



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“CONSTRUCCIÓN Y DETERMINACIÓN DE
PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE UNA
TURBINA DE FLUJO AXIAL ACOPLADA A UNA
BOMBA DE ALTA PRESIÓN”**

VILLACRÉS GAVIDIA CÉSAR ALBERTO

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2016

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2015-01-20

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

VILLACRÉS GAVIDIA CÉSAR ALBERTO

Titulada:

**“CONSTRUCCIÓN Y DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS DE
FUNCIONAMIENTO DE UNA TURBINA DE FLUJO AXIAL ACOPLADA A
UNA BOMBA DE ALTA PRESIÓN”**

Sea aceptado como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Marco Santillán Gallegos
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Marco Ordóñez Viñan
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Miguel Aquino Arroba
ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: VILLACRÉS GAVIDIA CÉSAR ALBERTO

TÍTULO DE LA TESIS: “CONSTRUCCIÓN Y DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE UNA TURBINA DE FLUJO AXIAL ACOPLADA A UNA BOMBA DE ALTA PRESIÓN”

Fecha de Examinación: 2016-02-10

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Edwin Viteri Núñez PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Marco Ordóñez Viñan DIRECTOR DE TESIS			
Ing. Miguel Aquino Arroba ASESOR DE TESIS			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Edwin Viteri Núñez
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos-científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Villacrés Gavidia César Alberto

DECLARACION DE AUTENTICIDAD

Yo, Villacrés Gavidia César Alberto, declaro que el presente trabajo de titulación es de mi autoría y que los resultados del mismo son auténticos y originales. Los textos constantes en el documento que provienen de otra fuente están debidamente citados y referenciados.

Como autor, asumo la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación.

Villacrés Gavidia César Alberto
Cedula de Identidad: 060332310-6

DEDICATORIA

Se la dedico al forjador de mi camino, a mi padre celestial, el que me acompaña y siempre me levanta de mi continuo tropiezo.

A mi amada esposa Paola por su paciencia y comprensión, a mi tierno hijo César Manuel que ha llegado a mi vida y alegra mis días.

César Alberto Villacrés Gavidia

AGRADECIMIENTO

A la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de Mecánica, Escuela de Ingeniería Mecánica por haberme dado la oportunidad de cursar mis estudios y haberme proporcionado docentes valiosos para mi preparación y desenvolvimiento profesional.

A los Ingenieros Marco Ordoñez, Director y Miguel Aquino, Asesor quienes me brindaron soporte técnico y humano en todas las etapas de esta investigación; labor por la cual les atribuyo gratitud y respeto.

También deseo agradecer de forma muy especial a mis padres, Carlos y Elsy quienes fueron las primeras personas que me enseñó valores de vida, de honestidad, respeto, cordialidad; gracias por hacerme sentir muy orgulloso y hacerles quedar bien en cualquier situación.

César Alberto Villacrés G.

CONTENIDO

Pág.

1.	INTRODUCCIÓN	
1.1	Antecedentes	1
1.2	Justificación.....	2
1.3	Objetivos	3
1.3.1	<i>Objetivo general</i>	3
1.3.2	<i>Objetivos específicos</i>	3
2.	TURBINAS HIDRÁULICAS	
2.1	Introducción	4
2.1.1	<i>Teoría hidráulica</i>	5
2.2	Generalidades de turbinas.....	10
2.2.1	<i>Definición</i>	10
2.2.2	<i>Turbinas de acción</i>	11
2.2.3	<i>Turbinas de reacción</i>	14
3.	DISEÑO DE LA TURBINA	
3.1	Diseño hidráulico de la turbina.....	19
3.1.1	<i>Aforo de un canal de agua</i>	19
3.1.2	<i>Para medición del salto</i>	20
3.1.3	<i>Determinación de los parámetros hidráulicos de la turbina y bomba</i>	20
3.1.4	<i>Cálculo de la potencia</i>	20
3.1.5	<i>Determinación del número específico de revoluciones</i>	20
3.2	Diseño del rotor.....	21
3.2.1	<i>Diseño aerodinámico de los álabes</i>	22
3.2.2	<i>Análisis del triángulo de velocidades</i>	28
3.2.3	<i>Determinación del perfil aerodinámico</i>	31
3.3	Diseño de la carcasa y canal.....	34
3.3.1	<i>Diseño del tubo difusor</i>	37
3.4	Diseño de los elementos mecánicos de la turbina.....	38
3.4.1	<i>Cálculo el diámetro del eje</i>	38
3.4.2	<i>Cálculo del espesor del álabe</i>	50
3.4.3	<i>Selección bomba</i>	52
3.4.4	<i>Selección de junta elástica mecánica</i>	54
4.	METODOLOGÍA DE LA CONSTRUCCIÓN	
4.1	Construcción del rotor.....	56
4.2	Construcción del eje.....	57
4.3	Construcción del distribuidor.....	58
4.4	Construcción del canal y espiral de distribución.....	59
4.5	Construcción del tubo difusor	60
5.	EXPERIMENTACIÓN	
5.1	Medición de caudal de alimentación de la turbina.....	62
5.2	Medición del número de revoluciones en vacío.....	62
5.3	Medición del número de revoluciones con carga.....	63

5.4	Medición de caudal y presión erogada por la bomba.....	64
6.	FASE DE PRUEBAS	
6.1	Determinación de curva característica de potencia vs caudal.....	65
6.2	Determinación de curva característica de eficiencia vs caudal.....	66
6.3	Determinación de la curva presión vs caudal de la bomba.....	66
7.	CÁLCULO Y ANÁLISIS DE COSTOS	
7.1	Análisis de rentabilidad.....	69
8.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
8.1	Conclusiones	71
8.2	Recomendaciones.....	71

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

	Pág.
1	Clasificación de turbinas por su N_s 11
2	Selección de número de álabes 23
3	Recopilación de datos del rotor 24
4	Ángulos de entrada y salida 31
5	Componentes del rotor 40
6	Probabilidad de fallo 45
7	Factor de vida 49

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1	Teorema de Bernoulli 5
2	Principio de Torricelli..... 6
3	Ley de continuidad 6
4	Aerodinámica de una partícula 8
5	Empuje en el álabe..... 9
6	Perfil aerodinámico..... 10
7	Turbina Pelton 12
8	Cuchara Pelton..... 13
9	Turbina de reacción 14
10	Rotor turbina Kaplan 15
11	Triángulo de velocidades 16
12	Plano de presentación 16
13	Número específico de revoluciones..... 17
14	Aforo de canal 19
15	Medición salto 20
16	Partes del rotor..... 21
17	Perfil del álabe 25
18	Área de la corona 25
19	Configuración de las velocidades y fuerzas en el álabe 29
20	Fuerzas que actúan en el álabe 32
21	Diseño de espiral del canal 35
22	Forma de la carcasa 36
23	Ubicación del cuadro en el espiral..... 36
24	Tubo difusor o de aspiración 37
25	Esquema de fuerzas que actúan en el eje..... 42
26	Diagrama de momentos 43
27	Coeficiente de acabado superficial 44
28	Coeficiente de concentración de tensiones 46
29	Diagrama S-N 47
30	Factor f_n 49
31	Rodamientos de bolas 50
32	Bomba de pistón VPPL-008 54
33	Álabe de turbina en 3D 57
34	Rotor 57
35	Eje principal..... 58
36	Distribuidor..... 59
37	Canal y espiral de distribución 60
38	Tubo difusor 60
39	Medición del nivel de fluido en el canal..... 62

40	Medición del número de revoluciones en el eje en vacío.....	63
41	Medición del número de revoluciones en el eje con carga.....	63
42	Medición de caudal y presión erogado por la bomba.....	64
43	Curva Potencia vs Caudal.....	65
44	Curva Eficiencia vs Caudal	66
45	Presión vs Caudal	67
46	Curva Costo del equipo vs tiempo.....	70

LISTA DE ANEXOS

- A** Tabla de conversión de unidades
- B** Rata de flujo
- C** Figura l/t vs N_s
- D** Turbinas parciales
- E** Perfil NACA 1408
- F** Coordenadas del perfil NACA
- G** Velocidad específica de admisión
- H** Curva característica de bombas
- I** Curva característica de la bomba VPPL-008
- J** Factor de servicio (F_s)
- K** Modelo de acople
- L** Tipo de acople
- M** Distancia
- N** Plan de mantenimiento
- O** Manual de operación del equipo de turbo bombeo

RESUMEN

La energía hidráulica es un recurso renovable que puede satisfacer un porcentaje importante del requerimiento de la energía mundial

Este proyecto consiste en el diseño y cálculo de las partes de una micro central de bombeo de agua con una micro turbina, por la cual fluye agua. Generalmente las pequeñas centrales hidráulicas no se construyen con esta idea por considerarlas económicamente no rentables, sin embargo con este trabajo se pretende demostrar que es posible instalar una central de bajo costo y alto rendimiento.

El proyecto comienza con la búsqueda de un lugar adecuado para instalar la central de bombeo y debido a las características de la ubicación, salto y caudal, se determinó la turbina apropiada que fue elegida entre los tres tipos más importantes de turbinas, la mejor opción era la Axial tipo Kaplan.

Los cálculos para hacer el estudio se realizaron siguiendo principios fundamentales de la física, especialmente hidráulica y mecánica. Las partes involucradas en este proyecto son turbina, que tiene que ser diseñada acorde a las características del lugar y las variables hidráulicas, así, el canal de conducción, distribuidor, impulsor, los álabes aerodinámicos y tubo de aspiración.

El siguiente paso, el cálculo de la resistencia de algunos elementos de la turbina, ya que es una parte importante en el diseño de estos elementos. Los tamaños de ellos dependen del grado de estrés que pueden soportar. El proyecto finaliza con la metodología de la construcción, parte fundamental para la realización de proyectos futuros.

ABSTRACT

Hydropower is a renewable resource which can satisfy a significant percentage of the energy required in the world.

This project involves the design and calculation of the parts of a water micro – pumping station with a micro turbine, through which water flows. Usually small hydroelectric plants are not built to be considered unprofitable; however the objective of this work is to demonstrate that it is possible to install a low – cost central of high performance.

The project begins with the search for a suitable location for the pumping station and due to the characteristics of the location, waterfall and flow, the proper turbine was chosen among the three most important types of turbines, it was determined that the best option was the axial Kaplan type.

The calculation for the study were conducted following fundamental principles of physics, especially hydraulic and mechanics. The parts involved in this project are: the turbine which must be designed according to the characteristics of the place and hydraulic variables and the water conveyance canal, distributor, impeller, aerodynamic blades and draft tube.

Next step, calculating resistance of some elements of the turbine since it is an important part in the design. The sizes of these depend on the degree of stress they can bear. The project ends with the methodology of the construction, an essential part for the development of future projects.

CAPITULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

Uno de los recursos más importantes que existe en la naturaleza es el agua, en tal virtud los seres vivos dependemos totalmente de ella para sobrevivir; en el caso del hombre moderno que se encuentra agrupado, el agua se ha transformado en un elemento no solo de sobrevivencia, sino también de desarrollo; así, las grandes poblaciones tienen que dotarse de enormes cantidades de agua, para atender las necesidades de la industria, salubridad, ornato y otras; para lograr éste objetivo se disponen de muchos mecanismos que van desde los más sofisticados como las centrales de bombeo a control con sistemas computarizados de monitoreo de última tecnología, a los clásicos y sencillos sistemas de captación y conducción por gravedad.

En los pequeños poblados rurales el problema del abastecimiento de agua se agudiza a consecuencia de los factores económicos y técnicos, ya que para un sistema de bombeo a más de la inversión inicial se tiene que abonar la tarifa por concepto de energía eléctrica y por lo general los sectores rurales-marginales no cuentan con los suficientes medios; por otra parte la preparación académica de los campesinos no está a un nivel adecuado como para solucionar ni afrontar los problemas técnicos que pueden ocasionar un desperfecto en una central de bombeo.

En la actualidad la tendencia mundial es la de preservar el medio ambiente, en consecuencia hacer uso de las fuentes alternas de energía, recursos que en nuestro país los tenemos en abundancia, sin embargo, muchos de los sectores rurales no cuentan con servicio de red eléctrica o algún otro que pueda suplir la deficiencia energética en estos lugares.

El convertir la energía hidráulica en energía mecánica ha sido históricamente una tarea tecnológica que ha venido evolucionando, así desde tiempos ancestrales el hombre explotó el recurso hídrico sea para la navegación o transformación de energía, hasta que en la actualidad la explotación con grandes turbinas no ha logrado solucionar el

problema energético en sectores remotos, no así, con micro turbinas que para los pequeños caudales y saltos aprovechados de canales en el sector rural y remoto son una gran solución, pues abastecer de líquido vital sea para consumo o sea para riego, se transforma en una realidad utilizando una pequeña turbina de flujo axial.

Esta turbina funciona tomando todo o una parte de la corriente de agua para hacerla pasar por el canal interno, haciendo girar la turbina, para luego dejarla fluir libremente. Únicamente requiere de un flujo constante de agua en caída vertical (una pequeña cascada de río, presa, o canal de desvío) y suficiente fuerza en el agua. La fuerza motriz del eje tiene la capacidad de mover una bomba o cualquier tipo de máquina que tenga movimiento rotacional.

1.2 Justificación

La falta de acceso a servicios de energía modernos condena a miles de millones de personas en el mundo en vías de desarrollo a vivir en absoluta pobreza. Hoy en día, casi un tercio de la humanidad no dispone de energía eléctrica en las noches, usa equipos de cocina poco saludables, tiene acceso limitado a comunicaciones modernas, instalaciones educativas y sanitarias inadecuadas y energía insuficiente para sus trabajos y compañías.

Si bien los gobiernos pueden ayudar a los grandes abastecedores de servicios públicos con políticas e incentivos, la extensión de la red a las áreas rurales generalmente no resulta económicamente rentable. Probablemente sólo el 40% del nuevo abastecimiento requerido de energía para el acceso universal será mediante la extensión de la red. Las pequeñas tecnologías renovables autónomas pueden satisfacer más efectivamente la necesidad de energía de las comunidades rurales. Es así que el 60% restante de la solución queda dentro del dominio natural de la pequeña y mediana empresa.

La hidroelectricidad es un recurso natural disponible en las zonas que presentan suficiente cantidad de agua. Su desarrollo requiere construir presas, canales de derivación, y la instalación de grandes turbinas y equipamiento para generar electricidad. Por lo tanto la energía hidráulica es el aprovechamiento de la energía del agua en movimiento.

La explotación energética antes explicada como se puede ver siempre ha sido a gran escala por lo que llegar a lugares remotos nunca ha sido económicamente rentable para las empresas que comercializan de la energía, pues tender redes de distribución a los sectores rurales es muy costoso, y al contrario la explotación energética a baja escala es una solución viable y económicamente aplicable. El costo de la energía eléctrica en nuestro país bordea los 10 centavos de dólar el kilovatio, por lo que bombear agua con motor eléctrico costaría 2,4 USD/día con un motor de 1 kW de potencia, al contrario si se instala un equipo hidráulico en un curso de agua el costo sería casi nulo porque se reduce al costo de mantenimiento de los equipos.

En el caso de Ecuador la nueva matriz energética proyectada al 2016 aprovechando el recurso hidráulico alcanzaría el 93% del total de la energía que se demanda en el país, esto muestra dos cosas la primera, que Ecuador cuenta con un gran potencial hídrico y la segunda que nuestro país tendrá una matriz energética muy limpia, guiándonos de esta manera a corroborar que se está implantando un proyecto que sigue la línea de protección del medio ambiente y uso racional de los recursos.

Por lo manifestado anteriormente en el presente documento se propone un mecanismo sencillo de gran confiabilidad de funcionamiento, bajo costo de construcción y no requiere de un programa complejo de mantenimiento, ésta máquina es el sistema de turbo bombeo en el que se ha conjugado una turbina de flujo axial y una bomba rotativa de pistón.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general. Construir y determinar los parámetros de funcionamiento de una turbina de flujo axial acoplada a una bomba de alta presión.

1.3.2 Objetivos específicos:

- Determinar las características de máxima eficiencia de la turbina.
- Diseñar el perfil aerodinámico de los álabes del rotor según norma NACA.
- Construir el prototipo de turbina axial.
- Realizar las pruebas respectivas.

CAPÍTULO II

2. TURBINAS HIDRÁULICAS

2.1 Introducción

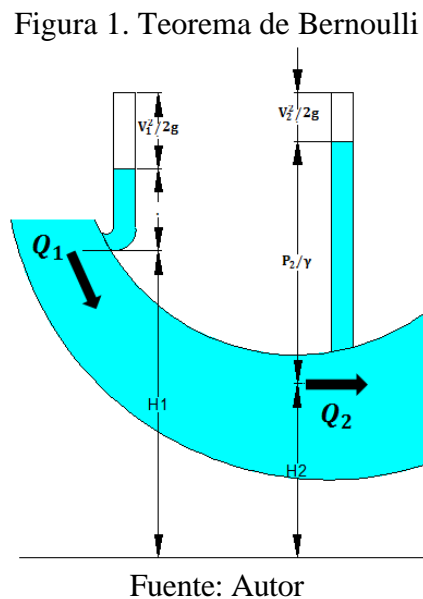
Desde épocas muy remotas el hombre ha intentado elevar el agua de un lugar a otro mediante un sin número de mecanismos, uno de éstos era la rueda Persa, que es una rueda grande montada en un eje horizontal con cucharas en su periferia. Estas ruedas pueden verse todavía trabajando en Egipto, la corriente tendía a hacer girar la rueda en dirección opuesta, concibiendo así la idea revolucionaria de que la corriente de agua tiene energía y por lo tanto podía generar trabajo mecánico. De todas maneras, las ruedas hidráulicas primitivas no eran diferentes a las que en la actualidad funcionan en los molinos hidráulicos rurales. La primera alusión literaria al invento, data de los años 80 a.C., hasta la actualidad no ha sufrido modificaciones significativas y más bien se ha intentado practicar su construcción con diferentes mecanismos y materiales.

Las mejoras hechas a las ruedas comunes dieron como resultado la construcción de las ruedas de impulso y de reacción las cuales presentan la ventaja de aprovechar la energía cinética y, por lo tanto, ser de menor tamaño, en ellas se puede notar su evolución en el uso, no sólo de la energía gravitacional sino también de la variación de la cantidad de movimientos (principio de Euler), constituyéndose así estas ruedas en las precursoras de las modernas turbinas hidráulicas.

De la investigación realizada se detectó que prácticamente en la actualidad casi todos los centros de educación superior tienen conocimiento y han practicado la construcción de turbinas hidráulicas, así como, las diferentes instituciones que dedican su tiempo en la asistencia a los sectores marginales; sin embargo, no se ha logrado construir una turbina que por su simplicidad tenga un alto grado de eficiencia y que por su velocidad pueda ser acoplada a una bomba rotativa de pistón para elevar el agua a niveles superiores, la turbina de flujo axial de carcasa abierta es una solución muy particular en proyectos de micro turbinado, y acoplados a bombas se transforma en una micro central de bombeo que no requiere más que un curso de agua con un caudal moderado y un pequeño salto.

2.1.1 Teoría Hidráulica. El estudio del movimiento de los fluidos incompresibles se puede hacer de la manera más completa aplicando las conocidas ecuaciones de hidrodinámica, ecuaciones que cuando no existen movimientos vorticosos, ni fenómenos de viscosidad, asumen la forma un poco más simple de la ecuación de Euler.

2.1.1.1 Enunciado del teorema de Bernoulli. En una vena fluida que no pierda energía por fricción, o por otros trabajos externos, la suma de la altura geodésica y de las presiones estáticas y dinámicas expresadas en columna de líquido es constante, así;



$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + H_1 + h = h_f + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + H_2 \quad (1)$$

Dónde:

H_1 = Altura en la entrada [m]

H_2 = Altura en la salida [m]

P_1 = Presión en la entrada [kg/m^2]

P_2 = Presión en la salida [kg/m^2]

V_1 = Velocidad en la entrada [m/s]

V_2 = Velocidad en la salida [m/s]

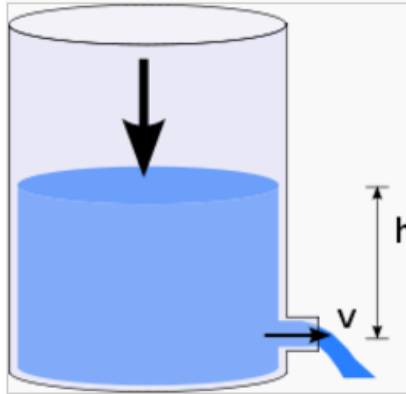
g = Gravedad [m/s^2]

γ = Peso específico [kg/m^3]

h y h_f = Altura geodésica [m]

2.1.1.2 Principio de Torricelli. La velocidad de flujo de un líquido en un recipiente es igual a la velocidad que adquiriría un sólido cayendo en el vacío de una altura igual a la caída geodésica del líquido considerado.

Figura 2. Principio de Torricelli



Fuente: www.gl.wikipedia.org/wiki/Teorema_de_Torricelli

$$V_r = C_v \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (2)$$

Dónde:

V_r = Velocidad [m/s]

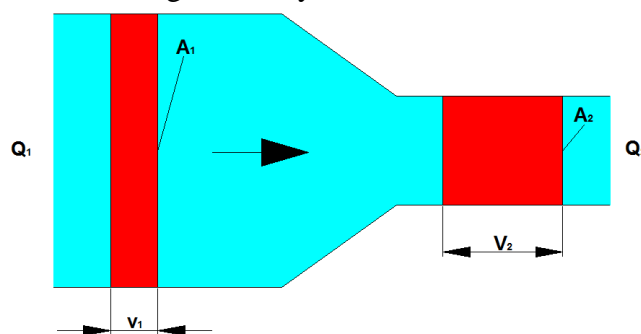
H = Altura [m]

g = Gravedad [m/s^2]

C_v = Coeficiente de velocidad, cuyo valor en condiciones desfavorables es de 0,95.

2.1.1.3 Ley de la continuidad. Si se supone que el fluido materia de análisis es incompresible, el volumen comprendido entre dos secciones diferentes deberá ser siempre igual.

Figura 3. Ley de continuidad



Fuente: Autor

Por lo tanto, si en la tubería de sección uniforme A , es el área del tubo y V la velocidad del líquido se tiene:

$$Q_1 = Q_2$$

$$Q = V \cdot A = V_1 \cdot A_1 = A_2 \cdot V_2 \quad (3)$$

Dónde:

Q = Caudal [m^3/s]

A_1 = Área en el punto 1 [m^2]

V_1 = Velocidad en el punto 1 [m/s]

2.1.1.4 Potencia. En primera aproximación del diseño se puede optar con la ecuación que se pone a continuación:

$$P = \frac{\rho \cdot Q \cdot H \cdot \eta}{75} \quad (4)$$

P = Potencia [hp]

Q = Caudal [m^3/s]

H = Salto [m]

ρ = Densidad del agua [kg/m^3]

η = Eficiencia total

75 = Factor de conversion

- *Eficiencia total.*

$$\eta_t = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad (5)$$

Dónde:

η_t = Eficiencia total

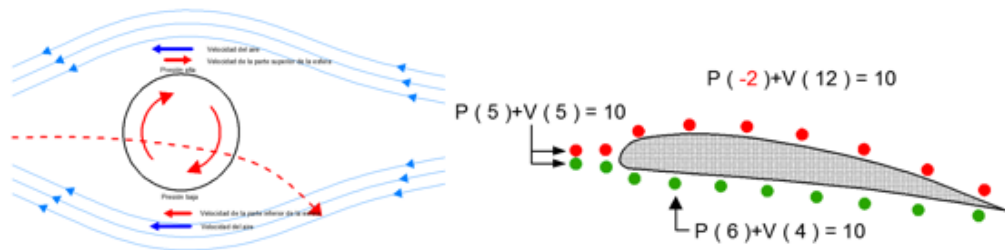
η_h = Eficiencia hidráulica

η_v = Eficiencia volumétrica

η_m = Eficiencia mecánica

2.1.1.5 Aerodinámica de una partícula. Todo cuerpo sólido que es atravesado por una corriente de fluido, ejerce en él una resistencia. Sin embargo un cuerpo que tenga una forma aerodinámica es capaz de aprovechar la corriente de fluido y la transforma en trabajo. El principio elemental de sustentación o empuje se puede visualizar, con un cilindro que gira en una de corriente de fluido.

Figura 4. Aerodinámica de una partícula



Fuente: Autor

En las máquinas hidráulicas los rotores son construidos con álabes cuya forma es aerodinámica, esta es la razón por la que los rotores pueden girar transformando la energía hidráulica en trabajo. Para determinar el coeficiente de sustentación o empuje, y de pérdidas por fricción. Se utiliza el catálogo conocido como NACA y los GOTTINGEN. El empuje depende del ángulo de ataque y del coeficiente de empuje como lo determina la ecuación.

Acorde a la teoría de Kutta and Jowkowski la acción de empuje que ejerce el agua, puede ser expresada por medio de la circulación alrededor de este.

$$P_z = \frac{\gamma}{g} \cdot b \cdot W_\infty \cdot \Gamma \quad (6)$$

Dónde:

P_z = Empuje [kg]

γ = Peso específico [kg/m³]

g = Gravedad [m/s²]

b = Longitud de álabe [m]

W_∞ = Velocidad infinita [m/s]

$$\Gamma = t(W_{u1} - W_{u2})$$

Dónde:

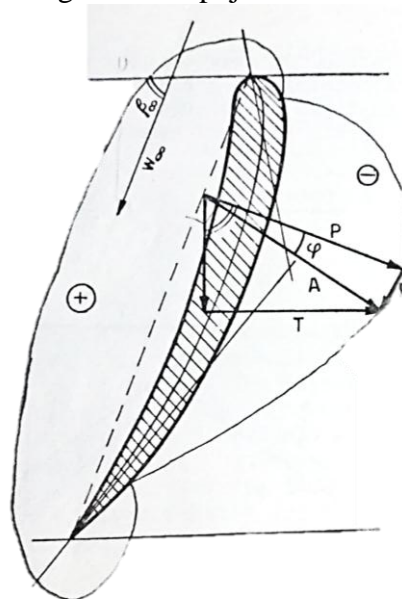
Γ = Circulación en el perfil [m^2/s]

W_{u1} = Componente de velocidad relativa en el lado de la velocidad tangencial a la entrada [m/s]

W_{u2} = Componente de velocidad relativa en el lado de la velocidad tangencial a la salida [m/s]

t = Paso [m]

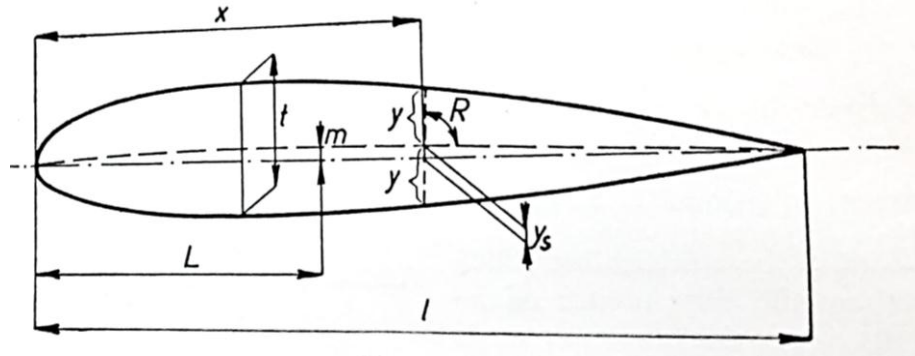
Figura 5. Empuje en el álabe



Fuente: Hydraulic Turbines. Miroslav Nechleba 1957

Los perfiles aerodinámicos permiten tener el empuje necesario para hacer girar al rotor de la turbina y transformar la energía hidráulica en trabajo al eje, un perfil aerodinámico tiene algunas propiedades que son fundamentalmente función de la forma de la línea media. La línea media se considera a ser el foco de los puntos situados en el camino de la línea media entre la superficie superior e inferior de la sección del perfil, los perfiles aerodinámicos están catalogados por un sistema de numeración que simbolizan los porcentajes de las magnitudes de sus medidas, así, los perfiles NACA de cuatro dígitos muestran que el primer dígito es el máximo valor de la ordenada en y_z o camber en porcentaje de la cuerda del perfil aerodinámico, el segundo dígito indica la distancia desde el borde de ataque hasta la localización del máximo camber en décimas de la cuerda, y los dos últimos dígitos representan el espesor de la sección en porcentaje de la cuerda, está compuesto por las siguientes magnitudes:

Figura 6. Perfil aerodinámico



Fuente: Hydraulic Turbines. Miroslav Nechleba 1957

Dónde:

m = Camber o máxima deflexión de la línea principal [mm]

L = Distancia entre la punta de ataque del perfil y la máxima deflexión [mm]

t = Máximo espesor del perfil [mm]

l = Cuerda [mm]

El significado de estas relaciones que se manejan con perfiles aerodinámicos para turbinas hidráulicas, por ejemplo:

$$m/l = 0,06 = 6\%$$

$$L/l = 0,4 = 40\%$$

$$t/l = 0,04 = 4\%$$

2.2 Generalidades de turbinas

2.2.1 Definición. La turbina hidráulica como concepto básico es una máquina que es capaz de transformar la energía que posee el agua en energía mecánica al eje de la turbina, de hecho el agua puede presentarse en distintas condiciones de caudal o de salto que es la diferencia de nivel del recurso al que se quiere aprovechar, por esta razón las turbinas hidráulicas se clasifican dependiendo de la cantidad de agua disponible y el salto aprovechable.

2.2.1.1 Clasificación de las turbinas. Se pueden clasificar de diferentes formas, así:

Por su envergadura pueden ser:

- Micro turbinas.
- Mini turbinas.
- Pequeñas turbinas.
- Grandes turbinas.

Por el salto motor:

- Turbina Pelton: De gran salto sobre los 300 m
- Turbina Michell Banki: de mediano salto de 50 m – 200 m
- Turbina Kaplan: De medio y bajo salto 5 m – 100 m
- Turbina de hélice: ½ m – 5 m

La clasificación de las turbinas hidráulicas según la velocidad específica:

Tabla 1. Clasificación de turbinas por su N_s

N_s [rpm]	Tipo de turbina axial
450 – 750	Tubular
300 – 1000	Kaplan
600 – 1200	Bulbo

Fuente: Autor

2.2.2 *Turbinas de acción.* Las turbinas de acción funcionan como su nombre lo indica bajo la acción de un chorro de agua que ejerce su impulso a un rotor, estas turbinas trabajan a presión atmosférica, la más común de estas turbinas es la PELTON.

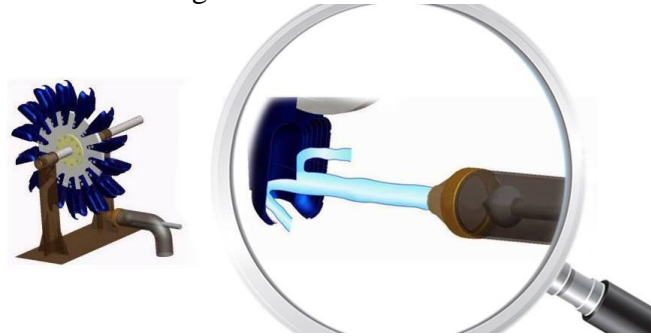
En estas turbinas casi toda la energía de presión se transforma en cinética.

2.2.2.1 *Turbina Pelton.* Históricamente la turbina Pelton fue patentada por Llaister Allen Pelton en 1880, cuando este tenía 51 años de edad, pero específicamente su invento consistía en la disposición del cuchillo y nada más; ya que anteriormente se construía turbinas con cuchara, pero sin el cuchillo, como el caso de la turbina, Zuppinger que más se asemejan a una rueda hidráulica.

- *Principio de funcionamiento.* La turbina Pelton está constituida esencialmente de un rotor de eje vertical u horizontal en cuya periferia van fijadas las palas en forma de doble

cuchara, que es embestida por un chorro de agua que sale de un distribuidor fijo. El agua proviene de un tanque de carga, llega a través de una tubería de presión al distribuidor que transforma toda la energía potencial en ella poseída, en cinética.

Figura 7. Turbina Pelton



Fuente: www.learnengineering.org/2013/08/pelton-turbine-wheel-hydraulic-turbine.html

Para dimensionar un grupo Pelton es indispensable conocer el potencial hidráulico y geodésico, pues la velocidad de rotación de la turbina depende del salto neto, mientras la dimensión de las cucharas de la cantidad de agua o caudal; en tal virtud la máxima velocidad con que fluye el agua del distribuidor es:

$$V = \zeta_c \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (7)$$

Dónde:

V = Velocidad del chorro de agua [m/s]

ζ_c = Coeficiente de contracción.

g = Gravedad [m/s^2]

H = Salto Motor [m]

Para determinar la velocidad del máximo rendimiento se tendrá presente la reducción de las pérdidas al mínimo por choque al ingreso de la cuchara, por esta razón se ha provisto de una especie de cuchillo a la cuchara para aprovechar la máxima cantidad de energía poseída del agua, se tenderá a que la velocidad de salida sea nulo ; o sea $V_2 = 0$ por lo que el borde de la cuchara tendrá un ángulo pequeño, condición por la cual la velocidad tangencial tiende a un valor medio de la velocidad del agua a la entrada. En las turbinas Pelton el valor de U es igual a la mitad del valor de la velocidad tangencial, pues el máximo rendimiento hidráulico se encuentra en este punto de relación.

$$U = \frac{V}{2} \quad (8)$$

Dónde:

U = Velocidad tangencial del rotor [m/s]

V = Velocidad tangencial [m/s]

En la práctica este valor es obtenido de la velocidad periférica, para determinar el diámetro del rotor.

$$U = \pi \cdot D \cdot \frac{N}{60} \quad (9)$$

Dónde:

U = Velocidad tangencial del rotor [m/s]

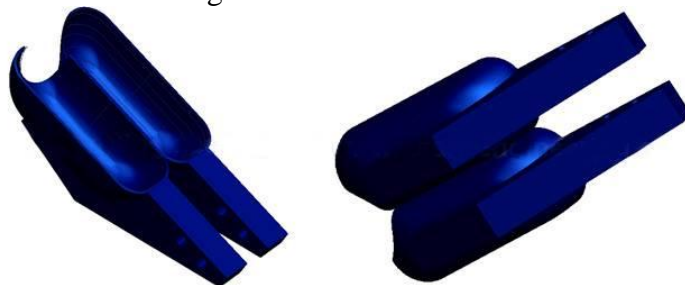
N = Velocidad de rotación [rpm]

D = Diámetro del rotor [m]

Una de las dimensiones importantes es la del distribuidor o inyector, para su cálculo se emplea la ecuación de continuidad.

- *Diseño de las cucharas.* Las dimensiones que han sido adoptadas universalmente resultan de ensayos realizados en 1923 como se muestra en (figura 8).

Figura 8. Cuchara Pelton



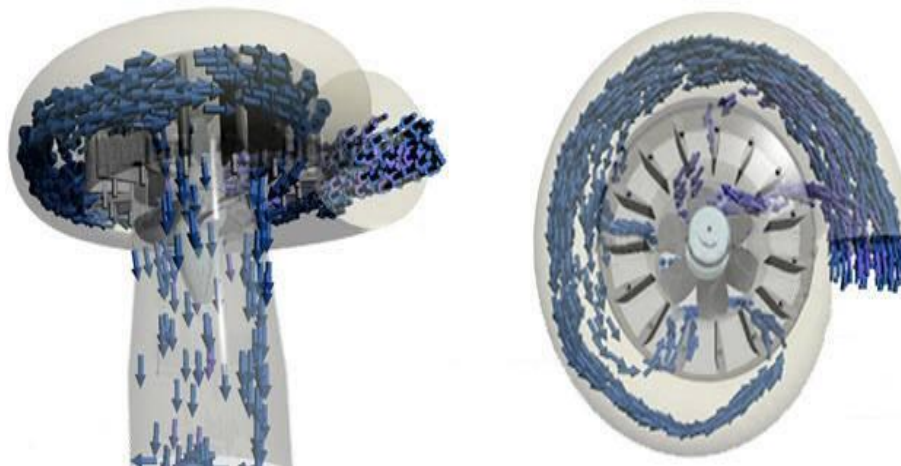
Fuente: www.learnengineering.org/2013/08/pelton-turbine-wheel-hydraulic-turbine.html

- *Número de cucharas.* Para determinar el número de cucharas se ha adoptado el criterio que la partícula más baja del chorro que no haya podido penetrar en la cuchara activa alcance todavía a ejercer su acción sobre la anterior cuchara.

2.2.3 Turbinas de reacción. Este tipo de turbina utiliza grandes cantidades de agua y reducidos saltos.

El funcionamiento es poco más complicado que el de la anterior, razón por la cual no se detalla lo concerniente al dimensionamiento; el trabajo de estas turbinas es en un medio completamente inundado, es decir que el rotor de la turbina siempre está inmerso en la corriente de agua, la presión en el interior de la cámara o carcasa es mayor que la atmosférica, recibiendo el rotor el empuje en parte por la acción cinética del agua que está desviada por la forma de los álabes o palas y en parte por la reacción de la corriente acelerada en los ductos de las palas que se estrechan a la salida.

Figura 9. Turbina de reacción



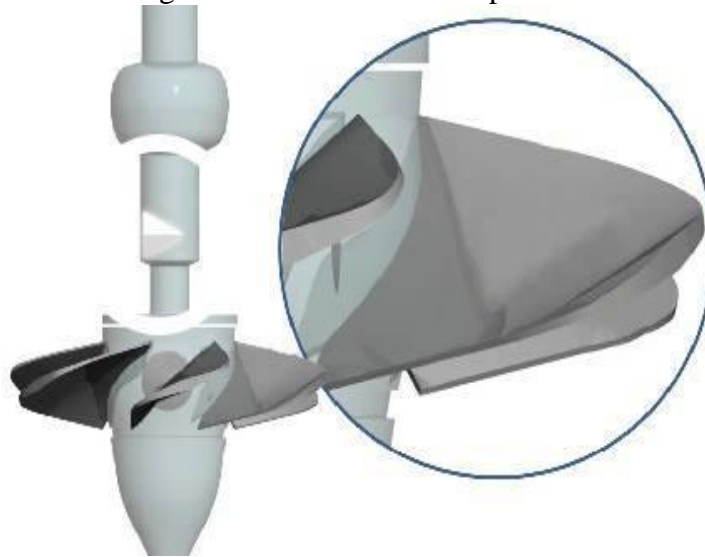
Fuente: www.learnengineering.org/2013/08/kaplan-turbine-hydroelectric-power-generation.html

La parte más importante de las turbinas de reacción es su carcasa. La sección transversal de la carcasa tendrá una forma curva, como se muestra en la (figura 9). Así que cuando el agua fluye sobre ella, se inducirá una fuerza de sustentación debido al efecto de superficie de sustentación.

2.2.3.1 Turbinas Kaplan. Queda claro que la fuerza en una turbina de reacción se deriva debido a la fuerza de reacción pura de agua que fluye. Debido a esta velocidad absoluta del agua a través del álabe se mantendrá igual, pero habrá una gran caída de presión.

Habrà una producción eficiente de la fuerza de reacción cuando el caudal sea alto. Esta es la razón por la cual las turbinas Kaplan se desempeñan bien bajo un gran caudal.

Figura 10. Rotor turbina Kaplan



Fuente: www.learnengineering.org/2013/08/kaplan-turbine-hydroelectric-power-generation.html

La ecuación que expresa la energía por unidad de masa intercambiada en el rodete o rotor es la ecuación de Euler. Esta ecuación constituye una base analítica de suma importancia para el diseño del órgano principal de una turbo máquina: el rodete.

La ecuación es de tal importancia que recibe el nombre de ecuación fundamental.

$$W_t = \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right) \quad (10)$$

Los subíndices 1 y 2 se refieren a la entrada y salida del fluido respectivamente en el álabe.

Dónde:

W_t = Trabajo interior en el eje del rodete [m]

c = Velocidad absoluta del fluido [m/s]

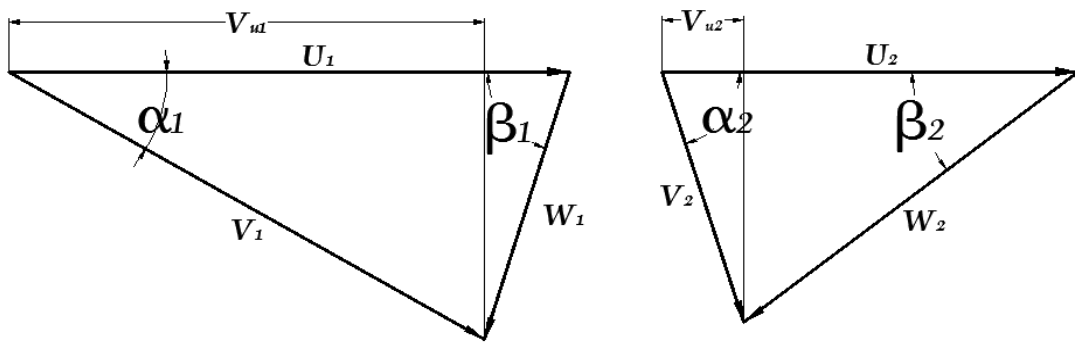
w = Velocidad relativa del rotor respecto al fluido [m/s]

u = Velocidad tangencial del rotor [m/s]

g = Gravedad [m/s^2]

El triángulo de velocidades se refiere al triángulo formado por tres vectores de velocidad:

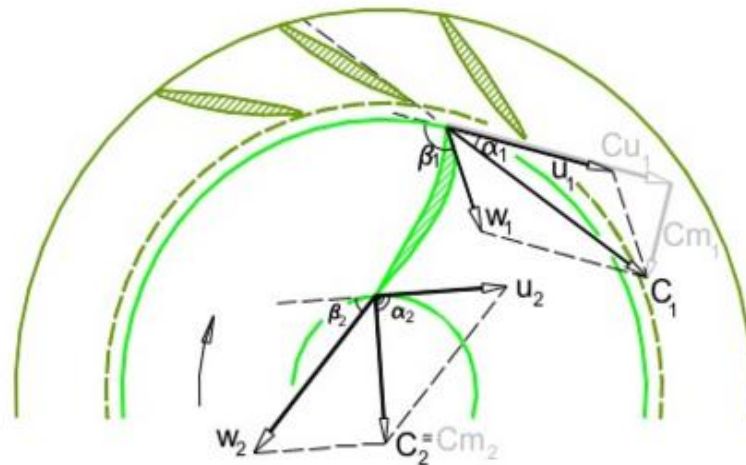
Figura 11. Triángulo de velocidades



Fuente: Autor

El ángulo formado entre la velocidad absoluta V_1 y V_2 , y la tangencial U_1 y U_2 se denomina α y el formado por la velocidad relativa W_1 y W_2 y tangencial U_1 y U_2 se denomina β .

Figura 12. Plano de presentación



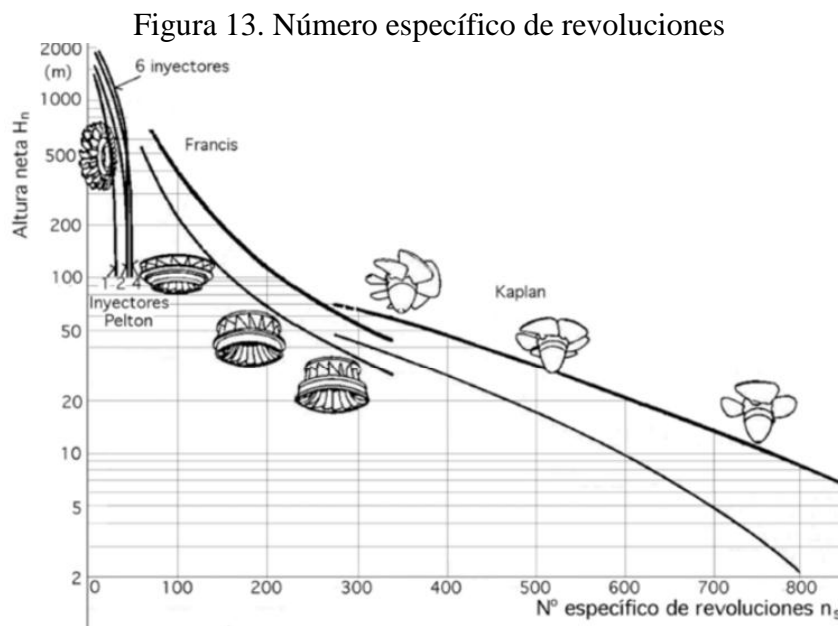
Fuente: http://es.slideshare.net/fbancoff_01/apuntes-maquinas-hidraulicas

En este corte transversal del rotor de la turbina se representa la trayectoria relativa de una partícula de fluido en su paso por el rodete, la trayectoria relativa sigue naturalmente el contorno de los álabes, no así la trayectoria absoluta, porque los álabes del rodete están en movimiento. Si se trata de una corona fija las trayectorias absolutas y relativas coinciden.

Todas estas turbinas en la salida tienen un tubo difusor o de aspiración divergente que permite bajar la velocidad del fluido, transformando de esta manera la energía cinética que todavía tiene el fluido en energía de presión y ejercitando una acción muy útil al rotor.

2.2.3.2 Diseño de turbina axial. Los parámetros de diseño de las turbinas de flujo axial así como las turbinas Kaplan son el salto motor, caudal y la velocidad con la que la turbina gira.

En concordancia con la (figura 13) se puede ver que el N_s indefectiblemente tiene que ser alto, porque el salto que se va a aprovechar es demasiado bajo, consecuentemente el rango en que se encuentra esta turbina esta entre el $N_s = 600$ a $1\ 000$.



Fuente:

www.personales.unican.es/renedoc/Trasperecias%20WEB/Trasp%20Sist%20Ener/03%20T%20HIDRAULICAS.pdf

$$N_s = \frac{N \cdot \sqrt{P}}{H \cdot \sqrt[4]{H}} \quad (11)$$

Dónde:

N_s = Número específico de revoluciones [rpm]

N = Número de revoluciones [rpm]

P = Potencia [hp]

H = Altura de salto [m]

Por otro lado la intención al diseñar esta turbina es que sea de construcción simple y económica, por lo que la máquina se reducirá a un conjunto de tres piezas, a saber:

- Rotor
- Canal de conducción con distribuidor
- Tubo difusor

Para su diseño se partirá determinando el número específico de revoluciones ya que este da la semejanza hidráulica y geométrica de la turbina a diseñar.

El número específico de revoluciones indica la semejanza geométrica e hidráulica de turbinas similares que tendrán un mismo funcionamiento con saltos y potencias diferentes, generalmente se adopta las características de turbinas por la así llamada velocidad específica

La velocidad específica N_s por lo tanto, es igual a la velocidad de una turbina geoméricamente similar trabajando bajo un salto de 1 m, cuando esta última turbina tiene tales dimensiones que esta entrega bajo el salto de 1 m, una potencia de 1 caballo de fuerza.

CAPÍTULO III

3. DISEÑO DE LA TURBINA

3.1 Diseño hidráulico de la turbina

3.1.1 Aforo de un canal de agua. Para determinar las magnitudes necesarias que permitan encontrar hidráulicamente las magnitudes de la turbina se procede a aforar y medir el salto que es aprovechado por la turbina, por lo que sin más herramientas que un flexómetro, es necesario disponer de 10 m de canal limpio (sin piedras, palos, o algún tipo de basura), se ingresa una señal donde se termina los 10 m a fin de cronometrar un objeto flotante desde el punto 0 del canal. Es decir que el objeto flotara viajando los 10 m, para lo cual se cronometra el tiempo de viaje. Por lo que se obtiene que si el objeto viaja los 10 m en 10 s, la velocidad será igual a 1 m/s.

Para aforar el canal se mide la sección transversal que moja el fluido. El canal es igual a la base por el calado (medido desde el punto cero).

$$Q = A \cdot v \quad (12)$$

Dónde:

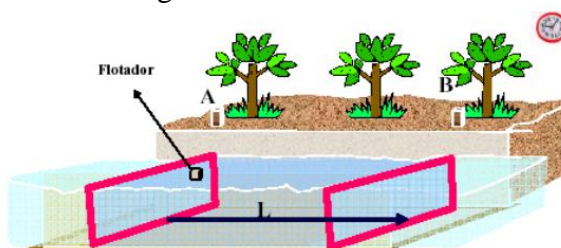
Q = Caudal [l/s]

v = Velocidad [m/s]

A = Área [m²]

$$Q = 25 \text{ l/s}$$

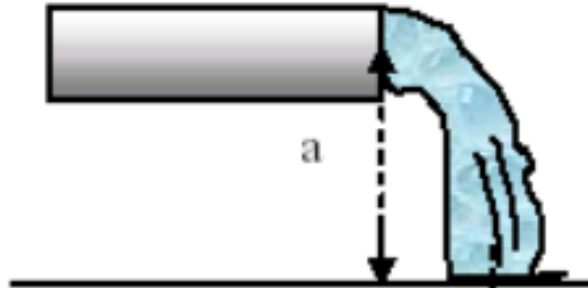
Figura 14. Aforo de canal



Fuente: <http://p-fip.tierradelfuego.gov.ar/docs/capit2.pdf>

3.1.2 *Para medición del salto.* Con ayuda de un flexómetro y una regleta con nivel, se determina la diferencia de alturas.

Figura 15. Medición salto



Fuente: <http://p-fip.tierradelfuego.gov.ar/docs/capit2.pdf>

3.1.3 *Determinación de los parámetros hidráulicos de la turbina y bomba.* Para calcular las dimensiones de la turbina se hace imprescindible fijar los parámetros de caudal y altura geodésica, para el presente caso la disponibilidad de caudal es de 25 l/s, y un salto neto de 1,2 m, estos datos fueron determinados por aforo de canal y medición de diferencia de nivel del salto de agua.

Para estas condiciones de caudal y salto se determina el número específico de revoluciones para saber cuál es el tipo de turbina que se requiere dimensionar.

3.1.4 *Cálculo de la potencia.* Para micro turbinas la eficiencia η tiene un rango de entre el 50% – 60%.

Reemplazando en la (ecuación 4) se tiene:

$$P = \frac{1\,000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,025 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1,2 \text{ m} \cdot 0,5}{75}$$

$$P = 0,2 \text{ hp} = 150 \text{ w}$$

3.1.5 *Determinación del número específico de revoluciones.* Como se trata de un sistema de bombeo con bomba de pistón de alta velocidad, se adopta la velocidad de rotación $N = 1800 \text{ rpm}$, velocidad que normalmente funcionan estas bombas.

Reemplazando en la (Ecuación 11) se tiene:

$$N_s = \frac{1\ 800\ rpm \cdot \sqrt{0,2\ hp}}{1,2\ m \cdot \sqrt[4]{1,2\ m}}$$

$$N_s = 676\ rpm$$

De la (figura 13), se establece que el campo donde se encuentra esta turbina es en el campo de las turbinas Kaplan y Axial cuyo valor de N_s está en el rango de 500 - 800 rpm.

3.2 Diseño del rotor

Para calcular el diámetro del rotor se hace uso de la ecuación:

$$D^2 = \frac{Q_{max}}{Q_1' \sqrt{H}} \quad (13)$$

Dónde:

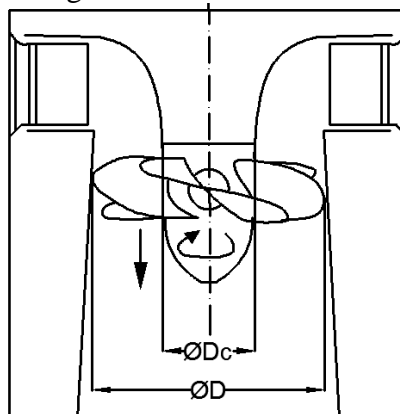
D = Diámetro de rotor [m]

Q_{max} = Caudal máximo [m^3/s]

Q_1' = Rata de flujo unitario [m^3/s]

H = Altura de salto [m]

Figura 16. Partes del rotor



Fuente: Autor

El Q_{max} se refiere a la rata de flujo elevado al 10%, con el propósito de salvaguardar las distintas circunstancias de funcionamiento. El Q' se refiere a la rata de flujo unitario, la misma que se determina con ayuda de la (Anexo B).

Reemplazando en la (ecuación 13) se tiene:

$$D = \sqrt{\frac{0,0275 \frac{m^3}{s}}{1,8 \frac{m^3}{s} \cdot \sqrt{1,2 m}}}$$

$$D = 0,14 m$$

Para determinar el diámetro de cubo del rotor se utiliza la siguiente relación:

$$Km = Dc/D \quad (14)$$

Dónde:

Dc = Diámetro del cubo [m]

$Km = 0,39\% - 0,65 \%$, para turbinas con número específico de revoluciones de $Ns = 600$ a 1000 rpm

Por lo tanto el diámetro del cubo es:

$$Dc = 0,535 \times 0,14 m$$

$$Dc = 0,075 m$$

3.2.1 *Diseño aerodinámico de los álabes.* Para hallar las magnitudes y la forma del perfil, se plantea el siguiente análisis.

En primer lugar se determina la longitud de la cuerda del perfil y el paso por medio del diagrama mostrado en el (Anexo C).

El (Anexo C) proporciona los valores de l/t entre cuerda y paso en función del Ns , donde l es la cuerda y t el paso, para el perfil tangente al cubo y al borde periférico.

Se propone como primera aproximación que la relación l/t con ley lineal entre el cubo y la periferia, se construya un diagrama y sacar los valores l/t para las tres turbinas parciales.

Para un $N_s = 676$ rpm

$l/t = 0,9$ a la periferia

$l/t = 1,15$ al cubo

Si la variación es lineal se escriben los tres valores de las turbinas parciales y se construye el (Anexo D)

Se determina el paso en el radio del cubo en la periferia con la relación:

$$t_k = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{Z_r} \quad (15)$$

Dónde:

t_k = Paso en el radio del cubo [mm]

r = Radio del rotor [mm]

Z_r = Numero de álabes

Para seleccionar el número de álabes de la turbina se determina mediante la (tabla 2), una turbina con número específico de revoluciones $N_s = 600 - 1000$ rpm tenemos que el número de álabes es:

Tabla 2. Selección de número de álabes

Salto H [m]	5	20	40	50	60	70
Número de álabes Z_r	3	4	5	6	8	10
d/D	0,3	0,4	0,5	0,55	0,60	0,70
N_s [rpm]	1000	800	600	400	350	300

Fuente: Hydraulic Turbines. Miroslav Nechleba 1957

Z_r = número de álabes = 3

$$t_c = \frac{2 \cdot \pi \cdot 38 \text{ mm}}{3}$$

$$t_p = \frac{2 \cdot \pi \cdot 70 \text{ mm}}{3}$$

Dónde:

t_p = paso de los álabes en la parte periférica [mm]

l_p = cuerda del álabe en la parte periférica [mm]

t_c = paso de los álabes en la parte del cubo [mm]

l_c = cuerda del álabe en la parte del cubo [mm]

$$t_c = 82,7 \text{ mm}$$

$$t_p = 147 \text{ mm}$$

$$l/t_c = 1,15$$

$$l_c = 82,7 \text{ mm} \cdot 1,15$$

$$l_c = 95,1 \text{ mm}$$

$$l/t_p = 0,9$$

$$l_p = 147 \text{ mm} \cdot 0,9$$

$$l_p = 141,3 \text{ mm}$$

Recopilación de datos del rotor

Tabla 3. Recopilación de datos del rotor

Valor	t [mm]	l/t	L [mm]	s/l	s [m ²]
Cubo	82,7	1,15	95,1	0,00010	0,010
Periferia	157	0,9	141,3	0,000039	0,0056

Fuente: Autor

3.2.1.1 Determinación de áreas del álabe.

$$S = l \cdot b \tag{16}$$

Dónde:

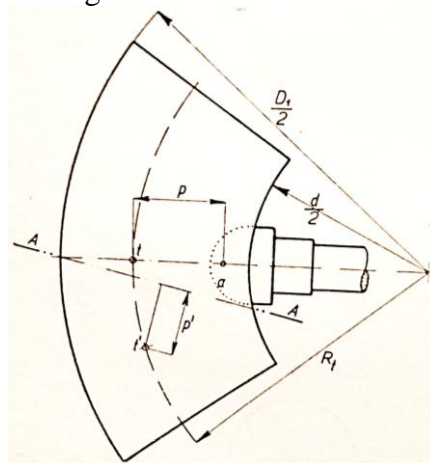
S = Área transversal del álabe [m²]

l = Cuerda del álabe [m]

b = Longitud del álabe en el sentido radial, es decir desde el cubo hasta la parte periférica, en [m]

Para definir las magnitudes del álabe es necesario sub dividir en turbinas parciales y de esta manera determinar el perfil de cada tramo, como se muestra en la siguiente figura.

Figura 17. Perfil del álabe



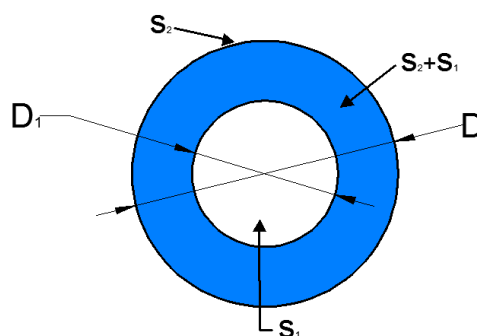
Fuente: Hydraulic Turbines. Miroslav Nechleba 1957

Radio del cubo = 37,5 mm

3.2.1.2 Radios de las turbinas parciales.

Como se manifestó anteriormente, el análisis de turbinas parciales se trata de verificar las magnitudes en anillos que forman los pasos de agua a través de la corona de la turbina, ya que el fluido no ocupa todo el diámetro del tubo ya que hay que restar el área transversal del cubo, y para determinar las velocidades, para cada turbina parcial se partirá por el área de la corona de paso real.

Figura 18. Área de la corona



Fuente: Autor

$$S_y = \pi \cdot r^2 \quad (17)$$

Dónde:

S_y = Área de corona [m^2]

r = Radio de rotor y cubo [m]

Reemplazando para los radios 0,035 m y 0,07 m, se tiene

$$S_2 = 0,017 \text{ m}^2$$

$$S_1 = 1,37 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

El área real de paso de agua es

$$S_r = (S_2 - S_1)$$

$$S_r = (0,017 - 1,37 \times 10^{-3}) \text{ m}^2$$

$$S_r = 0,0156 \text{ m}^2$$

Ahora se determina la velocidad axial del fluido al interior del ducto de la turbina con la (ecuación 3) de la continuidad. De la cual se despeja la velocidad

$$V1a = \frac{0,025 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,0156 \text{ m}^2}$$

$$V1a = 1,6 \text{ m/s}$$

Ahora las áreas parciales o reales de las turbinas se dividen para los tres álabes

$$Sk = \frac{S_r}{3}$$

$$Sk = \frac{0,0156 \text{ m}^2}{3} = 5,2 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Entonces los radios parciales se determinan de la siguiente manera:

$$R_k = \sqrt{\left(S_{k-1} + \frac{S_k}{Z_r}\right) \frac{1}{\pi}} \quad (18)$$

Dónde:

R_k = Radio Parcial [m]

S_{k-1} = Área Parcial [m²]

S_k = Área Real [m²]

Z_r = Número de álabes.

Las áreas parciales se determinan con la ecuación:

$$S_{k-1} = \frac{((0,15)^2 m^2 - 0,026^2 m^2) \pi}{4}$$

$$S_{k-1} = 5,2 \times 10^{-3} m^2$$

$$S_{k-2} = 4,29 \times 10^{-3} m^2$$

$$S_{k-3} = 3,39 \times 10^{-3} m^2$$

Reemplazando en la ecuación se determina los radios parciales

$$R_{k1} = \sqrt{\left(5,2 \times 10^{-3} m^2 + \frac{0,0156 m^2}{3}\right) \cdot \frac{1}{\pi}}$$

$$r1 = 5,01 \text{ cm}$$

$$r2 = 6,9 \text{ cm}$$

$$r3 = 7 \text{ cm}$$

Entonces para cada turbina parcial se tiene las magnitudes

$$b1 = 5,01 \text{ cm} - 3,95 \text{ cm} = 1,06 \text{ cm}$$

$$b2 = 6,9 \text{ cm} - 5,01 \text{ cm} = 1,89 \text{ cm}$$

$$b3 = 7,5 \text{ cm} - 7,1 \text{ cm} = 0,4 \text{ cm}$$

El área transversal en la base del cubo es

$$Sc = 9,51 \text{ cm} \times 1,06 \text{ cm} = 10 \text{ cm}^2 = 0,001 \text{ m}^2$$

El área en la parte periférica es:

$$Sl = 14,13 \text{ cm} \times 0,4 \text{ cm} = 5,65 \text{ cm}^2 = 0,000565 \text{ m}^2$$

3.2.2 *Análisis del triángulo de velocidades.* Se dice que las turbinas son geoméricamente similares cuando la relación de todas sus dimensiones en todas las direcciones son las mismas, o cuando las correspondientes características de ángulos son las mismas.

Esto muestra que para determinar el funcionamiento y las magnitudes de los álabes es necesario acudir a hacer el análisis de los triángulos de velocidad a la entrada y a la salida del álabe (figura 11).

La velocidad tangencial o periférica será la misma tanto a la entrada como a la salida del perfil ya que se encuentra en el mismo nivel de radio y se determina por medio de la (ecuación 19).

$$U = U_1 = U_2 = \frac{\pi ND}{60} \quad (19)$$

Dónde:

U = Velocidad tangencial [m/s]

D = Diámetro del rotor [m]

N = Revoluciones del rotor [rpm]

$$U = \frac{\pi \cdot 1\,800 \text{ rpm} \cdot 0,14 \text{ m}}{60}$$

$$U = 13,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_{1a} = V_2 = \frac{Q}{S_2}$$

$$V_{1a} = V_2 = \frac{0,025 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,0156 \text{ m}^2}$$

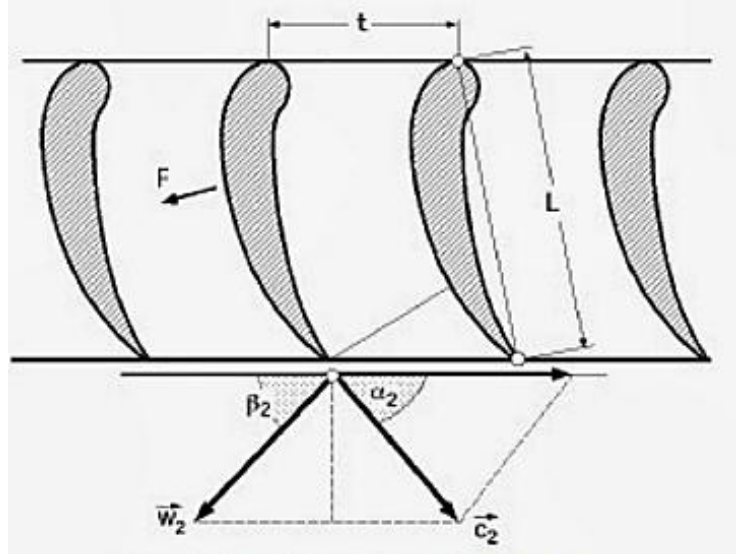
$$V_2 = 1,6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\beta_2 = \arctg \frac{V_2}{U_2}$$

$$\beta_2 = \arctg \frac{1,6 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{13,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

$$\beta_2 = 6,8$$

Figura 19. Configuración de las velocidades y fuerzas en el álabe



Fuente: www.apuntesingenieriaelectrica.blogspot.com/2014_04_01_archive.html

$$W_2 = \frac{V_2}{\text{sen}\beta_2}$$

$$W_2 = \frac{1,6 \frac{m}{s}}{\text{sen } 6,8}$$

$$W_2 = 13,4 \frac{m}{s}$$

$$V_{u1} = \frac{\eta i . g . H}{U}$$

$$V_{u1} = \frac{0,625 \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 1,2 m}{13,2 \frac{m}{s}}$$

$$V_{u1} = 0,55 \frac{m}{s}$$

$$\beta_1 = \text{arctg} \left(\frac{V_{1a}}{U - V_{u1}} \right)$$

$$\beta_1 = \text{arctg} \left(\frac{1,6 \frac{m}{s}}{13,2 \frac{m}{s} - 0,55 \frac{m}{s}} \right)$$

$$\beta_1 = 7,2$$

$$W_1 = \frac{V_{1a}}{\text{Sen}\beta_1}$$

$$W_1 = \frac{1,6 \frac{m}{s}}{\text{Sen } 7,2}$$

$$W_1 = 12,76 \frac{m}{s}$$

Haciendo las mismas consideraciones se elabora la siguiente tabla donde se muestra los valores de ángulos de entrada y salida para cada cilindro elemental de turbina parcial.

Tabla 4. Ángulos de entrada y salida

Turbina parcial	Radio medio [m]	β_1 Grados	β_2 Grados	W_1 [m/s]	W_2 [m/s]
1	0,07	7,2	6,8	12,76	12,49
2	0,055	15,5	14,1	9,85	10,5
3	0,054	16	15	9,74	10
4	0,046	25,5	23,3	8,72	9,12

Fuente: Autor

3.2.3 *Determinación del perfil aerodinámico.* Cuando se diseña una turbina axial debe hacerse de acuerdo a un perfil aerodinámico que ha sido probado en un túnel de viento, por lo que en primer plano se debe determinar las magnitudes de las fuerzas que actúan en el a través de los coeficientes de empuje y resistencia de esos perfiles, de la (Figura 20) se puede desprender las componentes que actúan en el mismo.

El empuje que el fluido imprime al álabe, está dado por la ecuación:

$$P = \frac{1}{2 \cdot g} c_l \cdot \rho \cdot S \cdot W_\infty^2$$

Dónde:

P = Empuje [kg]

c_l = Coeficiente de empuje o sustentación.

W_∞ = Velocidad relativa [m/s]

ρ = Densidad [kg/m³]

$$P_x = \frac{c_x \gamma}{2 g} V^2 S$$

$$P_z = \frac{c_l \gamma}{2 g} V^2 S$$

Dónde:

P_x = Es la componente de la fuerza de empuje en su lado de resistencia [kg]

P_z = Es la componente de la fuerza de empuje en el lado de sustentación [kg]

c_x = Coeficiente de resistencia del perfil.

c_l = Coeficiente de sustentación del perfil.

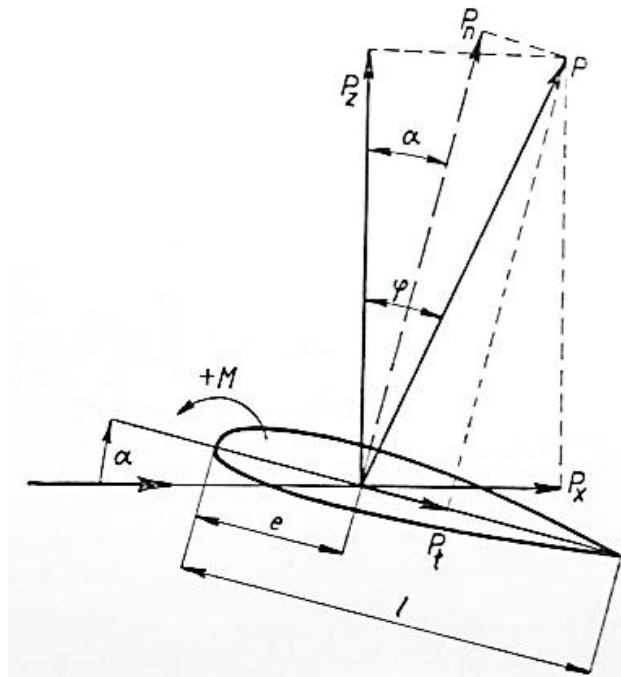
V = Velocidad del medio en relación a una suficiente distancia en frente [m/s]

S = Superficie del perfil [m²]

γ = Peso específico [kg/m³]

g = Gravedad [m/s²]

Figura 20. Fuerzas que actúan en el álabe



Fuente: Hydraulic Turbines. Miroslav Nechleba 1957

Acorde a la teoría de Kutta and Jowkowski la acción de empuje que ejerce el agua, puede ser expresada por medio de la circulación alrededor de este.

$$P_z = \frac{\gamma}{g} b \cdot W_\infty \cdot \Gamma$$

Γ = Circulación produciendo el empuje está dado por la diferencia de las velocidades relativas del medio alrededor del perfil.

$$\Gamma = t(W_{u1} - W_{u2})$$

$W_{u2} - W_{u1}$ = componente de la velocidad relativa en el lado de la velocidad tangencial

$$\Gamma c = 0,0827 \text{ m} \cdot 0,55 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 0,045 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Como se ve en la (figura 11) el valor de la velocidad relativa del agua W_1 cambia en la dirección de un valor en frente a un valor diferente en la parte trasera del perfil aun valor W_2 , por lo que para el cálculo se puede asumir que:

$$W_\infty = \frac{W_1 + W_2}{2}$$

$$W_\infty = \frac{12,76 \frac{\text{m}}{\text{s}} + 12,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{2}$$

$$W_\infty = 12,58 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P_z = \frac{1\,000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \cdot 0,035 \text{ m} \cdot 12,58 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,045 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$P_z = 2 \text{ kg}$$

Haciendo un análisis de la (figura 20) se ve que la velocidad asintótica, es decir paralela a la cuerda del perfil es la que incide en la determinación de la fuerza de empuje, por lo tanto, la componente de la fuerza P_z permite calcular T, o en su defecto sin riesgo de cometer un gran error se puede decir que la componente P_x de la fuerza P es $P_x = (2 - 3) \% P$.

Desde el análisis aerodinámico y utilizando los coeficientes de sustentación y arrastre del perfil, la fuerza que ejerce el fluido al perfil se determina con el coeficiente de sustentación del perfil y para luego seleccionarlo del catálogo de la NACA (National Advisory Committee for Aeronautics) o en castellano (Comité Consejero Nacional para la Aeronáutica).

$$P_z = \frac{c_l}{2g} \cdot \gamma \cdot W_\infty^2 \cdot S$$

$$2 \text{ kg} = \frac{c_l}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \cdot 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 12,58^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \cdot 0,0334 \text{ m} \cdot 0,012 \text{ m}$$

$$c_l = 0,032$$

En el catálogo de la NACA con el valor del coeficiente c_l se selecciona el perfil NACA 1408 mostrado en el (Anexo E)

$$m/l = 0,01$$

$$L/l = 0,4$$

$$t/l = 0,08$$

$$cl = 1,2$$

$$cd = 0,012$$

$$P_x = \frac{0,012}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \cdot 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 7,5^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \cdot 0,012 \text{ m}^2$$

$$P_x = 0,055 \text{ kg}$$

Ahora se determina el perfil aerodinámico haciendo uso de la tabla del NACA 1408 mostrada en el (Anexo F).

3.3 Diseño de la carcasa y canal

La forma del canal y el espiral que antecede al distribuidor, debe tener la forma de un espiral, para que el agua llegue en forma lineal e inicie la formación del vórtice y alimente homogéneamente alrededor de todas las paletas del distribuidor.

Esta espiral tiene similitud a la carcasa de una turbina y depende de la forma del rotor de la misma, pero con la diferencia que para este caso el canal y espiral son abiertos.

No es recomendable que el flujo del agua ingrese sin una dirección preestablecida, ya que tendrá cambios violentos de dirección, para eso en primer lugar se elige la velocidad de ingreso del agua, de experiencias se demuestra que los valores de ancho del canal al ingreso de la espiral esta dado en el (Anexo G).

$$D_e = \sqrt{\frac{4Q}{\pi C_e}} \quad (20)$$

Dónde:

D_e = Ancho del canal [m]

Q = Caudal [m^3/s]

C_e = Del (Anexo G) para un salto de 1,2 m la velocidad en 0,27 m/s.

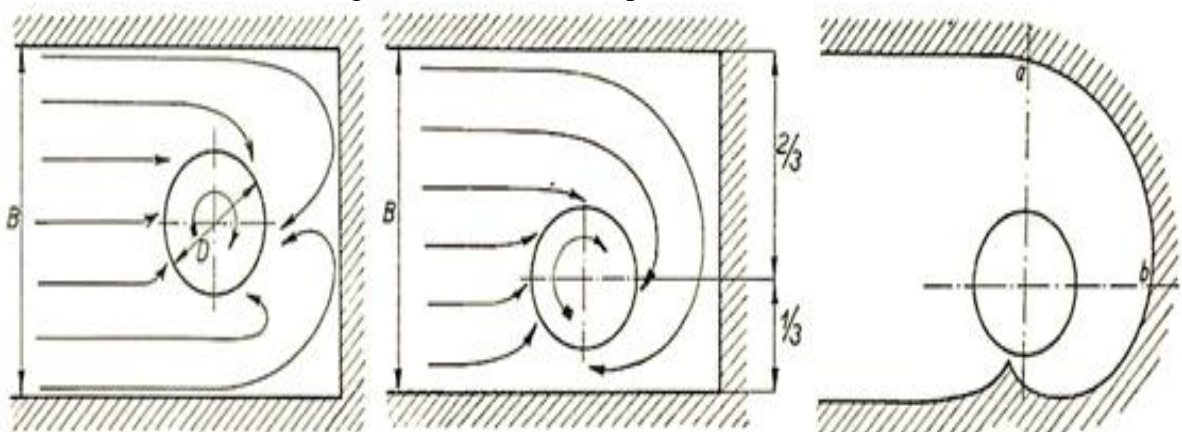
Entonces el ancho del canal es:

$$D_e = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,025 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,27 \frac{\text{m}}{\text{s}}}}$$

$$D_e = B = 0,34 \text{ m}$$

Con el propósito de que se forme el vórtice de ingreso al distribuidor y de esta manera distribuir homogéneamente y con dirección, el centro del rotor debe estar desplazado a $1/3$ del ancho, es decir:

Figura 21. Diseño de espiral del canal

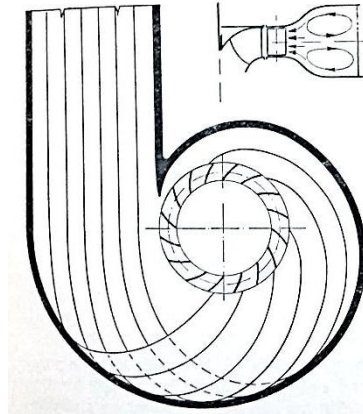


Fuente: Hydraulic Turbines. Miroslav Nechleba 1957

$$B/3 = 0,113 \text{ m}$$

La forma de la carcasa obedece a una espiral y para su trazo se basa en un cuadrado cuyo lado se determina con la ecuación:

Figura 22. Forma de la carcasa



Fuente: Hydraulic Turbines. Miroslav Nechleba 1957

$$a = (0,25 \dots 0,3) \frac{Q}{b} \cdot V_e \quad (21)$$

Dónde:

a = Cuadro del espiral [m]

Q = Caudal [m^3/s]

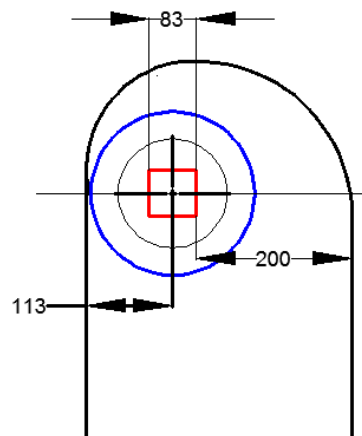
b = Calado del canal = 0,075 m

V_e = Velocidad de entrada [m/s]

$$a = \frac{0,25 \times 0,025 \frac{m^3}{s}}{0,075 m \cdot 1 \frac{m}{s}}$$

$$a = 0,083 m = 83 mm$$

Figura 23. Ubicación del cuadro en el espiral

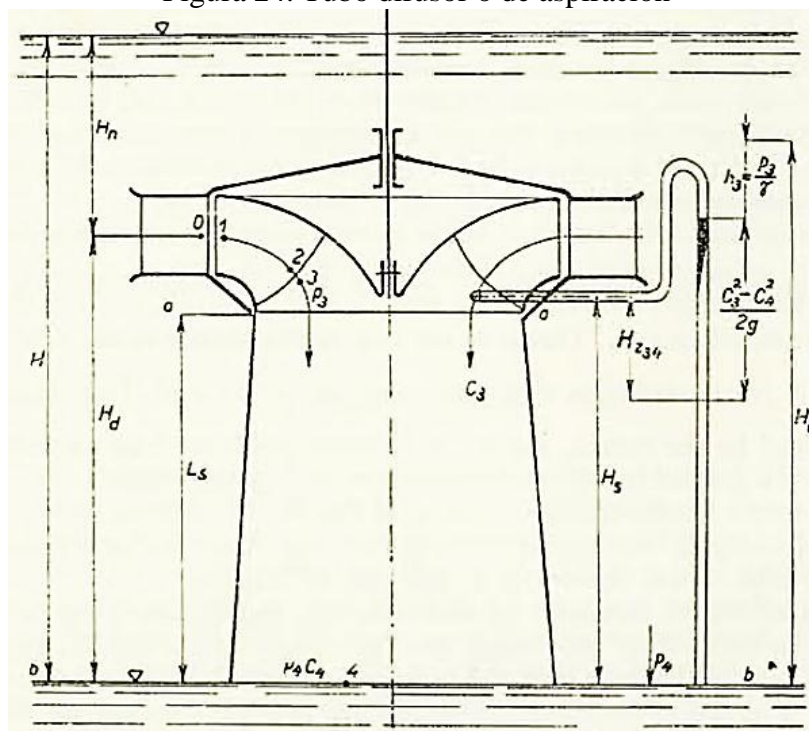


Fuente: Autor

La construcción de la turbina depende de la forma del canal, en este caso es anti horario porque el rotor fue diseñado en ese sentido.

3.3.1 *Diseño del tubo difusor.* El tubo de aspiración o difusor debe tener la forma de un tronco cónico, para desdoblarse la energía cinética y aprovechar el fenómeno de aspiración o succión, consecuencia del cambio de sección. Este efecto hace que aprovechemos todo el fluido. Si no se controla la depresión en el tubo de succión, se puede producir la cavitación en los álabes del rotor.

Figura 24. Tubo difusor o de aspiración



Fuente: Hydraulic Turbines. Miroslav Nechleba 1957

Como se puede ver en la figura la velocidad del fluido a la salida del rotor es V_3 , si la sección del tubo de succión es mayor en el lado de descarga, la velocidad V_4 se reducirá, en el trayecto habrá pequeñas pérdidas de carga por fricción del fluido en las paredes del tubo, experimentalmente se ha determinado que la sección del tubo a la salida se calcula mediante la relación:

$$\frac{\sqrt{F_4} - \sqrt{F_3}}{L} = \frac{1}{5} a \frac{1}{8}$$

F_3 = sección en el diámetro de salida de la turbina, es decir $D = 0,14$ m

$$F_3 = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$F_3 = \frac{\pi \cdot (0,14)^2 m^2}{4} = 0,0153 m^2$$

La longitud del tubo va a ser de 1.3 m, se asume 1/5 la relación la sección de salida será:

$$\sqrt{F_4} - \sqrt{0,0153 m^2} = \frac{1,3 m}{5}$$

$$F_4 = 0,14 m$$

Y el diámetro de salida del tubo de succión será

$$D_4 = 0,43 m = 400 mm$$

3.4 Diseño de los elementos mecánicos de la turbina.

3.4.1 Cálculo el diámetro del eje. Los ejes de las turbinas hidráulicas de eje vertical como las Kaplan, están sujetas básicamente a esfuerzos de torsión producto del momento torsor M, donde el máximo valor con válvulas y canal abierto alcanza un valor de:

$$\tau_{max} = \frac{16M}{\pi d^3} \quad (22)$$

Dónde:

τ_{max} = Torsión máxima [kg/cm²]

M = Máximo torque a velocidad abierta [kg-cm]

d = Diámetro del eje [cm]

Donde M es el máximo torque a velocidad abierta, su valor es:

$$M = 71\,620 \cdot \frac{P}{N}$$

Y la potencia que eroga la máquina dada por la (ecuación 4)

$$P = \frac{\rho \cdot Q \cdot H \cdot \eta}{75}$$

El rendimiento total obedece al producto de los tres rendimientos parciales, es decir:

$$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m$$

Para micro turbinas el rendimiento total se asume

$$\eta_t = 0,5$$

Se reemplazan los datos en las (ecuación 22) se tiene:

$$P = \frac{1\,000 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,025 \frac{m^3}{s} \cdot 1,2 m \cdot 0,5}{75}$$

$$P = 0,2 \text{ hp}$$

$$M = 71\,620 \frac{0,2 \text{ hp}}{1\,800 \text{ rpm}}$$

$$M = 9 \text{ kg.cm}$$

Y el valor

$$\tau_{max} = \frac{16 \times 9 \text{ kg.cm}}{\pi d^3}$$

Para el acero ASTM A 108 utilizado para la construcción del eje el del esfuerzo permisible del es $\tau_{max} = 122 \text{ kg/cm}^2$

$$d = 7,2 \text{ mm}$$

En la realidad se construirá de 20 mm por lo que el eje soportara la carga dimensionada con un coeficiente de seguridad de 2,8

3.4.1.1 Velocidad crítica. La velocidad crítica es, cuando el rotor tiene su frecuencia natural. Cuando el rotor opera en, o cerca de la velocidad crítica, una alta vibración se produce lo que puede dañar el rotor de turbina.

Para asegurarse de que la velocidad racional no es igual o cercana a la velocidad crítica, la velocidad crítica se puede determinar de la siguiente manera:

$$n_c = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{c_q}{G}} \quad (23)$$

Dónde:

n_c = Velocidad crítica [s^{-1}]

c_q = Constante del resorte de oscilación lateral elástica [N/m]

G = Peso total del rotor [kg]

El peso total de los componentes del rotor se detalla en la siguiente tabla:

Tabla 5. Componentes del rotor

Elemento	G(kg)
Cubo	0,5
Tapas del cubo	1
Punta de ojiva	0,5
Álabes	1
Total	3

Fuente: Autor

El rotor de la turbina es montado en voladizo por lo que, la constante de resorte de oscilación elástica lateral se define como:

$$c_q = \frac{3 \cdot E \cdot I}{l^3} \quad (24)$$

Dónde:

c_q = Constante del resorte de oscilación lateral elástica [N/mm]

E = Modulo de elasticidad [N/mm^2]

I = Momento axial de inercia [mm^4]

l = Longitud del eje al rodamiento [mm]

El material que fue elegido para el eje tiene un módulo elástico de $180\,000\text{ N/mm}^2$.

El momento de inercia axial se puede establecer como:

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4) \quad (25)$$

Dónde:

I = Momento de inercia axial [mm^4]

D = Diámetro exterior del rotor [mm]

d = Diámetro del cubo [mm]

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot (140^4 \text{ mm}^4 - 75^4 \text{ mm}^4) = 20\,410\,565,45 \text{ mm}^4$$

$$c_q = \frac{3 \cdot 205\,939,65 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 20\,410\,565,45 \text{ mm}^4}{156^3 \text{ mm}^3} = 3\,321\,562,78 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$n_c = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{3\,321\,562,78 \frac{\text{N}}{\text{mm}}}{3 \text{ kg}}} = 167,46 \text{ s}^{-1} = 1\,600 \text{ rpm}$$

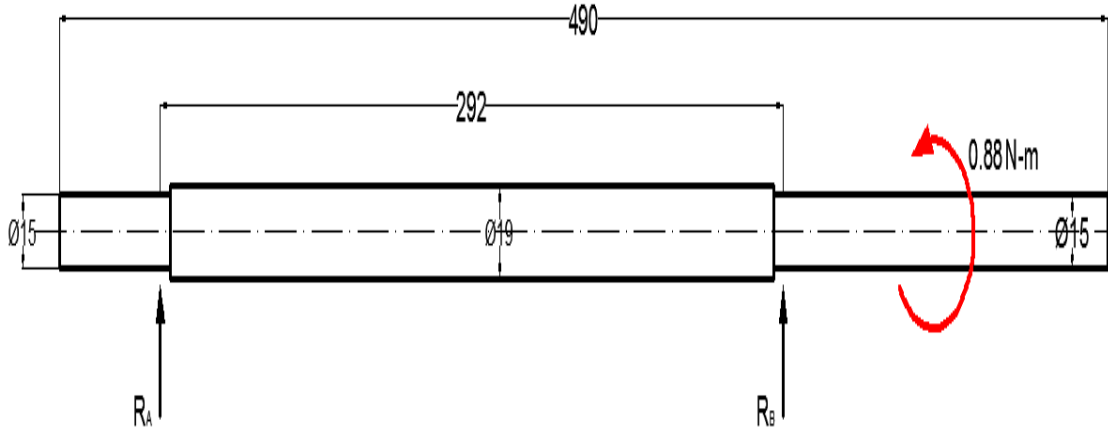
3.4.1.2 *Cálculo a fatiga del eje.* Entre piezas y componentes mecánicos que están sometidos a cargas cíclicas o variables, la rotura por fatiga es una de las causas más comunes de agotamiento de los materiales.

En efecto, la resistencia mecánica de un material se reduce cuando sobre él actúan cargas cíclicas o fluctuantes, de manera que transcurrido un número determinado de ciclos de actuación de la carga, la pieza puede sufrir una rotura.

El número de ciclos necesarios para generar la rotura de la pieza dependerá de diversos factores, entre los cuales están la amplitud de la carga aplicada, la presencia de entallas, de pequeñas grietas, micro fisuras e irregularidades en la pieza, etc. Se trata de calcular

la duración estimada (número de ciclos o vueltas de revolución) del eje de giro como el que se muestra en la (figura. 25)

Figura 25. Esquema de fuerzas que actúan en el eje



Fuente: Autor

El eje se encuentra apoyado sobre dos cojinetes de bolas colocados en los apoyos A y B, siendo $r=2$ mm el valor del radio para el entalle en los cambios de sección del eje.

El eje está fabricado en acero ASTM A 108 ($S_y = 441,22$ MPa, $S_u = 373$ MPa) con un acabado superficial a máquina.

A efecto de cálculos, las dimensiones del eje que aparecen en la (Figura. 25) están expresadas en mm.

En primer lugar, se va a calcular el valor de las reacciones que se producen en los apoyos de los cojinetes (apoyos A y B). Para ello, se ha calculado a través del software de MDsolids 3.5

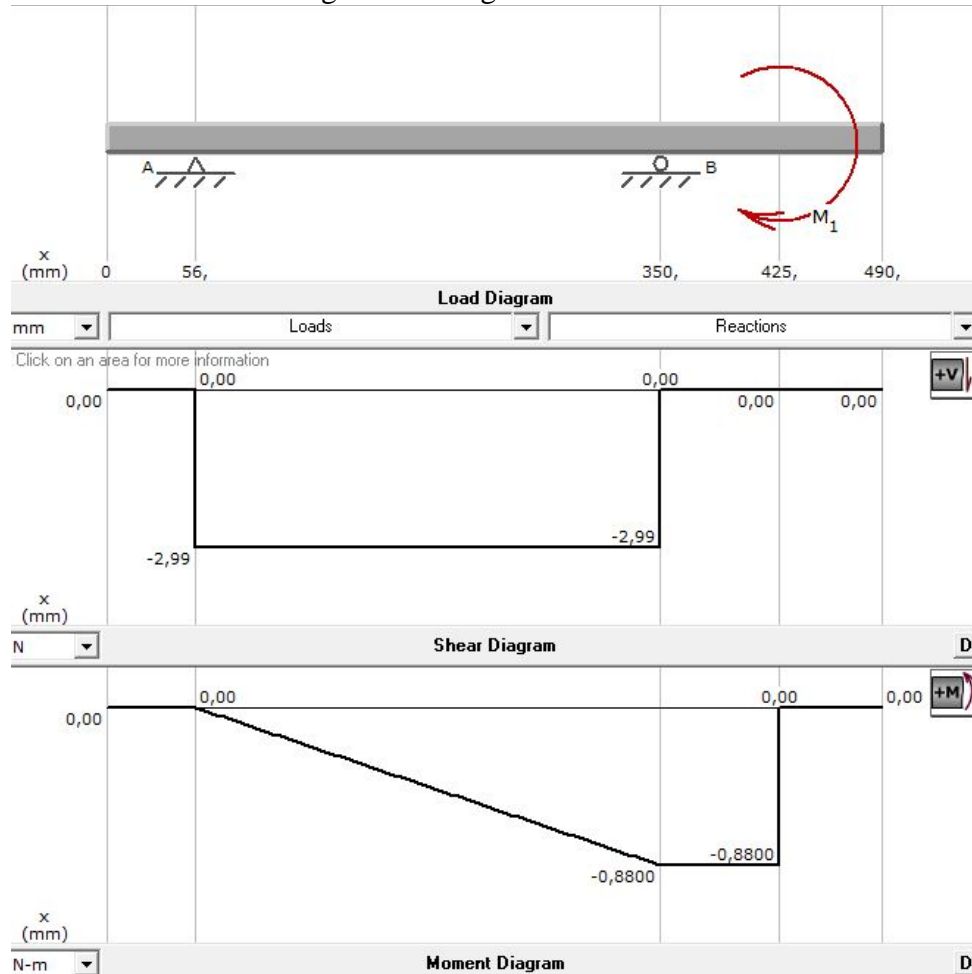
De donde se obtienen los siguientes valores de las reacciones:

$$R_A = 2,99 \text{ N}$$

$$R_D = 2,99 \text{ N}$$

Obtenidos los valores de las reacciones en los apoyos del eje, se puede obtener también la distribución de la ley de momentos de flexión a lo largo del eje.

Figura 26. Diagrama de momentos



Fuente: Autor

Según la distribución de esfuerzos, el momento flector máximo en el eje alcanza en el punto de aplicación de la carga (0,88 N.m), se sitúa en el entalle donde se produce el cambio de sección.

La resistencia a fatiga teórica del acero se puede obtener como

$$S'_n = 0,5 \cdot S_u = 0,5 \cdot 373 \text{ MPa} = 186,5 \text{ MPa}$$

El valor anterior es el valor de la resistencia a fatiga de la probeta de acero en el ensayo. Para calcular el valor de la resistencia a fatiga que se adapte mejor a las condiciones reales de trabajo de la pieza, habrá que afectar al anterior valor de los correspondientes coeficientes correctores, que se expresará como:

$$S_n = C_a \cdot C_b \cdot C_c \cdot C_d \cdot C_e \cdot S'_n$$

Dónde:

S_n = límite de fatiga real de la pieza [MPa]

S'_n = límite de fatiga teórico de la probeta [MPa]

C_a = coeficiente por acabado superficial.

C_b = coeficiente por tamaño.

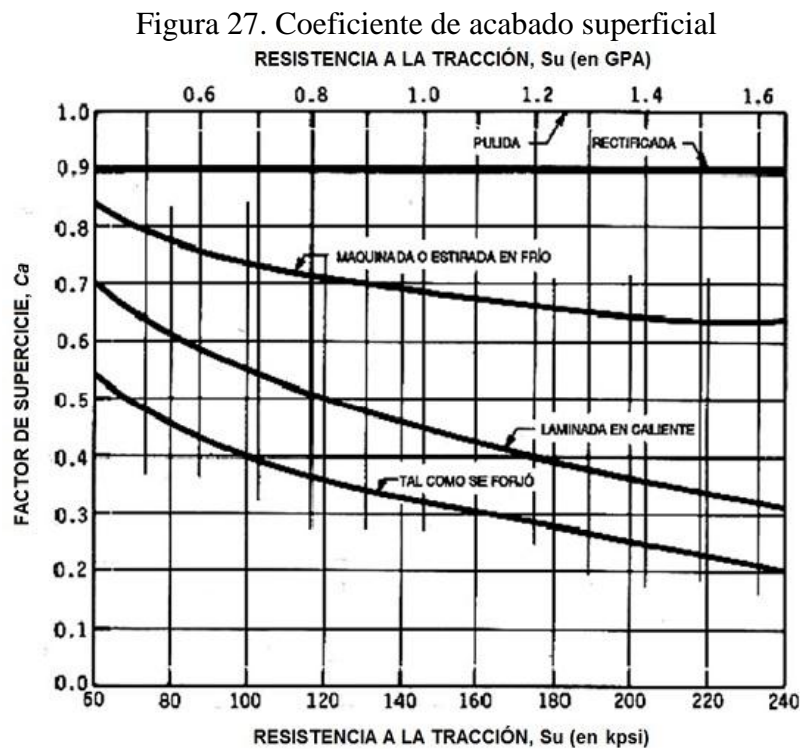
C_c = coeficiente de confianza.

C_d = coeficiente de temperatura.

C_e = coeficiente de sensibilidad al entalle.

A continuación, se calcularán los valores de los distintos coeficientes correctores del límite de fatiga:

- *Coeficiente por acabado superficial C_a .* Según la (figura 27), para el cálculo del coeficiente por acabado superficial (C_a), para un valor de la resistencia última a tracción del acero $S_u = 373$ MPa y un acabado de superficie maquinado de la pieza, resulta un coeficiente corrector de:



Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn217.html>

$C_a = 0,80$

• *Coefficiente por tamaño C_b* . Para casos de flexión y torsión, el coeficiente por tamaño (C_b) se calcula utilizando las expresiones, que para un diámetro del eje $d = 19$ mm ($d > 10$ mm), resulta:

$$C_b = 0,85$$

• *Coefficiente de confianza o seguridad funcional C_c* . Si se considera una probabilidad de fallo del 99 %, resulta un factor de desviación de valor $D = 2,3$ obtenido de la (tabla 6).

Tabla 6. Probabilidad de Fallo

Probabilidad de supervivencia (%)	D
85	1,0
90	1,3
95	1,6
99	2,3
99,9	3,1
99,99	3,7

Fuente: Autor

Con este valor el coeficiente de confianza resulta finalmente de:

$$C_c = 1 - 0,08 \cdot D = 1 - 0,08 \cdot 2,3 = 0,82$$

- *Coefficiente por temperatura C_d* . Se supone que el eje trabajará siempre a una temperatura de operación por debajo de 70 °C (158 °F). Según la temperatura de funcionamiento si $T \leq 160$ °F, le corresponde un factor corrector por temperatura de $C_d = 1$.
- *Coefficiente de sensibilidad a la entalla C_e* . En primer lugar, se calcula el coeficiente de concentración de tensiones K_t . Para ello, se hará uso del diagrama que mejor se aproxime al caso que ocupa, según la tipología de carga y geometría de la pieza.

Para este caso, se empleará el diagrama Barra circular con entalle circunferencial sometida a torsión, entrando en el diagrama con los siguientes valores:

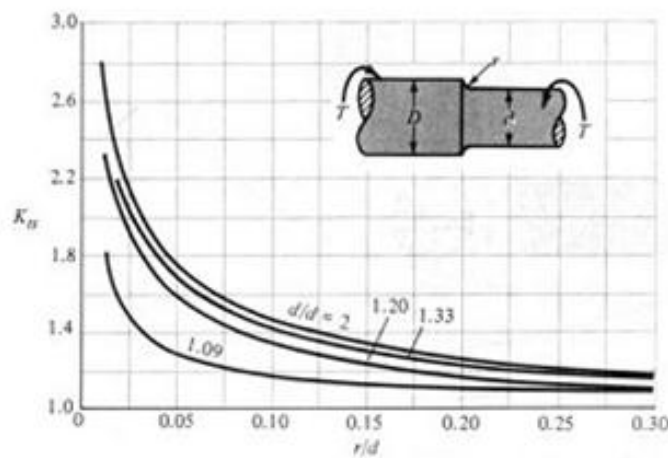
$$\frac{D}{d} = \frac{19}{15} = 1,256$$

$$\frac{r}{d} = \frac{2}{15} = 0,133$$

Resultando un coeficiente de concentración de tensiones (K_t) de valor:

Figura 28. Coeficiente de concentración de tensiones

D.8.- Barra circular con entalle circunferencial sometida a torsión, $\tau_o = T \cdot c / J$
 donde $c = d/2$, $J = \pi \cdot d^4 / 32$



Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn217.html>

$$K_t = 1,75$$

En segundo lugar, a partir de la dimensión característica del eje (para este caso, se tiene que $a = \text{diámetro} = 15 \text{ mm}$) y radio de la entalla ($r = 2 \text{ mm}$), se calcula el factor de sensibilidad a la entalla (q), mediante la ecuación ya vista de:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{a}{r}}$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{15 \text{ mm}}{2 \text{ mm}}} = 0,11$$

Conocidos el coeficiente de concentración de tensiones $K_t = 1,75$ y del factor de sensibilidad a la entalla $q = 0,11$, se calcula el coeficiente de concentración de tensiones a la fatiga (K_f) como:

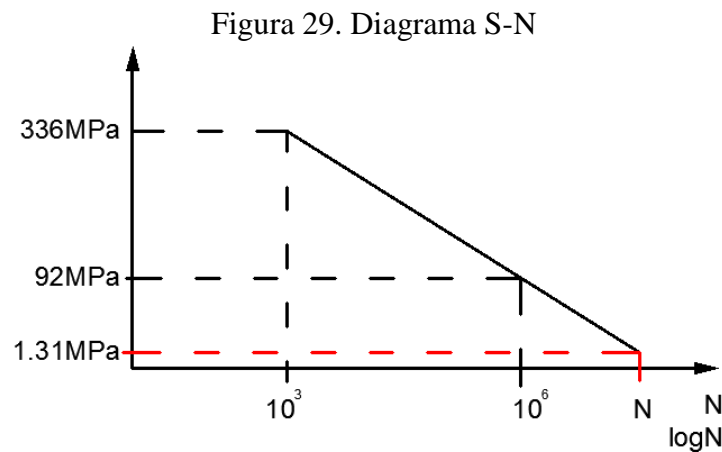
$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) = 1 + 0,11 \cdot (1,75 - 1) = 1,08$$

Finalmente, el coeficiente de sensibilidad a la entalla (C_e) se calcula como:

$$C_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{1,08} = 0,925$$

Por lo tanto, obtenidos los coeficientes correctores anteriores, ya se puede obtener el valor de la resistencia a la fatiga (S_n):

$$S_n = C_a \cdot C_b \cdot C_c \cdot C_d \cdot C_e \cdot S'_n = 0,76 \cdot 0,85 \cdot 0,82 \cdot 1 \cdot 0,925 \cdot 186,33 \text{ MPa} = 91,3 \approx 92 \text{ MPa}$$



Fuente: Autor

Con el valor real del límite de fatiga (S_n) para la pieza de acero, se puede construir su diagrama S-N, como se muestra en la (figura 29).

Como ya se indicó anteriormente, se puede representar con muy buena aproximación el diagrama S-N de los aceros conociendo dos puntos. Estos puntos son, por un lado, su resistencia a fatiga para 10³ ciclos (para este caso, $S = 0,9 \cdot S_u = 0,9 \cdot 373 \text{ MPa} = 336 \text{ MPa}$) y por otro, su límite a fatiga ($S_n = 92 \text{ MPa}$) ya calculado para 10⁶ ciclos (vida infinita).

Por otro lado, se tenía que el valor del momento flector en el entalle del eje donde se produce el cambio de sección, en este caso la sección B, es de valor $M = 0,88 \text{ N.m}$, obtenido de la distribución de la ley de momentos de flexión a lo largo del eje.

El módulo resistente a flexión (W) de la sección del eje en ese punto se calcula como:

$$W = \frac{I}{c} = \frac{\left(\frac{\pi \cdot d^4}{64}\right)}{\frac{d}{2}}$$

$$W = \frac{\left(\frac{\pi \cdot 1,9^4 \text{ m}^4}{64}\right)}{\frac{1,9\text{m}}{2}} = 0,00000067 \text{ m}^3$$

Por lo tanto, el valor de la tensión debido al momento flector en la sección B del eje viene dado por la siguiente expresión:

$$\sigma = \frac{M}{W}$$

Que sustituyendo valores resulta:

$$\sigma = \frac{0,88 \text{ Nm}}{6,7 \times 10^{-7} \text{ m}^3} = 1,31 \text{ MPa}$$

El valor de este esfuerzo es menor que su límite a fatiga ($\sigma > S_n = 92 \text{ MPa}$), por lo que el eje tendrá una vida finita de un determinado número de ciclos, que se podrá obtenerse de su diagrama S-N.

Por lo tanto y como se indica en la figura anterior, a partir de la curva S-N se podrá obtener el número de ciclos que soporta la pieza sometida a la tensión $\sigma = 316 \text{ MPa}$, mediante la relación siguiente:

$$\frac{336 - 1,31}{\log(10^6) - \log(10^3)} = \frac{92 - 1,31}{\log(N) - \log(10^6)}$$

Resultando finalmente una duración estimada de la vida del eje de:

$$N = 10^{6,82} = 6\,456\,542,3 \text{ ciclos}$$

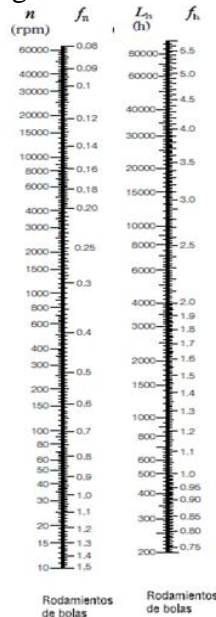
3.4.1.3 Selección de rodamientos. Para seleccionar un rodamiento rígido de bolas de diámetro de eje 15 mm, y un diámetro exterior 32 mm que cumpla con las siguientes condiciones:

Carga radial $F_r = 3 \text{ N} = 30 \text{ kgf}$

Velocidad $N = 1800 \text{ rpm}$

En (figura 30) se muestra el valor de $f_n = 0,26$ hallado con la velocidad

Figura 30. Factor f_n



Fuente: Catalogo NSK

En la (tabla 7) el factor de vida para equipos hidráulicos es $f_h = 6$

Tabla 7. Factor de vida

Periodos de funcionamiento	Factor de vida de fatiga f_h				
	-3	2-4	3-5	4-7	6~
Utilizados con poca frecuencia o durante periodos cortos	<ul style="list-style-type: none"> • Motores pequeños para electrodomésticos, como aspiradoras y lavadoras. • Herramientas eléctricas manuales 	<ul style="list-style-type: none"> • Maquinaria agrícola 			
Utilizados ocasionalmente pero cuya fiabilidad es importante		<ul style="list-style-type: none"> • Motores para calefactores domésticos y aires acondicionados • Maquinaria para la construcción 	<ul style="list-style-type: none"> • Transportadoras • Roldanas para cables elevadores 		
Utilizados intermitentemente durante periodos relativamente largos	<ul style="list-style-type: none"> • Cuellos de cilindros para laminación 	<ul style="list-style-type: none"> • Motores pequeños • Grúas de cubierta • Grúas de carga en general • Soportes de piñón • Coches de pasajeros 	<ul style="list-style-type: none"> • Motores de fabricas • Máquina Herramienta • Transmisiones • Cribas • Trituradoras 	<ul style="list-style-type: none"> • Roldanas para grúas • Compresores • Transmisiones especializadas 	
Utilizados intermitentemente durante más de ocho horas diarias		<ul style="list-style-type: none"> • Escaleras mecánicas 	<ul style="list-style-type: none"> • Separadores centrífugos • Equipos de aire acondicionado • Compresores • Máquinas para trabajar madera • Motores grandes • Cajas de ejes para ejes ferroviarios 	<ul style="list-style-type: none"> • Elevadores para minas • Volantes de prensas • Motores de tracción para ferrocarriles • Cajas de ejes para locomotoras 	<ul style="list-style-type: none"> • Máquinas para fabricación de papel
Utilizados continuamente y cuya alta fiabilidad es importante					<ul style="list-style-type: none"> • Bombas de agua • Centrales eléctricas • Bombas para el drenaje de minas

Fuente: Catalogo NSK

Entonces en la (figura 30) se determina el índice básico de vida $L_h \geq 90\,000$ h

$$P = F \cdot r = 3\,N \cdot 30,6\,kgf$$

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P} = 0,26 \times \frac{C_r}{3} \geq 6$$

Por lo tanto

$$C_r \geq 6 \cdot \frac{3}{0,26} = 69,2\,N = 0,069\,KN = 7\,kg$$

Figura 31. Rodamientos de bolas

Dimensiones principales			Capacidades básicas de carga				Factor	Velocidades límites				Números de rodamientos						
d	D	B	r	dinámica		estática		f _s	r.p.m.		LLH	LLU	tipo abierto	con sello		con sello de bajo torque		
				C _r	C _{0r}	C _{0s}	C _{0e}		grasa	acero				con tapas	de contacto			
15	21	4	0,2	—	0,940	0,585	96	59	16,5	6 600	7 600	—	—	6702	—	LLF	—	
	24	5	0,3	—	2,09	1,26	212	128	15,8	26 000	31 000	—	17 000	6802	ZZ	LLB	—	LLU
	28	7	0,3	0,3	3,65	2,00	375	204	14,8	24 000	28 000	—	—	6902	ZZ	LLB	—	LLU
	32	8	0,3	—	5,60	2,83	570	289	13,9	22 000	26 000	—	—	16002	—	—	—	—
	32	9	0,3	0,3	5,60	2,83	570	289	13,9	22 000	26 000	18 000	15 000	6002	ZZ	LLB	LLH	LLU
	35	11	0,6	0,5	7,75	3,60	790	365	12,7	19 000	23 000	18 000	15 000	6202	ZZ	LLB	LLH	LLU
	42	13	1	0,5	11,4	5,45	1 170	555	12,3	17 000	21 000	15 000	12 000	6302	ZZ	LLB	LLH	LLU

Fuente: Catalogo NSK

Entre los datos mostrados en la (figura 30) de rodamientos, debería seleccionar 6002 ZZ como uno que cumple las anteriores condiciones. Como se puede ver el rodamiento tiene un C_r de 5,6 KN que es mayor al calculado por lo que no fallará en el tiempo.

3.4.2 Cálculo del espesor del álabe. Los álabes del rotor de la turbina están sujetos principalmente a dos esfuerzos a saber, el del flujo del agua por los canales del rotor y por la fuerza centrífuga.

En efecto la fuerza con que el agua actúa sobre el álabe, se puede determinar en cada superficie, porque del diseño de perfiles se conocen los coeficientes de empuje y arrastre, por composición de fuerzas se determina la magnitud y ubicación de la fuerza resultante que actúa en el centro de gravedad del perfil, entonces su cálculo será:

$$P_u = \frac{M}{R_t z} \quad (26)$$

Dónde:

P_u = Empuje [kg]

M = Momento Torsor [kg.cm]

R_t = radio al centro de gravedad del álabe = 0,065 cm

z = Número de álabes = 3

$$P_u = \frac{9 \text{ kg. cm}}{0,065 \text{ cm} \cdot 3}$$

$$P_u = 46 \text{ kg}$$

Entonces la fuerza que actúa perpendicular sobre la pala inclinada al plano meridional está bajo el ángulo $\beta = 12,2^\circ$

Entonces la fuerza es:

$$P = \frac{P_u}{\cos \beta}$$

$$P = \frac{46 \text{ kg}}{\cos 12,2}$$

$$P = 47 \text{ kg}$$

La fuerza centrífuga que actúa en cada uno de los álabes es:

$$F_c = \frac{W_a}{g} R_t w^2$$

$$F_c = \frac{1,1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \times 0,065 \text{ m} \times 200^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$$

$$F_c = 291 \text{ kg}$$

La fuerza total que actúa sobre la superficie transversal del álabe es:

$$F_t = \sqrt{P_u^2 + F_c^2}$$

$$F_t = 294,77 \text{ kg}$$

$$M_r = F_c \cdot y_g$$

$$M_r = 291 \text{ kg} \cdot 2 \text{ cm} = 582 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$M_u = P_u \cdot r_{cg}$$

$$M_u = 47 \text{ kg} \cdot 5,5 \text{ cm} = 258,5 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$M_R = \sqrt{M_r^2 + M_u^2}$$

$$M_R = 636,62 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$\sigma_t = \frac{M_R \cdot e}{I} = \frac{\left(\frac{M_R}{2}\right)}{\left(\frac{1}{12}\right) \cdot b \cdot e^2} = \frac{\left(\frac{636,62 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{2}\right)}{\left(\frac{1}{12}\right) \cdot 4 \text{ cm} \cdot e^2}$$

$$\frac{\left(\frac{636,62 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{2}\right)}{\left(\frac{1}{12}\right) \cdot 4 \text{ cm} \cdot e^2} = 2 \ 243,38$$

$$e = 0,65 \text{ cm}$$

3.4.3 Selección bomba. De acuerdo a los requerimientos de abastecimiento de agua, para cubrir una demanda de 4 m³/d, cantidad suficiente para un sistema de riego por goteo de la propiedad que va a ser abastecida y que se encuentra a una altura de desnivel desde la vertiente hasta el punto superior de 70 m, la selección de la bomba se inicia determinando el caudal que debe erogar la bomba, considerando que el sistema debe trabajar las 24 horas del día, entonces el caudal que debe bombearse será:

$$Q_b = \nabla/t$$

Dónde:

Q_b = Caudal erogado por la bomba [l/min]

∇ = Volumen [m^3]

t = Tiempo [min]

$$Q_b = \frac{4 m^3}{1 d} \times \frac{1000 l}{1 m^3} \times \frac{1 d}{1440 min}$$

$$Q_b = 2,33 l/min$$

$H_b = 70$ m

$\Sigma Ph = 2$ m

$H_n = 72$ m

En el (Anexo H) de familia de bombas se selecciona el tipo de bomba con los datos de caudal y altura neta, como se ve para este caso con un caudal de 2,5 l/min y una altura de 72 m, las bombas reciprocantes son las que se ajustan a estos requerimientos, por lo que se selecciona una bomba de pistón axial.

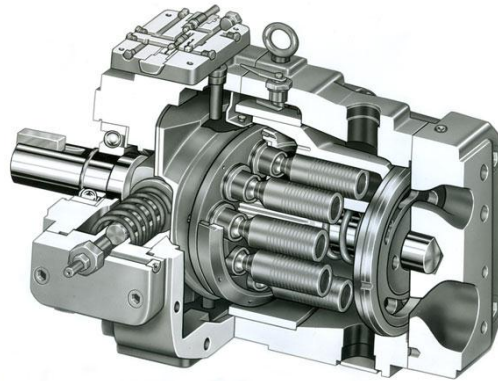
Las bombas de pistones en la actualidad son construidas con diseños compactos, materiales muy ligeros, con émbolos axiales de alta velocidad y desempeño.

En el catálogo se observa que la curva característica de una bomba de pistones axial, para un caudal de 2,5 l/min y una presión de 72 m, se puede observar que la bomba de pistón debe girar a 1800 rpm, en la siguiente curva característica del (Anexo I) la potencia que absorbe la bomba será de 150 w.

La bomba que se ajusta a estas características es la bomba VPPL-008, para el mínimo requerimiento de 6 l/min a 1800 rpm y 30 bar de presión, que estaría sobre las expectativas del requerimiento.

La bomba de pistón axial será acoplada a la turbina con junta elástica al eje de la misma.

Figura 32. Bomba de pistón VPPL-008



Fuente: www.coha.com.co/movil_bombas_hidraulicas.html

3.4.4 Selección de junta elástica mecánica. En primer lugar se determina el torque.

Aplicar la siguiente fórmula para una selección por torque nominal (kg.m)

Datos Necesarios

- Potencia de la turbina 0,25 hp
- Rotación del acople 1800 rpm
- Diámetros de los ejes 12 mm y 15 mm.
- Factor de servicio f_s , conforme al (Anexo J) para bombas multi embolo. $f_s = 2,0$

Determinación del torque:

$$T = 716,2 \frac{P \cdot f_s}{N}$$

$$T = 716,2 \frac{0,25 \text{ hp} \times 2}{1800 \text{ rpm}}$$

$$T = 0,2 \text{ kg.m}$$

Buscar en el (Anexo K) el modelo de acople cuyo torque nominal sea igual o mayor al seleccionado, verificando el diámetro de cada uno de los ejes.

Aplicar la siguiente fórmula para la determinación de la potencia (hp)

$$P_b = P \times fs = 0,25 \text{ hp} \cdot 2,0 = 0.5 \text{ hp}$$

El resultado obtenido, igual ó mayor, se compara en la (Anexo L), buscando las rpm respectivas, en la columna superior le indicará el modelo del acople a utilizar, viene el X-1.

Con este número y el torque se verifica las medidas de la junta en la (Anexo K).

Para determinar las medidas de distancia entre los cubos nos remitimos al (Anexo M).

CAPÍTULO IV

4. METODOLOGÍA DE LA CONSTRUCCIÓN

Para construir una turbina de estas características son necesarias las siguientes herramientas básicas:

- Torno horizontal
- Fresadora universal
- Cortadora de lámina
- Roladora de lámina
- Tronzadora manual
- Compresor
- Calibrador
- Micrómetro
- Plantillas metálicas

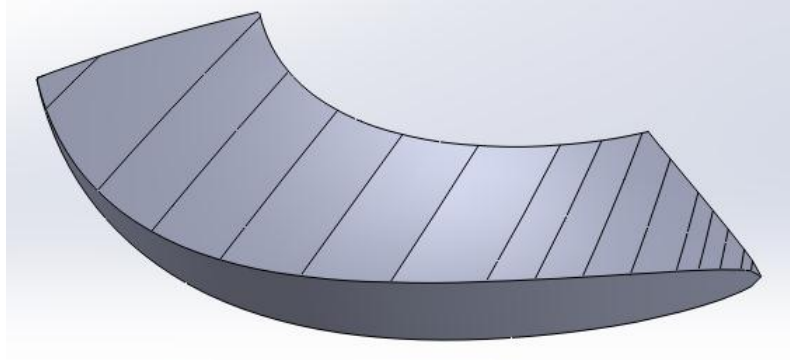
4.1 Construcción del rotor

El rotor es el elemento central de la turbina, su construcción parte de cortar un cilindro del diámetro adecuado, en este caso de 75 mm de diámetro por 100 mm de largo. Al torno se refrenta y cilindra hasta dejarlo al diámetro de diseño, en él se practica un taladro del diámetro del eje 13 mm y se rosca en un extremo con rosca 14 mm paso 2 mm, para sujetarlo al eje y ajustar con contratuerca.

El segundo paso es construir los álabes los mismos que parten de una lámina de acero de 10 mm de espesor, se sujeta la pieza en una mordaza y se le da forma según las plantillas del perfil aerodinámico, respetando las cuerdas y curvaturas, esta operación se controla mediante plantillas previamente trazadas a partir de un modelo a escala en tres dimensiones para obtener los perfiles en cada sección de turbina parcial.

Se ensambla al cubo cada álabe controlando el paso entre álabes y el ángulo de ataque de entrada y salida del perfil, y se une mediante suelda MIG, a fin de no tener deformaciones y un cordón homogéneo.

Figura 33. Álabes de turbina en 3D



Fuente: Autor

Finalmente se pule y se pinta con una capa de primer universal que sirve de ancla y pintura sintética automotriz.

Figura 34. Rotor



Fuente: Autor

4.2 Construcción del eje

El eje es el elemento donde se apoya el rotor, los rodamientos y la junta elástica para traccionar el eje de la bomba. Para su construcción se parte de un eje de transmisión de 20 mm de diámetro y 500 mm de largo, en él se practican en primer plano los taladros con broca de centro a fin de tornearse entre puntas y obtener una excelente linealidad, a cada extremo se refrenta el eje para obtener los entalles donde se alojarán los rodamientos, en un extremo tiene un entalle con una longitud de 80 mm de largo y 15 mm de diámetro y en el segundo extremo se entalle una longitud de 160 mm y un

diámetro de 15 mm, con un segundo entalle de 50 mm de largo y se rosca una longitud de 50 mm con rosca 12 mm paso 1,5 mm. Se pulen todas las partes y se protege con lubricante a fin de prevenir el óxido.

Figura 35. Eje Principal



Fuente: Autor

4.3 Construcción del distribuidor

El distribuidor es la parte donde se alojan los álabes fijos que permiten direccionar al fluido hacia el rotor de la turbina su construcción se lo hace en lámina de 2 mm de espesor ajustando el diámetro interior al diámetro del rotor más 2 mm de holgura a fin de que no exista roce entre la parte móvil y el distribuidor.

Entonces se hace un cilindro partiendo de una lámina de 446 mm de largo por 100 mm de ancho, la lámina se da forma en una roladora cilíndrica hasta obtener un cilindro de 142 mm de diámetro y 100 mm de largo, en uno de los extremos del tubo se suelda un anillo de lámina de 2 mm de espesor de 142 mm de diámetro interno y 220 mm de diámetro externo, este anillo previamente se ha practicado 4 taladros a 90 grados con broca de 6 mm que sirve para fijar el canal con la carcasa.

Al otro extremo del tubo de 142 mm de diámetro interno se suelda otro anillo de 39 mm de diámetro interno y 220 mm de diámetro externo, en este anillo se hacen 4 taladros de 6 mm de diámetro a 90 grados estos agujeros sirven para por el lado externo sujetar la torre de anclaje de la bomba, además en el centro de este anillo se suelda el tubo con los alojamientos de los rodamientos de la turbina, y al otro lado del anillo se sueldan los 12 álabes directrices fijos de 45 mm de alto a un diámetro de 142 mm, y se tapa con un extremo del primer anillo que previamente estuvo soldado el tubo de 100 mm de largo.

Finalmente se pulen las partes se verifica que las medidas del mismo sean las correctas, por lo que se procede a proteger con una capa de primer universal y una segunda capa

de pintura sintética automotriz a fin de evitar la corrosión y darle un acabado superficial de alta calidad.

Figura 36. Distribuidor



Fuente: Autor

4.4 Construcción del canal y espiral de distribución

El canal de conducción es el elemento fijo de la turbina que sirve para transportar el fluido desde el canal de agua de derivación hasta el distribuidor de la turbina.

Se parte de una lámina de acero de 2 mm de espesor de 1220 mm de largo por 740 mm de ancho, en un extremo se traza el espiral de Arquímedes respetando las medidas que vienen de cálculo es decir, partimos de un cuadrado de 80 mm de lado y con el compás se centra en uno de los vértices de este cuadrado trazando el primer cuadrante.

Luego se completa su trazo hasta tocar con la línea tangente del segundo arco para su construcción se corta la curva trazada y se pliegan los dos lados longitudinales a 200 mm de ancho de manera que se forme un canal tipo U de 340 mm x 299 mm x 1220 mm.

La parte de la curva se complementa con un fleje de acero de 200 mm de ancho por 600 mm de longitud, este elemento va soldado a las alas del canal con suelda MIG.

En el centro del trazo del cuadrado se centra el compás y se traza una circunferencia de 106 mm de diámetro que es cortado con plasma, donde se aloja el tubo de descarga también se perforan 4 taladros de 6 mm de diámetro a 90 grados a fin de montar el difusor, el distribuidor y el canal de condición.

Figura 37. Canal y Espiral de distribución



Fuente: Autor

Finalmente se da una protección superficial con una capa de primer universal y dos capas de pintura sintética automotriz para preservar del óxido.

4.5 Construcción del tubo difusor

El tubo difusor se encuentra a la salida de la turbina y tiene el objetivo recuperar la energía perdida en la parte del distribuidor y rotor, por su geometría va a generar un vacío.

Figura 38. Tubo Difusor



Fuente: Autor

El cono está construido con chapa de 2 mm de espesor, para su construcción se traza el perímetro desarrollado haciendo uso del Software Plate'n Sheet versión 4 para un diámetro menor de 142 mm, altura del cono de 1220 mm y diámetro mayor de 400 mm.

Una vez cortado la superficie desenvuelta se procede a rolar y se suelda la junta con suelda MIG así como la brida de 142 mm de diámetro interno y 260 mm diámetro externo con 4 taladros de 6 mm a 90 grados.

Finalmente se pulen las partes se verifica que las medidas del mismo sean las correctas, por lo que se procede a proteger con una capa de primer universal y una segunda capa de pintura sintética automotriz a fin de evitar la corrosión y darle un acabado superficial de alta calidad.

CAPÍTULO V

5. EXPERIMENTACIÓN

5.1 Medición de caudal de alimentación de la turbina

Se mide la altura desde el fondo hasta el nivel superior del fluido que pasa a través del canal con la ayuda de un flexómetro, esta medida con el ancho del canal de distribución genera una sección transversal, esta medida multiplicada por la velocidad de flujo genera el caudal que pasa por el canal.

Figura 39. Medición del nivel de fluido en el canal



Fuente: Autor

5.2 Medición del número de revoluciones en vacío

Con ayuda de un tacómetro y controlando el ingreso del fluido a la turbina, se da lectura al tiempo y al número de revoluciones del eje, el número de revoluciones dividido para el tiempo que marca el cronometro genera las revoluciones con la que gira la turbina.

Figura 40. Medición del número de revoluciones en el eje en vacío



Fuente: Autor

5.3 Medición del número de revoluciones con carga

Para el efecto se instaló un freno de cinta acoplado al eje de la turbina y está a un dinamómetro, a medida que se tensa el dinamómetro varía el número de revoluciones del eje producto del torque que se genera en el freno de la turbina. De esta manera se calcula el torque, el número revoluciones y consecuentemente el torque de la turbina.

Figura 41. Medición del número de revoluciones en el eje con carga



Fuente: Autor

5.4 Medición de caudal y presión erogada por la bomba

Para poder medir la presión y el caudal de la bomba se instaló un tanque hidroneumático con el propósito de controlar la presión en niveles que no afecten al mecanismo de la bomba ya que al tratarse de una bomba de desplazamiento positivo el incremento de la presión es vertiginoso y puede dañar la instalación rápidamente, el manómetro indica la presión interna del sistema mientras que la válvula instalada a la salida del tanque controla el caudal que eroga la bomba.

Figura 42. Medición de caudal y presión de la bomba



Fuente: Autor

CAPÍTULO VI

6. FASE DE PRUEBAS

En esta fase se determinaron las curvas características de la turbina, tabulando la información obtenida de las mediciones realizadas en la experimentación, así para la determinación de la potencia se tabularon los datos del torque, la velocidad angular, el caudal, y el tiempo, posteriormente con ayuda del software Excel se graficaron la curvas de potencia vs caudal y eficiencia vs caudal.

6.1 Determinación de curva característica de potencia vs caudal

Para hallar la potencia se hizo uso de la ecuación

$$P = \frac{T \cdot \omega}{75}$$

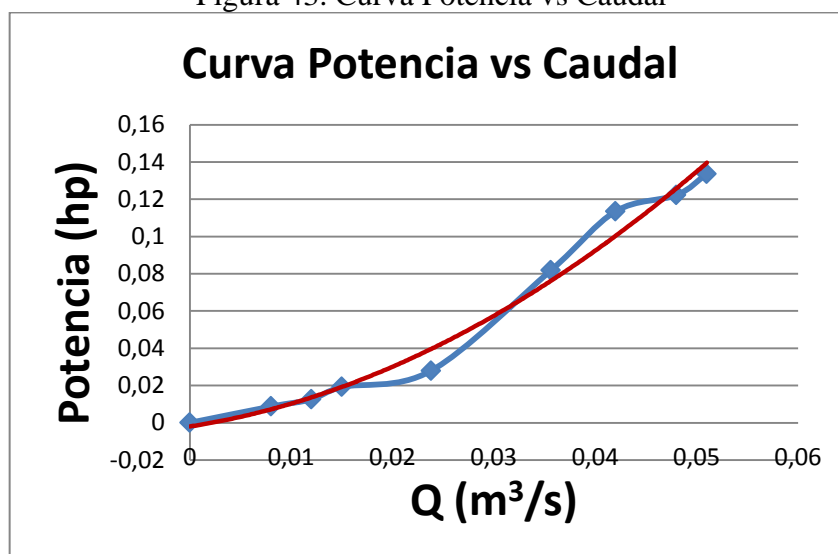
Dónde:

P = Potencia [hp]

T = Torque [kg.m]

ω = Velocidad angular [rad/s]

Figura 43. Curva Potencia vs Caudal



Fuente: Autor

6.2 Determinación de curva característica de eficiencia vs caudal

Para determinar el rendimiento se hizo uso de la siguiente ecuación

$$\eta_T = \frac{75 \cdot P}{\rho \cdot Q \cdot H}$$

Dónde:

η_T = Eficiencia

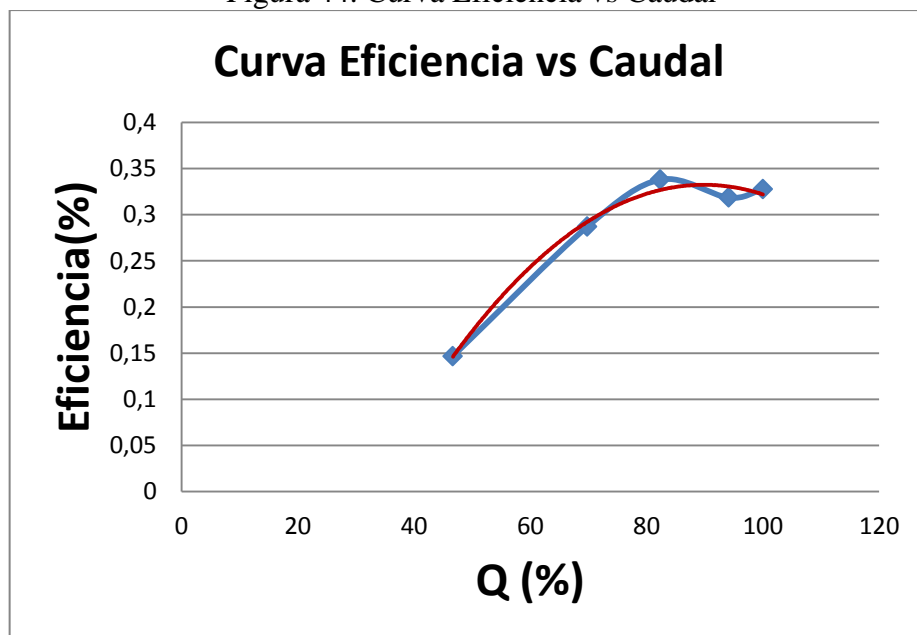
P = Potencia [hp]

Q = Caudal [l/min]

H = Salto [m]

ρ = Densidad del agua [kg/m³]

Figura 44. Curva Eficiencia vs Caudal

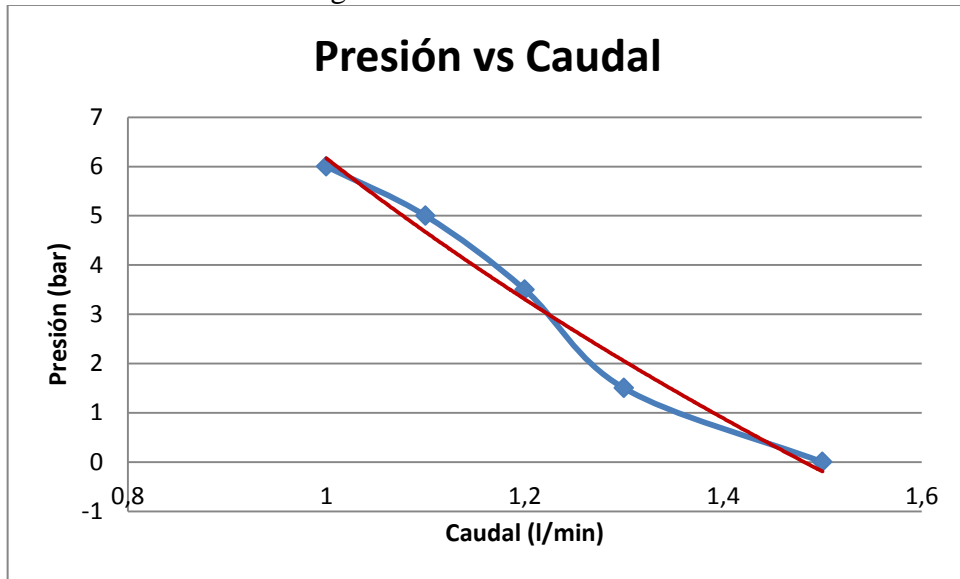


Fuente: Autor

6.3 Determinación de la curva presión vs caudal de la Bomba

Para graficar la curva presión caudal de la bomba se utilizó un recipiente aforado, un cronometro y un manómetro para medición de presión, con la variación de la posición de la válvula a salida se modificaron los parámetros de presión y caudal entregado por la bomba.

Figura 45. Presión vs Caudal



Fuente: Autor

CAPÍTULO VII

7. CÁLCULO Y ANÁLISIS DE COSTOS

- **Costos Directos:**

Son los costos que se asocian directamente con la producción de un solo producto. Los costos directos se transfieren directamente al producto final y están constituidos por los siguientes rubros:

Costos Directos	Costo(USD)
Materia Prima	180,00
Mano de Obra Directa	500,00
Mano de Obra Indirecta	150,00
Total	830,00

- **Costos Indirectos:**

Son aquellos costos de los recursos que participan en el proceso productivo; pero que no se incorporan físicamente al producto terminado. Estos costos están vinculados al periodo productivo y no al producto terminado, entre ellos tenemos:

Costos Indirectos	Costo(USD)
Herramientas	50,00
Útiles de Oficina	10,00
Libros	5,00
Transporte	50,00
Servicios Básicos	5,00
Internet	5,00
Impresiones	40,00
Total	165,00

- **Costos Totales:**

Costos Totales	Costo(USD)
Costos Directos	830,00
Costos Indirectos	165,00
Imprevistos	100,00
Total	1 095,00

7.1 Análisis de Rentabilidad

Haciendo un análisis de los costos de generación por distintos medios, es decir con hidrocarburos, energía solar, energía eléctrica y energía hidráulica se establece las siguientes diferencias.

Con hidrocarburos GLP el costo internacional del GLP es de 1,3 USD/kg, la inversión de equipo entre motor, bomba, cilindro y accesorios esta entorno a los 650 USD.

El consumo de GLP para el motor más pequeño en el mercado es de 5 kg/d, consecuentemente el costo de la energía diaria seria de 6,5 USD/d.

Con energía solar, el costo internacional de un equipo fotovoltaico es de 2 720 USD/Kw, la inversión de equipo entre motor eléctrico, bomba, accesorios esta entorno a los 3 400 USD.

Con energía eléctrica, el costo de un equipo eléctrico de bombeo es de 690 \$, el costo de la energía en nuestro país es de 0,1 USD Kw.h.

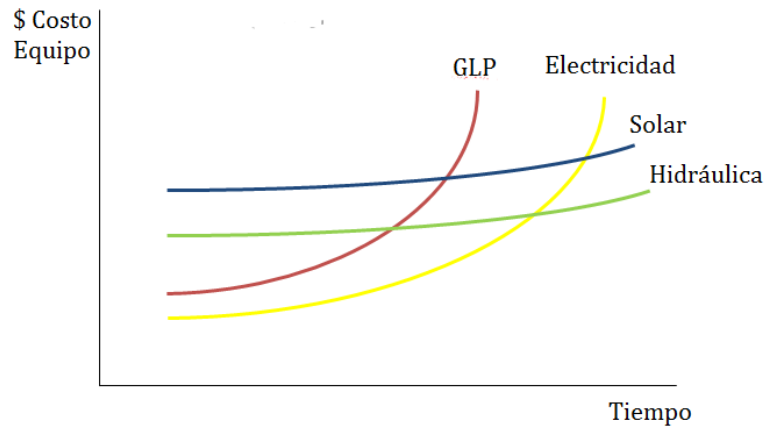
Con energía hidráulica, el costo total de la micro turbina es de 1 095 USD con una producción diaria de 0,36 USD/d.

Como se puede ver en la (Figura 46)

La rentabilidad que se va a obtener es alcanzable en el tiempo ya que si se calcula el TIR podemos observar que el proyecto con proyección a 10 años alcanza un valor de

9% que si cotejamos los índices bancarios es aceptables para una inversión de 1095 USD con una depreciación de 2% anual que es el valor que se estima para turbinas hidráulicas, cuyo monto asciende a 219 USD en los 10 años de proyección y un costo de mantenimiento y operación que no sobrepasa los 20 USD/mes, que es aceptable para este tipo de turbina.

Figura 46. Curva Costo del equipo vs tiempo



Fuente: Autor

CAPÍTULO VIII

8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1 Conclusiones

Los ensayos realizados en la turbina muestran que se obtiene una eficiencia que está en torno al 33% que para una micro turbina es un valor satisfactorio, ya que al considerar las pérdidas mientras más pequeña es la turbina el rendimiento volumétrico, hidráulico y mecánico es menor por condiciones de holgura, acabado y fricción mecánica.

La construcción del perfil aerodinámico es la tarea más tediosa por cuanto el trabajo debe hacerse con mucha prolijidad para obtener un perfil con las características de diseño aerodinámico respetando los ángulos de diseño y obteniendo superficies suficientemente lisas para disminuir la incidencia de la rugosidad.

Para la instalación de este tipo de micro turbina es necesario utilizar una toma lateral con separador de partículas que vienen en suspensión para evitar el atascamiento del rotor

8.2 Recomendaciones

Para futuros trabajos de investigación se recomienda la construcción del rotor con álabes móviles para de esta manera determinar cuáles son las condiciones de funcionamiento más apropiadas para este tipo de turbina.

Para la construcción de perfiles aerodinámicos se recomienda la participación de procesos de mecanizado tipo CNC, con el propósito de mejorar los parámetros de mecanizado y precisión en los acabados finales.

Es necesario hacer trabajos complementarios en el canal de derivación, a fin de que el agua llegue a la turbina lo más limpia posible.

BIBLIOGRAFÍA

- ABBOTT, IRA. 1957.** *Theory of wings selection*. New York : Appendix III and IV, 1957. págs. 312-372.
- B, JABIER ALMANDOZ. 2007.** *Apuntes de máquinas hidráulicas*. [En línea] : s.n., 2007. págs. http://es.slideshare.net/fbancoff_01/apuntes-maquinas-hidraulicas.
- CASCI, CORRADO. 1979.** *Criteri di progettazione ed applicazioni numeriche*. Milano : Dimensionamiento di massima della turbina Kaplan, 1979.
- J, CARLOS RENEDO. 2013.** *Turbinas hidráulicas*. [En línea] : s.n., 2013. pág. <http://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:http://personales.unican.es/rene doc/Trasperecias%2520WEB/Trasp%2520Sist%2520Ener/03%2520T%2520HIDRAU LICAS.pdf>.
- MIROSLAV, NECHLEBA, DR TECHN. 1957.** *Hidraulics Turbines*. Czachoslovakia : Propoller and Kaplan Turvina, 1957. págs. 312-372.
- MOTT, ROBERT. 2006.** *Mecanica de fluidos*. [En línea] : s.n., 2006. págs. <http://es.slideshare.net/alexsuarezlastra/mecanica-defluidosrobertmott6taedicion>.
- NKS, CATALOGO DE RODAMIENTOS. 2009.** *Rodamiento de bolas rigidas*. [En línea] : s.n., 2009. pág. http://www.nskamericas.com/cps/rde/dtr/na_es/Rodamientos.LR.pdf.
- RODRÍGUEZ, ING HERMENEGILDO. 2015.** *Resistencia mecánica a fatiga*. [En línea] : s.n., 2015. pág. <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn217.html>.
- TIMO, FLASPÖHLE. 2007.** *Design of the runner of a Kaplan turbine for small hydroelectric power plants*. [En línea] : s.n., 2007. pág. www.theseus.fi/bitstream/handle/10024/8435/Flasp%C3%B6hler.Timo.pdf?sequence=2
- .