



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“REPOTENCIACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS DE LA
TURBINA HÉLICE DE EJE HORIZONTAL DEL
LABORATORIO DE TURBOMAQUINARIA
HIDRÁULICA DE LA FACULTAD DE MECÁNICA”**

**ALVARADO CADENA CARLOS DANIEL
TORRES BARAHONA SANTIAGO MANUEL**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

**RIOBAMBA – ECUADOR
2015**

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2015-05-20

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

ALVARADO CADENA CARLOS DANIEL
TORRES BARAHONA SANTIAGO MANUEL

Titulada:

“REPOTENCIACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS DE LA TURBINA HÉLICE
DE EJE HORIZONTAL DEL LABORATORIO DE TURBOMAQUINARIA
HIDRÁULICA DE LA FACULTAD DE MECÁNICA”

Sea aceptada 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 Viñán
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Miguel Aquino Arroba
ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: ALVARADO CADENA CARLOS DANIEL

TÍTULO DE LA TESIS: “**REPOTENCIACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS DE LA TURBINA HÉLICE DE EJE HORIZONTAL DEL LABORATORIO DE TURBOMAQUINARIA HIDRÁULICA DE LA FACULTAD DE MECÁNICA**”

Fecha de Examinación: 2015-08-21

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Marco Santillán Gallegos PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Marco Ordóñez Viñán DIRECTOR DE TESIS			
Ing. Miguel Aquino Arroba ASESOR			

* 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. Marco Santillán Gallegos
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: TORRES BARAHONA SANTIAGO MANUEL

TÍTULO DE LA TESIS: “**REPOTENCIACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS DE LA TURBINA HÉLICE DE EJE HORIZONTAL DEL LABORATORIO DE TURBOMAQUINARIA HIDRÁULICA DE LA FACULTAD DE MECÁNICA**”

Fecha de Examinación: 2015-08-21

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Marco Santillán Gallegos PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Marco Ordóñez Viñán DIRECTOR DE TESIS			
Ing. Miguel Aquino Arroba ASESOR			

* 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. Marco Santillán Gallegos
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.

Alvarado Cadena Carlos Daniel

Torres Barahona Santiago Manuel

DEDICATORIA

El presente trabajo lo dedico a mis padres Eduardo Alvarado y María Cadena, quienes se han esforzado mucho para sacarme adelante, han sabido educarme y guiarme en todos las etapas de mi vida apoyándome para alcanzar todas mis metas y aspiraciones permaneciendo a mi lado siempre con su apoyo y buenos consejos. Además a mi madrina Nelly Cárdenas, quien me crió y educó desde mi infancia siendo un gran apoyo tanto para mis padres como para mí.

Así también a mis hermanos y hermanas con quienes cuento siempre como un apoyo y un ejemplo.

Carlos D. Alvarado C.

Esta meta cumplida se lo dedico a mis padres Luis y Carmen, quienes con un gran esfuerzo me han sabido sacar adelante y gracias a sus consejos han sido una excelente guía y una fuente de inspiración para ser una persona de bien, gracias a su apoyo tanto moral y económico hoy he podido culminar con existo la carrera. Además quiero dedicar este logro a mi esposa Gabriela Campos ya que con su ejemplo me ha enseñado a no darme por vencido y gracias también por estar a mi lado en todos esos malos y buenos momentos.

Así también a cada uno de mis hermanos Mónica, Mayra, Fabián y Diego que han sido un excelente ejemplo de superación y de quienes puedo aprender que con esfuerzo todo se puede lograr.

Santiago Manuel Torres Barahona

AGRADECIMIENTO

Agradezco a mis padres Eduardo Alvarado y María Cadena por todo el esfuerzo y el apoyo brindado durante toda mi vida, a mi madrina Nelly Cárdenas por permanecer a mi lado en el proceso de mi educación, a mis maestros que con paciencia y sabiduría supieron compartir sus conocimientos, a mis amigos con quienes compartí las aulas de clases por todos los momentos y anécdotas vividas.

Carlos D. Alvarado C.

Agradezco a Dios por la vida y por permitirme cumplir este logro y también a mis padres Luis Torres y Carmen Barahona por todo el apoyo que me han brindado durante todo el trayecto de la vida, a mi esposa Gabriela Campos por su apoyo, comprensión y todas esas buenas y animadoras palabras que han hecho de mí una mejor persona, a mis hermanos y todos mis amigos con quienes he compartido buenos momentos en las aulas de clase y en la vida cotidiana.

Santiago Manuel Torres Barahona

CONTENIDO

Pág.

1.	INTRODUCCIÓN	
1.1	Antecedentes.....	1
1.2	Justificación.....	1
1.3	Objetivos.....	2
1.3.1	Objetivo general.	
1.3.2	Objetivos específicos:.....	3
1.4	Alcance.....	3
2.	MARCO TEÓRICO	
2.1	Turbina hidráulica.....	4
2.1.1	Clasificación de las turbinas hidráulicas:.....	4
2.2	La turbina hélice.....	5
2.2.1	Características principales de la Turbina Hélice.....	6
2.2.2	Clasificación de las turbinas Kaplan:.....	7
2.2.3	Órganos principales de la turbina Hélice:.....	7
2.2.4	Parámetros funcionales de las turbinas hidráulicas.....	9
2.3	Instrumentos utilizados en los sistemas para transportar fluidos.....	13
2.3.1	Medidores de presión.....	13
2.3.2	Medidores de caudal.....	14
2.4	Bombas hidráulicas.....	16
2.4.1	Concepto de bomba centrífuga.....	16
2.5	Objeto de un laboratorio de máquinas hidráulicas.....	16
2.5.1	Principales cantidades a medir en un laboratorio de máquinas hidráulicas.....	17
2.6	Mantenimiento industrial.....	18
2.6.1	Importancia del mantenimiento.....	19
2.6.2	Esquema general de los sistemas de mantenimiento.....	19
2.6.3	Planificación del mantenimiento.....	20
2.6.4	Programación del mantenimiento preventivo.....	22
2.7	Corrosión.....	22
2.7.1	Introducción.....	22
2.7.2	Formas de la corrosión.....	22
2.7.3	Tipos de corrosión.....	23
2.7.4	Control de la corrosión.....	24
3.	REPOTENCIACIÓN	
3.1	Consideraciones para la selección de la bomba del banco de pruebas.....	25
3.1.1	Descripción y funciones del banco de pruebas.....	25
3.1.2	Análisis hidráulico de la turbina.....	29
3.2	Análisis hidráulico.....	34
3.2.1	Determinación de NS de la turbina Hélice.....	34
3.2.2	Determinación de n de la turbina Hélice.....	36
3.2.3	Determinación de Pa de la turbina Hélice.....	36
3.2.4	Determinación del caudal requerido por la turbina Hélice.....	37
3.3	Análisis de mantenimiento.....	37
3.3.1	Mantenimiento de los elementos constitutivos del banco de pruebas.....	37

3.4	Determinación del peso corroído.....	49
3.5	Determinación de la velocidad de corrosión	51
3.6	Implementación de elementos faltantes.....	52
3.6.1	Selección de la bomba.	53
3.6.2	Selección del tipo de bomba.	53
3.6.3	Diseño del brazo del freno Prony.	55
3.6.4	Tubería de succión y descarga.	58
3.6.5	Sistema de arranque de la bomba.	59
3.6.6	Freno Prony.	62
4.	PROCESO DE ANÁLISIS Y RESULTADOS	
4.1	Ensayos del sistema turbina – bomba.....	66
4.1.1	Prueba de funcionamiento.	66
4.1.2	Ensayos en la turbina Hélice	70
4.2	Análisis de resultados experimentales.	75
4.2.1	Análisis de los resultados de las pruebas en el sistema turbina – bomba.	75
4.2.2	Curvas características.	75
5.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
5.1	Conclusiones.....	81
5.2	Recomendaciones	82

BIBLIOGRAFÍA
ANEXOS

LISTA DE TABLAS

	Pág.
1	Clasificación de las turbinas según la velocidad específica 5
2	Clasificación de las turbinas hélice según la velocidad específica..... 7
3	Valores de C_w en función de h y H_d 15
4	Límites de la velocidad de corrosión 52
5	Adquisición de datos 71
6	Datos a 200 de inclinación de los alabes del distribuidor..... 74
7	Datos a 150 de inclinación de los alabes del distribuidor..... 74
8	Datos a 100 de inclinación de los alabes del distribuidor..... 74
9	Datos a 50 de inclinación de los alabes del distribuidor..... 74
10	Datos a 00 de inclinación de los alabes del distribuidor..... 75
11	Datos para la curva característica a 200 de inclinación de los alabes 75
12	Datos para la curva característica a 150 de inclinación de los alabes 76
13	Datos para la curva característica a 100 de inclinación de los alabes 77
14	Datos para la curva característica a 50 de inclinación de los alabes 78
15	Datos para la curva característica a 00 de inclinación de los alabes 79

LISTA DE FIGURAS

	Pag.
1	Clasificación de las turbinas según la dirección del flujo en el rodete 4
2	Sección transversal de una central hidráulica con turbina Kaplan 6
3	Partes constitutivas de la turbina 7
4	Carcasa o caja espiral 8
5	Distribuidor Fink (a) Disposición cerrada; (b) Disposición abierta 8
6	Rotor tipo hélice 9
7	Tubo de aspiración de la turbina de eje: a) horizontal y b) vertical 9
8	Normas internacionales para la determinación de la altura neta en los ensayos de turbinas hidroeléctricas en las centrales eléctricas para la turbina de reacción de eje horizontal..... 12
9	Mecanismo de funcionamiento de un manómetro con tubo de Bourdon 14
10	Vertedero en pared delgada 15
11	Esquema general de mantenimiento. 19
12	Formas o clasificación de la corrosión 23
13	Métodos de control de la corrosión 24
14	Tanque 25
15	Bomba centrífuga 25
16	Turbina Hélice 26
17	Freno mecánico..... 26
18	Tacómetro digital laser 27
19	Válvula de paso. 27
20	Manómetro de presión 27
21	Balanza digital 28
22	Tablero de control..... 28
23	Geometría de la Turbina Hélice..... 29
24	Coefficiente de velocidad periférica en función de la velocidad específica 30
25	Dimensiones del rodete 31
26	Dimensiones de las carcasa a) izquierda carcasa de concreto b) derecha carcasa de acero..... 32
27	Desmontaje de la turbina 38
28	Desensamble de los elementos constitutivos de la turbina..... 38
29	Tanque del sistema antes del mantenimiento 38
30	Mantenimiento correctivo aplicado al tanque 39
31	Mantenimiento mejorativo aplicado al tanque del sistema 39
32	Carcasa exterior e interior antes del mantenimiento 39
33	Mantenimiento correctivo aplicado a la carcasa de la turbina..... 40
34	Mantenimiento mejorativo aplicado a la carcasa de la turbina..... 40
35	Distribuidor antes del mantenimiento respectivo 41
36	Mantenimiento correctivo aplicado al distribuidor de la turbina 41

37	Mantenimiento mejorativo aplicado al distribuidor de la turbina	41
38	Alabes del distribuidor antes del mantenimiento	42
39	Mantenimiento correctivo aplicado a los alabes del distribuidor	42
40	Mantenimiento correctivo aplicado a los componentes del distribuidor	43
41	Mantenimiento mejorativo aplicado a los componentes del distribuidor	43
42	Anillo del mecanismo de orientación de los alabes del distribuidor	43
43	Distribuidor después del mantenimiento realizado	44
44	Rodete antes del mantenimiento	44
45	Mantenimiento correctivo aplicado al rodete de la turbina	44
46	Mantenimiento mejorativo aplicado al rodete de la turbina	45
47	Tubo de aspiración antes del mantenimiento	45
48	Mantenimiento correctivo al tubo de aspiración	45
49	Mantenimiento preventivo aplicado al tubo de aspiración	46
50	Bridas de sujeción del tubo de acrílico transparente antes del mantenimiento ..	46
51	Mantenimiento correctivo aplicado a las bridas de sujeción del tubo de acrílico transparente.....	46
52	Mantenimiento mejorativo aplicado a las bridas de sujeción del tubo de acrílico transparente.....	47
53	Ensamble de la carcasa y tubería	47
54	Ensamble del distribuidor	48
55	Ensamblaje del rotor	48
56	Ensamblaje de la tubería de acrílico	49
57	Ensamblaje del tubo de aspiración	49
58	Diagrama de Evans para un proceso de polarización.	50
59	Curvas de desempeño de la bomba.....	53
60	Curvas de selección del tipo de bomba	54
61	Bomba centrífuga de 10 HP con su respectivo anclaje y bases anti vibraciones	55
62	Dimensiones del brazo.....	55
63	Diagrama de momentos	55
64	Sección transversal	56
65	Freno Prony	57
66	Coefficiente de seguridad	57
67	Esfuerzo equivalente de Von Mises	58
68	Tubería, bridas y neplo para la instalación de la bomba	58
69	Empaques y filtros de malla metálica.....	59
70	Instalación completa de la bomba	59
71	Clavija para tomacorriente de 220V	59
72	Botonera ON/OFF	60
73	Pulsador de paro de emergencia	60
74	Luces piloto de encendido y error	60
75	Porta fusibles trifásicos.....	61
76	Contactador y protección térmica.....	61
77	Tablero de control instalado y en funcionamiento	62

78	Circuito eléctrico de control y de fuerza	62
79	Disco de freno de motocicleta	63
80	Manzana, acople entre disco y eje de la turbina.	63
81	Mordaza	63
82	Brazo de sujeción de mordazas.	64
83	Base de apoyo para el sistema de freno.	64
84	Dinamómetro digital	65
85	Ensamble de las partes del freno	65
86	Pruebas de funcionamiento en el tablero de control.	66
87	Conexión eléctrica de la bomba.....	67
88	Corrección de fugas de agua detectadas	67
89	Manómetros inicialmente instalados de rango 0 – 87 PSI.....	68
90	Manómetros de rango 0 - 30 PSI.....	68
91	Correcto funcionamiento de la turbina.	69
92	Medición de torque en el eje.....	69
93	Gráfica Altura vs Caudal	75
94	Gráfica Caudal vs Velocidad	76
95	Gráfica Rendimiento vs Velocidad.....	76
96	Gráfica Altura vs Caudal	76
97	Gráfica Caudal vs Velocidad	77
98	Gráfica Rendimiento vs Velocidad.....	77
99	Gráfica Altura vs Caudal	77
100	Gráfica Caudal vs Velocidad	78
101	Gráfica Rendimiento vs Velocidad.....	78
102	Gráfica Altura vs Caudal	78
103	Gráfica Caudal vs Velocidad	79
104	Gráfica Rendimiento vs Velocidad.....	79
105	Gráfica Altura vs Caudal	79
106	Gráfica Caudal vs Velocidad	80
107	Gráfica Rendimiento vs Velocidad.....	80

SIMBOLOGÍA

N_s	velocidad específica	
N	velocidad	rpm
H	altura neta	m
P_a	potencia útil	W
P	pares de polos	
F	frecuencia	Hz
K_u	coeficiente de velocidad periférica	
D_m	diámetro mayor del rotor	m
g	gravedad	m/s
P_E	presión de entrada	PSI
P_S	presión de salida	PSI
v_e	velocidad de entrada	m/s
v_s	velocidad de salida	m/s
z_e	nivel del líquido a la entrada	m
z_s	nivel del líquido a la salida	m
H_u	altura útil	m
H_{r-int}	perdidas hidráulicas	
P	potencia teórica	W
ρ	densidad	kg/m ³
Q	caudal	m ³ /s
M	par o torque	kg.m
P_i	potencia interna	W
P_m^r	perdidas mecánicas debido al rozamiento	
η_i	rendimiento interno	
η_m	rendimiento mecánico	
η_T	rendimiento total	
v	velocidad	m/s
v_u	velocidad tangencial	
v_a	velocidad axial	
v_R	velocidad radial	
v_m	velocidad meridiana	
u	velocidad periférica	
β	ángulo del álabe	
A	área	m ²
m	masa del fluido	
F_a	fuerza axial	
F_R	fuerza radial	
F_u	fuerza tangencial	

E	energía	
G_r	grado de reacción	
ε	coeficiente de utilización	
P_{atm}	presión atmosférica	
σ	coeficiente de Thoma	
D_m	diámetro menor	
H_1	distancia del distribuidor al centro del rotor	m
H_m	distancia del centro del rotor al extremo del mismo	m
A_1	diámetro externo de la carcasa	m
Q_T	caudal teórico que fluye a través de un orificio	
v_T	velocidad teórica por el fluido	
S	área del orificio	
μ	coeficiente de gasto	
v_r	velocidad real	
ϕ	coeficiente de reducción de velocidad	
Ω	sección contraída	
ψ	coeficiente de contracción	
b	longitud de la solera del vertedero	
h	altura de la lámina vertiente sobre la cresta	
C_w	constante del vertedero	

LISTA DE ANEXOS

- A** Guía de práctica de laboratorio
- B** Plan de mantenimiento de la turbina hélice
- C** Dimensiones del freno prony

RESUMEN

Las turbinas hidráulicas se usan para la producción de energía eléctrica por ello se ve en la necesidad de habilitar el banco de pruebas de la turbina hélice de eje horizontal existente en el laboratorio de la escuela de Ingeniería Mecánica dejándolo funcional y optimizando técnicamente su funcionamiento.

El banco inicialmente estuvo en desuso y deteriorado, factores que incidieron en el equipo para su mal funcionamiento, por ello se realizó el mantenimiento en cada una de las partes constitutivas del banco eliminando así la corrosión y aplicando un tratamiento anticorrosivo para evitar daños futuros, además se realizó el estudio de la corrosión y sus efectos, determinándose que el peso corroído es de $1,034 * 10^{-7} \text{ g/cm}^2$ para un tiempo de exposición de 16 semanas dando una velocidad de corrosión 0,01 mdd (miligramos por decímetro cuadrado por día) valor que al ser comparado con normas estándar se obtiene que el material es de una resistencia excelente.

Para la repotenciación se realizó los cálculos para la selección de la bomba obteniéndose una velocidad específica de 455, una velocidad de 2403,12 rpm, con un potencia útil de 2325,35 W dando así un caudal de 2372,81 l/min para una altura de 6 m, con estos dos últimos datos se procede a seleccionar la bomba adecuada para el sistema, en este caso, una bomba centrífuga de 10 HP, una vez determinado su buen funcionamiento se determinó la eficiencia de este tipo de turbina que es de 55,79%.

El presente trabajo de investigación nos ha permitido conocer su funcionamiento, la eficiencia y las variables que son necesarias para poder seleccionar el órgano vital para su funcionamiento que es la bomba, además se recomienda seguir los instructivos para el encendido del equipo y el manual de mantenimiento.

ABSTRACT

Hydraulic turbines are used for electricity production is therefore the need to enable the test turbine propeller existing horizontal axis in Mechanical Engineering laboratory, leaving functional and technically optimized operation.

The bank was initially obsolete and deteriorated, factors affecting the equipment to malfunction, so the maintenance on each of the constituent parts of the bank thus eliminating corrosion and corrosive applying a treatment to prevent further damage was done, as well the study of corrosion and its effects are made, determining the weight is corroded to an exposure time of 16 weeks, giving a corrosion rate of 0,01 mdd (milligrams per square decimeter per day) value when compared to Standard rules is obtained that the material is of excellent resistance.

For repowering calculations for selecting a specific pump speed obtaining 455, a speed of 2403,12 rpm, with an output of 2325,35 W, thus giving a flow 2372,81 l/min was performed for a height of 6 m, with the latter two data necessary to select the right pump for the system, in this case, a centrifugal pump 10 HP, once determined its proper functioning efficiency of this type of turbine is determined of 55,79%.

This research has allowed us to understand its functioning, efficiency and variables that are necessary to select the vital organ for its operation is the pump, it is also recommended to follow the instructions to turn on the equipment and maintenance manual.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

La Kaplan es una turbina hélice con alabes regulables y debe su nombre al ingeniero Viktor Kaplan (1876 - 1934), profesor de la Universidad Técnica de Bruno (Checoslovaquia), quien concibió la idea de corregir el paso de los alabes con las variaciones de la potencia.

Una técnica constructiva de las turbinas hidráulicas poco desarrollada al comienzo del siglo, hacia concebir la idea de Kaplan como irrealizable. Pero con el avance de la tecnología la construcción de la turbina Kaplan fue imponiéndose incluso invadiendo el campo de cargas medias en el que la Francis parecía ser insustituible.

La importancia de las turbinas Hélice y Kaplan en pequeños saltos con grandes caudales, las hacen idóneas tanto en posición horizontal como vertical; la tendencia a la construcción de turbinas cada vez más rápidas, para velocidades específicas n_s mayores de 450, conduce a las turbinas Hélice y Kaplan.

El laboratorio de Turbomaquinaria hidráulica de la escuela de Ingeniería Mecánica tiene como objetivo que los estudiantes practiquen, analicen y comprendan el funcionamiento y comportamiento de las diferentes turbomáquinas existentes, debido a que los bancos adquiridos tienen varios años en funcionamiento, han culminado su tiempo de vida útil y se encuentran en desuso.

1.2 Justificación

De cara a la acreditación que atraviesa la institución y ya que este tipo de turbina es uno de los más usados, principalmente para la producción de energía eléctrica se ve en la necesidad de habilitar el banco de pruebas existente en el laboratorio de la escuela de Ingeniería Mecánica que de alguna manera por el paso del tiempo y su utilización se ha deteriorado y ha dejado de funcionar.

Con el fin de ofrecer a los estudiantes de la carrera y a toda la comunidad politécnica la oportunidad de conocer el funcionamiento, analizar la eficiencia que ofrece, determinar el caudal requerido, obtener las gráficas características, entre otros beneficios, se propone habilitar el banco de pruebas de la turbina Hélice de eje horizontal y dejarlo funcional optimizando técnicamente su funcionamiento.

Habilitar, mejorar, automatizar o sustituir los bancos de pruebas de los laboratorios de la escuela requieren de una fuerte inversión de dinero, por lo que es preferible auto financiar este proceso a través de los estudiantes de la escuela con la realización de tesis de grado.

Económicamente se justifica ya que se toma los componentes ya existentes y útiles que tiene el banco de pruebas y se sustituye los faltantes y obsoletos por otros que estén operativos. La turbina Hélice se caracteriza por sus álabes fijos existentes en el rodete además son idóneas tanto en posición horizontal como vertical, la importancia de este tipo de turbina radica en su gran caudal para pequeños saltos de altura, por ello se presenta un estudio para este tipo de turbina basándose en condiciones específicas de caudal y altura realizando un análisis teórico y técnico. Para este fin se requiere las características principales del rotor las cuales servirán posteriormente para determinar valores como la velocidad específica, coeficiente de velocidad periférica, número de revoluciones, potencia útil y el caudal. El presente estudio se realiza con el fin de determinar el caudal, par y rendimiento en el banco de pruebas. (FERNANDEZ Diez, [2008?])

El laboratorio de Turbomaquinaria hidráulica de la escuela de Ingeniería Mecánica tiene como objetivo que los estudiantes practiquen, analicen y comprendan el funcionamiento y comportamiento de las diferentes turbomáquinas existentes, debido a que los bancos adquiridos tienen varios años en funcionamiento, han culminado su tiempo de vida útil y se encuentran en desuso.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general. Repotenciar el Banco de Pruebas de la Turbina Hélice de eje Horizontal del Laboratorio de Turbomaquinaria Hidráulica.

1.3.2 *Objetivos específicos:*

Realizar el mantenimiento necesario a la turbina Hélice para dejarla operativa.

Realizar un mantenimiento completo de la tubería y el reservorio de agua.

Realizar el mantenimiento de las partes y accesorios del banco de pruebas.

Repotenciar el banco de pruebas de la turbina Hélice.

Realizar las pruebas necesarias para garantizar el óptimo funcionamiento del banco de pruebas de la turbina Hélice.

Recopilar datos y realizar las curvas características.

Elaborar la guía de prácticas de laboratorio para adquisición de datos.

Elaboración de un plan de mantenimiento para el banco de pruebas.

1.4 Alcance.

El banco de pruebas está diseñado para simular una caída de agua sobre los alabes del rotor tipo hélice usando para ello una bomba centrífuga que entregue el caudal requerido según las dimensiones de esta turbina.

Se podrá variar la apertura de los alabes del distribuidor así como también la válvula distribuidora de caudal con el fin de obtener distintos datos de presión, velocidad, fuerza, torque, potencia y rendimiento.

Con los datos obtenidos se representa gráficamente las curvas de altura vs caudal, caudal vs velocidad y rendimiento vs velocidad para ser comparadas con las curvas características de este tipo de turbina.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Turbina hidráulica

La turbina hidráulica es una turbomáquina motora, y por tanto esencialmente es una bomba rotodinámica que trabaja a la inversa. Así como una bomba absorbe energía mecánica y restituye energía al fluido, una turbina absorbe energía del fluido y restituye energía mecánica. (MATAIX, 1982)

2.1.1 Clasificación de las turbinas hidráulicas:

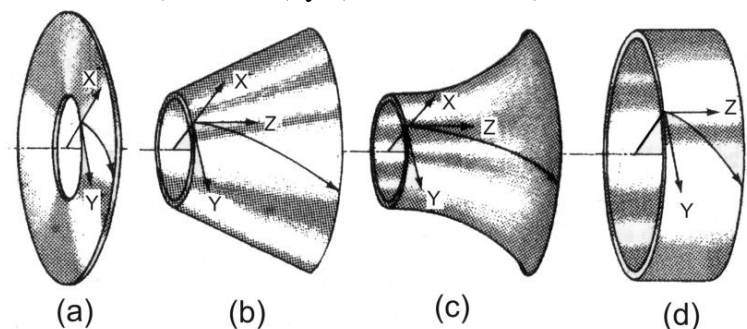
2.2.3.1 Según el modo de admisión:

- Turbinas de admisión parcial.- El líquido ataca a una parte del rodete (rodete no inundado)
- Turbinas de admisión total.- El líquido ataca a todo el rodete (rodete inundado)

2.2.3.2 Según el grado de reacción: Turbinas de acción, Turbinas de reacción.

2.2.3.3 Según la dirección del flujo en el rodete: Turbinas de flujo radial, turbinas de flujo radio-axial o diagonal, turbinas de flujo axial, turbinas de flujo tangencial. (MATAIX, 1982)

Figura 1. Clasificación de las turbinas según la dirección del flujo en el rodete
a) radial; b) y c) radio-axial; d) axial



Fuente: (MATAIX, 1982)

2.2.3.4 Según el número de revoluciones: Muy lenta, lenta, normal, rápida y Ultrarrápida (REYES AGUIRRE, 1988)

Tabla 1. Clasificación de las turbinas según la velocidad específica

Clasificación general aproximada de las turbinas según su velocidad específica (sistema métrico)		
N_s	Tipo	Caída neta [m]
– 18	Pelton 1 chiflón	≥ 800
18 – 25	Pelton 1 chiflón	800 – 400
26 – 35	Pelton 1 chiflón	400 – 100
26 – 35	Pelton 2 chiflones	800 – 400
36 – 50	Pelton 2 chiflones	400 – 100
51 – 72	Pelton varios chiflones	400 – 100
55 – 70	Francis muy lenta	400 – 200
70 – 120	Francis lenta	200 – 100
120 – 200	Francis media	100 – 50
200 – 300	Francis rápida	50 – 25
300 – 450	Francis muy rápida	25 – 15
400 – 500	Hélice ultra rápida	Hasta 15
270 – 500	Kaplan lenta	50 – 15
500 – 800	Kaplan rápida	15 – 5
800 – 1100	Kaplan ultra rápida	≤ 5

Fuente: (REYES AGUIRRE, 1988)

2.2 La turbina hélice.

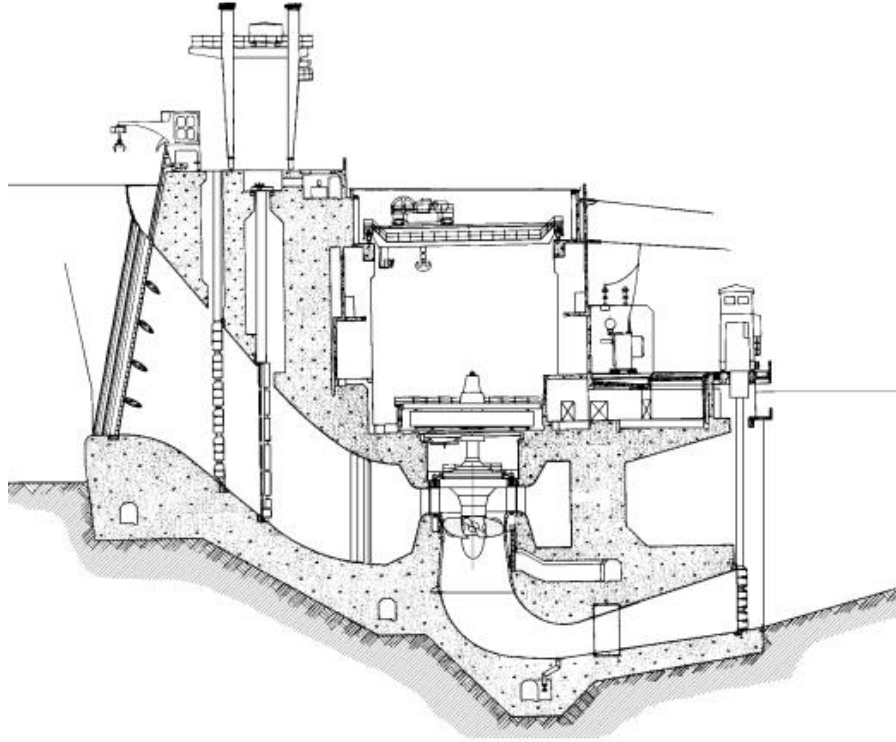
Son turbinas de reacción de flujo axial, muy importantes en pequeños saltos con grandes caudales que las hacen idóneas tanto en posición horizontal como vertical.

Debido a que en las turbinas Francis con velocidades específicas de alrededor de 400, el fluido no se puede orientar con precisión, se tiende a la construcción de turbinas cada vez más rápidas, para velocidades específicas mayores de 450, lo cual lleva a dirigirse según su clasificación hacia las turbinas Hélice y Kaplan. (FERNANDEZ Diez, [2008?])

El rodete tiene pocos alabes en forma de palas, que le dan forma de hélice de barco; si estos son fijos, se denomina turbina hélice, si los alabes son orientables, se llama turbina

Kaplan, estas son turbinas irreversibles, es decir, no pueden trabajar como bomba-turbina ya que tienen un único sentido de rotación. (FERNANDEZ Diez, [2008?])

Figura 2. Sección transversal de una central hidráulica con turbina Kaplan



Fuente: (FERNANDEZ Diez, [2008?])

2.2.1 Características principales de la Turbina Hélice.

- Se utilizan para caídas de agua bajas.
- Están conformadas por una espiral o caracol que alimenta al rotor o rodete.
- Tienen un distribuidor que orienta el agua hacia el rotor o rodete.
- El rotor o rodete asemeja su forma a la de una hélice de barco.
- Son utilizadas para gastos muy grandes.
- La regulación se efectúa por medio del distribuidor de álabes orientables dispuestos en forma de persiana a la salida del espiral o caracol. (REYES AGUIRRE, 1988)

2.2.2 Clasificación de las turbinas Kaplan: Se clasifican, en función de la velocidad específica del rotor y de las características del salto en: turbina hélice ultra rápida, turbina kaplan lenta, turbinas kaplan rápida, turbina kaplan ultra rápida. (REYES AGUIRRE, 1988)

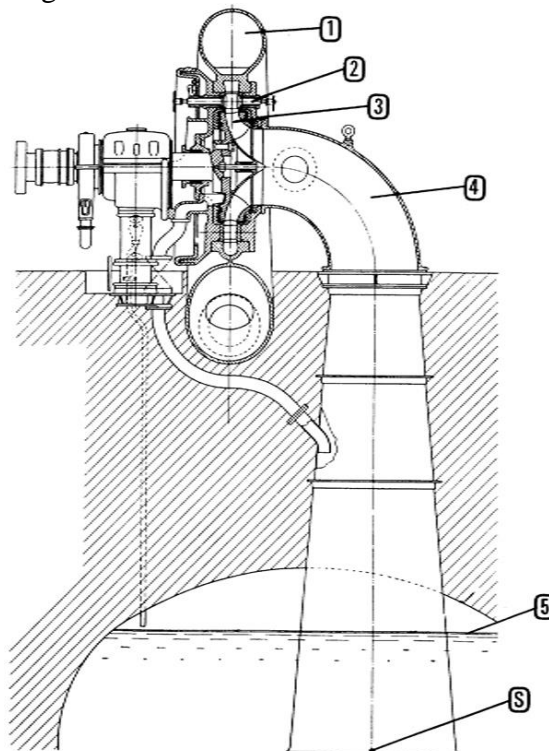
Tabla 2. Clasificación de las turbinas hélice según la velocidad específica

Velocidad específica [rpm]	Tipo de turbina	Altura de salto [m]
400 a 500	Hélice ultra rápida	Hasta 15
270 a 500	Kaplan lenta	50 a 15
500 a 800	Kaplan rápida	15 a 5
800 a 1100	Kaplan ultra rápida	≤ 5

Fuente: (REYES AGUIRRE, 1988)

2.2.3 Órganos principales de la turbina Hélice:

Figura 3. Partes constitutivas de la turbina



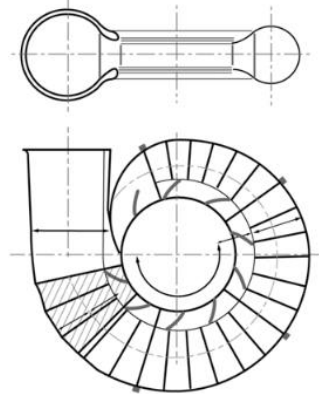
Fuente: (MATAIX, 1982)

- 1 Carcasa o caja espiral
- 2 Distribuidor
- 3 Rotor o rodete
- 4 Tubo de aspiración

2.2.3.1 Carcasa o Caja Espiral. La caja espiral es un órgano que se encuentra en todas las turbinas hidráulicas de reacción.

Según las dimensiones se construye de acero colado, fundición, chapa roblonada u hormigón armado (solo o blindado con chapa para evitar fugas). (MATAIX, 1982)

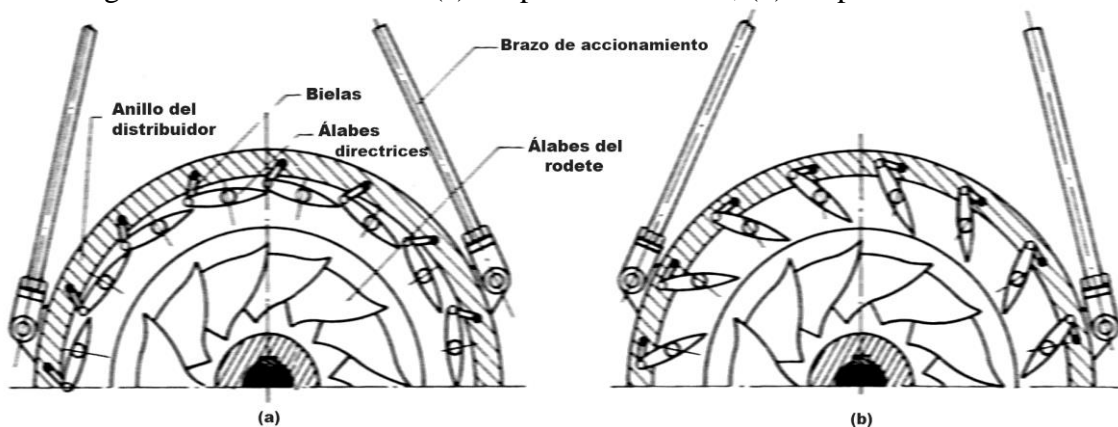
Figura 4. Carcasa o caja espiral



Fuente: (POLO ENCINAS, 1975)

2.2.3.2 Distribuidor. La caja espiral y el distribuidor dirigen el agua al rodete con un mínimo de pérdidas, y transforman parte de la energía de presión en energía cinética. El distribuidor es de álabes regulables y sirven también para reducir el caudal cuando la carga de la turbina disminuye, el distribuidor Fink es el más corriente en todas las turbinas hidráulicas de reacción. Consta de dos bielas o brazos robustos, movido por uno o varios servomotores de aceite que hacen girar al anillo donde pivota un extremo de las bielas, las cuales a su vez hacen girar a unos fijos que pivotan en torno a un eje fijo. (MATAIX, 1982)

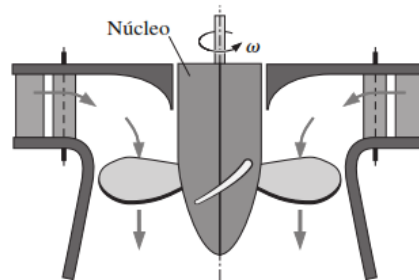
Figura 5. Distribuidor Fink (a) Disposición cerrada; (b) Disposición abierta



Fuente: (MATAIX, 1982)

2.2.3.3 Rodete. El rodete es el elemento principal de una turbina ya que en él es donde ocurre la transformación de la energía hidráulica, que trae el fluido, en energía mecánica. El rodete está formado por un robusto cubo, cuyo diámetro es del orden del 40% al 50% del diámetro total al extremo de los álabes, en el cual van empotrados alabes en forma de palas que le dan la apariencia de hélice de barco, en un número determinado, de dos a cuatro para saltos de pequeña altura y de cinco a nueve cuando los saltos son mayores. (POLO ENCINAS, 1975)

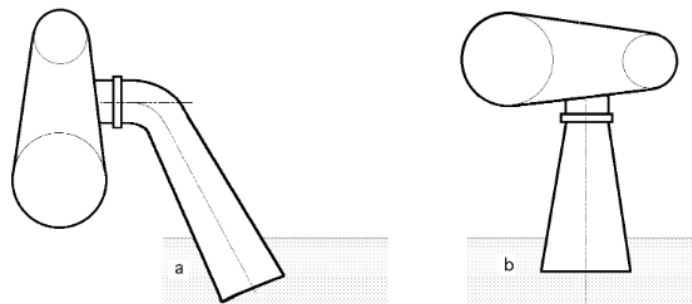
Figura 6. Rotor tipo hélice



Fuente: (ÇENGEL, y otros, 2006)

2.2.3.4 Tubo de aspiración. Es el órgano de desagüe, pero se le da el nombre de tubo de aspiración porque crea una aspiración o depresión a la salida del rodete. (REYES AGUIRRE, 1988)

Figura 7. Tubo de aspiración de la turbina de eje: a) horizontal y b) vertical



Fuente: <http://reca-corp.com/files/57897336.pdf>

2.2.4 Parámetros funcionales de las turbinas hidráulicas. Se considera como parámetros funcionales de una turbina hidráulica a aquellos que dan las características a la misma, son los que han servido para realizar el diseño verificativo de la turbina Francis. (REYES AGUIRRE, 1988)

2.2.3.1 Velocidad específica, N_s . Es el número de revoluciones que daría una turbina semejante a la que se trata de buscar y que entrega una potencia de un caballo, al ser instalada en un salto de altura unitaria. Esta velocidad específica, rige el estudio comparativo de la velocidad de las turbinas, y es la base para su clasificación. Se emplea en la elección de la turbina más adecuada, para un caudal y altura conocidos, en los anteproyectos de instalaciones hidráulicas, consiguiendo una normalización en la construcción de rodets de turbinas. (REYES AGUIRRE, 1988)

Su valor exacto se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$N_s = \frac{N}{H} \sqrt{\frac{P_a}{\sqrt{H}}} = \frac{N\sqrt{P_a}}{H^{5/4}} \quad (1)$$

Los valores de estas velocidades específicas para los diferentes tipos de turbinas que con mayor frecuencia se construyen (Pelton, Francis, Hélices y Kaplan) figuran en la tabla 1.

2.2.3.2 Numero de revoluciones, n (rpm). Generalmente las maquinas movidas por turbinas hidráulicas son generadores síncronos que están excitadas por un rotor de corriente directa. En estas máquinas existe una relación constante entre la frecuencia de la corriente alterna producida y el número de revoluciones de la máquina. (REYES AGUIRRE, 1988)

Cuando un rotor está constituido por pares de polos p , con n revoluciones por minuto, cada bobina del estator será cortada $p.n/60$ veces por los flujos magnéticos de los polos norte y sur. Por lo tanto en el estator se tendrá un voltaje con una frecuencia dada por la fórmula: (REYES AGUIRRE, 1988)

$$F = p \frac{n}{60} \quad (2)$$

De donde se puede despejar el número de revoluciones necesarias para obtener una frecuencia de 60 Hz, que es la que se requiere en nuestro medio, según el número de polos que tenga el generador a ser utilizado para la generación eléctrica, obteniendo la siguiente ecuación: (REYES AGUIRRE, 1988)

$$n = F \frac{60}{p} = 60 \frac{60}{p} = \frac{3600}{p} \quad (3)$$

En el caso de Europa, donde se trabaja con una frecuencia de 50 Hz, la fórmula para calcular el número de revoluciones sería la siguiente: (REYES AGUIRRE, 1988)

$$n = F \frac{60}{p} = 50 \frac{60}{p} = \frac{3000}{p} \quad (4)$$

2.2.3.3 Caudal de agua disponible, Q (m^3/s). Este es un parámetro que lo da la naturaleza del medio, siendo un factor variante dependiendo de la época del año y las condiciones climáticas. Para información histórica sobre caudales de las principales fuentes hídricas en el Ecuador se puede recurrir a la página oficial del INAMHI donde se ofrece esta información.

En el caso de turbinas instaladas en laboratorios con fines didácticos o investigativos, el caudal es un parámetro que se modifica de acuerdo a la naturaleza de la experimentación y se lo mide por medio de instrumentos.

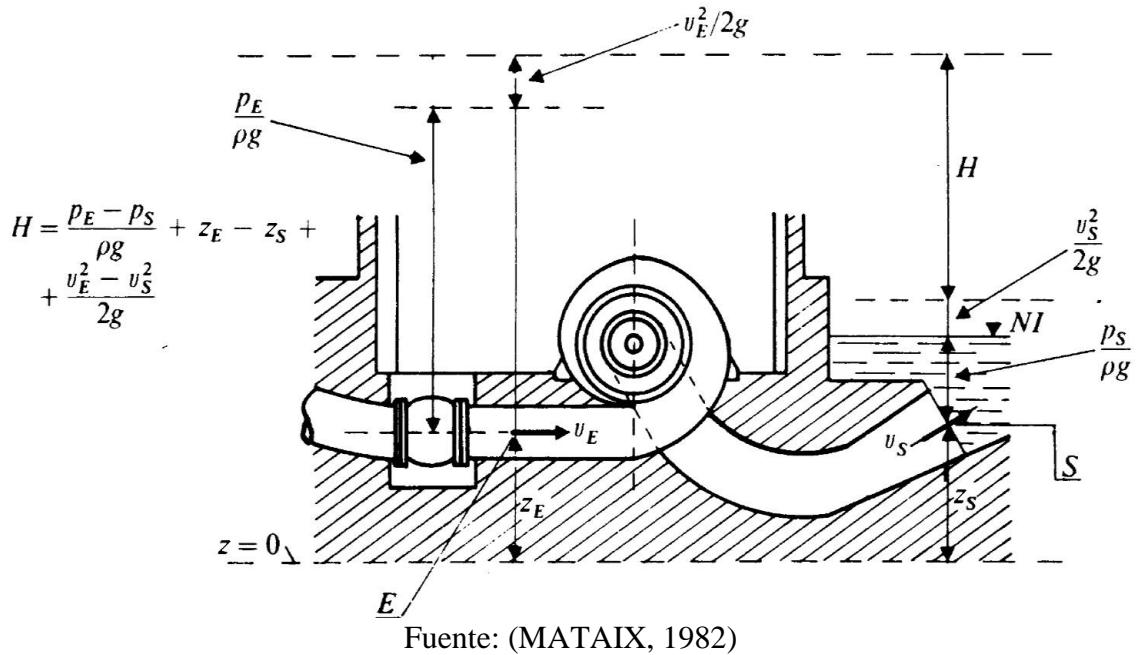
2.2.3.4 Altura neta, H (m). Es la altura puesta a disposición para ser aprovechada por la turbina. Está definida por la sumatoria de los incremento de altura que absorbe la turbina en forma de presión, en forma de altura cinética y en forma de altura geodésica. (MATAIX, 1982)

$$H = \frac{P_E - P_S}{\gamma} + \frac{V_E^2 - V_S^2}{2g} + Z_E - Z_S \quad (5)$$

Dónde:

P_E	Presión de entrada a la turbina
P_S	Presión de salida de la turbina
V_E	velocidad de entrada
V_S	Velocidad de salida
$Z_E - Z_S$	Desnivel del líquido entre la entrada y la salida

Figura 8. Normas internacionales para la determinación de la altura neta en los ensayos de turbinas hidroeléctricas en las centrales eléctricas para la turbina de reacción de eje horizontal.



2.2.3.5 Potencias

- Potencia teórica, P (W). Llamada también potencia neta o potencia hidráulica. Es la potencia asimilada por la turbina

$$P = \rho g Q H \quad (6)$$

- Potencia útil, P_a (W). Llamada también potencia al freno, potencia en el eje o potencia restituida. Es la potencia que se obtiene en el eje del rotor de la turbina. Se calcula midiendo el par de reacción M , por medio de un dinamómetro y el número de revoluciones del eje N con un tacómetro. (MATAIX, 1982)

$$P_a = M \omega = \frac{2\pi}{60} N M \quad (7)$$

2.2.3.6 Rendimientos

- Rendimiento mecánico, η_m . Tiene en cuenta las pérdidas mecánicas debido al rozamiento. (MATAIX, 1982)

$$\eta_m = \frac{P_a}{P_i} \quad (8)$$

- Rendimiento total, η_{tot} . Tiene en cuenta todas las pérdidas en la turbina.

$$\eta_{tot} = \frac{P_a}{P} \quad (9)$$

2.3 Instrumentos utilizados en los sistemas para transportar fluidos

2.3.1 Medidores de presión. La presión es una fuerza por unidad de superficie y puede expresarse en unidades tales como pascal, bar, atmósferas, kilogramos por centímetro cuadrado y psi. (MATAIX, 1982)

2.2.3.1 Manómetros. El manómetro es un instrumento de medición para la presión de fluidos contenidos en recipientes cerrados.

Se puede decir también que el manómetro es un instrumento utilizado para la medición de la presión en los fluidos, generalmente determinando la diferencia de la presión entre el fluido y la presión local. (MATAIX, 1982)

2.2.3.2 Manómetros Mecánicos. Estos manómetros se dividen en:

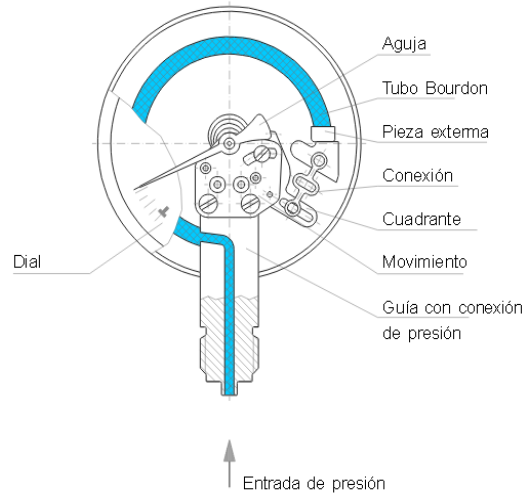
Elementos de medida directa.- que miden la presión comparándola con la ejercida por un líquido de densidad y altura conocidas.

Elementos primarios elásticos.- que se deforman por la presión interna del fluido que contienen. (MATAIX, 1982)

- Manómetros con tubo de Bourdon. Los tubos de Bourdon son tubos de forma circular con una sección cruzada oval. La presión del medio actúa en el interior del tubo y como resultado la sección cruzada oval se convierte en casi redonda. Debido a que se produce una curvatura de la tensión del anillo del tubo, éste dobla el tubo de Bourdon. El final del tubo, que no es fijo, se mueve. Por lo que este movimiento es una medición para la presión. Este movimiento lo indica la aguja.

Los tubos de Bourdon doblan un ángulo de aproximadamente 250°, que se utiliza para presiones de hasta 60 bares aproximadamente. (Avdiaz)

Figura 9. Mecanismo de funcionamiento de un manómetro con tubo de Bourdon



Fuente: <http://avdiaz.files.wordpress.com/2008/10/medidores1.pdf>

2.3.2 Medidores de caudal

2.2.3.3 Vertederos. Puede considerarse que son orificios incompletos o descubiertos en la parte superior, o como un muro que interrumpe una corriente, obligando al líquido a derramarse sobre el mismo. Un vertedero es una obstrucción en la cumbre de un canal que debe ser superado por una corriente.

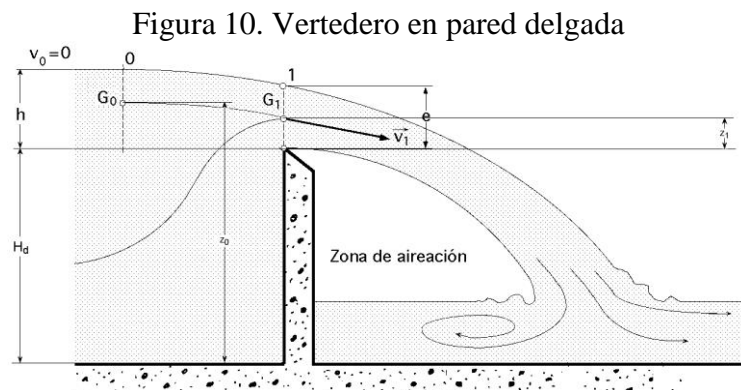
Para ciertas geometrías, el caudal se relaciona con la altura aguas arriba del vertedero, por lo que es un medidor efectivo, aunque elemental, de caudal en canales abiertos.

Según el espesor de la pared, se clasifican en vertederos de pared delgada y pared gruesa. El primer caso, cuando el borde de la pared del vertedero es una arista viva, el líquido debe topar el vertedero únicamente en dicha arista, mientras que en pared gruesa sucede lo contrario.

En ambos casos el flujo aguas arriba es subcrítico, acelerándose a crítico conforme se aproxima a la cima del vertedero rebosando en forma de lámina supercrítica. El caudal q por unidad de anchura, es proporcional a $h^{3/2}$. Donde h es la distancia existente entre la superficie libre del agua a cierta distancia del vertedero aguas arriba, y la cresta del mismo.

Aunque existen formas: rectangular, triangular, trapezoidal y circular, la más común y conveniente es la primera. (FERNANDEZ Diez, [2008?])

- Vertedero en pared delgada. Remitiéndose a la figura 25, los puntos G_0 y G_1 son los centros de gravedad de las secciones 0 y 1 respectivamente. En 0 la velocidad puede suponerse nula o no; el espesor de la capa líquida en la cresta es e . la carga varía desde h hasta $h-e$, siendo $e < h$ (FERNANDEZ Diez, [2008?])



Fuente: (FERNANDEZ Diez, [2008?])

El caudal que fluye por el vertedero es:

$$Q = C_w * b * h^{3/2} \quad (10)$$

en la cual interviene una constante C_w la misma que se encuentra en función de los valores de la altura del vertedero y la altura de la lámina vertiente sobre la cresta tomados en metros. Estos valores se encuentran tabulados.

Tabla 3. Valores de C_w en función de h y H_d

H_d/h	H [m]							
	0.05	0.10	0.20	0.40	0.60	0.80	1.00	1.50
0.5	2.316	2.285	2.272	2.266	2.263	2.262	2.262	2.261
1.0	2.082	2.051	2.037	2.030	2.027	2.026	2.025	2.024
2.0	1.964	1.933	1.919	1.912	1.909	1.908	1.907	1.906
10.0	1.870	1.839	1.824	1.817	1.815	1.814	1.813	1.812
>10	1.846	1.815	1.801	1.793	1.791	1.790	1.789	1.788

Fuente: https://es.wikipedia.org/wiki/Vertedero_de_pared_delgada

2.4 Bombas hidráulicas.

Bomba es una máquina que absorbe energía mecánica y restituye al líquido energía hidráulica, sirve para impulsar toda clase líquidos (líquidos espesos con sólidos en suspensión).

2.4.1 Concepto de bomba centrífuga. Las Bombas centrífugas también llamadas Rotodinámicas, son siempre rotativas y son un tipo de bomba hidráulica que transforma la energía mecánica de un impulsor.

Una bomba centrífuga se denomina así porque la cota de presión que crean es ampliamente atribuible a la acción centrífuga. Las paletas imparten energía al fluido por la fuerza de esta misma acción.

Es decir una bomba centrífuga es aquella máquina que incrementa la energía de velocidad del fluido mediante un elemento rotante, aprovechando la acción de la fuerza centrífuga, y transformándola a energía potencial a consecuencia del cambio de sección transversal por donde circula el fluido en la parte estática, la cual tiene forma de voluta y/o difusor. (POLO ENCINAS, 1975)

2.5 Objeto de un laboratorio de máquinas hidráulicas

La utilización de laboratorios es de una diversidad muy importante, es allí únicamente donde se puede resolver problemas cuyas soluciones teóricas distan mucho de la realidad.

En un laboratorio se puede conocer la operación completa con todas las circunstancias de funcionamiento de las máquinas industriales mediante la experimentación en un modelo reducido.

Estos modelos permiten, predecir con toda exactitud, como será la máquina prototipo y sus características de operación desde potencia nula hasta potencia máxima, desde velocidad nula hasta velocidad de desboque y la variación de eficiencia a lo largo de todo el funcionamiento. (REYES AGUIRRE, 1988)

Las posibles prácticas a desarrollarse dentro de un laboratorio de máquinas hidráulicas y específicamente en un banco de pruebas de turbina Hélice, son:

- Estudio de rodetes para altas y bajas caídas.
- Estudio de la mejor disposición recíproca del rodete y del distribuidor.
- Estudio de los fenómenos de cavitación.
- Estudio de la variación de empujes axiales y de los fenómenos transitorios motivados por movimientos de regulación.
- Comparación de resultados obtenidos sobre dos turbinas a escalas diferentes.
- Estudio de nuevos tipos de turbinas.
- Conocer los principios de funcionamiento de esta turbina.
- Relacionar el torque, potencia, eficiencia, y velocidad de rotación para diferentes cabezas y diferentes posiciones de los álabes directrices del estator, entre otros.
(REYES AGUIRRE, 1988)

2.5.1 *Principales cantidades a medir en un laboratorio de máquinas hidráulicas.*

Los principales parámetros y cantidades que intervienen en las mediciones de una práctica de laboratorio de maquina hidráulicas son las siguientes.

2.2.3.1 *Cantidades fundamentales:* Caudal, Q (l/min); Cabeza, H (m); Potencia, P (W); Numero de revoluciones, n (rpm)

2.2.3.2 *Cantidades derivadas:* Rendimiento, η (%); Par o momento, M (N.m.); Velocidad específica, N_s

2.2.3.3 *Parámetros que caracterizan la operación de la máquina.* Apertura del distribuidor.

2.2.3.4 *Obtención de los valores experimentales*

- El par o momento M que en rotor ejerce sobre su eje se puede medir por medio de un freno, el cual puede ser: Freno mecánico de Prony; Freno hidráulico; Freno electrodinamométrico.
- La velocidad de rotación N , se mide por medio de un tacómetro.
- La lectura de la altura neta H , se la puede realizar de las siguientes formas:
- Lectura de los niveles de aguas abajo y aguas arriba. Este método supone despreciables las pérdidas de carga a la entrada del espiral.
- Lectura del manómetro situado a la entrada de la carcasa y lectura directa del nivel de aguas abajo.
- El caudal Q , esta es la medida más delicada y generalmente los métodos utilizados presentan errores. Los métodos comunes de medición de caudal son: Vertedero; Molinetes; Capacidad aforada; Método Gibson; Método Allen y método químico, aplicados únicamente cuando no se puede aplicar ninguno de los métodos anteriores.

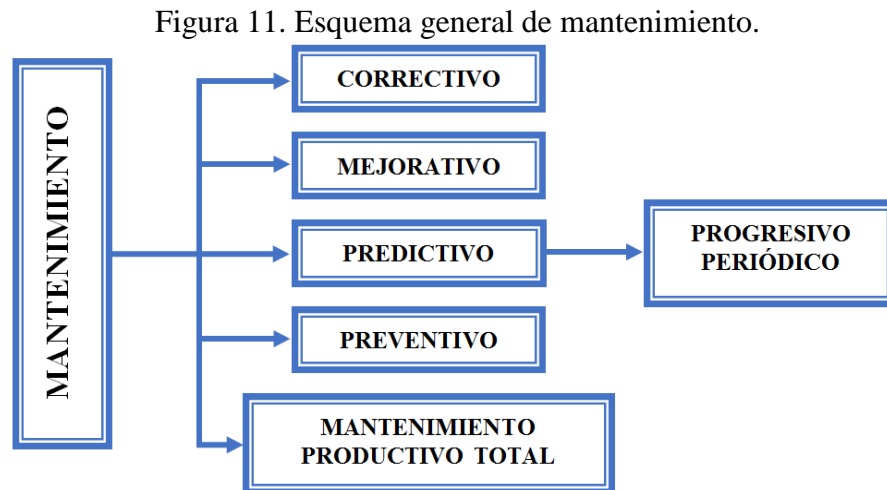
La lectura de los parámetros que caracterizan el funcionamiento de la maquina se lo realiza de manera directa en la maquina en los dispositivos de fijación del Angulo de inclinación de los álabes y apertura del distribuidor. (REYES AGUIRRE, 1988)

2.6 **Mantenimiento industrial**

Se entiende por mantenimiento al conjunto de medidas y acciones, tales como: conservación, vigilancia y cuidados, que las maquinas requieren para, en lo posible, evitar averías repentinas o reparar las mismas de la manera más efectiva posible, de manera que se garantice el correcto funcionamiento para el cual fue diseñado con el mayor rendimiento. (CUADRADO)

2.6.1 Importancia del mantenimiento. Las máquinas y equipos, principalmente aquellos constituidos por piezas y mecanismos móviles, están sujetos a un proceso irreversible de degradación y desgaste debido a la acción del tiempo y su funcionamiento. Por lo cual se hace indispensable aplicar un mantenimiento a dichas máquinas para aliviar en parte su envejecimiento, alargando su vida útil. (CUADRADO)

2.6.2 Esquema general de los sistemas de mantenimiento.



Fuente: <http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/tecnologia-de-maquinas/material-de-clase-1/MANTENIMIENTO.pdf>

2.2.3.1 Correctivo. Este tipo de mantenimiento es el menos adecuado ya que basa su acción en la corrección de averías o fallas cuando estas se han producido, por lo tanto representa grandes costos por tiempo de parada de las máquinas y reparaciones así como en repuestos. (CUADRADO)

2.2.3.2 Mejorativo. Se debe evitar confundirlo con el mantenimiento correctivo, ya que al reemplazar o reparar un componente averiado, no necesariamente se lo está mejorando con respecto al componente original. El mantenimiento mejorativo presenta la alternativa de mejora, ya sea al cambiar el material del cual está hecho la pieza o el componente a ser reemplazado, con uno de mayor resistencia y calidad o al modificar las condiciones de funcionamiento de la mencionada parte o de la maquina en general.

Este tipo de mantenimiento no toma en cuenta únicamente los componentes de una máquina, sino también la manera en que se realizan los trabajos o la operación de la máquina, la utilización de instrumentos para controlar el funcionamiento y el empleo de personal capacitado para su operación. (CUADRADO)

2.2.3.3 Predictivo. El mantenimiento predictivo se define como la capacidad de un equipo para determinar si existen cambios en las condiciones físicas o en la forma de operar de la máquina. Esto permite reducir la cantidad de reparaciones programadas, sin aumentar el riesgo de averías, por lo tanto se reduce el tiempo muerto del equipo aumentando su disponibilidad y su producción.

Para realizar esta predicción se vale de recursos técnicos tales como equipos de detección de vibraciones, medidores de amplitud, equipos de ultrasonido para medición de espesores y detección de irregularidades internas en el material, espectrofotómetros de absorción atómica para análisis de aceites lubricantes, medidores de presión, temperatura, flujo, entre otros. (CUADRADO)

2.2.3.4 Preventivo. La principal finalidad del mantenimiento preventivo es inspeccionar y reparar antes que se produzca la avería, cuando la maquinaria esta aun dentro de los límites aceptables de seguridad, calidad y desgaste. Este mantenimiento es el único que garantiza la continuidad del trabajo. (CUADRADO)

2.2.3.5 Productivo total. El Mantenimiento Productivo Total, TPM, orienta a crear un sistema corporativo que maximice todo el sistema productivo de una empresa. Esto se refiere a cero accidentes, cero defectos, cero fallas en todo el ciclo de producción, involucrando a todo el personal de una empresa.

El TPM es una estrategia aplicada más a una empresa que dedica su vida a la producción o al préstamo de servicios. (CUADRADO)

2.6.3 Planificación del mantenimiento. Es el establecimiento de un programa con indicaciones de mantenimiento donde constan los objetivos, funciones y etapas a realizarse, así como la estructuración del personal que debe hacerlo.

La información más importante de la maquinaria o equipo que se requiere para llevar a cabo la planificación de mantenimiento es la siguiente:

- La condición actual.
- El grado de utilización.

- La capacidad de carga de trabajo.
- La decisión acerca de la posible repotenciación.
- La demanda de trabajo futura. (CUADRADO)

2.2.3.1 *Tipos de planificación del mantenimiento*

- Planificación a largo plazo. Se la realiza para plazos superiores a un año. Este tipo de planificación toma en cuenta la posibilidad de repotenciación, eliminación o adquisición de nueva maquinaria, así como también la demanda futura de utilización de la máquina. (CUADRADO)
- Planificación anual. Como su nombre lo indica es la planificación que se realiza para ser ejecutada en el transcurso de un año. Los trabajos que se incluyen es esta planificación son:
 - Limpieza.
 - Revisión.
 - Lubricación.
 - Corrección de averías o fallas detectadas.
 - Inspección.

Dependiendo de la naturaleza de la máquina, ciertos trabajos de esta planificación como la limpieza y lubricación, deben ser ejecutadas por el operador, siendo el personal de mantenimiento quien controle que esto se cumpla. (CUADRADO)

- Planificación a corto plazo. Abarca los siguientes trabajos:
 - Lubricación semanal.
 - Inspección por paro.
 - Reparaciones debido a averías o fallas detectadas que no requieran de urgencia.

- Planificación de operaciones en las reconstrucciones, luego que se ha sometido a todas las pruebas necesarias a la máquina. (CUADRADO)

2.6.4 Programación del mantenimiento preventivo. Es la elaboración detallada de los pasos que determinan las operaciones a realizarse en el mantenimiento. Implica los siguientes aspectos:

- Determinar la realización de un trabajo con respecto a otros.
- Distribuir, en el mejor orden posible, las operaciones a seguir en los trabajos de mantenimiento.
- Establecer tiempos de inicio y estimar hora de terminación del trabajo.
- Combinar y coordinar las operaciones con el personal responsable de ejecutarlas. (CUADRADO)

2.7 Corrosión

2.7.1 Introducción. La corrosión se puede definir como la degradación que sufre un material a causa de la acción del medio ambiente que lo rodea. Esta degradación en el que está inmerso se debe a la interacción que existe entre el material y el ambiente bajo las condiciones presentes en el lugar. (HERNANDEZ)

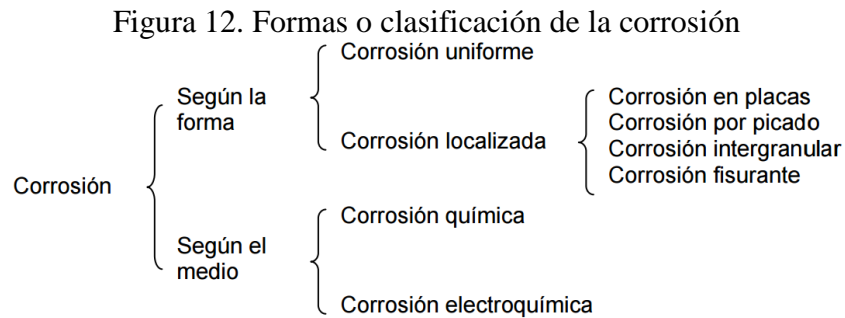
2.7.2 Formas de la corrosión. La corrosión ocurre en muchas y diferentes formas, pero su clasificación se basa por lo general en tres factores:

2.2.3.1 Naturaleza de la sustancia corrosiva. La corrosión puede ser clasificada como húmeda o seca, para la primera se requiere un medio acuoso (líquidos), para la segunda las reacciones se desarrollan con gases a alta temperatura.

2.2.3.2 Mecanismo de corrosión (medio). Este comprende las reacciones electroquímicas o reacciones químicas.

2.2.3.3 Apariencia del metal corroído (forma). La corrosión puede ser uniforme entonces el metal se corroe a la misma velocidad en toda la superficie, o puede ser localizada en cuyo caso solo se quedan afectados pequeñas áreas. (HERNANDEZ)

2.7.3 Tipos de corrosión. La corrosión según la forma y según el medio se puede clasificar de la siguiente manera:



Fuente: <http://materias.fi.uba.ar/6303/TPN3.pdf>

2.2.3.1 Corrosión uniforme. La corrosión uniforme se caracteriza por una reacción química que actúa uniformemente sobre la superficie metálica y la penetración media es igual en todos los puntos este tipo de corrosión representa la mayor destrucción de los metales, sin embargo es relativamente fácil su control mediante:

- Coberturas protectoras
- Inhibidores
- Protección catódica (Universidad de Buenos Aires)

2.2.3.2 Corrosión en placas. Incluyen los casos intermedios entre las corrosiones uniforme y localizada, la reacción química se extiende más en algunas zonas pero se presenta aún como un ataque general.

2.2.3.3 Corrosión por picadura. La picadura es una forma de corrosión localizada que produce pequeños agujeros en forma de canales cilíndricos que se propagan hacia el interior del material, este tipo de ataque así como el intergranular y el fisurante, son las formas más peligrosas de corrosión.

2.2.3.4 Corrosión intergranular. Se presenta como una franja estrecha de ataque que se propaga a lo largo de los límites de grano, este tipo de corrosión origina pérdidas de la resistencia de la aleación e incluso desintegración en los bordes de grano. (*Corrosión*)

2.2.3.5 Corrosión fisurante. Se conoce como corrosión bajo tensiones, se presenta cuando un metal está sometido simultáneamente a la acción de un medio corrosivo y de tensiones mecánicas de tracción.

2.2.3.6 Corrosión química. Bajo estas denominación se estudia aquellos casos en que el metal reacciona con un medio no-iónico (por ejemplo oxidación en aire a altas temperaturas). (*Corrosión*)

2.2.3.7 Corrosión electroquímica. A temperatura ambiente la corrosión más frecuente es la electroquímica ya que este tipo de corrosión implica un transporte de electricidad a través de un electrolito.

2.7.4 Control de la corrosión. La corrosión no se la puede eliminar pero si se la puede controlar o prevenir por métodos muy diferentes, entre los más comunes se tienen. (*Corrosión*)

Figura 13. Métodos de control de la corrosión



Fuente:

<http://descom.jmc.utfsm.cl/proi/materiales/corrosion/FundamentosdeCorrosion.pdf>

CAPITULO III

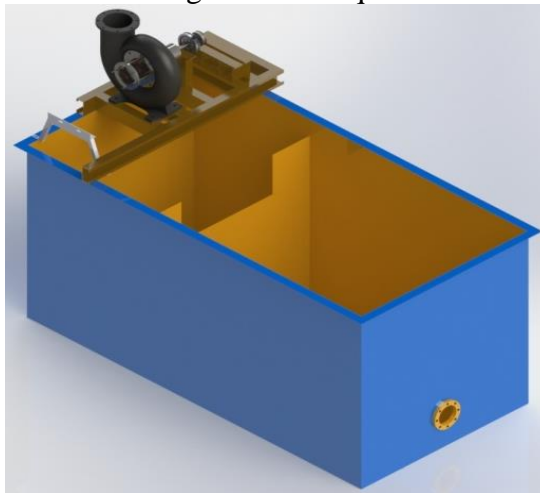
3. REPOTENCIACIÓN

3.1 Consideraciones para la selección de la bomba del banco de pruebas

3.1.1 Descripción y funciones del banco de pruebas. El banco de pruebas consta de los siguientes elementos:

Tanque: Es el que se encarga de abastecer de líquido al sistema bomba-turbina.

Figura 14. Tanque



Fuente: Autores

Bomba: Es aquel que le transmite energía al fluido y lo impulsa hasta cierta altura.

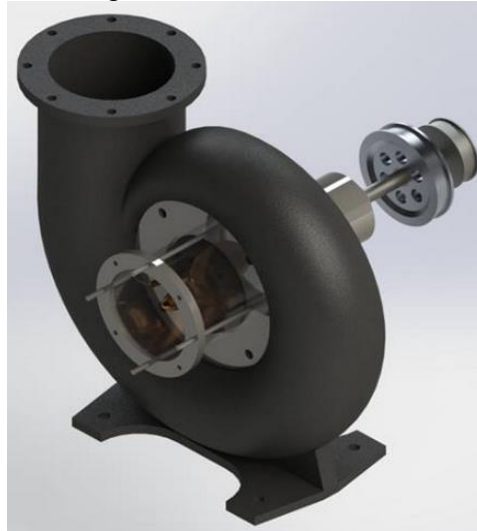
Figura 15. Bomba centrífuga



Fuente: Autores

Turbina: Es la que aprovecha la energía de un fluido que pasa a través de ella para producir un movimiento de rotación que, transferido mediante un eje es aprovechado para diferentes aplicaciones como generación eléctrica, accionamiento de máquinas rotativas, entre otras.

Figura 16. Turbina Hélice



Fuente: Autores

Freno: Es el que detendrá el giro de la turbina, este dispositivo ayudará a medir la fuerza requerida para detener el movimiento del eje, la misma que a su vez servirá para calcular el torque que entrega la turbina.

Figura 17. Freno mecánico



Fuente: Autores

Tacómetro digital laser: Es el dispositivo que medirá el número de revoluciones a las que girará la turbina.

Figura 18. Tacómetro digital laser



Fuente: Autores

Válvula de paso: Es el que se encarga de regular el flujo de caudal a la turbina.

Figura 19. Válvula de paso.



Fuente: Autores

Manómetro de presión: Es el instrumento que marcará la presión a la cual estará sometido.

Figura 20. Manómetro de presión



Fuente: Autores

Dinamómetro digital.- Es el instrumento que medirá la fuerza que se requiere para detener el eje de la turbina.

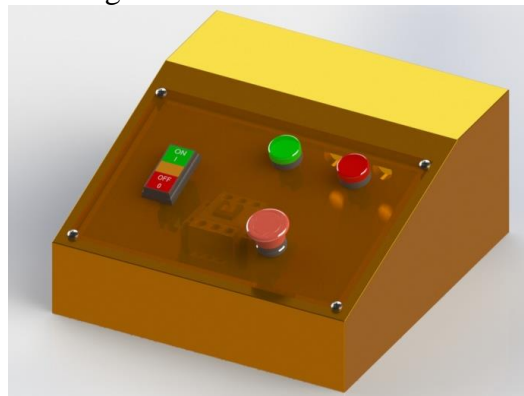
Figura 21. Balanza digital



Fuente: Autores

Tablero de control: Es el que controlará el encendido y apagado de la bomba, además desactiva el sistema en caso de presentarse un consumo excesivo de amperaje por parte de la bomba protegiéndola de esta manera.

Figura 22. Tablero de control.



Fuente: Autores

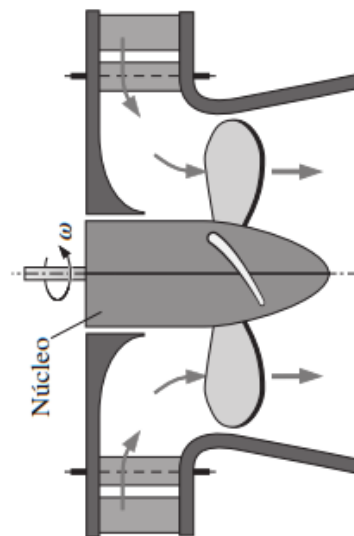
La principal función del banco de pruebas de la turbina hélice es conocer y analizar los principios de funcionamiento así como el comportamiento de la turbina al estar sometida a una caída de agua, simulada mediante el uso de una bomba centrífuga, relacionar torque, potencia y velocidad de rotación que se genera en su eje con las diferentes variaciones de presión y caudal que se obtiene al cambiar la apertura de los alabes del distribuidor y la válvula de control de caudal respectivamente.

3.1.2 Análisis hidráulico de la turbina

3.2.3.1 Determinación de la geometría de la turbina. Para dimensionar en forma general los elementos de una turbina, se emplean las funciones de correlación obtenidas por el procedimiento de regresión, publicado en la revista *Water Power and Dam Construction*, de diciembre de 1977 y enero de 1978, en donde se analizan los datos de las turbinas que se han construido por diferentes fabricantes en el mundo hasta los años setenta. Las expresiones de correlación obtenidas para dimensionar los diferentes elementos de éstas, están en función del diámetro mayor del rodete D_M expresado en metros (donde inicia el tubo de aspiración) y de la velocidad específica N_s . (NAVA MASTACHE, y otros, 2013)

En el banco de pruebas esta implementada una turbina, debido a que su eje se encuentra en posición horizontal, y al observar la forma del rotor se determinó que la turbina instalada en el banco de pruebas es de tipo hélice de eje horizontal.

Figura 23. Geometría de la Turbina Hélice



Fuente (ÇENGEL, y otros, 2006)

3.2.3.2 Elección de los parámetros de la turbina

- Coeficiente de velocidad periférica, k_u . La velocidad periférica es la relación existente entre la velocidad angular y la velocidad tangencial, las leyes de semejanza aplicadas a las turbinas hidráulicas demuestran que con la misma

velocidad específica, la velocidad periférica permanece constante. (NAVA MASTACHE, y otros, 2013)

Este coeficiente está dado por la ecuación:

$$k_u = \frac{\pi D_M n}{60 \sqrt{2gH}} \quad (11)$$

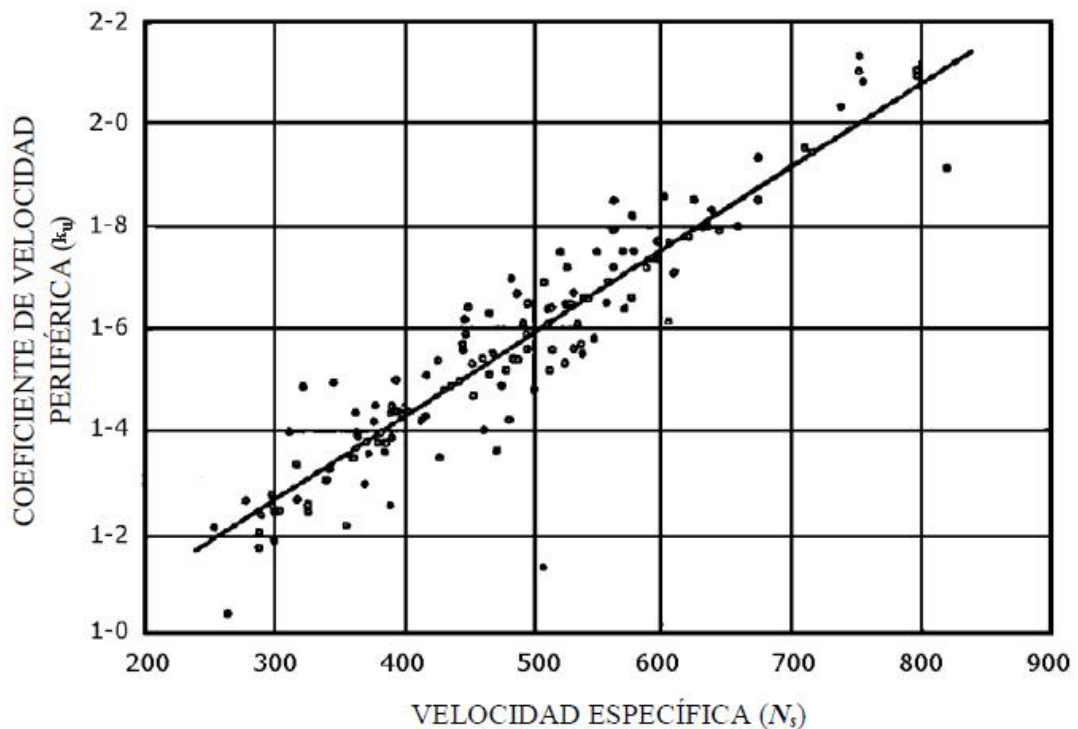
Dónde:

- D_M Diámetro mayor del rotor
- g Gravedad
- H Altura
- n número de revoluciones

El coeficiente de velocidad periférica en función de la velocidad específica viene dado por la ecuación:

$$k_u = 0,79 + 1,61 * 10^{-3} N_s \quad (12)$$

Figura 24. Coeficiente de velocidad periférica en función de la velocidad específica



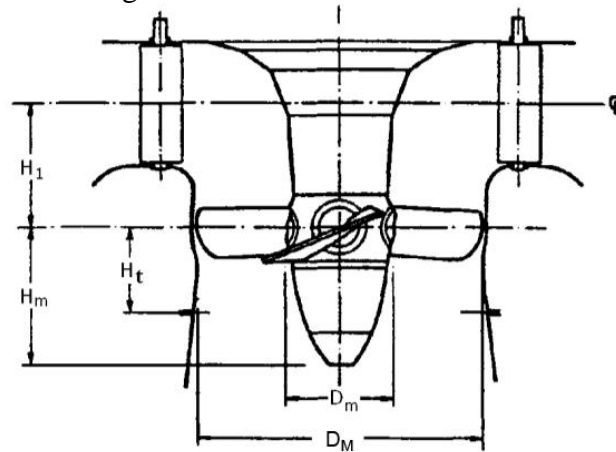
Fuente: (NAVA MASTACHE, y otros, 2013).

Despejando n de la ecuación (11) se obtiene la siguiente expresión para el número de revoluciones: (NAVA MASTACHE, y otros, 2013)

$$n = \frac{60k_u\sqrt{2gH}}{\pi D_M} \quad (13)$$

- Tamaño del rodete. Para determinar las principales dimensiones del rodete se parte del coeficiente de velocidad periférica, determinando su valor, en función de la velocidad específica, en la figura 24 o con la ecuación (12). (NAVA MASTACHE, y otros, 2013)

Figura 25. Dimensiones del rodete



Fuente: (NAVA MASTACHE, y otros, 2013)

Para el valor del coeficiente de velocidad periférica encontrado, el diámetro de salida del rodete se puede calcular por medio de la siguiente ecuación:

$$D_M = \frac{84,55 K_u\sqrt{H}}{N} \quad (14)$$

La cual resulta al despejar el diámetro de salida del rotor y reemplazar los valores conocidos en la ecuación (11). (NAVA MASTACHE, y otros, 2013)

Las dimensiones restantes del rodete se indican mediante las siguientes expresiones matemáticas en función de la velocidad específica y el diámetro mayor del rodete. (NAVA MASTACHE, y otros, 2013)

$$\frac{D_m}{D_M} = 0,25 + \frac{94,64}{N_S} \quad (15)$$

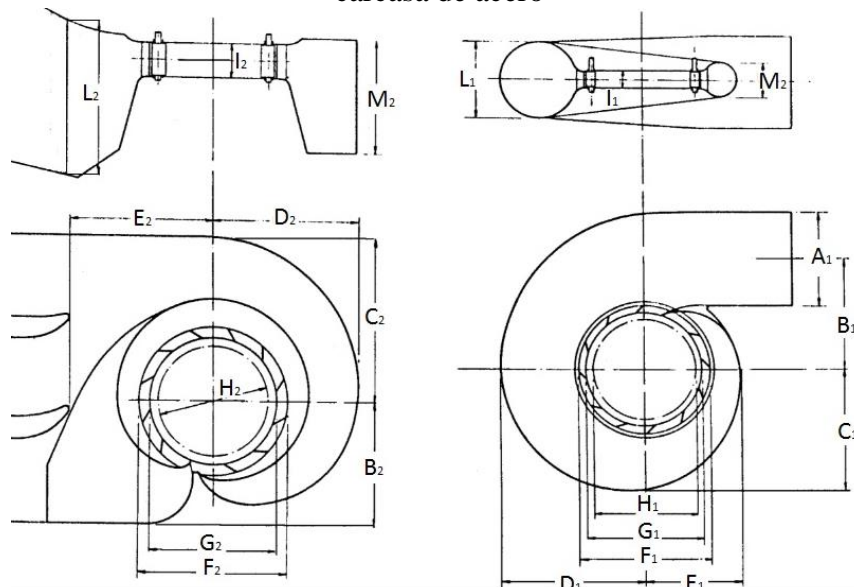
$$\frac{H_m}{D_M} = 6,94 N_S^{-0,403} \quad (16)$$

$$\frac{H_1}{D_M} = 0,38 + 5,17 * 10^{-5} N_S$$

$$\frac{H_t}{D_M} = 0,24 + 7,82 * 10^{-5} N_S$$

- Tamaño de la carcasa o caracol. Las dimensiones de la carcasa varían dependiendo del material de construcción que puede ser de concreto o de acero, para ello se presentan las siguientes expresiones. (NAVA MASTACHE, y otros, 2013)

Figura 26. Dimensiones de las carcasa a) izquierda carcasa de concreto b) derecha carcasa de acero



Fuente: (NAVA MASTACHE, y otros, 2013)

Carcasa de Acero:

$$\frac{A_1}{D_M} = 0.40 * N_S^{0.20} \quad (17)$$

$$\frac{B_1}{D_M} = 1.26 + 3.79 * 10^{-4} N_S$$

$$\frac{C_1}{D_M} = 1.46 + 3.24 * 10^{-4} N_S$$

$$\frac{D_1}{D_M} = 1.59 + 5.74 * 10^{-4} N_S$$

$$\frac{E_1}{D_M} = 1.21 + 2.71 * 10^{-4} N_S$$

$$\frac{F_1}{D_M} = 1.45 + \frac{72.17}{N_S}$$

$$\frac{G_1}{D_M} = 1.29 + \frac{41.63}{N_S}$$

$$\frac{H_1}{D_M} = 1.13 + \frac{31.86}{N_S}$$

Carcasas de Concreto:

$$\frac{B_2}{D_M} = \frac{1}{0.76 + 8.92 * 10^{-5} N_S}$$

$$\frac{C_2}{D_M} = \frac{1}{0.55 + 1.48 * 10^{-5} N_S}$$

$$\frac{D_2}{D_M} = 1.58 - 9.05 * 10^{-5} N_S$$

$$\frac{E_2}{D_M} = 1.48 - 2.11 * 10^{-5} N_S$$

$$\frac{F_2}{D_M} = 1.62 - 3.18 * 10^{-5} N_S$$

$$\frac{G_2}{D_M} = 1.36 + \frac{7.79}{N_S}$$

$$\frac{H_2}{D_M} = 1.19 + \frac{4.69}{N_S}$$

$$\frac{I_2}{D_M} = 0.44 - \frac{21.47}{N_S}$$

Ya que la turbina es una de tipo hélice según su construcción en acero fundido se procedió a elegir las siguientes dimensiones, partiendo de las ecuaciones (16) y (17) para el cálculo posterior del número de revoluciones, al elegir estos tres parámetros se puede verificar que el número de revoluciones es el correcto.

Rodete:

$$\frac{H_m}{D_M} = 6,94 N_S^{-0,403}$$

Carcasa:

$$\frac{A_1}{D_M} = 0.40 * N_S^{0.20}$$

3.2 Análisis hidráulico

3.2.1 Determinación de N_S de la turbina Hélice. Partiendo de las dimensiones conocidas del rotor, de la ecuación (15) se puede despejar la velocidad específica de la turbina de la siguiente forma:

$$N_S = \frac{94,64 * D_M}{D_m - 0,25 * D_M}$$

Conociendo que:

$$D_M = 131 \text{ mm} = 0,131 \text{ m}$$

$$D_m = 60 \text{ mm} = 0,06 \text{ m}$$

$$N_s = \frac{94,64 * 0,131}{0,06 - 0,25 * 0,131}$$

$$N_s = 454,966 \approx 455$$

3.2.3.1 Comprobación de la velocidad específica

Rodete:

$$N_s = \frac{0,403 \sqrt{6,94 * D_M}}{\sqrt{H_m}}$$

Conociendo que:

$$D_M = 131 \text{ mm}$$

$$H_m = 77,2 \text{ mm}$$

$$N_s = \frac{0,403 \sqrt{6,94 * (131 \text{ mm})}}{\sqrt{77,2 \text{ mm}}}$$

$$N_s = 454,57$$

Carcasa:

$$N_s = \frac{0,2 \sqrt{A_1}}{\sqrt{0,4 * D_M}}$$

Conociendo que:

$$D_M = 131 \text{ mm}$$

$$A_1 = 178 \text{ mm}$$

$$N_S = \sqrt[0,2]{\frac{178 \text{ mm}}{0,4 * (131 \text{ mm})}}$$

$$N_S = 452,32$$

Por lo tanto, según las dimensiones de la turbina se comprueba que la velocidad específica calculada corresponde a un rotor tipo hélice, también se comprueba comparando este valor con el que da la Tabla 1, que corresponde a una turbina hélice, por ende se puede seleccionar esta velocidad con un valor de 455

3.2.2 *Determinación de n de la turbina Hélice.* Conocida la velocidad específica se puede determinar el coeficiente de velocidad periférica a partir de la ecuación (12):

$$k_u = 0,79 + 1,61 * 10^{-3} * 455$$

$$k_u = 1,52$$

Para una altura neta de 6 m y reemplazando en la ecuación (13) del número de revoluciones:

$$n = \frac{60 * 1,52 \sqrt{2 * 9,8 * 6}}{0,131\pi}$$

$$n = 2403,13$$

3.2.3 *Determinación de P_a de la turbina Hélice.* De la ecuación (1) para la velocidad específica se despeja la potencia útil y se reemplaza los valores conocidos, se tiene:

$$P_a = \left(\frac{N_S * H^{5/4}}{n} \right)^2$$

$$P_a = \left(\frac{455 * 6^{5/4}}{2403,13} \right)^2$$

$$P_a = 3,16 \text{ CV} = 2325,35 \text{ W}$$

3.2.4 *Determinación del caudal requerido por la turbina Hélice.* De la ecuación (6) de la potencia teórica se puede despejar el caudal

$$Q = \frac{P}{\rho * g * H}$$

$$Q = \frac{2325,35 \text{ W}}{1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 6\text{m}} * \frac{1000\text{l}}{1\text{m}^3} * \frac{60\text{s}}{1\text{min}}$$

$$Q = 2372,81 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

3.3 Análisis de mantenimiento

Antes de realizar cualquier de implementación e instalación en el banco de pruebas se realizó un detallado mantenimiento de cada una de las partes que conformaban el banco, para de esta manera garantizar el buen estado de los elementos ya existentes así como de los instrumentos y equipos que se instalarán posteriormente.

Debido al mal estado y deterioro de los equipos existentes en el banco se debió realizar un mantenimiento correctivo en cada uno de estos, aplicando los distintos métodos recomendados en la teoría, además se realizó un mantenimiento mejorativo a fin de reparar los componentes obsoletos existentes, implementar los faltantes y mejorar la apariencia del banco de pruebas.

3.3.1 *Mantenimiento de los elementos constitutivos del banco de pruebas.* Como consecuencia del desuso, inexistente mantenimiento y deterioro de los elementos constitutivos del banco de pruebas se realizó un detallado mantenimiento, como la revisión de partes corroídas, fisuradas, en mal funcionamiento de los siguientes elementos.

Se inició desmontando la turbina instalada en el bastidor del tanque contenedor de fluido, para tener un mejor acceso a todos los elementos constitutivos del banco.

Figura 27. Desmontaje de la turbina



Fuente: Autores

Una vez desmontada la turbina se procedió con el desensamble de sus partes, observando la ubicación exacta de cada una de ellas para no tener dificultades en su posterior ensamblaje.

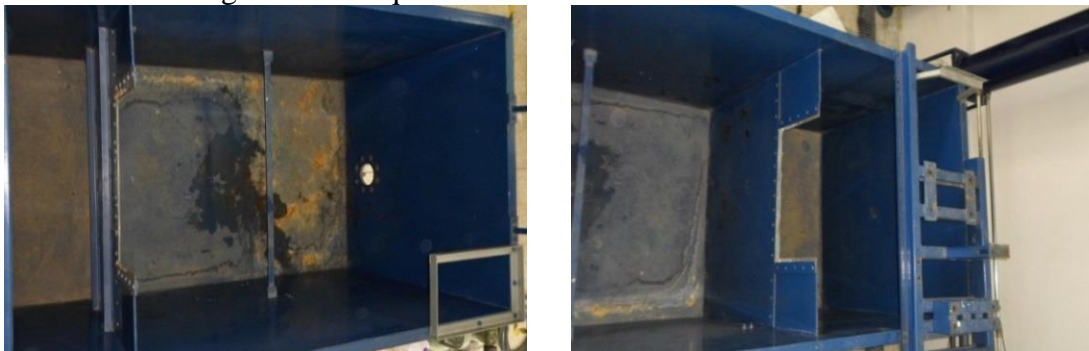
Figura 28. Desensamble de los elementos constitutivos de la turbina



Fuente: Autores

3.2.3.1 Tanque. El tanque, el cual es el contenedor de fluido del sistema bomba-turbina se pudo observar una corrosión de tipo uniforme tanto en la base como en las paredes del tanque.

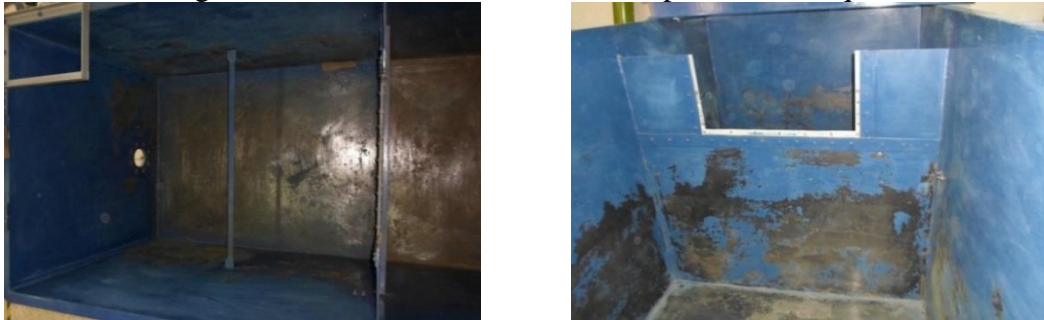
Figura 29. Tanque del sistema antes del mantenimiento



Fuente: Autores

Para su mejora primero se realizó un mantenimiento correctivo; es decir, se eliminó todo rastro de corrosión en el tanque al realizar una limpieza con los materiales adecuados.

Figura 30. Mantenimiento correctivo aplicado al tanque



Fuente: Autores

Luego, para mejorar su apariencia y evitar la corrosión en el futuro, se realizó un tratamiento de cobertura protectora al aplicar una película de recubrimiento orgánico (pintura anticorrosiva), obteniéndose los siguientes resultados.

Figura 31. Mantenimiento mejorativo aplicado al tanque del sistema



Fuente: Autores

3.2.3.2 Carcasa. La carcasa de la turbina en su interior se encontró corrosión de tipo uniforme, y en el exterior se encontraba en mal estado.

Figura 32. Carcasa exterior e interior antes del mantenimiento





Fuente: Autores

En el interior de la carcasa se eliminó toda la corrosión existente.

Figura 33. Mantenimiento correctivo aplicado a la carcasa de la turbina



Fuente: Autores

Para prevenir la corrosión en el futuro se aplicó un tratamiento de cobertura protectora al aplicar una película de recubrimiento orgánico (pintura anticorrosiva), y en el exterior de la carcasa se dio un mantenimiento mejorativo adecuado, obteniéndose los siguientes resultados.

Figura 34. Mantenimiento mejorativo aplicado a la carcasa de la turbina



Fuente: Autores

3.2.3.3 Distribuidor y mecanismos de orientación de los alabes. En el distribuidor se encontró corrosión de tipo uniforme además se encontraba descuidado a tal punto que el mecanismo de orientación de los alabes no cumplía con su función.

Figura 35. Distribuidor antes del mantenimiento respectivo



Fuente: Autores

Por lo cual se realizó un mantenimiento correctivo desensamblando todos los componentes del mecanismo para poder eliminar todo rastro de corrosión.

Figura 36. Mantenimiento correctivo aplicado al distribuidor de la turbina



Fuente: Autores

De igual manera se aplicó un tratamiento de cobertura protectora al aplicar una película de recubrimiento orgánico (pintura anticorrosiva).

Figura 37. Mantenimiento mejorativo aplicado al distribuidor de la turbina



Fuente: Autores

Los alabes se encontraban corroídos uniformemente y sin ningún tipo de movimiento o giro. Al desensamblarlos se constató que su ensamblaje se había realizado de manera

errónea, los agujeros para los pasadores se habían realizado dos veces con diferente orientación y esto producía un juego demasiado grande y no permitía la orientación de los alabes.

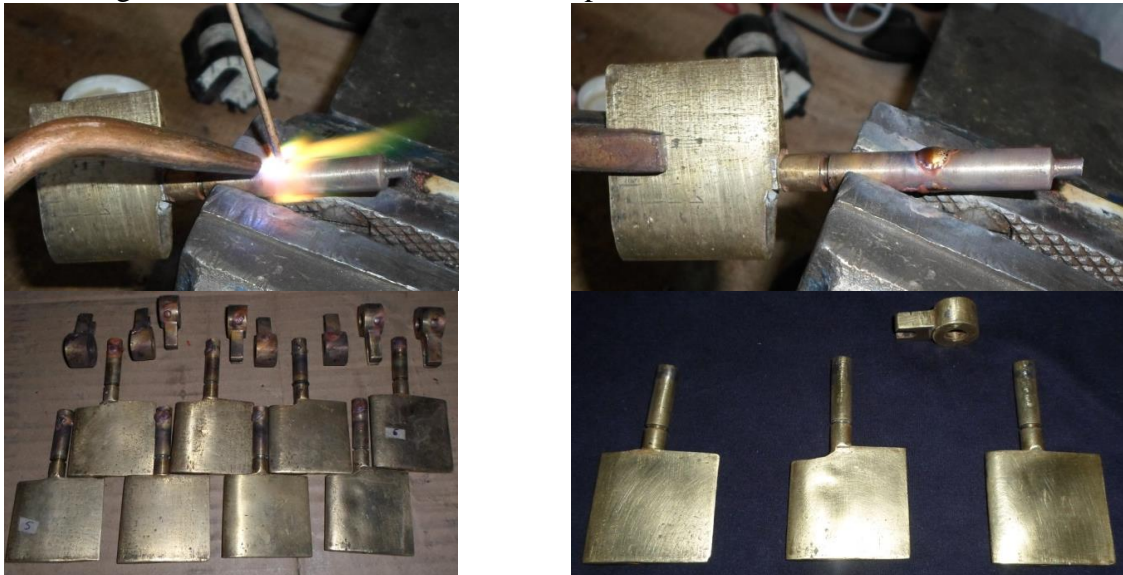
Figura 38. Alabes del distribuidor antes del mantenimiento



Fuente: Autores

Se realizó un mantenimiento correctivo al eliminar la corrosión existente en cada uno de los alabes, se procedió a tapar con solda los agujeros mal realizados y a hacer unos nuevos, corrigiendo la orientación de cada alabe, obteniéndose los siguientes resultados.

Figura 39. Mantenimiento correctivo aplicado a los alabes del distribuidor



Fuente: Autores

De igual manera a todos los componentes de este mecanismo se aplicó un mantenimiento correctivo y se reemplazó el rodamiento de bolas sobre el cual se apoya el eje de la turbina.

Figura 40. Mantenimiento correctivo aplicado a los componentes del distribuidor



Fuente: Autores

Y se realizó un mantenimiento mejorativo con el fin de cambiar la apariencia que tenía en ese momento.

Figura 41. Mantenimiento mejorativo aplicado a los componentes del distribuidor



Fuente: Autores

El anillo del mecanismo de orientación tenía un juego excesivo con el cilindro sobre el cual gira lo cual impedía que trabaje de manera correcta, por lo que se tuvo que agregar material en el interior del mismo para disminuir el juego, y que exista un apriete mínimo de tal manera que el giro sea exacto.

Figura 42. Anillo del mecanismo de orientación de los alabes del distribuidor



Fuente: Autores

Finalmente se reemplazó los o-rines y se ensambló nuevamente el distribuidor con su mecanismo de orientación de los alabes, obteniéndose los siguientes resultados.

Figura 43. Distribuidor después del mantenimiento realizado



Fuente: Autores

3.2.3.4 Rodete. El rodete se encontraba en mal estado y los alabes de encontraban desprendidos del cuerpo principal del rodete.

Figura 44. Rodete antes del mantenimiento



Fuente: Autores

Se realizó el mantenimiento correctivo en cuanto a limpieza y acabado del mismo.

Figura 45. Mantenimiento correctivo aplicado al rodete de la turbina



Fuente: Autores

Se corrigió la separación de los alabes del rodete fijándolos de manera correcta al cuerpo y para evitar posibles riesgos de corrosión y daños en el mismo se aplicó una película de recubrimiento orgánico (pintura anticorrosiva), dando los siguientes resultados.

Figura 46. Mantenimiento mejorativo aplicado al rodete de la turbina



Fuente: Autores

3.2.3.5 Tubo de aspiración. El tubo de aspiración se encontraba en mal estado y presentaba corrosión uniforme, como se puede observar en las figuras.

Figura 47. Tubo de aspiración antes del mantenimiento



Fuente: Autores

Se realizó un mantenimiento correctivo al eliminar la corrosión y realizar una limpieza tanto interna como externa.

Figura 48. Mantenimiento correctivo al tubo de aspiración



Fuente: Autores

Para evitar la corrosión en el tubo de aspiración se aplicó un tratamiento de cobertura protectora al aplicar una película de recubrimiento orgánico (pintura anticorrosiva).

Figura 49. Mantenimiento preventivo aplicado al tubo de aspiración



Fuente: Autores

3.2.3.6 *Bridas de sujeción del tubo de acrílico transparente.* Las bridas presentaban corrosión uniforme debido a las condiciones de desuso y por permanecer en contacto con el agua estancada.

Figura 50. Bridas de sujeción del tubo de acrílico transparente antes del mantenimiento



Fuente: Autores

Se realizó el mantenimiento correctivo respectivo para eliminar esta corrosión en las dos bridas obteniéndose el siguiente resultado.

Figura 51. Mantenimiento correctivo aplicado a las bridas de sujeción del tubo de acrílico transparente



Fuente: Autores

Además, para mejorar la apariencia y prevenir la corrosión de estos elementos en el futuro se aplicó un tratamiento de cobertura protectora al aplicar una película de recubrimiento orgánico (pintura anticorrosiva).

Figura 52. Mantenimiento mejorativo aplicado a las bridas de sujeción del tubo de acrílico transparente



Fuente: Autores

3.2.3.7 Ensamblaje total de la turbina. Una vez realizado el mantenimiento de las partes constitutivas por separado se procedió al ensamblaje total en el laboratorio, se instaló la carcasa de la turbina sobre el bastidor ubicado sobre el tanque reservorio colocando cauchos aislantes de vibraciones y ruido entre estos elementos y ajustarla con los pernos y tuercas correspondientes.

Se procedió a colocar la tubería provista de una brida, ubicando entre estos elementos un empaque y pegamento para evitar la fuga de líquido por la unión, se colocaron los pernos y tuercas correspondientes para ajustar dicha unión.

Figura 53. Ensamble de la carcasa y tubería



Fuente: Autores

Se ubicó el distribuidor en su sitio colocando un empaque y pegamento adecuado entre los elementos para evitar y prevenir fugas del líquido, se sujetó con pernos adecuados hasta que quede completamente fijo.

Figura 54. Ensamble del distribuidor



Fuente: Autores

Se colocó el eje junto al rotor con los sellos adecuados que impidan la fuga del líquido a través del eje, se sujetó con una vincha ubicada en el eje por el lado posterior.

Figura 55. Ensamblaje del rotor



Fuente: Autores

En el frente de la turbina se ubicó las bridas que sujetan la tubería de acrílico transparente que permite la visualización del giro del rotor, de igual manera con empaque y pagamento que evite y prevenga la fuga del fluido, se sujetó con los respectivos pernos.

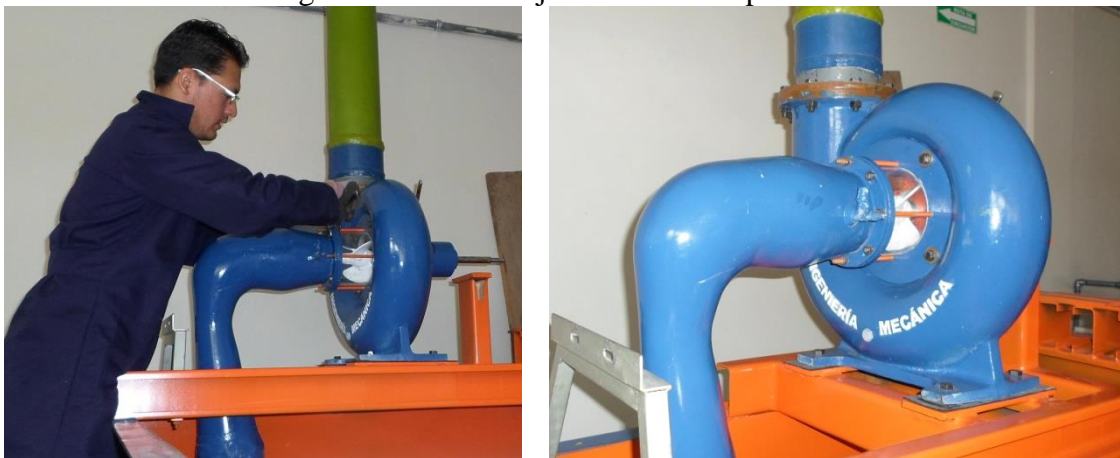
Figura 56. Ensamblaje de la tubería de acrílico



Fuente: Autores

Sobre estas bridas se ubicó el tubo de aspiración, de igual forma con elementos aislantes, empaque y pegamento que impidan las fugas del fluido, se fijó con elementos de unión adecuados.

Figura 57. Ensamblaje del tubo de aspiración



Fuente: Autores

3.4 Determinación del peso corroído

Para determinar dicho valor se usará la ecuación de Faraday, que relaciona los siguientes parámetros: (CEMBRERO, y otros, 2005)

$$W = \frac{I_c * t * M}{n * F} \quad (18)$$

Dónde:

I_c = corriente de corrosión (A/cm²)

t = tiempo de exposición (s)

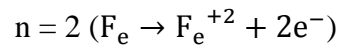
M = peso atómico del metal (g/mol)

n = valencia del ion metálico

F = constante de Faraday (A.s/mol)

W = peso depositado o corroído (g)

Los valores de estos parámetros son los siguientes:



$$F = 96500 \text{ A.s/mol}$$

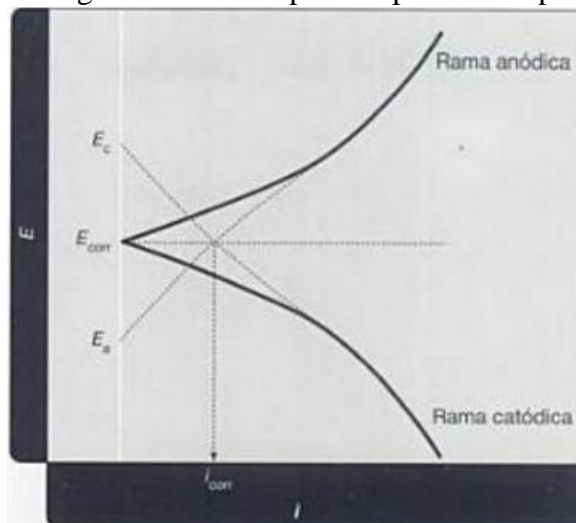
$$M = 55,85 \text{ g/mol};$$

$$t = 16 \text{ semanas } (9,68 \times 10^6 \text{ s})$$

Se calcula el valor de la corriente en Coulomb usando la recta de Tafel, el cual se desprende de la gráfica (58). (CEMBRERO, y otros, 2005)

$$n = a + b_a \log i_a \quad (19)$$

Figura 58. Diagrama de Evans para un proceso de polarización.



Fuente: CIL CEMBRERO, Jesús Ciencia y tecnología de materiales

Siendo $i_a=I$, n la polarización, a una constante y b_a la pendiente, cuyos valores son 0; 2,15V y 0,361V respectivamente. Por lo tanto la ecuación (19) queda: (CEMBRERO, y otros, 2005)

$$0 = 2,15V + 0,361V \log I$$

$$\log I = \frac{2,15 V}{0,361 V}$$

$$I = 1,1 * 10^{-6} A$$

Ahora se calcula la corriente de corrosión de la siguiente manera:

$$I_c = \frac{I}{A}$$

$$I_c = \frac{1,1 * 10^{-6} A}{122 * 244 \text{ cm}^2}$$

$$I_c = 3,69 * 10^{-11} \frac{A}{\text{cm}^2}$$

Reemplazando todos estos valores en la ecuación (18) queda:

$$W = \frac{(3,69 * 10^{-11} \frac{A}{\text{cm}^2}) * (9,68 * 10^6 \text{ s}) * (55,85 \frac{g}{\text{mol}})}{2 * (96500 \frac{A * s}{\text{mol}})}$$

$$W = 1,034 * 10^{-7} \frac{g}{\text{cm}^2}$$

3.5 Determinación de la velocidad de corrosión

Para encontrar este valor se transforma el valor de W que está en g/cm^2 en mdd (miligramos por decímetro cuadrado por día), para ello realizamos lo siguiente:

$$1,034 * 10^{-7} \frac{g}{cm^2} \left| \frac{10^3 mg}{1g} \right| \left| \frac{10^2 cm^2}{1 dm^2} \right| \left| \frac{1}{1 día} \right| = 0,01 mdd$$

Según las tablas está dentro de los límites aceptables, lo cual nos dice que el material es resistente a la corrosión y que es suficiente con la una cubierta protectora.

Tabla 4. Límites de la velocidad de corrosión

Resistencia	[mpa]	[mdd]
Excepcional	< 1	< 0,002
Excelente	1 – 5	0,002 – 0,1
Bueno	5 – 20	0,1 – 0,5
Aceptable	20 – 50	0,5 – 1
Pobre	50 – 200	1,0 – 5,0
Inaceptable	> 200	> 5,0

Fuente: <http://www2.uca.es/grup-invest/corrosion/curso/TemaXIII/pdf/Uniforme-08.pdf>

3.6 Implementación de elementos faltantes

El banco de pruebas no constaba del principal elemento para su funcionamiento, que es una bomba que alimente el sistema, además no existía ningún tipo de instrumentación, carecía de un elemento para la medición del torque, sistema eléctrico para el arranque de la bomba, por lo que se realizó la adquisición de los instrumentos y elementos necesarios para el buen funcionamiento del banco, entre estos tenemos:

- Bomba centrífuga.
- Freno Prony.
- Dinamómetro digital.
- Tubería de succión.
- Filtro de malla metálica.
- Empaques.
- O ring's.
- Bridas.
- Collarín de derivación 6 in.
- Abrazadera 6 in.
- Válvula de globo PVC 4 in.
- Manómetros.
- Rodamiento.
- Tacómetro laser.
- Pernos de expansión.
- Cables de alimentación a 220v.
- Clavija para 220v.
- Botonera ON/OFF.
- Paro de emergencia.
- Luz piloto de encendido.
- Luz piloto de error.
- Contactor.

- Protección térmica.
- Tablero de control.
- Porta fusibles.

3.6.1 Selección de la bomba. Una vez que se ha calculado el caudal y la altura, estos dos parámetros sirven para seleccionar la bomba que se necesita para que el banco funcione.

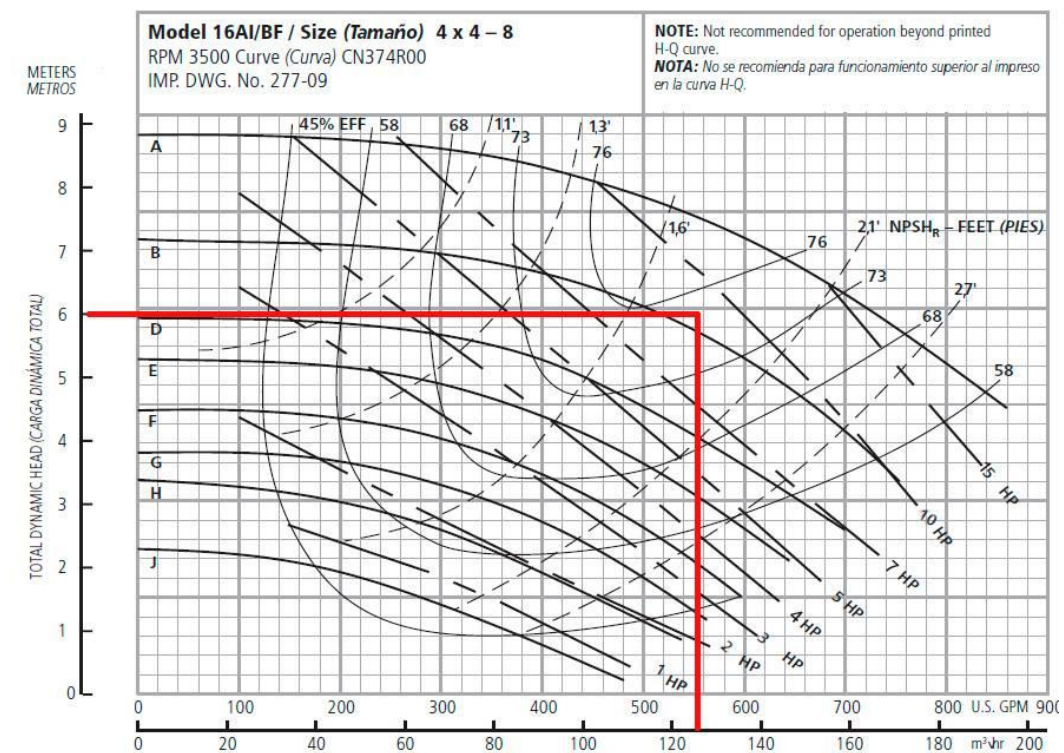
En este caso se determinó que:

Altura = 6m

Caudal = 2372,81 l/min

Con estos valores determino el tipo de bomba y la potencia que se necesita.

Figura 59. Curvas de desempeño de la bomba



Fuente: Fabricante

3.6.2 Selección del tipo de bomba. Usando los valores que se necesitan para seleccionar la bomba que son altura a elevar el fluido y caudal neto, se puede realizar la selección más adecuada de la bomba. (STREETER)

La bomba que se ha seleccionado es una bomba centrífuga de 10 HP, para comprobar si es correcta la selección de una bomba centrífuga se realiza lo siguiente.

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

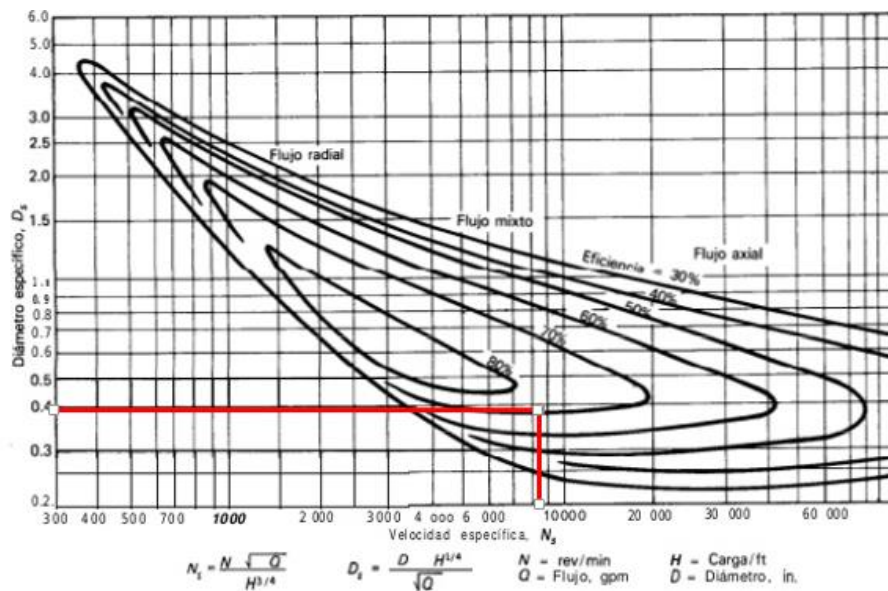
$$N_s = \frac{3600 \sqrt{554,76}}{19,68^{3/4}}$$

$$N_s = 9074,78$$

$$D_s = \frac{DH^{3/4}}{\sqrt{Q}}$$

$$D_s = \frac{4 * (19,68)^{3/4}}{\sqrt{554,76}} = 0,35$$

Figura 60. Curvas de selección del tipo de bomba

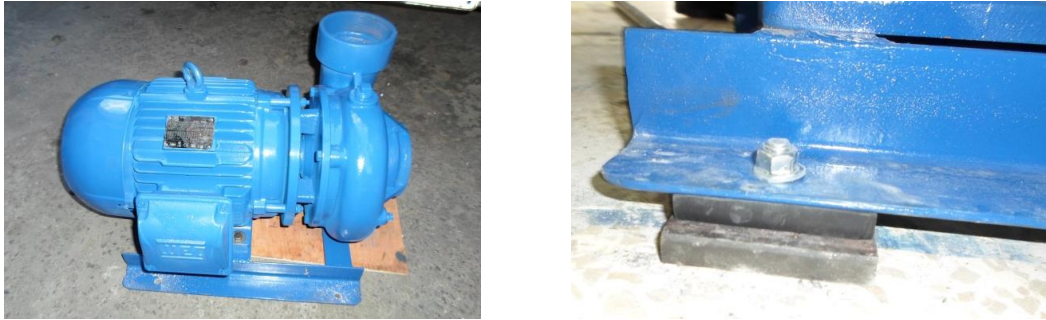


Fuente: <http://image.slidesharecdn.com/bombasmantenimiento-130926174415-phpapp01/95/bombas-mantenimiento-9-638.jpg?cb=1380217556>

La bomba es de flujo mixto es decir que es una bomba centrífuga, que aproximadamente tiene una eficiencia entre el 60 % y el 70%.

Para su instalación se colocó pernos de expansión en el piso los cuales sirven para el anclaje, se colocaron bases aislantes de metal y caucho que absorban la vibración y ruido.

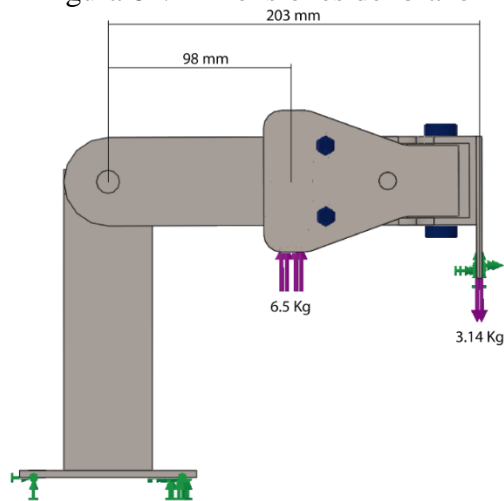
Figura 61. Bomba centrífuga de 10 HP con su respectivo anclaje y bases anti vibraciones



Fuente: Autores

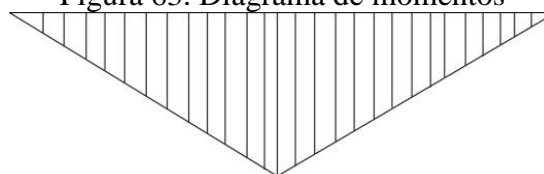
3.6.3 Diseño del brazo del freno Prony.

Figura 62. Dimensiones del brazo



Fuente: Autores

Figura 63. Diagrama de momentos



637.42 Kg.mm

Fuente: Autores

$$F_B = 3.14 \text{ kgf}$$

$$M = 203 \text{ mm} * 3.14 \text{ Kgf}$$

$$M = 637.42 \text{ Kgf} \cdot \text{mm}$$

Figura 64. Sección transversal



Fuente: Autores

$$F_F = \frac{367.42 \text{ Kgf} \cdot \text{mm}}{98 \text{ mm}}$$

$$F_F = 6.5 \text{ Kgf}$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma = \frac{12 \cdot M \cdot h}{2 \cdot b \cdot h^3}$$

$$\sigma = \frac{6 \cdot M}{b \cdot h^2}$$

$$\sigma = \frac{6 * 367.42 \text{ Kgf} \cdot \text{mm}}{5 \text{ mm}(50 \text{ mm})^2}$$

$$\sigma = 0.306 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

Material: AISI 1040

$$S_y = 290 \text{ MPa} = 290 \frac{\text{MN}}{\text{m}^2} = 290 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * \frac{1 \text{Kgf}}{9.8 \text{ N}} = 29.59 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$n = \frac{29.59 \frac{Kgf}{mm^2}}{0.306 \frac{Kgf}{mm^2}}$$

$$n = 97$$

Este cálculo indica que el factor de seguridad es muy alto lo que indica que el elemento está sobredimensionado, pero por estética de diseño no se puede seleccionar un perfil más pequeño.

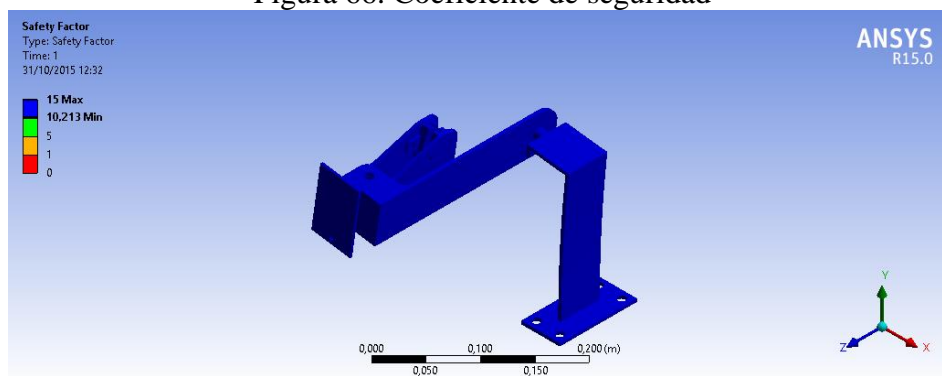
Figura 65. Freno Prony



Fuente: Autores

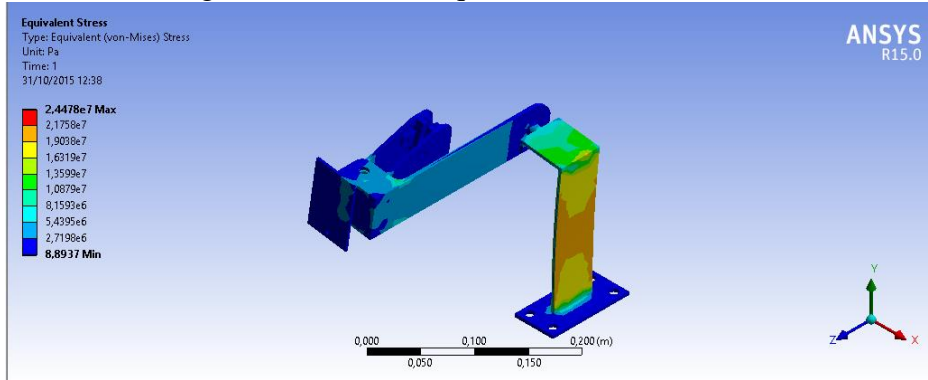
Se verifica el cálculo analítico mediante la utilización del software ANSYS, obteniendo lo siguiente.

Figura 66. Coeficiente de seguridad



Fuente: Autores

Figura 67. Esfuerzo equivalente de Von Mises



Fuente: Autores

3.6.4 Tubería de succión y descarga. Para la correcta instalación de la bomba se adquirió una tubería y un nexo de la longitud necesaria para su colocación entre el tanque y la bomba, en la succión y entre la bomba y la tubería existente, en la descarga. Así mismo se construyeron bridas para su correcta sujeción al tanque y en la descarga de la bomba, de igual manera, para acoplarla a la tubería existente.

Figura 68. Tubería, bridas y nexo para la instalación de la bomba



Fuente: Autores

Se colocaron empaques entre estas bridas para su correcto sellado evitando fugas del fluido. Además se colocó en el tramo de descarga una válvula de globo para el control del caudal.

En el interior del tanque, frente a la tubería de succión se colocó una malla metálica con el fin de evitar que objetos de gran tamaño sean succionados por la bomba y los mismos lleguen al rotor pudiendo causar daños a los alabes del impeler o remorderlo lo cual terminaría en un daño al motor eléctrico.

Figura 69. Empaques y filtros de malla metálica.



Fuente: Autores

Finalmente los resultados al acoplar todos estos accesorios quedaron de la siguiente manera.

Figura 70. Instalación completa de la bomba



Fuente: Autores

3.6.5 *Sistema de arranque de la bomba.* Para el encendido de la bomba se realizó un tablero en el cual se ubicó el circuito de control que consta de las siguientes partes:

La clavija es la que se encarga de alimentar de corriente al sistema trifásico, al conectarla a la toma de 220V.

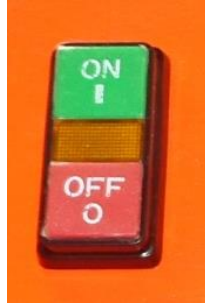
Figura 71. Clavija para tomacorriente de 220V



Fuente: Autores

La botonera ON/OFF es la encargada de dar la señal de arranque y paro del motor eléctrico de la bomba.

Figura 72. Botonera ON/OFF



Fuente: Autores

El botón de pánico o de paro de emergencia es el encargado de interrumpir el paso de corriente en las líneas de alimentación al ser presionado, se lo utiliza en caso de una falla o posible emergencia que se presente durante la realización de la práctica.

Figura 73. Pulsador de paro de emergencia



Fuente: Autores

Las luces piloto indican el estado de funcionamiento o fallo del equipo, el verde permanece encendido mientras la bomba está en correcto funcionamiento y se desactiva al apagarla, el rojo se enciende si ha habido un consumo excesivo de corriente y la protección térmica ha desconectado el sistema, permanecerá encendido hasta que el térmico conecte nuevamente el sistema.

Figura 74. Luces piloto de encendido y error



Fuente: Autores

El porta fusibles es el primer filtro de protección del sistema de potencia, si se excede el amperaje de trabajo los fusibles se queman y desconectan la línea de alimentación protegiendo el motor.

Figura 75. Porta fusibles trifásicos



Fuente: Autores

El contactor es el que relaciona el circuito de control con el de potencia, es el encargado de establecer o interrumpir el paso de corriente en el circuito de potencia, tan pronto se dé tensión a la bobina, lo hace por medio de un electroimán que se encarga de cerrar el circuito al ser accionado, tiene la propiedad de mantener ese estado hasta que se presione el pulsador de paro.

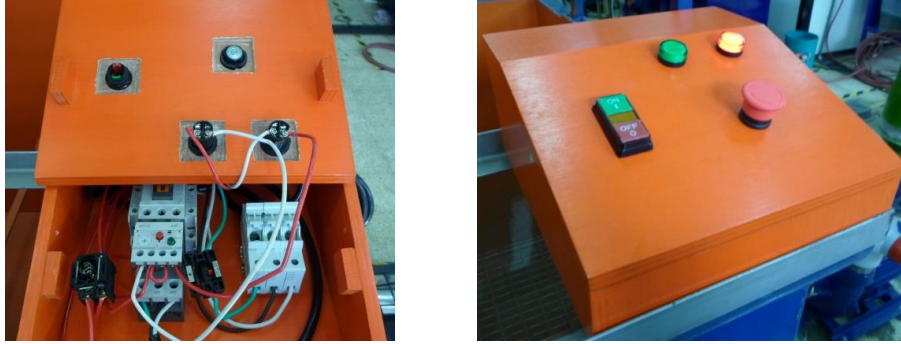
Figura 76. Contactor y protección térmica



Fuente: Autores

La protección térmica es otro filtro de seguridad que resguarda al motor en caso de un consumo excesivo de corriente, impidiendo que funcionen en condiciones de calentamiento anómalas. El amperaje de trabajo es regulable para setearlo al adecuado según el motor que se conecta.

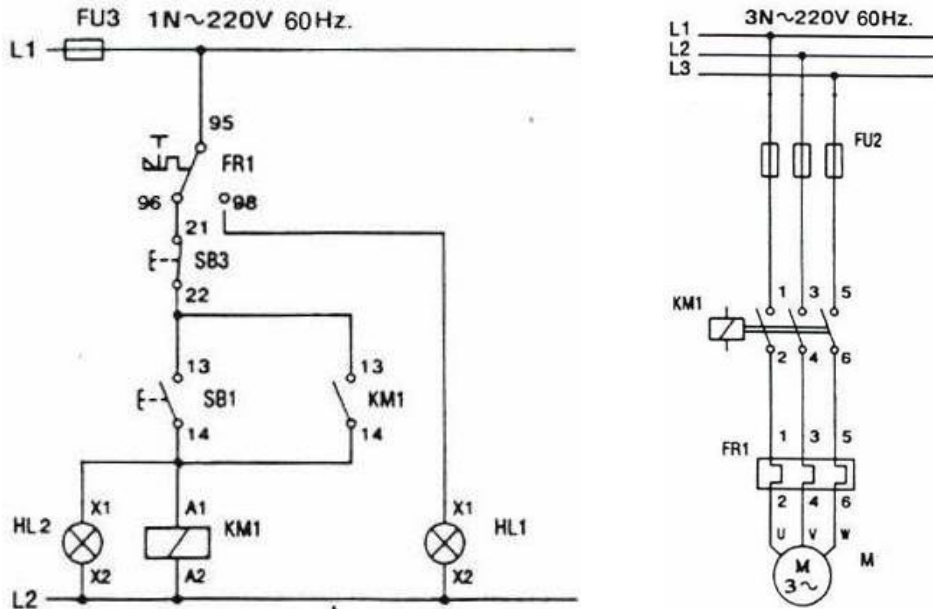
Figura 77. Tablero de control instalado y en funcionamiento



Fuente: Autores

Circuito Eléctrico se presenta un diagrama de conexión del circuito eléctrico, tanto el de control como el de fuerza.

Figura 78. Circuito eléctrico de control y de fuerza



Fuente: Autores

3.6.6 Freno Prony. El banco de pruebas carecía de un sistema de freno para la medición del torque en el eje de la turbina por lo que se procedió con el diseño y construcción de un sistema similar al existente en otros bancos de prueba, con las dimensiones adecuadas para ser instalado en el banco. El cual consta de las siguientes partes:

Disco de freno.- Se encuentra solidario al eje de la turbina por lo que giran juntos, es el encargado de transmitir el torque que entrega la turbina a las mordazas de frenado. Se utilizó un disco de freno de motocicleta.

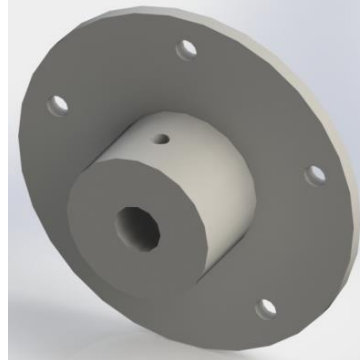
Figura 79. Disco de freno de motocicleta



Fuente: Autores

Manzana.- Debido a que se utilizó un disco de freno de motocicleta fue necesario diseñar una manzana para acoplar este disco al eje de la turbina instalada.

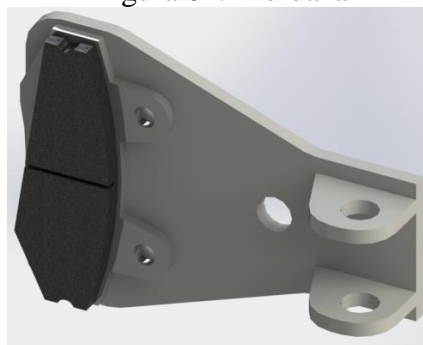
Figura 80. Manzana, acople entre disco y eje de la turbina.



Fuente: Autores

Mordazas.- Están constituidas por dos brazos que sujetan unas pastillas de freno y separadas por un muelle, una perilla de tornillo es el mecanismo de frenado manual que acerca las mordazas produciendo el frenado.

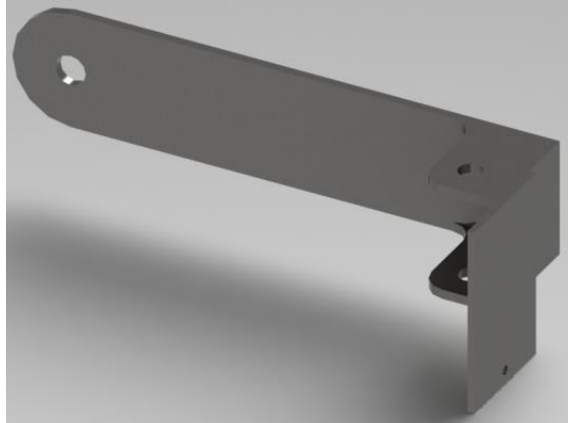
Figura 81. Mordaza



Fuente: Autores

Brazo de sujeción.- Sostiene las mordazas en un extremo y pivotea en el otro permitiendo la lectura de la fuerza transmitida por el disco a las mordazas.

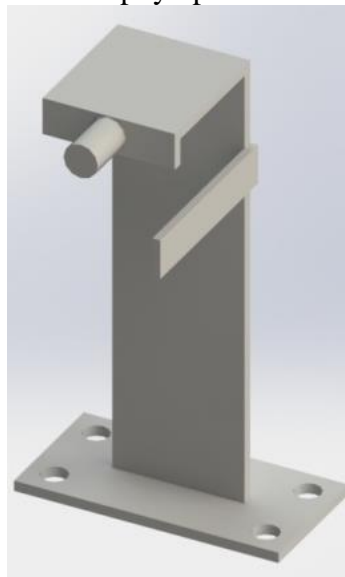
Figura 82. Brazo de sujeción de mordazas.



Fuente: Autores

Base.- Mantiene al brazo de sujeción en su lugar y le permite pivotar para que realice su trabajo.

Figura 83. Base de apoyo para el sistema de freno.



Fuente: Autores

Dinamómetro digital.- Es el instrumento de medida de la fuerza requerida para detener al eje de la turbina, con este dato podemos conocer cuál es el torque producido por esta al multiplicar el valor obtenido por la distancia entre el punto de aplicación del freno y el centro del eje.

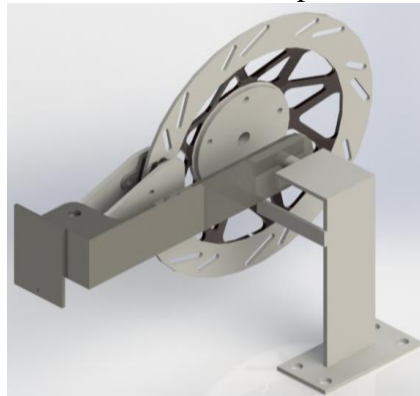
Figura 84. Dinamómetro digital



Fuente: Autores

El ensamble del freno queda:

Figura 85. Ensamble de las partes del freno



Fuente: Autores

CAPITULO IV

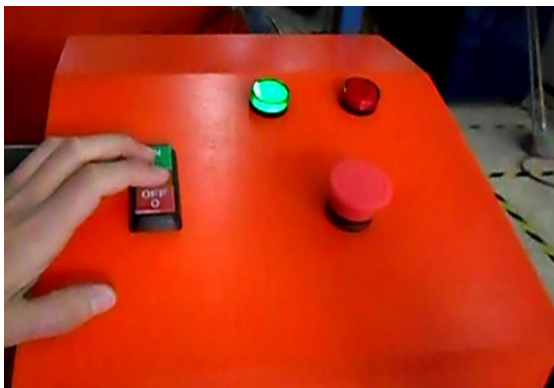
4. PROCESO DE ANÁLISIS Y RESULTADOS

4.1 Ensayos del sistema turbina – bomba

4.1.1 Prueba de funcionamiento. Luego de la instalación de la bomba y la parte eléctrica para la alimentación y arranque se procedió a comprobar el buen funcionamiento del sistema.

Arranque.- Sin conectar los cables de alimentación de la bomba, para evitar daños en la misma en caso de un error en la conexión del circuito de control, se procedió a energizar el tablero de control y comprobar su correcto funcionamiento. Se constató que enclavaba al presionar el botón de encendido y desconectaba al presionar el botón de apagado, además se verifico que encienda correctamente la luz piloto. También se verifico que al estar presionado el botón de paro de emergencia no se enclave el circuito al presionar al botón de arranque y también que al estar enclavado desconecte el circuito al presionar este botón.

Figura 86. Pruebas de funcionamiento en el tablero de control.



Fuente: Autores

Una vez verificado el correcto funcionamiento del circuito de control se procedió a desconectar la alimentación eléctrica para instalar las líneas de fuerza en el motor para probar la bomba.

Bomba.- Se observó que el giro esté en el sentido adecuado, verificándose que el sentido no era el correcto, por lo que se procedió a la inmediata corrección del problema invirtiendo la conexión de las fases eléctricas.

Figura 87. Conexión eléctrica de la bomba



Fuente: Autores

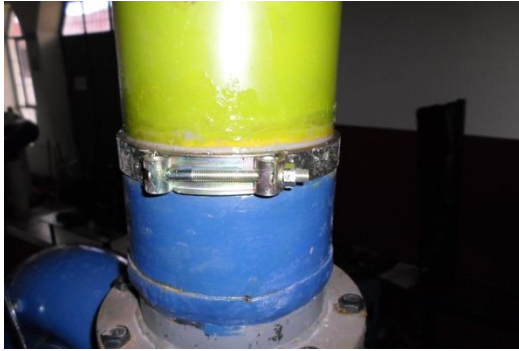
Tubería.- Se observó que no existan fugas en las uniones y acoples de la tubería, encontrándose dos fugas que fueron corregidas:

La primera a la entrada de la turbina en el acople de la tubería, fue necesario desacoplar la tubería y aplicar una pega adecuada para la unión de estos elementos y se procedió a colocar una abrazadera para ayudar a la sujeción de los mismos.

La segunda se localizó en el acople del manómetro, para su corrección fue necesario reemplazar el sistema de conexión existente por un collarín de derivación el cual viene listo con un agujero roscado para la instalación del manómetro.

Figura 88. Corrección de fugas de agua detectadas





Fuente: Autores

Manómetros.- Se revisó que los manómetros instalados entreguen valores claros sin mayor oscilación de las agujas. Los manómetros inicialmente instalados eran de un rango de 0 a 87 PSI siendo este un rango muy alto por lo que la lectura no era clara e incluso en ocasiones no marcaba ningún valor.

Figura 89. Manómetros inicialmente instalados de rango 0 – 87 PSI



Fuente: Autores

Se procedió a cambiar los manómetros instalados por unos de un rango de 0 a 30 PSI y se realizaron nuevas pruebas para asegurar que estén en el rango correcto de presiones, verificándose que estos son los adecuados.

Figura 90. Manómetros de rango 0 - 30 PSI



Fuente: Autores

Turbina.- Se verifico que el flujo de agua es suficiente para mover los alabes del rotor generando un torque en el eje de la turbina, se comprobó que el mecanismo de orientación de los alabes del distribuidor trabajan correctamente generando mayor incidencia del agua sobre los alabes del rotor, por lo tanto aumentando la velocidad de giro del eje de la turbina, se revisó que no existan fugas en las uniones de brida del tubo de aspiración ni en las uniones del distribuidor.

Figura 91. Correcto funcionamiento de la turbina.



Fuente: Autores

Freno.- Para comprobar el correcto funcionamiento del freno, primero se encendió y enceró el dinamómetro digital, luego manualmente se accionó el mecanismo que ajusta las mordazas sobre el disco de freno haciendo que el eje se detenga, esto provoca que el brazo intente girar junto con el disco de freno por lo que ejerce una fuerza que es censada por el dinamómetro digital dándonos un valor de fuerza el cual nos sirve para calcular el torque que entrega el eje. Se constato que el freno detiene por completo al disco sin ningún problema y que el dinamómetro entrega el valor de la fuerza que se necesita, se concluye que el freno trabaja correctamente.

Figura 92. Medición de torque en el eje.



Fuente: Autores

4.1.2 *Ensayos en la turbina Hélice.* Se realizó las pruebas para obtener los datos de presión a la entrada de la turbina, altura sobre la cresta del vertedero, revoluciones por minuto del eje y fuerza en el freno.

Para lo cual se sigue el siguiente procedimiento:

- 1 Conectar la alimentación eléctrica a 220V.
- 2 Verificar que la válvula de regulación de caudal se encuentre totalmente abierta.
- 3 Encender la bomba.
- 4 Ubicar la posición de los alabes del distribuidor en 20°.
- 5 Tomar datos de presión, velocidad del eje y altura de la cresta en el vertedero.
- 6 Encender y verificar que se encuentre encendido el dinamómetro digital.
- 7 Accionar el mecanismo del freno hasta que el eje se detenga.
- 8 Esperar que se estabilice la lectura en el dinamómetro y tomar el dato.
- 9 Liberar el freno.
- 10 Cambiar la posición de los alabes del distribuidor en un rango de 5° y repetir desde el paso 5.
- 11 Cuando se haya realizado la medición hasta la posición de 0°, apagar la bomba, cerrar un 25% la válvula de regulación del caudal y repetir desde el paso 3.
- 12 Realizar este procedimiento hasta con el 50% de la válvula de regulación del caudal cerrada, si se cierra más de esto se fuerza en exceso al motor haciendo saltar la protección térmica.

Se obtiene los siguientes datos:

Tabla 5. Adquisición de datos

Apertura de alabes [°]	Apertura de válvula [%]	P _e [PSI]	H [m]	n [rpm]	F	
					[Kg]	[N]
20	100	3,00	0,100	890,10	1,19	11,66
15		4,00	0,100	1149,00	1,84	18,03
10		5,50	0,100	1261,00	2,22	21,76
5		7,00	0,100	1376,00	2,51	24,60
0		11,50	0,100	1537,00	3,14	30,77
20	75	2,50	0,095	870,50	1,37	13,43
15		3,50	0,095	1069,00	1,64	16,07
10		4,50	0,095	1138,00	1,89	18,52
5		8,00	0,095	1353,00	2,42	23,72
0		11,50	0,095	1475,00	2,82	27,64
20	50	1,50	0,090	788,30	0,70	6,86
15		2,50	0,090	943,70	0,94	9,21
10		3,50	0,090	970,10	1,26	12,35
5		4,50	0,090	1133,00	1,55	15,19
0		6,50	0,090	1176,00	1,59	15,58

Fuente: Autores

Con los datos obtenidos realizar el cálculo de las siguientes variables:

Caudal.- Reemplazando los valores conocidos en la ecuación (10) de vertedero.

Sabiendo que:

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

$$h = 0,1\text{m}$$

$$H_d = 0,82\text{m}$$

En la tabla 3 se interpola para hallar un valor de $C_w = 1,86$ quedando la ecuación

$$Q = 1,86 * 0,6 * h^{3/2}$$

$$Q = 1,116 * h^{3/2} \tag{20}$$

Válida para obtener un valor de caudal en m³/s ingresando el valor de h en metros.

Torque.- con la ecuación

$$M = F \cdot d \quad (21)$$

Dónde: $d = 0,105\text{m}$

El valor medido experimentalmente debe ser transformado a N ewtones para obtener un valor de torque en N.m

Altura neta.- Partiendo de la ecuaci3n (5) y reemplazando los valores conocidos

$$P_S = 0$$

$$Z_E - Z_S = 1,3\text{m}$$

Seg un la ecuaci3n de la continuidad

$$Q = V_E A_E = V_S A_S$$

$$V_E = \frac{Q}{A_E}$$

$$V_S = \frac{Q}{A_S}$$

$$D_E = 0,155\text{m}$$

$$D_S = 0,134\text{m}$$

$$A_E = \text{ rea de entrada en la turbina} \quad A_E = \frac{\pi D_E^2}{4} = \frac{\pi(0,155\text{m})^2}{4} = 0,0189\text{m}^2$$

$$A_S = \text{ rea de salida en la turbina} \quad A_S = \frac{\pi D_S^2}{4} = \frac{\pi(0,134\text{m})^2}{4} = 0,0141\text{m}^2$$

$$\gamma = \rho \cdot g$$

$$H = \frac{P_E - 0}{1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} + \frac{\left(\frac{Q}{A_E}\right)^2 - \left(\frac{Q}{A_S}\right)^2}{2 \left(9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} + 1,3\text{m}$$

$$H = \frac{P_E - 0}{9800 \frac{Kg}{m^2 s^2}} + \frac{\frac{Q^2}{2 * 10^{-4} m^4} - \frac{Q^2}{3,56 * 10^{-4} m^4}}{19,6 \frac{m}{s^2}} + 1,3m$$

$$H = \frac{P_E}{9800} \frac{m^2 s^2}{Kg} * 6891,16 \frac{Kg}{m s^2} + \frac{112,4 Q^2 s^2}{m^5} + 1,3m$$

$$H = 0,703 P_E + 112,4 Q^2 + 1,3 \quad (22)$$

Esta ecuación es válida para obtener la altura neta en metros ingresando los datos de presión en PSI y de caudal en m³/s.

Potencia teórica.- reemplazando los valores de densidad, gravedad, altura neta y caudal en la ecuación (6) se obtiene

$$P = 1000 \frac{Kg}{m^3} 9,8 \frac{m}{s^2} * Q * H$$

$$P = 9800 * Q * H \quad (23)$$

Con esta ecuación se obtiene la potencia en W ingresando el caudal en m³/s y la altura en m.

Potencia útil.- reemplazando los valores conocidos en la ecuación (7) se obtiene

$$P = \frac{\pi}{30} * N * M$$

Se ingresa N en rpm y M en N.m para obtener la potencia en W

Rendimiento.- Se calcula reemplazando los valores calculados anteriormente en la ecuación del rendimiento total (9).

4.2.3.1 *Tabulación de datos a diferentes ángulos de inclinación de los álabes del distribuidor.*

Los resultados se los ha colocado según la inclinación de los alabes del distribuidor, que para este caso son: 20⁰, 15⁰, 10⁰, 5⁰, 0⁰

- Inclinación a 20°

Tabla 6. Datos a 20⁰ de inclinación de los alabes del distribuidor

Apertura de válvula [%]	Q		M		H _n [m]	P [W]	P _a [W]	η [%]
	[m ³ /s]	[l/min]	[Kg.m]	[N.m]				
100	0,0353	2117,46	0,344	3,37	3,55	1227,42	314,23	25,6
75	0,0327	1960,65	0,144	1,410	3,18	1017,57	128,51	12,63
50	0,0301	1807,92	0,074	0,720	2,46	725,40	59,46	8,20

Fuente: Autores

- Inclinación a 15°

Tabla 7. Datos a 15⁰ de inclinación de los alabes del distribuidor

Apertura de válvula [%]	Q		M		H _n [m]	P [W]	P _a [W]	η [%]
	[m ³ /s]	[l/min]	[Kg.m]	[N.m]				
100	0,0353	2117,46	0,443	4,338	4,25	1470,56	521,9	35,49
75	0,0327	1960,65	0,285	2,797	3,88	1242,70	313,16	25,20
50	0,0301	1807,92	0,099	0,967	3,16	933,00	95,59	10,25

Fuente: Autores

- Inclinación a 10°

Tabla 8. Datos a 10⁰ de inclinación de los alabes del distribuidor

Apertura de válvula [%]	Q		M		H _n [m]	P [W]	P _a [W]	η [%]
	[m ³ /s]	[l/min]	[Kg.m]	[N.m]				
100	0,0353	2117,46	0,574	5,62	5,31	1835,26	742,18	40,44
75	0,0327	1960,65	0,449	4,41	4,58	1467,83	525,34	35,79
50	0,0301	1807,92	0,132	1,297	3,86	1140,59	131,71	11,55

Fuente: Autores

- Inclinación a 5°

Tabla 9. Datos a 5⁰ de inclinación de los alabes del distribuidor

Apertura de válvula [%]	Q		M		H _n [m]	P [W]	P _a [W]	η [%]
	[m ³ /s]	[l/min]	[Kg.m]	[N.m]				
100	0,0353	2117,46	0,731	7,16	6,36	2199,96	1032,22	46,92
75	0,0327	1960,65	0,644	6,311	7,04	2255,78	894,19	39,64
50	0,0301	1807,92	0,163	1,595	4,57	1348,18	189,24	14,04

Fuente: Autores

- Inclinación a 0°

Tabla 10. Datos a 0° de inclinación de los alabes del distribuidor

Apertura de válvula [%]	Q		M		H _n [m]	P [W]	P _a [W]	η [%]
	[m ³ /s]	[l/min]	[Kg.m]	[N.m]				
100	0,0353	2117,46	1,165	11,41	9,52	3294,06	1837,76	55,79
75	0,0327	1960,65	0,899	8,814	9,50	3043,73	1361,46	44,73
50	0,0301	1807,92	0,313	3,068	5,97	1763,36	377,88	21,43

Fuente: Autores

4.2 Análisis de resultados experimentales.

4.2.1 *Análisis de los resultados de las pruebas en el sistema turbina – bomba.* Se realizó diferentes pruebas en el banco de laboratorio y se logró determinar los diferentes valores tanto para caudal, torque, altura, potencia hidráulica, potencia útil, rendimiento.

4.2.2 *Curvas características.*

Los resultados se los ha colocado según la inclinación de los alabes del distribuidor, que para este caso son:

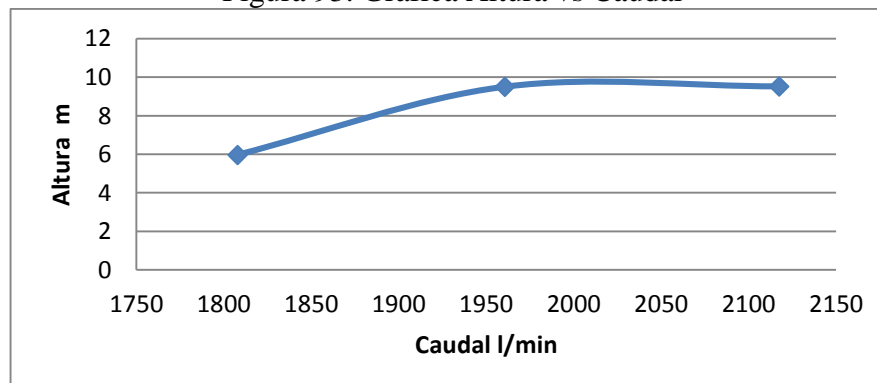
Inclinación a 20°

Tabla 11. Datos para la curva característica a 20° de inclinación de los alabes

Apertura de válvula [%]	n [rpm]	Q		H _n [m]	η [%]
		[m ³ /s]	[l/min]		
100	890,10	0,0353	2117,46	3,55	25,6
75	870,50	0,0327	1960,65	3,18	12,63
50	788,30	0,0301	1807,92	2,46	8,2

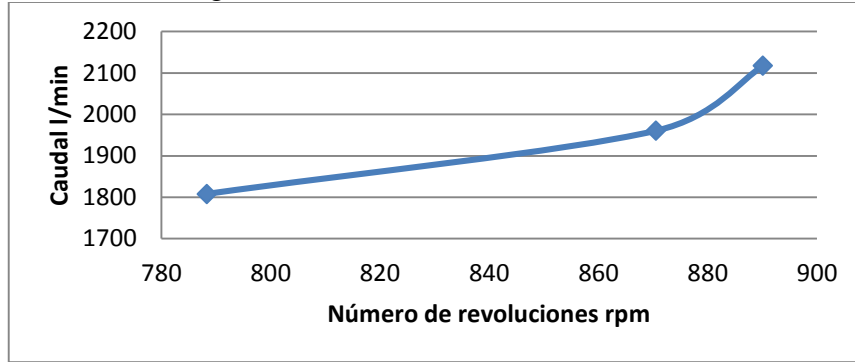
Fuente: Autores

Figura 93. Gráfica Altura vs Caudal



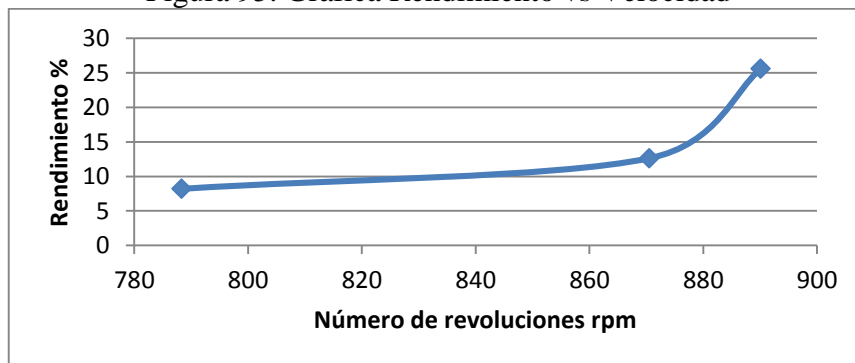
Fuente: Autores

Figura 94. Gráfica Caudal vs Velocidad



Fuente: Autores

Figura 95. Gráfica Rendimiento vs Velocidad



Fuente: Autores

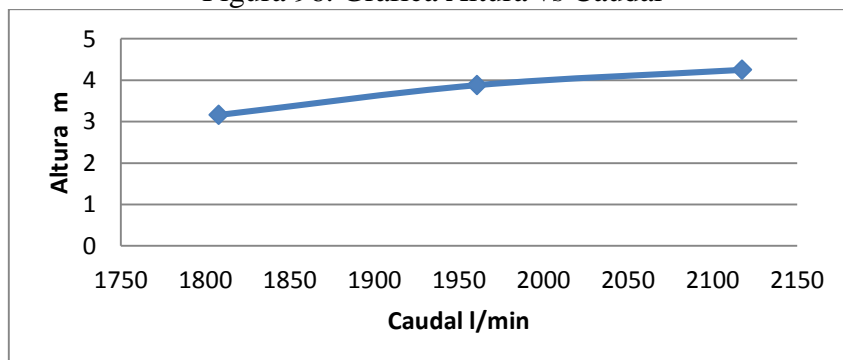
Inclinación a 15°

Tabla 12. Datos para la curva característica a 15° de inclinación de los alabes

Apertura de válvula [%]	n [rpm]	Q		H _n [m]	η [%]
		[m ³ /s]	[l/min]		
100	1149,00	0,0353	2117,46	4,25	35,49
75	1069,00	0,0327	1960,65	3,88	25,20
50	943,70	0,0301	1807,92	3,16	10,25

Fuente: Autores

Figura 96. Gráfica Altura vs Caudal



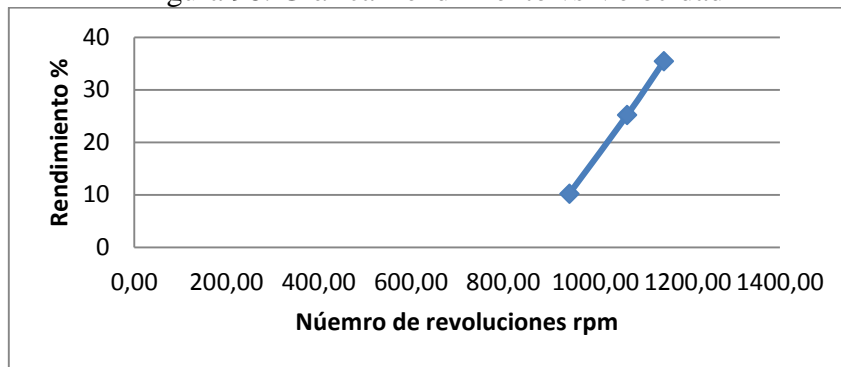
Fuente: Autores

Figura 97. Gráfica Caudal vs Velocidad



Fuente: Autores

Figura 98. Gráfica Rendimiento vs Velocidad



Fuente: Autores

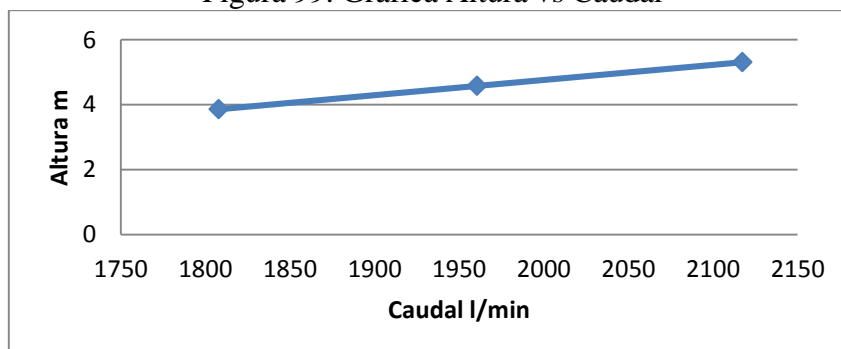
Inclinación a 10°

Tabla 13. Datos para la curva característica a 10° de inclinación de los alabes

Apertura de válvula [%]	n [rpm]	Q		H _n [m]	η [%]
		[m ³ /s]	[l/min]		
100	1261,00	0,0353	2117,46	5,31	40,44
75	1138,00	0,0327	1960,65	4,58	35,79
50	970,10	0,0301	1807,92	3,86	11,55

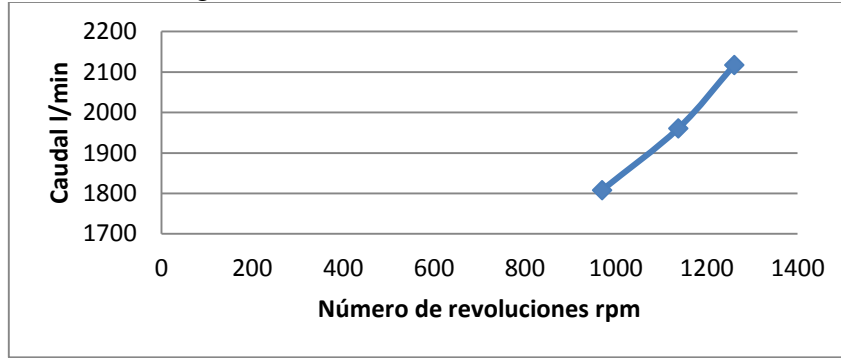
Fuente: Autores

Figura 99. Gráfica Altura vs Caudal



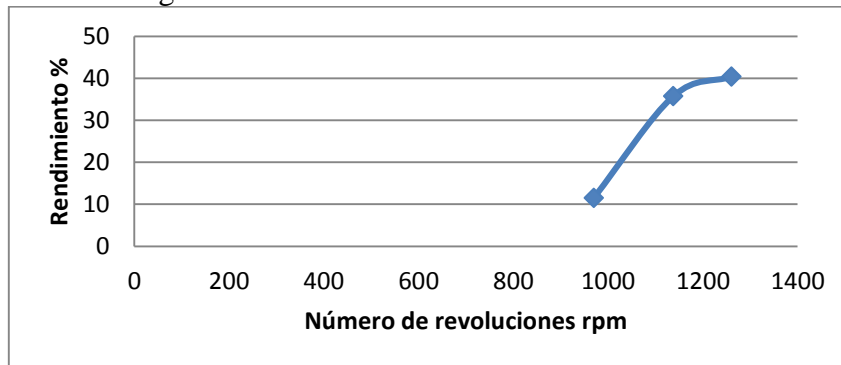
Fuente: Autores

Figura 100. Gráfica Caudal vs Velocidad



Fuente: Autores

Figura 101. Gráfica Rendimiento vs Velocidad



Fuente: Autores

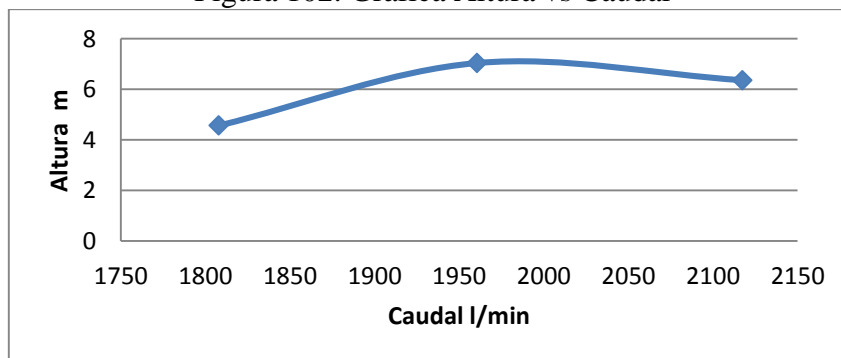
Inclinación a 5°

Tabla 14. Datos para la curva característica a 5° de inclinación de los alabes

Apertura de válvula [%]	n [rpm]	Q		H _n [m]	η [%]
		[m ³ /s]	[l/min]		
100	1376,00	0,0353	2117,46	6,36	46,92
75	1353,00	0,0327	1960,65	7,04	39,64
50	1133,00	0,0301	1807,92	4,57	14,04

Fuente: Autores

Figura 102. Gráfica Altura vs Caudal



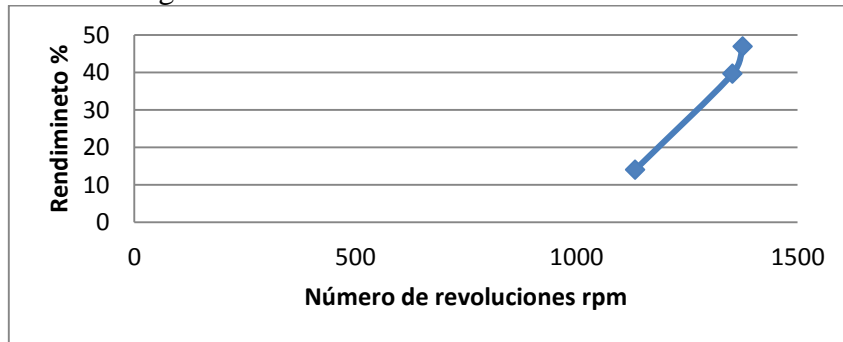
Fuente: Autores

Figura 103. Gráfica Caudal vs Velocidad



Fuente: Autores

Figura 104. Gráfica Rendimiento vs Velocidad



Fuente: Autores

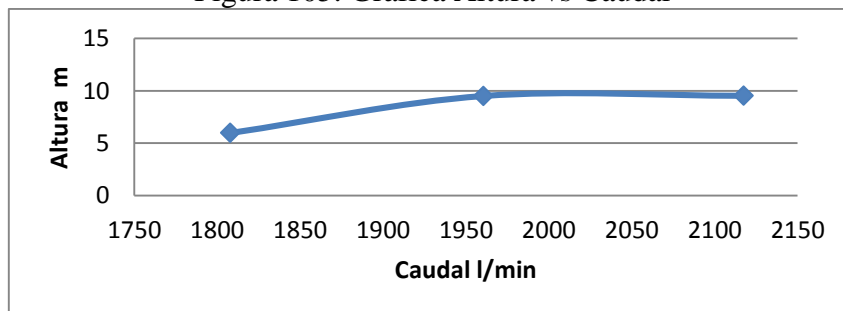
Inclinación a 0°

Tabla 15. Datos para la curva característica a 0° de inclinación de los alabes

Apertura de válvula [%]	n [rpm]	Q		H _n [m]	η [%]
		[m ³ /s]	[l/min]		
100	1537,00	0,0353	2117,46	9,52	55,79
75	1475,00	0,0327	1960,65	9,50	44,73
50	1176,00	0,0301	1807,92	5,97	21,43

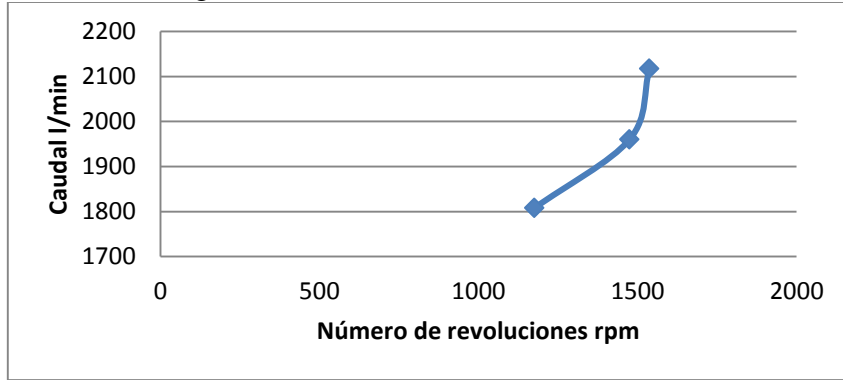
Fuente: Autores

Figura 105. Gráfica Altura vs Caudal



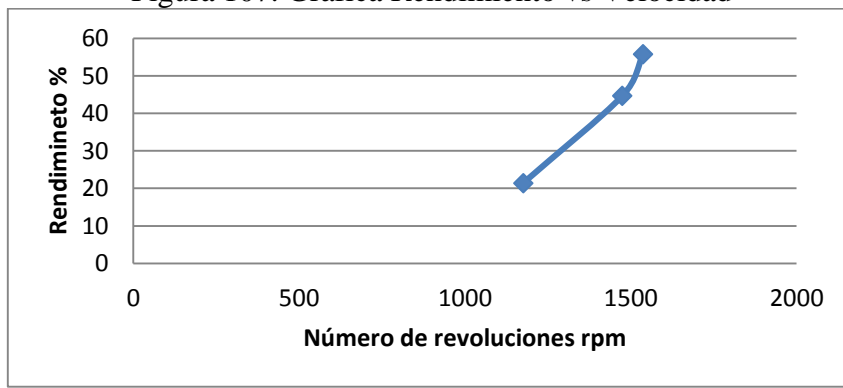
Fuente: Autores

Figura 106. Gráfica Caudal vs Velocidad



Fuente: Autores

Figura 107. Gráfica Rendimiento vs Velocidad



Fuente: Autores

CAPITULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

5.1 Conclusiones:

Se realizó el respectivo mantenimiento correctivo y mejorativo en la turbina hélice para dejar a la turbina en su óptimo funcionamiento.

Se realizó el mantenimiento correctivo y mejorativo tanto a la tubería como al reservorio dejándolo en las mejores condiciones para su utilización.

Después de realizar los respectivos cálculos se hizo la adquisición del principal organismo motor del banco de pruebas como es la bomba centrífuga que tiene como características: trifásicas, potencia de 10 HP, velocidad 3600 rpm, además de la adquisición e instalación de instrumentos como: manómetros, dinamómetro digital, tacómetro laser, y otros accesorios necesarios para su buen funcionamiento.

Se ensambló de manera correcta todos los elementos constitutivos del banco de pruebas tales como: turbina, bomba, tuberías, conexiones eléctricas e instrumentación.

Se realizó las pruebas necesarias de arranque y correcta funcionalidad del equipo.

Con la realización de prácticas se obtuvo los datos presiones, velocidad, fuerza para la obtención de las curvas H vs Q , Q vs n , η_t vs n .

Se realizó la guía de prácticas de laboratorio para la recopilación de datos.

Se realizó un plan de mantenimiento preventivo con el fin de alargar la vida útil del banco de pruebas.

Después de la recopilación de datos se pudo observar un aumento de la velocidad del rotor al cerrar parcialmente los alabes del distribuidor.

Se determinó experimentalmente que se produjo un incremento en la presión al cerrar parcialmente los alabes del distribuidor.

5.2 Recomendaciones:

Se recomienda no forzar al motor realizando prácticas muy largas y cerrando más del 50% la válvula de control de caudal.

Realizar un mantenimiento preventivo a la turbina para evitar daños futuros en cuanto a la corrosión.

Manipular los instrumentos y equipos con sumo cuidado para garantizar su durabilidad.

Cuando no se vaya a realizar prácticas en el banco se recomienda vaciar el reservorio para evitar futuros daños de corrosión en el tanque.

En caso de que la protección térmica desconecte el sistema dejarlo reposar por varios minutos y no forzar al sistema para evitar daños en la bomba.

BIBLIOGRAFÍA

Avdiaz. avdiaz.files.wordpress.com. [En línea] [Citado el: 10 de 01 de 2015.]
<http://avdiaz.files.wordpress.com/2008/10/medidores1.pdf>.

CEMBRERO, Jesús, y otros. 2005. *Ciencia y tecnología de materiales problemas y cuestiones*. Madrid : PEARSON PRENTICE HALL, 2005.

ÇENGEL, Yunus A y CIMBALA, John M. 2006. *Mecánica de Fluidos: Fundamentos y Aplicaciones*. [trad.] Victor Campos. Primera edición. México : McGraw-Hill/Interamericana, 2006. pág. [995]. ISBN: 9701056124.

Corrosión. Fundamentos de la corrosión y protección. [En línea] [Citado el: 02 de 09 de 2015.]
<http://descom.jmc.utfsm.cl/proi/materiales/corrosion/Fundamentos%20de%20Corrosion.pdf>.

CUADRADO, Edwin. *Mantenimiento Industrial*. Riobamba : s.n.

EIA. EIA. [En línea] [Citado el: 04 de 12 de 2014.]
http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/maquinashidraulicas/sel_turbinas/fondos/criterios.htm.

—. fluidos.eia.edu.co. [En línea] [Citado el: 16 de 01 de 2015.]
<http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/maquinashidraulicas/seleccionbombascen trifugas/seleccionbombascentrifugas.html>.

FERNANDEZ Diez, Pedro. [2008?]. Biblioteca sobre ingeniería energética. *Turbinas hidráulicas*. [En línea] [2008?]. [Citado el: 14 de Noviembre de 2014.]
<http://files.pfernandezdiez.es/Turbinas/Hidraulicas/PDFs/04Turb.Hidr.pdf>.

GALVES, Remigio. 2002. Manual de Seguridad. [En línea] 2002. [Citado el: 31 de Agosto de 2013.] www.esepoch.edu.com.

HACKER. [www.hacker.ind](http://www.hacker.ind.br). [En línea] [Citado el: 27 de 11 de 2014.]
http://www.hacker.ind.br/esp/produtos_turbinas_hidraulicas.php.

HENRY, Pierre. 1992. *Turbomachines hydrauliques: Choix illustré de réalisations marquantes*. Primera edición. Lausana : Presses polytechniques et universitaires Romandes, 1992. pág. 407. ISBN: 2880742099.

HERNANDEZ, Miguel. Fundamentos básicos sobre corrosión. [En línea] [Citado el: 02 de 09 de 2015.]
http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/mgd/hernandez_m_js/capitulo1.pdf.

http://www.scielo.org.co/scielo.php?pid=S001273532014000200024&script=sci_artt ext&tlng=pt.

MATAIX, Claudio. 1982. *Mecánica de fluidos y maquinas hidraulicas*. Segunda edición. Madrid : Ediciones del castillo S.A., 1982. pág. [686]. ISBN: 8421901753.

NAVA MASTACHE, Arturo y GARCÍA GUTIÉRREZ, Héctor. 2013. Selección y dimensionamiento de turbinas hidráulicas para centrales hidroeléctricas. [En línea] 2013. [Citado el: 26 de Marzo de 2015.] http://www.ingenieria.unam.mx/~deptohidraulica/publicaciones/pdf_publicaciones/SELECCIONEDIMENSIONAMIENTODETURBINAS.pdf.

POLO ENCINAS, Manuel. 1975. *Turbomaquinaria hidraulica*. Mexico : Limusa, 1975. ISBN: 9681812352.

REYES AGUIRRE, Miguel. 1988. *Curso de máquinas hidráulicas*. México : Representaciones y servicios de ingeniería, 1988. ISBN: 9686062262.

STREETER, Victor. *Mecánica de fluidos*.

Universidad de Buenos Aires . Trabajos prácticos de laboratorio. [En línea] [Citado el: 02 de 09 de 2015.] <http://materias.fi.uba.ar/6303/TPN3.pdf>.

www.academia.edu. www.academia.edu. [En línea] [Citado el: 15 de 01 de 2015.] [https://www.academia.edu/8014551/BOMBA_CENTR%C3%8DFUGA_DEFINICI%C3%93N_Las_Bombas_centr%C3%ADfugas_tambi%C3%A9n_llamadas_Rotodin%C3%A1micas].

