

*Universidad Central "Marta Abreu" de Las Villas
Facultad de Ingeniería Mecánica e Industrial.
Centro de Estudios Energéticos y Tecnologías Ambientales,
CEETA*



Trabajo de Diploma

*Título: Cálculo hidráulico y dimensionamiento de una turbina
Michell-Banki. Diámetro 600 mm, velocidad específica 142.*

Autor: Adrian Rojas Rodríguez

Tutor: Dr. Félix Santos García

Año: 5to

Curso: 2016-2017

Resumen:

El presente trabajo tiene como principal objetivo el cálculo hidráulico y dimensionamiento de una turbina Michell-Banki. Diámetro 600 mm, velocidad específica 20, garantizando estándares de eficiencia, bajos costos y fiabilidad en el servicio.

En el mismo se realiza un estudio de los diferentes tipos de turbinas, sus particularidades y campos de aplicación, específicamente de las turbinas Michell-Banki, dada su simplicidad de fabricación y altas eficiencias en comparación a otras. También se hace un estudio acerca de lo que representa el uso de la hidroenergía, en especial a Cuba y el impacto medioambiental de la misma. Además, se realiza una búsqueda bibliográfica de los criterios para el diseño de la turbina Michell-Banki, para seleccionar un procedimiento metodológico que permita realizar el cálculo hidráulico y aplicarlo a un caso de estudio.

Summary:

The present work has as main objective the hydraulic calculation and dimensioning of a Michell-Banki turbine. Diameter 600, specific speed 20, guaranteeing standards of efficiency, low costs and reliability in the service.

In the same one is realized a study of the different types of turbines, their particularities and fields of application, specifically of Michell-Banki turbines, given its simplicity of manufacture and high efficiencies in comparison to others. There is also a study about what represents the use of hydro-energy, especially Cuba and the environmental impact of it. In addition, a bibliographic search of the criteria for the design of the Michell-Banki turbine is carried out, to select a methodological procedure that allows to carry out the hydraulic calculation and to apply it only one case study.

Índice

Introducción.....	10
1.1 Clasificación de las turbinas hidráulicas.....	14
1.1.1 Turbinas de acción.....	14
1.1.2 Turbinas de reacción.....	14
1.2 Principales características de las turbinas hidráulicas.....	15
1.2.1 Turbina hidráulica Pelton.....	15
1.2.2 Turbina hidráulica Turgo.....	16
1.2.3 Turbina hidráulica Michell-Banki.....	17
1.2.4 Turbina hidráulica Francis.....	19
1.2.5 Turbina hidráulica Kaplan.....	20
1.2.5 Turbina hidráulica Hélice o de Bulbo.....	21
1.3 Impacto medioambiental del uso de la hidroenergía.....	22
1.3.1 Fauna y Flora.....	22
1.3.2 Suelo.....	22
1.3.3 Clima.....	22
1.4 Velocidad Específica.....	23
1.4.1 Velocidad específica (n_s).....	23
1.4.2 Número específico de revoluciones n_q	23
1.4.3 Velocidad específica, n_s y número específico de revoluciones n_q , su utilización en la clasificación y selección de turbinas.....	23
1.5 Desarrollo y fabricación de turbinas Michel-Banki en Cuba.....	26
1.5.1 Objetivos de la Inversión:.....	27
1.5.2 Alcance de la Inversión:.....	27
1.5.3 Principal comprador:.....	27
1.6 Principales características de las turbinas Michell-Banki.....	27
1.6.1 Campo de utilización de las turbinas Michell-Banki.....	32
1.6.3 Distribuidor, tobera, inyector o inyector directriz.....	34
1.6.4 Álabes directriz, paleta directriz o compuerta de regulación.....	34
1.6.5 Rotor o rodete.....	34
1.6.6 Carcaza.....	35
1.6.7 Tubo de aspiración.....	35
Capítulo 2: Criterios para el cálculo hidráulico y dimensionamiento de una turbina Michell-Banki	37
2.1 Diseño hidráulico.....	37
2.1.1 Coeficiente de velocidad K_c del inyector:.....	38
2.1.2 Resolución del triángulo de velocidades a la entrada del rotor.....	39
2.1.3 Selección del diámetro del rotor.....	40

2.1.4	Diámetro interno del rotor.....	41
2.1.5	Velocidad de giro de la turbina.....	41
2.1.6	Número de alabes del rotor	42
2.1.7	Selección del espesor de los álabes del rotor	43
2.1.8	Cálculo del ancho del rotor	44
2.1.9	Diseño del inyector	46
2.1.10	Cálculo del ancho del inyector	48
2.1.11	Rendimiento hidráulico de la turbina (Marchegiani, 1992).....	50
2.1.12	Razón de aspecto.....	50
2.2	Diseño Mecánico	51
2.2.1	Caudal de agua sobre un álabe	51
2.2.2	Peso de un álabe	51
2.2.3	Peso total del rotor:.....	51
2.2.4	Fuerza hidráulica sobre un álabe.....	51
2.2.5	Fuerza centrífuga sobre un álabe	53
2.2.6	Fuerza total sobre el álabe.....	53
2.2.7	Momento flector máximo sobre un álabe	54
2.2.8	Esfuerzo máximo en el álabe	54
2.2.9	Diámetro máximo del eje del rotor:	54
2.2.10	Diseño del eje del rotor	54
2.2.11	Velocidad crítica de la turbina.....	55
2.2.12	Selección de los rodamientos	56
2.2.13	Fuerza total sobre la plancha del inyector	56
2.2.14	Momento máximo sobre la plancha del inyector.....	56
2.2.15	Esfuerzo máximo sobre la plancha del inyector.....	56
2.2.16	Comprobación del espesor de la plancha del inyector	56
Capítulo 3. Procedimiento para el cálculo y dimensionamiento hidráulico de turbinas Michel-Banki.		57
4.	Cálculo de diámetro interno del rotor.....	57
5.	Cálculo de la velocidad de giro de la turbina.	57
6.	Cálculo de la velocidad específica de la turbina.	57
11.	Cálculo del arco de admisión.....	59
12.	Cálculo del ángulo de admisión del rotor.....	59
13.	Cálculo del radio de curva de la evolvente del inyector.....	59
14.	Cálculo del ancho del inyector	59
16.	Cálculo del rendimiento hidráulico de la turbina.....	59
17.	Cálculo de razón de aspecto.....	59
18.	Cálculo del caudal de agua sobre un álabe.	59

19.	Cálculo del peso de un álabe.....	59
20.	Cálculo del peso total del rotor.....	60
22.	Cálculo de la fuerza centrífuga sobre un álabe.....	60
24.	Cálculo del momento flector máximo sobre un álabe.....	61
27.	Cálculo del diámetro mínimo del eje del rotor.....	61
29.	Cálculo de capacidad de carga dinámica de los rodamientos.....	62
30.	Cálculo de la fuerza total sobre la plancha del inyector.....	62
31.	Cálculo del momento máximo sobre la plancha del inyector.....	62
32.	Cálculo del esfuerzo máximo sobre la plancha del inyector.....	62
33.	Comprobación del espesor de la plancha del inyector.....	63
Capítulo 4: Cálculo hidráulico y dimensionamiento de una turbina Michell-Banki. Diámetro 600 mm. Velocidad específica 142.....		64
4.1.	Selección del coeficiente de velocidad del inyector.....	64
4.2	Cálculo de la relación $K = Q/Hn$	64
4.3	Selección del diámetro exterior del rotor.....	64
4.4	Cálculo del diámetro interior del rotor.....	64
4.5	Cálculo de la velocidad de giro de la turbina.....	64
4.6	Cálculo de la potencia de la turbina.....	64
4.7	Cálculo de la velocidad específica de la turbina.....	65
4.9	Selección del número de álabes del rodete turbina.....	65
4.10	Selección del espesor de los álabes del rotor.....	65
4.11	Cálculo del ancho del rotor.....	66
4.12	Cálculo del arco de admisión.....	66
4.13	Cálculo del ángulo de admisión.....	66
4.14	Cálculo del radio de curva de la evolvente del inyector.....	66
4.15	Cálculo del ancho del inyector.....	67
4.16	Rendimiento hidráulico de la turbina.....	67
4.17	Razón de Aspecto.....	67
4.18	Cálculo del caudal sobre un álabe.....	68
4.19	Cálculo del peso de un álabe.....	68
4.20	Cálculo del peso total del rotor.....	68
4.21	Cálculo de la fuerza hidráulica sobre un álabe.....	68
4.22	Cálculo de la fuerza centrífuga sobre un álabe.....	69
4.23	Cálculo de la fuerza total sobre un álabe:.....	69
4.24	Cálculo del momento flector máximo sobre un álabe.....	69
4.25	Cálculo del esfuerzo máximo en el álabe.....	70
4.26	Cálculo del diámetro máximo del eje del rotor.....	70
4.27	Cálculo del diámetro mínimo del eje del rotor.....	71

4.28 Cálculo de la velocidad crítica de la turbina	73
4.29 Cálculo de capacidad de carga dinámica de los rodamientos.....	73
4.30 Cálculo de la fuerza total sobre la plancha del inyector	74
4.31 Cálculo del momento máximo sobre la plancha del inyector	74
4.32 Cálculo del esfuerzo máximo sobre la plancha del inyector	74
4.33 Comprobación del espesor de la plancha del inyector.....	74
Conclusiones.....	75
Recomendaciones.....	76
Bibliografía.....	77
Anexos:	79

Simbología

η : Rendimiento total de la turbina correspondiente al flujo de operación.

τ_0 : Radio de curva de la envolvente del inyector, (m).

θ_a : Ángulo de admisión del rotor ($^\circ$).

η_h : Rendimiento hidráulico

$\eta_{h \max}$: Rendimiento hidráulico

ΔH_i : Pérdida de presión por efecto de la fricción del agua con las paredes del inyector (m).

ΔH_t : Pérdida de presión por efecto de la fricción del agua con las paredes de la tubería de presión (m).

θ_i : Ángulo de la envolvente en un punto cualquiera ($^\circ$).

B_i : Ancho del inyector (m)

F_c : Fuerza centrífuga sobre un álabe (N)

F_{hx} : Fuerza hidráulica horizontal sobre un álabe del rotor (N)

F_{hy} : Fuerza hidráulica resultante sobre un álabe del rotor (N)

F_{hy} : Fuerza hidráulica vertical sobre un álabe del rotor (N)

K_T : Factor de momento torsor para carga estable estimado un valor de 1

K_m : Factor de momento flector para carga estable estimado un valor de 1,5

L_a : Longitud de un álabe (m)

P_a : Peso correspondiente a un álabe (N).

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

P_u : Peso por unidad de longitud del material constructivo de un álabe (N/m).

Q_a : Caudal sobre un álabe (m^3/s).

R_T : Fuerza resultante total sobre el álabe (N)

R_x : Fuerza resultante sobre el álabe en la dirección x (N)

R_y : Fuerza resultante sobre el álabe en la dirección y (N)

$d_{\text{máx}}$: Diámetro máximo del eje del rotor (m)

ϕ : Ángulo entre la velocidad tangente y la absoluta a la salida de la primera etapa ($^{\circ}$).

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

A_a : Área de admisión (m^2)

C: Constante de la Ley de Torbellino Potencial (m^2/s).

C_1 : Velocidad absoluta a la entrada, (m/s).

C_{m1} : Componente meridiana a la entrada, es la proyección de la velocidad absoluta C_1 sobre la recta perpendicular a u_1 a la entrada, (m/s).

D_e : Diámetro exterior del rotor (m).

E : Factor de corrección del esfuerzo máximo en el álabe ($1/\text{cm}^3$)

E: Espesor de los álabes (m).

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

F_r : Fuerza tangencial sobre el eje (N).

g: Aceleración de la gravedad, (m/s^2).

H: Altura neta que está obrando sobre la turbina, (m).

h_t : altura del inyector en cada punto de la envolvente, en (m).

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

K: constante de calcular $Q/\sqrt{H_n}$

K_0 : Porcentaje de la circunferencia exterior por donde ingresa el agua.

K_c : Coeficiente de velocidad del inyector

L_a : Longitud del arco de admisión (m).

Lh: Horas de funcionamiento, se consideran 200000 horas de funcionamiento.

N: Potencia mecánica en el eje de la turbina, en kW

n: Velocidad de rotación (rpm).

N_c : Velocidad crítica de la turbina (rpm).

Ne: Velocidad de embalamiento de la turbina (rpm).

n_q: Número específico de revoluciones Europeo.

n_s: Número específico de revoluciones en USA.

P_z: Paso entre los álabes (m).

Q: flujo nominal manipulado por el rotor en una turbina Michel Banki, (m³/s).

Q_{max}: Flujo de agua máximo que ingresa a la turbina en m³/s.

r: Radio del rotor (m).

Sd: Esfuerzo de diseño (N/m²)

T_{max}: Momento torsor máximo sobre el eje (N.m).

u₁: Velocidad circunferencial o periférico tangencial a la entrada, (m/s).

u₂: Velocidad circunferencial o periférico tangencial a la salida, (m/s).

X: Coeficiente radial del rodamiento, considerado como 1.

X_z: Relación entre el número de álabes de admisión Z_a y número de álabes totales del rotor Z.

Y Max: Flecha máxima (m).

Z_a: Número de álabes en la admisión.

α₂: Ángulos absoluto de salida, (grados).

α₁: Ángulos absoluto de entrada, (grados).

β₁: Ángulo comprendido entre la velocidad relativa y la velocidad tangencial a la entrada, (grados).

λ: Ángulo característico entre las fuerzas de horizontales y verticales del álabe

σ_f: Esfuerzo de fluencia del material (N/m²)

σ_i: Esfuerzo máximo sobre el inyector (N/m²)

M: Momento flector máximo sobre un álabe (N.m)

f_s: Factor de seguridad de 2

σ: Esfuerzo máximo en el álabe N/cm²

Introducción

La energía es vital para el desarrollo social y económico de las regiones. Actualmente, la manera como obtenemos esa energía se ha visto cuestionada por preocupaciones ambientales y de disponibilidad; y se ha presentado un creciente interés por las energías renovables. De estas energías renovables, la hidroeléctrica es la que ha tenido una mayor aplicación. La mayor parte de estas aplicaciones han sido en instalaciones de gran tamaño; sin embargo, se estima que hay un gran potencial no aprovechado en las pequeñas instalaciones hidroeléctricas distribuidas. Los sectores energéticos enfrentan actualmente el reto de encontrar métodos sostenibles de generación de energía para abastecer la creciente demanda. En este aspecto la energía hidroeléctrica aparece como una alternativa viable, además la aplicación de pequeños proyectos hidroeléctricos, es una de las opciones más adecuadas para la electrificación de zonas rurales aisladas, con lo cual se mejora la calidad de vida de estas comunidades. (Paris, 2013)

En la actualidad se desarrollan varios proyectos que obedecen a políticas energéticas en esta dirección y se introducen leyes que incentivan a la generación de energía eléctrica por medio de la utilización de energías renovables para cubrir la falta de explotación del recurso. De estas energías renovables, la hidroeléctrica es la que ha tenido una mayor aplicación.(Rodriguez, 2013)

La energía hidráulica ha sido la de mayor acogida hasta el momento, a pesar del surgimiento de otras formas de obtención de energía eléctrica a partir de diversas fuentes de generación, tales como la energía nuclear, la eólica, la solar, entre otras. Debido a esa gran aceptación o respuesta que se logró de la generación hidroeléctrica, y a la importancia de la electricidad, cada vez se ha vuelto más especializado el estudio de este proceso, convirtiéndose en un amplio campo de acción de la ingeniería, debido a la magnitud y frecuencia de problemas que suelen presentarse y que deben resolverse.(Rodriguez, 2013)

Los beneficios de las centrales hidroeléctricas son mayores que sus inconvenientes porque es una energía limpia, autóctona y renovable. Este tipo de energía será más beneficiosa cuando se consiga reducir su impacto

ambiental manteniendo su caudal ecológico y promoviendo medidas que protejan la fauna y la flora

La cantidad de generación de energía producida mediante centrales hidroeléctricas varía cada año según las condiciones hidrológicas de cada río, pero en 2013 el total de generación mundial se estimó en 3.750 TW/h. Los países que lideran este rumbo son China, Brasil, Estados Unidos, Canadá, Rusia e India, todos ellos con grandes economías e importantes niveles de demanda de energía. A ellos le sigue Noruega, un país pequeño, con escasa población y que es un importante exportador de petróleo.

Por su parte, Turquía, que también integra el grupo de los 10 mayores productores de hidroelectricidad, está experimentando una rápida expansión en este sector, que le permite satisfacer el crecimiento significativo de la demanda nacional de electricidad.

En el ranking de nuevos emprendimientos hidroeléctricos, tanto Europa como África vienen haciendo un aporte mínimo, aunque por motivos opuestos. Europa tiene un alto porcentaje de aprovechamiento de sus recursos hídricos, a tal punto que es un dato significativo que siga incorporando energía proveniente de esta fuente, aunque sea mínima.(González, 2015)

Antes de la década de 1980 en Cuba se contaba con un pequeño número de instalaciones hidroeléctricas, entre ellas la Hanabanilla, las del Guaso y San Blas. Luego comenzó la construcción de hidroeléctricas, fundamentalmente mini y micro hidroeléctricas, destinadas a suministrar esta fuente de energía a pobladores del macizo montañoso.

La electrificación a partir de fuentes renovables permitiría satisfacer las necesidades de esas poblaciones, cuyas comunidades podrían disponer por fin de equipos indispensables para la salud y el desarrollo comunitario. Sin duda, la potenciación de las diversas formas de energía renovable, entre ellas la hidráulica, permite abaratar costos y generalizar aún más el uso de la electricidad en algunas actividades de las zonas rurales, sobre todo montañosas.

Con la actualización del modelo económico cubano y la apertura a la inversión extranjera en el país se ha iniciado un proceso de construcción y

modernización de las instalaciones hidráulicas, que en su gran mayoría tienen más de 20 años de explotación y cuentan con tecnología obsoleta. Se ha procedido a la sustitución de conductoras, generadores y turbinas, la reconstrucción de casas de máquinas y la colocación de reguladores de voltaje y frecuencia, con el fin de mejorar la calidad del servicio a las instalaciones en condiciones de aislamiento.

Hay que destacar que la industria nacional ha producido más de 300 turbinas de varios modelos, en colaboración con empresas de la rama, destacándose la empresa de producción de maquinaria y piezas de repuesto para las industrias azucarera, metalúrgica y energética Planta Mecánica

En 1980 Planta Mecánica, en colaboración con diferentes organizaciones de Naciones Unidas, países de América y Europa, así como con empresas y compañías de varios países comenzó el desarrollo de una gama de turbinas que diera respuesta a las necesidades de electrificación de zonas aisladas y montañosas de Cuba.

A partir de 1984 diseña y fabrica con tecnología propia turbinas para mini hidroeléctricas, una de ellas es la turbina de flujo cruzado tipo Banki en rangos de potencia hasta 200 kW. Ahora, después de varios años se desea retomar la fabricación de turbinas nacionales para PCH, por la viabilidad que representa este uso de energía renovable, que es tan poco explotado en nuestro país. Esto responde al Programa de las fuentes Renovables de Energía, específicamente, a la construcción de turbinas hidráulicas en Planta Mecánica

Para el desarrollo del potencial hidroenergético del país plasmado en el lineamiento 247, que expresa “Potenciar el aprovechamiento de las distintas fuentes renovables de energía...” Planta Mecánica con experiencia en el diseño, fabricación y montaje, se proyecta participar activamente en el programa de 56,1 MW a instalar hasta el 2030 que equivaldría a 2379,9 toneladas de CO_2 dejadas de emitir a la atmósfera.

En Cuba existe un potencial identificado de 122 343,7 kW en 230 sitios. De ellos sin explotar 56 MW que representa una generación de 274 534,5 MWh. De este potencial existen 34 sitios seleccionados en los cuales se desarrolla el proyecto: “Construcción de 34 Pequeñas Centrales Hidroeléctricas en Cuba”

Este proyecto se lleva a cabo con la colaboración de la Unión Eléctrica (UNE), la Empresa de Hidroenergía, la Empresa Importadora de Objetivos Electroenergéticos (ENERGOIMPORT), el Ministerio de la Construcción (MICONS), la Universidad Central "Marta Abreu" de Las Villas, la Empresa Planta Mecánica "Fabric Aguiar Noriega". El proyecto cuenta con una contribución externa de 8'800,000.00 dinares kuwaitíes (KWD) equivalentes a 28'977,000.00 CUC, (a la tasa 1x1), aportado por el Fondo Kuwaití para el Desarrollo Económico Árabe a través de un crédito blando para la importación de recursos y servicios, con una contribución local de 29'374,300.00 CUP, de ellos 10'898,600.00 CUC, aportados por la UNE.

El presente trabajo está enmarcado en las actividades del proyecto el cual tiene como objetivo general.

Objetivo:

Cálculo hidráulico y dimensionamiento de una turbina Michell-Banki, Diámetro 600, velocidad específica 142, garantizando estándares de eficiencia, bajos costos y fiabilidad en el servicio.

Objetivos específicos.

1. Profundizar en el funcionamiento y características de cada uno de los componentes de las turbinas tipo Michell-Banki, particularidades en su cálculo y dimensionamiento y antecedentes de diseño y fabricación en Cuba.
2. Establecer criterios para el cálculo hidráulico y dimensionamiento de turbinas Michell-Banki.
3. Proponer un procedimiento metodológico para el cálculo hidráulico y dimensionamiento de turbinas Michell-Banki.
4. Cálculo hidráulico y dimensionamiento de turbinas Diámetro 600 mm y velocidad específica 142.

Capítulo 1 Turbinas hidráulicas, su desarrollo tecnológico en Cuba.

1.1 Clasificación de las turbinas hidráulicas.

Las turbinas hidráulicas de acuerdo a su principio de funcionamiento se clasifican en:

1. Turbinas de acción.
2. Turbinas de reacción.

1.1.1 Turbinas de acción.

La presión del agua actúa directamente sobre los álabes del rodete, disminuyendo de valor a medida que avanza en su recorrido. Al estar el rodete completamente sumergido y sometido a la presión del agua, la carcasa que lo envuelve tiene que ser suficientemente robusta para poder resistirla. Dentro de las turbinas de acción se encuentran.

- a) Pelton.
- b) Michell-Banki

1.1.2 Turbinas de reacción.

La energía potencial se transforma en energía cinética, mediante un chorro de gran velocidad, que es proyectado contra los álabes fijos ubicados en la periferia de un disco. El agua, después de chocar contra los álabes, cae al canal de descarga con muy poca energía remanente, la carcasa puede ser ligera y solo tiene por misión evitar accidentes e impedir las salpicaduras del agua. Dentro de las turbinas de reacción se encuentran.

- c) Francis.
- d) Kaplan.
- e) Hélice o bulbo

En la tabla 1 se aprecia una clasificación de las turbinas hidráulicas en cuanto a la potencia, la posición de su árbol y la dirección de entrada del agua

Tabla 1: Clasificación de las turbinas hidráulicas.

La potencia.	Mini turbinas	< 1 kW de potencia
	Pico turbinas	Entre 1 y 3 kW
	Turbinas	> 3 kW de potencia
Posición de su árbol.	Horizontal.	Se conocen de todos los tipos con ambas disposiciones de árboles
	Vertical.	
Dirección de entrada del agua.	Radiales.	El agua entra perpendicularmente al eje, (Francis).
	Mixtas.	Combinación de axial y radial
	Axiales.	(Kaplan, hélice, Bulbo), el agua entra paralelamente al eje.
	Tangenciales.	El agua entra lateral o tangencialmente (Pelton) contra las palas, cangilones o cucharas de la rueda.

1.2 Principales características de las turbinas hidráulicas.

1.2.1 Turbina hidráulica Pelton.

Son turbinas de acción, en las que la tobera o toberas (una turbina de eje vertical puede tener hasta seis toberas, con uno o con dos rodetes) transforman la energía de presión del agua en energía cinética. Cada tobera produce un chorro, cuyo caudal se regula mediante una válvula de aguja. Suelen estar dotadas de un deflector, cuya misión es desviar el chorro para evitar que se embale la turbina, sin tener que cerrar bruscamente la válvula de aguja, maniobra que podría producir un golpe de ariete. Se utilizan en saltos entre 40 y 1200 metros.(Comisión Europea. European Small Hydropower Association, 1988)

El eje de las toberas está siempre situado en el plano meridiano del rodete. El agua sale de las cazoletas a velocidades muy bajas con lo que la carcasa que rodea al rodete no tiene que resistir ninguna presión.

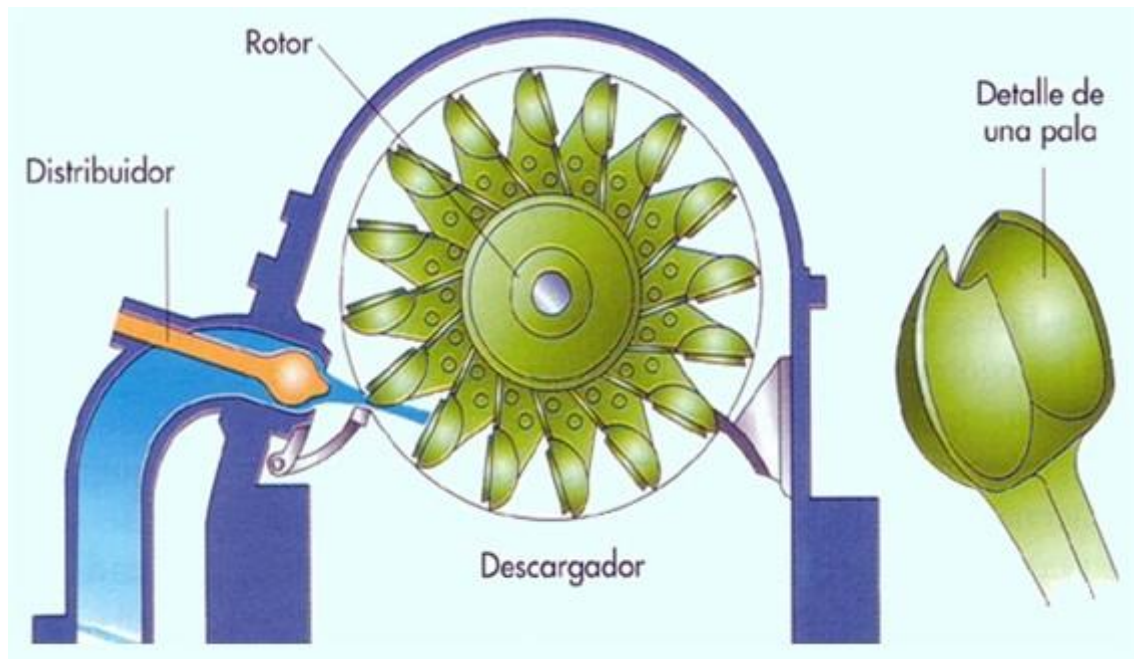


Figura 1: Esquema de una Turbina hidráulica Pelton.

1.2.2 Turbina hidráulica Turgo.

Tiene similitud con la turbina Pelton, puede trabajar en saltos con alturas comprendidas entre 15 y 300 metros (Comisión Europea. European Small Hydropower Association, 1988), se trata de una turbina de acción, pero sus álabes tienen una distinta forma y disposición. El chorro incide con un ángulo de 20° respecto al plano diametral del rodete, entrando por un lado del disco y saliendo por el otro. A diferencia de la Pelton, en la turbina Turgo el chorro incide simultáneamente sobre varios álabes de forma semejante a como lo hace el fluido en una turbina de vapor.

Su menor diámetro conduce, para igual velocidad periférica, a una mayor velocidad angular, lo que facilita su acoplamiento directo al generador, con lo que al eliminar el multiplicador reduce el precio del grupo y aumenta su fiabilidad.

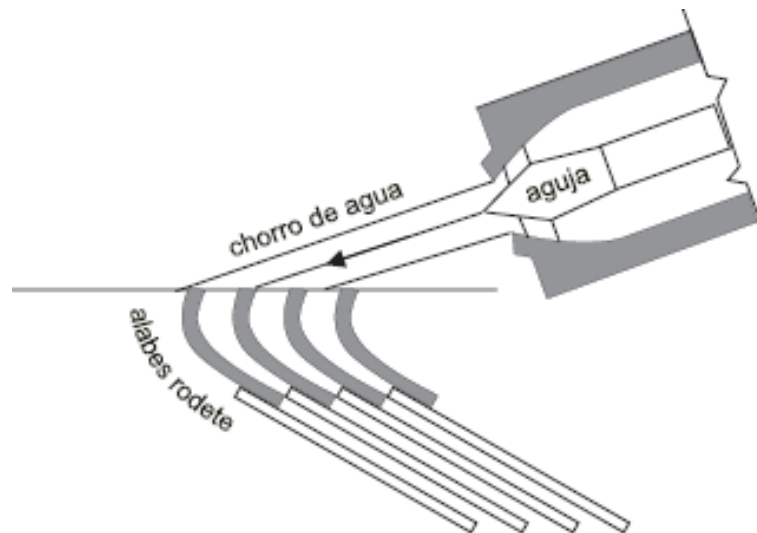


Figura 1: Esquema de una Turbina hidráulica Turgo.

1.2.3 Turbina hidráulica Michell-Banki.

Esta turbina, conocida también con los nombres de Ossberger y también turbina de flujo cruzado, se utiliza con una gama muy amplia de caudales (entre 20 l/s y 10 m³/s) y una horquilla de saltos entre 1 y 200 m (ESHA 1998). Su rendimiento máximo es inferior al 87%, pero se mantiene casi constante cuando el caudal desciende hasta el 16% del nominal, y tiene un mínimo técnico inferior al 10% del caudal de diseño (Comisión Europea. European Small Hydropower Association, 1988)

El agua hace su entrada por el adaptador. La pala directriz móvil, o también llamada distribuidor, regula la cantidad de fluido que penetra en el interior, según gire sobre su eje, habilitando una entrada mayor o menor. Además se encarga de direccionar el flujo para que la interacción del fluido con el rodete sea óptima. El agua pasa a través de la primera etapa de álabes del rodete, que funciona casi completamente sumergido (incluso con un cierto grado de reacción). Después de pasar por esta primera etapa, el flujo cambia de sentido en el centro del rodete y vuelve a cruzarlo en una segunda etapa totalmente de acción. Ese cambio de dirección no resulta fácil y da lugar a una serie de choques que son la causa de su bajo rendimiento nominal.

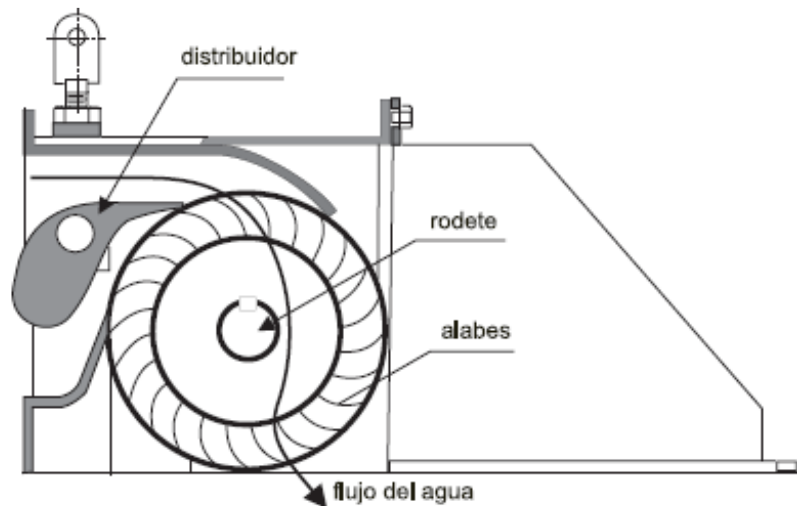


Figura 2: Esquema de una turbina hidráulica Michell-Banki.

El rodete consta de dos o más discos paralelos, entre los que se montan, cerca del borde, unas láminas curvadas que hacen el papel de álabes, estas se fabrican de acero perfilado estirado en frío y solamente tienen una curvatura lineal o sección de cilindro. Estos rodetes se prestan a una construcción artesanal en países en vía de desarrollo, aunque naturalmente nunca alcanzarán los rendimientos de las unidades construidas con los medios técnicos apropiados.

Fruto de la investigación y el desarrollo se han ido incorporando ciertas mejoras técnicas y se han aplicado numerosas ideas constructivas, de manera que este tipo de turbinas apenas tiene competencia en el campo de los pequeños y medianos caudales.

Su régimen de revoluciones viene a situarse entre 50 y 2000 rpm. (Comisión Europea. European Small Hydropower Association, 1988), en función de la caída y modelo de turbina concreto, se encuentra entre las turbinas de régimen lento. Es una turbina muy buena para caudales y caídas medios. A nivel de micro central no suele superar los 30 m por las dimensiones tan reducidas que resultan en el rodete.

Una de las posibles variaciones en la fabricación instalación consiste en el montaje de varios cuerpos de entrada de agua, el rodete está dividido en tres partes por discos sobre los que van montados los álabes, de manera que se permita la alimentación seccionada, por ejemplo, un tercio, dos tercios o tres tercios del rodete. Por otra parte, existen dos distribuidores. Con el pequeño se puede alimentar el primer cuerpo del rodete, produciendo 1/3 de la potencia

nominal. Con el álabe mayor se pueden alimentar los dos últimos cuerpos, llegando a generar $2/3$ de la potencia (Hernandez, 1980). Si ambos distribuidores se encuentran abiertos la producción de potencia es la total. Debido a la forma que tienen los álabes en el rodete no se van a producir esfuerzos axiales fuertes en el eje del mismo, a pesar de estar trabajando de una forma descompensada.

1.2.4 Turbina hidráulica Francis.

Son turbinas de reacción de flujo radial y admisión total, muy utilizadas en saltos de altura media, equipadas con un distribuidor de álabes regulables y un rodete de álabes fijos. En las turbinas Francis rápidas la admisión sigue siendo radial, pero la salida tiende a ser axial o flujo mixto. La turbina está fuertemente encastrada en el hormigón para evitar las vibraciones a bajo régimen.

En estas turbinas el agua se desplaza como encauzada en una conducción forzada, pasando del distribuidor fijo al rodete móvil al que cede su energía, sin entrar, en ningún momento, en contacto con la atmósfera. En las turbinas Francis los álabes distribuidores que regulan el caudal de agua que entra al rodete giran accionados mediante bielas accionadas por un anillo exterior que sincroniza su movimiento. Destaca la importancia de la carcasa y su caracol, en contraste con la envoltura de una Pelton.

Las turbinas Francis pueden ser de cámara abierta generalmente para saltos de poca altura o de cámara en espiral. En las turbinas con cámara en espiral, la carcasa, dependiendo del tamaño, se construye en hormigón armado, en acero soldado o en hierro fundido (Comisión Europea. European Small Hydropower Association, 1988)

Los álabes del rodete, cuando son pequeños suelen fabricarse en fundición de bronce al aluminio formando un solo cuerpo con el cubo. Cuando los rodetes son grandes los álabes, generalmente en chapa de acero inoxidable, se sueldan al cubo y a la llanta, generalmente en acero fundido.

En las turbinas de reacción, el agua a la salida del rodete, pasa antes de llegar al canal de descarga, por un tubo de aspiración o difusor, cuya misión es recuperar parte de la energía cinética contenida en el agua que abandona el rodete a una velocidad elevada.

Para disminuir la velocidad con que el agua llega al canal de descarga - la Pérdida cinética es proporcional al cuadrado de la velocidad, se aumenta la

sección de salida del difusor adoptando un perfil cónico. Su función es especialmente crítica en los rodets de alta velocidad específica porque el agua sale de estos rodets a una velocidad especialmente elevada (Comisión Europea. European Small Hydropower Association, 1988)

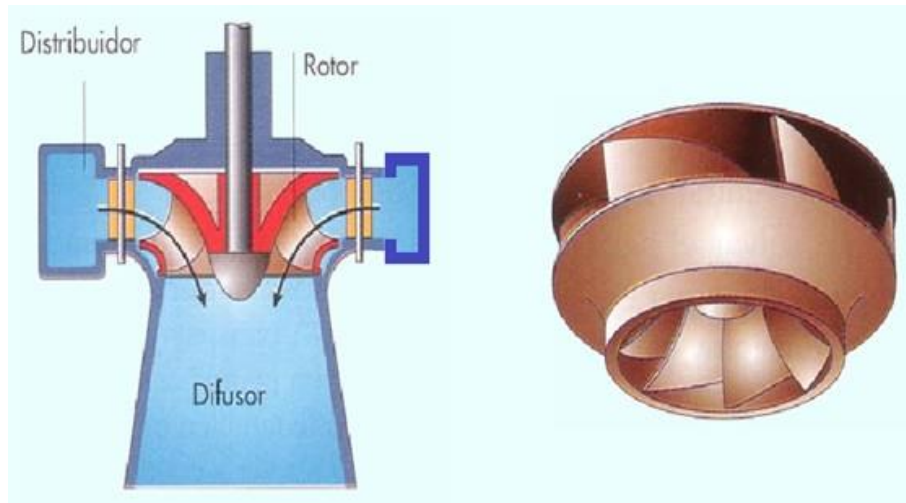


Figura 3: Esquema de una turbina hidráulica Francis.

1.2.5 Turbina hidráulica Kaplan.

Los álabes del rodete son siempre regulables, mientras que los de los distribuidores, pueden ser fijos o regulables. Si ambos son regulables la turbina es una verdadera Kaplan; si solo son regulables los del rodete, la turbina es una Semi-Kaplan(Comisión Europea. European Small Hydropower Association, 1988)

Para su regulación, los álabes del rodete giran alrededor de su eje, accionados por unas manivelas, que son solidarias de unas bielas articuladas a una cruceta, que se desplaza hacia arriba o hacia abajo por el interior del eje hueco de la turbina. Este desplazamiento es accionado por un servomotor hidráulico, con la turbina en movimiento. Las turbinas Kaplan son de admisión radial mientras que las semi-kaplan pueden ser de admisión radial o axial.

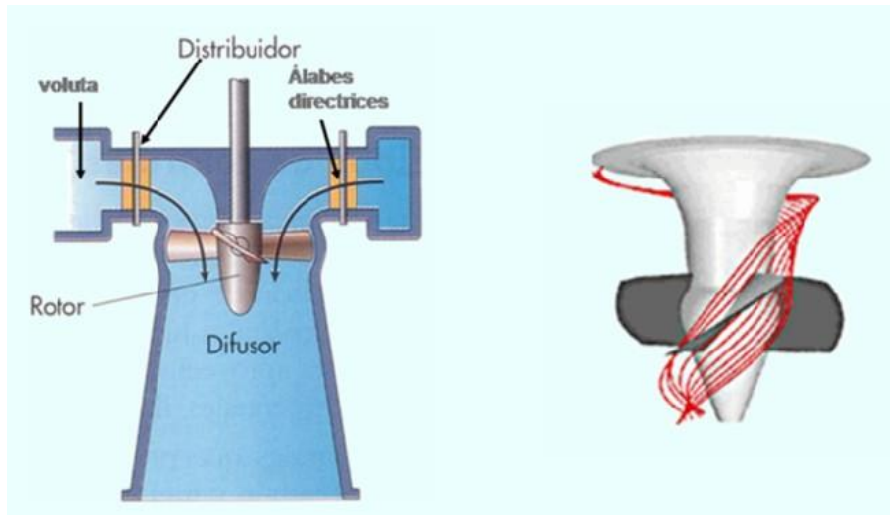


Figura 4: Esquema de una turbina hidráulica Kaplan.

1.2.5 Turbina hidráulica Hélice o de Bulbo.

Se caracterizan porque tanto los álabes del rodete como los del distribuidor son fijos, por lo que solo se utilizan cuando el caudal y el salto son prácticamente constantes.

Una derivación de esta es la turbina bulbo, es una derivación de las anteriores, caracterizada porque el agua pasa axialmente a través de álabes directrices fijos y porque el generador y el multiplicador (si existe) están contenidos en una carcasa estanca, con forma de bulbo, sumergida en el agua. Del bulbo salen solamente los cables eléctricos debidamente protegidos (Comisión Europea. European Small Hydropower Association, 1988)

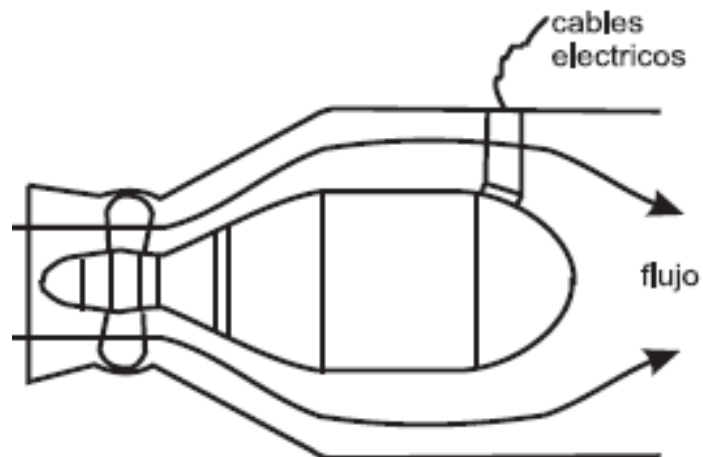


Figura 5: Esquema de una turbina hidráulica de Bulbo.

1.3 Impacto medioambiental del uso de la hidroenergía

1.3.1 Fauna y Flora

El efecto más destacado sobre los diferentes factores ambientales es el causado sobre las poblaciones de seres vivos que habitan en los ríos. La modificación de los ecosistemas naturales puede afectar seriamente a todas las especies presentes al modificar la cadena trófica aguas arriba, debido a cambios en los parámetros fisicoquímicos en el agua embalsada. También aguas abajo debido a la modificación en el arrastre de sedimentos que quedan estancados en las presas puede alterarse el equilibrio ecológico de los ecosistemas presentes. La realización de inventarios de fauna y flora previos, son imprescindibles para cuantificar las características bióticas del medio ambiente afectado.

En los casos de especies piscícolas que remontan los ríos se establecen barreras, imposibles de sortear, que quiebran el ciclo natural de estas especies llevándolas a su desaparición.

Por otro lado la anegación de los terrenos de ribera puede afectar a especies, principalmente vegetales, presentes en los márgenes del curso fluvial.

Para el establecimiento de presas se debe analizar muy detalladamente la fauna y flora presente para evitar perjuicios irreversibles derivados de la presencia de endemismos o especies protegidas.

1.3.2 Suelo

Dependiendo del tamaño de la presa a construir el efecto de ocupación por el agua de tierras fértiles ha de ser tenido en cuenta y valorado adecuadamente, más teniendo en cuenta que los suelos cercanos a cursos fluviales son de gran riqueza y muy aptos para la agricultura y pueden tener un gran valor natural.

Si los beneficios derivados de la generación de energía renovable no compensaran los perjuicios ocasionados al medio se debería desestimar su construcción y optar por otro tipo de energía verde alternativa.

1.3.3 Clima

La acumulación de masas de agua, favorece la evaporación de las mismas y puede afectar al microclima de la zona circundante. Este efecto es visible claramente en las grandes presas y no en las pequeñas presas que nos

ocupan. Se cita el efecto únicamente a título informativo dado que este efecto se pasa muchas veces por alto en procesos constructivos.

Otros efectos sobre el medio ambiente son muy limitados y fácilmente compensables mediante medidas correctoras establecidas principalmente en la fase de construcción y funcionamiento, con los planes de vigilancia ambiental.

1.4 Velocidad Específica.

1.4.1 Velocidad específica (n_s)

n_s es el número específico de revoluciones europeo y es el número de revoluciones por minuto a que giraría una turbina para que con un salto H_n de 1 metro, generase una potencia N de 1 CV

$$n_s = n \frac{\sqrt{N}}{H_n^{5/4}} \quad \text{Ec (1.1)}$$

Por la forma en que se ha definido, resulta que todas las turbinas semejantes tienen el mismo número de específico revoluciones n_s , pudiéndose definir también n_s como el número de revoluciones de una turbina de 1 CV de potencia que bajo un salto de 1 metro tiene el mismo rendimiento hidráulico que otra turbina semejante de N (CV), bajo un salto de H_n metros, girando a n rpm.

En lugar de comparar las turbinas que difieren a la vez en el salto H_n , potencia N y velocidad n , se comparan entre sí las que dan la misma potencia $N = 1$ CV, bajo el mismo salto $H_n = 1$ m, y que sólo difieren en su velocidad n_s ; cada una de ellas define una serie de turbinas semejantes de igual rendimiento, cuyas dimensiones se obtienen multiplicando las de la turbina modelo por $\sqrt{(2 g H_n)}$.

1.4.2 Número específico de revoluciones n_q .

En USA se ha introducido el concepto de número específico de revoluciones n_q que debería tener un tipo de turbina determinado, para evacuar un caudal $Q = 1$ m³/s, bajo un salto de $H_n = 1$ m, con el máximo rendimiento posible

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H_n^{3/4}} \quad \text{Ec (1.2)}$$

1.4.3 Velocidad específica, n_s y número específico de revoluciones n_q , su utilización en la clasificación y selección de turbinas.

La forma de caracterizar a las turbinas por su n_q parece bastante racional, por

cuanto los datos del problema suelen ser, generalmente, el caudal Q y el salto neto H_n , y no la potencia, como en el caso de n_s . Para calcular n_s es preciso determinar previamente la potencia fijando un rendimiento global que no se conoce, y que varía en cada salto con el caudal y con la velocidad y en cuyo cálculo hay que recurrir a métodos experimentales.

La ventaja de n_q frente a n_s radica en que no se basa en hechos hipotéticos, sino sobre datos que se pueden determinar exactamente antes de construir la turbina.

La relación entre n_q y n_s es:

$$n_s = \sqrt{\frac{\gamma \eta}{75}} n_q \quad \text{Ec (1.3)}$$

Y como el líquido es agua, resulta:

$$n_s = 3.65 \sqrt{\eta} n_q \quad \text{Ec (1.4)}$$

A partir de la experiencia acumulada en la fabricación y explotación de turbinas hidráulicas el número específico de revoluciones ha sido utilizado para su la clasificación y selección de turbinas, estableciendo rangos para cada una de ellas. Estos rangos pueden variar de acuerdo a las experiencias particulares que se presenten.

La velocidad específica o número específico de revoluciones, rige el estudio comparativo de la velocidad de las turbinas, y es la base para su clasificación. Se emplea en la elección de la turbina más adecuada, para un caudal y altura conocidos, en los anteproyectos de instalaciones hidráulicas, consiguiendo una normalización en la construcción de rodets de turbinas. De hecho, número específico de revoluciones ya sea n_s o n_q , se podría denominar más bien característica, tipo o algún nombre similar, puesto que indica el tipo de turbina.

Al analizar las ecuaciones de n_s y n_q , (1.5) (1.6).

$$n_s = n \frac{\sqrt{N}}{H_n^{5/4}} \quad \text{Ec (1.5)}$$

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H_n^{3/4}} \quad \text{Ec (1.6)}$$

La tabla 2 muestra los valores de velocidad específica para diferentes tipos de turbina

Tabla 2: Valores de n_s y n_q para diversos tipos de turbinas según(OLADE, 1980)

Tipo de turbina	n_q	n_s
Pelton un inyector	Hasta 9	Hasta 30
Pelton dos inyectores	4 ÷ 13	14 ÷ 42
Pelton tres inyectores	5 ÷ 22	17 ÷ 73
Michell-Banki	18 ÷ 60	60 ÷ 200
Francis lenta	18 ÷ 38	69 ÷ 125
Francis normal	38 ÷ 68	125 ÷ 225
Francis rápida	68 ÷ 135	225 ÷ 450
Axiales	105 ÷ 300	350 ÷ 1000

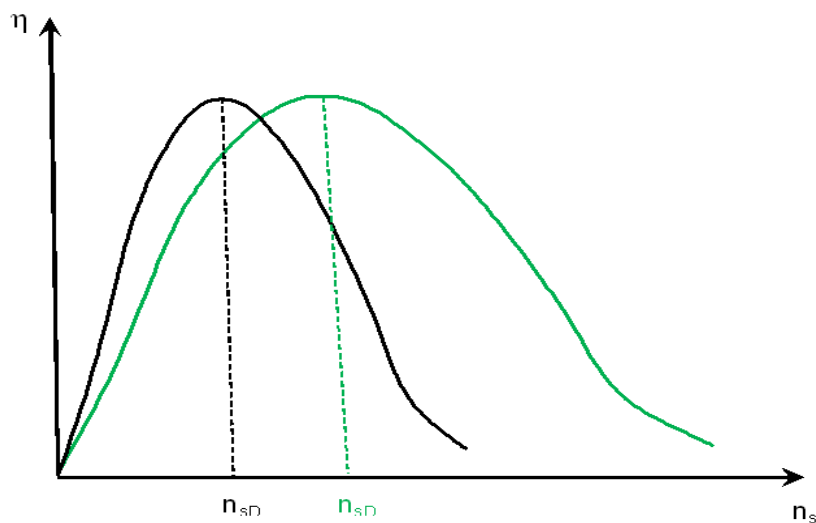


Figura 7: Variación del rendimiento en función de la velocidad específica.

Del análisis de las curvas de la figura 7 se observa que una turbomáquina puede funcionar en infinitos puntos, entre los cuales destaca uno sobre los demás y es aquel que proporciona el rendimiento máximo.

La velocidad específica que proporciona el rendimiento máximo es un parámetro característico a partir del cual se clasifican las turbomáquinas,

denominándose precisamente a este valor velocidad específica de la turbomáquina(García, 2011). Es cierto que la máquina puede funcionar con otros valores de la velocidad específica, pero estos serán velocidades específicas de funcionamiento o de trabajo, pero no reciben el nombre de velocidad específica de la turbomáquina.

1.5 Desarrollo y fabricación de turbinas Michel-Banki en Cuba.

A nivel nacional la empresa Planta Mecánica Villa Clara en colaboración con otras empresas de la rama han producido más de 300 turbinas de varios modelos. Hasta el momento se han fabricado 93 turbinas tipo Michell-Banki con diámetros de rodete desde D150 mm (potencia: 1,8 kW, instalada en Manantiales, Escambray, Cuba) hasta D400 mm (potencia: 220 kW, instalada en Monte Grande, Chiapas, México)

En la siguiente tabla se observa los modelos de turbinas Michell-Banki que se han fabricado, el diámetro de los rodetes de estas, la altura máxima del salto de agua y la potencia que desarrollará cada una.

Tabla 1: Modelos de turbinas Michell-Banki fabricadas en Planta Mecánica.

Modelo	D rodete (m)	A rodete (m)	H máx. (m)	P (kW)
B40.79 (15A3)	0.4	0.79	30	140
B40.60	0.4	0.60	45	200
B40.25	0.4	0.25	60	220
MB-2	0.3	0.09	100	60
15A2	0.3	0.2	15	30
B15.6,5	0.15	0.06	20	6

Para Cuba un programa de mini, micro y pequeñas centrales sobre la base de la importación total de los equipos, resulta poco atractivo por las dificultades económicas a la que hay que enfrentarse ya que el equipamiento principal, de producción mecánica muy especializada, en lo cual el principal valor añadido es el know how, es muy costoso en el mercado internacional. Sin embargo en

la fabricación de turbinas con pocos materiales se logran altísimos valores de producción, lo que resulta de gran interés para nuestra industria mecánica.(Mecánica, 2015)

La propuesta de Planta Mecánica a hidroenergía es suministrar el SET electromecánico, ejecutar el montaje, puesta en marcha y servicios de post venta para cada una de las instalaciones.

Según la planificación preliminar para el programa en cuestión, el plazo de ejecución será de 10 años, comenzando en el año 2015 hasta el 2025

1.5.1 Objetivos de la Inversión:

El objetivo fundamental de esta inversión es, recuperar los niveles productivos alcanzados en la década del ochenta, incrementando la fabricación de turbinas según planes de desarrollo energético proyectados por hidroenergía y que aparece reflejado en la demanda propuesta por ellos hasta el 2026.

1.5.2 Alcance de la Inversión:

Asociarse a un productor de calidad que suministre know how para asumir los tipos de turbina que se demandan hoy, suministro de aquellas partes que no se puedan fabricar en los inicios y adiestrar nuevos ingenieros en esta compleja tecnología.

Adquirir nuevo equipamiento que responda a las exigencias de calidad que requieren las turbinas hidráulicas

1.5.3 Principal comprador:

La UNE, específicamente la empresa de hidroenergía constituye el principal cliente de Planta Mecánica, con sus planes a mediano y largo plazo necesita obtener un nivel alto de turbinas de diferentes tipos entre las que se encuentran las Michell-Banki.

1.6 Principales características de las turbinas Michell-Banki

Actualmente la turbina hidráulica de flujo cruzado es clasificada como una turbina límite, en parte como turbina de impulso y en parte como turbina de reacción, dado que posee ambas características. En los primeros diseños esta clasificación estrictamente no era correcta, fue diseñada como una turbina de presión constante o turbina de acción, posible debido al amplio espacio entre el dispositivo de regulación del flujo el álabe directriz y el rodete. El inyector

directriz cumple la función semejante al inyector de la turbina Pelton, estrangular el flujo desde la presión en la tubería forzada hasta la presión al interior de la carcasa.

La turbina Michell-Banki es una turbina de acción de flujo transversal y de admisión parcial, que se utiliza generalmente en aquellos proyectos de generación eléctrica donde se utiliza una fuente con caudal y salto medio para satisfacer las necesidades de generación. (OLADE, 1980)

En los diseños actuales, el inyector está muy cercano al rodete, lo que provoca que la presión del fluido en los canales del rodete (formado por los alabes y los platos), sea mayor que su entorno, se obtengan valores ligeramente mayores a la presión del interior de la carcasa (situación completamente adversa a la presentada en los primeros diseños de presión constante). Esta afirmación se confirma con los resultados obtenidos de estudios efectuados respecto a la distribución de presiones en el rodete de la turbina; por tanto, la suposición de la presión constante en el fluido en su paso por el rodete puede considerarse válida, pero para el segundo efecto solamente, mas no para el primer efecto la situación descrita explica la actual clasificación que se le da a la turbina.

Su particularidad reside en el hecho de que el agua atraviesa el rotor en dos etapas: los álabes periféricos giran de forma sucesiva por un flujo radial centrípeto y radial centrífugo.

Además de su baja velocidad de aceleración, una de las grandes ventajas de dicha turbina es que su construcción es relativamente sencilla, puesto que sólo consta de dos a tres piezas en movimiento (Cotacallapa, 2005), (Góngora, 2012)

- El rotor (sin empuje axial).
- Los elementos de regulación del caudal (1 o 2).

Su particularidad reside en el hecho de que el agua atraviesa el rotor en dos etapas: los álabes periféricos giran de forma sucesiva por un flujo radial centrípeto y radial centrífugo (Cotacallapa, 2005)

El rotor está totalmente protegido del impacto de hojas, ramas, algas, embalajes plásticos, etc., que son expulsados tras una media vuelta gracias al efecto combinado del flujo del agua y la fuerza centrífuga.(Gonçalves, 2007)

Desde el punto de vista del rendimiento máximo, la turbina Francis es superior a la Cross-Flow para un caudal equivalente al 80% del caudal nominal. Sin embargo, el modelo Cross-Flow ofrece un mayor rendimiento en su uso para porcentajes bajos del caudal nominal (hasta $\pm 1/6$ del caudal nominal para una compartimentación de $1/3 - 2/3$). El rendimiento máximo no es siempre el mejor parámetro a considerar al elegir una turbina, pues todo dependerá de la frecuencia de los caudales turbinados (Hernandez, 1980)

La turbina de flujo transversal o Michell-Banki es una máquina utilizada principalmente para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos. Para las instalaciones hidroeléctricas de pequeñas dimensiones, su construcción resulta costosa. Para resolver este problema, deben desarrollarse modelos de turbinas hidráulicas Cross-Flow estandarizados y altamente robustos (Energía, 1986)

Su sencillo diseño y su fácil construcción, lo que la hace atractiva en el balance económico de un aprovechamiento a pequeña escala. (Group, 1995)

Lo que la hace interesante frente a otras turbinas clásicas, es la sencillez de su construcción para ciertos rangos de caída y caudal, su costo significativamente menor.

Amplio rango en la velocidad de giro, y una eficiencia constante para un amplio rango de caudales, aunque modesta (84%).

Sus ventajas principales están en su sencillo diseño y su fácil construcción, lo que la convierte en una solución atractiva para utilizar en un proyecto de un aprovechamiento a pequeña escala. Por sus características específicas, estas turbinas cubren el campo de las turbinas tipo Pelton con dos inyectores hasta la Francis normal. Siendo clasificada como una máquina de acción. Presenta características de reacción en la primera etapa. Su campo de aplicación atiende caídas de 3 a 100 m, caudales de 0,02 a 2,0 (m^3/s) y potencias de 1 a 100 kW (Intermediate Technology Development Group Perú, 2005).

Debido a su facilidad de estandarización puede presentar rotaciones específicas entre 40 y 200 rpm (OLADE, 1980). Por su simplicidad constructiva y las peculiaridades en cuanto a su funcionamiento, esta turbina se muestra altamente indicada para ser usada en microcentrales hidroeléctricas. Se destacan las siguientes ventajas:

1. Construcción simple, pocas piezas móviles, facilitando el mantenimiento.
2. Fácil instalación, disminuyendo los costos de obras civiles.
3. Costos iniciales inferiores a los otros dos tipos de turbinas usadas en centrales de baja caída.
4. Trabaja bajo condiciones ideales de funcionamiento, así sea funcionando con cargas parciales.
5. Puede trabajar en varias situaciones de caída y caudal, permitiendo su estandarización, consecuentemente disminuyendo los costos de fabricación.
6. Componentes, como el disco de rotor, la tapa y las hélices pueden ser fabricados a partir de una chapa de acero al carbono.
7. Las hélices solamente son simples y talladas.
8. Se adapta a tubos de succión.
9. Recomendada para pequeñas centrales hidráulicas.
10. Alto rendimiento a bajas cargas o cargas parciales, hasta con un 10% del factor de carga, se obtienen rendimientos aceptables.
11. Simplicidad constructiva, su costo de fabricación es bajo.

La admisión del flujo de agua en la turbina es parcial. El chorro de agua que incide en el rotor de la turbina posee sección rectangular y atraviesa el rotor dos veces; a cada paso del fluido por el rodete se denomina efecto, por cuanto la turbina es de doble efecto. El flujo en la turbina es centrípeto centrífugo; centrípeto en el primer efecto y centrífugo en el segundo efecto.

No existe deflexión axial en el flujo en su paso por la turbina, es decir los vectores velocidad son siempre perpendiculares al eje de la turbina. La energía transferida en el primer efecto por el fluido al rotor está entre el 70% al 80% y en el segundo efecto los restantes 20% al 30% de la energía total aprovechada por la turbina (AkerKar, 1989). Es considerada como una turbina que opera entre el límite de las turbinas de acción y reacción, dado que los canales del rotor están llenos de agua cuya presión es ligeramente superior a la atmosférica.

Una característica atractiva de estas máquinas es la forma aplanada de su curva de rendimientos. Esto se logra con un diseño de la turbina con admisión parcial. 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 rotor. Este tipo de diseño es el desarrollado por la firma Osserberge. (Vivier, 1966)

Esta clase de admisión permite obtener una curva de rendimiento como la de la figura 1 en la cual se observa la comparación con la curva de rendimiento de una turbina tipo Francis.

Su rendimiento máximo es inferior al 87%, pero se mantiene entre límites aceptables para caudales entre el 16% y el 100% del caudal máximo de diseño ($1/3$, $2/3$ $3/3$).

Las turbinas Michell-Banki son máquinas muy robustas, pueden operar con una amplia gama de caudales, por lo que resultan adecuadas para las centrales no conectadas a la red general que sirven a comunidades aisladas.

A continuación, se muestra el comportamiento aplanado de la curva de rendimiento que posee la turbina en relación con la Francis

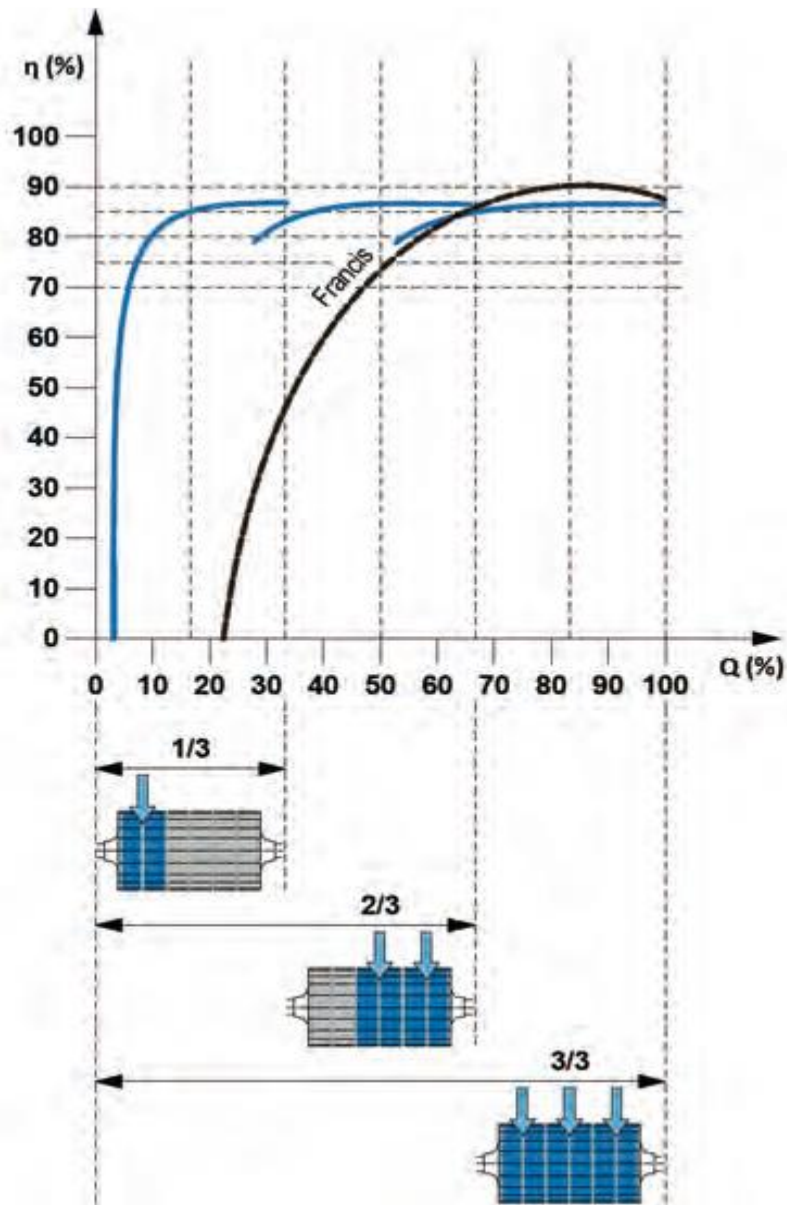


Figura 8: Curva de rendimiento de una turbina Michell-Banki con admisión parcial (Osseberg. 2016).

1.6.1 Campo de utilización de las turbinas Michell-Banki.

La figura 9 muestra los rangos para los cuales la turbina hidráulica de flujo cruzado se recomienda en contraste con los demás tipos de turbinas de acción y reacción y se resume el rango de valores para los diferentes parámetros que caracterizan el comportamiento de la turbina.

La utilización de estas turbinas conectadas a la red general es poco frecuente, para saltos mayores a 100 m, a causa de su inferior rendimiento frente a las turbinas Pelton que sería su posible alternativa en este rango de saltos; la utilización con saltos menores que 100 m es más frecuente, especialmente en

los casos en los que es ventajosa su capacidad de operar con caudales muy inferiores al nominal (García, 2011)

1.6.2 Otras áreas de aplicación de la turbina Michell-Banki

- Salidas de plantas de tratamiento
- Esclusas en canales
- Suministro de agua potable
- Sistemas de enfriamiento en plantas convencionales
- Dosificación/aguas residuales
- Agua potable y protección contra las inundaciones
- Sistemas de riego
- Plantas desalinizadoras
- Desagües de fondo de represas

En la siguiente figura se muestran el campo de aplicación de la turbina de flujo cruzado en cuento a la altura y caudal, esto resultado de las investigaciones a lo largo del tiempo

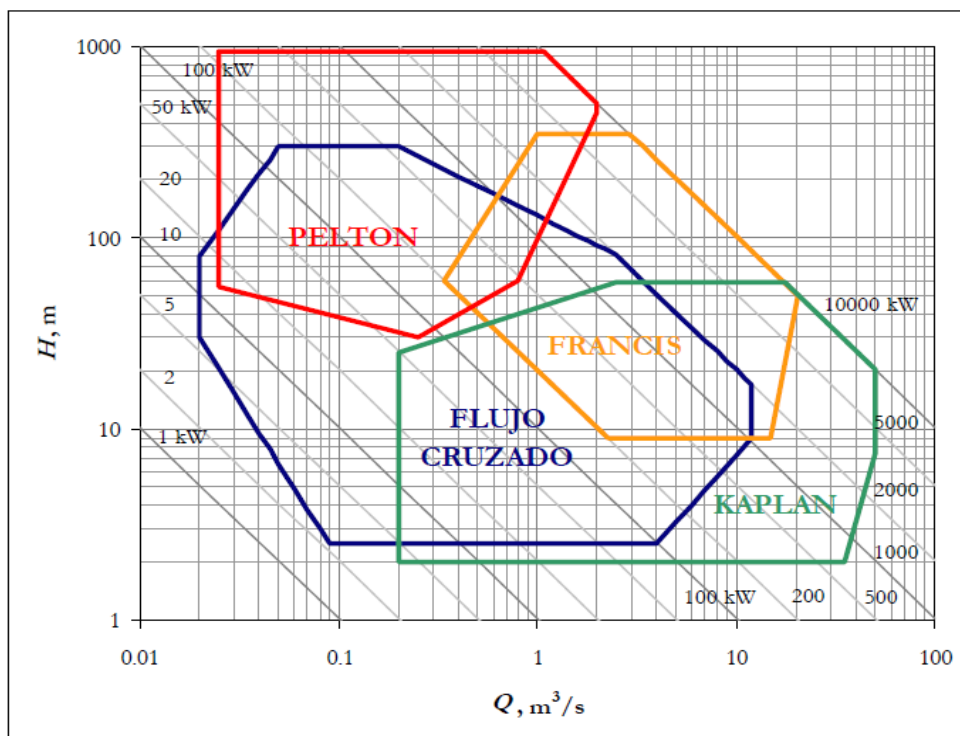


Figura 9: Campo de utilización de la turbina hidráulica de flujo cruzado. (Rodríguez, 2013)

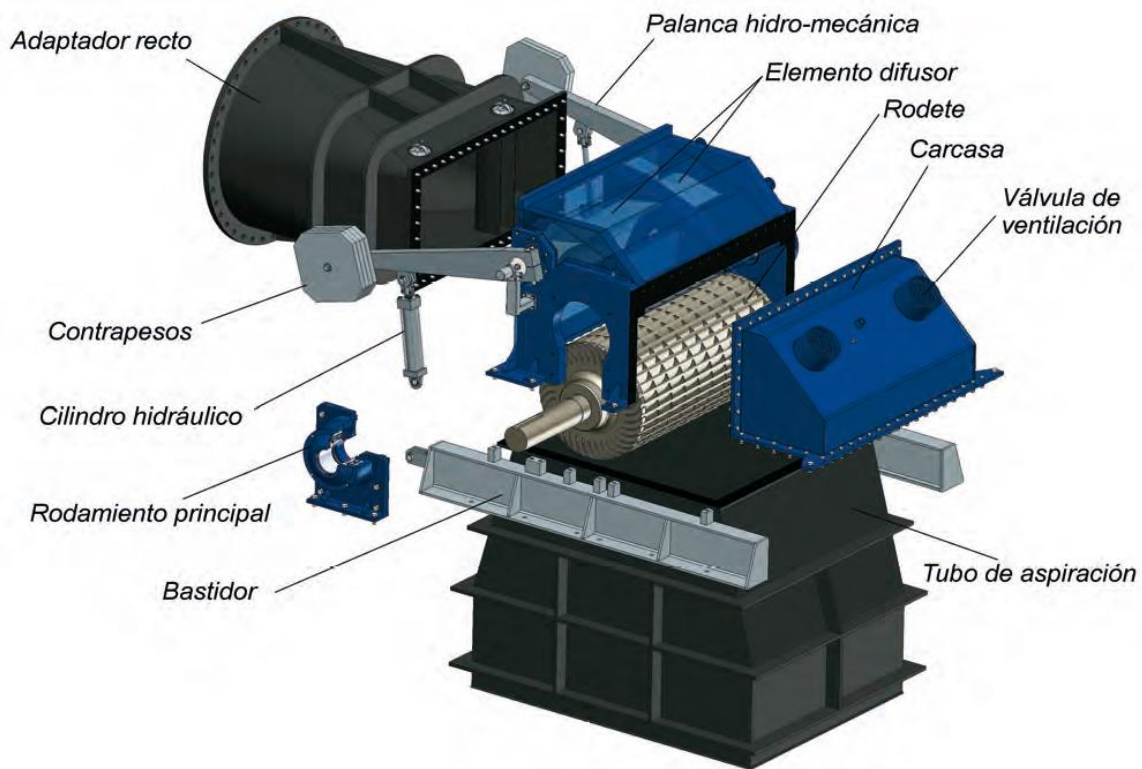


Figura 10: Componentes principales de la turbina Michel-Banki.(OSSBERGER, 2016)

1.6.3 Distribuidor, tobera, inyector o inyector directriz.

El distribuidor, tobera, inyector o inyector directriz; es un ducto cuya única finalidad es conducir al flujo de la tubería de presión de la central, minicentral o microcentral hidroeléctrica al rodete; transformando la energía potencial del fluido en energía cinética, de modo que el rodete pueda aprovechar esta energía cinética.

1.6.4 Álabes directriz, paleta directriz o compuerta de regulación

Es un elemento prescindible de la turbina, cumple una función semejante al obturador en la turbina Pelton o a los álabes móviles en las turbinas Francis, la cual es regular la carga variando el caudal.

1.6.5 Rotor o rodete.

Elemento principal de la turbina, cuya finalidad es transformar la energía cinética del fluido en energía mecánica de la manera más eficiente, aprovechando en forma óptima toda la energía cinética del fluido obtenida de la energía potencial del salto.

1.6.6 Carcaza

Elemento cuya finalidad fundamental es evitar el aspergeo del fluido en su trayectoria a través del rodete; dependiendo del modelo, otra finalidad puede ser, la de soportar la estructura de la turbina o parte de ella y transmitir los efectos o parte de ellos, a los apoyos o soportes de la turbina; en el caso de emplear el tubo de aspiración, el elemento especificado debe asegurar la hermeticidad correspondiente, para contar con la depresión requerida en toda la instalación.

1.6.7 Tubo de aspiración

Elemento cuya finalidad es semejante al tubo de aspiración de la turbina Francis, recuperar parte de la altura libre.

A continuación, se muestran las etapas de la turbina y sus partes principales

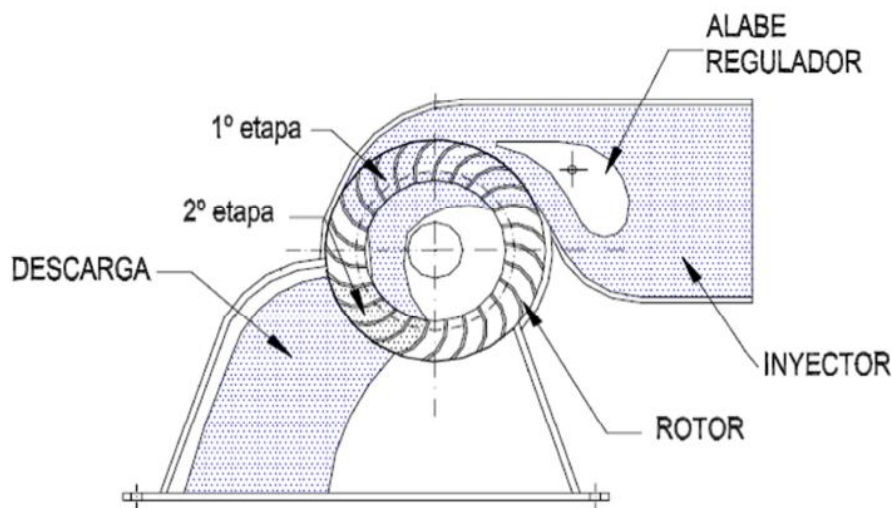


Figura 11: Etapas de la turbina y sus partes principales

En la mayoría de los casos el caudal máximo de los ríos y arroyos está disponible por pocos días solamente. La turbina original Ossberger de flujo cruzado aún utiliza caudales demasiado bajos para una turbina Francis, aumentando así su rendimiento anual, pudiéndose apreciar en la siguiente figura 12

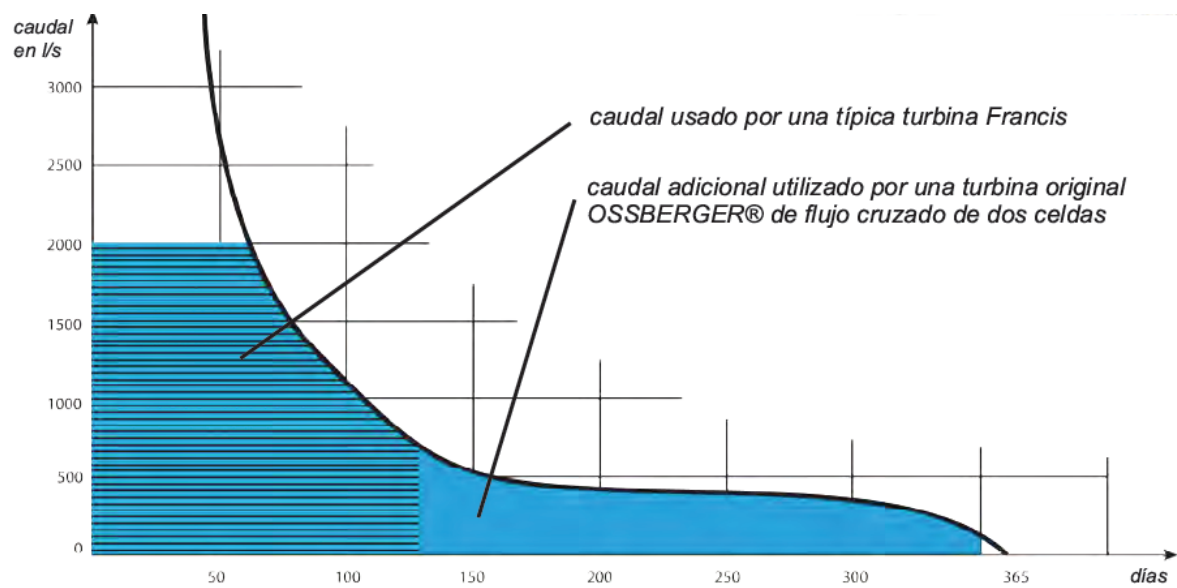


Figura 12: Caudales anual para la utilización de la turbina Michell-Banki

Capítulo 2: Criterios para el cálculo hidráulico y dimensionamiento de una turbina Michell-Banki

2.1 Diseño hidráulico.

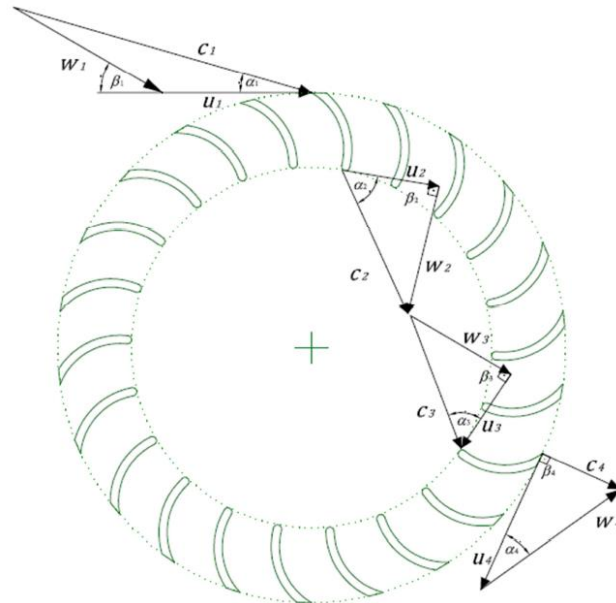


Figura 13: Triángulos de velocidades para las dos etapas del rotor de la turbina Michell-Banki (Góngora, 2012)

El diseño hidráulico de esta máquina se realiza con base a la suposición de que es una turbina de acción. Pero debido a las características de ésta se debe modificar el principio de máxima utilización de la energía en lo referente a la relación de velocidades. De la figura 14 se desprende que deberá cumplirse que:

$$C_1 = \frac{C_{u1}}{2} \quad \text{Ec (2.1)}$$

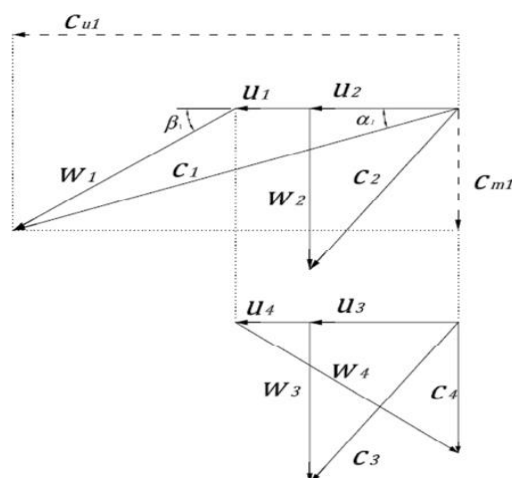


Figura 14: Triángulos de velocidades para la condición de máxima utilización de energía (Góngora, 2012)

2.1.1 Coeficiente de velocidad K_c del inyector:

El coeficiente de velocidad afecta a la velocidad absoluta de entrada y tiene en cuenta las pérdidas que se generan en el escurrimiento dentro del inyector. De acuerdo a esto se puede indicar que el coeficiente K_c afectara en forma directa al rendimiento hidráulico de la turbina, de manera que cuando K_c se aleja de la unidad decreciendo su valor (lo que equivale a un inyector ineficiente) se hace necesario un incremento en el ángulo de admisión.

El coeficiente K_c es un valor determinado generalmente en forma experimental y se han obtenido valores que van desde 0.95 a 0.98. Por su parte investigaciones sobre esta máquina realizadas por diferentes investigadores, arrojan valores tales como $K_c = 0.967$

Según (OLADE, 1980) proponen un rango de K_c de 0.97 a 0.98 y utilizan en el diseño $K_c = 0.98$, tratando de tener un inyector lo más eficiente posible, porque está el valor más cerca de la unidad. (Vivier, 1966) Propone que los valores de K_c se mueven desde 0.96 a 0.98.

Otros investigadores han obtenido valores como 0.95 (Ulku, 1988.) y 0.97 a 0.98 (Scheurer, 1980.), $K_c = 0.984$. Según (Landa, 2009) K_c se mueve entre valores 0.97 a 0.98 y utiliza en el diseño $K_c = 0.98$

En las turbinas de doble efecto el valor del coeficiente de velocidad K_c siempre será un valor menor que la unidad

$$K_c = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H_n}} \quad \text{Ec (2.2)}$$

Donde:

ΔH_i - Pérdida de presión por fricción que ocurre en el inyector al convertirse la presión estática en presión dinámica o de velocidad. El valor de ΔH_i puede determinarse de forma muy aproximada por la ecuación de Darcy:

$$\Delta H = f \frac{L V^2}{D_h 2g} \quad \text{Ec (2.3)}$$

H_n - Salto neto efectivo

Según (Bolarín, 2011) realiza el cálculo del coeficiente K_c del inyector de otra forma

$$K_c = \frac{N \sqrt{D_e}}{40.62 \sqrt{H_n}} \quad \text{Ec (2.4)}$$

Donde:

n- Velocidad nominal de la turbina

D_e- Diámetro exterior

H_n- Salto neto efectivo

2.1.2 Resolución del triángulo de velocidades a la entrada del rotor

Como se mencionó anteriormente la velocidad del inyector está dada por la ecuación, que reduciéndola se tiene:

$$C_1 = k_c \sqrt{2 * g * H} \quad \text{Ec (2.5)}$$

Reduciéndola quedaría:

$$C_1 = 4,429 * k_c * \sqrt{H}$$

Considerando la hipótesis de impulso y de acuerdo al triángulo de velocidades a la entrada se tiene:

$$C_1 = \frac{C_{u1}}{2} = \frac{C_1 \cos \alpha_1}{2} = \frac{4,429 * k_c * \sqrt{H} * \cos \alpha_1}{2}$$

Luego:

$$u_1 = 2,214 * k_c * \sqrt{H} * \cos \alpha_1 \quad \text{Ec (2.6)}$$

Y si $\alpha_1 = 16^\circ$ la velocidad tangencial será

$$u_1 = 2,127 * k_c * \sqrt{H} \quad \text{Ec (2.7)}$$

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

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

Luego:

$$W_1 = \frac{C_1 \cos \alpha_1}{\sin(180^\circ - \beta_1)} \quad \text{Ec (2.8)}$$

Reemplazando el valor de C_1 en la última expresión se obtiene:

$$W_1 = 2,127 * k_c * \sqrt{H_n} * \frac{\sin \alpha_1}{\sin(180^\circ - \beta_1)} \quad \text{Ec (2.9)}$$

Si $\alpha_1 = 16^\circ$ entonces $\beta_1 = 30^\circ$, por lo tanto la velocidad relativa a la entrada

$$W_1 = 2,458 * k_c * \sqrt{H} \quad \text{Ec (2.10)}$$

Por último para completar la resolución del triángulo de velocidades a la entrada se obtiene el valor de C_{m1} :

$$C_{m1} = C_1 * \sin \alpha_1 = 4,429 * k_c * \sqrt{H} * \sin \alpha_1$$

Es decir:

$$C_{m1} = 1,229 * k_c * \sqrt{H} \quad \text{Ec (2.11)}$$

2.1.3 Selección del diámetro del rotor

Antes de efectuar la selección del diámetro adecuado del rotor de la turbina, se deben tener en cuenta algunos factores que gravitan en el diseño:

- 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 provoquen fuertes perturbaciones en la vena fluida.

Una turbina Michell-Banki opera en condiciones similares cuando el valor Q/Hn es constante, también se sabe que la eficiencia de estas turbinas no varía apreciablemente en amplios intervalos de valores de Q y Hn (Pérez, 2007)

De acuerdo a lo dicho con anterioridad el diámetro de esta máquina no depende del caudal. Esta premisa facilita el diseño pues otorga al diámetro el carácter de parámetro independiente. Esto 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 hidroenergéticos los diámetros comúnmente utilizados van desde los 200 mm hasta los 500 mm. Lo que se hace frecuentemente es seleccionar el diámetro de las normalizaciones que ofrece la bibliografía disponible y tomar este como base del diseño.

Se presenta en la siguiente tabla el resultado de la experiencia recabada de distintos aprovechamientos hidroeléctricos existentes y pruebas de laboratorio.

Tabla 2: Selección del diámetro del rotor (Energía, 1986)

$Q/\sqrt{H_n}$	Diámetro del rotor(mm)
0.02236 – 0.04743	200
0.04743 – 0.07906	300
0.07906 – 0.11068	400
0.11068 – 0.15812	500

En caso de que el valor de calcular $(Q/\sqrt{H})$ no aparezca en la tabla 2, se debe utilizar la tabla 3

A partir de la ecuación anterior y considerando varios valores para el diámetro del rodete, se llega a los resultados que se muestran en la tabla siguiente, en la que se aprecia de forma significativa que hay una amplia superposición en el campo aplicación de los diferentes rodetes. Por otro lado, es fácil demostrar que el coeficiente $(Q/\sqrt{H})_{\min} / (Q/\sqrt{H})_{\max}$, es equivalente a la condición más desfavorable de trabajo de la turbina a carga parcial $N/N_{\max}$. Todos los casos de la tabla están entre 8.8% y 9.2%, los cuales resultan excesivamente bajos y desfavorables por la caída que se produce en la eficiencia de la turbina.

Tabla 3: Selección del diámetro del rotor(Guzmán, 1986)

D_e (mm)	$(Q/\sqrt{H})_{\min}$	$(Q/\sqrt{H})_{\max}$
250	0.013	0.142
300	0.018	0.204
400	0.033	0.363
500	0.051	0.567
550	0.062	0.686
600	0.073	0.816
700	0.100	1.111
750	0.115	1.275

2.1.4 Diámetro interno del rotor

$$D_i = 0,66 * D_e$$

Ec (2.12)

2.1.5 Velocidad de giro de la turbina

Una vez seleccionado el diámetro exterior del rotor se procede a obtener la

velocidad de giro

$$n = 42,284 * K_c * \frac{\sqrt{H_n}}{D_e} * \cos \alpha_1$$

Por tanto:

$$n = 42,62 * K_c * \frac{\sqrt{H_n}}{D_e} \quad \text{Ec (2.13)}$$

Según (Marchegiani, 1992), una forma muy práctica de calcular la velocidad de giro

$$n = \frac{39,85 * \sqrt{H_n}}{D_e} \quad \text{Ec (2.14)}$$

2.1.6 Número de alabes del rotor

La selección del número de álabes se realiza en base al diámetro y las condiciones de funcionamiento de la turbina, es decir, altura y caudal (ITDG_Group, 2006). Se debe tener en cuenta que un reducido número de álabes provocará pulsaciones en la generación de la potencia, y un número elevado producirá una aceleración de la vena fluida con el consiguiente aumento de las pérdidas y el efecto de reja.

Según diversas investigaciones existe un número óptimo de álabes. En la tabla 4 se transcriben algunos resultados mostrados por (ITDG_Group, 2006)

Tabla 4: Parámetros característicos de distintos aprovechamientos (INE, 1986)

Referencia	$\frac{De}{D_i}$	$\frac{De}{B}$	Z	n_h
Yokohama.1985. Japón	0,66	4,25	26	80,60
VIGM. 1986. CCCP	0,63	3,00	24	78,00
GANZ.1984. Hungría	0,66	1,00	30	75,00
ALABAMA. 1983. USA	0,66	0,25	20	75,00
RESITA.1983. Rumania	0,66	1,28	24	73,00
KTU, 1987. TRAZBON. Turquía	0,54	0,81	24	71,30
OREGON. 1949. USA	0,66	1,09	20	68,00
VDI. 1981. Etiopía	0,67	3,26	36	66,00
LOS ANDES. 1973. Colombia	0,62	1,87	27	60,60
ODTU.1985. ANKARA. Turquía	0,83	1,44	30	55,60

De esta tabla se desprende que el número óptimo de álabes está entre 24 y 30.

Donde:

D_e - Diámetro externo del rotor (m)

D_i - Diámetro interno del rotor (m)

B - Ancho del rotor (m)

Z - Número de alabes del rotor

η_h - Rendimiento hidráulico

La Tabla que se muestra a continuación tiene en cuenta las premisas enunciadas anteriormente y permite adoptar un número de álabes óptimo en función del diámetro del rotor (Pérez, 2007)

Tabla 5: Selección del número de álabes del rotor (INE, 1986)

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

Según otras investigaciones seleccionan el número de álabes de la manera siguiente

El número de álabes está en función del diámetro del rodete, es así que se tiene el número óptimo de álabes del rodete. (Rodrigo, 2010)

Tabla 6: Número de álabes del rodete turbina (Rodrigo, 2010)

D_e (mm)	Z
200	22
300	24
400	26
500	28
600	30

2.1.7 Selección del espesor de los álabes del rotor

Para facilitar la construcción de los álabes frecuentemente se utilizan tuberías comerciales de acero al carbono sin costura, éstas son cortadas formando un arco de circunferencia con ángulo θ , como se muestra en la Figura 15.

La Tabla 7 muestra los diámetros y espesores de tuberías recomendados para

la construcción de los álabes (Pérez, 2007)

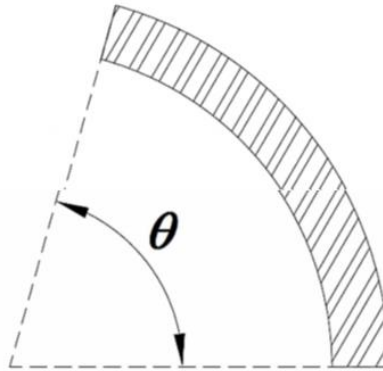


Figura 15: Sección transversal de un álabe del rotor

Tabla 7: Selección del espesor de los álabes del rotor (INE, 1986)

Rotor	Tubería		
Diámetro (mm)	Diámetro (pulg)	Espesor (mm)	Peso (kg)
200	2 1/2	5.16	8.62
300	4	6.02	16.07
400	5	6.55	21.78
500	6	7.11	28.26

2.1.8 Cálculo del ancho del rotor

Un factor importante a tener en cuenta es el cálculo del ancho del rotor. Este se calcula en función del diámetro seleccionado y los parámetros de funcionamiento H_n y Q (ITDG_Group, 2006)

Considerando que:

$$A_a = \frac{Q}{C_{m1}} \quad \text{Ec (2.15)}$$

Donde:

A_a - Área de admisión (m^2)

El área A_a se encuentra definida mediante la siguiente expresión:

$$A_a = B * P_z * Z_a \quad \text{Ec (2.16)}$$

Donde:

P_z - Paso entre los álabes (m)

Z_a - Número de álabes en la admisión

El paso P_z se define como:

$$P_z = \frac{\pi \cdot D}{Z} \quad \text{Ec (2.17)}$$

Definiendo la relación X_z como:

$$X_z = \frac{Z_a}{Z} \quad \text{Ec (2.18)}$$

Donde:

X_z - Relación entre el número de álabes de admisión y número de alabes totales del rotor

Teniendo en cuenta que el coeficiente X_z varía normalmente entre 0,05 y 0,35; se adopta como valor de referencia:

$$X_z = 0.23$$

Igualando Ec (2.16) y Ec (2.17), considerando Ec (2.15) y despejando B se tiene:

$$B = \frac{Q \cdot Z}{\pi \cdot D \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot Z_a}$$

Finalmente, la expresión para calcular el ancho del rotor queda:

$$B = 0.259 \cdot \frac{Q}{K_c \cdot D \cdot \sqrt{H_n} \cdot X_z} \quad \text{Ec (2.19)}$$

Cabe aclarar que el ancho del rotor dado por Ec (2.19) representa un valor de diseño mínimo requerido. Por otra parte la experiencia acumulada en la construcción de este tipo de máquinas demuestra que para que no existan pérdidas de caudal en la interfase entre el inyector y el rotor, el ancho del rotor deberá ser construido de 20 a 40 % mayor que el ancho del inyector (Pérez, 2007)

(Pérez, 2007). También utiliza las siguientes ecuaciones como ancho total del rotor

$$B = 1.3 \cdot B_i \quad \text{Ec (2.20)}$$

Donde

B - ancho del rotor

B_i - ancho del inyector

Una forma práctica de estimar el ancho del rodete es considerándolo como un 50% mayor que el ancho del inyector

$$B = 1.5 * B_i \quad \text{Ec (2.21)}$$

Donde:

B- ancho del rotor (m)

B_i - ancho del inyector (m)

2.1.9 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 misma. El inyector es el encargado de guiar el flujo hacia el rotor. Esta conducción debe 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 logre la mayor transformación posible de energía potencial en energía cinética (ITDG_Group, 2006)

El inyector posee una sección transversal de forma rectangular, compuesto por dos caras laterales rectas que permiten descargar el flujo sobre el ancho del rotor determinado como ancho de admisión, una cara inferior y una cara superior envolvente que guía el flujo. La cara superior posee una curva con un α_1 óptimo constante en cada punto de la misma donde la velocidad será tangente. La cara inferior es recta y puede tener un ángulo de 5° como máximo.

El chorro entra al rotor con un ángulo α_1 que es tangente a la periferia de la rueda. El fluido que abandona las paredes solidas del inyector es definido como un chorro libre y como la velocidad de salida tiene un valor un poco más pequeño que el valor de diseño, provoca un incremento en el arco de entrada

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 se tienen ángulos de admisión θ_a que van desde los 30° hasta los 120° , aunque 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° .

Tanto el ángulo como el arco de admisión estarán definidos de acuerdo con el valor de X_z adoptado con anterioridad, es decir, por el número de álabes en la admisión.

A continuación, en la Figura 16 se observa el esquema del inyector con las principales dimensiones.

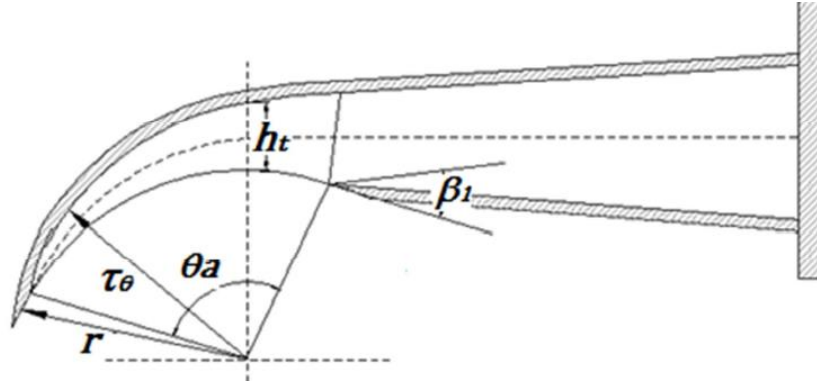


Figura 16: Sección característica del inyector (ITDG_Group, 2006)

El arco de admisión viene dado por la siguiente expresión:

$$L_a = \frac{\pi * D}{Z} * Z_a + Z_a * e \quad \text{Ec (2.22)}$$

Donde:

e- espesor de los álabes

Luego:

$$\theta_a = \frac{360}{\pi * D} * L_a \quad \text{Ec (2.23)}$$

Donde:

L_a - Longitud del arco de admisión [m]

e - Espesor de los álabes [m]

θ_a - Ángulo de admisión del rotor [°]

Bajo la hipótesis que el modelo matemático de la entrada y salida del caudal en el inyector puede definirse como un flujo potencial, la función que representa la curva envolvente del inyector (cara superior) para cualquier ángulo entre 0° y θ_a está dada por:

$$\tau_\theta = r * e^{\left[\frac{1 - \frac{\theta_i}{\theta_a}}{B * C} \right]} * Q \quad \text{Ec (2.24)}$$

Con:

$$C = 2.3 * \eta_h * \frac{D\sqrt{H}}{k_c} \quad \text{Ec (2.25)}$$

τ_θ - Radio de curvatura de la envolvente del inyector (m).

θ_i - Ángulo de la envolvente en un punto cualquiera (°).

C - Constante de la Ley de Torbellino Potencial (m²/s)

r - Radio del rotor (m).

η_h - Rendimiento hidráulico.

Finalmente, la altura del inyector h_t en cada punto de la envolvente está dada por:

$$h_t = \tau_\theta - r \quad \text{Ec (2.26)}$$

2.1.10 Cálculo del ancho del inyector

Para el cálculo del ancho del inyector, aplicando la ley de conservación de la masa entre la salida del inyector y la entrada del rotor se obtiene según (Pérez, 2007)

$$B_i = \frac{360 * Q}{(\pi D - eZ) * \theta_a * k_c * \sqrt{2gH_n} * \sin \alpha_1}$$

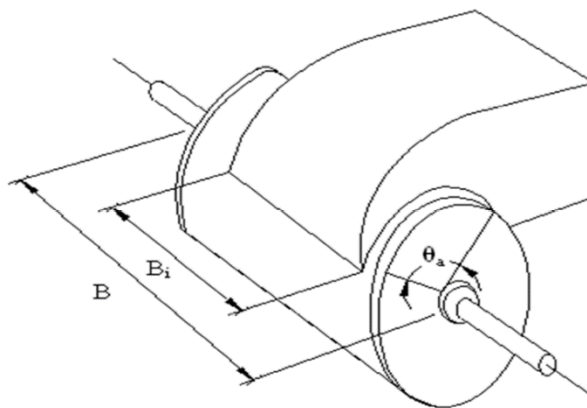


Figura 17 Dimensiones del rotor e inyector.

Según(OLADE, 1980). La única dimensión que varía en función del salto y caudal con que se diseña la turbina es el ancho del inyector, el cual se calcula con la fórmula

$$B = \frac{Q}{P * (\pi D_e - eZ) * K_0 * K_c * \sqrt{2gH} * \sin \alpha_2}$$

En donde:

Q- Es el caudal máximo que fluirá por la turbina [m³/seg]

P- Es un factor de arco de admisión que para el caso del inyector que se desarrolla en el manual, tiene un valor de 1

D_e- Es el diámetro exterior del rodete, [m]

e- Es el espesor de los alabes del rodete, [m]

Z- Es el número de álabes del rodete

K₀- Es el porcentaje de la circunferencia exterior del rodete por donde ingresa el agua, en este caso es 0,33

El inyector puede tener distintas 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.

Una forma práctica para determinar el ancho del inyector cuya geometría se indica en la figura, se expresa por:

$$B_i = \frac{0.96 * Q}{D_e \sqrt{H_n}} \quad \text{Ec (2.27)}$$

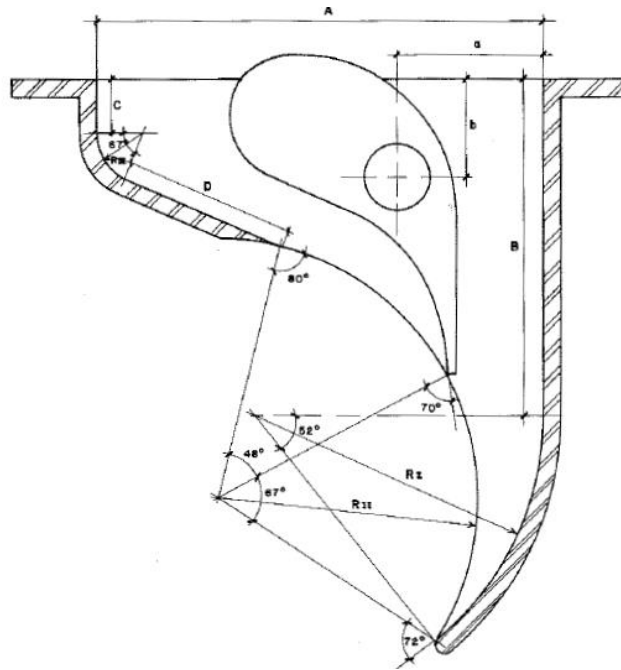


Figura 18: Inyector con álabe directriz

Para el caso de inyectores de geometría diferente, se puede obtener una fórmula práctica en base a la expresión siguiente:

$$B_i = \frac{\text{constante} \cdot Q}{D_e \sqrt{H_n}}$$

En este caso, utilizando la expresión general para el cálculo del ancho del inyector se deberá encontrar la constante para cada geometría

2.1.11 Rendimiento hidráulico de la turbina (Marchegiani, 1992)

$$\eta_{h \text{ máx}} = 0,863 - 0,264 \frac{D_e}{H_n} \quad \text{Ec (2.28)}$$

Para determinar el rendimiento de la turbina, hay que afectar el $\eta_{h \text{ máx}}$ por 9.2 % según la recomendación de (Guzmán, 1986), quedando de la siguiente forma

$$\eta_h = \eta_{h \text{ máx}} * (1 - 0,092) \quad \text{Ec (2.29)}$$

2.1.12 Razón de aspecto

Esta relación expresa que proporción hay entre el ancho del rotor y el diámetro exterior del mismo.

$$r = \frac{B}{D_e} \quad \text{Ec (2.30)}$$

La experiencia requiere que este valor esté comprendido entre 0,50 y 3,50 (Pérez, 2007)

2.2 Diseño Mecánico

Finalizado el diseño desde el punto de vista hidráulico, de las distintas partes que conforman la turbina, es necesario realizar el diseño mecánico para que no ocurra el deterioro prematuro de las partes y piezas de la turbina.

2.2.1 Caudal de agua sobre un álabe

Distribuyendo el caudal proveniente de la tubería de aducción entre el número de álabes en que el inyector distribuye el flujo a la entrada del rotor, se obtiene un caudal unitario como:

$$Q_a = \frac{Q}{Z_a} \quad \text{Ec (2.31)}$$

Q_a -Caudal sobre un álabe

Q - Caudal de ingreso a la turbomáquina.

Z_a - Numero de álabes en la admisión

2.2.2 Peso de un álabe

El peso unitario de cada álabe viene dado por la siguiente expresión:

$$P_a = P_u * L_a \quad \text{Ec (2.32)}$$

Donde:

P_a - Peso correspondiente a un álabe (N)

P_u - Peso por unidad de longitud del material constructivo de un álabe [kg/m],

L_a -Longitud de un álabe (m)

2.2.3 Peso total del rotor:

$$P_{tr} = Z * P_a + 75,963 * N_d * D_e^2 \quad \text{Ec (2.33)}$$

2.2.4 Fuerza hidráulica sobre un álabe

Esta fuerza se debe al cambio de dirección que experimenta el agua al pasar por las paletas del rotor. Se calcula aplicando la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento sobre un álabe, mostrado en la figura 19

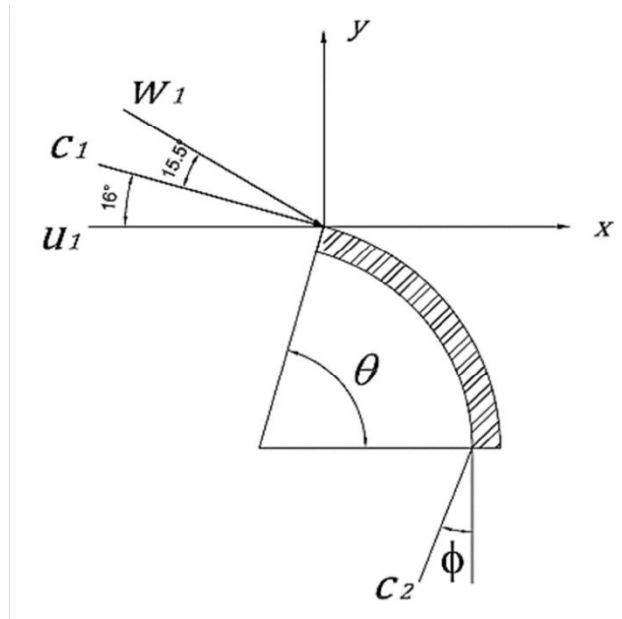


Figura19: Ángulos de incidencia sobre el álabe.

$$F_{hx} = 429.38 * Q_a * \sqrt{H_n} * (\cos 16^\circ - \sin \phi) \quad \text{Ec (2.34)}$$

$$F_{hy} = 429.38 * Q_a * \sqrt{H_n} * (\cos 16^\circ + \sin \phi) \quad \text{Ec (2.35)}$$

$$F_{hx} = \sqrt{F_{hx}^2 + F_{hy}^2} \quad \text{Ec (2.36)}$$

Donde:

F_{hx} - Fuerza hidráulica horizontal sobre un álabe del rotor (N).

F_{hy} - Fuerza hidráulica vertical sobre un álabe del rotor (N).

F_{hx} - Fuerza hidráulica resultante sobre un álabe del rotor (N).

ϕ - Ángulo entre la velocidad tangente y la absoluta a la salida de la primera etapa (°).

En la Tabla 7 se listan algunos valores de ángulos de salida y ángulos de arco de circunferencia de la geometría del álabe, ambos en función del diámetro del rotor.

Tabla 7: Ángulos característicos del rotor (INE, 1986)

Diámetro del rotor (mm)	ϕ (°)	Ω (°)
200	15,50	74,50
300	20,00	70,00
400	17,00	73,00
500	14,60	75,40

2.2.5 Fuerza centrífuga sobre un álabe

$$F_c = 0,895 * \frac{P_a * H_n}{D_e} \quad \text{Ec (2.37)}$$

2.2.6 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 8

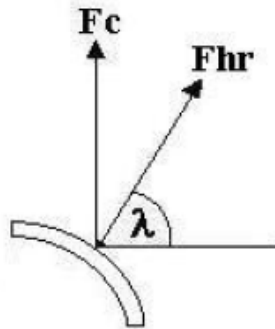


Figura 20: Composición de fuerzas sobre el álabe

$$R_x = F_{hr} * \cos \lambda \quad \text{Ec (2.38)}$$

$$R_y = F_{hr} * \sin \lambda + F_c \quad \text{Ec (2.39)}$$

$$R_T = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \quad \text{Ec (2.40)}$$

Tabla 8: Ángulo entre la fuerza hidráulica sobre el álabe y el eje X

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

2.2.7 Momento flector máximo sobre un álabe

$$M = \frac{R_T * B}{12} \quad \text{Ec (2.41)}$$

2.2.8 Esfuerzo máximo en el álabe

$$\sigma = E * M \quad \text{Ec (2.42)}$$

2.2.9 Diámetro máximo del eje del rotor:

$$d_{\text{máx}} = 0,328 * D_e \quad \text{Ec (2.43)}$$

Para el diseño se tomará un material con un límite de fluencia de 23 520 N/cm² y un factor de seguridad de 2. Por lo tanto, debe verificarse la relación Ec (2.44), de no ser así debe usarse un disco de refuerzo en el centro del rotor, el cual será idéntico a los discos laterales.

$$\sigma \leq \frac{23\,520 \text{ N/cm}^2}{f_s} \quad \text{Ec (2.44)}$$

Tabla 9. Factor de corrección del esfuerzo máximo en el álabe

Diámetro del rotor (mm)	E (1/cm ³)
200	510,88
300	250,32
400	162,92
500	111,91

2.2.10 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 21

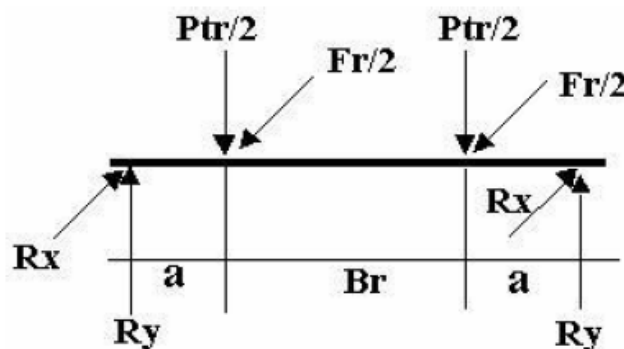


Figura 21: Diagrama de fuerzas sobre el eje del rotor

El diámetro mínimo del eje del rotor se calculó utilizando la fórmula de la ASME

$$d^3 = \frac{16}{\pi * s_d} \sqrt{(K_m M_{\text{máx}})^2 + (K_T T_{\text{máx}})^2} \quad \text{Ec (2.45)}$$

Donde:

$$sd = 0,20 * Sy \quad \text{Ec (2.46)}$$

$$T_{\text{máx}} = 974 \frac{Pt}{N} \quad \text{Ec (2.47)}$$

K_m - factor de momento flector para carga estable estimado un valor de 1,5

K_T - factor de momento torsor para carga estable estimado un valor de 1

$$M_{\text{máx}} = \sqrt{M_y^2 + M_x^2} \quad \text{Ec (2.48)}$$

Siendo:

$$M_x = Fr * a/2 \quad \text{Ec (2.49)}$$

$$M_y = Ptr * a/2 \quad \text{Ec (2.50)}$$

Donde:

$$Fr = 1948 \frac{N}{n * D_e} \quad \text{Ec (2.51)}$$

$$a = B/2 \quad \text{Ec (2.52)}$$

2.2.11 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.

$$n_c \geq 1,4 * n_e \quad \text{Ec (2.53)}$$

Donde:

n_c - Velocidad crítica de la turbina (rpm)

n_e - Velocidad de embalamiento de la turbina (rpm)

$$n_e = 1,8 * n \quad \text{Ec (2.54)}$$

$$n_c = \frac{29,88}{\sqrt{Y_{\text{máx}}}} \quad \text{Ec (2.55)}$$

$$Y_{\text{máx}} = \frac{W * a^2}{6 * E_r * I} (3B + 2a) \quad \text{Ec (2.56)}$$

$$W = \sqrt{(Fhr^2 + Fr^2)} \quad \text{Ec (2.57)}$$

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} \quad \text{Ec (2.58)}$$

2.2.12 Selección de los rodamientos

El diseño de los rodamientos se realiza calculando la capacidad de carga dinámica Cd

$$Cd = X * Fr \left(\frac{60 * n * Lh}{10^6} \right)^p \quad \text{Ec (2.59)}$$

Lh: Horas de funcionamiento, se consideran 200 000 horas de funcionamiento

X : Coeficiente radial del rodamiento, considerado como 1.

p : Es 1/3 para rodamientos de bolas y 3/10 para rodamiento de rodillos.

2.2.13 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:

$$F_{ti} = 390 * D_e * H_n * B \quad \text{Ec (2.60)}$$

2.2.14 Momento máximo sobre la plancha del inyector

$$M_i = \frac{F_{ti} * B}{12} \quad \text{Ec (2.61)}$$

2.2.15 Esfuerzo máximo sobre la plancha del inyector

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_i} \quad \text{Ec (2.62)}$$

Siendo:

$$W_i = \frac{0,39 * (e_i)^2 * D_e}{6} \quad \text{Ec (2.63)}$$

e_i- Espesor de la plancha del inyector

2.2.16 Comprobación del espesor de la plancha del inyector

$$\sigma_i \leq \frac{\sigma_f}{2} \quad \text{Ec (2.64)}$$

Capítulo 3. Procedimiento para el cálculo y dimensionamiento hidráulico de turbinas Michel-Banki.

1. Selección del coeficiente de velocidad del inyector K_c según(OLADE, 1980).

$$K_c = 0,98$$

2. Determinar la relación $K = Q/\sqrt{H_n}$

3. Seleccionar el diámetro exterior del rotor

Utilizando la tabla 3, conociendo el valor de $Q/\sqrt{H_n}$

Tabla 3: Selección del diámetro del rotor

$D_e(\text{mm})$	$(Q/\sqrt{H}) \text{ min}$	$(Q/\sqrt{H}) \text{ máx}$
250	0.013	0.142
300	0.018	0.204
400	0.033	0.363
500	0.051	0.567
550	0.062	0.686
600	0.073	0.816
700	0.100	1.111
750	0.115	1.275

4. Cálculo de diámetro interno del rotor.

$$D_i = 0,66 * D_e \quad \text{Ec (2.12)}$$

5. Cálculo de la velocidad de giro de la turbina.

$$n = 42,62 * K_c * \frac{\sqrt{H_n}}{D_e} \quad \text{Ec (2.13)}$$

6. Cálculo de la velocidad específica de la turbina.

$$n_s = n \frac{\sqrt{N}}{H_n^{5/4}} \quad \text{Ec (1.5)}$$

7. Comprobación de la velocidad específica calculada

Tabla 2: Valores de n_s y n_q para diversos tipos de turbinas

Tipo de turbina	n_q	n_s
Pelton un inyector	Hasta 9	Hasta 30
Pelton dos inyectores	4 ÷ 13	14 ÷ 42
Pelton tres inyectores	5 ÷ 22	17 ÷ 73
Michell-Banki	18 ÷ 60	60 ÷ 200
Francis lenta	18 ÷ 38	69 ÷ 125
Francis normal	38 ÷ 68	125 ÷ 225
Francis rápida	68 ÷ 135	225 ÷ 450
Axiales	105 ÷ 300	350 ÷ 1000

8. Selección del número de alabes del rotor,

Se seleccionara el diámetro consultando la tabla 6

Tabla 6: Número de álabes del rodete turbina

D_e (mm)	Z
200	22
300	24
400	26
500	28
600	30

9. Selección del espesor de los álabes del rotor.

Tabla 7: Selección del espesor de los álabes del rotor

Rotor	Tubería		
Diámetro (mm)	Diámetro (pulg)	Espesor (mm)	Peso (kg/m)
200	2 1/2	5,16	8,62
300	4	6,02	16,07
400	5	6,55	21,78
500	6	7,11	28,26

10. Cálculo del ancho del rotor.

$$Br = 0,259 * \frac{Q}{K_c * D_e * \sqrt{H_n} * X_z} \quad \text{Ec (2.19)}$$

11. Cálculo del arco de admisión

$$L_a = \frac{\pi * D}{Z} * Z_a + Z_a * e \quad \text{Ec (2.22)}$$

12. Cálculo del ángulo de admisión del rotor.

$$\theta_a = \frac{360}{\pi * D_e} * L_a \quad \text{Ec (2.23)}$$

13. Cálculo del radio de curva de la evolvente del inyector.

$$\tau_\theta = r * \exp \left[\frac{1 - \frac{\theta_i}{\theta_a}}{B * C} \right] * Q \quad \text{Ec (2.24)}$$

$$C = 2,3 * \eta_h * \frac{D\sqrt{H}}{k_c} \quad \text{Ec (2.25)}$$

14. Cálculo del ancho del inyector

$$15. Bi = \frac{0,96 * Q}{D_e \sqrt{H_n}} \quad \text{Ec (2.27)}$$

16. Cálculo del rendimiento hidráulico de la turbina.

$$\eta_{h \text{ máx}} = 0,863 - 0,264 \frac{D_e}{H_n} \quad \text{Ec (2.28)}$$

$$\eta_h = \eta_{h \text{ máx}} * (1 - 0,092) \quad \text{Ec (2.29)}$$

17. Cálculo de razón de aspecto.

$$r = \frac{B}{D} \quad \text{Ec (2.30)}$$

Para realizar el diseño mecánico se deberá realizar mediante el criterio mostrado en el capítulo anterior (Pérez, 2007), ya que los autores que estudian e investigan en el tema, no difieren en cuanto al diseño mecánico mostrado por eso quedará de la siguiente manera.

18. Cálculo del caudal de agua sobre un álabe.

$$Q_a = \frac{Q}{Z_a} \quad \text{Ec (2.31)}$$

19. Cálculo del peso de un álabe.

$$P_a = P_u * L_a \quad \text{Ec (2.32)}$$

P_u - se encuentra en la tabla 7

20. Cálculo del peso total del rotor.

$$P_{tr} = Z * P_a + 75,963 * N_d * D_e^2 \quad \text{Ec (2.33)}$$

21. Cálculo de la fuerza hidráulica sobre un álabe.

Es necesario consultar la tabla 7

$$F_{hx} = 429,38 * Q_a * \sqrt{H_n} * (\cos 16^\circ - \sin \emptyset) \quad \text{Ec (2.34)}$$

$$F_{hy} = 429,38 * Q_a * \sqrt{H_n} * (\cos 16^\circ + \sin \emptyset) \quad \text{Ec (2.35)}$$

$$F_{hx} = \sqrt{F_{hx}^2 + F_{hy}^2} \quad \text{Ec (2.36)}$$

Tabla 7: Ángulos característicos del rotor

Diámetro del rotor (mm)	$\emptyset$ (°)	Ω (°)
200	15,50	74,50
300	20,00	70,00
400	17,00	73,00
500	14,60	75,40

22. Cálculo de la fuerza centrífuga sobre un álabe.

$$F_c = 0,895 * \frac{P_a * H_n}{D} \quad \text{Ec (2.37)}$$

23. Cálculo de la fuerza total sobre el álabe.

Es necesario consultar la tabla 8 para determinar el ángulo λ

$$R_x = F_{hr} * \cos \lambda \quad \text{Ec (2.38)}$$

$$R_y = F_{hr} * \sin \lambda + F_c \quad \text{Ec (2.39)}$$

$$R_T = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \quad \text{Ec (2.40)}$$

Tabla 8: 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

24. Cálculo del momento flector máximo sobre un álabe.

$$M = \frac{R_T * B}{12} \quad \text{Ec (2.41)}$$

25. Cálculo del esfuerzo máximo en el álabe. Para hallar E, es necesario utilizar la tabla 9

$$\sigma = E * M \quad \text{Ec (2.42)}$$

Tabla 9: Factor de corrección del esfuerzo máximo en el álabe

Diámetro del rotor (mm)	E (1/cm ³)
200	510,88
300	250,32
400	162,92
500	111,91

26. Cálculo del diámetro máximo del eje del rotor.

Es necesario verificar la condición Ec (2.44) y se tomara un factor de seguridad $f_s = 2$

$$d_{\text{máx}} = 0,328 * D_e \quad \text{Ec (2.43)}$$

$$\sigma \leq \frac{23\,520 \text{ N/cm}^2}{f_s} \quad \text{Ec (2.44)}$$

27. Cálculo del diámetro mínimo del eje del rotor.

$$d^3 = \frac{16}{\pi * s_d} \sqrt{(K_m M_{\text{máx}})^2 + (K_T T_{\text{máx}})^2} \quad \text{Ec (2.45)}$$

$$s_d = 0,20 * S_y \quad \text{Ec (2.46)}$$

$$T_{\text{máx}} = 974 \frac{P_t}{N} \quad \text{Ec (2.47)}$$

$$M_{\text{máx}} = \sqrt{M_y^2 + M_x^2} \quad \text{Ec (2.48)}$$

$$M_x = F_r * a/2 \quad \text{Ec (2.49)}$$

$$M_y = P_{tr} * a/2 \quad \text{Ec (2.50)}$$

$$Fr = 1948 \frac{P_t}{N * D_e} \quad \text{Ec (2.51)}$$

$$a = Br/2 \quad \text{Ec (2.52)}$$

K_m - factor de momento flector para carga estable estimado un valor de 1,5

K_T - factor de momento torsor para carga estable estimado un valor de 1

$$N = (9800 * Q_{\max} * H) * \eta_h \quad \text{Ec (2.53)}$$

Donde

$$Q_{\max} = 1,33 * Q$$

28. Cálculo de la velocidad crítica de la turbina.

Comprobar la condición (2.53)

$$n_c \geq 1,4 * n_e \quad \text{Ec (2.54)}$$

$$n_e = 1,8 * n \quad \text{Ec (2.55)}$$

$$n_c = \frac{29,88}{\sqrt{Y_{\max}}} \quad \text{Ec (2.56)}$$

$$Y_{\max} = \frac{W * a^2}{6 * E_r * I} (3B + 2a) \quad \text{Ec (2.57)}$$

$$W = \sqrt{(F_{hr}^2 + Fr^2)} \quad \text{Ec (2.58)}$$

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} \quad \text{Ec (2.59)}$$

29. Cálculo de capacidad de carga dinámica de los rodamientos

$$Cd = X * Fr \left(\frac{60 * n * L_h}{10^6} \right)^p \quad \text{Ec (2.60)}$$

30. Cálculo de la fuerza total sobre la plancha del inyector.

$$F_{t_i} = 390 * D_e * H_n * B_i \quad \text{Ec (2.61)}$$

31. Cálculo del momento máximo sobre la plancha del inyector.

$$M_i = \frac{F_{t_i} * B_i}{12} \quad \text{Ec (2.62)}$$

32. Cálculo del esfuerzo máximo sobre la plancha del inyector.

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_i} \quad \text{Ec (2.63)}$$

$$W_i = \frac{0,39*(e_i)^2*D_e}{6} \quad \text{Ec (2.64)}$$

(e_i) –Espesor de la plancha del inyector

33. Comprobación del espesor de la plancha del inyector

$$\sigma_i \leq \frac{\sigma_f}{2} \quad \text{Ec (2.65)}$$

Capítulo 4: Cálculo hidráulico y dimensionamiento de una turbina Michell-Banki. Diámetro 600 mm. Velocidad específica 142.

A partir de los datos de $Q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $H_n = 5 \text{ m}$,

4.1. Selección del coeficiente de velocidad del inyector
 $K_c = 0,98$ según el criterio de (OLADE, 1980)

4.2 Cálculo de la relación $K = Q/\sqrt{H_n}$

$$K = \frac{Q}{\sqrt{H_n}}$$

$$K = \frac{1 \text{ m}^3/\text{s}}{\sqrt{5 \text{ m}}}$$

$$K = 0,447$$

4.3 Selección del diámetro exterior del rotor

Utilizando el valor de K, se busca en la tabla 3 un rango, preferiblemente que K sea un valor intermedio del rango seleccionado y se toma el diámetro correspondiente.

Se seleccionó un diámetro de 600 mm

4.4 Cálculo del diámetro interior del rotor

$$D_i = 0,66 * D_e \quad \text{Ec (2.12)}$$

$$D_i = 0,66 * 600 \text{ mm}$$

$$D_i = 396 \text{ mm}$$

4.5 Cálculo de la velocidad de giro de la turbina

$$n = \frac{39,85\sqrt{H}}{D_e} \quad \text{Ec (2.14)}$$

$$n = \frac{39,85\sqrt{5}}{0,6}$$

$$n = 150 \text{ rpm}$$

Con este valor se puede apreciar que esta turbina, no tiene una gran velocidad gira lenta, en esto influye mucho que el diámetro exterior del rodete es grande
 $D_e = 0,6 \text{ m}$

4.6 Cálculo de la potencia de la turbina

$$N = (9800 * Q_{\max} * H_n) * \eta_h \quad \text{Ec (2.53)}$$

$$N = \left(9800 * \frac{1,33\text{m}^3}{\text{seg}} * 5\text{m} \right) * 0,75$$

$$N = 50 \text{ kW}$$

$$Q_{\max} = Q * 1,33$$

$$Q_{\max} = 1 * 1,33$$

$$Q_{\max} = 1,33 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

4.7 Cálculo de la velocidad específica de la turbina.

$$n_s = n \frac{\sqrt{N}}{H_n^{5/4}} \quad \text{Ec (1.5)}$$

$$n_s = n \frac{\sqrt{50}}{5^{5/4}}$$

$$n_s = 142$$

4.8 Comprobación de la n_s

La velocidad específica de la turbina si está dentro del rango recomendado por la bibliografía consultada, verificándose en la tabla 2

$$n_s = 142$$

$$60 \leq n_s \leq 200$$

4.9 Selección del número de álabes del rodete turbina

Como se puede ver en la tabla 6, según el diámetro exterior del rodete, el número óptimo de álabes del rotor es 30

Este valor se encuentra dentro del rango de álabes óptimos para una turbina Michell-Banki

4.10 Selección del espesor de los álabes del rotor

En la tabla 7 no aparecen los datos correspondientes para un diámetro exterior del rodete de 600 mm, por lo que se seleccionó una tubería de 8 pulgadas y a continuación se muestran los siguientes datos:

Tubería		
Diámetro (pulg)	Espesor (mm)	Peso (kg)
8	8,18	42,49

Por lo tanto, el espesor de los álabes será de 8,18 mm

4.11 Cálculo del ancho del rotor.

$$Br = 0,259 * \frac{Q}{K_c * D * \sqrt{H_n} * X_z} \quad \text{Ec (2.19)}$$

$$Br = 0,259 * \frac{1 \text{ m}^3/\text{s}}{0,98 * 0,6 \text{ m} * \sqrt{5 \text{ m}} * 0,23}$$

$$Br = 0,856 \text{ m}$$

4.12 Cálculo del arco de admisión

$$L_a = \frac{\pi * D}{Z} * Z_a + Z_a * e \quad \text{Ec (2.22)}$$

$$L_a = \frac{3,14 * 0,6 \text{ m}}{30} * 6,9 + 6,9 * 0,00818 \text{ m}$$

$$L_a = 0,490 \text{ m}$$

4.13 Cálculo del ángulo de admisión

$$\theta_a = \frac{360}{\pi * D} * L_a \quad \text{Ec (2.23)}$$

$$\theta_a = \frac{360}{3,14 * 0,6} * 0,490$$

$$\theta_a = 93^\circ$$

Este valor ángulo de admisión está dentro de lo recomendado en la bibliografía consultada θ_a debe estar alrededor de los 90°

4.14 Cálculo del radio de curva de la evolvente del inyector

$$\tau_\theta = r * \exp\left[\frac{1 - \frac{\theta_i}{\theta_a}}{B * C}\right] * Q \quad \text{Ec (2.24)}$$

$$C = 2,3 * \eta_h * \frac{D\sqrt{H}}{k_c}$$

$$C = 2,3 * 0,75 * \frac{0,6 \text{ m} * \sqrt{5 \text{ m}}}{0,98}$$

$$C = 2,37$$

Con la ecuación de τ_θ se calcularán varios puntos desde 0° hasta θ_a

θ_i (grados)	τ_θ (metros)
0	0,4903
9	0,4668
19	0,4444
28	0,4231
37	0,4028
47	0,3835
56	0,3651

66	0,3476
75	0,3309
84	0,3151
93	0,3

De esta tabla se puede apreciar que para $\theta_i = 93^\circ$, se tiene un valor de $\tau_\theta = 0,3$, que es a su vez es el radio del rotor.

4.15 Cálculo del ancho del inyector

$$B_i = \frac{0,96 \cdot Q}{D_e \sqrt{H}} \quad \text{Ec (2.27)}$$

$$B_i = \frac{0,96 \cdot 1 \text{ m}^3/\text{s}}{0,6 \sqrt{5} \text{ m}}$$

$$B_i = 0,715 \text{ m}$$

De acuerdo a este valor, se puede apreciar que el ancho del inyector es menor, que el ancho del rotor, pudiéndose corroborar en la figura 17

4.16 Rendimiento hidráulico de la turbina

$$\eta_{h \text{ máx}} = 0,863 - 0,264 \frac{D_e}{H} \quad \text{Ec (2.28)}$$

$$\eta_{h \text{ máx}} = 0,863 - 0,264 \frac{0,6}{5}$$

$$\eta_{h \text{ máx}} = 0,83$$

$$\eta_h = \eta_{h \text{ máx}} * (1 - 0,092) \quad \text{Ec (2.29)}$$

$$\eta_h = 0,83 * (1 - 0,092)$$

$$\eta_h = 0,75$$

4.17 Razón de Aspecto

$$r = \frac{B}{D} \quad \text{Ec (2.30)}$$

$$r_a = \frac{0,856 \text{ m}}{0,6 \text{ m}}$$

$$r_a = 1,43$$

Este valor está dentro de lo recomendado por la bibliografía de 0,50 a 3,50

4.18 Cálculo del caudal sobre un álabe

$$Q_a = \frac{Q}{Z_a} \quad \text{Ec (2.31)}$$

$$Q_a = \frac{1 \text{ m}^3/\text{s}}{6,9}$$

$$Q_a = 0,144 \text{ m}^3/\text{s}$$

4.19 Cálculo del peso de un álabe

$$P_a = P_u * L_a \quad \text{Ec (2.32)}$$

$$P_a = 34,69 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 0,856 \text{ m}$$

$$P_a = 29,69 \text{ N}$$

4.20 Cálculo del peso total del rotor

$$P_{tr} = Z * P_a + 75.963 * N_d * D_e^2 \quad \text{Ec (2.33)}$$

$$P_{tr} = 30 * 29,69 \text{ N} + 75,963 * 2 * (0,6 \text{ m})^2$$

$$P_{tr} = 945,39 \text{ N}$$

4.21 Cálculo de la fuerza hidráulica sobre un álabe

$$F_{hx} = 429,38 * Q_a * \sqrt{H_n} * (\cos 16^\circ - \sin \emptyset) \quad \text{Ec (2.34)}$$

$$F_{hx} = 429,38 * 0,144 \text{ m}^3/\text{s} * \sqrt{5 \text{ m}} * (\cos 16^\circ - \sin 15^\circ)$$

$$F_{hx} = 951,78 \text{ N}$$

$$F_{hy} = 429,38 * Q_a * \sqrt{H_n} * (\cos 16^\circ + \sin \emptyset) \quad \text{Ec (2.35)}$$

$$F_{hy} = 429,38 * 0,144 \text{ m}^3/\text{s} * \sqrt{5 \text{ m}} * (\cos 16^\circ + \sin 15^\circ)$$

$$F_{hy} = 1653,06 \text{ N}$$

$$F_{hr} = \sqrt{F_{hx}^2 + F_{hy}^2} \quad \text{Ec (2.36)}$$

$$F_{hr} = \sqrt{(951,06 \text{ N})^2 + (1653,06 \text{ N})^2}$$

$$F_{hr} = 1907,12 \text{ N}$$

En este caso al utilizar, la tabla 7, se puede apreciar que el valor correspondiente de $\emptyset$ para un diámetro de 600 mm, no aparece, por lo que se asume un valor de 15° , porque la mayoría de la bibliografía, coincide con este valor

4.22 Cálculo de la fuerza centrífuga sobre un álabe

$$F_c = 0,895 * \frac{P_a * H_n}{D_e} \quad \text{Ec (2.37)}$$

$$F_c = 0,895 * \frac{29,69 \text{ N} * 5 \text{ m}}{0,6 \text{ m}}$$

$$F_c = 221,48 \text{ N}$$

4.23 Cálculo de la fuerza total sobre un álabe:

$$R_x = F_{hr} * \cos \lambda \quad \text{Ec (2.38)}$$

$$R_x = 1907,12 \text{ N} * \cos 30^\circ$$

$$R_x = 1651,61 \text{ N}$$

$$R_y = F_{hr} * \sin \lambda + F_c \quad \text{Ec (2.39)}$$

$$R_y = 1907,12 \text{ N} * \sin 30^\circ + 221,48 \text{ N}$$

$$R_y = 1175,04 \text{ N}$$

$$R_T = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \quad \text{Ec (2.40)}$$

$$R_T = \sqrt{(1651,61 \text{ N})^2 + (1175,04 \text{ N})^2}$$

$$R_T = 2026,95 \text{ N}$$

En este caso al utilizar, la tabla 8, se puede apreciar que el valor correspondiente de λ para un diámetro de 600 mm, no aparece, por lo que se toma un valor de 30° , se calculó de la siguiente manera

$$\tan \lambda = \frac{F_{hy}}{F_{hx}} \quad \text{Ec (4.1)}$$

Por lo tanto

$$\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{F_{hy}}{F_{hx}} \right) \quad \text{Ec (4.2)}$$

$$\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{1653,06 \text{ N}}{951,78 \text{ N}} \right)$$

$$\lambda = 30^\circ$$

4.24 Cálculo del momento flector máximo sobre un álabe

$$M = \frac{R_T * B}{12} \quad \text{Ec (2.41)}$$

$$M = \frac{2026,95 \text{ N} * 85,6 \text{ cm}}{12}$$

$$M = 14\,458,91 \text{ N.cm}$$

4.25 Cálculo del esfuerzo máximo en el álabe

$$\sigma = E * M \quad \text{Ec (2.42)}$$

$$\sigma = 80,22 \frac{1}{\text{cm}^3} * 14\,458,91 \text{ N.cm}$$

$$\sigma = 1159,89 \text{ N/cm}^2$$

En este caso al utilizar, la tabla 9, se puede apreciar que el valor correspondiente de E para un diámetro de 600 mm, no aparece, por lo que se calcula mediante la interpolación gráfica de los datos correspondiente a la tabla 9, para lo cual se utilizó el Excel.

A partir de la interpolación se obtiene la ecuación de la curva, ecuación

$$E = \frac{1}{3 * 10^6 * D_e^{1,646}}$$

$$E = \frac{1}{3 * 10^6 * (0,6 \text{ m} * 1000)^{1,646}}$$

$$E = 88,22 \text{ 1/cm}^3$$

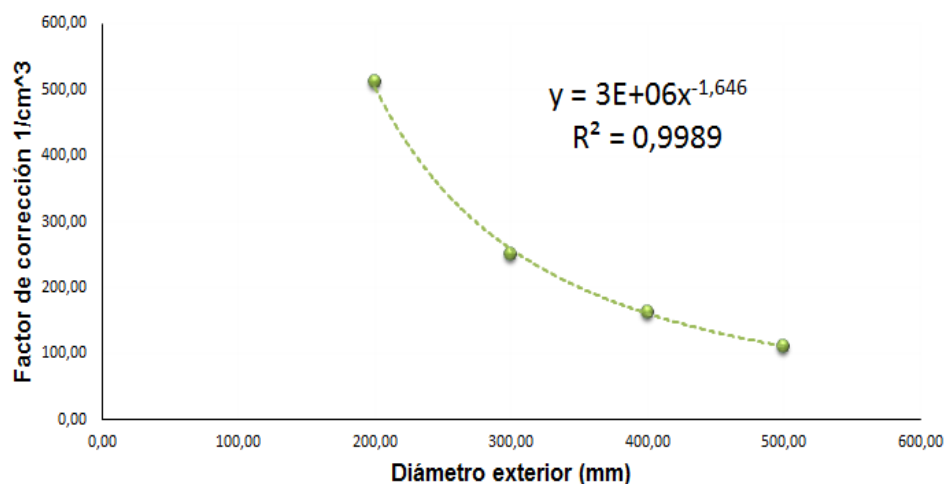


Figura 22: Interpolación del factor de corrección

4.26 Cálculo del diámetro máximo del eje del rotor

$$d_{\text{máx}} = 0,328 * D_e \quad \text{Ec (2.43)}$$

$$d_{\text{máx}} = 0,328 * 0,6 \text{ m}$$

$$d_{\text{máx}} = 0,197 \text{ m}$$

Para el diseño se tomará un material con un límite de fluencia de $23\,520 \text{ N/cm}^2$ y un factor de seguridad de 2. Por lo tanto, debe verificarse la relación Ec (2.44), de no ser así debe usarse un disco de refuerzo en el centro del rotor, el cual será idéntico a los discos laterales.

$$\sigma \leq \frac{23\,520 \text{ N/cm}^2}{f_s} \quad \text{Ec (2.44)}$$

Por lo tanto:

$$1159,89 \text{ N/cm}^2 < 11\,760 \text{ N/cm}^2$$

Se cumple la condición anterior

4.27 Cálculo del diámetro mínimo del eje del rotor

$$d^3 = \frac{16}{\pi * s_d} \sqrt{(K_m M_{\text{máx}})^2 + (K_T T_{\text{máx}})^2} \quad \text{Ec (2.45)}$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi * 47,04 \text{ MPa}} \sqrt{(1,5 * 4554,80 \text{ N.m})^2 + (1 * 3181,73 \text{ N})^2}$$

$$d = 0,093 \text{ m}$$

Donde:

$$s_d = 0,20 * S_y \quad \text{Ec (2.46)}$$

$$T_{\text{máx}} = 974 \frac{\text{Pt}}{\text{N}} \quad \text{Ec (2.47)}$$

K_m - factor de momento flector para carga estable estimado un valor de 1,5

K_T - factor de momento torsor para carga estable estimado un valor de 1

$$M_{\text{máx}} = \sqrt{M_y^2 + M_x^2} \quad \text{Ec (2.48)}$$

Siendo:

$$M_x = Fr * a/2 \quad \text{Ec (2.49)}$$

$$M_y = P_{tr} * a/2 \quad \text{Ec (2.50)}$$

Donde:

$$Fr = 1948 \frac{\text{N}}{n * D_e} \quad \text{Ec (2.51)}$$

$$a = B/2$$

Ec (2.52)

$$a = B/2$$

$$a = 0,856 \text{ m}/2$$

$$a = 0,428 \text{ m}$$

$$Fr = 1948 \frac{N}{n \cdot D_e}$$

$$Fr = 1948 \frac{50 \text{ kW}}{150 \text{ rpm} \cdot 0,6 \text{ m}}$$

$$Fr = 10,60 \text{ kN}$$

$$M_x = Fr \cdot a/2$$

$$M_x = 10,60 \text{ kN} \cdot 0,428 \text{ m}$$

$$M_x = 4536,8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

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

$$M_y = 945,39 \text{ N} \cdot 0,428 \text{ m}$$

$$M_y = 404,63 \text{ N} \cdot \text{m}$$

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

$$M_{\text{máx}} = \sqrt{(404,63 \text{ N} \cdot \text{m})^2 + (4536,8 \text{ N} \cdot \text{m})^2}$$

$$M_{\text{máx}} = 4554,80 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_{\text{máx}} = 974 \frac{N}{n}$$

$$T_{\text{máx}} = 974 \frac{50 \text{ kW}}{150 \text{ rpm}}$$

$$T_{\text{máx}} = 3181,73 \text{ N}$$

El diámetro mínimo del eje del rotor es 0,093 m. Debe cumplirse que el diámetro máximo del eje (calculado con la Ecuación 2.43) debe ser mayor que el diámetro mínimo (calculado con la Ecuación 2.45).

$$d < d_{\text{máx}}$$

Por tanto:

$$0,093 \text{ m} < 0,197 \text{ m}$$

4.28 Cálculo de la velocidad crítica de la turbina

$$n_c \geq 1,4 * n_e \quad \text{Ec (2.54)}$$

Donde:

n_c - Velocidad crítica de la turbina (rpm)

n_e - Velocidad de embalamiento de la turbina (rpm)

$$n_e = 1,8 * n \quad \text{Ec (2.55)}$$

$$n_e = 1,8 * 150 \text{ rpm}$$

$$n_e = 270 \text{ rpm}$$

$$n_c = \frac{29,88}{\sqrt{Y_{\text{máx}}}} \quad \text{Ec (2.56)}$$

$$n_c = \frac{29,88}{\sqrt{1,49 \times 10^{-3}}}$$

$$n_c = 780 \text{ rpm}$$

$$Y_{\text{máx}} = \frac{W * a^2}{6 * E_r * I} (3B + 2a) \quad \text{Ec (2.57)}$$

$$Y_{\text{máx}} = \frac{10\,770 \text{ N} * (0,428 \text{ m})^2}{6 * 20,58 \times 10^{10} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 3,67 \times 10^{-6} \text{ m}^4} (3 * 0,856 \text{ m} + 2 * 0,428 \text{ m})$$

$$Y_{\text{máx}} = 1,49 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$W = \sqrt{(F_h r^2 + F_r^2)} = \sqrt{(1907,12 \text{ N}^2 + 10600 \text{ N}^2)} = 10\,770 \text{ N} \quad \text{Ec (2.58)}$$

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} = \frac{\pi * (0,093 \text{ m})^4}{64} = 3,67 \times 10^{-6} \text{ m}^4 \quad \text{Ec (2.59)}$$

Por tanto:

Se cumple la condición anterior

$$780 \text{ rpm} > 378 \text{ rpm}$$

4.29 Cálculo de capacidad de carga dinámica de los rodamientos

El diseño de los rodamientos se realiza calculando la capacidad de carga dinámica C_d

$$C_d = X * Fr \left(\frac{60 * n * L_h}{10^6} \right)^p \quad \text{Ec (2.60)}$$

$$C_d = 1 * 10\,600 \, \text{N} \left(\frac{60 * n * 200\,000 \, \text{horas}}{10^6} \right)^{0,33}$$

$$C_d = 125\,760 \, \text{N}$$

4.30 Cálculo de la fuerza total sobre la plancha del inyector

$$F_{t_i} = 390 * D_e * H_n * B_i \quad \text{Ec (2.61)}$$

$$F_{t_i} = 390 * 0,6 \, \text{m} * 5 \, \text{m} * 0,856 \, \text{m}$$

$$F_{t_i} = 9814,89 \, \text{N}$$

4.31 Cálculo del momento máximo sobre la plancha del inyector

$$M_i = \frac{F_{t_i} * B_i}{12} \quad \text{Ec (2.62)}$$

$$M_i = \frac{9814,89 \, \text{N} * 0,856 \, \text{m}}{12}$$

$$M_i = 700 \, \text{N.m}$$

4.32 Cálculo del esfuerzo máximo sobre la plancha del inyector

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_i} \quad \text{Ec (2.63)}$$

$$\sigma_i = \frac{700 \, \text{N.m}}{8,42 \times 10^{-6} \, \text{m}^3}$$

$$\sigma_i = 83\,135\,391,92 \, \text{Pa}$$

$$W_i = \frac{0,39 * (e_i)^2 * D_e}{6} \quad \text{Ec (2.64)}$$

$$W_i = \frac{0,39 * (0,006 \, \text{m})^2 * 0,6 \, \text{m}}{6}$$

$$W_i = 8,42 \times 10^{-6} \, \text{m}^3$$

4.33 Comprobación del espesor de la plancha del inyector

$$\sigma_i \leq \frac{\sigma_f}{2} \quad \text{Ec (2.65)}$$

Por tanto: $83\,135\,391,92 \, \text{Pa} < 1\,176\,000\,000 \, \text{Pa}$

Se cumple la condición

Conclusiones.

1. Se realizó un estudio sobre el funcionamiento y diseño de cada uno de los principales componentes de las turbinas Michell-Banki, seleccionando las condiciones para obtener una alta eficiencia y fiabilidad en el servicio.
2. El potencial hidroenergético identificado en Cuba es de 122 343,7 kW en 230 sitios. De ellos sin explotar 56 MW que representa una generación de 274 534,5 MWh. La UNE a partir del programa de implementación de las fuentes renovables de energía tiene una alta demanda de turbinas hidráulicas.
3. Se desarrolla un procedimiento de cálculo hidráulico y dimensionamiento de los principales componentes de las turbinas Michell-Banki para garantizar una mejor eficiencia y diseño de las mismas.
4. Se realizó la automatización de los cálculos hidráulicos y dimensionamiento de las turbinas Michell-Banki en Excel.
5. Para el flujo de $1 \text{ m}^3/\text{s}$ y la carga de 5 metros la configuración más recomendada es: diámetro del rodete ($D=0.6 \text{ m}$), ancho del rotor ($B=0,856 \text{ m}$) y ancho de inyector con ($B_i = 0,715 \text{ m}$) y un coeficiente de velocidad ($K_c=0,98$).
6. La fabricación de este modelo de turbina en la empresa Planta Mecánica, Villa Clara, permitirá contar con una tecnología propia de bajo costo y estándares de eficiencia.

Recomendaciones

1. Desarrollar el diseño mecánico y plano de taller de la turbina hidráulica Michell-Banki. Construcción de un prototipo de turbina hidráulica Michell-Banki
2. Evaluar el prototipo en un banco de prueba.
3. Realizar mejoras en el diseño hidráulico a partir de los resultados de las pruebas.
4. Desarrollar el diseño mecánico de la turbina para su producción seriada.

Bibliografía

1. AKERKAR 1989. Better Efficiency for Cross-Flow Turbines. Hidro Review.
2. BOLARÍN, F. C. 2011. *Aprovechamiento hidraulico de la fuente principal de la comunidad de aguas del Maimon.*
3. COMISIÓN EUROPEA. EUROPEAN SMALL HYDROPOWER ASSOCIATION, E. 1988. Manual de Pequeña Hidráulica. Belgian.
4. COTACALLAPA. 2005. *Influencia y Validación de la Modificación de Principios que Rigen el Diseño de la Turbina Hidráulica de Flujo Cruzado.*
5. ENERGÍA, I. N. D. 1986. Estandarización de Turbinas Tipo Michell-Banki.
6. GARCIA 2011. Turbomáquinas – Turbinas Hidráulicas.
7. GARCÍA, P. 2011. *Turbo máquinas – Turbinas Hidráulicas.*
8. GONÇALVES 2007. Modelamiento de los Parámetros de Funcionamiento de la Turbina Hidráulica de Flujo Cruzado Aplicando el Método de Elementos Finitos.
9. GÓNGORA. 2012.). *Micro Turbinas para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos. Turbina Michell-Banki.*
10. GONZÁLEZ, M. M. 2015. *Procedimiento metodológico para la estandarización de turbinas hidráulicas para el aprovechamiento del potencial hidroenergético de Cuba.*
11. GROUP, I. 1995. Manual de las Mini y Microcentrales Hidráulicas.
12. GUZMÁN, J. A. 1986. ESTANDARIZACION DE TURBINAS HIDRAULICAS TIPO MICHELL BANKI PARA SER USADAS EN
13. PEOUEÑAS CENTRALES HIDROELECTRICAS.
14. HERNANDEZ, C. 1980. Diseño y estandarización de turbinas Michel Banki. Organización Latinoamericana de Energía.
15. INE 1986.
16. ITDG_GROUP, I. T. D. 2006. ficha Tecnica
17. LANDA, F. J. 2009. *Diseño y construccion de una pico central hidroelectrica utilizando una turbina michell banki.*
18. MARCHEGIANI, A. R. 1992. TURBIINA DE FLUJO TRANSVERSAL O MIICHELL --BANKII.
19. MECÁNICA, E. P. 2015. EQUIPOS PARA LA HIDROENERGÍA.
20. OLADE 1980. Diseño y estandarizacion de una turbina Michell Banki.
21. OSSBERGER 2016. La turbina original OSSBERGER de flujo cruzado.
22. PARIS, L. S. 2013. Construction and Performance Evaluation of a Michell-Banki Turbine Prototype
23. Luis Santiago.
24. PÉREZ, E. P. 2007. METODOLOGÍA DE DISEÑO HIDRÁULICO Y MECÁNICO DE UNA TURBINA
25. MICHELL-BANKI.
26. RODRIGO, O. O. J. 2010. *ELABORACIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SOFTWARE PARA EL DISEÑO DE TURBINAS MICHELL BANKI DE HASTA 1 Mw.*
27. RODRIGUEZ, D. A. E. 2013. *PROCEDIMIENTO METODOLÓGICO PARA LA ESTANDARIZACIÓN DE TURBINAS HIDRÁULICAS PARA EL APROVECHAMIENTO DEL POTENCIAL HIDROENERGÉTICO DE BAJAS CAÍDAS.*
28. SCHEURER, H. 1980. Small Water Turbines.
29. ULKU, A. 1988. The effect of inlet nozzle and runner geometry on the efficiency of radially loaded cross-flow turbines. *Cairo International Symposium On Renewable Energy.*
30. VIVIER, L. 1966. TURBINES HYDRAULIQUES ET LEUR REGULATION.

Anexos:

Anexo 1 Sala de máquina de una central hidroeléctrica



Anexo 2: Sala de máquina de una central hidroeléctrica

