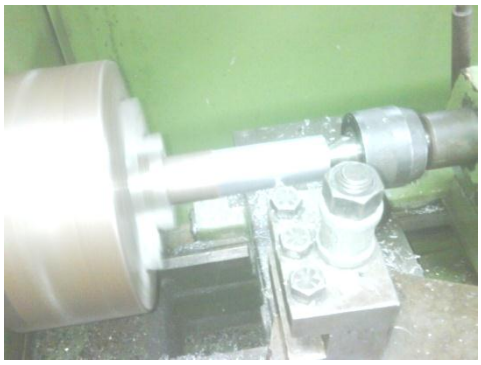
División del posicionamiento de los álabes en el rotor



Corte de los álabes

Acople de los álabes en las placas laterales para armar el rotor

Construcción de la carcasa



Construcción de los ejes de los rotores en el torno

Montaje de todas las partes de la turbina construidas

Turbina terminada

ANEXO 6

Tabla de voltajes máximos obtenidos a una altura de 1.5m

En la siguiente tabla podemos darnos cuenta que el valor de voltaje más alto se lo obtiene con el rotor de 12 álabes, por lo que podemos decir que este nos permite alcanzar un valor de eficiencia mucho más alto que cualquiera de los otros tres rotores.

Nro	Aper.	rotor	Hn	Q	W	F	Voltaje	r
	%		m	lit/seg	Rpm	lb	V	m
1	100	12	1,5	13	260	0	27	0,013
2	100	16	1.5	13	231	0	24	0.013
3	100	20	1.5	13	219	0	12	0.013
4	100	20p	1.5	13	224	0	14	0.013

ANEXO 7

TABLA 1: Límite de fluencia para materiales

METALES	Densidad (kg/dm³)	Coeficiente de dilatación lineal (°C)⁻¹	Límite de proporcionalidad (kgf/cm²)[a] Tens.	Límite de proporcionalidad (kgf/cm²)[a] Cort.	Resistencia última (esfuerzo de ruptura) (kgf/cm²) Tens.	Resistencia última (esfuerzo de ruptura) (kgf/cm²) Compr.	Resistencia última (esfuerzo de ruptura) (kgf/cm²) Cort.	Módulo de elasticidad (kgf/cm²) Tensión, E	Módulo de elasticidad (kgf/cm²) Cortante, G	Elongación (%) (en 50 mm)
Acero, 0.2% carbono, laminado en caliente	7.85	Varía de 1.1×10^{-5} a 1.3×10^{-5}	2450	1500	1200	[b]	3200	2.1×10^6	8.4×10^5	35
0.2% carbono, laminado en frío	7.85		4200	2500	5600	[b]	4200	2.1×10^6	8.4×10^5	18
0.6% carbono, laminado en caliente	7.85	Valor medio 1.18×10^{-5}	4200	2500	7000	[b]	5000	2.1×10^6	8.4×10^5	15
0.8% carbono, laminado en caliente	7.85		4900	2950	8450	[b]	7400	2.1×10^6	8.4×10^5	10
Fundición gris	7.20	1.08×10^{-5}	[c]	[d]	1400	5300	[d]	1.05×10^6	4.2×10^5	Pequeña
Fundición maleable	7.20	1.19×10^{-5}	2500	1600	3800		3400	1.76×10^6	8.8×10^5	18
Hierro forjado	7.70	1.20×10^{-5}	2100	1260	3500	[b]	2500	1.90×10^6	7×10^5	35
Aluminio fundido	2.64	2.31×10^{-5}	630		910	[b]	740	7×10^5	2.8×10^5	20
Aluminio, aleación 17ST	2.69	2.31×10^{-5}	2250	1500	3950	[b]	2250	7.2×10^5	2.8×10^5	
Latón, laminado (70% Cu) (30% Zn)	8.50	1.87×10^{-5}	1750	1050	3860	[b]	3400	9.8×10^5	4.2×10^5	30
Bronce, fundido	8.20	1.80×10^{-5}	1400		2300	3950		8.4×10^5	3.5×10^5	10
Cobre, estirado	8.80	1.68×10^{-5}	2670	1600	3860	[b]		1.2×10^5	4.2×10^5	4

NOTAS: [a] El límite de proporcionalidad y el módulo elástico, a compresión, pueden tomarse los mismos que a tensión, excepto en la fundición o hierro fundido, cuyo límite de proporcionalidad es 1850 kgf/cm².
[b] Como resistencia última a compresión en materiales dúctiles puede tomarse el punto de cedencia o fluencia, que es ligeramente superior al límite de proporcionalidad a tensión.
[c] No está bien definido, aproximadamente vale 420 kgf/cm².
[d] La fundición se rompe o falla por tensión diagonal.

TABLA 2: Constante de proyecto para correas trapezoidales

Sección	10^8-10^9 Máximos de fuerza Q	10^8-10^9 Máximos de fuerza x	10^9-10^{10} Máximos de fuerza Q	10^9-10^{10} Máximos de fuerza x	Diámetro mínimo de la polea
A	306	11,089			7,62
B	541	10,924			12,70
C	924	11,173			21,59
D	1 909	11,105			33,02
E	2 749	11,100			54,86
3V	330	12,464	482	10,153	6,73
5V	750	12,593	1 086	10,283	18,03
8V	1 650	12,629	2 383	10,319	31,75

TABLA 3: Constantes paracorreas trapezoidales

Sección	K_b	K_c	Fuerza máxima F Para 10^8	Fuerza máxima F Para 10^9	Fuerza máxima F Para 10^{10}
A	253	0,987	58	47	
B	664	1,698	100	81	
C	1 843	3,020	178	145	
D	6 544	6,156	363	295	
E	12 501	8,872	523	425	
3V	265	0,748	75	63	50
5V	1 265	2,142	174	145	102
8V	5 565	5,787	384	320	256

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES

ANTEPROYECTO DE TESIS

TÍTULO:

Análisis de la Eficiencia de la Turbina Michell Banki y su aplicación en las Pico Centrales hidroeléctricas.

AUTORES :

- **CURIMILMA RIVERA EDISON FERNANDO**
- **SANCHEZ CAPA JUAN PABLO**

DIRECTOR : Ing. Darwin Giovanny Tapia Peralta

Loja – Ecuador

I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1. Título.

"ANÁLISIS DE LA EFICIENCIA DE LA TURBINA MICHELL BANKI Y SU APLICACIÓN EN LAS PICO CENTRALES HIDROELÉCTRICAS."

2. Problemática

2.1 Situación Problemática.

Es de conocimiento de un sin número de personas en toda América Latina, sobre la situación actual en cuanto a la generación de energía la cual se caracteriza por su bajo grado de electrificación, la cual se hace más evidente en el sector rural. Son muy conocidos los efectos negativos que esto trae al igual que la calidad de vida a la que estamos propensos. Por esto nos vemos en la necesidad de conocer sobre dicho tema e información sobre técnicas alternativas, confiables y de bajo costo, con las cuales un grupo de conocedores en dicho campo sientan la necesidad de contribuir directamente a resolver tal problema.

Las energías renovables constituyen nuevas alternativas tanto para suministrar energía como para sustituir el uso de fuentes tradicionales de dicha generación. Pero como es conocido actualmente su producción, expansión y comercialización se encuentra con varias limitaciones para un correcto desarrollo. Entre ellas tenemos la falta de información sobre las bondades que estos equipamientos nos ofrecen, así como un método adecuado para su ejecución.

La hidrogeneración constituye una alternativa a la solución del problema en cuanto al suministro eléctrico en regiones aisladas en especial los países que se encuentran en vías de desarrollo, constituyendo una de las bases principales para la electrificación rural. Aunque es muy frecuente que durante su planteamiento se tenga que concurrir a prolongados periodos de estudio, lo que trae una elevación del costo del proyecto. Para que un proyecto pueda ser diseñado y ejecutado en periodos cortos que permitan satisfacer una cierta demanda eléctrica, se necesita adoptar métodos apropiados y mucho más simples que los utilizados en grandes proyectos hidroeléctricos, así se obtendrá el esquema hidroeléctrico más conveniente que garantice una adecuada operación y posibilite la obtención de un beneficio máximo tanto en sus aspectos técnico, económico y social.

Las turbinas de flujo transversal actualmente son muy utilizadas en proyectos hidroeléctricos. Su ventaja principal esta en su fácil construcción. No obstante esto no impide que la turbina sea utilizada en grandes instalaciones aunque esta es conocida como una máquina de pequeña escala.

2.2 Planteamiento de la problemática.

La hidrogeneración es realizada mediante equipos especializados y entre ellos se encuentran las centrales hidroeléctricas accionadas por turbinas, su utilización es muy importante en las industrias y empresas que utilizan equipos los cuales funcionan con energía eléctrica generada mediante estas centrales.

Muchas de estas empresas se implementan de una gran variedad de equipos para hidrogeneración pero sin el debido asesoramiento técnico en la instalación de dichos equipos obteniendo de esta forma mal funcionamiento de los equipos en el proceso de trabajo.

De esta forma, el *análisis de la eficiencia de la turbina Michell Banki y su aplicación en las pico centrales hidroeléctricas* va dirigido a satisfacer los conocimientos de los alumnos, ya que existen espacios físicos universitarios en los cuales se puede plasmar todos los conocimientos adquiridos teóricamente.

El AEIRNNR de la Universidad Nacional de Loja en la carrera de Ingeniería Electromecánica se imparte conocimientos teóricos de Máquinas de Fluidos a los alumnos, pero sin que estos puedan ser complementados con instrucciones prácticas de los diferentes fenómenos, debido a la ausencia de equipos adecuados para dichas pruebas.

Gracias a la falta de dichos equipos, se encuentran desactualizados los currículos en lo referente a la parte práctica en dicho campo, así como la falta de laboratorios y por ende el conocimiento de los estudiantes y la comunidad para que puedan solicitar los asesoramientos requeridos.

Por todo lo expuesto anteriormente se enuncia la siguiente situación problemática: "***Limitada formación práctica en los alumnos de la carrera de Ingeniería Electromecánica, referente a Máquinas de Fluidos (generación hidroeléctrica)***".

2.3 Problema de Investigación.

Falta de un equipo apropiado para analizar la eficiencia de las turbinas Michell Banki y su aplicación en las pico centrales Hidroeléctricas.

2.4 Delimitación.

2.4.1 Problemas.

- Falta de información técnica-práctica que permita comprender el sistema de hidrogeneración mediante turbinas Michell Banki.
- Ausencia de un equipo adecuado de hidrogeneración con turbinas Michell Banki que permita realizar prácticas a los estudiantes del área.
- Carencia de guías en la carrera del área, que permita realizar prácticas de hidrogeneración con turbinas Michell Banki.
- Inexistencia de conocimiento en la sociedad de los trabajos de investigación que realiza la carrera de Ing. Electromecánica.

2.4.2 Espacio.

En el AEIRNNR de la Universidad Nacional de Loja, laboratorio de hidráulica de la carrera de Ingeniería Electromecánica.

2.4.3 Tiempo.

El tiempo para realizar la investigación se lo estima de 7 a 10 meses.

2.4.4 Unidades de Observación.

- Centrales hidroeléctricas con turbinas Michell Banki.
- Prototipos de centrales hidroeléctricas con turbinas Michell Banki.
- Guías prácticas de hidrogeneración.
- Medios de difusión, internet, prensa, televisión y radio.

3. Justificación y viabilidad.

3.1 Justificación.

Nuestro trabajo de investigación busca solucionar en parte la falta de equipos adecuados para implementar laboratorios en el AEIRNNR, valiéndonos de este para la realización de prácticas profesionales.

Mediante el desarrollo del presente trabajo se justifica porque al llevar a efecto esta investigación será un buen aporte no solo para el centro de investigaciones de energías alternativas de nuestra área. Sino que fundamentalmente será para la ingeniería electromecánica, ya que pondremos de manifiesto los conocimientos adquiridos en el transcurso de la formación académica.

Además este proyecto investigativo servirá de aporte por la inexistencia de un equipo para análisis de una turbina en el campo de la hidrogeneración, que cuente con un prototipo adecuado en donde se pueda realizar prácticas y que contenga un sistema sofisticado; y que no restringa a los estudiantes de la carrera de Ingeniería Electromecánica a tener una formación técnico-practica, por todo lo expuesto ponemos a consideración la ejecución de nuestro proyecto.

3.2 Viabilidad.

En la Universidad Nacional de Loja, concretamente en el A.E.I.R.N.N.R. modulo 8vo de la carrera se imparten conocimientos de Máquinas de fluidos existiendo profesionales calificados, debido al conocimiento y favorable visión de interacción integral de los componentes, Eléctricos y Mecánicos, adquiridos en la formación de Ingenieros en Electromecánica; además existen las instalaciones previas, caudal de agua necesario y condiciones favorables por haber el proyecto de energías alternativas financiado por el SEMPLADES, el proyecto de investigación se considera realizable.

4. Objetivos de la Investigación.

4.1 General.

Analizar la eficiencia de las turbinas Michell Banki y su aplicación en las Pico Centrales Hidroeléctricas.

4.2 Específicos.

- Sistematizar información para delimitar los factores que influyen en un eficiente sistema de hidrogeneración con turbinas Michell Banki.

- Montar un prototipo de micro central hidroeléctrica mediante el accionamiento de las turbinas Michell Banki.
- Elaborar una guía para que los alumnos puedan desarrollar prácticas en el laboratorio de hidráulica al utilizar el prototipo de hidrogeneración del AEIRNNR.
- Socializar la investigación a lo interno y externo de la Universidad Nacional de Loja.

II MARCO TEÓRICO.

2.1 Sistema categorial

CAPITULO I

HIDRÁULICA

1.1 ENERGÍA HIDRÁULICA

1.2 MICROHIDROGENERACIÓN

1.2.1 Introducción

1.2.2 Concepto de microhidrogeneración

1.2.3 Diseño del sistema

1.2.3.1 Componentes de un sistema de hidrogeneración

1.2.4 Energía a partir del agua

1.2.5 Factor de planta

1.3Recursos hidroenergéticos

1.3.1 Medición del salto

1.3.2 Medición del caudal

1.3.3 Regulación de la velocidad

1.3.4 Hidrología

1.3.4.1 El ciclo hidrológico

1.3.4.2 Análisis estadístico de la información hidrométrica

1.4 Ecuaciones fundamentales de la hidráulica

1.4.1 Ecuación de la continuidad

1.4.2 Ecuación de la energía

1.4.3 Alturas piezométricas, totales y geométricas

1.4.4 Ecuaciones de pérdidas

CAPITULO II

2 MAQUINAS HIDRÁULICAS

2.1 Definición

2.2 Turbinas hidráulicas

2.2.1 Definición

2.2.2 Elementos Constitutivos

2.2.3 Clasificación de las turbinas

2.2.3.1Clasificación según su grado de reacción

2.2.4 Tipos de turbinas

2.2.5 Potencias, pérdidas y rendimientos

CAPITULO III

3. TURBINAS DE FLUJO CRUZADO O TANGENCIAL

3.1 turbina Michell Banki

3.1.1 Partes principales de la Turbina

3.1.2 Dimensionamiento preliminar de la turbina Michell Banki

3.2 Características principales

3.3 Principio de funcionamiento

3.3.1 Selección del diámetro y velocidad de giro de la turbina

3.3.2 Número de álabes del rotor

3.3.3 Elección del Ancho del Rotor

3.3.4 Diseño del inyector

3.4 Transmisión de potencia mecánica

3.4.1 Introducción

3.4.2 Elementos de un sistema de transmisión de potencia mecánica

3.4.3 Tipo de Transmisiones

CAPITULO IV

4.1 DISEÑO HIDRÁULICO

4. 1.1 Selección del diámetro

4. 1.2 Cálculo de la velocidad de giro de la turbina

4.1.3 Coeficiente de velocidad Kc del inyector

4.1.4 Resolución del triangulo de velocidades a la entrada del rotor

4.1.4.1 Velocidad absoluta

4.1.4.2 Velocidad tangencial

4.1.4.3 Velocidad relativa del fluido

4.1.4.4 Componente de la velocidad absoluta en dirección meridiana

4.1.5 Número y espesor de los álabes del rotor

4.1.5.1 Selección del número de los álabes del rotor

4.1.5.2 Selección del espesor de los álabes del rotor

4.1.5.3 Número de álabes que reciben el flujo de agua

4.1.5.4 Determinación de la geometría del álabe

4.1.5.5 Ángulo entre álabes

4.1.5.6 Parámetros de dimensión y ubicación de los álabes
4.1.6 Cálculo del ancho del Rotor
4.1.7 Calculo del Ancho del inyector
4.2 Diseño mecánico de la turbina
4.2.1 Potencia de la turbina
4.2.2 Rendimiento
4.2.3 Torque
4.2.4 Caudal que ingresa en un álabe
4.2.5 Peso de un álabe
4.2.6 Peso total del rotor
4.2.7 Fuerza hidráulica sobre el álabe
4.2.8 Fuerza centrifuga sobre el álabe
4.2.9 Fuerza total sobre el álabe
4.2.10 Momento flector máximo sobre el álabe
4.2.11 Esfuerzo máximo en el álabe
4.2.12 Diseño del eje del rotor
4.2.13 Momento torsor máximo sobre el eje
4.2.14 Momento flector máximo sobre el eje
4.2.15 Momento equivalente
4.2.16 Diámetro del eje

CAPITULO I
HIDRÁULICA

1.1 ENERGÍA HIDRÁULICA

La energía hidráulica se obtiene de la caída del agua desde un nivel superior a uno inferior que provoca el movimiento de bombas y turbinas.La mecánica de fluidos es parte de la Física que se ocupa de la acción de los fluidos en reposo o en movimiento, así como de las aplicaciones y mecanismos de ingeniería que utilizan fluidos. La mecánica de fluidos es fundamental en campos tan diversos como la aeronáutica, la ingeniería química, civil e industrial, la meteorología, las construcciones navales y la oceanografía.

1.2 MICROHIDROGENERACIÓN

1.2.1 Introducción

Los sistemas en gran escala producen energía eléctrica suficiente para abastecer a grandes ciudades y a redes extensas.

Los sistemas de minigeneración son una pequeña contribución en el suministro a la red, particularmente en el rango de 300 kW a 10 MW. Algunas veces los valores extremos de este rango suelen recibir el nombre de generación en pequeña escala. Los sistemas de microgeneración son aún más pequeños y por lo general, no suministran energía eléctrica a las redes nacionales. Se usan en áreas apartadas a donde no llega la red y, en algunos casos, proveen de electricidad a pequeñas industrias y comunidades rurales.

1.2.2 Concepto de microhidrogeneración

Se llama así a la generación de electricidad mediante la fuerza generada por algún fluido.

1.2.3 Diseño del sistema

El procedimiento para diseñar un sistema tiene cuatro etapas:

- Capacidad y estudio de la demanda
- Estudio hidrológico e inspección del lugar
- Estudio de pre-factibilidad
- Estudio de factibilidad final

1.2.3.1 Componentes de un sistema de hidrogeneración

El azud desvía el caudal de agua a través de una abertura al costado del río (la abertura de “la toma”) hacia un canal abierto. Para separar las partículas de arena del agua se usa un desarenador. El canal sigue los contornos del cerro con el fin de mantener la elevación del agua derivada. A continuación el agua ingresa a un deposito (cámara de carga) y luego pasa a

una tubería cerrada (“tubería forzada”), la cual está conectada a una máquina hidráulica conocida como turbina. La rotación del eje del rodete puede usarse para mover un artefacto mecánico (tal como un molino de grano, un expulsor de aceite, un torno para madera, etc.), o también para accionar un generador eléctrico. La maquinaria y artefactos que van a ser abastecidos de energía por el sistema de hidrogeneración son conocidos como la carga. Como podemos ver en la figura 1.1

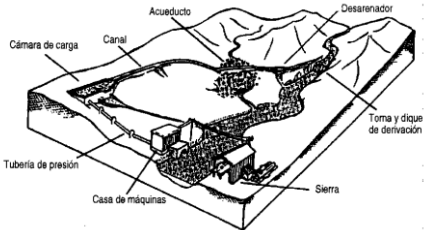


Figura 1.1 Componentes de la hidrogeneración

En la siguiente figura 1.2 se muestra la diferentes partes de una micro centrales hidroeléctricas

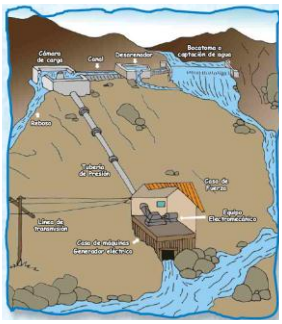


Figura1.2 Componentes de una MCH

1.2.4 Energía a partir del agua

Un hidrosistema requiere de un caudal de agua y una diferencia de altura (conocida como “salto”) para producir potencia útil. Se trata de un sistema de conversión de energía, es decir, se toma energía en la forma de caudal y salto y se entrega energía en forma de electricidad o energía mecánica en el eje. Podemos apreciar esto en la figura1.3

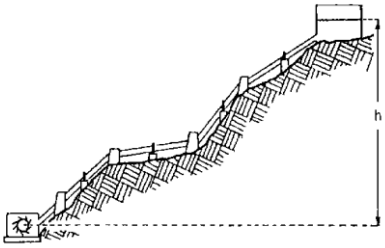


Figura 1.3 El salto

La ecuación de conversión es:

Potencia de entrada = Potencia de salida + pérdidas. Ecuación 1.1

O también:

Potencia de salida = Potencia de entrada x eficiencia de conversión. Ecuación 1.2

La ecuación de arriba se expresa por lo general de una manera ligeramente diferente. La potencia de entrada, o potencia total disponible en el sistema hidráulico, es la potencia disponible, P_{disp}. La potencia útil entregada es la potencia neta, P_{neta}. La eficiencia total del sistema se representa por:

$P_{neta} = P_{disp} \times \eta_o$ kW Ecuación 1.3

La potencia disponible es igual al salto disponible (hdisp) multiplicado por el caudal (Q) y también multiplicado por un factor de 10, obteniéndose la ecuación fundamental de potencia hidráulica:

$P_{neta} = 10 \times h_{disp} \times Q \times \eta_o$ kW Ecuación 1.4

Donde el salto está en metros y el caudal en metros cúbicos por segundo. Esta simple ecuación debe aprenderse de memoria pues es la base de todo trabajo de diseño de sistemas hidroenergéticos Es importante usar las unidades correctas.

La energía liberada por un cuerpo que cae es su peso multiplicado por la distancia vertical recorrida. La fuerza que ejerce el agua es el producto de su masa (m) y la aceleración de la gravedad, (g). La distancia vertical es el salto (h_{disp}).

Energía liberada = $m \times g \times h_{disp}$ Joules Ecuación 1.5

La masa de agua es su densidad (ρ) por su volumen (V), de modo que:

Potencia disponible (P_{disp}) = $\rho \times Q \times g \times h_{djsp}$ Joules/seg o watts Ecuación 1.6

Se considera que el agua tiene una densidad de 1000 kg/m3 y la aceleración de la gravedad es 9.8 m/s2.

La potencia producida en la turbina será mucho menor que la potencia disponible debido a las pérdidas por fricción en la tubería y en la turbina.

La potencia de salida del generador es menor nuevamente debido a la ineficiencia del sistema de transmisión y generador; más aún, las pérdidas en el transporte de la energía harán al final que el usuario reciba alrededor de la mitad de la potencia disponible del sistema.

Debemos saber que la eficiencia total del sistema (η_o) en realidad varía entre 0.4 y 0.6. La potencia recibida por el consumidor, o potencia neta, P_{neta} es:

$P_{neta} = \eta_o \times \rho \times Q \times g \times h_{disp}$ Watts Ecuación 1.7

$P_{neta} = \eta_o \times 1000 \times Q \times 9.8 \times h_{disp}$ Watts

$P_{neta} = \eta_o \times Q \times 9.8 \times h_{disp}$ kW

La potencia neta se estima a menudo en una forma rápida asumiendo que η_o es 0.5, de modo que redondeando:

$P_{neta\ (estimada)} = 5 \times Q \times h_{disp.}$ kW Ecuación 1.8

1.2.5 Factor de planta

La mejor manera para explicar el factor de planta como concepto es con un ejemplo simple. Supongamos que un ingeniero instala un sistema hidráulico para proveer de electricidad a un pueblo El costo del sistema es de $10, 000.00. El número total de casas del pueblo es 50, pero al empezar sólo 25 casas del pueblo tienen conexiones para iluminación consumiendo cada casa 200 watts de electricidad. La instalación ha sido dimensionada para proveer a 50 casas con 200 watts, de modo que desde el primer día su capacidad de potencia es de 50 x 200 = 10 kW. Durante los primeros cinco años se usarán realmente sólo 25 x 200 5 kW. Considerando la relación de potencia usada a la capacidad de potencia:

$$Relacion\ de\ pote = \frac{P\ usada}{P\ instalada}$$ Ecuación 1.9

En este caso, la relación de potencia en los primeros cinco años es de 5 kW/l0 kW = 0.5. En los segundos cinco años es de 10 kW/l0 kW = 1.0

Si en lugar de la relación de potencia se usa una relación de energía, multiplicando por el tiempo durante el cual la potencia está disponible o es usada, llegamos al factor de planta (también llamado “factor de capacidad”).

Factor de planta:

$$= \frac{P\ usada\ x\ t\ de\ Pot\ usada}{P\ instalada\ x\ período\ considerado}$$ Ecuación 1.10

$$= \frac{Energía\ usada}{Energía\ Instalada}$$ Ecuación 1.11

En los primeros cinco años, los primeros 25 hogares están usando 5 kW para iluminación. Ellos requieren iluminación sólo en las horas de la noche, de 6 pm a 12 pm, es decir, durante 6 horas de las 24 horas. En este caso el tiempo de uso de la potencia es 6 horas y el período considerado es de 24 horas. El factor de planta será:

$$\frac{5Kw\ x\ 6h}{10Kw\ x\ 24h} = 0{,}125$$

En los segundos cinco años, las siguientes 25 casas serán conectadas y el total de potencia consumida en las horas de la noche será de 10 kW. El nuevo factor de planta es:

$$\frac{10Kw\ x\ 6h}{10Kw\ x\ 24h} = 0{,}25$$

Estas cifras, 0.125 o 0.25 como factores de planta, constituyen una medida rápida del uso exitoso del sistema hidráulico.

Por consiguiente, una clave de diseño para micro hidrogeneración es: **"Diseñe para el factor de planta más alto posible"**

1.3RECURSOS HIDROENERGÉTICOS

1.3.1 Medición del salto

Los mapas con curvas de nivel sirven para hacer una primera estimación del salto disponible y pueden utilizarse para estudios de prefactibilidad de microcentrales hidroeléctricas (MCH). En los estudios de factibilidad y en los definitivos se hace necesario realizar mediciones en el lugar a fin de obtener una mayor precisión. Por lo general, sé requiere precisión es de 3% o más, puesto que la caída es un parámetro importante en el diseño del sistema. En el gráfico 1.4 podemos apreciar la caída.

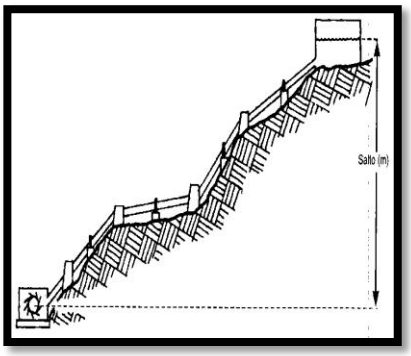


Figura 1.4 Medición salto o caída

1.3.2 Medición del caudal

Los métodos de medición de caudal aquí descritos son:

- Método de la solución de la sal.
- Método del recipiente.
- Método del área y velocidad.
- Entre otros.

1.3.3 Regulación de la velocidad

Existen muchas maneras de aprovechar la energía generada por el agua al golpear las paletas o álabes de una rueda o turbina hidráulica. Algunos de estos sistemas operan con la turbina girando a velocidad constante en todo momento, mientras que otros lo hacen con la turbina trabajando a velocidad variable, ¿Por qué ocurre esto? La respuesta está en el uso que se le da a la energía generada, y en la existencia o no de control de velocidad en el equipo generador.

1.3.4 Hidrología

La cantidad de agua que escurre en un río varía a lo largo del año. Esta variación del caudal obedece a múltiples factores entre los que destacan: el área de la cuenca, las condiciones climáticas existentes, la topografía del terreno y las características geológicas de la cuenca.

1.3.4.1 El ciclo hidrológico

El transporte de agua de mar a la atmósfera por efecto de la evaporación, su caída a la superficie por precipitación y su regreso al mar a través de los ríos o filtraciones, es conocido como el ciclo hidrológico el cual se grafica en la figura 1.5

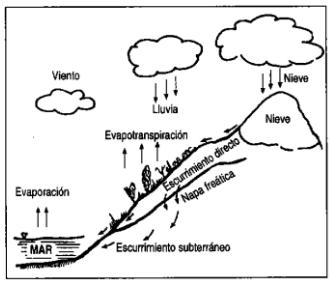


Figura 1.5 Ciclo hidrológico

1.3.4.2 Análisis estadístico de la información hidrométrica

El registro de la variación del caudal a lo largo del año se toma de las estaciones de aforo, las cuales están ubicadas en el cauce de los principales ríos.

En muchas de estas estaciones se toman los datos en forma inter diaria. Un registro de aforos de varios años resulta de gran utilidad para poder predecir las variaciones estacionales del caudal.

1.4 ECUACIONES FUNDAMENTALES DE LA HIDRÁULICA

1.4.1 Ecuación de la continuidad

Si en una conducción determinada de una red de abastecimiento, fig. 1.6, se consideran dos secciones rectas de las mismas A_1 y A_2situadas en puntos perfectamente diferenciados de la conducción que está siendo recorrida por agua con velocidades diferentes V_1 y V_2, se puede establecer la siguiente igualdad:

$$A_1.V_1 = A_2.V_2 = Cte = Q \qquad \text{Ecuación 1.12}$$

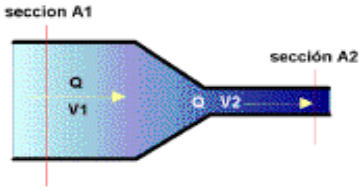


Fig. 1.6 Explicación de la ecuación de la continuidad

A_1 y A_2 = Secciones rectas de las conducciones.

V_1 y V_2 = Velocidades del fluido en cada una de las secciones.

$\gamma 1$ y $\gamma 2$ = Pesos específicos del fluido en cada una de las secciones

1.4.2 Ecuación de la energía

La ecuación de la energía es válida para una línea de corriente de flujo permanente y uniforme y sin rozamiento.

En estas circunstancias, fig. 1.7, la suma de las energías de presión, cinética y potencial, se mantiene constante a lo largo de la mencionada línea.

La ecuación de la energía recibe también el nombre de ecuación de Bernouilli.

La expresión analítica de dicha ecuación es la siguiente:

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{V_2^1}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g}$$ Ecuación 1.13

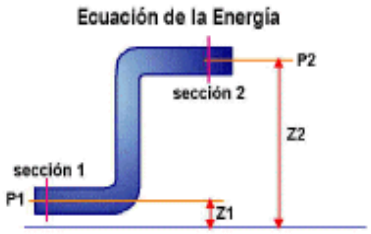


Figura 1.7 Explicación de la ecuación de la energía

1.4.3 Alturas piezométricas, totales y geométricas

Altura geométrica, es la altura que tiene el eje de la tubería con respecto a un nivel de referencia determinado como puede ser el nivel del mar. La altura geométrica se representa mediante la cota z. Esta altura cuantifica la energía potencial.

El lugar geométrico de las alturas geométricas es la línea de alturas geométricas.

$$H = \frac{P}{\gamma} + Z$$ Ecuación 1.14

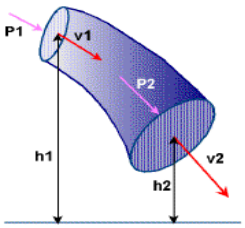


Figura 1.8 Explicación del teorema de Bernouilli

Alturas totales, estas alturas se obtienen sumando a las alturas piezométricas, las alturas de la velocidad de circulación ($v^2/2g$).

CAPITULO II

2 MAQUINAS HIDRÁULICAS

2.1 DEFINICIÓN

Una máquina hidráulica es un dispositivo capaz de convertir energía hidráulica en energía mecánica; pueden ser motrices (turbinas), o generatrices (bombas), modificando la energía total de la vena fluida que las atraviesa. En el estudio de las turbomáquinas hidráulicas no se tienen en cuenta efectos de tipo térmico, aunque a veces habrá necesidad de recurrir a determinados conceptos termodinámicos; todos los fenómenos que se estudian serán en régimen permanente, caracterizados por una velocidad de rotación de la máquina y un caudal, constantes.

2.2 **TURBINAS** HIDRÁULICAS

2.2.1 Definición

La turbina hidráulica es el elemento clave de la mini central. Aprovecha la energía cinética y potencial que contiene el agua, transformándola en un movimiento de rotación, que transferido mediante un eje al generador produce energía eléctrica.

2.2.2 Elementos Constitutivos

El distribuidor

Rodete

Corona directriz

Caja espiral

Tuvo difusor

2.2.3 Clasificación de las turbinas

Las turbinas hidráulicas se pueden clasificar según diferentes criterios:

- Según la variación de la presión estática a través del rodete
- Según la dirección del flujo a través del rodete
- Según el grado de admisión del rodete

2.2.3.1Clasificación según su grado de reacción.

Según estas características las turbinas se clasifican en:

a) Turbinas de acción o impulsión

b) Turbinas de reacción o sobrepresión

En las ***turbinas de acción*** el agua sale del distribuidor a la presión atmosférica, y llega al rodete con la misma presión (figura 2.1); en estas turbinas, toda la energía potencial del salto

se transmite al rodete en forma de energía cinética. *En las turbinas de acción, el empuje y la acción del agua, coinciden.*

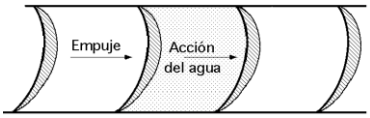


Figura 2.1 Acción

En las ***turbinas de reacción*** el agua sale del distribuidor con una cierta presión que va disminuyendo a medida que el agua atraviesa los álabes del rodete, de forma que, a la salida, la presión puede ser nula o incluso negativa (figura 2.2); en estas turbinas el agua circula a presión en el distribuidor y en el rodete y, por lo tanto, la energía potencial del salto se transforma, una parte, en energía cinética, y la otra, en energía de presión.

En las turbinas de reacción, el empuje y la acción del agua son opuestos

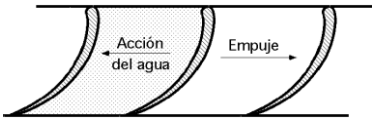


Figura 2.2 Reacción

2.2.4 Tipos de turbinas

Las turbinas hidráulicas se pueden clasificar en dos grandes grupos: turbinas de acción y turbinas de reacción. A estos dos grupos corresponden las turbinas modernas que hoy en día se emplean en las centrales hidráulicas, sean estas pequeñas o grandes.

Turbinas de acción

a) Turbinas Peltón de 1 o más inyectores.- es tangencial, y la más utilizada para grandes saltos. Figura 2.6

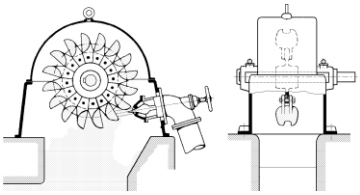


Figura 2.6 Turbina Peltón

b) Turbinas Turgo.- Se muestra en la figura 2.7

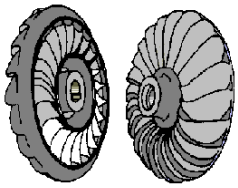


Figura 2.7 Turbina Turgo

c) Turbina Michell Banki.- el agua pasa dos veces por los álabes del rodete, construido en forma de tambor; se utiliza para pequeños y grandes saltos. Como se muestra en la Figura 2.8

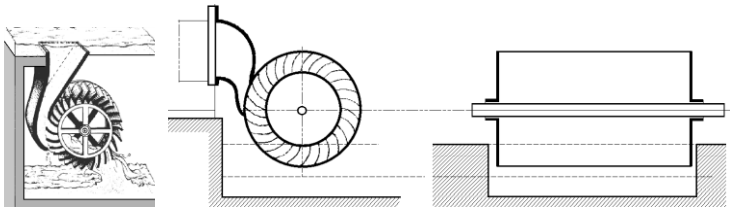


Figura 2.8 Turbina Michell Banki

Características Principales de las Turbinas de Acción

Tabla 4.1 **Características principales de turbinas hidráulicas**

	TURBINA	Inventor y año de patente	N_s (rpm, HP, m) rpm	Q m^3/s	H m	P kW	$\eta_{máx}$ %
A C C I Ó N	PELTON	Lester Pelton (EE.UU.) 1880	1 Ch: 30 2 Ch: 30-50 4 Ch: 30-50 6 Ch: 50-70	0.05-50	30-1800	2-300000	91
	TURGO	Eric Crewdson (G. Bretaña) 1920	60-260	0.025-10	15-300	5-8000	85
	MICHELL-BANKI	A.G. Michell (Australia) 1903 D. Banki (Hung.) 1917-1919	40-160	0.025-5	1-50 (200)	1-750	82

Tabla 2.1 Características de las turbinas de acción

Turbinas de Reacción

Turbina *Fourneyron* (1833), fig. 2.9, en la que el rodete se mueve dentro del agua. Es una turbina radial centrífuga, lo que supone un gran diámetro de rodete; en la actualidad no se construye.

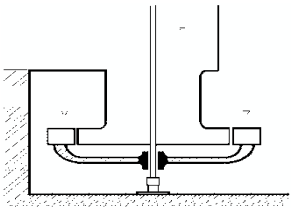


Fig. 2.9 Turbina Fourneyron

Turbina *Heuschel-Jonval*, fig. 2.10, axial, y con tubo de aspiración; el rodete es prácticamente inaccesible; en la actualidad no se construye.

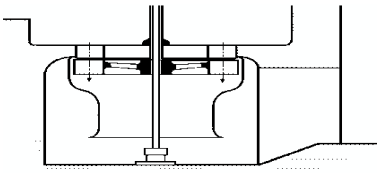


Fig. 2.10 Heuschel-Jonval

Turbina *Francis* (1849), fig. 2.11; es radial centrípeta, con tubo de aspiración; el rodete es de fácil acceso, por lo que es muy práctica. Es fácilmente regulable y funciona a un elevado número de revoluciones; es el tipo más empleado, y se utiliza en saltos variables, desde 0,5 m hasta 180 m; pueden ser, lentas, normales, rápidas y extrarápidas.

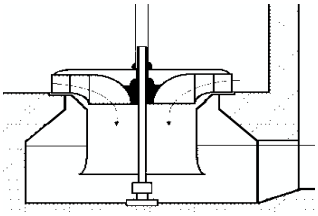


Fig. 2.11 Turbina Francis

Turbina *Kaplan* (1912), fig. 2.12; las palas del rodete tienen forma de hélice; se emplea en saltos de pequeña altura, obteniéndose con ella elevados rendimientos, siendo las palas orientables lo que implica paso variable. Si las palas son fijas, se denominan turbinas hélice.

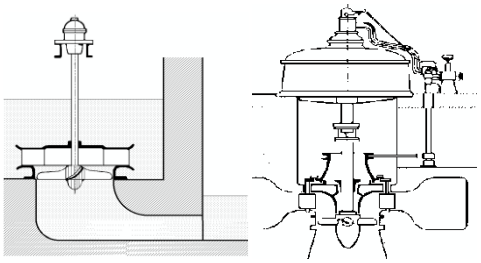


Fig. 2.12 Turbinas Kaplan

2.2.5 Potencias, pérdidas y rendimientos.

Potencia de un sistema hidráulico:

Dado un sistema como en la siguiente figura 2.13

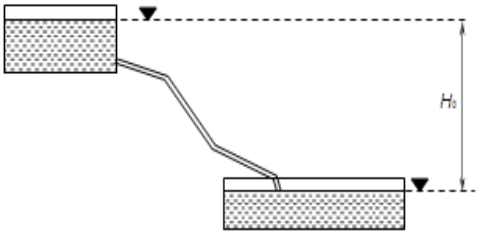


Fig. 2.13 Esquema de un sistema hidráulico.

En la fig. 2.13, donde *Hb* es el salto bruto entre los dos niveles, si se consideran las pérdidas que implican la cañería, válvulas si las hubiera, etc. englobado en un valor Δh se tiene que el salto neto resulta:

$H = H_b - \Delta h$ Ecuación 2.1

En base a lo anterior, la energía potencial de un salto de agua se puede aprovechar mediante:

El peso de una masa de agua que cae, la presión del agua, la velocidad del agua, la combinación de todo lo anterior.

La potencia hidráulica disponible N, para un volumen de agua V que pesa G y cae desde una altura H, y que produce el trabajo W = G. H será:

$N = \frac{G.H}{t} = \frac{\gamma.V.H}{t} = \gamma.Q.H$ Ecuación 2.2

Si lo que se utiliza es la presión, introducida en un cilindro de sección S y carrera L, producirá un trabajo W = p.S.L= p.V, entonces la potencia será.

$N = \frac{p.V}{L} = p.Q$ Si $p = \gamma.H$ entonces $N = \gamma.H.Q$ Ecuación 2.3

Si se usa la velocidad media, la energía cinética será**:**

$E = G.\frac{U^2}{t}$, Ecuación 2.4

Entonces $N = \frac{G.U^2}{t.2g} = \frac{\gamma.V}{t} = \frac{\gamma.U}{t}.\frac{U^2}{2g} = \gamma.Q.H$ Ecuación 2.5

Por definición $H = \frac{V^2}{2g}$ Ecuación 2.6

O sea que cualquiera sea el medio utilizado (caída, presión, energía cinética), la potencia hidráulica disponible de un salto neto H es siempre la misma**.**

Si $[N] = \left[\frac{Kgm}{seg.}\right] en\ Kw$

Resulta $N = \frac{100}{102}.Q.H \cong 9{,}81\ .Q.H$ Ecuación 2.7

Rendimiento de las máquinas hidráulicas:

Se puede definir el rendimiento total como el cociente entre la potencia efectiva y la potencia disponible:

$\aleph = \frac{N_e}{N}$ Ecuación 2.8

La potencia efectiva se calcula mediante la evaluación de las pérdidas**.**

a) Pérdidas volumétricas:

Son debidas a las fugas de agua a través de la máquina, es decir, es la parte de caudal que se pierde por juegos o huelgos entre las partes fijas y las partes móviles. La reducción de potencia es proporcional a dicha pérdida de caudal.

En este caso se puede definir el rendimiento volumétrico como:

$\aleph_v = \frac{Q-q}{Q}$ Ecuación 2.9

Q = Caudal disponible.

Q- q = Caudal efectivo.

q = Caudal de pérdidas**.**

b) Pérdidas mecánicas:

En este caso resultan de considerar los rozamientos entre las distintas partes de la máquina, especialmente entre partes móviles y partes fijas, y se obtiene del cociente entre la potencia efectiva utilizable y la potencia hidráulica calculada:

$\aleph_m = \frac{N_e}{N}$, donde $N_e = N - N_m$, y $\aleph_m = \frac{N-N_m}{N}$ Ecuación 2.10

$N_m =$ Pérdidas por rozamientos**.**

c) Rendimiento total:

$\aleph_T = \aleph_v . \aleph_H . \aleph_m = \frac{Q-q}{Q} . \frac{N_H}{N_{disp.}} . \frac{N_e}{N} = \frac{Q-q}{Q} . \frac{N_e}{\gamma(Q-q)H} \cong \frac{N_e}{\gamma.Q.H}$ Ecuación 2.11

Entonces $\aleph_T = \frac{N_e}{N}$ Ecuación 2.12

CAPITULO III

3. TURBINAS DE FLUJO CRUZADO O TANGENCIAL

3.1 Turbina Michell Banki

La turbina de flujo transversal o Michell-Banki es una máquina utilizada principalmente para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos. Sus ventajas principales están en su sencillo diseño y su fácil construcción lo que la hace atractiva en el balance económico de un aprovechamiento a pequeña escala.

3.1.1 Partes principales de la Turbina

En la Figura 3.1 se presentan las principales partes de una turbina turbina Michell-Banki

1. Pieza de transición
2. Inyector
3. Rotor
4. Paleta directiz
5. Carcasa

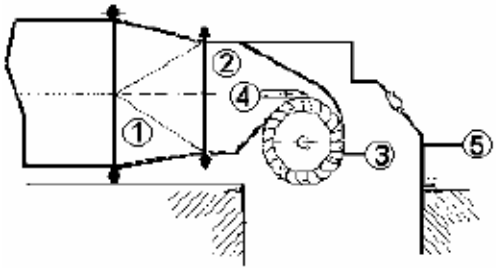


Figura 3.1 Elementos principales de una turbina Michell-Banki

3.1.2 Dimensionamiento preliminar de la turbina Michell Banki

Tomando como referencia la figura 3.2.

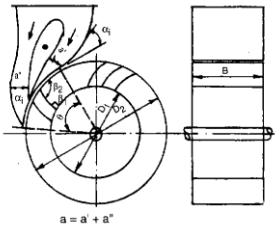


Figura 3.2 Dimensiones básicas de una turbina Michell Banki

3.2 CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES

Las características más importantes de la turbina Michell-Banki son:

- Tiene un amplio rango de aplicación, estando comprendida entre la turbina Peltón de doble inyector y las Francis rápidas.
- Puede operar en amplios rangos de caudal y altura sin variar apreciablemente su eficiencia.
- Su construcción es sencilla, pudiendo ser fabricada en pequeños talleres.
- Debido a su simplicidad de construcción y funcionamiento, para bajas caídas, es la turbina que presenta los menores costos iníciales así como de operación y mantenimiento.

- Es la turbina que mejor se adapta para ser usada en medios rurales.

3.3 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

La turbina consta de dos elementos principales: un inyector y un rotor; figura 3.3. El agua es restituida mediante una descarga a presión atmosférica.

El rotor está compuesto por dos discos paralelos a los cuales van unidos los álabes curvados en forma de sector circular.

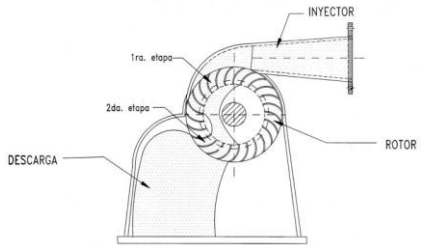


Figura 3.3 Elementos de la turbina

El inyector posee una sección transversal rectangular que va unida a la tubería por una transición rectangular-circular.

Una característica atractiva de esta máquina es la forma aplanada de su curva de rendimiento. Esto se logra con un diseño de la turbina con admisión parcial. Por ejemplo: si se divide el rotor en 3 partes iguales y la admisión del agua se puede realizar por 1/3, 2/3 o la totalidad del rodete; figura 3.4.

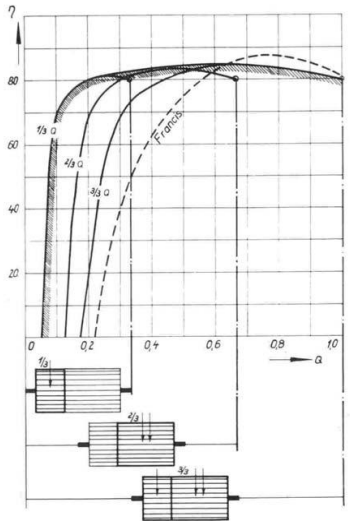


Figura 3.4 Turbina De Flujo Transversal De Admision Parcial

Esta clase de admisión permite obtener una curva de rendimiento como la de la Figura 2 en la cual se observa la comparación con la curva de rendimiento de una turbina tipo Francis.

3.3.1 Selección del diámetro y velocidad de giro de la turbina

El diámetro de esta máquina no depende del caudal. Esta premisa facilita el diseño pues otorga al diámetro el carácter de parámetro independiente.

Esto se afirma por el hecho de que esta turbina puede trabajar en un amplio rango de velocidades de rotación. De acuerdo con esto el diámetro podrá ser seleccionado en primer término usando la Tabla 3.2.

$Q/\sqrt{H}$	Diámetro del rotor (mm)
0,02236 - 0,04743	200
0,04743 - 0,07906	300
0,07906 - 0,11068	400
0,07906 – 0,15812	500

Tabla 3.2. Selección del diámetro del rotor

3.3.2 Número de álabes del rotor

La selección del número de álabes se realizará en base al diámetro y las condiciones de funcionamiento de la turbina, es decir, altura y caudal.

Se deberá tener en cuenta que un reducido número de álabes provocará pulsaciones en la generación de la potencia, y un número elevado producirá una aceleración de la vena fluida con el consiguiente aumento de las pérdidas y el efecto de reja.

Según las investigaciones de A. Ulku y H. Olgun existe un número óptimo de álabes. En la tabla 3.3 se transcriben los resultados de diferentes investigaciones realizadas y que están reflejadas en la literatura.

Tabla 3.3: Parámetros característicos en turbinas ensayadas por diferentes investigaciones.

REFERENCIA	D/d	D/B	Z	η
YOKOHAMA, 1985, JAPON	0,66	4,25	26	80,60
VIGM, 1986, CCCP	0,63	3,00	24	78,00
GANZ,1984, HUNGRIA	0,66	1,00	30	75,00
ALABAMA,1983, USA	0,66	0,25	20	75,00
RESITA, 1983, RUMANIA	0,66	1,28	24	73,00
KTU, 1987, TRAZBON, TURKIA	0,54	0,81	24	71,30
OREGON, 1949, USA	0,66	1,09	20	68,00

VDI, 1981, ETIOPIA	0,67	3,26	36	66,00
LOS ANDES, 1973, COLOMBIA	0,62	1,87	27	60,60
ODTU, 1985, ANKARA, TURKIA	0,83	1,44	30	55,50
8ºCIBIM 2007	2,2	0,93	16	60

De esta tabla se desprende que el número óptimo de álabes está entre 16 y 30.

Además existe otra forma de calcular el número de álabes seleccionándolo de la Tabla 3.4; de acuerdo a varios estudios por investigadores y según la fuente INEN 1986

Diámetro del rotor (mm)	Número de álabes
200	22
300	24
400	26
500	28

Fuente: INE (1986)

Tabla 3.4. Selección del número de álabes del rotor

3.3.3 Elección del Ancho del Rotor

Un factor importante a tener en cuenta es el cálculo del ancho del rotor. Este se calcula teniendo en cuenta el diámetro seleccionado, los parámetros de funcionamiento H y Q; y para que no exista pérdidas de caudal en la interface entre el inyector y el rotor, el ancho de éste se construye 20 a 40 % mayor que el ancho del inyector. Figura 3.5

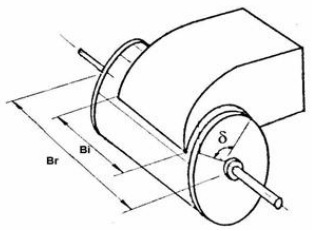


Figura 3.5 Ancho del rotor (Br)

3.3.4 Diseño del inyector

El inyector de una turbina de flujo transversal es el segundo componente de esta máquina que en conjunto con el rotor determinan la eficiencia de la turbina. Este es el encargado de guiar el flujo hacia el rotor.

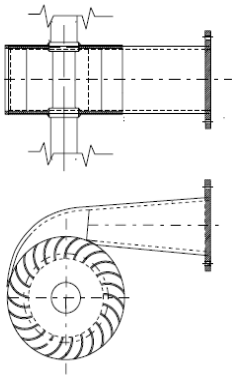


Fig. 3.6 Vistas del inyector.

El chorro entra al rotor con un ángulo α1 que es constante en toda la admisión y tangente a la periferia de la rueda fig.3.6. El flujo que abandona las paredes sólidas del inyector es definido como un chorro libre. La velocidad a la salida del inyector tiene un valor un poco más pequeño que el valor de diseño lo que provoca un incremento en el arco de entrada.

Tanto el ángulo como el arco de admisión estarán definidos de acuerdo con el valor de Xz adoptado con anterioridad, es decir, por el número de álabes en la admisión. Además se deberá tener en cuenta el "efecto de reja" que causa el espesor de los álabes en la entrada. Así, el arco de admisión estará dado por: Trazado del inyector. Figura 3.7

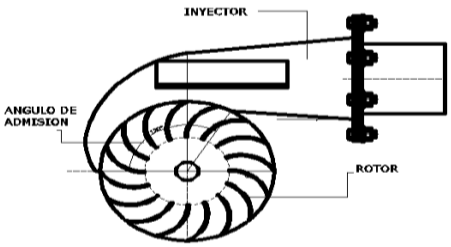


Fig. 3.7 Trazado del inyector

3.4 TRANSMISIÓN DE POTENCIA MECÁNICA

3.4.1 Introducción

En el caso de sistemas eléctricos con corriente alterna, a una frecuencia de 60 Hz, se dispone de generadores con velocidades de n e *3600/p* (rpm), siendo "p" el número de pares de polos del generador. De esta manera se puede contar con velocidades de 3600, 1800, 1200, 900 rpm y menos, siendo más costoso el generador en el caso de bajas velocidades.

3.4.2 Elementos de un sistema de transmisión de potencia mecánica

En todo sistema de transmisión de movimiento y potencia mecánica se pueden distinguir fundamentalmente dos tipos de elementos:

- ✓ elemento conductor o motriz
- ✓ elemento conducido

De una manera más específica los elementos mecánicos involucrados en una transmisión serán:

- ✓ una rueda impulsora
- ✓ una rueda conducida
- ✓ ejes que soportan las ruedas y giran con ellas
- ✓ soportes de los ejes (cojinetes de rodamiento o deslizamiento)
- ✓ acoplamientos

En la figura 3.8 se puede observar estos elementos. Es importante apreciar que la transmisión de la potencia mecánica se producirá continuamente con la participación de los diferentes elementos mecánicos; así en el ejemplo mostrado: el eje motriz entrega movimiento a la rueda mediante la unión en chaveta, la rueda mueve a la faja por fricción, la faja mueve a la rueda conducida y finalmente ésta al eje conducido.

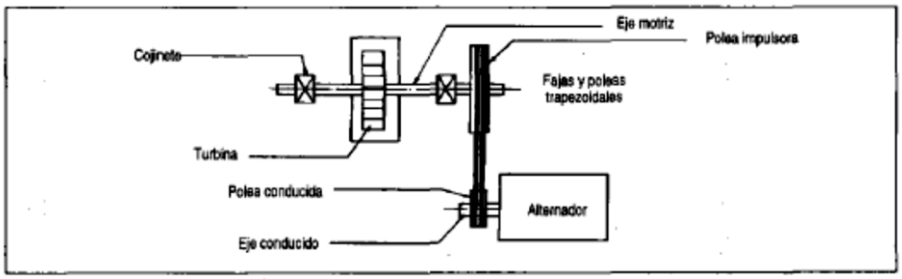


Fig.3.8 Sistema de transmisión en una etapa.

3.4.3 Tipo de Transmisiones

Existen varios tipos de transmisiones mecánicas, indicaremos las más importantes:

Transmisiones flexibles por fajas, que pueden ser:

- planas
- trapezoidales o en V
- dentadas

Transmisiones flexibles por cadenas de rodillos, que pueden ser:

- simples

- múltiples

Transmisiones por ruedas de fricción, que pueden ser:

- cilíndricas de ejes paralelos
- cilíndricas de ejes transversales
- cónicas

Transmisiones por engranajes, las que pueden ser:

- cilíndricas de dientes rectos
- cilíndricas de dientes helicoidales
- cónicos de dientes rectos
- cónicos de dientes espirales
- tornillo sin fin con rueda dentada

CAPITULO IV

4.1 DISEÑO HIDRÁULICO

4. 1.1 Selección del diámetro

Para el diseño de la turbina se realizo un análisis, por eso los siguientes datos son los parámetros que se ha seleccionado para desde ahí partir y encontrar los datos que falten:

H = 2.5m.

Q= 0.010 m^3/s

De = 0,2m.

Z =12 álabes

4. 1.2 Cálculo de la velocidad de giro de la turbina

Luego de haber seleccionado el diámetro se procede a obtener la velocidad de giro de la máquina:

$$n = 40{,}62 * K_c \ * \frac{\sqrt{H}}{D_e}(rpm)$$ Ecuación 4.1

4.1.3 Coeficiente de velocidad Kc del inyector

Este coeficiente de velocidad afecta a la velocidad absoluta de entrada y tiene en cuenta las pérdidas que se generan en el escurrimiento dentro del inyector. De acuerdo a esto se puede decir que el coeficiente Kc afectará de manera directa al rendimiento hidráulico de la turbina, y es igual a : kc = 0,967.

4.1.4 Resolución del triangulo de velocidades a la entrada del rotor

En la fig.4.1 se puede observar los triángulos de velocidades para las dos etapas, en donde existe una total semejanza entre el triángulo de velocidades a la salida de la primera etapa y el de la entrada a la segunda etapa.

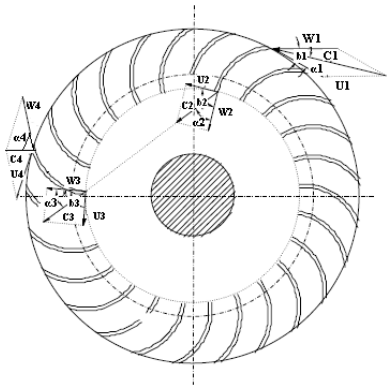


Fig. 4.1 Rotor con los triángulos de velocidades

De acuerdo a lo dicho anteriormente en la figura 4.2 realizaremos el diseño hidráulico de esta máquina en base a la suposición de que es una turbina de acción. Pero debido a las características de ésta debemos modificar el principio de máxima utilización de la energía en lo referente a la relación de velocidades.

$$u_1 = \frac{c_{u1}}{2}$$ Ecuación 4.2

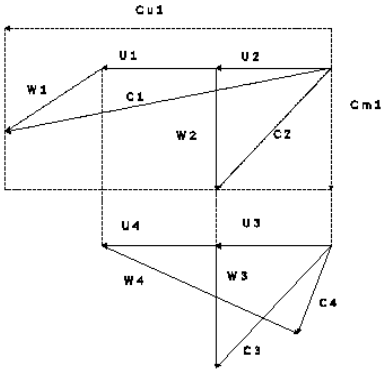


Fig. **4.2** Triángulos de velocidades unificados 1ra y 2da etapa

4.1.4.1 Velocidad absoluta

La velocidad absoluta de entrada del agua en el inyector para una máquina de acción está dada por:

$$\boldsymbol{C_1 = K_c * \sqrt{2 * g * H}\ (m/s)}$$ Ecuación 4.3

4.1.4.2 Velocidad tangencial

De acuerdo al triángulo de velocidades a la entrada se tiene:

$$\mathbf{U_1 = \frac{C_u 1}{2} = \frac{C_1 * \cos\propto_1}{2} = \frac{4{,}429 * K_c \sqrt{H} * \cos\propto_1}{2}}\ \boldsymbol{(m/s)}$$ Ecuación 4.4

Luego tenemos:

$$\boldsymbol{U_1 = 2{,}214 * K_c * \sqrt{H} * \cos \propto_1\ (m/s)}$$ Ecuación 4.5

Si $\propto 1 = 16{,}102^o$, la velocidad tangencial será:

$$U_1 = 2{,}127 * K_c * \sqrt{H}\boldsymbol{(m/s)}$$ Ecuación 4.6

4.1.4.3 Velocidad relativa del fluido

Aplicando el teorema del seno sobre el triangulo de velocidades a la entrada:

$$\frac{C_1}{sen(180-\beta_1)} = \frac{W_1}{sen\alpha_1}$$ Ecuación 4.7

Luego:

$$W_1 = \frac{C_1 * sen\alpha_1}{sen(180-\beta_1)}\boldsymbol{(m/s)}$$ Ecuación 4.8

Si remplazamos esta ecuación en la última expresión obtendremos el valor de W1.

$$W_1 = 4{,}429 * K_c * \sqrt{H} * \frac{sen\alpha_1}{sen(180-\beta_1)} (\boldsymbol{m/s})$$ Ecuación 4.9

Si $\alpha_1 = 16{,}102^o$ entonces $\beta_1 = 30^o$ entonces la velocidad relativa a la entrada del rotor será:

$$W_1 = 2{,}458 * K_c * \sqrt{H} (\boldsymbol{m/s})$$ Ecuación 4.10

4.1.4.4 Componente de la velocidad absoluta en dirección meridiana

Para completar la resolución del triángulo de velocidades a la entrada se obtiene el valor de:

$$C_m 1 = C_1 * sen\alpha_1 = C_1 * 4{,}429 * K_c * \sqrt{H} * sen\alpha_1 (\boldsymbol{m/s})$$ Ecuación 4.11

O sea:

$$C_m 1 = 1{,}229 * K_c * \sqrt{H} (\boldsymbol{m/s})$$ Ecuación 4.12

El ángulo varía generalmente desde los 14º a los 17º

De acuerdo a esto el ángulo β_1 variara de acuerdo a los valores en la tabla

Tabla Nº 4.1. Valores de los ángulos β_1 y α_1

$\propto_1$	β_1
15,0	28,18
15,2	28,51
15,4	28,85
15,6	29,17
15.7	29,50
15,9	29,67
15,16	29,83
16,1	29,99
16,102	**30,0**
16,2	30,15
16,4	30,48
16,6	30,80
16,8	31,12
17,0	31,44

El ángulo influye en la construcción del rotor lo que lleva a tratar de utilizar valores que faciliten dicha construcción.

De acuerdo a esto conviene adoptar un ángulo $\boldsymbol{\alpha_1 = 16{,}102^{o}}$ con lo que se obtendrá un ángulo $\boldsymbol{\beta_1}$ **de 30**.

4.1.5 Número y espesor de los álabes del rotor

4.1.5.1 Selección del número de los álabes del rotor

La selección del número de álabes se realizará en base al diámetro y las condiciones de funcionamiento de la turbina, es decir, altura y caudal.

Se deberá tener en cuenta que un reducido número de álabes provocará pulsaciones en la generación de la potencia, y un número elevado producirá una aceleración de la vena fluida con el consiguiente aumento de las pérdidas y el efecto de reja.

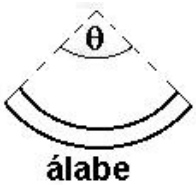


Figura.4.3. Sección transversal de un álabe del rotor

4.1.5.2 Selección del espesor de los álabes del rotor

Una de las alternativas que se tiene para facilitar la construcción de los álabes, algunos fabricantes utilizan tuberías comerciales de acero al carbono. Estas son cortadas formando un arco de circunferencia. La tabla 4.2 muestra los diámetros de tuberías recomendados.

Tabla 4.2. Diametros de tuberias

ROTOR	TUBERÍA		
Diámetro(mm)	Diámetro (pul.)	Espesor(mm)	Peso(Kgf/m)
200	$2^1/_2$	5,16	8,62
300	4	6,02	16,07
400	5	6,55	21,78

4.1.5.3 Número de álabes que reciben el flujo de agua.

El número de álabes que reciben el flujo de agua que ingresa al rotor fig. 4.4 puede calcularse con la siguiente fórmula:

$$\boldsymbol{Z_f = \frac{\delta}{360^{\circ}} * Z} \qquad \text{Ecuación 4.13}$$

$\boldsymbol{\delta}$ = ángulo de admisión entre el rotor y el inyector

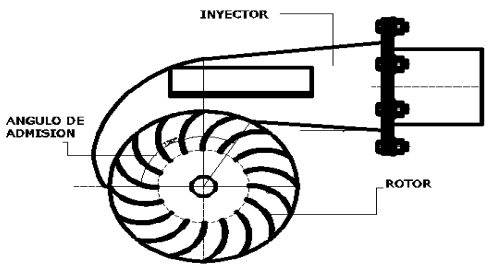


Fig. 4.4 Rotor

El ángulo de admisión es variable pero comúnmente un buen valor de este ángulo es de 120°

4.1.5.4 Determinación de la geometría del álabe

De acuerdo a lo ya expresado y según la figura 4.5, el álabe de una turbina Banki tiene la forma de sector circular generalmente obtenidos de tubos de acero, bronce, acero inoxidable, etc.

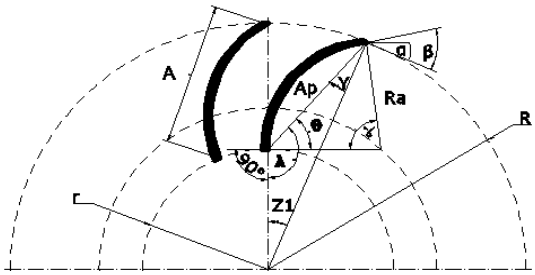


Fig. 4.5 Geometría del alabe

4.1.5.5 Ángulo entre álabes

Según el número de álabes seleccionado previamente se tendrá en forma automática el paso entre álabes de la siguiente forma:

$$Z_1 = \frac{360^\circ}{Z} \ (^\circ) \qquad \text{Ecuación 4.14}$$

4.1.5.6 Parámetros de dimensión y ubicación de los álabes

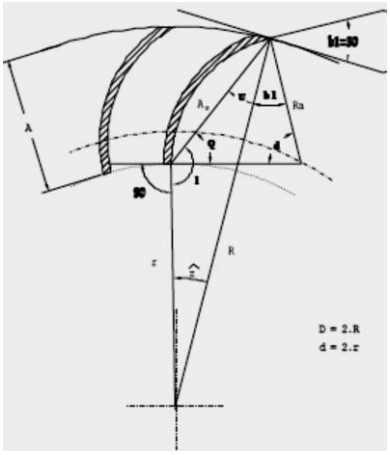


Figura 4.6 Dimensión y ubicación del álabe

El siguiente paso es determinar los diferentes parámetros de dimensión y ubicación de dichos álabes. Observando la Figura 4.6 se pueden determinar los distintos ángulos característicos, así:

$\theta = \gamma + 30°$ Ecuación 4.15

$\lambda = 90° + \theta = 180° - Z_1 - \gamma$ Ecuación 4.16

Reemplazando en la ecuación 4.15 tenemos:

$\gamma = 30° - \frac{Z_1}{2}$ Ecuación 4.17

Análogamente trabajando con la ecuación 4.17 se obtiene:

$\theta = 60° - \frac{Z_1}{2}$ Ecuación 4.18

$\lambda = 150° - \frac{Z_1}{2}$ Ecuación 4.19

Además por relación geométrica se obtiene:

$\delta = 180° - \gamma - 30° - \theta$ Ecuación 4.20

$\delta = 150° - 30° + \frac{Z_1}{2} - 60° + \frac{Z_1}{2}$ Ecuación 4.21

Por lo tanto:

$\delta = Z_1 + 60°$ Ecuación 4.22

Definiendo el ancho radial del álabe **A** como:

$A = R - r\ (m)$ Ecuación 4.23

El ancho radial es un dimensión muy importante ya que si el álabe es corto radialmente no se aprovecha la vena fluida en forma adecuada, y si el álabe es largo en forma radial ocasionara mayores pérdidas por fricción y perturbaciones a la salida del álabe en la primera etapa que serán mayores si el eje es pasante.

De tal manera debe hallarse una expresión que la vincule con los parámetros óptimos de funcionamiento de la turbina.

Teorema del seno:

$\frac{\text{sen}\,\lambda}{R} = \frac{\text{sen}\gamma}{r}$ Ecuación 4.24

O sea:

$r = R * \frac{\text{sen}\gamma}{\text{sen}\,\lambda}$ (m) >> A=R*(1-senγ/(sen λ)) (m) Ecuación 4.25

Por último el radio del álabe es Ralab y Rrot es el radio del rotor.

Ralab=Rrot*(sen(Z1)/sen(δ))* (sen(θ)/sen(λ)) Ecuación 4.26

4.1.6 Cálculo del ancho del Rotor

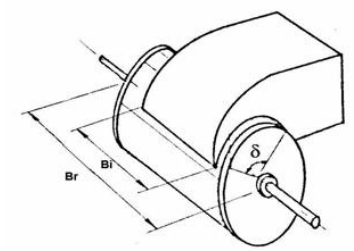


Figura 4.7. Dimensiones características del inyector y rotor.

Para que no existan pérdidas de caudal en la interface entre el inyector y el rotor, el ancho de éste se construye 20 a 40 % mayor que el ancho del inyector, por esta razón primeramente calculamos:

El área total de admisión está dada por:

$Aat = Br * P_Z * Z_a \ (m^2)$ Ecuación 4.27

El pasó esta dado por:

$P_z = \frac{\pi * De}{Z}$ (m) Ecuación 4.28

Definimos como la relación entre un álabe y el número de álabes totales del rotor, podremos determinar el valor numérico de Xz.

El coeficiente X_z varía entre 0,05 y 0,35. Como límite se adopta:

$X_z = \frac{1}{Z} < 0{,}35$ Ecuación 4.29

La expresión para calcular el ancho del rotor es:

$Br = 0{,}259 * Q/(K\_c * De * \sqrt{H} * Xz)$ Ecuación 4.30

4.1.7 Calculo del Ancho del inyector

Este es el encargado de guiar el flujo hacia el rotor. Esta conducción deberá poseer una buena aceleración y una distribución de velocidades uniforme en la sección de salida así como un bajo nivel de pérdidas de carga.

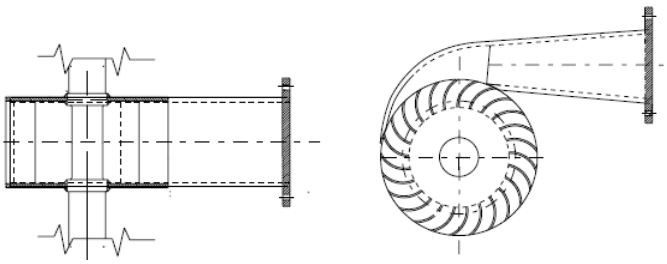


Figura 4.8 Inyector

El inyector posee una sección transversal de forma rectangular compuesto por dos caras laterales rectas que permiten descargar el flujo sobre todo el ancho del rotor [Figura 4.8], una

cara superior envolvente que guía el flujo. Esta cara posee un ángulo α1 óptimo constante en cada punto de la curva.

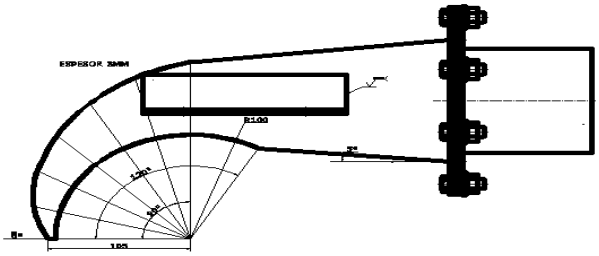


Fig. 4.9 Geometría del inyector

El ancho del inyector puede calcularse aplicando la ley de conservación de la masa entre la salida del inyector y la entrada del rotor.

$$Bi = \frac{360Q}{(\pi De - eZ)\delta k * \sqrt{2gH} * sen\alpha_1} \quad \text{(m)} \qquad \text{Ecuación 4.31}$$

Y el arco de admisión podemos obtenerlo mediante la siguiente ecuación:

$$\theta_a = \frac{360º}{\pi * De} * L_a \qquad \text{Ecuación 4.32}$$

$$L_a = \frac{\pi * De}{Z} * Z_a + Z_a * e \qquad \text{Ecuación 4.33}$$

4.2 DISEÑO MECÁNICO DE LA TURBINA

Para realizar el cálculo de la potencia de la turbina tenemos que tener en cuenta los parámetros que tenemos.

H = 1,59m.

Q = 0,013 m^3/s.

De = Diámetro exterior del rotor 200 mm.

4.2.1 Potencia de la turbina

La potencia de la turbina de flujo cruzado la podemos obtener de la siguiente ecuación:

$$PT = \tau * w \text{ (w)} \qquad \text{Ecuación 4.34}$$

w = RPM*π /30 (rad/seg)

4.2.2 Rendimiento

$$\eta = \left(\frac{Ps}{Pe}\right) \qquad \text{Ecuación 4.35}$$

Pe = Potencia de entrada en la turbina

4.2.3 Torque

Se lo obtiene con la siguiente ecuación:

$$\text{Fi} = \text{R} * \mu \text{ (coeficiente de rozamiento) sabiendo que } \mu \text{ (caucho} - \text{metal)} = 0.56$$ Ecuación 4.36

Fi = 0.56 Ecuación 4.36

Donde torque será:

τ = Fi * r (eje) Ecuación 4.37

Fi = R * μ (coeficiente de rozamiento) sabiendo que el μ (caucho- metal) = 0.56

4.2.4 Caudal que ingresa en un álabe.

$$Q_a = \frac{Q_{max}}{Z_f}\left(m^3/_s\right)$$ Ecuación 4.38

4.2.5 Peso de un álabe

$$P_a = P_u * L\ (Kgf)$$ Ecuación 4.39

P_u = peso de un álabe por unidad de longitud (Kgf/m).

L = longitud del álabe (m)

4.2.6 Peso total del rotor

$$P_{tr} = Z * P_a + 75{,}963 * N_d * {D_e}^2\ (Kg)$$ Ecuación 4.40

N_d = Numero de discos del rotor.

D_e = Diámetro exterior del rotor (m)

4.2.7 Fuerza hidráulica sobre el álabe

Esta fuerza se debe al cambio de dirección que experimenta el agua al pasar por las paletas del rotor fig. 4.10. Esta fuerza puede calcularse aplicando la ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento en un álabe, se puede ver en la figura.

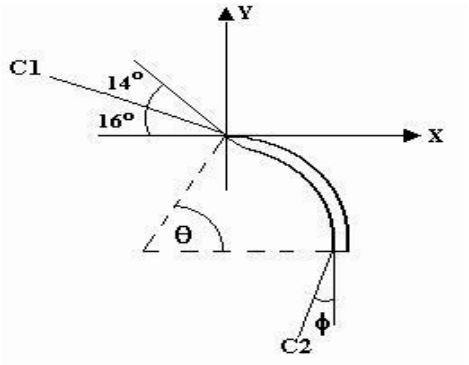


Fig. **4.10** Fuerzas que actúan sobre el álabe

$F_{hx} = 429{,}38 * Q_a * \sqrt{H} * (\cos 16° - sen15{,}5°)$ Ecuación 4.41

$F_{hy} = 429{,}38 * Q_a * \sqrt{H} * (sen16° + cos15{,}5°)$ Ecuación 4.42

$F_{hr} = \sqrt{(F_{hx})^2 + (F_{hy})^2}$ Ecuación 4.43

$F_{hx} =$ Fuerza hidráulica sobre el alabe en dirección **x** (Kgf).

$F_{hy} =$ Fuerza hidráulica sobre el alabe en dirección **y** (Kgf).

F_{hr} = Fuerza hidráulica resultante sobre el álabe (Kgf).

Tabla 4.3. Ángulos característicos de álabes.

Diámetro del rotor (mm)	φ (º)	θ (º)
200	**15,5**	**74,5**
300	20,0	70,0
400	17,0	73,0
500	14,6	75,4

4.2.8 Fuerza centrifuga sobre el álabe

La fuerza centrifuga sobre el alabe puede calcularse de la siguiente manera:

$F_c = 0{,}895 * \frac{P_a * H}{D_e}\ (Kgf)$ Ecuación 4.44

4.2.9 Fuerza total sobre el álabe

La fuerza total sobre el álabe se calcula para el caso más desfavorable fig. 4.11, en el cual la resultante de las fuerzas hidráulica y centrifuga es mayor, este caso se muestra en la siguiente figura, donde el ángulo λ es diferente para cada diámetro de rotor, como se muestra en la tabla.

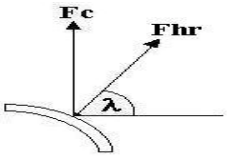


Fig. 4.11 Fuerza totales sobre el alabe

$R_x = F_{hr} * cosn\,\lambda$ Ecuación 4.45

$R_y = F_{hr} * sen\,\lambda + F_c$ Ecuación 4.46

$R_T = \sqrt{(R_x)^2 + (R_y)^2}$ Ecuación 4.47

R_x = Fuerza resultante sobre el álabe en dirección X (kgf).

R_y = Fuerza resultante sobre el álabe en dirección Y (kgf).

R_T = Fuerza total resultante sobre el álabe (kgf).

Tabla 4.4. Ángulo entre la fuerza hidráulica sobre el álabe y el eje (X)

Diámetro del rotor (mm)	λ (º)
200	**29,75**
300	32,02
400	30,50
500	29,90

4.2.10 Momento flector máximo sobre el álabe

$$M = \frac{R_T * B_{rc}}{12} \ (Kgf - cm)$$ Ecuación 4.48

B_{rc} = Ancho del eje del rotor hasta los rodamientos.

4.2.11 Esfuerzo máximo en el álabe

$$\sigma = \frac{M}{W_a} \left({Kgf}/{cm^2} \right)$$ Ecuación 4.49

$Wa = \frac{0{,}39*(e_a)^2*ba}{6}$ (m^3). Momento resistente axial a la flexión.

e_a= espesor del álabe (m).

b_a = base del álabe (m).

Para el diseño se tomara un material con un límite de fluencia de 2400 $\left({Kgf}/{cm^2} \right)$, tabla, y un factor de seguridad de 2, por lo tanto debe verificarse la siguiente relación, de no ser así debe usarse un disco de refuerzo en el centro del rotor, el cual será idéntico a los discos laterales.

$$\sigma \leq \frac{2400}{f_s}$$ Ecuación 4.50

4.2.12 Diseño del eje del rotor

Para el diseño del eje del rotor se hace uso del diagrama de fuerzas que actúan sobre esta, fig. 4.12: Realizamos el cálculo del eje a la flexión y a la torsión.

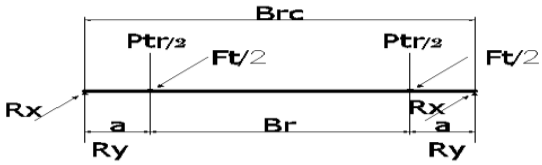


Fig. **4.12** Diagrama de fuerzas que actúan sobre el eje del rotor

Si el eje es de sección continua, el cálculo se hace de acuerdo con la sección peligrosa en términos de la formula.

$$W_x = 0{,}1 * d^3 = \frac{Mequi}{\sigma_{adm.\,flex}}, \qquad \text{Ecuación 4.51}$$

4.2.13 Momento torsor máximo sobre el eje

T_{max} = Momento torsor máximo sobre el eje (Kgf-m).

$$T_{max} = 974\frac{PT}{n} \qquad \text{Ecuación 4.52}$$

4.2.14 Momento flector máximo sobre el eje

M_{max} = Momento máximo sobre el eje en Kgf-m.

$$M_{max} = \sqrt{(M_x)^2 + \left(M_y\right)^2} \qquad \text{Ecuación 4.53}$$

$$M_x = F_t * \frac{a}{2} \qquad \text{Ecuación 4.54}$$

$$M_y = Ptr * \frac{a}{2} \qquad \text{Ecuación 4.55}$$

$$F_t = 1948 * \frac{PT}{n * De} \qquad \text{Ecuación 4.56}$$

Donde:

M_{max} = Momento máximo en Kgf-cm.

$\sigma_{adm.flex}$ = es la tensión admisible a la flexión en Kgf/cm^2.

W_x = Es el momento axial de resistencia de la sección a la flexión, en cm^3.

Los árboles se calculan a la resistencia compleja, puesto que, además de las cargas de flexión, transmiten momento de torsión.

F_t = Fuerza tangencial sobre el eje en Kgf.

Ptr. = Peso total del rotor kg.

PT = Potencia total en Hp tablas 6.3 y 6.4

4.2.15 Momento equivalente

Siendo M_{equi} el momento equivalente en la sección que se calcula de árbol.

$$M_{equi} = \sqrt{(K_a * M_{max})^2 + (K_T * T_{max})^2}, \qquad \text{Ecuación 4.57}$$

Donde M_{max} y T_{max} son los momentos de flexión y de torsión máximos respectivamente que actúan en la sección que se calcula y que se determinan de acuerdo con los diagramas.

Ka = Factor de flexión 1.5

Kt = Factor de torsión 1.5

4.2.16 Diámetro del eje

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{eq}.1000}{0{,}1.\sigma_{adm.\,flex}}}, \qquad \text{Ecuación 4.58}$$

Materiales, métodos y técnicas de trabajo

5.1 Materiales

- Equipo para la construcción del prototipo de pico central hidroeléctrica con turbinas Michell Banki.
- Instrumentos de medición y calibración
- Computadora.
- Suministros de oficina.
- Cámara fotográfica.
- Herramientas

5.2 Métodos y técnicas de investigación

5.2.1Métodos

- Método experimental
- Método inductivo
- Método deductivo

5.2.2Técnicas

- Técnica de la observación
- Técnica experimental
- Técnicas de medición
- Entrevista

Presupuesto y Financiamiento

Recopilación de la información	50,00
Materiales de construcción (hierro, madera y pintura)	1000,00
Materiales de oficina	150,00
Consultas Bibliográficas	100,00
Cálculos y plano del banco	100,00
Equipos eléctricos y mecánicos	500,00
Movilización	250,00
Gastos de impresión	200,00
Imprevistos	400,00
TOTAL:…… ……	**2.750,00**

El financiamiento será asumido en su totalidad por los integrantes del grupo.

BIBLIOGRAFÍA

PÁGINAS WEB:

- http://www.bibliocad.com/cad/biblioteca/maquinas-instalaciones/simbolos/
- http://www.google.com/centrales hidroeléctricas
- http://www.google.com/hidrogeneración
- http://www.itdg.com
- http://www.gogle.com/obras civiles para utilización de turbinas
- http://html.rincondelvago.com/diseno de turbinas.html
- http://www.scribd.com/doc/3523414/transmisiones
- http://www.google.com/turbinas

6. Metodología

6.1 MATRIZ DE CONSISTENCIA GENERAL

PROBLEMA GENERAL DE INVESTIGACIÓN: Falta de un equipo apropiado para analizar la eficiencia de las turbinas Michell Banki y su aplicación en las pico centrales Hidroeléctricas.			
TEMA	**OBJETO DE INVESTIGACION**	**OBJETIVO GENERAL**	**HIPÓTESIS GENERAL**
Análisis de la eficiencia de la turbina Michell Banki y su aplicación en las Pico Centrales Hidroeléctricas.	Prototipo de pruebas para el análisis de la eficiencia de las turbinas Michell Banki y su aplicación en una central hidroeléctrica.	Diseñar y construir un prototipo de pico central hidroeléctrica para analizar la eficiencia de una turbina Michell Banki.	Existe información que permite el diseño, construcción, análisis de eficiencia y puesta en marcha de las pico centrales hidroeléctricas mediante turbinas Michell Banki.

7. CRONOGRAMA

AÑO	2009																																2010															
ACTIVIDADES / MES	JULIO				AGOSTO				SEPTIEM.				OCTUB.				NOVIEM.				DICIEM.				ENERO				FEBRE.				MARZO				ABRIL				MAYO				JUNIO			
SEMANA	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
PROPUESTA DEL TEMA				■																																												
APROBACIÓN DEL TEMA					■																																											
RECOPILACIÓN DE BIBLIOGRAFÍA						■																																										
DESARROLLO DEL PROYECTO							■	■																																								
PRESENTACIÓN DEL BORRADOR DEL PROYECTO									■	■																																						
REVISIÓN Y CORRECCIÓN DEL PROYECTO											■	■																																				
APROBACIÓN DEL PROYECTO													■	■																																		
DESARROLLO DE LA TESIS															■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■													
PRESENTACIÓN DEL BORRADOR DE TESIS																																				■	■	■										
REVISIÓN Y CORRECCIÓN DE LA TESIS																																							■	■	■							
APROBACIÓN DEL BORRADOR DE TESIS																																										■	■	■				
EXPOSICIÓN PRIVADA DE LA TESIS																																																
EXPOSICIÓN PÚBLICA DE LA TESIS																																																

10. ANEXOS

MATRIZ DE CONSISTENCIA ESPECÍFICA

PROBLEMA ESPECIFICO: Falta de información técnica-práctica que permita comprender el sistema de hidrogeneración mediante turbinas Michell Banki.			
OBJETIVO ESPECIFICO	**HIPOTESIS ESPECIFICA**	**CAMPO DE ACCION**	**SISTEMA CATEGORIAL**
Sistematizar información para delimitar los factores que influyen en un eficiente sistema de hidrogeneración con turbinas Michell Banki.	Mediante un análisis de las centrales hidroeléctricas con turbinas Michell Banki se comprenderá causas y fenómenos que rigen a la hidrogeneración.	Centrales hidroeléctricas con turbinas Michell Banki.	▪ Conservación de la energía. ▪ Centrales hidroeléctricas. ▪ Mecánica de fluidos. ▪ Máquina hidráulicas ▪ Tipos bombas. ▪ Tipos de turbinas ▪ Tipos de flujo.

MATRIZ DE CONSISTENCIA ESPECÍFICA

PROBLEMA ESPECIFICO: Ausencia de un equipo adecuado de hidrogeneración con turbinas Michell Banki que permita realizar prácticas a los estudiantes del área.			
OBJETIVO ESPECIFICO	**HIPOTESIS ESPECIFICA**	**CAMPO DE ACCION**	**SISTEMA CATEGORIAL**
Montar un prototipo de pico central hidroeléctrica mediante el accionamiento de las turbinas Michell Banki.	Es factible realizar un prototipo de una central hidroeléctrica con turbinas Michell Banki que faculte al estudiante para el desarrollo de prácticas volviéndose más competitivos profesionalmente.	Prototipo de una central hidroeléctrica con turbinas Michell Banki	▪ Graduación del prototipo de central hidroeléctrica con turbinas Michell Banki para obtener una eficiente generación eléctrica. ▪ Operación de los diferentes componentes del prototipo de la central hidroeléctrica. ▪ Mantenimiento de sistemas de hidrogeneración.

MATRIZ DE CONSISTENCIA ESPECÍFICA

PROBLEMA ESPECIFICO: Carencia de guías en la carrera del área, que permita realizar prácticas de hidrogeneración con turbinas Michell Banki.			
OBJETIVO ESPECIFICO	**HIPOTESIS ESPECIFICA**	**CAMPO DE ACCION**	**SISTEMA CATEGORIAL**
Elaborar una guía para que los alumnos puedan desarrollar prácticas en el laboratorio de hidráulica al utilizar los prototipos de hidrogeneración del AEIRNNR.	Al confeccionar una guía adecuada para su correcta manipulación, la ejecución de prácticas en el prototipo de una central hidroeléctrica con turbinas Michell, optimizará el nivel académico del Ingeniero Electromecánico, en base a las necesidades del sector productivo	Guías de hidrogeneración.	▪ Guías para desarrollar prácticas.

MATRIZ DE CONSISTENCIA ESPECÍFICA

PROBLEMA ESPECIFICO: Inexistencia de conocimiento en la sociedad de los trabajos de investigación que realiza la carrera de Ing. Electromecánica.			
OBJETIVO ESPECIFICO	**HIPOTESIS ESPECIFICA**	**CAMPO DE ACCION**	**SISTEMA CATEGORIAL**
Socializar la investigación a lo interno y externo de la Universidad Nacional de Loja.	Mediante una correcta difusión de los trabajos investigativos se alcanzara un mayor conocimiento teórico – práctico en la sociedad.	Medios de difusión, internet, prensa, radio y televisión.	▪ Métodos para la disertación.

MATRIZ DE OPERATIVIDAD DE LOS OBJETIVOS ESPECIFICOS

OBJETIVO ESPECIFICO:

Sistematizar información para delimitar los factores que influyen en un eficiente sistema de hidrogeneración con turbinas Michell Banki.

Tarea	Metodología	Inicio	Final	Responsable	Presupuesto	Resultados Esperados
Recopilación de información sobre la hidrogeneración.	Investigación. Consultas en internet y bibliotecas.	03/09/09	30/09/09	▪ Edison Curimilma ▪ Juan Pablo Sánchez	$ 10.00	Información que nos de amplias ideas sobre la hidrogeneración.
Estudio especifico de las centrales hidroeléctricas con turbinas Michell Banki	Seleccionar información sobre las turbinas Michell Banki	12/10/09	30/11/09	▪ Edison Curimilma ▪ Juan Pablo Sánchez	$5.00	Conocer el funcionamiento de las turbinas Michell Banki
Visitar centrales hidroeléctricas que funcionen con turbinas Michell Banki	Utilizando técnicas como la observación y entrevista se analizará los sistemas para la hidrogeneración.	4/01/10	11/01/10	▪ Edison Curimilma ▪ Juan Pablo Sánchez	$200.00	Amplia información sobre las visitas realizadas.
Sistematizar toda la información recopilada.	Usaremos técnicas de presentación de resultados para obtener un marco conceptual de la información obtenida.	12/01/10	25/01/10	▪ Edison Curimilma ▪ Juan Pablo Sánchez	$5.00	Documento que contenga información sistematizada sobre el diseño para un eficiente sistema de hidrogeneración con turbinas Michell Banki

MATRIZ DE OPERATIVIDAD DE LOS OBJETIVOS ESPECIFICOS

OBJETIVO ESPECIFICO:

Montar un prototipo de pico central hidroeléctrica mediante el accionamiento de las turbinas Michell Banki.

Tarea	Metodología	Inicio	Final	Responsable	Presupuesto	Resultados Esperados
Diseño de un prototipo de central hidroeléctrica con turbinas Michell Banki.	Utilizando los informes obtenidos anteriormente, resultado de las consultas en internet, entrevistas y centrales visitadas.	01/02/10	15/02/10	▪ Edison Curimilma ▪ Juan Pablo Sánchez	$20.00	Esquemas que nos indiquen un diseño viable para la realización del prototipo de central hidroeléctrica con turbinas Michell Banki.
Construcción de la Turbina Michell Banki para la hidrogeneración.	Contraste de resultados de cálculos. Se consultará a empresas de venta y distribución de equipos eléctricos y mecánicos. Adquisición de los materiales necesarios	22/02/10	22/03/10	▪ Edison Curimilma ▪ Juan Pablo Sánchez	$250.00	Construcción satisfactoria de la turbina Michell Banki. Informe de los materiales y accesorios que se utilizarán para la turbina.
Montaje, acople e implementación de componentes de la pico central hidroeléctrica.	Mediante las memorias técnicas obtenidas en las actividades anteriores.	29/03/10	12/04/10	▪ Edison Curimilma ▪ Juan Pablo Sánchez	$500.00	Obtención de la pico central hidroeléctrica
Verificación del funcionamiento de la Pico Central Hidroeléctrica	Encendiendo y comprobando las diferentes funcionalidades del equipo. Realización de practicas	14/04/10	23/04/10	▪ Edison Curimilma ▪ Juan Pablo Sánchez	$50.00	Correcto funcionamiento de la Pico central Hidroelétrica accionada por turbinas Michell Banki.

MATRIZ DE OPERATIVIDAD DE LOS OBJETIVOS ESPECIFICOS

OBJETIVO ESPECIFICO:

Elaborar una guía para que los alumnos puedan desarrollar prácticas en el laboratorio de hidráulica al utilizar el prototipo de hidrogeneración del AEIRNNR

Tarea	Metodología	Inicio	Final	Responsable	Presupuesto	Resultados Esperados
Determinar las prácticas que se pueden realizar en el prototipo de pico central Hidroeléctrica.	Ejecución de distintas pruebas. Elaboración de las diferentes prácticas que se pueden realizar.	13/05/10	20/05/10	▪ Edison Curimilma ▪ Juan Pablo Sánchez	$100.00	Guías prácticas que se pueden realizar en la Central Hidroeléctrica.
Elaborar la guía metodológica para el correcto manejo del prototipo de pico central Hidroeléctrica.	Utilizar información facilitada por el AEIRNNR sobre elaboración de guías prácticas de laboratorio.	24/05/10	04/06/10	▪ Edison Curimilma ▪ Juan Pablo Sánchez	$200.00	Guía metodológica para el correcto uso del prototipo accionado por turbinas Michell Banki.
Pruebas y validez de las guías para la Pico Central Hidroeléctrica con turbinas Michell Banki.	Realización de prácticas por medio de estudiantes de la carrera de ingeniería Electromecánica.	07/06/10	21/06/10	▪ Edison Curimilma ▪ Juan Pablo Sánchez	$10.00	Correcta utilización de las guías por parte de los estudiantes en el laboratorio de hidráulica.

MATRIZ DE OPERATIVIDAD DE LOS OBJETIVOS ESPECIFICOS

OBJETIVO ESPECIFICO: Socializar la investigación a lo interno y externo de la Universidad Nacional de Loja.						
Tarea	**Metodología**	**Inicio**	**Final**	**Responsable**	**Presupuesto**	**Resultados Esperados**
Socialización con los estudiantes de la carrera de ingeniería Electromecánica.	Impartiendo clases teóricas-prácticas a los estudiantes y utilizando las guías propuestas.			▪ Edison Curimilma ▪ Juan Pablo Sánchez	$10.00	Que los estudiantes conozcan sobre la Hidrogeneración con turbinas Michell Banki.
Difundir el trabajo de investigación mediante el CERACYT.	En convenio con el CERACYT se socializará el trabajo de investigación realizado, a la comunidad en general.			▪ Edison Curimilma ▪ Juan Pablo Sánchez	$20.00	Video de difusión.

MATRIZ DE CONTROL DE LOS RESULTADOS

No.	RESULTADOS	FECHA	FIRMA DEL DOCENTE
1	• Información que nos de amplias ideas sobre la hidrogeneración.	30/09/09	
2	• Conocer el funcionamiento de las turbinas Michell Banki	30/11/09	
3	• Documento que contenga información sistematizada sobre el diseño para un eficiente sistema de hidrogeneración con turbinas Michell Banki	25/01/10	
4	• Esquemas que nos indiquen un diseño viable para la realización del prototipo de central hidroeléctrica con turbina Michell Banki.	22/03/10	
5	• Obtención del material para una construcción satisfactoria de la turbina Michell Banki. Informe de los materiales y accesorios que se utilizarán para la turbina	30/04/10	
6	• Culminación de la construcción del prototipo de turbina Michell Banki	04/06/10	

7	• Análisis de la eficiencia de la turbina Michell Banki y su aplicación en las pico centrales hidroeléctricas.	21/06/10	
8	• Correcto funcionamiento de la pico central hidroeléctrica accionada por turbinas Michell Banki.	12/07/10	
9	• Guías prácticas que se puedan realizar en la central hidroeléctrica	19/07/10	
10	• Guía metodológica para el correcto uso del prototipo accionado por turbinas Michell Banki.	26/07/10	
11	• Correcta utilización de las guías por parte de los estudiantes en el laboratorio de hidráulica,	09/08/10	
12	• Que los estudiantes conozcan sobre la Hidrogeneración con turbinas Michell Banki.	16/08/10	
13	• Video de difusión.	30/08/10	