



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

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

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

**“ Análisis de los elementos constitutivos de la Turbina
Michell Banki aplicada a estaciones de bombeo cuyo fin
es identificar las zonas influyentes en el Rendimiento
del Sistema”**

*Tesis de Grado previa la Obtención del
Título de Ingeniero Electromecánico*

AUTOR:

Juan Carlos Rivera Balcázar

DIRECTOR:

Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc.

**LOJA - ECUADOR
2013**

CERTIFICACIÓN

Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc.

DIRECTOR DE TESIS

CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación cuyo tema versa en **“ANÁLISIS DE LOS ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LA TURBINA MICHELL BANKI APLICADA A ESTACIONES DE BOMBEO CUYO FIN ES IDENTIFICAR LAS ZONAS INFLUYENTES EN EL RENDIMIENTO DEL SISTEMA”**, previa a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, realizado por el señor egresado: **Juan Carlos Rivera Balcázar**, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, Julio 2013



Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc.

DIRECTOR DE TESIS

AUTORÍA

Yo Juan Carlos Rivera Balcázar declaro ser autor del presente trabajo de tesis y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales, por el contenido de la misma.

Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de mi tesis en el Repositorio Institucional-Biblioteca Virtual.

Autor: Juan Carlos Rivera Balcázar

Firma:.....

Cédula: 1103852602

Fecha: 09-10-2013

CARTA DE AUTORIZACIÓN DE TESIS POR PARTE DEL AUTOR, PARA LA CONSULTA, REPRODUCCIÓN PARCIAL O TOTAL, Y PUBLICACIÓN ELECTRÓNICA DEL TEXTO COMPLETO.

Yo Rivera Balcázar Juan Carlos declaro ser autor de la tesis titulada: “ANÁLISIS DE LOS ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LA TURBINA MICHELL BANKI APLICADA A ESTACIONES DE BOMBEO CUYO FIN ES IDENTIFICAR LAS ZONAS INFLUYENTES EN EL RENDIMIENTO DEL SISTEMA”, como requisito para optar al grado de Ingeniero Electromecánico; autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Digital Institucional:

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el RDI, en las redes de información del país y del exterior, con las cuales tenga convenio la Universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia de la tesis que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja, a los 9 días del mes de octubre del dos mil trece, firma el autor.

Firma.....


Autor: Juan Carlos Rivera Balcázar

Cédula: 1103852602

Dirección: Cdla. Julio Ordoñez MZ. B Villa 5 **C. Electrónico:** juancaribal@gmail.com

Teléfono: 2547592 Celular: 0990810415

DATOS COMPLEMENTARIOS

Director de Tesis: Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc.

Tribunal de Grado: Ing. Jorge Luis Maldonado Correa, Mg. Sc

Ing. Manuel Ignacio Ayala Chauvin, Mg. Sc

Ing. Julio César Cuenca Tinitana, Mg. Sc

PENSAMIENTO

Los éxitos alcanzados en la vida no se valoran por los logros obtenidos, sino por los obstáculos que has tenido que superar. La perseverancia y la lucha por alcanzar nuestros objetivos debe ser la base fundamental a la hora de marcarnos una meta.

DEDICATORIA

Con todo cariño admiración y respeto dedico este trabajo a Dios que ha sido mi fortaleza e impulso para salir adelante en mis estudios, a mis queridos padres José y Margarita quienes con su sacrificio me impulsaron y me ayudaron para que yo lograra este objetivo, a mis hermanos por sus consejos y apoyo incondicional, a mi familia y amigos y a cada una de las personas que creyeron en mí, gracias a ellos he podido alcanzar esta meta propuesta.

AGRADECIMIENTO

A Dios, por haberme dado salud y fuerza para alcanzar todas mis metas.

A mis padres, José y Margarita, quienes me apoyaron en todo momento y por cada sacrificio que hicieron para que hoy yo pueda alcanzar esta meta, siempre serán una guía en mi camino.

A mis hermanos, por el apoyo incondicional que me brindaron en todo momento.

Un especial agradecimiento, al director de este proyecto Ing. Milton León Tapia, por su amistad y por estar siempre dispuesto a compartir sus conocimientos durante todo este proceso.

TABLA DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN	I
AUTORÍA.....	II
CARTA DE AUTORIZACIÓN DE TESIS POR PARTE DEL AUTOR, PARA LA CONSULTA, REPRODUCCIÓN PARCIAL O TOTAL, Y PUBLICACIÓN ELECTRÓNICA DEL TEXTO COMPLETO.....	III
PENSAMIENTO	IV
DEDICATORIA	V
AGRADECIMIENTO	VI
LISTADO DE TABLAS.....	XIII
LISTADO DE FIGURAS	XIV
SIMBOLOGÍA	XV
a. TÍTULO.....	1
b. RESUMEN	2
b. SUMMARY	3
c.- INTRODUCCIÓN	4
d.- REVISIÓN DE LITERATURA.....	5
d.1 CAPÍTULO I: TURBINAS	5
d.1.1 Definición de turbina.....	5
d.1.2 Clasificación de las turbinas.....	5
d.1.2.1 Turbinas hidráulicas	5
d.1.3. Clasificación de turbinas hidráulicas, según su principio de funcionamiento	7
d.1.3.1 Generalidades de las turbinas de acción	7
d.1.3.2 Generalidades turbinas de reacción	7
d.2 CAPÍTULO II: TURBINA TIPO MICHELL BANKI.....	9
d.2.1 DISEÑO HIDRÁULICO DEL TIPO DE TURBOMÁQUINA.....	15
d.2.1.1 Resolución del triángulo de velocidades a la entrada del rotor	20
d.2.1.2 Selección del diámetro del rotor y velocidad de giro de la turbina.....	22
d.2.1.2.1 Diámetro interior del rotor	23
d.2.1.2.2 Velocidad nominal de rotación	23
d.2.1.2.3 Coeficiente de velocidad del inyector:	23
d.2.1.3 Número de alabes del rotor.....	23
d.2.1.3.1 Selección del espesor de los álabes del rotor:.....	23
d.2.1.3.2 Determinación de la geometría del álabe:.....	24

d.2.1.4 Cálculo del ancho del inyector	27
d.2.1.5 Diseño del inyector	29
d.2.1.5.1 Arco de admisión:	30
d.2.1.6 Ancho total del rotor:	32
d.2.1.7 Razón de aspecto:	32
d.2.1.8 Diámetro máximo del eje del rotor	32
d.2.2 DISEÑO MECÁNICO	33
d.2.2.1 Potencia de la turbina.....	33
d.2.2.2 Torque.....	33
d.2.2.3 Número de álabes que reciben el flujo de agua	33
d.2.2.4 Caudal que ingresa en un álabe	33
d.2.2.5 Peso de un álabe	33
d.2.2.6 Discos de unión de álabes.....	34
d.2.2.7 Peso total del rotor	34
d.2.2.8 Fuerza hidráulica sobre el álabe	34
d.2.2.9 Fuerza centrífuga sobre el álabe	35
d.2.2.10 Fuerza total sobre el álabe	36
d.2.2.11 Momento Flector Máximo sobre el álabe.....	37
d.2.2.12 Esfuerzo máximo en el álabe.....	37
d.2.2.13 Diseño del eje del rotor.....	37
d.2.2.14 Determinación de las máximas tensiones normales a la flexión	39
d.2.2.15 Determinación de las máximas tensiones tangenciales por la torsión.....	39
d.2.2.16 Velocidad crítica de la turbina.....	39
d.2.2.17 Fuerza total sobre la plancha del inyector	40
d.2.2.18 Momento máximo sobre la plancha del inyector.....	40
d.2.2.19 Esfuerzo máximo sobre la plancha del inyector	40
d.2.2.20 Comprobación del espesor de la plancha del inyector.....	40
d.2.2.21 Diseño de chavetas	41
d.2.2.22 Selección de los rodamientos.....	43
d.2.2.23 Uniones soldadas:	45
d.2.2.23.1 Cálculo de la soldadura:.....	45
d.2.2.23.2 Cálculo del límite de trabajo:.....	45

d.2.2.23.3	Determinación del coeficiente de resistencia a la fatiga del cordón	46
d.2.2.23.4	Límite elástico originado por el cordón en el álabe del rotor	46
d.3	CAPÍTULO III: TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS	47
d.3.1	Clasificación de las Turbomáquinas hidráulicas	47
d.3.1.1	Máquinas hidráulicas generatrices.....	48
d.3.1.1.1	Bombas de desplazamiento positivo	48
d.3.1.1.2	Turbobombas	50
d.4	CAPÍTULO IV: APLICACIÓN DE LA ECUACIÓN DE EULER A LAS	
	TURBINAS	53
d.4.1	PÉRDIDAS, POTENCIAS Y RENDIMIENTOS EN TURBINAS	53
d.4.1.1	Pérdidas:	53
d.4.1.1.1	Pérdidas hidráulicas	53
d.4.1.1.2	Pérdidas volumétricas	53
d.4.1.1.3	Pérdidas mecánicas	54
d.4.1.2	Potencias	54
d.4.1.2.1	Potencia Teórica (P).....	54
d.4.1.2.2	Potencia Útil (Pa).....	54
d.4.1.2.3	Potencia Interna (Pi)	54
d.4.1.3	Rendimientos (eficiencias)	55
d.4.1.3.1	Rendimiento Hidráulico (η_h).- Rendimiento Manométrico	55
d.4.1.3.2	Rendimiento Volumétrico (η_v).....	56
d.4.1.3.3	Rendimiento Interno (η_i).....	56
d.4.1.3.4	Rendimiento Mecánico (η_m).- Rendimiento Orgánico	56
d.4.1.3.5	Rendimiento Total (η).....	56
e.-	MATERIALES Y MÉTODOS	57
e.1	Materiales.....	57
e.1.1	Instrumentos de medición	57
e.1.2	Máquinas-herramientas de construcción	57
e.1.3	Materiales de construcción.....	58
e.2	Métodos.....	58
e.2.1	Tipo de investigación.	58

e.2.2	Diseño de la investigación.....	58
e.2.3	Instrumentos.	59
e.2.3.1	Observación Directa.....	59
e.2.3.2	Tesis y especificaciones técnicas.	59
e.2.3.3	Red de Internet.	59
e.2.3.4	Paquetes Computarizados.	59
e.2.3.5	Realización de las pruebas.	60
e.2.4	Procedimiento.....	60
f.-	RESULTADOS	62
f.1	DISEÑO HIDRAÚLICO:.....	62
f.1.1	Resolución del triángulo de velocidades a la entrada del rotor	62
f.1.2	Selección del diámetro del rotor y velocidad de giro de la turbina.....	64
f.1.2.1	Diámetro interior del rotor	64
f.1.2.2	Velocidad nominal de rotación.....	64
f.1.2.3	Coefficiente de velocidad del inyector:.....	64
f.1.3	Número de álabes del rotor	65
f.1.3.1	Selección del espesor de los álabes del rotor:	65
f.1.3.2	Determinación de la geometría del alabe:	65
f.1.4	Cálculo del ancho del inyector.....	68
f.1.5	Diseño del inyector	68
f.1.5.1	Arco de admisión.....	68
f.1.6	Ancho total del rotor:	69
f.1.7	Razón de aspecto:	69
f.1.8	Diámetro máximo del eje del rotor	70
f.2	DISEÑO MECÁNICO	70
f.2.1	Potencia de la turbina.....	70
f.2.2	Número de álabes que reciben el flujo de agua	70
f.2.3	Caudal que ingresa en un álabe.....	71
f.2.4	Peso de un álabe.....	71
f.2.5	Discos de unión de álabes	71
f.2.6	Peso total del rotor	71
f.2.7	Fuerza hidráulica sobre el álabe.....	72

f.2.8 Fuerza centrífuga sobre el álabe	73
f.2.9 Fuerza total sobre el álabe	73
f.2.10 Momento Flector Máximo sobre el álabe	74
f.2.11 Esfuerzo máximo en el álabe	74
f.2.12 Diseño del eje del rotor	75
f.2.13 Determinación de las máximas tensiones normales a la flexión.....	78
f.2.14 Determinación de las máximas tensiones tangenciales por la torsión.....	78
f.2.15 Velocidad crítica de la turbina	78
F.2.16 Fuerza total sobre la plancha del inyector.....	80
f.2.17 Momento máximo sobre la plancha del inyector.....	80
f.2.18 Esfuerzo máximo sobre la plancha del inyector	81
f.2.19 Comprobación del espesor de la plancha del inyector.....	81
f.2.20 Diseño de chavetas.....	82
f.2.20.1 Cálculo de la chaveta en el eje del rotor.....	82
f.2.20.2 Cálculo de la chaveta en el eje de la bomba volumétrica.....	83
f.2.21 Elección de los rodamientos en el eje 1	83
f.2.22 Elección de los rodamientos en el eje 2	84
f.2.23 Cálculo de uniones soldadas	84
f.2.23.1 Cálculo del límite de trabajo	84
f.2.23.1.1 Cálculo de la soldadura de los álabes con los discos laterales	84
f.2.23.1.2 Determinación del coeficiente de resistencia a la fatiga del cordón.....	85
f.2.23.1.3 Límite elástico originado por el cordón en el álabe del rotor:.....	86
f.3 POTENCIAS Y RENDIMIENTOS EN LA TURBINA	86
f.3.1 Potencia Teórica (hidráulica).....	86
f.3.2 Potencia Útil	87
f.3.3 Potencia Interna	87
f.3.4 Rendimiento Hidráulico (η_h).- Rendimiento Manométrico.....	87
f.3.5 Rendimiento Volumétrico (η_v).....	88
f.3.6 Rendimiento Mecánico (η_m).- Rendimiento Orgánico	89
f.3.7 Rendimiento Total (η).....	89
f.4 Análisis de costos:	92

f.4.1 Activos fijos	92
f.4.2 Activo intangible.....	93
f.4.3 Inversión total de la máquina.....	93
g.- DISCUSIÓN.....	93
g.1 Análisis de resultados	93
g.2 Comprobación de hipótesis.....	94
h.- CONCLUSIONES.....	97
i.- RECOMENDACIONES.....	98
j.- BIBLIOGRAFÍA.....	99
j.1 Libros	99
j.2 Tesis.....	99
j.3 Documentos Digitales.....	99
j.4 Sitios Web.....	100
k. ANEXOS	101

LISTADO DE TABLAS

Tabla 1. Variación del ángulo α_1	20
Tabla 2. Selección del diámetro del rotor	22
Tabla 3. Selección del número de álabes del rotor	23
Tabla 4. Selección del espesor de los álabes del rotor.....	24
Tabla 5. Radio de la curva envolvente del inyector en función del ángulo de admisión.	31
Tabla 6. Ángulos característicos del álabe	35
Tabla 7. Ángulo entre la fuerza hidráulica sobre el álabe y el eje X.....	36
Tabla 8. Factor de corrección del esfuerzo máximo en el álabe.....	37
Tabla 9. Mediciones de pruebas de funcionamiento	89
Tabla 10. Activos fijos.....	92
Tabla 11. Activos intangibles	93

LISTADO DE FIGURAS

Fig. 1. Rueda hidráulica de empuje inferior	6
Fig. 2. Rueda hidráulica de empuje superior	6
Fig. 3. Turbina de flujo cruzado o Michell Banki	10
Fig. 4. Rendimiento en función de la apertura de la admisión.....	11
Fig. 5. Triángulo de velocidades de una turbina de acción.	14
Fig. 6. Triángulo de velocidades de la turbina Michell Banki	16
Fig. 7. Triángulo de velocidades unificadas	17
Fig. 8. Sección transversal de un álabe del rotor.	24
Fig. 9. Geometría del álabe.....	27
Fig. 10. Vistas del inyector de la turbina de flujo cruzado	29
Fig. 11. Detalle del inyector, arco de admisión y ángulo de admisión.....	30
Fig. 12. Dimensiones características del inyector y rotor.....	32
Fig. 13. Ángulos de la velocidad absoluta, a la entrada y salida del álabe.....	35
Fig. 14. Composición de fuerzas sobre el álabe.	36
Fig. 15. Diagrama de fuerzas sobre el eje del rotor.....	38
Fig. 16. Chavetas rectangulares o paralelepípedas	42
Fig. 17. Diseño de una turbobomba.....	51
Fig. 18. Diagrama de potencias de una turbina.	55
Fig. 19. Curva característica de la turbina de la eficiencia en función del caudal	90
Fig. 20. Curva característica de la altura manométrica en función del caudal	91
Fig. 21. Curva característica de la potencia hidráulica en función del caudal	91
Fig. 22. Curvas características comparativas de la turbina, eficiencia en función del caudal.....	92

SIMBOLOGÍA

A = Ancho radial del álabe (mm).

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

A_{corte} = Área de corte en la chaveta.

A_p = Cuerda del álabe (mm).

$[A_r]$ = Límite elástico (N/cm^2).

A_{ta} = Área total de admisión de un álabe (m^2).

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

Br = Ancho del rotor (m).

Bi = Ancho del inyector (m)

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

b = Longitud axial del diente (mm)

b_1 = Ancho del rodete a la entrada (m)

C = Constante de torbellino potencial

C = Capacidad de carga dinámica (N)

C_r = Capacidad de carga dinámica del rodamiento dado en tablas.

c = Velocidad absoluta (m/s)

c_u = Componente de la velocidad absoluta en la dirección Tangencial (m/s).

c_m = Componente de la velocidad absoluta en la dirección meridiana.

D_e = Diámetro exterior del rotor (m).

D_i = Diámetro interior del rotor (m)

D_1 = Diámetro del rodete a la entrada (m)

d = Diámetro mínimo del eje (cm)

$d_{e\max}$ = Diámetro máximo del eje del rotor (m)

E = Factor de corrección. ($1/\text{cm}^3$).

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

e = Espesor del álabe en (mm).

F = Fuerza aplicada en la chaveta (N)

F_{hx} = Fuerza hidráulica en el eje x (N).

F_{hy} = Fuerza hidráulica en el eje y (N).

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

F_c = Fuerza centrífuga sobre el álabe (N).

F_t = Fuerza tangencial sobre el eje en (N).

F_{ti} = Fuerza total en el inyector (N)

f = Fuerza en los ejes de turbina y bomba (N).

G_t = Límite de trabajo de la soldadura (N/cm^2).

G_e = Límite elástico de la soldadura (N/cm^2).

G_r = Grado de reacción

g = Aceleración de gravedad (m/s^2)

H = Altura de caída del agua (m).

H_u = Altura de Euler (m)

H_m = Altura manométrica (m).

H_n = Altura neta (m).

H_{est} = Altura estática o de presión (m)

H_{din} = Altura dinámica o de presión (m).

h = modulo, o distancia entre la circunferencia primitiva y la exterior (mm)

I = Momento de inercia del eje (m^4).

K_a = Factor de flexión 1.5

K_t = Factor de torsión 1.0

K_c = Coeficiente de velocidad del inyector

K_u = Coeficiente de la velocidad tangencial de la turbina

L = Longitud de un álabe (m).

L_a = Arco de admisión (mm).

L_c = Longitud de la chaveta (cm)

L_{10h} = Duración nominal en horas de servicio.

M = Torque de la turbina (medido con un torquímetro) (N-m)

M = Momento flector máximo sobre el álabe (N-cm)

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

M_x = Momento flector en el eje x ($N - m$).

M_y = Momento flector en el eje y ($N - m$).

M_{equi} = Momento equivalente en el eje ($N - m$).

M_i = Momento máximo sobre la plancha del inyector ($N - m$).

N = Potencia en el eje de la bomba (W)

N_b = Rendimiento de la bomba

N_T = Rendimiento total de la turbobomba

N_d = Número de discos

N_c = Velocidad crítica de la turbina (rpm).

N_e = Velocidad de embalamiento de la turbina (rpm).

N_u = Potencia útil de la bomba (W)

N_h = Potencia hidráulica que la bomba comunica al líquido (W)

n = Coeficiente de seguridad

n = Velocidad nominal de rotación (rpm)

n = Velocidad de rotación de la turbina (medida con un tacómetro) (rpm)

P = Potencia teórica de la turbina (W)

P_a = Potencia útil de la turbina (W)

P_i = Potencia interna de la turbina (W)

P_z = Paso de los álabes del rotor (mm).

P_u = Peso de un álabe por unidad de longitud (N/m).

P_a = Peso de un álabe (N).

PT = Potencia de la turbina (Hp).

P_{tr} = Peso total del rotor (N).

P_d = Carga dinámica equivalente sobre el rodamiento (N)

P_{max} = Peso del álabe más la fuerza total del fluido (N).

P_2 = Presión de salida de la bomba (m)

p = Exponente de la fórmula de la duración, siendo $p= 3$ para rodamientos de bolas

Q_t = Caudal turbinado entre las secciones de entrada y salida del álabe (m^3/s)

Q_{max} = Caudal máximo que dispone la turbina (m^3/s)

Q_a = Caudal que ingresa a un álabe (m^3/s)

q_t = Caudal suministrado por la bomba (m^3/s)

R = Razón de aspecto

R = Radio exterior del rotor (mm).

R = Radio del diámetro primitivo de la bomba (mm)

R_a = Radio del álabe (mm).

R_x = Fuerza resultante sobre el álabe en dirección del eje x (N).

R_y = Fuerza resultante sobre el álabe en dirección del eje y (N).

R_T = Fuerza total resultante sobre el álabe (N)

r = Radio interior del rotor (mm).

T = Torque de la turbina ($N\cdot m$).

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

T_{flex} = Tensión a la flexión en el eje del rotor (N/cm^2)

u = Velocidad tangencial de la turbina (m/s)

V_1 = Velocidad del fluido (m/s)

V_{ds} = Volumen de los discos separadores, m^3

V_d = Volumen del diente de los engranajes de la bomba volumétrica (m^3).

W_{ds} = Peso de los discos (N)

W_x = Momento axial de resistencia de la sección (cm^3)

W_i = Momento resistente sobre la plancha del inyector (m^3).

w = Velocidad relativa del fluido (m/s)

w_c = Ancho de la chaveta (mm)

X_z = Relación de número de álabes.

Y_{max} = Flecha máxima (m).

Z = Número de álabes.

Z_a = Número de álabes que reciben el flujo de agua.

Z_1 = Altura geodésica o de posición (m)

α = Ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad Tangencial ($^\circ$)

β = Ángulo entre la velocidad relativa y la velocidad Tangencial ($^\circ$)

\hat{z} = Ángulo entre álabes ($^\circ$)

θ = Ángulo de ubicación de los álabes ($^\circ$)

γ = Ángulo de ubicación de los álabes ($^\circ$)

λ = Ángulo de ubicación de los álabes ($^\circ$)

δ = Ángulo de ubicación de los álabes ($^\circ$)

φ = Ángulo de la velocidad a la salida del álabe del rotor ($^\circ$)

θ_a = Ángulo de admisión entre el rotor y el inyector ($^\circ$)

λ = Ángulo entre la fuerza hidráulica sobre el álabe y el eje X. ($^\circ$)

σ = Esfuerzo máximo en el álabe (N/cm^2).

$\sigma_{adm.flex}$ = Tensión admisible a la flexión en (N/cm^2).

σ_f = Esfuerzo de fluencia del material (N/m^2).

σ_i = Esfuerzo máximo sobre el inyector (N/m^2).

σ_i = Esfuerzo máximo sobre la plancha del inyector (N/m^2).

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

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

τ = Esfuerzo cortante.

τ_1 = Coeficiente de obstrucción a la entrada del rotor

τ_{tor} = Tensión a la torsión en el eje del rotor. (N/cm²).

γ = Coeficiente de resistencia a la fatiga del cordón.

Ψ = Coeficiente de resistencia mecánica, (0,6 para electrodos 7018), (N/cm²).

ρ = Densidad del agua (Kg/m³)

η_h = Rendimiento hidráulico

η_m = Rendimiento mecánico

η_v = Rendimiento volumétrico

η = Rendimiento total

η_{max} = Rendimiento máximo

a. TÍTULO

“Análisis de los elementos constitutivos de la Turbina Michell Banki aplicada a estaciones de bombeo cuyo fin es identificar las zonas influyentes en el Rendimiento del Sistema”.

b. RESUMEN

El objeto del presente trabajo es el planteamiento de los parámetros fundamentales del diseño y construcción de un modelo para el laboratorio de hidráulica de la turbina Michell Banki, así como realizar pruebas a fin de evaluar sus características de funcionamiento.

La turbina Michell Banki es una turbomáquina de acción, flujo transversal, admisión parcial y de doble efecto.

El diseño hidráulico se basa en los datos proporcionados por la bomba hidráulica de recirculación instalada en el laboratorio, con una caída de 1,5 m.c.a y un caudal de 24 lt/seg, se plantean las ecuaciones de diseño, luego de una revisión de alternativas que determinara la geometría básica de la turbina, para lo que se considera un factor importante la facilidad de construcción con materiales existentes en el mercado.

Con base al modelo seleccionado se calculan las fuerzas y torque debido al chorro en los álabes y en el eje principal, para luego proceder a su diseño mecánico. Construido el modelo se determinaran mediante pruebas la potencia real y la eficiencia a la que opera la máquina.

En el transcurso de las pruebas realizadas y con los resultados obtenidos se establece el rendimiento total de la turbina Michell Banki.

b. SUMMARY

The purpose of this work is the fundamental parameters approach the design and construction of a model for the hydraulic laboratory Michell Banki turbine and testing to evaluate its performance characteristics.

The Michell Banki turbine is a turbomachine of action, cross flow, partial admission and dual effect.

The hydraulic design is based on data provided by the recirculation hydraulic pump installed in the laboratory, with a fall of 1.5 meters head and a flow rate of 24 lt / sec, it raises the design equations, after a review of alternatives which determines the basic geometry of the turbine, for which it is considered an important factor in ease of construction materials available on the market.

Based on the selected model and forces are calculated due to the jet torque on the blades and main shaft, and then proceed to its mechanical design. Build the model is determined by testing the real power and efficiency at which the machine operates.

In the course of the tests and the results obtained are set total yield Michell Banki turbine.

c.- INTRODUCCIÓN

Actualmente, el uso más común de la fuerza hidráulica es la producción de energía eléctrica, al menos en los países industrializados; Así mismo esta se la utiliza en menor porcentaje para el aprovechamiento del agua para el regadío en lugares que por su naturaleza y condiciones del terreno están alejados de las vertientes y ríos, razón por la cual el ser humano se ve en la necesidad de explotarlos ya que cuentan con gran riqueza mineral apta para el desarrollo de algunas especies de cultivos de gran demanda en el mercado.

Es importante tomar en cuenta que la agricultura ha sido aislada como un medio de ingresos para nuestro país, ya que no cuenta con las herramientas necesarias para la explotación adecuada de nuestros suelos, razón por la cual existe un alto costo de los productos de primera necesidad en los mercados, ya que nuestro país se ve en la obligación de importar productos que fácilmente podrían cultivarse en el medio local.

En este sentido, las Administraciones Públicas y los profesionales tienen un papel importante en el aprovechamiento de las oportunidades que ofrece el desarrollo de las fuentes de energías renovables: por una parte, los directivos responsables de la imposición de las directrices en los ámbitos de la energía, el medio ambiente y el territorio tienen la posibilidad de favorecer la implantación de pequeñas instalaciones de fuentes de energías renovables y la fabricación de turbobombas en nuestro país, a través de los instrumentos de la programación, de facilitar los trámites de autorización, la asignación de fondos, y de la adhesión a proyectos e iniciativas de programación local.

Por otra parte, los profesionales tienen la tarea de investigar sobre la potencialidad que ofrece el territorio particularmente en la zona oriental del Ecuador, estudiar cómo integrar estos sistemas en el medio local, diseñar proyectos-piloto que ayuden a definir y difundir los resultados de las diferentes investigaciones realizadas en el país.

d.- REVISIÓN DE LITERATURA

d.1 CAPÍTULO I: TURBINAS

d.1.1 Definición de turbina

La turbina es un motor hidráulico, que convierte en energía mecánica la energía potencial de una corriente de agua, vapor de agua o gas.

El elemento básico de la turbina es el rodete o rotor, que cuenta con palas, hélices, cuchillas o cubos colocados alrededor de su circunferencia, de tal forma que el fluido en movimiento, produce una fuerza tangencial que impulsa la rueda y la hace girar. Esta energía mecánica se transfiere a través de un eje para proporcionar el movimiento de una máquina, un compresor, un generador eléctrico.

d.1.2 Clasificación de las turbinas

En las turbinas tenemos la siguiente clasificación: turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de combustión. Hoy la mayor parte de la energía eléctrica mundial se produce, utilizando generadores movidos por turbinas.

Los molinos de viento que producen energía eléctrica se llaman turbinas de viento o eólicas.

d.1.2.1 Turbinas hidráulicas

Una turbina hidráulica es un elemento que aprovecha la energía cinética y potencial del agua para producir un movimiento de rotación que, transferido mediante un eje, mueve directamente una máquina o bien un generador que transforma la energía mecánica en eléctrica.

El tipo más antiguo y más simple de turbina hidráulica es la rueda hidráulica, utilizada por primera vez en Grecia y utilizada durante la antigüedad y la edad media para moler cereales.

Esta rueda hidráulica consistía en un eje vertical con un conjunto de aspas o palas radiales situadas en una corriente de agua a gran velocidad. La potencia de la rueda era de unos 0,5 caballos de vapor (CV). (LEÓN, 2007)

La rueda hidráulica horizontal (o sea, un eje horizontal conectado a una rueda de palas vertical), descrita por primera vez por el arquitecto e ingeniero romano Vitrubio en el siglo I a.C., tenía el segmento inferior de la rueda de palas insertada en la corriente, y actuaba como una rueda hidráulica de empuje inferior.

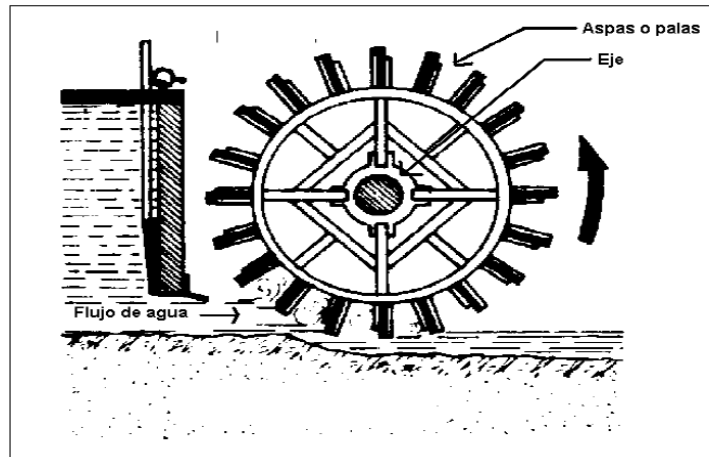


Fig. 1. Rueda hidráulica de empuje inferior
Fuente: images.google.com.gt/imgres?imgurl=http://rueda_hidráulica_empuje_inferior

Hacia el siglo II d.C. se empezó a utilizar en las regiones montañosas la rueda hidráulica de empuje superior. En este caso, el agua se vertía sobre las palas desde arriba, y se obtenía energía adicional de la inercia del agua en su caída. En la edad media la potencia máxima de la rueda, fabricada con madera, aumentó de 3 hasta 50 caballos de vapor (CV).

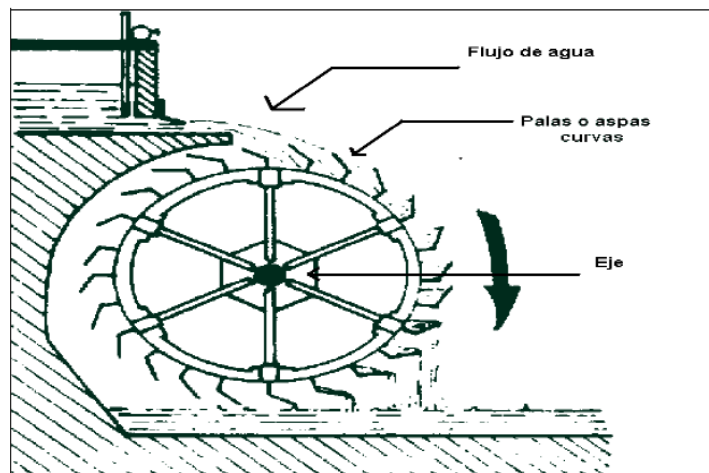


Fig. 2. Rueda hidráulica de empuje superior
Fuente: images.google.com.gt/imgres?imgurl=http://rueda_hidráulica_empuje_inferior

La transición de la rueda hidráulica a la turbina es sobre todo semántica. El primer intento de formular la base teórica para el diseño de ruedas hidráulicas en el siglo XVIII corresponde al ingeniero civil británico John Smeaton, que demostró que la rueda de empuje superior era más eficaz. Sin embargo, el ingeniero militar francés Jean Víctor Poncelet diseñó una rueda de empuje inferior, cuyas palas curvadas aumentaban el rendimiento casi un 70%.

d.1.3. Clasificación de turbinas hidráulicas, según su principio de funcionamiento

La división más importante en los tipos de turbina se refiere a su principio de funcionamiento. Se clasifican en Turbinas de Acción y Turbinas de Reacción.

Las diferencias de estos tipos de turbina se describirán a continuación:

d.1.3.1 Generalidades de las turbinas de acción

- En la parte superior y en la parte inferior del rodete existe la misma presión, que es generalmente la presión atmosférica.
- El agua, al entrar en el rodete, tiene únicamente energía cinética.
- Se aprovecha por regla general solamente altura dinámica (H_{din}).
- Se utilizará esta clase de turbinas en los grandes saltos, ya que en estos la altura perdida resulta de muy escasa importancia.

En conclusión la turbina de acción es aquella que aprovecha únicamente la velocidad del agua, es decir su energía cinética. El modelo más habitual es la turbina Pelton, que consta de un disco circular o rodete que tiene montados unos álabes o cucharas de doble cuenca. También existen otros modelos como la turbina la turbina Michell Banki.

d.1.3.2 Generalidades turbinas de reacción

- Entre la parte superior e inferior del rodete existe una diferencia de presión.
- El agua tiene, al entrar en el rodete, energía cinética y energía potencial.
- Al moverse el agua por los espacios que hay entre los álabes del rodete, que se encuentran llenos de agua, ocurre una aceleración; así pues, en el mismo álabe se transforma aún parte de la energía potencial en cinética. El chorro de agua que sale,

ejerce entonces una reacción sobre la cámara de álabes, cuya componente horizontal se convierte en una fuerza periférica.

- Como signo exterior se añade el siguiente: el rodete se encuentra unido, en general, al canal de desagüe por un tubo de aspiración.
- Resulta de aquí que se aprovecha todo el salto H , en parte por efecto de presión y en parte por efecto de aspiración.
- Empleo lógico de este tipo de turbinas: especialmente en todos los aprovechamientos de pequeña o mediana altura. (LEÓN, 2007)

d.2 CAPÍTULO II: TURBINA TIPO MICHELL BANKI

También conocida como: de Flujo cruzado, Michell, Ossbeger, es clasificada como una turbina de acción, entrada radial, de admisión parcial y flujo transversal. El desarrollo de las turbinas de flujo cruzado se atribuye a *Donat Banki de Hungría (1910)* y *Anthony Mitchell de Australia (1903)* quienes obtuvieron patentes independientes. La turbina de Banki-Michell 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 cruzado se conoce como una máquina de pequeña escala, existen actualmente máquinas de este tipo de hasta 6 MW. (CAMPUZANO, 2011)

Los **rangos de operación** son los siguientes:

Altura H: $1\text{m} \leq H \leq 100\text{m}$

Caudal Q: $0,2\text{ m}^3/\text{s} \leq Q \leq 7\text{ m}^3/\text{s}$

Potencia P: $P \leq 1\text{Mw}$

Velocidad específica n_s : $30 \leq n_s \leq 180$

Las principales **características** de esta máquina son las siguientes:

- La velocidad de giro puede ser seleccionada en un amplio rango.
- El diámetro de la turbina no depende necesariamente del caudal.
- Se alcanza un aceptable nivel de rendimiento con pequeñas turbinas.
- Se puede regular el caudal y la potencia por medio de un álabe ajustable.
- Tiene un amplio rango de aplicación, estando comprendida entre la turbina Pelton de doble inyector y las Francis rápidas.
- Su construcción es sencilla, pudiendo ser fabricada en pequeños talleres.

- Debido a su simplicidad de construcción y funcionamiento, para bajos saltos, es la turbina que presenta los menores costos iniciales así como de operación y mantenimiento.

- Es la turbina que mejor se adapta para ser usada en medios rurales.

Principio de funcionamiento

La turbina consta de dos elementos principales: un inyector y un rotor. 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.

El inyector posee una sección transversal rectangular que va unida a la tubería por una transición rectangular - circular. Este 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. (CAMPUZANO, 2011)

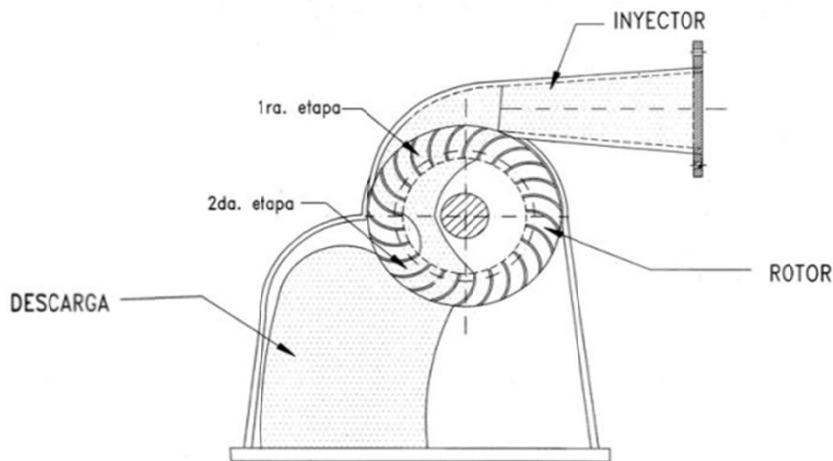


Fig. 3. Turbina de flujo cruzado o Michell Banki

Fuente: Aprovechamiento hidráulico de la fuente principal de la comunidad de aguas del Maimon. Cartagena : Universidad Politécnica de Cartagena, 2011.

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. (Los ensayos realizados por distintos investigadores sitúan

el rendimiento hidráulico de esta máquina entre un 65-70%, otros autores mencionan un 61% aclarando que la segunda etapa entrega un 17%, y en general muchos autores indican un 70% hasta un 84%).

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.

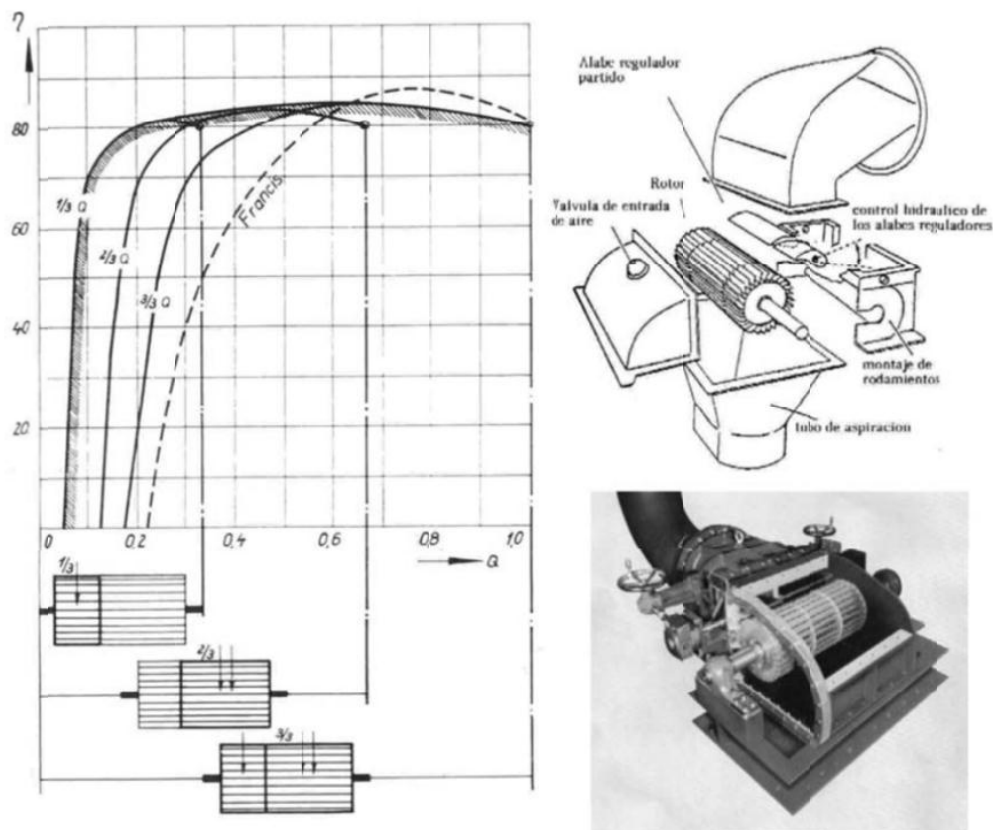


Fig. 4. Rendimiento en función de la apertura de la admisión

Fuente: Aprovechamiento hidráulico de la fuente principal de la comunidad de aguas del Maimon. Cartagena : Universidad Politécnica de Cartagena, 2011.

Esta clase de admisión permite obtener una curva de rendimiento como la de la Figura anterior en la cual se observa la comparación con la curva de rendimiento de una turbina tipo Francis. Como se mencionó anteriormente, la turbina de flujo cruzado es especialmente apropiada para ríos con pequeños caudales. Estos

generalmente llevan durante varios meses muy poca agua, por lo que en su diseño debe considerarse para el mínimo caudal que será el parcial y para épocas de abundancia de agua, se considerará el caudal total que será utilizado para usos productivos. De la curva característica de rendimiento de cada turbina depende si durante este tiempo se sigue produciendo energía eléctrica.

El profesor húngaro Donat Banki en la ex Alemania Occidental hizo un trabajo extensivo sobre esta máquina entre el año de mil novecientos doce y mil novecientos dieciocho (1912-1918). A través de una serie de publicaciones especificó que, para obtener la máxima eficiencia, el ángulo con el cual el chorro golpea al álabe debe ser tan pequeño como sea posible. Basado en esta suposición calculó: los ángulos de entrada y salida del rotor, ancho del mismo, la forma del flujo a través de éste y la curvatura del álabe. (CAMPUZANO, 2011)

Considerando todas las pérdidas posibles que ocurren en el inyector y el rotor, expresó el rendimiento máximo posible con la siguiente ecuación:

$$\eta_{\max} = 0.771 - 0.384 \frac{D}{H} \quad (\text{Ecuación 1})$$

Sonnek, año mil novecientos veintitrés (1923) modificó la teoría de Banki asumiendo un ángulo del álabe constante e igual a treinta grados (30°), con lo que la ecuación del rendimiento máximo resultó en:

$$\eta_{\max} = 0.863 - 0.264 \frac{D}{H} \quad (\text{Ecuación 2})$$

Desde esa época fueron muchas las investigaciones realizadas sobre esta turbina a través del tiempo, las cuales han introducido mejoras sustanciales en la eficiencia de la misma.

La turbina Michell Banki como turbomáquina de acción:

De acuerdo con lo dicho en el comienzo de este capítulo se considerará la turbina de flujo transversal como una máquina de acción o impulso. Según la teoría de las turbomáquinas, se puede relacionar la copla en el eje de una turbina con el salto o altura

útil, arribando a la ecuación de Euler para turbomáquinas, de la cual una de sus formas es la siguiente:

$$g.H_r = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad (\text{Ecuación 3})$$

Donde:

g = Aceleración de gravedad expresada en metros sobre segundo cuadrado (m/s^2)

H_r = Altura útil expresada en metros (m).

c = Velocidad absoluta expresada en metros sobre segundo (m/s)

u = Velocidad tangencial de la turbina expresada en metros sobre segundo (m/s)

w = Velocidad relativa del fluido expresada en metros sobre segundo (m/s)

El primer término de esta ecuación representa la variación de la energía cinética que se produce en el fluido entre la entrada y la salida de la turbina.

El segundo término representa el cambio de presión debido a la variación de la fuerza centrífuga entre la entrada y la salida de la misma.

El tercer término finalmente, traduce el cambio de presión debido a la variación de la velocidad relativa del fluido entre la entrada y la salida. Por lo tanto el primer término es energía cinética y los otros dos términos son de energía de presión, es decir se expresa de la siguiente manera:

$$g.H_r = g.(H_{dim} + H_{est}) \quad (\text{Ecuación 4})$$

Donde:

g = Aceleración de gravedad expresada en metros sobre segundo cuadrado (m/s^2)

H_r = Altura útil expresada en metros (m).

H_{est} = Altura estática o de presión expresada en metros (m)

H_{din} = Altura dinámica o de presión expresada en metros (m).

El cambio energético está formado por un término que podemos llamar dinámico y un término representativo del trabajo de las fuerzas de presión, que denominaremos estático. El grado de reacción es la relación entre la energía estática que se transforma dentro del rotor y la energía total, o sea:

$$G_r = \frac{H_{est}}{H_{tot}} \quad (\text{Ecuación 5})$$

Donde:

G_r = Grado de reacción

H_{est} = Altura estática o de presión expresada en metros (m).

H_{tot} = Altura del inyector en cada punto expresada en metros (m).

En las turbinas de "acción" el grado de reacción es igual a cero, es decir que se puede demostrar que la presión en la entrada es igual a la presión en la salida, ($p_1 = p_2$), o sea que el escurrimiento a través del rotor es a presión constante. En definitiva en este caso, a la entrada y salida del rodete reina la presión atmosférica.

Una de las condiciones a cumplirse en este caso es que [Figura 5]:

$$u_1 = \frac{c_1}{2} \quad (\text{Ecuación 6})$$

Donde:

u = Velocidad tangencial de la turbina expresada en metros sobre segundo (m/s).

c_1 = Velocidad absoluta expresada en metros sobre segundo (m/s).

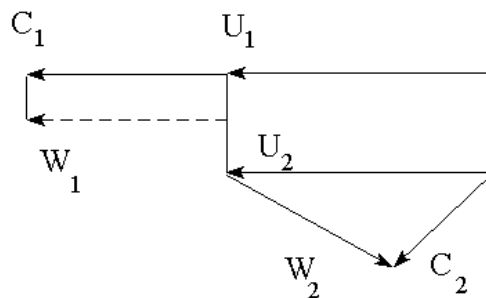


Fig. 5. Triángulo de velocidades de una turbina de acción.

Fuente: El autor

Considerando a la turbina Michell-Banki como una máquina de acción pura y haciendo el análisis análogamente a lo realizado por diferentes autores para otras turbinas, en dichas investigaciones se parte del hecho de que, para la obtención de la máxima

“obtención de la energía del agua” se deberá cumplir con la ecuación (6). (CAMPUZANO, 2011)

d.2.1 DISEÑO HIDRÁULICO DEL TIPO DE TURBOMÁQUINA

De acuerdo a lo dicho en el apartado anterior 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 dentro de un amplio rango de velocidades de rotación. De acuerdo con esto el diámetro podrá ser seleccionado en primer término. Muchos autores señalan que para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos 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.

Algunos factores a tener en cuenta son los siguientes:

- Si se reduce el diámetro del rodete se reduce el rendimiento hidráulico.
- Los rodetes más grandes tienen una velocidad de embalamiento menor.
- Se debe mantener una cierta proporcionalidad entre el diámetro y el ancho de la turbina a fin de evitar cambios de sección demasiado bruscos entre la tubería y el inyector que provocan fuertes perturbaciones en la vena fluida.
- Se debe tener en cuenta al seleccionar dicho parámetro el grado de simplicidad en la fabricación de la turbina. (CAMPUZANO, 2011)

En la Figura 6 pueden apreciarse los triángulos de velocidades para las dos etapas ya mencionadas. Como puede verse, existe una total semejanza entre el triángulo de velocidades a la salida de la primera etapa y el de 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 roto. (MARCHEGANI, 2010)

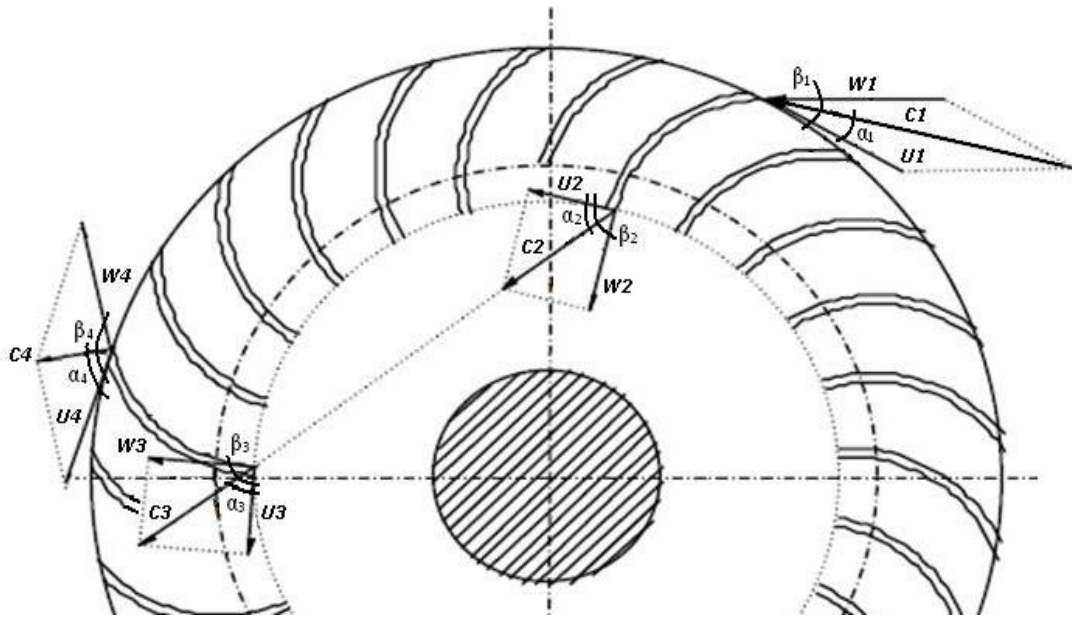


Fig. 6. Triángulo de velocidades de la turbina Michell Banki

Fuente: Turbina de Flujo Transversal o Michell Banki. Buenos Aires : Universidad Nacional De Comahua, 2010.

Como se mencionó anteriormente 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. (MARCHEGANI, 2010)

De la Figura 6 se desprende que deberá cumplirse que:

$$u_1 = \frac{C_{u1}}{2} \quad (\text{Ecuación 7})$$

Donde:

u = Velocidad tangencial de la turbina expresada en metros sobre segundo (m/s).

C_u = Componente de la velocidad absoluta en la dirección Tangencial expresada en metros sobre segundo (m/s).

Esto se debe a que el agua no ingresa en forma totalmente paralela al plano longitudinal que contiene al eje como ocurre en una turbina Pelton.

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

$$c_1 = k_c \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad (\text{Ecuación 8})$$

Donde:

c = Velocidad absoluta expresada en metros sobre segundo (m/s).

$K c$ = Coeficiente de velocidad del inyector,

g = Aceleración de gravedad expresada en metros sobre segundo cuadrado (m/s²)

H_n = Altura neta expresada en metros (m).

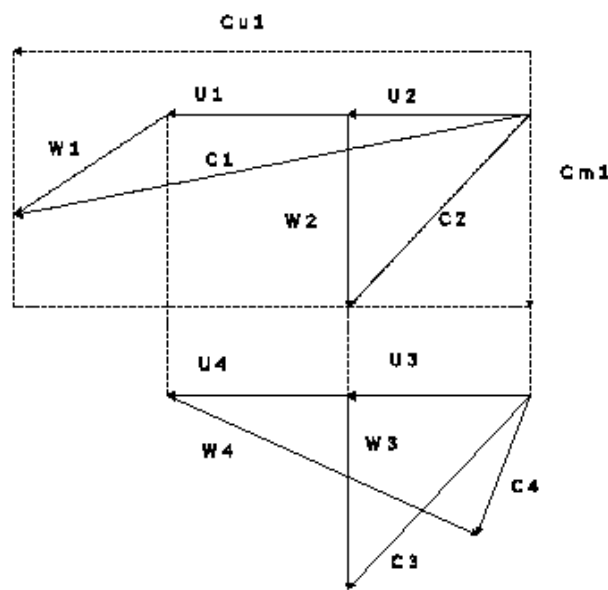


Fig. 7. Triángulo de velocidades unificadas

Fuente: El autor

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (\text{Ecuación 9})$$

Donde:

w = Velocidad relativa del fluido expresada en metros sobre segundo (m/s).

c = Velocidad absoluta expresada en metros sobre segundo (m/s).

u = Velocidad tangencial de la turbina expresada en metros sobre segundo (m/s).

α = Angulo entre la velocidad absoluta y la velocidad Tangencial expresado en grados (°)

Por lo tanto para la máxima utilización de la energía utilizaremos la siguiente ecuación:

$$w_1^2 = c_1^2 + \left(\frac{c_{u1}}{2}\right)^2 - 2.c.\frac{c_{u1}}{2}.\cos \alpha_1 \quad (\text{Ecuación 10})$$

Donde:

w = Velocidad relativa del fluido expresada en metros sobre segundo (m/s).

c = Velocidad absoluta expresada en metros sobre segundo (m/s).

Cu = Componente de la velocidad absoluta en la dirección Tangencial expresada en metros sobre segundo (m/s).

α = Ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad Tangencial expresado en grados (°)

β = Ángulo entre la velocidad relativa y la velocidad Tangencial expresado en grados (°)

Observando los vectores de la figura 16 obtenemos la siguiente ecuación:

$$w_1^2 = c_1^2 + \left(\frac{c_1.\cos \alpha_1}{2}\right)^2 - 2.c_1.\frac{c_{u1}}{2}.\cos \alpha_1 \quad (\text{Ecuación 11})$$

Donde:

w = Velocidad relativa del fluido expresada en metros sobre segundo (m/s).

c = Velocidad absoluta expresada en metros sobre segundo (m/s).

α = Ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad Tangencial expresado en grados (°).

Cu = Componente de la velocidad absoluta en la dirección Tangencial expresada en metros sobre segundo (m/s).

Finalmente obtenemos que:

$$w_1^2 = c_1^2 \cdot \left(1 - \frac{3}{4}.\cos^2 \alpha_1\right) \quad (\text{Ecuación 12})$$

Donde:

w = Velocidad relativa del fluido expresada en metros sobre segundo (m/s).

c = Velocidad absoluta expresada en metros sobre segundo (m/s).

α = Ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad Tangencial expresado en grados (°).

Si se cumplen con las siguientes condiciones:

$$c_{m1} = c_1 \cdot \text{sen} \alpha_1 \quad (\text{Ecuación 13})$$

$$c_{m1} = w_1 \cdot \text{sen} \beta_1 \quad (\text{Ecuación 14})$$

Donde:

C_m = Componente de la velocidad absoluta en la dirección meridiana.

c = Velocidad absoluta expresada en metros sobre segundo (m/s).

α = Ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad Tangencial expresado en grados (°).

w = Velocidad relativa del fluido expresada en metros sobre segundo (m/s).

Relacionando la (Ecuación 12) y (Ecuación 13) con la (Ecuación 14) obtenemos lo siguiente:

$$\beta_1 = \arcsen \frac{\text{sen} \alpha_1}{\sqrt{1 - \frac{3}{4} \cdot \cos^2 \alpha_1}} \quad (\text{Ecuación 15})$$

Donde:

β = ángulo entre la velocidad relativa y la velocidad Tangencial (°).

α = ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad Tangencial expresado en grados (°).

El ángulo α_1 varía generalmente entre los catorce y diecisiete grados (14° - 17°). De acuerdo a esta ecuación tenemos que el ángulo β_1 variará de acuerdo a los valores mostrados en la Tabla 1.

Tabla 1. Variación del ángulo α_1

α_1	β_1
15,000	28,180
15,200	28,510
15,400	28,850
15,600	29,170
15,800	29,500
15,900	29,670
16,000	29,830
16,100	29,990
16,102	30,000
16,200	30,150
16,400	30,480
16,600	30,800
16,800	31,120
17,000	31,440

Fuente: Turbina de Flujo Transversal o Michell Banki. Buenos Aires : Universidad Nacional de Comahua, 2010.

El ángulo β_1 influye en la construcción del rotor, lo que nos lleva a tratar de utilizar los valores que nos faciliten dicha construcción.

De acuerdo a esto será conveniente adoptar un ángulo $\alpha_1 = 16,102^\circ$ con lo se obtendrá de la ecuación (15) un ángulo $\beta_1 = 30^\circ$.

d.2.1.1 Resolución del triángulo de velocidades a la entrada del rotor

Como se mencionó anteriormente la velocidad en el inyector está dada por la ecuación (8). Reduciendo esta expresión se obtiene lo siguiente:

$$c_1 = 4,429 \cdot k_c \cdot \sqrt{H_n} \quad (\text{Ecuación 16})$$

Donde:

c = Velocidad absoluta expresada en metros sobre segundo (m/s).

$K c$ = Coeficiente de velocidad del inyector.

$H n$ = Altura neta expresada en metros (m).

De acuerdo al triángulo de velocidades en la entrada del inyector se tiene:

$$u_1 = \frac{c_{u1}}{2} = \frac{c_1 \cdot \cos \alpha_1}{2} = \frac{4.429 \cdot k_c \cdot \sqrt{H_n} \cdot \cos \alpha_1}{2} \quad (\text{Ecuación 17})$$

Donde:

u = Velocidad tangencial de la turbina expresada en metros sobre segundo (m/s).

$C u$ = Componente de la velocidad absoluta en la dirección Tangencial expresada en metros sobre segundo (m/s).

C = Velocidad absoluta expresada en metros sobre segundo (m/s).

α = Angulo entre la velocidad absoluta y la velocidad Tangencial expresado en grados ($^{\circ}$).

Luego tenemos la siguiente ecuación:

$$u_1 = 2,214.k_c.\sqrt{H_n}.\cos \alpha_1 \quad (\text{Ecuación 18})$$

Y si el ángulo $\alpha_1 = 16.102^{\circ}$ la velocidad tangencial será:

$$u_1 = 2,127.k_c.\sqrt{H_n} \quad (\text{Ecuación 19})$$

Aplicando el teorema del seno sobre el triángulo de velocidades a la entrada del inyector obtenemos la siguiente ecuación:

$$\frac{c_1}{\text{sen}(180 - \beta_1)} = \frac{w_1}{\text{sen}\alpha_1} \quad (\text{Ecuación 20})$$

Luego despejando velocidad relativa del fluido expresada en metros sobre segundo (w_1) se tiene la siguiente ecuación:

$$w_1 = \frac{c_1.\text{sen}\alpha_1}{\text{sen}(180 - \beta_1)} \quad (\text{Ecuación 21})$$

Reemplazando la ecuación (17) en la última expresión se obtiene el valor de velocidad relativa del fluido expresada en metros sobre segundo w_1

$$w_1 = 4,429.k_c.\sqrt{H_n}.\frac{\text{sen}\alpha_1}{\text{sen}(180^{\circ} - \beta_1)} \quad (\text{Ecuación 22})$$

Si $\alpha = 16,102^{\circ}$ entonces $\beta = 30^{\circ}$, por lo tanto la velocidad relativa a la entrada del rotor será:

$$w_1 = 2,458.k_c.\sqrt{H_n} \quad (\text{Ecuación 23})$$

Por último para completar la resolución del triángulo de velocidades a la entrada del inyector se obtiene el valor del Componente de la velocidad absoluta en la dirección meridiana. (C_m) (MARCHEGANI, 2010)

$$c_{m1} = c_1.\text{sen}\alpha_1 = c_1 4,429.k_c.\sqrt{H_n}.\text{sen}\alpha_1 \quad (\text{Ecuación 24})$$

O sea

$$c_{m1} = 1,229.k_c.\sqrt{H_n} \quad (\text{Ecuación 25})$$

Para el triángulo de velocidades a la salida se tiene:

$$u_2 = \frac{\pi.D_2.n}{60} \quad (\text{Ecuación 26})$$

$$C_{m2} = \frac{r_1}{r_2}.C_{m1} = w_2 \quad (\text{Ecuación 27})$$

$$C_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2} \quad (\text{Ecuación 28})$$

d.2.1.2 Selección del diámetro del rotor y velocidad de giro de la turbina

Una turbina Michell-Banki opera en condiciones similares cuando el valor Q/\sqrt{H} es constante, también se sabe que la eficiencia de estas turbinas no varía apreciablemente en amplios intervalos de valores de Q y H (*Metodología de diseño hidráulico y mecánico de una turbina Michell-Banki*, 8°CIBIM, 2007). 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 2. (CAMPUZANO, 2011)

Tabla 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

Fuente: INE (1986)

Por lo tanto:

d.2.1.2.1 Diámetro interior del rotor

$$D_i = 0.66D_e \text{ (m)} \quad \text{(Ecuación 29)}$$

d.2.1.2.2 Velocidad nominal de rotación

$$n = \frac{40\sqrt{H}}{D_e} \text{ (rpm)} \quad \text{(Ecuación 30)}$$

d.2.1.2.3 Coeficiente de velocidad del inyector:

$$K_c = \frac{n.D_e}{40,62.\sqrt{H_n}} \quad \text{(Ecuación 31)}$$

d.2.1.3 Número de álabes del rotor

El número de álabes puede ser seleccionado usando la siguiente Tabla:

Tabla 3. 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)

d.2.1.3.1 Selección del espesor de los álabes del rotor:

Para facilitar la construcción de los álabes, algunos fabricantes utilizan tuberías comerciales de acero al carbono (*Metodología de diseño hidráulico y mecánico de una turbina Michell-Banki 8°CIBIM, 2007*). Éstas son cortadas formando un arco de circunferencia, como se muestra en la Figura. La Tabla 4 muestra los diámetros de tuberías recomendados. (CAMPUZANO, 2011)

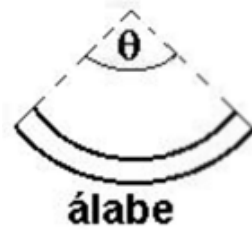


Fig. 8. Sección transversal de un álabe del rotor.

Fuente: INE (1986)

Tabla 4. Selección del espesor de los álabes del rotor

Rotor	Tubería		
Diámetro (mm)	Diámetro (pulg)	Espesor (mm)	Peso (Kgf/m)
200	2,5	5,16	8,62
300	4	6,02	16,07
400	5	6,55	21,78
500	6	7,11	28,26

Fuente INE (1986).

d.2.1.3.2 Determinación de la geometría del álabe:

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

Según el número de álabes seleccionado previamente se tendrá en forma automática el paso entre álabes de la siguiente forma: (MARCHEGANI, 2010)

$$\hat{z} = \frac{360}{Z} \quad (^\circ) \quad \text{(Ecuación 32)}$$

El siguiente paso es determinar los diferentes parámetros de dimensión y ubicación de dichos álabes. Observando la Figura 9 se pueden determinar los distintos ángulos característicos, así:

$$\theta = \gamma + 30^\circ \quad (^\circ) \quad \text{(Ecuación 33)}$$

$$\lambda = 90^{\circ} + \theta = 180^{\circ} - \hat{z} - \gamma \quad (^{\circ}) \quad \text{(Ecuación 34)}$$

Reemplazando en la ecuación (34) tenemos:

$$\gamma = 30^{\circ} - \frac{\hat{z}}{2} \quad (^{\circ}) \quad \text{(Ecuación 35)}$$

Trabajando análogamente con la ecuación (35) se obtienen,

$$\theta = 60^{\circ} - \frac{\hat{z}}{2} \quad (^{\circ}) \quad \text{(Ecuación 36)}$$

$$\lambda = 150^{\circ} - \frac{\hat{z}}{2} \quad (^{\circ}) \quad \text{(Ecuación 37)}$$

Además, por relación geométrica se tiene:

$$\delta = 180^{\circ} - \gamma - 30^{\circ} - \theta \quad (^{\circ}) \quad \text{(Ecuación 38)}$$

$$\delta = 150^{\circ} - 30^{\circ} + \frac{\hat{z}}{2} - 60^{\circ} + \frac{\hat{z}}{2} \quad (^{\circ}) \quad \text{(Ecuación 39)}$$

Por lo tanto:

$$\delta = \hat{z} + 60^{\circ} \quad (^{\circ}) \quad \text{(Ecuación 40)}$$

De la Figura 9 también pueden hallarse las dimensiones características del álabe.

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

$$A = R - r \quad (\text{mm}) \quad \text{(Ecuación 41)}$$

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 ocasionará mayores pérdidas por fricción y perturbaciones a la salida del álabe en la primera etapa que serán mayores si el eje es pasante. (MARCHEGANI, 2010)

Por lo tanto debe hallarse una expresión que la vincule con los parámetros óptimos de funcionamiento de la turbina.

De acuerdo con el teorema del seno:

$$\frac{\text{sen}\lambda}{R} = \frac{\text{sen}\gamma}{r} \quad \text{(Ecuación 42)}$$

O sea,

$$r = R \cdot \frac{\text{sen} \gamma}{\text{sen} \lambda} \quad \frac{\text{sen} \lambda}{R} = \frac{\text{sen} \gamma}{r} \quad (\text{Ecuación 43})$$

Por lo tanto,

$$A = R \cdot \left(1 - \frac{\text{sen} \gamma}{\text{sen} \lambda} \right) \quad (\text{mm}) \quad (\text{Ecuación 44})$$

La cuerda del álabe A_ρ puede obtenerse de la siguiente manera [Figura 9]:

$$\frac{A_\rho}{\text{sen} \hat{z}} = \frac{R}{\text{sen} \lambda} \quad (\text{Ecuación 45})$$

Por lo tanto:

$$A_\rho = R \cdot \frac{\text{sen} \hat{z}}{\text{sen} \lambda} \quad (\text{mm}) \quad (\text{Ecuación 46})$$

Por último, el radio del álabe R_a se obtiene como sigue:

$$\frac{A_\rho}{\text{sen} \delta} = \frac{R_a}{\text{sen} \theta} \quad (\text{Ecuación 47})$$

Luego,

$$R_a = R \cdot \frac{\text{sen} \hat{z}}{\text{sen} \delta} \cdot \frac{\text{sen} \theta}{\text{sen} \lambda} \quad (\text{mm}) \quad (\text{Ecuación 48})$$

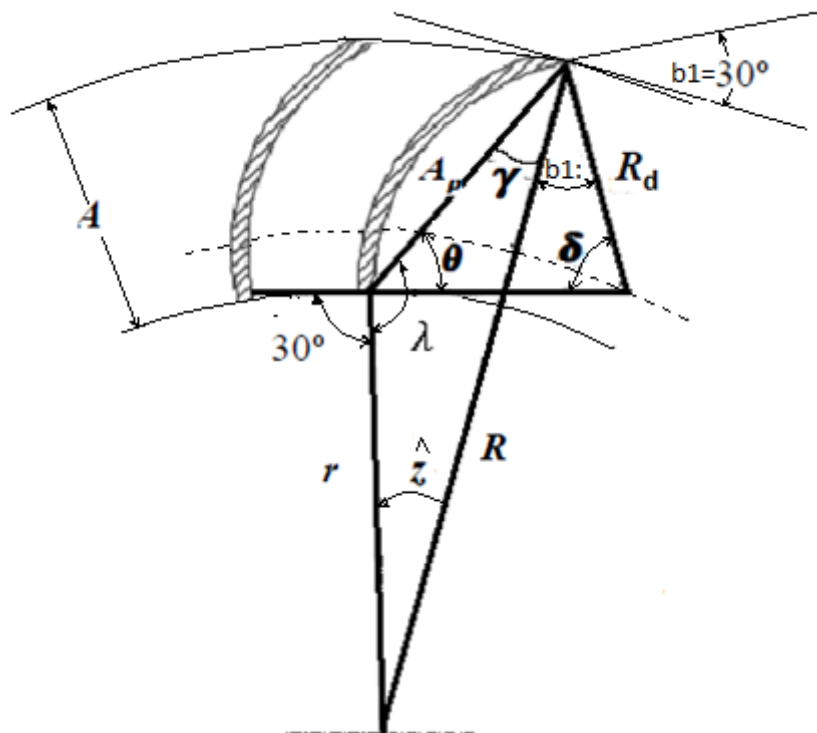


Fig. 9. Geometría del álabe

Fuente: Turbina de Flujo Transversal o Michell Banki. Buenos Aires : Universidad Nacional de Comahua, 2010.

Como puede verse todos los parámetros han sido expresados en función del radio R de la turbina con lo que una vez seleccionado el diámetro todos los parámetros surgen automáticamente. (MARCHEGANI, 2010)

d.2.1.4 Cálculo del ancho del inyector

Un factor importante a tener en cuenta es el cálculo del ancho del inyector. Este se calcula teniendo en cuenta el diámetro seleccionado y los parámetros de funcionamiento H y Q. (CAMPUZANO, 2011)

Como se sabe el área de admisión está dada por:

$$A_a = \frac{Q}{c_{m1}} \quad (\text{m}^2) \quad (\text{Ecuación 49})$$

Además:

$$A_a = B_i \cdot p_z \cdot Z_A \quad (\text{m}^2) \quad (\text{Ecuación 50})$$

El paso P_z estará dado por:

$$p_z = \frac{\pi \cdot D}{z} \quad (\text{m}) \quad (\text{Ecuación 51})$$

Si definimos

$$x_z = \frac{Z_a}{z} \quad (\text{Ecuación 52})$$

Como la relación entre el número de álabes de la admisión y el número de álabes totales, se tendrá que una vez seleccionado el número de álabes del rotor se podrá determinar el número de álabes que actúan en la admisión, y por lo tanto el valor de X_z . Este número de álabes Z_a tiene estrecha vinculación con el ángulo de admisión de la máquina.

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

$$x_z = \frac{Z_a}{z} < 0,35 \quad (\text{Ecuación 53})$$

Igualando (50) y (51) y despejando B_i tenemos:

$$B_i = \frac{Q \cdot z}{\pi \cdot D_e \cdot c_1 \cdot \text{sen} \alpha_1 \cdot z_a} \quad (\text{m}) \quad (\text{Ecuación 54})$$

Al final la expresión para calcular el ancho del inyector queda:

$$B_i = 0,259 \frac{Q}{K_c \cdot D_e \cdot \sqrt{H_n \cdot X_z}} \quad (\text{m}) \quad (\text{Ecuación 55})$$

d.2.1.5 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 puede tener diferentes geometrías diferenciadas fundamentalmente por el ángulo de admisión y el órgano de regulación que posea, si es que existe. Se deberá tener en cuenta en la ubicación de este órgano de regulación que cualquier elemento en el interior del inyector puede provocar disturbios a la salida del flujo.

El inyector posee una sección transversal de forma rectangular compuesto por dos caras laterales rectas que permiten descargar el flujo sobretodo el ancho del rotor (Figura 10), una cara superior envolvente que guía el flujo. Esta cara posee un ángulo α_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 5° como máximo. (CAMPUZANO, 2011)

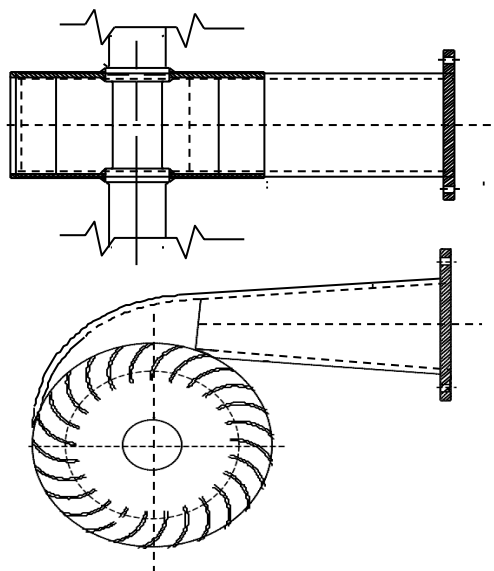


Fig. 10. Vistas del inyector de la turbina de flujo cruzado

Fuente: Aprovechamiento hidráulico de la fuente principal de la comunidad de aguas del Maimon. Cartagena : Universidad Politécnica de Cartagena, 2011.

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. 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. Como ya se mencionó la diversidad de diseño en la geometría del inyector hace que se adopten distintos ángulos de admisión. A través de las diversas investigaciones que se han realizado sobre esta máquina los ángulos de admisión del inyector van desde los 30° hasta los 120° . Gran parte de la bibliografía existente parece coincidir en que el ángulo de admisión θ_a óptimo para este tipo de turbina es de alrededor de los 90° (*Centro de documentación-Soluciones Prácticas-ITDG., Ficha técnica Turbina Michell-Banki*). Tomando como referencia este ángulo, se calcula el arco de admisión (Figura 11) con la siguiente fórmula:

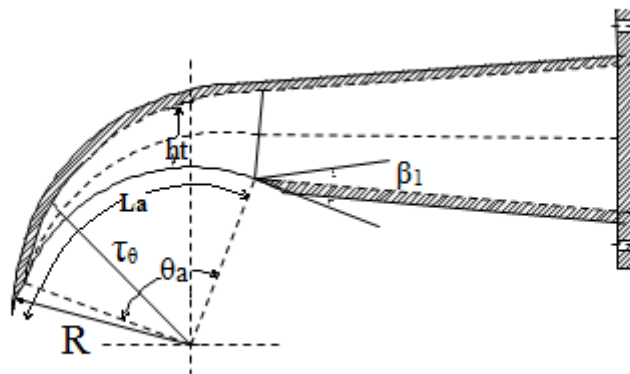


Fig. 11. Detalle del inyector, arco de admisión y ángulo de admisión

Fuente: Aprovechamiento hidráulico de la fuente principal de la comunidad de aguas del Maimon. Cartagena : Universidad Politécnica de Cartagena, 2011.

d.2.1.5.1 Arco de admisión:

$$L_a = \frac{\pi \cdot D_e}{Z} \cdot Z_a + Z_a \cdot e \quad (\text{mm}) \quad (\text{Ecuación 56})$$

Luego el ángulo de admisión θ_a será:

$$\theta_a = \frac{360^0}{\pi \cdot D_e} \cdot L_a \quad (^\circ) \quad \text{(Ecuación 57)}$$

Como se indica con anterioridad el ángulo de admisión obtenido está en torno a los 90°, por lo que se consideran los 85 grados de abertura como válidos.

Por último queda hallar la función que representará la curva envolvente del inyector (cara superior). El modelo matemático de la entrada y salida del caudal en el inyector puede definirse como un flujo potencial (*Centro de documentación-Soluciones Prácticas-ITDG., Ficha técnica Turbina Michell-Banki*). En general para cualquier ángulo entre 0° y θ_a la curva envolvente del inyector está dada por:

$$\tau_\theta = R \cdot \exp\left[\frac{1 - \frac{\theta}{\theta_a}}{B.C}\right] \cdot Q \quad \text{(Ecuación 58)}$$

$$C = 2,3 \cdot \eta_h \cdot \frac{D_e \cdot \sqrt{H_n}}{K_{c1}} \quad (\text{m}) \quad \text{(Ecuación 59)}$$

Entonces para los distintos valores de θ hasta $\theta_a=85^\circ$, τ_θ toma los siguientes valores de la tabla:

Tabla 5. Radio de la curva envolvente del inyector en función del ángulo de admisión.

θ (grados)	τ_θ (m)	θ (grados)	τ_θ (m)
0	0,161	45	0,125
5	0,157	50	0,122
10	0,153	55	0,118
15	0,148	60	0,115
20	0,144	65	0,112
25	0,140	70	0,109
30	0,136	75	0,106
35	0,133	80	0,103
40	0,129	85	0,100

Fuente: INE (1986)

d.2.1.6 Ancho total del 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 (figura 12). Para este caso usaremos el valor del 40%. Entonces la fórmula propuesta para el ancho total del rotor es: (CAMPUZANO, 2011)

$$B_r = 1,4.B_i \quad (\text{m}) \quad (\text{Ecuación 60})$$

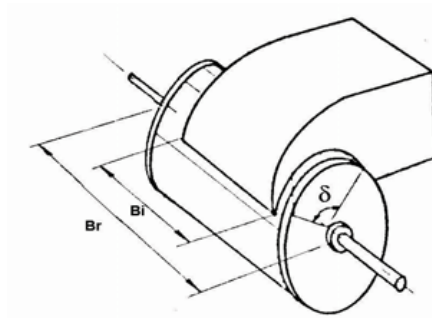


Fig. 12. Dimensiones características del inyector y rotor.

Fuente: El autor

d.2.1.7 Razón de aspecto:

Esta relación expresa que proporción hay entre el ancho del rotor y el diámetro exterior del mismo, este valor debe estar comprendido entre 0,5 a 3,5.

$$R = \frac{B_r}{D_e} \quad (\text{Ecuación 61})$$

d.2.1.8 Diámetro máximo del eje del rotor

El diámetro del eje del rotor debe tener un valor máximo de tal manera que no obstruya el paso del flujo a través de éste. El diámetro máximo puede calcularse mediante la siguiente relación:

$$d_{e\max} = 0.33D_e \quad (\text{m}) \quad (\text{Ecuación 62})$$

d.2.2 DISEÑO MECÁNICO

Para este apartado se siguen las directrices marcadas por el texto Metodología de diseño hidráulico y mecánico de una turbina Michell-Banki, 8º CIBIM, 2007.

d.2.2.1 Potencia de la turbina

La potencia de la turbina de flujo cruzado la podemos obtener así:

$$PT = \gamma * Q * H \quad (\text{W}) \quad (\text{Ecuación 63})$$

d.2.2.2 Torque

Lo obtenemos de la siguiente manera:

$$PT = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot T_{\max}}{60 \cdot (550)} \quad (\text{Hp}) \quad (\text{Ecuación 64})$$

Donde torque será:

$$T_{\max} = \frac{33000 \cdot PT}{2\pi \cdot \eta} \quad (\text{lb-pie}) \quad \text{o} \quad T_{\max} = 974 \frac{PT}{\eta} \quad \text{N-m} \quad (\text{Ecuación 65})$$

d.2.2.3 Número de álabes que reciben el flujo de agua

$$Z_a = \frac{\delta}{360} Z \quad (\text{Ecuación 66})$$

δ = ángulo de admisión entre el rotor y el inyector.

d.2.2.4 Caudal que ingresa en un álabe

$$Q_a = \frac{Q_{\max}}{Z_a} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (\text{Ecuación 67})$$

d.2.2.5 Peso de un álabe

$$P_a = P_u \cdot L \quad (\text{N}) \quad (\text{Ecuación 68})$$

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

L=longitud del álabe (m)

d.2.2.6 Discos de unión de álabes

Son los discos en los cuales están fijados los álabes que componen el rodete.

El volumen de los 2 (dos) discos se determina:

$$V_{ds} = \pi \cdot D_e^2 \cdot t \cdot 2 \cdot 10^{-6} \quad (\text{Ecuación 69})$$

Donde:

Vds = Volumen de los discos separadores, m³

De = Diámetro exterior del rodete, mm

t = Espesor de los discos, mm (3 – 5).

El peso de los discos entonces sería:

$$W_{ds} = V_{ds} \cdot \rho_B \quad (\text{N}) \quad (\text{Ecuación 70})$$

Donde ρ_B es el peso específico del material que se le designa, N/ m³.

d.2.2.7 Peso total del rotor

$$P_{tr} = Z \cdot p_a + 75,963 \cdot N_d \cdot D_e^2 \quad (\text{N}) \quad (\text{Ecuación 71})$$

N_d=número de discos del rotor

D_e=diámetro exterior del rotor (m)

d.2.2.8 Fuerza hidráulica sobre el álabe

Esta fuerza se debe al cambio de dirección que experimenta el agua al pasar por las paletas del rotor. Esta fuerza puede calcularse aplicando la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento en un álabe, ver Figura 13.

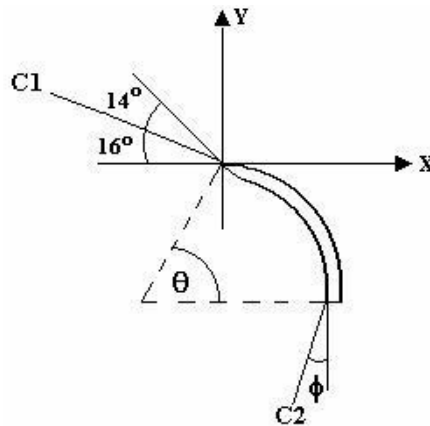


Fig. 13. Ángulos de la velocidad absoluta, a la entrada y salida del álabe

Fuente: El autor

$$F_{hx} = 429,38 \cdot Q_a \cdot \sqrt{H_{\max}} (\cos 16^\circ - \text{sen} \phi) \quad (\text{Ecuación 72})$$

$$F_{hy} = 429,38 \cdot Q_a \cdot \sqrt{H_{\max}} (\text{sen} 16^\circ + \cos \phi) \quad (\text{Ecuación 73})$$

$$F_{hr} = \sqrt{(F_{hx})^2 + (F_{hy})^2} \quad (\text{Ecuación 74})$$

F_{hx} = fuerza hidráulica sobre el álabe en dirección x (N)

F_{hy} = fuerza hidráulica sobre el álabe en dirección y (N)

F_{hr} = fuerza hidráulica resultante sobre el álabe (N)

Tabla 6. Ángulos característicos del álabe

Díámetro 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)

d.2.2.9 Fuerza centrífuga sobre el álabe

$$F_c = 0.895 \frac{P_a H_{\max}}{D_e} \quad (\text{N}) \quad (\text{Ecuación 75})$$

d.2.2.10 Fuerza total sobre el álabe

La fuerza total se calcula para el caso más desfavorable, en el cual la resultante de las fuerzas hidráulica y centrífuga 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 7.

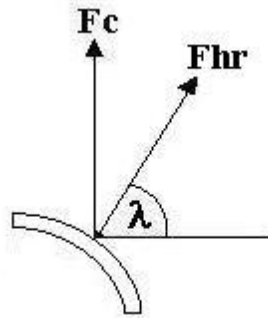


Fig. 14. Composición de fuerzas sobre el álabe.

Fuente: El autor

$$R_x = F_{hr} \cos \lambda \quad (\text{Ecuación 76})$$

$$R_y = F_{hr} \sen \lambda + F_c \quad (\text{Ecuación 77})$$

$$R_T = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \quad (\text{Ecuación 78})$$

R_x = fuerza resultante sobre el álabe en dirección X (N)

R_y = fuerza resultante sobre el álabe en dirección Y (N)

R_T = fuerza total resultante sobre el álabe (N)

Tabla 7. Ángulo entre la fuerza hidráulica sobre el álabe y el eje X.

Diámetro del rotor (mm)	$\lambda(^{\circ})$
200	29,75
300	32,02
400	30,50
500	29,90

Fuente INE (1986).

d.2.2.11 Momento Flector Máximo sobre el álabe

$$M = \frac{R_T \cdot B_{rc}}{12} \quad (\text{N} \cdot \text{cm}) \quad (\text{Ecuación 79})$$

d.2.2.12 Esfuerzo máximo en el álabe

$$\sigma = E.M \quad (\text{N/cm}^2) \quad (\text{Ecuación 80})$$

Tabla 8. Factor de corrección del esfuerzo máximo en el álabe.

Diámetro del rotor (mm)	E (1/cm³)
200	510,88
300	250,32
400	162,92
500	111,91

Fuente: INE (1986).

Para el diseño se tomará un material con un límite de fluencia de 2400 Kgf/cm² y un factor de seguridad de 2. Por lo tanto debe verificarse la relación 81, de no ser así debe usarse un disco de refuerzo en el centro del rotor, el cual será idéntico a los discos laterales.

$$\sigma \leq \frac{2400}{f_s} \quad (\text{Ecuación 81})$$

d.2.2.13 Diseño del eje del rotor

Para el diseño del eje del rotor se hace uso del diagrama de fuerzas que actúan sobre este y el cual se muestra en la Figura 15.

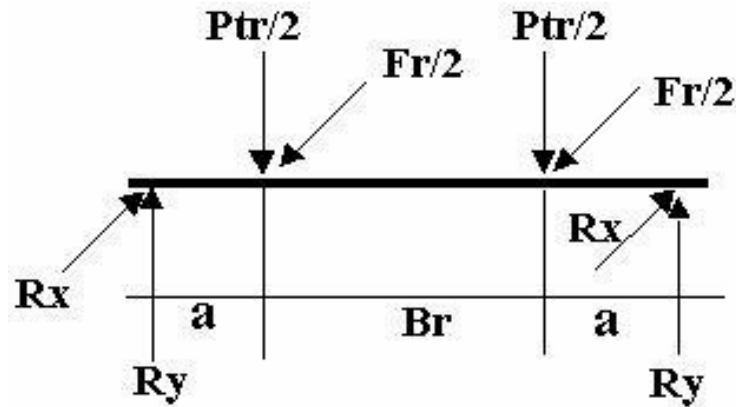


Fig. 15. Diagrama de fuerzas sobre el eje del rotor

Fuente: El Autor

El diámetro mínimo del eje del rotor se calculó utilizando la fórmula:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{eq}}{0,1 * \sigma_{admflex}}} \quad (\text{cm}) \quad (\text{Ecuación 82})$$

Donde:

$$T_{\max} = 974 \frac{PT}{n} \quad (\text{Ecuación 83})$$

$$M_{\max} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad (\text{Ecuación 84})$$

T_{\max} = Momento torsor máximo sobre el eje (N - m)

M_{\max} = Momento máximo sobre el eje (N - m)

Siendo:

$$M_x = F_t \cdot \frac{a}{2} \quad (\text{Ecuación 85})$$

$$M_y = P_{tr} \cdot \frac{a}{2} \quad (\text{Ecuación 86})$$

Donde:

$$F_t = 1948 \frac{PT}{n \cdot D_e} \quad (\text{Ecuación 87})$$

$$M_{equi} = \sqrt{(K_a * M_{\max})^2 + (K_T * T_{\max})^2} \quad (\text{N-m}) \quad (\text{Ecuación 88})$$

$$\sigma_{adm.flex} = 0,1 * \sigma_{res} \quad (\text{N-cm}^2) \quad (\text{Ecuación 89})$$

F_t = Fuerza tangencial sobre el eje (N)

P_{tr} = Peso total del rotor (N)

K_a = Factor de flexión 1.5

K_t = Factor de torsión 1.0

Debe cumplirse que el diámetro máximo del eje (calculado con la Ecuación 62) debe ser mayor que el diámetro mínimo (calculado con la Ecuación 82).

$$d < d_{emax} \quad (\text{Ecuación 90})$$

d.2.2.14 Determinación de las máximas tensiones normales a la flexión

$$T_{flex} = \frac{M_{max}}{W_{max}} = \frac{M_{max}}{0,1 * d^3} \quad (\text{Ecuación 91})$$

T_{flex} = Tensión a la flexión (N/cm²)

Resistencia máxima a flexión alternante del material, 550 Kgf/cm²

d.2.2.15 Determinación de las máximas tensiones tangenciales por la torsión

$$\tau_{tor} = \frac{T_{max}}{W_{tor}} = \frac{T_{max}}{0,2 * d^3} \quad (\text{N/cm}^2) \quad (\text{Ecuación 92})$$

d.2.2.16 Velocidad crítica de la turbina

Una vez determinado el diámetro del eje debe realizarse un chequeo de éste considerando la velocidad crítica de la turbina. Debiendo satisfacerse que la velocidad crítica de la turbina (N_c), deba ser mayor que la velocidad de embalamiento (N_e), en un 40% o más. De no cumplirse esta condición debe tomarse un diámetro del eje mayor que satisfaga las Ecuaciones 90 y 93.

$$N_c \geq 1.4N_e \quad (\text{Ecuación 93})$$

Donde:

$$N_e = 1.8N \quad (\text{rpm}) \quad (\text{Ecuación 94})$$

$$N_c = \frac{29.88}{\sqrt{Y_{\max}}} \quad (\text{rpm}) \quad (\text{Ecuación 95})$$

$$Y_{\max} = \frac{W \cdot a^2}{6E_r \cdot I} (3B_r + 2a) \quad (\text{Ecuación 96})$$

$$W = \sqrt{F_{hr}^2 + F_t^2} \quad (\text{N}) \quad (\text{Ecuación 97})$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (\text{m}^4) \quad (\text{Ecuación 98})$$

d.2.2.17 Fuerza total sobre la plancha del inyector

El diseño del inyector se realiza analizando la sección de entrada de éste, donde actúa la fuerza de presión del agua, esta fuerza puede calcularse como:

$$F_{ii} = 390D_e \cdot H_{\max} B_r \quad (\text{N}) \quad (\text{Ecuación 99})$$

d.2.2.18 Momento máximo sobre la plancha del inyector

$$M_i = \frac{F_{ii} \cdot B_r}{12} \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (\text{Ecuación 100})$$

d.2.2.19 Esfuerzo máximo sobre la plancha del inyector

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_i} \quad (\text{N/m}^2) \quad (\text{Ecuación 101})$$

Siendo:

$$W_i = \frac{0.39(e_i)^2 \cdot D_e}{6} \quad (\text{m}^3) \quad (\text{Ecuación 102})$$

W_i =Momento resistente axial a la flexión

e_i = espesor de la plancha del inyector (m)

d.2.2.20 Comprobación del espesor de la plancha del inyector

Debe comprobarse que el esfuerzo máximo en el inyector debe ser menor que el esfuerzo de fluencia dividido por 2, de no ser así debe asumirse un espesor de plancha mayor en la Ecuación 102.

$$\sigma_i \leq \frac{\sigma_f}{2} \quad \text{N/cm}^2 \quad (\text{Ecuación 103})$$

d.2.2.21 Diseño de chavetas

Son accesorios mecánicos que se utilizan para unir dos vástagos o ejes entre sí. O bien para fijar elementos diversos al eje que los soporta, haciéndolos solidarios al mismo, e impidiendo el movimiento relativo entre ambos.

Son uniones fácilmente desmontables. Y por tanto muy utilizadas en las máquinas que tienen movimiento de giro.

Dependiendo del tipo de chaveta que utilicemos, el cierre que se produce puede ser de forma, o de fuerza. (CUICHÁN, 2008)

Clasificación:

Podemos clasificarlas:

Por la posición: longitudinales y Transversales.

Por el tipo de cierre: de forma, de tensión y de presión.

Chavetas longitudinales:

Las utilizaremos en la unión de ejes sometidos a torsión, o bien entre estos ejes y los diversos accesorios (frenos, poleas, engranajes, etc.) que estos soportan. Impidiendo el movimiento relativo entre ellos y el eje.

Las chavetas longitudinales normalmente utilizan un cierre de forma, por tanto no requieren un esfuerzo para introducirlas en el chavetero.

Aunque las hay también inclinadas, que utilizan cierre de fuerza.

No admiten esfuerzos alternativos, y la transmisión de esfuerzos se hace por presión lateral contra los flancos.

Las chavetas y otros elementos de sujeción de dispositivos a ejes, normalmente se calculan a dos tipos de sollicitaciones diferentes:

Por corte

Por aplastamiento

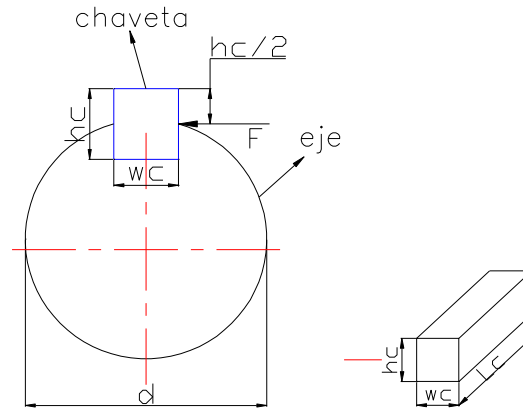


Fig. 16. Chavetas rectangulares o paralelepípedas

Fuente: El Autor

En la Figura 16 se muestra un tipo de chaveta paralelepípeda normalizada.

El cálculo de falla debido al corte de la chaveta se obtiene de:

$$\sigma_{admaplas} = 0,14\sigma_{res} \quad (\text{Ecuación 104})$$

$$\tau = \frac{F}{A_{corte}} = \frac{F}{w_c L_c} \quad (\text{Ecuación 105})$$

Siendo

τ = Esfuerzo cortante.

F = Fuerza aplicada en la chaveta.

A_{corte} = Área de corte en la chaveta.

w_c = Ancho de la chaveta.

L_c = Longitud de la chaveta.

La fuerza aplicada se la calcula con la siguiente ecuación:

$$F = \frac{T}{\frac{d}{2}} \quad (\text{Ecuación 106})$$

$$F = \frac{2T}{d} \quad (\text{Ecuación 107})$$

Reemplazando la ecuación (107) en la (105) se tiene:

$$\tau = \frac{2T}{d \cdot w_c \cdot L_c} \quad (\text{Ecuación 108})$$

El esfuerzo de aplastamiento es:

$$\sigma_{ap} = \frac{F}{A_a} \quad (\text{Ecuación 109})$$

$$\sigma_{ap} = \frac{T}{\frac{d}{2} \cdot A_a} = \frac{2T}{d \cdot L_c \cdot \frac{h_c}{2}} \quad (\text{Ecuación 110})$$

$$\sigma_{ap} = \frac{4T}{d \cdot L_c \cdot h_c} \quad \text{N/cm}^2 \quad (\text{Ecuación 111})$$

Donde:

σ_{aplas} = Esfuerzo de aplastamiento.

A_a = Área de aplastamiento.

h_c = Altura de la chaveta.

d.2.2.22 Selección de los rodamientos

Los rodamientos en la máquina estarán sujetos a fuerzas radiales y es fundamental para su selección seguir el siguiente procedimiento:

- a) En los puntos en donde estarán colocados los rodamientos deben ser conocidas las fuerzas que actúan sobre los mismos.
- b) Es necesario conocer las revoluciones por minuto con que trabajará la máquina.
- c) Es necesario determinar las horas de servicio las cuales varían según el tipo de maquinaria y el tipo de trabajo de la misma. Según recomendación del catálogo de rodamientos SKF para máquinas de uso intermitente o por periodos cortos está entre 3000 – 8000 h.

Para las condiciones antes mencionadas se emplea la siguiente fórmula:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60W} \left(\frac{C}{P_d} \right)^p \quad \text{(Ecuación 112)}$$

En donde:

L_{10h} = duración nominal en horas de servicio.

W= velocidad de rotación en R.P.M.

C= Capacidad de carga dinámica, en N

P_d = Carga dinámica equivalente sobre el rodamiento, en N.

p= Exponente de la fórmula de la duración, siendo p= 3 para rodamientos de bolas

d) Se reemplaza los valores anteriores y se obtiene la relación:

$$\frac{C}{P_d} = \left(\frac{L_{10h} \cdot 60W}{10^6} \right)^{1/p} \quad \text{(Ecuación 113)}$$

e) Se determina la carga dinámica del rodamiento despejando de la ecuación (111).

$$C = P_d \cdot \left(\frac{L_{10h} \cdot 60W}{10^6} \right)^{1/p} \quad \text{(Ecuación 114)}$$

f) Se escoge el rodamiento apropiado teniendo en cuenta su capacidad de carga (ver Anexo), tomando en cuenta que:

$$C_r > C \quad (\text{Ecuación 115})$$

Donde:

C_r = Capacidad de carga dinámica del rodamiento dado en tablas.

Entonces el rodamiento seleccionado es solución y por consiguiente cumple los requerimientos solicitados.

Para los requerimientos de diseño de la máquina se necesita que los rodamientos sean autoalineantes por consiguiente se seleccionará los rodamientos con soporte tipo Y o comúnmente conocidos como rodamientos con chumaceras de pie. (CUICHÁN, 2008)

d.2.2.23 Uniones soldadas:

d.2.2.23.1 Cálculo de la soldadura:

El proceso de soldadura reside en el empleo de un calentamiento local y en utilizar las fuerzas del enlace molecular para obtener una unión inseparable de los elementos metálicos: (BUSTAN, y otros, 2010)

La soldadura más difundida en la construcción de maquinaria es la eléctrica al arco, para calcular el cordón de soldadura se emplea las siguientes ecuaciones:

d.2.2.23.2 Cálculo del límite de trabajo:

$$G_t = \frac{G_e}{n} \quad \text{N/cm}^2 \quad (\text{Ecuación 116})$$

G_t =límite de trabajo

G_e = límite elástico de la soldadura

n = coeficiente de seguridad

d.2.2.23.3 Determinación del coeficiente de resistencia a la fatiga del cordón

$$\gamma = \frac{1}{1,3 - 0,3 \left(\frac{P_a}{P_{\max}} \right)} \quad (\text{Ecuación 117})$$

Pa= peso del alabe

Pmax= peso del alabe más la fuerza total del fluido

d.2.2.23.4 Límite elástico originado por el cordón en el álabe del rotor

$$[A_r] = \gamma \cdot \psi \cdot G_t \quad \text{N/cm}^2 \quad (\text{Ecuación 118})$$

ψ = coeficiente de resistencia mecánica, (0,6 para electrodos 7018)

γ = coeficiente de resistencia a la fatiga.

d.3 CAPÍTULO III: TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS

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.

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. (FERNÁNDEZ, 2012)

d.3.1 Clasificación de las Turbomáquinas hidráulicas

- máquinas hidráulicas generatrices

Reciben trabajo externo y transforman la energía mecánica en energía hidráulica, comunicando al fluido un aumento de su energía potencial, cinética o de presión. (Bombas Hidráulicas).

-máquinas hidráulicas motrices

Transforman la energía hidráulica de sus distintas formas a energía mecánica, generalmente en forma rotativa. (Turbinas Hidráulicas).

-máquinas hidráulicas mixtas

Transforman la energía hidráulica de un fluido de una forma a otra.

d.3.1.1 Máquinas hidráulicas generatrices

Por la forma que transforman la energía mecánica en energía hidráulica, las bombas se pueden clasificar en:

-Bombas de desplazamiento positivo

-Turbo-bombas

-Bombas especiales

d.3.1.1.1 Bombas de desplazamiento positivo

Generalmente el órgano propulsor de la bomba comunica energía hidráulica de presión al fluido. La principal característica de las bombas de desplazamiento positivo es que la partícula de fluido en contacto con el órgano propulsor de la bomba tiene aproximadamente la misma trayectoria que el órgano propulsor de máquina.

En las bombas de desplazamiento positivo existe una relación constante entre la descarga y la velocidad del órgano propulsor de la bomba.

Clasificación:

Las bombas de desplazamiento positivo pueden ser:

1. Alternativas: el fluido recibe la acción de fuerzas directamente de un pistón, embolo o diafragma.

2. Rotativas: el fluido recibe la acción de fuerzas de una o más piezas rotativas que comunican energía de presión. Entre ellas tenemos las bombas de engranajes. (SANABRIA, 2011)

-Bomba de engranajes:

El volumen útil V de una cámara de trabajo, a considerar en el cálculo del caudal q_1 es el correspondiente al del diente, y no al del hueco, es decir:

$V = \text{Volumen del diente} = V_d$

El número de estos volúmenes, que pasan durante una revolución del árbol de la bomba, será igual al número total de dientes de las dos ruedas dentadas ($2z$), por lo que el caudal promediado aspirado suministrado por la bomba, por segundo es:

$$Q = \frac{w.n}{60} = \frac{2.V_d.z.n}{60} \text{ (m}^3\text{/s)} \quad \text{(Ecuación 119)}$$

En la que:

w es el volumen de trabajo de la bomba, igual al volumen del líquido incompresible suministrado por la misma en una revolución de su árbol propulsor, en condiciones perfectas de funcionamiento.

V_d es el volumen correspondiente a cada cámara de trabajo en cada vuelta del árbol de la bomba, también conocido como volumen útil de la cámara de trabajo.

z es el número de cámaras de trabajo de la bomba=14

n es el número de rpm del árbol de la bomba

Y como el cálculo del volumen V_d está directamente ligado a la superficie lateral del diente, se puede utilizar aproximadamente la relación:

$$qt = u.s = \frac{\pi.R.n}{30} 2,16.b.h \cong \frac{\pi.R.n.b.h}{15} \text{ (m}^3\text{/s)} \quad \text{(Ecuación 120)}$$

$s=2,16 b h$ es la superficie de la sección transversal de la capa del líquido.

h es el modulo, o distancia entre la circunferencia primitiva y la exterior=3,175mm.

R es el radio del diámetro primitivo=22,225mm.

u es la velocidad tangencial correspondiente al diámetro primitivo=2R.

b es la longitud axial del diente=44mm.

Como el suministro teórico de la bomba volumétrica no depende de la altura de la carga creada por ella, su curva característica teórica en un diagrama (H_m, q) para, $n=cte.$, es una recta paralela al eje de ordenadas. (BUSTAN, y otros, 2010)

La potencia a comunicar al eje de la bomba:

$$H_m = (P_2 - P_1) + Z_2 - Z_1 + \frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2.g} \quad (\text{m}) \quad (\text{Ecuación 121})$$

$$N = \frac{\gamma \cdot q_t \cdot H_m}{60} = \frac{\gamma \cdot q_t \cdot H_m}{\eta_{man} \cdot \eta_{mec}} = \frac{\gamma \cdot V_d \cdot z \cdot n \cdot H_m}{60 \cdot \eta_{man} \cdot \eta_{mec}} \quad (\text{Hp}) \quad (\text{Ecuación 122})$$

La potencia hidráulica que la bomba comunica al líquido es:

$$N_h = \gamma \cdot q_t \cdot H_t = \gamma \cdot q_t \cdot \frac{H_m}{\eta_{man}} = \gamma \cdot \frac{V_d \cdot z \cdot n}{60} \cdot \frac{H_m}{\eta_{man}} \quad (\text{Hp}) \quad (\text{Ecuación 123})$$

La potencia útil de la bomba:

$$N_u = \gamma \cdot q_t \cdot H_m \quad (\text{Hp}) \quad (\text{Ecuación 124})$$

El rendimiento de la bomba es:

$$N_b = \frac{N_u}{N} \quad (\text{Ecuación 125})$$

El rendimiento total del sistema de turbobomba es:

$$N_T = \frac{N_u}{P} \quad (\text{Ecuación 126})$$

d.3.1.1.2 Turbobombas

Las turbo-bombas son denominadas comúnmente bombas roto-dinámicas. Su principal característica es que poseen un órgano propulsor rotativo, el rotor, que comunica generalmente energía hidráulica cinética al fluido.

A diferencia de las bombas de desplazamiento positivo las partículas de fluido no tienen

la misma trayectoria, dirección de la velocidad y aceleración del órgano propulsor. La descarga generada depende de las características de la bomba, del número de rotaciones y de las características de la tubería al que la bomba está conectada.

Las turbobombas requieren de otro órgano difusor o recuperador, en la que se transforma la energía hidráulica cinética en energía hidráulica de presión. (CHÁVEZ, 2010)

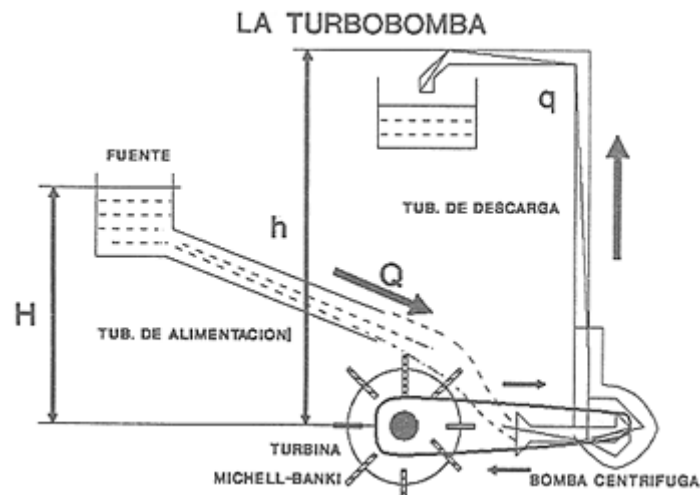


Fig. 17. Diseño de una turbobomba

Fuente: Tecnologías Alternativas par abastecimiento de aguas en zonas marginales. Lima : Universidad Católica del Perú, 2010.

El sistema consiste en el acoplamiento de una turbina tipo Michell Banki a una bomba centrífuga. La variada aplicación de estos sistemas puede incluir la generacion de energia electrica o mecanica directamente (molinos, aserraderos, etc.). (CHÁVEZ, 2010)

Características

- Se puede construir con material y tecnología de bajo costo en talleres mecánicos.
- Aprovechan manantiales, ríos o corrientes de agua con caudales de 30 a 1500 litros por segundo.
- Funcionan con saltos "H" de 2 a 25 m.
- Bombean hasta un máximo de 60 m y 70 lt/seg o producen electricidad en potencias de hasta 60 kW con un rendimiento del 55%.

-Pueden generar electricidad en forma simultánea al bombeo.

Selección

Si en un río o manantial se cuenta con cierta cantidad de agua Q (m^3/s) y se dispone de una caída determinada H (m), se puede seleccionar el equipo de turbobombeo calculando el máximo caudal en lt/s que podrá bombear el equipo según:

$$q = \frac{Q \cdot (H - L)}{h + 0.05L} 550 \quad (\text{Ecuación 127})$$

Donde:

q =caudal que bombea

h =altura de bombeo (m)

L =longitud de bombeo (m)

Ejemplo: Si $Q=500 \text{ lt/s}$; $H=11 \text{ m}$; $h=40 \text{ m}$; $L=80 \text{ m}$ entonces se tiene $q=62 \text{ lt/s}$.

d.4 CAPÍTULO IV: APLICACIÓN DE LA ECUACION DE EULER A LAS TURBINAS

Para el estudio energético del flujo a través de una turbomáquina, se aplican las ecuaciones de conservación en forma integral al dominio de estudio entre una sección de entrada al rodete y otra de salida del rodete: (GARCÍA, 2011)

d.4.1 PÉRDIDAS, POTENCIAS Y RENDIMIENTOS EN TURBINAS

d.4.1.1 Pérdidas:

Pueden ser: Pérdidas hidráulicas, pérdidas volumétricas y pérdidas mecánicas.

d.4.1.1.1 Pérdidas hidráulicas

Tienen lugar desde la entrada de la turbina (e) hasta el distribuidor o el inyector; entre el distribuidor y el rodete y en el tubo de desagüe.

d.4.1.1.2 Pérdidas volumétricas

Se dividen en pérdidas interiores Q_i y en pérdidas exteriores Q_e .

El caudal Q_i sigue por el juego entre la carcasa y el rodete en dirección del caudal principal pues $p_1 > p_2$; este caudal no cede su energía al rodete sino que se pierde en el exterior del rodete. El caudal útil o turbinado que cede su energía al rodete es:

$$Q_t = Q - Q_e - Q_i \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (\text{Ecuación 128})$$

Q – es el caudal suministrado a la turbina

Un simple cálculo del caudal entre las dos secciones de entrada y salida del álabe conduce a la obtención del caudal turbinado al interior de la máquina:

$$Q_t = A_1 \cdot C_{1m} = A_2 \cdot C_{2m} = \pi \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot \tau_1 \cdot C_{1m} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \tau_2 \cdot C_{2m} \text{ (m}^3\text{/s)} \quad (\text{Ecu. 129})$$

d.4.1.1.3 Pérdidas mecánicas

Se deben a la fricción entre elementos mecánicos tales como:

- Rozamiento entre el prensaestopas y el eje de la turbina
- Rozamiento del eje con los cojinetes.

d.4.1.2 Potencias

d.4.1.2.1 Potencia Teórica (P)

Potencia absorbida o neta o potencia hidráulica puesta a disposición de la turbina. Es la potencia que posee el líquido inmediatamente antes de ser utilizada por la turbina.

$$P = \gamma * Q * H \text{ (W)} \quad (\text{Ecuación 130})$$

d.4.1.2.2 Potencia Útil (Pa)

Potencia al freno, Potencia en el eje o Potencia restituida. Es la potencia mecánica que entrega la turbina en el eje del generador:

$$P_a = M \cdot \omega = \frac{\pi}{30} \cdot n \cdot M \text{ (W)} \quad (\text{Ecuación 131})$$

M – momento mecánico, se mide con un torquímetro.

n - velocidad angular del rodete, se mide con un cuentarrevoluciones.

d.4.1.2.3 Potencia Interna (Pi)

Potencia suministrada por la turbina descontando la potencia para vencer los rozamientos mecánicos.

$$P_i = P_a + \text{Pérdidas de potencia mecánica}$$

O también:

$P_i = P$ – Pérdidas de potencia hidráulica y volumétrica

$$H_u = - \left[\frac{(u_2^2 - u_1^2)}{2.g} + \frac{(w_1^2 - w_2^2)}{2.g} + \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2.g} \right] \text{ (m) (Ecuación 132)}$$

$$P_i = \gamma.Q_i.H_u = \rho.Q_t.(u_1.C_{1u} - u_2.C_{2u}) = \gamma.Q.H.\eta_v.\eta_h \text{ (W) (Ecu. 133)}$$

$$P_i = \rho * Q * u * (w_1 - w_2 \cos \theta) \text{ (W) (Ecuación 134)}$$

$$u = Ku(2 * g * H)^{1/2} \text{ (m/s) (Ecuación 135)}$$

$$0,44 \leq Ku \leq 0,48$$

Esquemáticamente, las diversas potencias de las turbinas se relacionan según el siguiente diagrama de potencias.

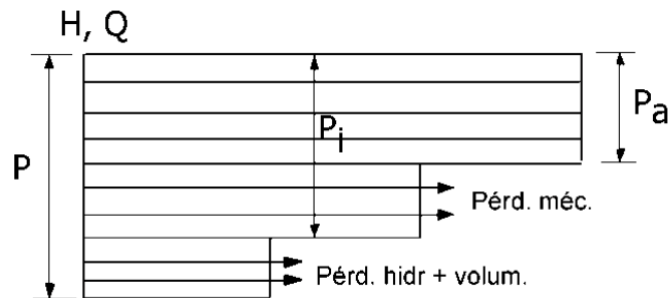


Fig. 18. Diagrama de potencias de una turbina.

Fuente: Turbomáquinas-Turbinas Hidráulicas. Lima : Universidad Nacional de Callao, 2011.

d.4.1.3 Rendimientos (eficiencias)

d.4.1.3.1 Rendimiento Hidráulico (η_h).- Rendimiento Manométrico

$$\text{De la turbina } \eta_h = \frac{H_u}{H} = \frac{u_1.C_{1u} - u_2.C_{2u}}{g.H} \text{ (Ecuación 136)}$$

$$\text{Del rodete } \eta_h = \frac{H_u}{H + H_{1-2}} = \frac{u_1.C_{1u} - u_2.C_{2u}}{g.(H + H_{1-2})} \text{ (Ecuación 137)}$$

$$\text{De la instalación } \eta_h = \frac{H_u}{H_b} = \frac{u_1.C_{1u} - u_2.C_{2u}}{g.H_b} \quad (\text{Ecuación 138})$$

d.4.1.3.2 Rendimiento Volumétrico (η_v)

$$\eta_v = \frac{Q_t}{Q} = \frac{Q - Q_e - Q_i}{Q} \quad (\text{Ecuación 139})$$

Q – caudal suministrado

Q – Qe – Qi – caudal útil o caudal turbinado

d.4.1.3.3 Rendimiento Interno (η_i)

$$\eta_i = \frac{P_i}{P} = \eta_v \cdot \eta_h \quad (\text{Ecuación 140})$$

d.4.1.3.4 Rendimiento Mecánico (η_m).- Rendimiento Orgánico

$$\eta_m = \frac{P_a}{P_i} \quad (\text{Ecuación 141})$$

d.4.1.3.5 Rendimiento Total (η)

$$\eta = \frac{P_a}{P} = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad (\text{Ecuación 142})$$

En términos de los rendimientos se puede escribir:

$$P_a = P_i \cdot \eta_m = P \cdot \eta = \gamma \cdot Q \cdot H \cdot \eta \quad (\text{Ecuación 143})$$

e.- MATERIALES Y MÉTODOS

e.1 Materiales

e.1.1 Instrumentos de medición

Los instrumentos de medición utilizados en la elaboración y ejecución del proyecto son los siguientes:

- ✓ Flexómetro
- ✓ Cronómetro
- ✓ Tacómetro
- ✓ Torquímetro
- ✓ Caudalímetro
- ✓ Manómetros
- ✓ Recipiente graduado de 20 litros

e.1.2 Máquinas-herramientas de construcción

Las máquinas herramientas utilizadas en la construcción son las siguientes:

- ✓ Soldadora eléctrica
- ✓ Torno
- ✓ Amoladora
- ✓ Taladro
- ✓ Sierra de arco
- ✓ Esmeril
- ✓ Lijas
- ✓ Martillo

e.1.3 Materiales de construcción

Los materiales utilizados son los siguientes:

- ✓ Acero de transmisión SAE 1040
- ✓ Plancha negra de ¼"
- ✓ Disco de corte de 7"
- ✓ Tubo de 2,5" cedula 40
- ✓ Pintura
- ✓ Electrodo E 7018
- ✓ Acrílico
- ✓ Silicona permatex gris
- ✓ Teflón
- ✓ Manómetro
- ✓ Cortadora de ½"

e.2 Métodos

Este capítulo expone los aspectos metodológicos que fueron utilizados en el desarrollo del trabajo de grado. Además se indica el tipo de investigación que se utilizó, los instrumentos para la recolección de datos y medición de las variables para la estimación del rendimiento de la turbina.

e.2.1 Tipo de investigación.

Según los diferentes tipos de investigación que están vigentes aplicando el método científico se dividen en dos grupos, el primero es el de investigaciones con diseño experimental y segundo el de investigaciones con diseño no experimental, considerando además que ambos son relevantes y necesarios, ya que tienen valor propio.

e.2.2 Diseño de la investigación.

Según los objetivos planteados, la investigación es del tipo descriptivo, debido a que se plantea estudiar el rediseño del prototipo de turbina Michell Banki. Se debe reestimar tanto el potencial hidráulico como el rendimiento actual del prototipo, analizando las

variables involucradas. En función de lo anterior se hizo un análisis comparativo entre lo necesario y lo existente, para luego especificar los equipos y mejoras posibles a realizar. En consecuencia, se considera que la estrategia de la investigación, será de tipo no experimental cuantitativa, ya que se manipularon variables en condiciones inalteradas para la estimación del potencial hidráulico y rendimiento del sistema.

Posteriormente y utilizando como información base los resultados del presente trabajo, se ejecutará en otra investigación, y proceder a recopilar información sobre los parámetros influyentes en el rendimiento del sistema.

e.2.3 Instrumentos.

Para el desarrollo de esta investigación se necesitan instrumentos que permitan la recolección de los datos e información pertinente. Las estrategias empleadas para la recolección, codificación y análisis de los datos e información se fundamentaron en los siguientes instrumentos:

e.2.3.1 Observación Directa.

Es aquella en la cual el investigador puede observar y recoger datos mediante su propia observación, en este caso esta actividad conlleva a la evaluación del entorno en el cual operó la turbobomba, aquí los resultados se obtuvieron producto de la observación, por medio de pruebas tendentes a verificar el estado de las instalaciones y equipos.

e.2.3.2 Tesis y especificaciones técnicas.

Las tesis permitieron conocer aspectos inherentes a las características y diseño de los actuales prototipos existentes en la institución.

e.2.3.3 Red de Internet.

Con este instrumento se pudo complementar las referencias bibliográficas a través de diferentes páginas que se encuentran en esta red de información.

e.2.3.4 Paquetes Computarizados.

Entre los paquetes que se utilizaron para el cálculo y desarrollo del trabajo de grado están los siguientes: Excel para realizar los cálculos y diagramas del modelo hidráulico. Así mismo el AutoCAD el cual lo utilizamos en la elaboración de los planos.

e.2.3.5 Realización de las pruebas.

Se realizaron unas mediciones utilizando un caudalímetro, las cuales consistían en obtener el caudal puesto a disposición de la turbina; un torquímetro que nos permitió obtener el torque; un tacómetro para medir las revoluciones; un recipiente graduado de 20 litros para medir el caudal de salida y un manómetro para constatar la presión existente.

e.2.4 Procedimiento.

- ✓ El procedimiento que se siguió para la realización de esta investigación consta de los siguientes pasos:
- ✓ Se investigó y analizo los parámetros de diseño de las turbinas Michell Banki y de la influencia de los mismos en el rendimiento del sistema.
- ✓ Con las investigaciones se procedió a rediseñar el prototipo de acuerdo con las especificaciones y experiencias en la construcción de este tipo de turbomáquinas.
- ✓ A través de los instrumentos de medición se verifico con que caudal y altura neta se cuenta para el funcionamiento del prototipo.
- ✓ Se constató en qué condiciones trabajaba y operaba el prototipo a rediseñarse
- ✓ Se realizó las pruebas necesarias al prototipo rediseñado para verificar en qué grado se mejoró su rendimiento.
- ✓ Se elaboró un informe sobre el trabajo realizado.

f.- RESULTADOS

f.1 DISEÑO HIDRÁULICO:

Para el diseño de la turbina debemos tomar en cuenta, los parámetros con que ya contamos, estos son los siguientes:

$$H=1,5 \text{ m}$$

$$Q=0.024 \text{ m}^3/\text{s}$$

f.1.1 Resolución del triángulo de velocidades a la entrada del rotor

Velocidad absoluta:

La velocidad en el inyector está dada por la ecuación 16.

$$c_1 = 4,429.k_c.\sqrt{H_n}$$

$$c_1 = 4,429 * 0,985 * \sqrt{1,5}$$

$$c_1 = 5,34 \text{ m/s}$$

Velocidad tangencial:

Y si el ángulo $\alpha_1 = 16.102^\circ$ la velocidad tangencial de acuerdo a la ecuación 19.

$$u_1 = 2,127.k_c.\sqrt{H_n}$$

$$u_1 = 2,127 * 0,985 * \sqrt{1,5}$$

$$u_1 = 2,57 \text{ m/s}$$

Velocidad relativa al fluido:

Si $\alpha = 16,102^\circ$ entonces $\beta = 30^\circ$, por lo tanto la velocidad relativa a la entrada del rotor será de acuerdo a la ecuación 23.

$$w_1 = 2,458.k_c.\sqrt{H_n}$$

$$w_1 = 2,458 * 0,985 * \sqrt{1,5}$$

$$w_1 = 2,97m/s$$

Por último para completar la resolución del triángulo de velocidades a la entrada del inyector se obtiene el valor del Componente de la velocidad absoluta en la dirección meridiana. (C_m). De acuerdo al ecuación 25.

$$c_{m1} = 1,229.k_c.\sqrt{H_n}$$

$$c_{m1} = 1,229 * 0,985 * \sqrt{1,5}$$

$$c_{m1} = 1,48m/s$$

Para el triángulo de velocidades a la salida se tiene las ecuaciones 26, 27 y 28

$$u_2 = \frac{\pi.D_2.n}{60}$$

$$u_2 = \frac{\pi * 0,132 * 244,9}{60}$$

$$u_2 = 1,69m/s$$

Ecuación. 27

$$C_{m2} = \frac{r_1}{r_2}.C_{m1} = w_2$$

$$C_{m2} = \frac{0,1}{0,066} * 1,48 = w_2$$

$$C_{m2} = 2,24m/s = w_2$$

Ecuación. 28

$$C_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2}$$

$$C_2 = \sqrt{1,69^2 + 2,24^2}$$

$$C_2 = 2,81m/s$$

f.1.2 Selección del diámetro del rotor y velocidad de giro de la turbina

Se calcula el valor: Q/\sqrt{H} y se selecciona el diámetro del rotor usando la Tabla 2.

Entonces el diámetro del rotor a utilizarse es de 200 mm

f.1.2.1 Diámetro interior del rotor

Utilizando la ecuación 29.

$$D_i = 0.66D_e$$

$$D_i = 0.66 * 0,2$$

$$D_i = 0,132m$$

f.1.2.2 Velocidad nominal de rotación

De acuerdo a la ecuación 30.

$$n = \frac{40\sqrt{H}}{D_e}$$

$$n = \frac{40\sqrt{1,5}}{0,2}$$

$$n = 244,9rpm$$

f.1.2.3 Coeficiente de velocidad del inyector:

De acuerdo a la ecuación 31.

$$K_c = \frac{n \cdot D_e}{40,62 \cdot \sqrt{H_n}}$$

$$K_c = \frac{244,9 * 0,2}{40,62 \sqrt{1,5}}$$

$$K_c = 0,985$$

f.1.3 Número de álabes del rotor

El número de álabes puede ser seleccionado usando la siguiente Tabla:

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

El número de álabes para nuestro diseño es de 22.

f.1.3.1 Selección del espesor de los álabes del rotor:

Para facilitar la construcción de los álabes, algunos fabricantes utilizan tuberías comerciales de acero al carbono (*Metodología de diseño hidráulico y mecánico de una turbina Michell-Banki 8°CIBIM, 2007*). Éstas son cortadas formando un arco de circunferencia. Según la tabla mostrada a continuación tenemos:

Rotor	Tubería		
Diámetro (mm)	Diámetro (pulg)	Espesor (mm)	Peso (Kgf/m)
200	2,5	5,16	8,62
300	4	6,02	16,07
400	5	6,55	21,78
500	6	7,11	28,26

Para el $D=200\text{mm}$ se utilizará una tubería de $D_t=2^{1/2}$ pulgadas, con un espesor $e=5,16$ mm y un peso de 8,62 Kgf/m (84,47 N/m).

f.1.3.2 Determinación de la geometría del álabe:

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

Según el número de álabes seleccionado previamente se tendrá en forma automática el paso entre álabes con la ecuación 32.

$$\hat{z} = \frac{360}{Z}$$

$$\hat{z} = \frac{360}{22}$$

$$\hat{z} = 16,36^0$$

De acuerdo a la ecuación 35.

$$\gamma = 30^0 - \frac{\hat{z}}{2}$$

$$\gamma = 30^0 - \frac{16,36}{2}$$

$$\gamma = 21,82^0$$

De acuerdo a la ecuación 36.

$$\theta = 60^0 - \frac{\hat{z}}{2}$$

$$\theta = 60^0 - \frac{16,36}{2}$$

$$\theta = 51,82^0$$

De acuerdo a la ecuación 37.

$$\lambda = 150^0 - \frac{\hat{z}}{2}$$

$$\lambda = 150^0 - \frac{16,36}{2}$$

$$\lambda = 141,82^{\circ}$$

Además por relación geométrica se obtiene de la ecuación 40.

$$\delta = \hat{z} + 60^{\circ}$$

$$\delta = 16,36 + 60^{\circ}$$

$$\delta = 76,36^{\circ}$$

Definiendo el ancho radial del alabe A como: De acuerdo a la ecuación 41.

$$A = R - r$$

De acuerdo con el teorema del seno, ecuación 42

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

De acuerdo a la ecuación 43.

$$r = R \cdot \frac{\text{sen}\gamma}{\text{sen}\lambda}$$

$$r = 100 * \frac{\text{sen}21,82}{\text{sen}141,82}$$

$$r = 60,13\text{mm}$$

Por lo tanto, de acuerdo a la ecuación 44.

$$A = R \cdot \left(1 - \frac{\text{sen}\gamma}{\text{sen}\lambda} \right)$$

$$A = 100 * \left(1 - \frac{\text{sen}21,82}{\text{sen}141,82} \right)$$

$$A = 39,87\text{mm}$$

La cuerda del álabe A_{ρ} puede obtenerse con la ecuación 46.

$$A_{\rho} = R \cdot \frac{\widehat{\text{sen } z}}{\text{sen } \lambda}$$

$$A_{\rho} = 100 * \frac{\text{sen}16,36}{\text{sen}141,82}$$

$$A_{\rho} = 45,57mm$$

Por último, el radio del álabe R_a se obtiene con la ecuación 48.

$$R_a = R \cdot \frac{\widehat{\text{sen } z} \cdot \widehat{\text{sen } \theta}}{\text{sen } \delta \cdot \text{sen } \lambda}$$

$$R_a = 100 * \frac{\text{sen}16,36}{\text{sen}76,36} * \frac{\text{sen}51,82}{\text{sen}141,82}$$

$$R_a = 34,34mm$$

f.1.4 Cálculo del ancho del inyector

De acuerdo a la ecuación 55.

$$B_i = 0,259 \frac{Q}{K_c \cdot D_e \cdot \sqrt{H_n \cdot X_z}}$$

$$B_i = 0,259 \frac{0,024}{0,985 * 0,2 * \sqrt{1,5 * 0,045}}$$

$$B_i = 0,14m$$

f.1.5 Diseño del inyector

f.1.5.1 Arco de admisión

De acuerdo a la ecuación 56.

$$L_a = \frac{\pi \cdot D_e}{Z} \cdot Z_a + Z_a \cdot e$$

$$L_a = \frac{\pi * 200}{22} \cdot 7 + 7 * 2$$

$$L_a = 213,9mm$$

Luego el ángulo de admisión θ_a será: De acuerdo a la ecuación 57.

$$\theta_a = \frac{360^0}{\pi \cdot D_e} \cdot L_a$$

$$\theta_a = \frac{360^0}{\pi * 0,2} * 0,213$$

$$\theta_a = 122,04^0$$

Asumimos un ángulo óptimo de 120^0

f.1.6 Ancho total del 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. Para este caso usaremos el valor máximo, el 40%. De acuerdo a la ecuación 60.

$$B_r = 1,4 \cdot B_i$$

$$B_r = 1,4 * 0,14$$

$$B_r = 0,20m$$

f.1.7 Razón de aspecto:

Esta relación expresa que proporción hay entre el ancho del rotor y el diámetro exterior del mismo, este valor debe estar comprendido entre 0,5 a 3,5.

De acuerdo a la ecuación 61.

$$R = \frac{B_r}{D_e}$$

$$R = \frac{0,20}{0,2}$$

$$R = 1$$

f.1.8 Diámetro máximo del eje del rotor

De acuerdo a la ecuación 62.

$$d_{e_{\max}} = 0.33D_e$$

$$d_{e_{\max}} = 0.33 * 0,2$$

$$d_{e_{\max}} = 0.066m$$

f.2 DISEÑO MECÁNICO

f.2.1 Potencia de la turbina

La potencia de la turbina de flujo cruzado la podemos obtener con la ecuación 63.

$$PT = \gamma * Q * H$$

$$PT = 9806 * 0,024 * 1,5$$

$$PT = 353,02W$$

f.2.2 Número de álabes que reciben el flujo de agua

De acuerdo a la ecuación 66.

θ_a = ángulo de admisión entre el rotor y el inyector.

$$Z_a = \frac{\theta_a}{360} Z$$

$$Z_a = \frac{120}{360} 22$$

$$Z_a = 7,33$$

f.2.3 Caudal que ingresa en un álabe

De acuerdo a la ecuación 67.

$$Q_a = \frac{Q_{\max}}{Z_a}$$

$$Q_a = \frac{0,024}{7.3}$$

$$Q_a = 0,0033m^3 / s$$

f.2.4 Peso de un álabe

De acuerdo a la ecuación 68.

$$P_a = P_u \cdot L$$

$$P_a = 28,13 * 0,205$$

$$P_a = 5,77N$$

$$P_u = 28,13 \text{ N/m}$$

$$L = 0,205 \text{ m}$$

f.2.5 Discos de unión de álabes

Son los discos en los cuales están fijados los álabes que componen el rodete. En este caso serán 2.

f.2.6 Peso total del rotor

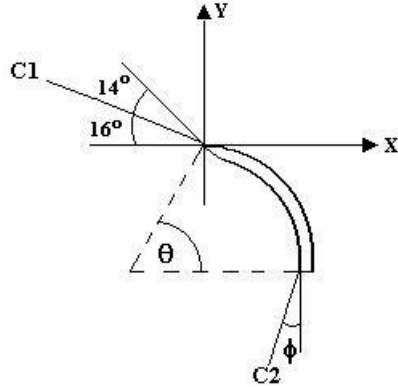
De acuerdo a la ecuación 71.

$$p_{tr} = Z \cdot p_a + 75,963 \cdot N_d \cdot D_e^2$$

$$p_{tr} = 22 * 5,77 + 75,963 * 2 * 0,2^2$$

$$p_{tr} = 133,02N$$

f.2.7 Fuerza hidráulica sobre el álabe



De acuerdo a la ecuación 72.

$$F_{hx} = 429,38 \cdot Q_a \cdot \sqrt{H_{\max}} (\cos 16^\circ - \text{sen} \phi)$$

$$F_{hx} = 429,38 * 0,0033 * \sqrt{1,5} * (\cos 16^\circ - \text{sen} 15,5)$$

$$F_{hx} = 11,76N$$

De acuerdo a la ecuación 73.

$$F_{hy} = 429,38 \cdot Q_a \cdot \sqrt{H_{\max}} (\text{sen} 16^\circ + \cos \phi)$$

$$F_{hy} = 429,38 * 0,0033 * \sqrt{1,5} * (\text{sen} 16 + \cos 15,5)$$

$$F_{hy} = 21,07N$$

De acuerdo a la ecuación 74.

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

$$F_{hr} = \sqrt{11,76^2 + 21,07^2}$$

$$F_{hr} = 24,13N$$

f.2.8 Fuerza centrífuga sobre el álabe

De acuerdo a la ecuación 75.

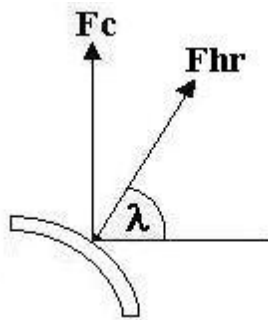
$$F_c = 0.895 \frac{P_a H_{\max}}{D_e}$$

$$F_c = 0.895 \frac{5,77 * 1,5}{0,2}$$

$$F_c = 38,73N$$

f.2.9 Fuerza total sobre el álabe

Composición de fuerzas sobre el álabe



De acuerdo a la ecuación 76.

Según la tabla 7 el valor de $\lambda = 29,75^0$

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

$$R_x = 24,13 * \cos 29,75$$

$$R_x = 20,95N$$

De acuerdo a la ecuación 77.

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

$$R_y = 24,13 * \text{sen}29,75 + 38,73$$

$$R_y = 50,70N$$

De acuerdo a la ecuación 78.

$$R_T = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$$

$$R_T = \sqrt{20,95^2 + 50,70^2}$$

$$R_T = 54,86N$$

f.2.10 Momento Flector Máximo sobre el álabe

De acuerdo a la ecuación 79.

$$M = \frac{R_T \cdot B_{rc}}{12}$$

$$M = \frac{54,86 * 32,7}{12}$$

$$M = 149,49N - cm$$

f.2.11 Esfuerzo máximo en el álabe

De acuerdo a la ecuación 80.

Según la tabla 8 el valor de $E = 510,88 (1/cm^3)$

$$\sigma = E.M$$

$$\sigma = 510,88 * 149,49$$

$$\sigma = 76,37N / cm^2$$

Para el diseño se tomará un material con un límite de fluencia de 2400 Kg/cm^2 (23520 N/cm^2) (Anexo 5), y un factor de seguridad de 2. Por lo tanto debe verificarse la relación 81, de no ser así debe usarse un disco de refuerzo en el centro del rotor, el cual será idéntico a los discos laterales.

De acuerdo a la ecuación 81.

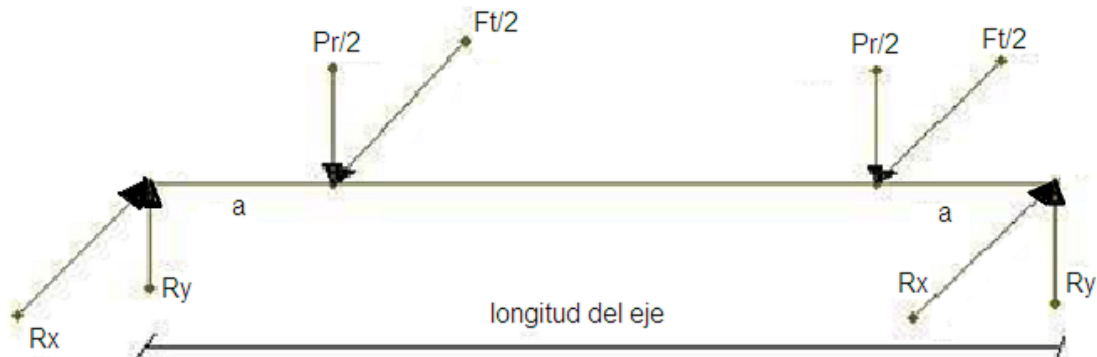
$$\sigma \leq \frac{23520}{f_s}$$

$$76,37 \leq \frac{23520}{2}$$

$$76,37 \leq 11760 \text{ N/cm}^2$$

f.2.12 Diseño del eje del rotor

Para el diseño del eje del rotor se hace uso del diagrama de fuerzas que actúan sobre este y el cual se muestra en la Figura:



De acuerdo a la ecuación 83.

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

$$T_{\max} = 974 \frac{0,353}{244,9}$$

$$T_{\max} = 13,76 \text{ N} - m$$

De acuerdo a la ecuación 87.

$$F_t = 1948 \frac{PT}{n.D_e}$$

$$F_t = 1948 \frac{0,353}{244,9 * 0,2}$$

$$F_t = 137,58N$$

De acuerdo a la ecuación 85.

$$M_x = F_t \cdot \frac{a}{2}$$

$$M_x = 137,58 \frac{0,1}{2}$$

$$M_x = 6,88N - m$$

De acuerdo a la ecuación 86.

$$M_y = P_{tr} \cdot \frac{a}{2}$$

$$M_y = 133,02 \frac{0,1}{2}$$

$$M_y = 6,65N - m$$

De acuerdo a la ecuación 84.

$$M_{\max} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

$$M_{\max} = \sqrt{6,88^2 + 6,65^2}$$

$$M_{\max} = 9,57N - m$$

De acuerdo a la ecuación 88.

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

$$M_{equi} = \sqrt{(1,5 * 9,57)^2 + (1 * 13,76)^2}$$

$$M_{equi} = 19,88N - m$$

De acuerdo a la ecuación 89.

σ_{res} del acero SAE 1040 = 5500 Kgf/cm² (Anexo 6)

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

$$\sigma_{adm.flex} = 0,1 * 5500$$

$$\sigma_{adm.flex} = 550Kgf / cm^2 (5390 N/cm^2)$$

De acuerdo a la ecuación 82.

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{198,8}{0,1 * 550}}$$

$$d = 1,53cm$$

Por razones del diseño actual de la carcasa y por seguridad tomamos el diámetro de 1 pulg = 2,54 cm

De acuerdo a la ecuación 90.

$$d < d_{emax}$$

$$0,025 < 0,066$$

f.2.13 Determinación de las máximas tensiones normales a la flexión

De acuerdo a la ecuación 91.

$$T_{flex} = \frac{M_{max}}{W_{max}} = \frac{M_{max}}{0,1 * d^3}$$

$$T_{flex} = \frac{957}{0,1 * 1,53^3}$$

$$T_{flex} = 2672 \text{N/cm}^2$$

Siendo la tensión máxima producida menor a la admisible ($2672 \leq 5390$) N/cm²; por lo tanto cumple la condición de resistencia.

f.2.14 Determinación de las máximas tensiones tangenciales por la torsión

De acuerdo a la ecuación 92.

$$\tau_{tor} = \frac{T_{max}}{W_{tor}} = \frac{T_{max}}{0,2 * d^3}$$

$$\tau_{tor} = \frac{1376}{0,2 * 1,53^3}$$

$$\tau_{tor} = 1921 \text{N/cm}^2$$

La tensión máxima producida es menor a la admisible por lo que se cumple la condición de resistencia ($1921 \leq 5390$) N/cm².

f.2.15 Velocidad crítica de la turbina

Una vez determinado el diámetro del eje debe realizarse un chequeo de éste considerando la velocidad crítica de la turbina. Debiendo satisfacerse que la velocidad crítica de la turbina (Nc), deba ser mayor que la velocidad de embalamiento (Ne), en un

40% o más. De no cumplirse esta condición debe tomarse un diámetro del eje mayor que satisfaga las Ecuaciones 90 y 93.

De acuerdo a la ecuación 97.

$$W = \sqrt{F_{hr}^2 + F_t^2}$$

$$W = \sqrt{24,13^2 + 137,58^2}$$

$$W = 139,68N$$

De acuerdo a la ecuación 98.

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$I = \frac{\pi * 0,0153^4}{64}$$

$$I = 0,002m^4$$

De acuerdo a la ecuación 96.

$$Y_{\max} = \frac{W \cdot a^2}{6E_r \cdot I} (3B_r + 2a)$$

$$Y_{\max} = \frac{139,68 * 0,1^2}{6 * 2100000 * 0,002} (3 * 0,20 + 2 * 0,1)$$

$$Y_{\max} = 4,44e^{-5}$$

De acuerdo a la ecuación 95.

$$N_c = \frac{29.88}{\sqrt{Y_{\max}}}$$

$$N_c = \frac{29.88}{\sqrt{4,44e^{-5}}}$$

$$N_c = 4482rpm$$

De acuerdo a la ecuación 94.

$$N_e = 1.8N$$

$$N_e = 1.8 * 244,9$$

$$N_e = 440,82rpm$$

De acuerdo a la ecuación 93.

$$N_c \geq 1.4N_e$$

$$N_c \geq 1.4 * 440,82$$

$$4482rpm \geq 617,15rpm$$

F.2.16 Fuerza total sobre la plancha del inyector

De acuerdo a la ecuación 99.

$$F_{ii} = 390D_e \cdot H_{\max} B_r$$

$$F_{ii} = 390 * 0,2 * 1,5 * 0,20$$

$$F_{ii} = 23,4N$$

f.2.17 Momento máximo sobre la plancha del inyector

De acuerdo a la ecuación 100.

$$M_i = \frac{F_{ii} \cdot B_r}{12}$$

$$M_i = \frac{23,4 * 0,20}{12}$$

$$M_i = 0,39N - m$$

f.2.18 Esfuerzo máximo sobre la plancha del inyector

De acuerdo a la ecuación 102.

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

$$W_i = \frac{0,39 * (0,002)^2 * 0,2}{6}$$

$$W_i = 5,2e^{-8} m^3$$

De acuerdo a la ecuación 101.

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

$$\sigma_i = \frac{0,39}{5,2e^{-8}}$$

$$\sigma_i = 7500000N / m^2$$

f.2.19 Comprobación del espesor de la plancha del inyector

Donde el límite de fluencia del material A 36 es de 2400 Kgf/cm² (23520N/cm²) (Anexo 5).

De acuerdo a la ecuación 103.

$$\sigma_i \leq \frac{\sigma_f}{2}$$

$$750 \leq \frac{23520}{2}$$

$$750 \leq 11760N / cm^2$$

Se ha comprobado que el espesor de la plancha del inyector es el adecuado.

f.2.20 Diseño de chavetas

f.2.20.1 Cálculo de la chaveta en el eje del rotor

Las chavetas se fabrican de acero al carbono con un límite de resistencia no inferior a 5000 Kg/cm² (49000N), pocas veces se hacen de acero aleado.

De acuerdo a la ecuación 104.

$$\sigma_{admaplas} = 0,14\sigma_{res}$$

$$\sigma_{admaplas} = 0,14 * 49000$$

$$\sigma_{admaplas} = 6860N / cm^2$$

Del anexo 2 según el diámetro del eje escogemos las dimensiones de la chaveta, según las normas DIN, siendo:

$$h = 0,7cm$$

$$b = 0,8 cm$$

$$l = 7 cm$$

De acuerdo a la ecuación 111.

$$\sigma_{ap} = \frac{4T}{d.L_c.h_c}$$

$$\sigma_{ap} = \frac{4 * 966}{1,43 * 7 * 0,7}$$

$$\sigma_{ap} = 551,45 N / cm^2$$

$$551,45 \leq 6860 N/cm^2$$

Por lo tanto la chaveta cumple con la condición de resistencia.

f.2.20.2 Cálculo de la chaveta en el eje de la bomba volumétrica

De acuerdo a la ecuación 104.

$$\sigma_{admaplas} = 6860 N / cm^2$$

De la anexo 2 según el diámetro del eje escogemos las dimensiones de la chaveta, según las normas DIN, siendo:

$$a = 0,6 \text{ cm}$$

$$b = 0,6 \text{ cm}$$

$$l = 7 \text{ cm}$$

De acuerdo a la ecuación 111.

$$\sigma_{ap} = \frac{4T}{d.L_c.h_c}$$

$$\sigma_{ap} = \frac{4 * 966}{1,7 * 7 * 0,6}$$

$$\sigma_{ap} = 541,17 N / cm^2$$

$$541,17 \leq 6860 N/cm^2$$

Por lo tanto la chaveta cumple con la condición de resistencia.

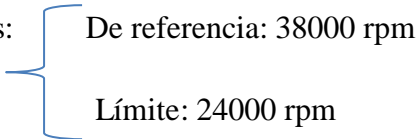
f.2.21 Elección de los rodamientos en el eje 1

Debido al diámetro del eje que es 25,4 mm escogemos el siguiente rodamiento. Anexo 3(ver anexos).

Designación: 61805

Diámetro exterior: 37 mm

Ancho: 7

Velocidades: 

Capacidad de carga dinámica: 4360 N

Capacidad de carga estática: 2600 N

f.2.22 Elección de los rodamientos en el eje 2

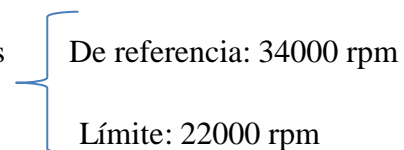
Debido al diámetro del eje que es 17 mm escogemos el siguiente rodamiento.

Anexo 4(ver anexos).

Designación: 6303

Diámetro exterior: 47 mm

Ancho: 14

Velocidades 

Capacidad de carga dinámica: 14300 N

Capacidad de carga estática: 6550 N

f.2.23 Cálculo de uniones soldadas

f.2.23.1 Cálculo del límite de trabajo

f.2.23.1.1 Cálculo de la soldadura de los álabes con los discos laterales

De acuerdo a la ecuación 116

$$G_t = \frac{G_e}{n}$$

$$G_t = \frac{4200}{3,5}$$

$$G_t = 1200 \text{Kg} / \text{cm}^2 (11760 \text{N}/\text{cm}^2)$$

Donde:

G_e = Límite elástico de soldadura (4200 Kg/cm²) (Anexo7)

n = coeficiente de seguridad (3,5)

f.2.23.1.2 Determinación del coeficiente de resistencia a la fatiga del cordón

Utilizando el electrodo (E7018)

$$\psi = 0,6$$

$$P_a = 5,77 \text{ N}$$

Determinación de la fuerza total del agua, la cual tiene la siguiente magnitud:

$$R_t = 54,86 \text{ N}$$

El peso total que va soportar el cordón será la suma algebraica del peso unitario del álabes más la fuerza del agua.

$$P_{\max} = 60,63 \text{ N}$$

Para la determinación del coeficiente de resistencia a la fatiga del cordón:

De acuerdo a la ecuación 117.

$$\gamma = \frac{1}{1,3 - 0,3 \left(\frac{P_a}{P_{\max}} \right)}$$

$$\gamma = \frac{1}{1,3 - 0,3 \left(\frac{5,77}{60,63} \right)}$$

$$\gamma = 0,78$$

f.2.23.1.3 Límite elástico originado por el cordón en el álabe del rotor:

De acuerdo a la ecuación 118.

$$[A_r] = \gamma \cdot \psi \cdot G_t$$

$$[A_r] = 0,78 * 0,6 * 11760$$

$$[A_r] = 5503,7 \text{ N} / \text{cm}^2$$

$$5503,7 \leq 41160 \text{ N/cm}^2$$

Para cumplir las condiciones de resistencia al cordón tienen que cumplirse las siguientes características, N Laburu 1995:

Ancho del cordón $b = 0,8 \text{ cm}$

Altura del cordón $h = 7,64 \text{ cm}$

Sección de soldadura de cada extremo del álabe soldado con cada lado lateral del disco del rotor:

$$A_{\text{sol}} = b * h = 6,11 \text{ cm}^2$$

f.3 POTENCIAS Y RENDIMIENTOS EN LA TURBINA

f.3.1 Potencia Teórica (hidráulica)

De acuerdo a la ecuación 130.

$$P = \gamma * Q * H$$

$$P = 9806N / m^3 * 0,024m^3 / s * 1,5m$$

$$P = 353,02W$$

f.3.2 Potencia Útil

De acuerdo a la ecuación 131.

$$P_a = M . \omega = \frac{\pi}{30} . n . M$$

$$P_a = \frac{\pi}{30} * 160rpm * 4,63N - m$$

$$P_a = 77,58W$$

f.3.3 Potencia Interna

De acuerdo a la ecuación 133.

$$P_i = \gamma . Q_t . H_u$$

$$P_i = 9806N / m^3 * 0,020m^3 / s * 1,05m$$

$$P_i = 205,93W$$

f.3.4 Rendimiento Hidráulico (η_h)- Rendimiento Manométrico

De acuerdo a la ecuación 132.

$$H_u = - \left[\frac{(u_2^2 - u_1^2)}{2.g} + \frac{(w_1^2 - w_2^2)}{2.g} + \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2.g} \right]$$

$$H_u = - \left[\frac{(1,69^2 - 2,57^2)}{2 * 9,81} + \frac{(2,97^2 - 2,24^2)}{2 * 9,81} + \frac{(2,81^2 - 5,34^2)}{2 * 9,81} \right]$$

$$H_u = 1,05m$$

De acuerdo a la ecuación 136.

$$\eta_h = \frac{H_u}{H}$$

$$\eta_h = \frac{1,05m}{1,5m}$$

$$\eta_h = 0,7$$

f.3.5 Rendimiento Volumétrico (η_v)

De acuerdo a la ecuación 129.

$$Q_t = \pi \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot \tau_1 \cdot C_{1m}$$

$$Q_t = \pi * 0,023m * 0,20m * 0,95 * 1,48m/s$$

$$Q_t = 0,020m^3 / s$$

$$b_1 = 0,20m$$

$$\tau_1 = 0,95$$

De acuerdo a la ecuación 139.

$$\eta_v = \frac{Q_t}{Q}$$

$$\eta_v = \frac{0,020m^3 / s}{0,024m^3 / s}$$

$$\eta_v = 0,83$$

f.3.6 Rendimiento Mecánico (η_m).- Rendimiento Orgánico

De acuerdo a la ecuación 141.

$$\eta_m = \frac{P_a}{P_i}$$

$$\eta_m = \frac{77,58W}{205,93W}$$

$$\eta_m = 0,38$$

f.3.7 Rendimiento Total (η)

De acuerdo a la ecuación 142. $\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m$

$$\eta = 0,70 * 0,83 * 0,38$$

$$\eta = 0,22 \cong 22\%$$

A continuación detallamos las pruebas realizadas en el laboratorio de hidráulica:

Tabla 9. Mediciones de pruebas de funcionamiento

TABLA DE RECOLECCIÓN DE DATOS DE PRUEBAS								
TURBINA REDISEÑADA								
n (rpm)	Nº de Vuelt.	H (mca)	Q m³/s	Ph (W)	T (N-m)	n (rpm)	Pa (W)	$\eta = Pa/Ph$ %
3300	16	1,5466	0,02349	356,24	4,6305	160	77,79	22
3300	14	1,6169	0,02309	366,10	4,2336	155	68,90	19
3300	12	1,6872	0,02268	375,23	3,9690	150	62,51	17
3300	10	1,8278	0,02187	391,98	3,3075	140	48,62	12
3300	8	2,2496	0,02171	478,91	3,0429	135	43,13	9

3300	6	2,3902	0,02114	495,49	2,6460	120	33,34	6,7
TURBINA ANTERIOR								
3300	16	1,5466	0,02349	356,24	4,4982	145	68,49	19
3300	14	1,6169	0,02309	366,10	4,1013	140	60,29	16
3300	12	1,6872	0,02268	375,23	3,7044	135	52,51	14
3300	10	1,8278	0,02187	391,98	3,0429	125	39,94	10
3300	8	2,2496	0,02171	478,91	2,6460	115	31,95	6,7
3300	6	2,3902	0,02114	495,49	1,9845	105	21,88	4,4

Fuente: El autor

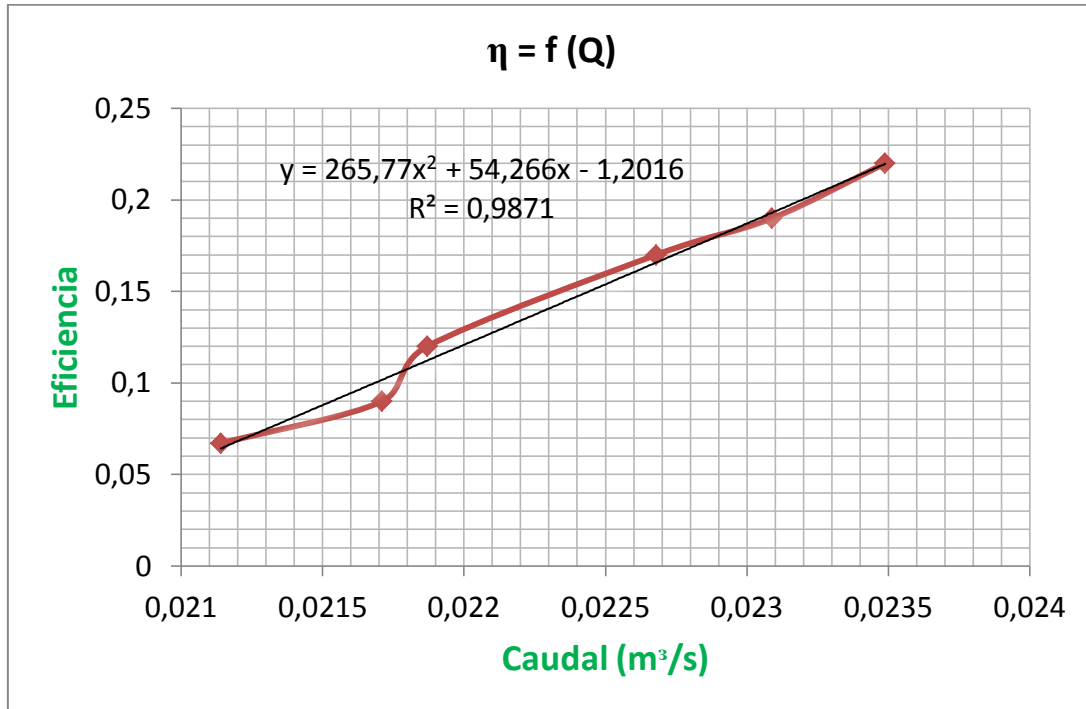


Fig. 19. Curva característica de la turbina de la eficiencia en función del caudal

Fuente: El autor

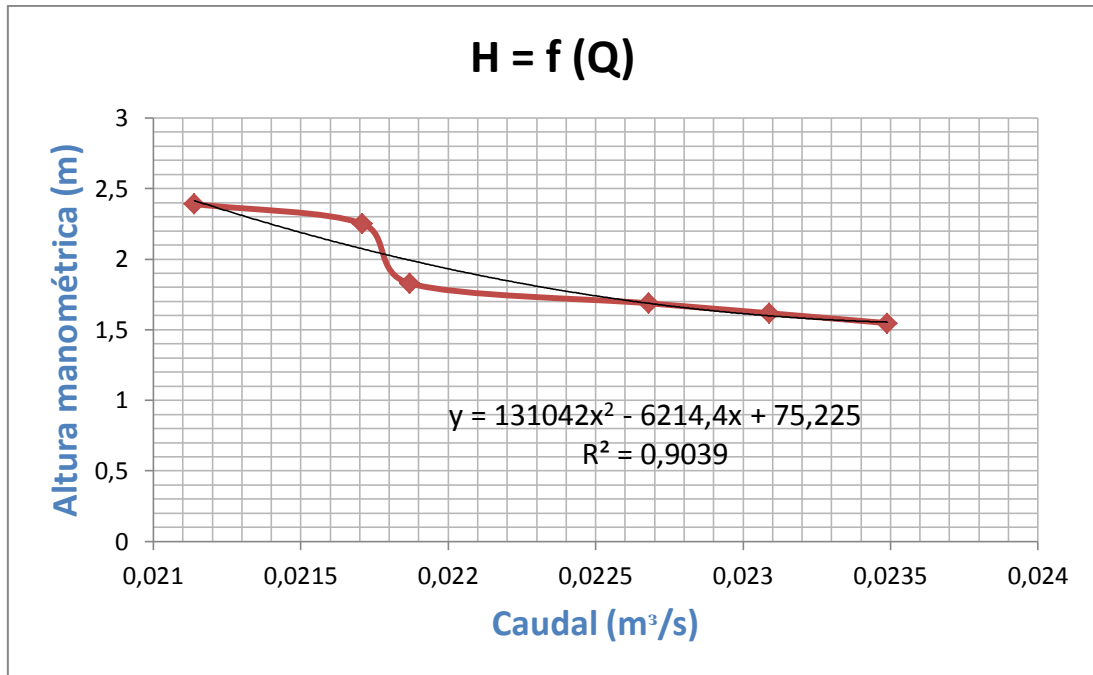


Fig. 20. Curva característica de la altura manométrica en función del caudal

Fuente: El autor

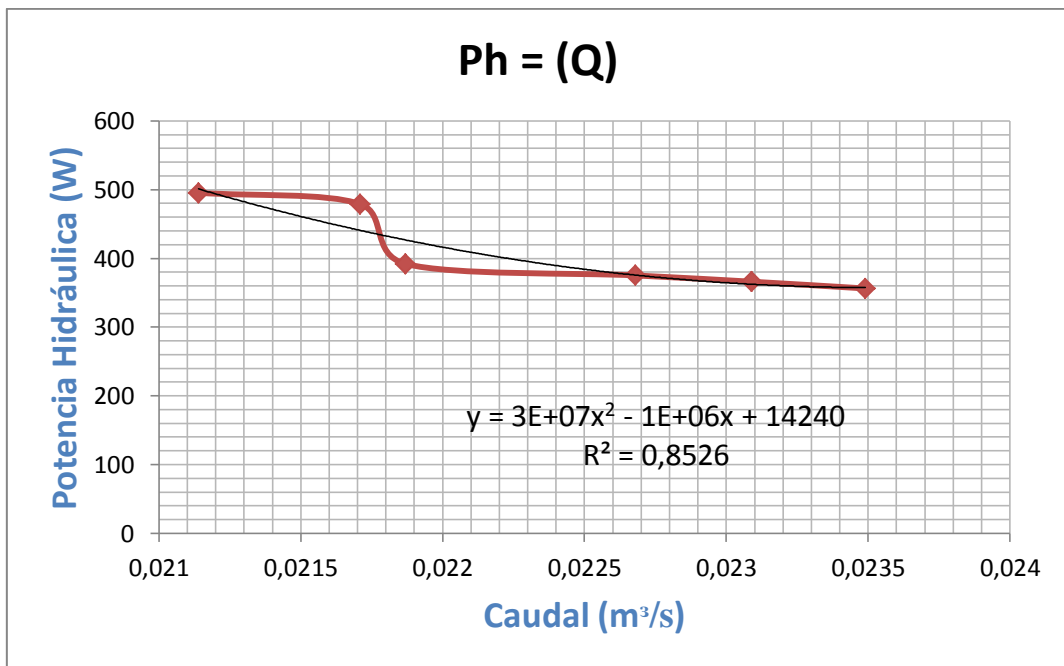


Fig. 21. Curva característica de la potencia hidráulica en función del caudal

Fuente: El autor

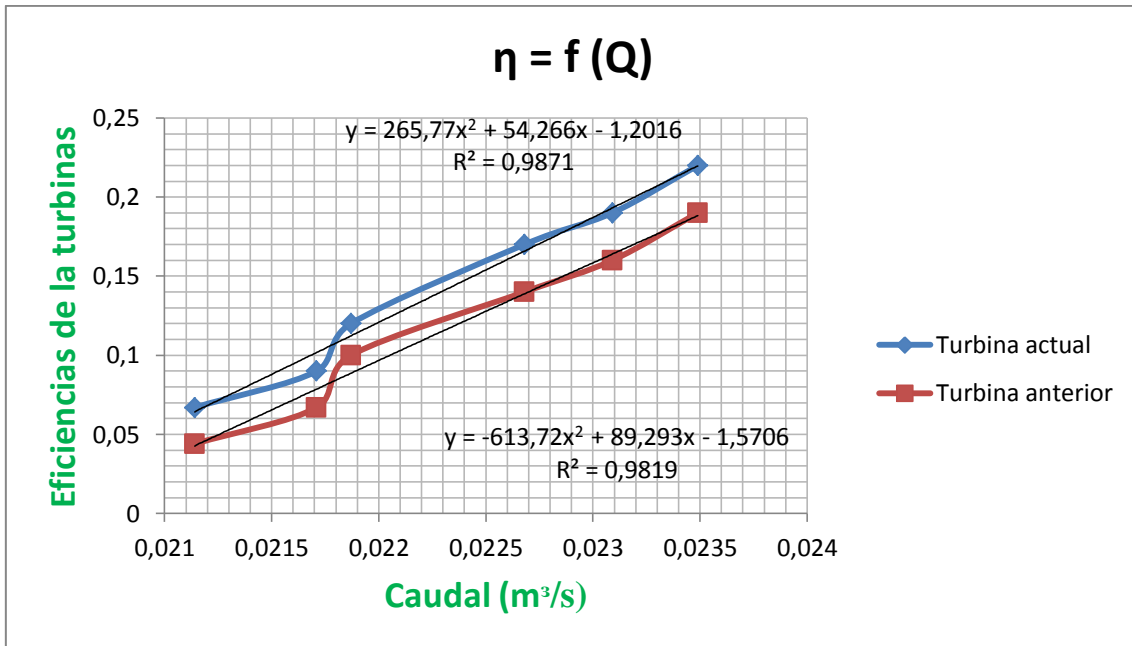


Fig. 22. Curvas características comparativas de la turbina, eficiencia en función del caudal

Fuente: El autor

f.4 Análisis de costos:

El costo total en el rediseño de la turbina lo describiremos en dos grupos, como se detalla a continuación:

f.4.1 Activos fijos

Son los costos invertidos en la reconstrucción de la turbina, es decir son los materiales utilizados en el proyecto.

Tabla 10. Activos fijos

COSTO DE MATERIALES PARA EL REDISEÑO DE LA TURBINA			
Denominación	Cantidad	Valor U.	Valor total
Acero de transmisión SAE 1040 (m)	1	20,00	15,00
Plancha negra de ¼" de 1x1 m	1	10,00	10,00
Disco de corte de 7"	1	5,00	5,00
Tubo de 2,5" cedula 40	1	15,00	15,00
Pintura ½ galón color negro	1	15,00	15,00
Silicona permatex gris	2	4,00	8,00

Electrodo E 7018 (Kg)	2	3,00	6,00
Láminas de Acrílico 40x40 cm-1mm	1	3,00	3,00
Teflón	5	1,00	5,00
Pernos expansivos 3"	8	0,60	4,80
Manómetro de glicerina (100 PSI)	1	15,00	15,00
Cortadora plástica de ½"	1	3,00	3,00
TOTAL			104,80

Fuente: El autor

f.4.2 Activo intangible

Tabla 11. Activos intangibles

DENOMINACIÓN	VALOR
Recopilación de información	50,00
Mano de obra	200,00
Gastos generales	100,00
TOTAL	350,00

Fuente: El autor

f.4.3 Inversión total de la máquina

COSTO TOTAL DE LA TURBINA = 454,80

g.- DISCUSIÓN

g.1 Análisis de resultados

Los parámetros de diseño de turbinas Michell Banki están dados y expuestos de acuerdo a experimentaciones basadas a lo largo de la historia en cuanto a construcción de este tipo de turbomáquinas.

Los datos con los que contamos para el funcionamiento del prototipo son: la altura neta que es de 1,5 m y el caudal máximo de 24 lt/seg, que entrega la bomba de recirculación instalada en el laboratorio, es necesario aclarar que para obtener un mejor rendimiento de este tipo de turbinas se necesita la mayor altura neta y caudal posible.

En cuanto a la selección del diámetro del rotor, el mínimo recomendado es de 200 mm con un número de álabes de 22, tomados como parámetros para el rediseño de nuestro prototipo, resaltando que los materiales utilizados en la construcción de este tipo de máquinas son elementos existentes en nuestro medio, en nuestro caso para la

elaboración del rodete utilizamos los tubos de acero cedula 40 de 2,5 pulgadas para la elaboración de los álabes y plancha de acero de 5-10 mm de espesor para la elaboración de los discos sujetadores, en cuanto al eje se construyó de acero de transmisión SAE 1040.

El número de álabes es importante, ya que de esto depende el ángulo de ubicación de los mismos, así mismo el diseño del inyector influye mucho en el rendimiento de este tipo de turbinas.

En la tabla de recolección de datos de pruebas podemos constatar variables muy importantes que influyen directamente en la eficiencia de la turbina, como son el Torque y las revoluciones por minuto medidas en el eje de la misma, a través de un tacómetro y un torquímetro, pudiendo constatar que con el nuevo rodete hemos aumentado considerablemente estas variables, tomando en cuenta que los datos obtenidos, se los tomaron a 3300 revoluciones por minuto, por la razón que es donde se obtiene el caudal necesario para el funcionamiento de la turbina.

En la figura 22 podemos observar que a mayor caudal mayor eficiencia del prototipo, alcanzando un valor máximo del 22%, demostrando lo dicho anteriormente que el caudal es un parámetro muy importante en el rendimiento del sistema.

Analizando la figura 23 constatamos que la altura manométrica entregada por la bomba es inversamente proporcional al caudal, razón por la cual debemos trabajar con una altura de 1,5 m y un caudal de 24 lt/seg.

Estudiando la figura 24 observamos que la potencia hidráulica decrece considerablemente a medida que aumenta el caudal, teniendo en cuenta que de esta depende el rendimiento de la turbina.

De la figura 25 resaltaremos que se ha logrado incrementar la eficiencia de la turbina en un 3%, así mismo observamos que las pérdidas son muy considerables, ya que existe una gran baja de la potencia hidráulica, aclarando también que esto sucede por el diseño del circuito donde funciona la turbina actualmente, ya que no cuenta con la altura de caída necesaria que necesitan estas turbinas para un correcto funcionamiento.

g.2 Comprobación de hipótesis

Hipótesis 1.- “Con los datos investigados acerca de los parámetros influyentes en el diseño de los elementos de la turbina Michell Banki, se podrá establecer un modelo eficiente de la misma”.

Con lo investigado acerca del diseño de este tipo de turbomáquinas, se ha logrado establecer un modelo mucho más eficiente que el anterior, lógicamente comprobando los dos prototipos en el circuito existente en el laboratorio.

Hipótesis 2.- “Con las respectivas modificaciones del prototipo se logrará incrementar la altura de bombeo conservando el mismo caudal”.

Sabiendo que se aumentado la eficiencia de la turbina, esto influye directamente en el rendimiento del sistema, incrementando así su altura de bombeo manteniendo el mismo caudal de salida que proporcionaba anteriormente la turbobomba.

Hipótesis 3.- "Al proporcionar guías fundamentales de turbobombeo, a través de la turbina tipo Michell Banki, se facilitará realizar las prácticas a los estudiantes de la carrera”.

Al proporcionar las guías de funcionamiento de la turbomáquina, se facilita a los estudiantes la comprensión acerca de las turbinas de acción, en este caso la turbina Michell Banki que aunque no es muy utilizada en la sociedad, se podría tomar en cuenta en áreas de regadío que en la actualidad no son aprovechadas.

Hipótesis 4.- “Con la difusión de los resultados obtenidos, se facilitará a los estudiantes y a la sociedad en general a mejorar el diseño de futuros prototipos de turbina tipo Michell Banki, con el fin de optimizar su rendimiento”.

Al difundir los resultados se aporta directamente en la construcción de futuros prototipos, así mismo el propósito es incentivar a los estudiantes y a la sociedad en general a construir este tipo de máquinas que tienen un gran aporte en la agricultura.

Analizando de forma generalizada, comprobamos que las hipótesis planteadas fueron afirmativas, razón por la cual concluimos que la elaboración del proyecto investigativo cumplió con las expectativas propuestas, lo que nos lleva a afirmar la hipótesis general planteada.

“Se logrará mejorar el rendimiento de la turbina tipo Michell Banki, usada con fines de bombeo rediseñando sus elementos constituyentes”.

h.- CONCLUSIONES

- Con los parámetros investigados y en base a experimentaciones realizadas anteriormente, se rediseño correctamente los principales elementos que conforman la turbina, con el fin de mejorar su rendimiento.
- Además se mejoró la potencia hidráulica útil, logrando que el sistema de turbobombeo mejore su rendimiento.
- Con los datos obtenidos de las diferentes pruebas realizadas se obtuvo las curvas características de funcionamiento de la turbina.
- La eficiencia de la turbina se incrementa a medida que se aumenta el caudal, motivo por el cual debemos trabajar con el máximo caudal proporcionado por la bomba de recirculación.
- Se ha logrado incrementar la eficiencia de la turbina en un 3% con respecto a la anterior, alcanzando una eficiencia del 22%.
- Por medio de las diferentes pruebas realizadas se diseñó una guía, cuyo fin es facilitar a los estudiantes el conocimiento para la realización de futuras prácticas acerca del funcionamiento de este tipo de máquinas hidráulicas.
- La socialización de resultados se realiza a través de la emisión del presente documento de tesis, que estará a disposición pública en el Área de la Energía de la Universidad Nacional de Loja.

i.- RECOMENDACIONES

- Utilizar los materiales más adecuados existentes en nuestro medio, y guiarse de acuerdo a los parámetros de diseño y experiencias realizadas anteriormente.
- Es necesario llevar un orden de elaboración, diseño y montaje de los elementos que conforman la turbina.
- Se recomienda trabajar a 3300 revoluciones de la bomba, ya que a esta velocidad se obtiene el mayor caudal requerido para el funcionamiento de la turbomáquina.
- Se sugiere rediseñar el circuito hidráulico existente en el laboratorio, con el fin de realizar pruebas de funcionamiento en futuros prototipos.
- Adquirir y utilizar instrumentos de medición más exactos, a fin de tomar datos más precisos en de las variables influyentes en el rendimiento del sistema.
- Realizar las pruebas que sean necesarias, cuyo fin es reafirmar los conocimientos de los estudiantes de la carrera.
- En cuanto a la manipulación del circuito en general, tomar en cuenta la seguridad necesaria para la realización de las prácticas.
- Se recomienda revisar la tesis existente en el Área de Energía cuyo tema es “Diseño y construcción de un prototipo didáctico de TURBOBOMBA para el aprovechamiento hidráulico”, la misma que nos sirvió como base para el desarrollo de nuestro proyecto.

j.- BIBLIOGRAFÍA

j.1 Libros

MATAIX, C. 1982.. *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. México : Editorial del castillo,, 1982. 2da edición..

j.2 Tesis

BUSTAN, Diógenes y PESANTEZ, Patricio. 2010. *Diseño y construcción de un prototipo didáctico de TURBOBOMBA para el aprovechamiento hidráulico*. Loja : UNL, 2010.

j.3 Documentos Digitales

CAMPUZANO, Bolarín Fernando. 2011. *Aprovechamiento hidráulico de la fuente principal de la comunidad de aguas del Maimon*. Cartagena : Universidad Politécnica de Cartagena, 2011.

CHÁVEZ, Pastor. 2010. *Tecnologías Alternativas par abastecimiento de aguas en zonas marginales*. Lima : Universidad Católica del Perú, 2010.

CUICHÁN, Simba Fausto Rodrigo. 2008. *Rediseño y construcción de la máquina de viga rotatoria sometida a flexión para ensayos de resistencia a la fatiga*. Quito : Escuela Politécnica Nacional, 2008.

FERNÁNDEZ, Pedro. 2012. *Turbinas Hidráulicas*. Santander, España : Universidad de Cantabria, 2012.

GARCÍA, Mario. 2011. *Turbomáquinas-Turbinas Hidráulicas*. Lima : Universidad Nacional de Callao, 2011.

LEÓN, José Daniel Vásquez De León. 2007. *Micro-Hidroeléctrica Tipo Michell Banki, Funcionamiento, Mantenimiento Y Componentes*. Guatemala, : Universidad de San Carlos de Guatemala, 2007.

MARCHEGIANI, Ariel R. 2010. *Turbina de Flujo Transversal o Michell Banki*. Buenos Aires : Universidad Nacional del Comahue, 2010.

SANABRIA, Cesar. 2011. *Bombas Hidráulicas*. Asunción : Universidad Nacional de Asunción, 2011.

j.4 Sitios Web

PAZ, Edgar, y otros. 2007. Diseño Hidráulico y Mecánico de una Turbina Michell Banki. [En línea] 8vo Cong. Iberoam. de Ingeniería Mecánica, 25 de Octubre de 2007. [Citado el: 15 de Mayo de 2013.] <http://www.congreso.pucp.edu.pe/cibim8/pdf/06/06-87.pdf>.

SKF. 2011. Catálogo de Rodamientos. [En línea] SKF, 15 de Julio de 2011. [Citado el: 23 de Junio de 2013.] www.skf.com/skf/.../jsp/.../productTableViewer.jsp?&lang=es.

k. ANEXOS

ANEXO 1: GUÍA DE PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA MICHELL BANKI

a) TEMA:

Curvas características de la turbina Michell Banki con el fin de conocer su eficiencia.

b) OBJETIVO:

Obtener las curvas características de: $\eta = f(Q)$, $P_h = f(Q)$ y $H_m = f(Q)$.

c) INSTRUMENTOS:

- Banco de pruebas
- Manómetro
- Torquímetro, Bascula.
- Cronómetro
- Tacómetro
- Flexómetro
- Caudalímetro
- Recipiente graduado

d) PROCEDIMIENTO:

1. Cebado de la bomba
2. Constatar que el depósito de agua cuente con la cantidad necesaria para el correcto funcionamiento de la turbina
3. Verificar que el variador de frecuencia este en 3300 rpm, ya que es la velocidad adecuada para obtener la mayor eficiencia
4. Asegurarse de que todas las válvulas de las otras máquinas estén cerradas, con el fin de que no haya pérdida de caudal y presión.
5. Verificar que los instrumentos de medida estén en buen estado.
6. Poner en marcha la bomba de recirculación.
7. Ir regulando gradualmente la válvula de apertura de la turbina, con el fin de obtener los datos necesarios para el cumplimiento del objetivo propuesto.

8. Haga las transformaciones necesarias, con el fin de trabajar con las mismas unidades de medida.

9. A través del caudalímetro obtendrá la velocidad del fluido, con la que por medio de tablas incluida en el equipo haga la transformación, o a su vez utilizando la ecuación:

$$Q = V * A = V * (\pi * r^2) m^3 / s$$

El radio se lo obtiene del diámetro de la tubería donde se utiliza el equipo de medición.

10. La altura manométrica se la obtiene mediante el manómetro instalado a la salida de la bomba de recirculación

11. Obtenga la potencia hidráulica según la siguiente ecuación:

$$P_h = \gamma_{H_2O} * Q * H * (W)$$

12. Mediante el tacómetro obtenemos las revoluciones por minuto proporcionadas por la turbina.

13. Utilizar el torquímetro o a su vez una báscula para la obtención del torque existente en el eje de la turbina, en el caso de utilizar la báscula obtener el torque con la siguiente ecuación:

$$T = F * r \text{ (N-m)}$$

14. La potencia útil de la turbina la obtenemos con la siguiente ecuación:

$$P_a = \frac{\pi}{30} * n * T \text{ (W)}$$

n = revoluciones por minuto

15. El rendimiento total lo obtenemos con la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{P_a}{P_h} * 100$$

16. Luego con los datos obtenidos por medio de Excel obtener las curvas características

17. Para verificar y comprobar la eficiencia a diferentes revoluciones d la bomba, siga el mismo procedimiento descrito anteriormente.

18. Para verificar el caudal suministrado por el sistema utilice un recipiente graduado
19. Para obtener la altura manométrica de la bomba adaptada a la turbina es necesario utilizar la ecuación de Bernoulli.

$$H_m = (P_s - P_e) + (Z_s - Z_e) + \left(\frac{V_s^2 - V_e^2}{2 * g} \right) \text{ (m)}$$

En la tabla de recopilación de datos deben poseer los siguientes parámetros:

TABLA DE RECOLECCIÓN DE DATOS DE PRUEBAS								
n (rpm)	Nº de Vuelt.	H (mca)	Q m³/s	Ph (W)	T (N-m)	n (rpm)	Pa (W)	η=Pa/Ph %
3300	16							
3300	14							
3300	12							
3300	10							
3300	8							
3300	6							

Con los datos obtenidos y las formulas descritas anteriormente ya puede obtener la curvas características de la turbina por medio de Excel, así como también su máxima eficiencia.

e) ECUACIONES

Caudal máximo suministrado $Q = V * A = V * (\pi * r^2) m^3 / s$

Potencia hidráulica $P_h = \gamma_{H2O} * Q * H * (W)$

Torque $T = F * r \text{ (N-m)}$

Potencia Útil $P_a = \frac{\pi}{30} * n * T \text{ (W)}$

Eficiencia de la turbina $\eta = \frac{P_a}{P_h} * 100$

Altura manométrica de la turbobomba:

$$H_m = (P_s - P_e) + (Z_s - Z_e) + \left(\frac{V_s^2 - V_e^2}{2 * g} \right)$$

- f) RESULTADOS**
- g) CONCLUSIONES**
- h) RECOMENDACIONES**
- i) BIBLIOGRAFÍA**

ANEXO 2: Tabla de selección de chavetas según las normas DIN

Ø Eje d (mm) desde- hasta	Medidas chaveta b x h mm	Medidas del chavetero en el cubo				Medidas del chavetero en el eje para chavetas paralelas y de cuña		Medidas de los ejes en el cubo de la rueda	
		Chaveta paralela S/DIN 6885/1		Chaveta de cuña S/DIN 6886 y 6887		t ₁ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	Ø m/m desde- hasta	Tol. H-7 m/m
		d + t ₂ m/m	Tol. Admisible (en altura) m/m	d + t ₂ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m				
17-22	6x6	d+2,6	+0,1	d+2,1	+0,1	3,5	+0,2	10-18	+0,018 0
22-30	8x7	d+3,0		d+2,4		4,1			
30-38	10x8	d+3,4	+0,2	d+2,8	+0,2	4,7		30-50	+0,025 0
38-44	12x8	d+3,2		d+2,6		4,9			
44-50	14x9	d+3,6		d+2,9		5,5		50-80	+0,030 0
50-58	16x10	d+3,9		d+3,2		6,2			
58-65	18x11	d+4,3		d+3,5		6,8		80-120	+0,035 0
65-75	20x12	d+4,7		d+3,9		7,4			
75-85	22x14	d+5,6		d+4,8		8,5		120-180	+0,040 0
85-95	25x14	d+5,4		d+4,6		8,7			
95-110	28x16	d+6,2		d+5,4		9,9	+0,3	180-250	+0,046 0
110-130	32x18	d+7,1		d+6,1		11,1			
130-150	36x20	d+7,9	d+6,9	12,3	250-315	+0,052 0			
150-170	40x22	d+8,7	d+7,7	13,5					
170-200	45x25	d+9,9	d+8,9	15,3	315-400	+0,057 0			
200-230	51x28	d+11,2	d+10,1	17					
230-260	56x32	d+12,9	d+11,8	19,3	400-500	+0,063 0			
260-290	63x32	d+12,6	+0,3	d+11,5				+0,3	19,6

ANEXO 3: Tabla de selección de rodamientos SKF en el eje de la turbina

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga Pu	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
20	52	21	15,9	7,8	0,335	-	9500	0,20	62304-2RS1
20	72	19	30,7	15	0,64	24000	15000	0,40	6404
22	50	14	14	7,65	0,325	30000	19000	0,12	62/22
22	50	14	14	7,65	0,325	-	9000	0,12	62/22-2RS1
22	56	16	18,6	9,3	0,39	28000	18000	0,18	63/22
22,225	47,625	9,525	11,7	6,3	0,265	30000	20000	0,073	EE 8 TN9
22,225	50,8	14,287	14	7,65	0,325	26000	19000	0,12	RLS 7
22,225	50,8	14,287	14	7,65	0,325	-	9000	0,12	RLS 7-2RS1
22,225	50,8	14,287	14	7,65	0,325	26000	13000	0,12	RLS 7-2Z
22,225	57,15	17,462	18,6	9,3	0,39	26000	18000	0,18	RMS 7
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38000	24000	0,022	61805
25	37	7	4,36	2,6	0,125	-	11000	0,022	61805-2RS1
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38000	19000	0,022	61805-2RZ
25	42	9	7,02	4,3	0,193	36000	22000	0,045	61905
25	42	9	7,02	4,3	0,193	-	10000	0,045	61905-2RS1
25	42	9	7,02	4,3	0,193	36000	18000	0,045	61905-2RZ
25	47	8	8,06	4,75	0,212	32000	20000	0,06	16005 *
25	47	12	11,9	6,55	0,275	32000	20000	0,080	6005 *
25	47	12	11,9	6,55	0,275	-	9500	0,080	6005-2RSH *
25	47	12	11,9	6,55	0,275	32000	16000	0,080	6005-2RSL *
25	47	12	11,9	6,55	0,275	32000	16000	0,080	6005-2Z *
25	47	12	11,9	6,55	0,275	-	9500	0,080	6005-RSH *
25	47	12	11,9	6,55	0,275	32000	20000	0,080	6005-RSL *
25	47	12	11,9	6,55	0,275	32000	20000	0,080	6005-Z *
25	47	16	11,2	6,55	0,275	-	9500	0,10	63005-2RS1

ANEXO 4: Tabla de selección de rodamientos SKF en el eje de la bomba de engranes.

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
17	40	12	9,95	4,75	0,2	-	12000	0,065	6203-RSH *
17	40	12	9,95	4,75	0,2	38000	24000	0,065	6203-RSL *
17	40	12	9,95	4,75	0,2	38000	24000	0,065	6203-Z *
17	40	16	9,56	4,75	0,2	-	12000	0,083	62203-2RS1
17	47	14	14,3	6,55	0,275	34000	22000	0,12	6303 *
17	47	14	14,3	6,55	0,275	-	11000	0,12	6303-2RSH *
17	47	14	14,3	6,55	0,275	34000	17000	0,12	6303-2RSL *
17	47	14	14,3	6,55	0,275	34000	17000	0,12	6303-2Z *
17	47	14	14,3	6,55	0,275	-	11000	0,12	6303-RSH *
17	47	14	14,3	6,55	0,275	34000	22000	0,12	6303-RSL *
17	47	14	14,3	6,55	0,275	34000	22000	0,12	6303-Z *
17	47	19	13,5	6,55	0,275	-	11000	0,15	62303-2RS1
17	62	17	22,9	10,8	0,455	28000	18000	0,27	6403
19,05	47,625	14,287	12,7	6,55	0,28	30000	20000	0,11	RLS 6
19,05	47,625	14,287	12,7	6,55	0,28	-	10000	0,11	RLS 6-2RS1
19,05	47,625	14,287	12,7	6,55	0,28	30000	15000	0,11	RLS 6-2Z
19,05	50,8	17,462	15,9	7,8	0,335	28000	19000	0,14	RMS 6
20	32	7	4,03	2,32	0,104	45000	28000	0,018	61804
20	32	7	4,03	2,32	0,104	-	13000	0,018	61804-2RS1
20	32	7	4,03	2,32	0,104	45000	22000	0,018	61804-2RZ
20	37	9	6,37	3,65	0,156	43000	26000	0,038	61904
20	37	9	6,37	3,65	0,156	-	12000	0,038	61904-2RS1
20	37	9	6,37	3,65	0,156	43000	20000	0,038	61904-2RZ
20	42	8	7,28	4,05	0,173	38000	24000	0,05	16004 *
20	42	9	7,93	4,5	0,19	38000	24000	0,051	98204 Y

ANEXO 5: Tabla del límite de fluencia del acero

TIPO DE ACERO	Denominación	TENSIONES EN (Kg/cm ²)				USO
		Normal admisible	Normal de fluencia	Normal de rotura	tangencial admisible	
ACERO DULCE	St 37	1400/1600	2400	3700		PERFILERIA HIERRO REDONDO LISO
ACERO CONFOM	ADN 420 St 52	2400	4200	5200		BARRAS REDONDAS CONFORMADAS PARA H° A°

ANEXO 6: Propiedades del acero de transmisión

MATERIAL	RESISTENCIA A MÁXIMA		RESISTENCIA A LA FLUENCIA		MODULO DE ELASTICIDAD E	MODULO DE ELASTICIDAD G	α cm/cm.°C (x 10 ⁻⁶)
	kg/cm ²	ksi	kg/cm ²	ksi	kg/cm ²	kg/cm ²	
ACEROS:							
<i>NOM-1018 T.F</i>	4500	6	3800	5	2.1E	0.808E6	11.8
<i>NOM- 1045 T.C</i>	6400	9	5400	7	“	“	11.8
<i>NOM-1060 T.C</i>	6900	9	3800	5	“	“	11.8
<i>NOM-1075 T.C</i>	7300	104	4100	58	“	“	11.8
<i>NOM-4140 T.T</i>	12000	170	11200	159	“	“	11.8
<i>NOM-4340 T.T</i>	12200	173	11500	163	“	“	11.8
<i>INOX 304 REC.</i>	5200	7	2100	3	1.96E6	0.735E6	16.0
<i>INOX. 316 REC.</i>	5200	7	2100	3	1.96E6	0.735E6	16.0
<i>ESTRUCTURAL ASTM A-36</i>	4800	6 8	2250	3 6	2.1E 6	0.808E6	11.8

ANEXO 7: Características mecánicas de las barras corrugadas

Clase de acero	Limite elástico f_y en kp/cm^2 no menor que	Carga unitaria de rotura f_u en kp/cm^2 no menor que	Alargamiento en rotura en % sobre base de 5 diámetros no menor que	Relación $\frac{f_u}{f_y}$ en ensayo no menor que
Dureza natural	4200	5500	18	1,25
Estirado en frío	4200	5000	12	1,10
Dureza natural	4600	6000	16	1,25
Estirado en frío	4600	5500	11	1,10
Dureza natural	5000	6500	14	1,20
Estirado en frío	5000	6000	10	1,10
Dureza natural	6000	7200	12	1,15
Estirado en frío	6000	6600	8	1,10

ANEXO 8: Fotos



Álabes



Discos de sujeción



Montaje de los álabes



Rotor terminado



Turbina Michell Banki

ANEXO 9:

PLANOS