

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO PUNO
FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA ELÉCTRICA
ELECTRÓNICA Y SISTEMAS
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECÁNICA ELÉCTRICA



DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MÓDULO DE LABORATORIO
PARA EL ANÁLISIS DE LOS PARÁMETROS DE UNA BOMBA
CENTRÍFUGA DE 1HP COMO TURBINA

TESIS

PRESENTADA POR:

ALFREDO QUISPE CCASO

JUAN CARLOS MAQUERA QUISPE

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

PUNO – PERÚ

2019

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA,
ELECTRÓNICA Y SISTEMAS
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MÓDULO DE LABORATORIO
PARA EL ANÁLISIS DE LOS PARÁMETROS DE UNA BOMBA
CENTRÍFUGA DE 1HP COMO TURBINA

TESIS PRESENTADA POR:

ALFREDO QUISPE CCASO
JUAN CARLOS MAQUERA QUISPE

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA



APROBADA POR EL JURADO REVISOR CONFORMADO POR:

PRESIDENTE

:



M.Sc. JOSE MANUEL RAMOS CUTIPA

PRIMER MIEMBRO

:



Ing. BENITO HUGO FERNÁNDEZ OCHOA

SEGUNDO MIEMBRO

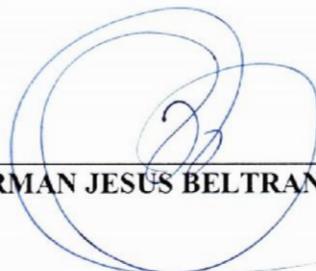
:



Ing. FELIPE CONDORI CHAMBILLA

DIRECTOR / ASESOR

:



Dr. NORMAN JESÚS BELTRAN CASTAÑÓN

Tema: Bomba como turbina

Área: Energías renovables

FECHA DE SUSTENTACIÓN 17 DE MAYO DE 2019

DEDICATORIA

- *A mis padres Aurelio y Ayde por que creyeron en mí, porque me dieron lo mejor de ellos, brindándome ejemplos dignos de superación y entrega en todo momento*
- *A mi hermano Fredy, hermanas Sonia, Yeny, Mirian, y tíos por brindarme su apoyo incondicional.*

Alfredo Quispe

DEDICATORIA

- *Dedico el esfuerzo de esta investigación al Padre celestial querido en quien deposito mi fe y mis sueños.*
- *A mis padres y familia por su inmenso amor.*

Juan C. Maquera.

AGRADECIMIENTOS

- *Agradezco a Dios por haberme brindado salud, por haberme permitido llegar hasta esta etapa de carrera, por su infinita bondad y amor.*
- *Mis más sinceros agradecimientos a los docentes de la escuela profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad Nacional del Altiplano. Por su dedicación en mi formación académica que supieron inculcarme conocimientos referentes a mi carrera profesional, las cuales son de vital importancia en mi desenvolvimiento en el mercado laboral de manera eficiente y competente.*

ÍNDICE GENERAL

Índice de figuras.....	10
Índice de tablas	12
Índice de acrónimos	13
Resumen.....	18
Abstract	19
CAPÍTULO I.....	20
INTRODUCCIÓN	20
1.1 Planteamiento del problema	22
1.2 Objetivos:	23
1.2.1 Objetivo general:.....	23
1.2.2 Objetivos específicos:	23
1.3 Hipótesis:.....	23
1.3.1 Hipótesis general:.....	23
1.3.2 Hipótesis específicas:.....	24
1.4 Justificación.....	24
1.4.1 Justificación técnica.....	24
1.4.2 Justificación económica	25
1.4.3 Justificación académica	25
1.4.4 Justificación social.....	25
1.4.5 Justificación ambiental.....	25
CAPÍTULO II	26
REVISIÓN DE LITERATURA.....	26
2.1 Antecedentes de la investigación	26

2.2	Base teórica	27
2.2.1	Energía hidráulica	27
2.2.2	Mini y microcentrales hidroeléctricas.....	27
2.2.3	Clasificación de Pequeñas centrales hidroeléctricas.....	28
2.2.4	Turbinas hidráulicas.....	28
2.2.5	Bombas hidráulicas.....	32
2.2.6	Diferencias entre una bomba y una turbina	35
2.3	La reversibilidad de bomba centrífuga.....	39
2.3.1	Motivos para usar bomba centrífuga como turbina	39
2.3.2	Diferencia de funcionamiento de bomba y modo turbina.....	40
2.3.3	Consideraciones técnicas	50
2.3.4	Métodos de selección de bomba para que funcione como turbina.....	51
CAPÍTULO III.....		59
DISEÑO METODOLÓGICO DE INVESTIGACIÓN.		59
3.1	Tipo y diseño de investigación.....	59
3.1.1	Tipo de investigación.....	59
3.2	Selección de bomba centrífuga a experimentar.....	61
3.2.1	Característica de bomba centrífuga que se utilizara como turbina.	62
3.2.2	Cambios en la bomba seleccionada para utilizar como turbina.....	64
3.3	Diseño de tubo difusor para BFT	64
3.3.1	Altura de difusor	65
3.3.2	Geometría de difusor.....	70
3.4	Diseño de simulación de altura neta y caudal	71
3.5	Dimensionamiento del tanque de almacenamiento de agua.....	81
3.6	Dimensionamiento del vertedero	81

3.7	Selección de motor como generador de inducción.....	83
3.7.1	Selección de los condensadores de excitación.....	85
3.7.2	Salida monofásica desde una máquina trifásica.....	87
3.7.3	Cálculo de capacitancia.....	88
3.8	Montaje de módulo.....	90
3.8.1	Montaje mecánico del módulo.....	90
3.8.2	Instalaciones eléctricas.....	93
3.11	Prueba del motor.....	94
3.11.1	Ensayo de motor en vacío.....	95
3.11.2	Ensayo en rotor trabado.....	97
3.11.3	Pérdidas totales del motor.....	98
3.12	Prueba de la bomba centrífuga.....	99
3.12.1	Procedimiento de ensayo de la bomba centrífuga.....	101
3.12.2	Parámetros obtenidos en el ensayo de la bomba.....	106
3.13	Prueba bomba centrífuga funcionando como turbina.....	106
3.13.1	Procedimiento de ensayo de la bomba funcionando como turbina.....	108
3.13.2	Ensayo en el motor de inducción como generador.....	115
3.14	Comparación económica.....	115
3.14.1	Micro central hidroeléctrica comité electro phara.....	115
3.14.2	Selección de la bomba funcionando como turbina.....	116
3.14.3	Selección del generador de inducción.....	119
3.15	Mantenimiento bomba funcionando como turbina.....	120
3.15.1	Mantenimiento preventivo.....	120
3.15.2	Mantenimiento correctivo.....	121
3.15.3	Programa de mantenimiento – bomba funcionando como turbina.....	122

CAPITULO IV	124
RESULTADOS Y DISCUSIÓN.	124
4.1 Resultados del diseño de banco de prueba para estudio de bomba operando como turbina.	124
4.2 Resultados de materiales, equipos e instrumentos para el módulo.	128
4.3 Resultados de parametros registrados	132
4.3.1 Resultados de prueba de motor de inducción	132
4.3.2 Resultados de parametros de la bomba centrífuga.....	133
4.3.3 Resultados de parámetros de la bomba funcionando como turbina.....	135
4.4 Resultados del análisis de las características de una bomba centrifuga.	137
4.4.1 Resultados de la bomba funcionando como bomba (BFB)	137
4.4.2 Resultados de la bomba funcionando como turbina (BFT)	140
4.4.3 Resultados del generador asincrono.....	144
CONCLUSIONES.....	146
RECOMENDACIONES.....	148
REFERENCIAS.....	149
ANEXOS.....	151

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1: Transformación de energía hidráulica en energía eléctrica	28
Figura 2.2: Tipos de bombas.....	33
Figura 2.3: Curva característica de una bomba centrífuga	35
Figura 2.4: Bomba centrífuga funcionando como bomba y turbina	36
Figura 2.5: Parámetros del funcionamiento en modo bomba y turbina.....	41
Figura 2.6: Comportamiento de la bomba en modo directo e inverso.....	42
Figura 2.7: Diferencias de performance entre bomba y modo turbina debido a pérdida de circulación (efecto geométrico).	45
Figura 2.8: Diferencias de performance entre bomba y modo turbina incluyendo a pérdidas hidráulicas	48
Figura 2.9: Coeficiente de caudal y altura versus velocidad específica de BFT	52
Figura 2.10: Preselección de BFT.....	55
Figura 2.11: Máximo rendimiento de la bomba en función de la velocidad específica y caudal .	57
Figura 2.12: Coeficiente de altura.....	58
Figura 2.13: Coeficiente de caudal	58
Figura 3.1: Curva frontera de cavitación $\sigma=(nS)$ (Thoma).....	68
Figura 3.2: Diseño típico geometría de difusor y algunas dimensiones	70
Figura 3.3: Esquema se central hidroeléctrica.	71
Figura 3.4: Esquema de banco de pruebas para bomba funcionando como turbina.....	73
Figura 3.5: Vertedero triangular	82
Figura 3.6: Preselección de motor a ser utilizado como generador	84
Figura 3.7: Circuito equivalente simplificado del generador de inducción	85
Figura 3.8: Generador de inducción aislado cuyo banco de capacitores suministra la potencia reactiva.....	87
Figura 3.9: Generación monofásica utilizando una máquina de inducción trifásica usando una conexión “C-2C”.....	88
Figura 3.10: Esquema de la instalación del módulo BFT.....	92
Figura 3.11: Instalación eléctrica del trifásico	94
Figura 3.12: Esquema de instalación de equipo e instrumentos de medición	95
Figura 3.13: Circuito equivalente de motor en vacío.....	96

Figura 3.14: Potencia total medida en ensayo de motor en vacío en función de tensión	97
Figura 3.15: Circuito equivalente de motor trabado.	98
Figura 3.16: Esquema para prueba bomba.....	100
Figura 3.17: Circuito de ensayo de la bomba	102
Figura 3.18: Esquema de banco de prueba y el sentido de flujo para bomba funcionando como turbina.	107
Figura 4.1: Dimensiones del tanque y vertedero	126
Figura 4.2: Módulo de prueba de la bomba 1 hp como bomba	127
Figura 4.3: Módulo de prueba de bomba 1hp operando como turbina.....	127
Figura 4.4: Medidor de potencia digital.....	129
Figura 4.5: Pinza amperimétrica	129
Figura 4.6: Fluke	130
Figura 4.7: Tacómetro.....	130
Figura 4.8: Variador de velocidad	131
Figura 4.9: Motor de 1hp en rotor trabado.....	131
Figura 4.10: Manómetro	132
Figura 4.11: Altura de la bomba en función de caudal en las rotaciones de 3400, 3600 rpm. ...	139
Figura 4.12: Rendimiento de la grupo bomba motor en función del caudal para 3400 rpm	139
Figura 4.13: Altura de la BFT en función de caudal.....	141
Figura 4.14: Rendimiento del grupo BFT generador en función del caudal.	142
Figura 4.15: Funcionamiento de la bomba y BFT	142
Figura 4.16: Curva de funcionamiento de bomba y BFT	143
Figura 4.17: Curva de eficiencia, funcionamiento de bomba y BFT	143
Figura 4.18: Tensión generada en función de potencia eléctrica activa del generador asíncrono	145
Figura 4.19: Frecuencia generada en función a la potencia eléctrica generada.....	145

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1: Diferencia principal de fluido y flujo en bombas y turbinas.	37
Tabla 3.1: Metodología de investigación.....	60
Tabla 3.2: Características constructivas de la bomba	63
Tabla 3.3: Coeficiente de cavitación para diferentes velocidades específicas.....	67
Tabla 3.4: Pérdida primaria en la tubería de succión y descarga	77
Tabla 3.5: Pérdidas secundarias en tubería de succión.....	77
Tabla 3.6: Pérdidas secundarias en tubería de descarga	78
Tabla 3.7: Pérdidas primarias en la tubería de descarga de BFT	112
Tabla 3.8: Pérdidas secundarias en la tubería de descarga de BFT	112
Tabla 3.9 Características básicas de la microcentral comité electro Phara.....	115
Tabla 3.10: Localización de Fallas	121
Tabla 3.11: Programa de mantenimiento de BFT	123
Tabla 3.12: Programa de mantenimiento del motor como generador.....	123
Tabla 4.1: Resultados del motor de inducción en vacío y trabado	132
Tabla 4.2: Registro de valores en la prueba de bomba centrífuga.	133
Tabla 4.3: Valores procesados de la prueba de bomba centrífuga.....	134
Tabla 4.4: Aplicación de las leyes de afinidad para una rotación de 3600 rpm.	135
Tabla 4.5: Registro de valores en la prueba de bomba funcionando como turbina.....	135
Tabla 4.6: Registro de valores del motor operando como generador de inducción.....	136
Tabla 4.7: Parámetros calculados de la bomba operando como turbina.....	137
Tabla 4.8: Características de funcionamiento de la bomba operando como bomba.....	138
Tabla 4.9: Características de funcionamiento de la bomba operando como turbina	140
Tabla 4.10: Características de funcionamiento del generador de inducción.	144

ÍNDICE DE ACRÓNIMOS

A_t	: Área de interior de tubería (m^2).
A_v	: Altura de vertedero.
BFB	: Bomba funcionando como bomba.
BFT	: Bomba funcionando como turbina.
C_{HW}	: Coeficiente de Hazen- Willians (adimensional).
C	: Capacitor, μF .
C_e	: Coeficiente efectivo de caudal.
D_t	: Diámetro de interior de tubería (m).
f	: Frecuencia (Hz).
g	: Aceleración de gravedad (m/s^2)
H_B	: Altura neta de bomba (m).
H_t	: Altura de BFT (m).
H_b	: Altura de la bomba que será utilizada como Turbina (m).
H_{ob}	: Altura referente a velocidad nominal de la bomba en el catálogo de fabricante (m).
H_E	: Altura de Euler calculada en condiciones ideales donde no se considera pérdidas por recirculación.
H_{pme}	: Altura de turbina en PME (m).
H_{atm}	: Altura correspondiente a presión atmosférica (m)
H_e	: Altura efectiva del agua sobre el vértice del vertedero (m)
H_{geos}	: Altura geométrica de succión (positiva o negativa) (m)
H_v	: Altura correspondiente a presión de vapor de líquido (m)
$H_{s\ max}$: Altura máxima de succión (m)
H_n	: Altura neta para la turbina.
h	: Pérdidas de carga en la succión (m)
h_{r-e}	: Altura de Pérdidas entre puntos (r) y (e).
H_B	: Altura total proporcionada por la bomba entre los puntos (A) y (E)
h_{rA-E}	: Altura de pérdidas entre punto A y E.

$h_{Succión}$: Altura de pérdidas en tubería de succión
$h_{Descarga}$: Altura de pérdidas en tubería de descarga
H_{b2}	: Altura que se desea conocer a una velocidad de rotación (n_{b2}) (m).
H_{b1}	: Altura a velocidad de rotación nominal (rpm).
h_{re-0}	: Altura de pérdidas en el difusor (m).
h_{RS-d}	: Altura de pérdidas entre los puntos (s y d) (m).
I_c	: Corriente en el condensador.
I_m	: Corriente de magnetización.
I_l	: Corriente en línea de motor (A)
I_f	: Corriente de fase (A)
I_g	: Corriente generada por la maquina (A).
K_a	: Coeficiente de altura.
K_q	: Coeficiente de Caudal.
K	: Coeficiente de accesorios obtenida experimentalmente.
L_T	: Longitud del tramo recto de tubería (m).
L	: Inductancia H.
N	: Potencia generada (Cv)
η_b	: Eficiencia en modo bomba.
η_t	: Eficiencia en modo turbina.
n_{qt}	: Velocidad específica de la bomba o BFT (SI).
n_{ob}	: Velocidad nominal de la bomba en el catálogo de fabricante (rpm).
n_b	: Velocidad de la bomba designada anteriormente como (rpm).
η_{max}	: Eficiencia máxima.
N_t	: La velocidad de rotación de la turbina (rpm).
N_b	: La velocidad de rotación de la bomba (rpm).
n_{qt}	: Velocidad específica de la bomba o BFT (SI).
n_{qb}	: Velocidad específica de la bomba (SI).
n_s	: Velocidad específica.

n_{gen}	: Velocidad de rotación de generación (rpm)
n_m	: Velocidad de rotación de motor (rpm)
n_s	: Velocidad específica
n	: Velocidad de rotación (rpm).
η_t	: Eficiencia de turbina.
η_{bm}	: Eficiencia total del grupo bomba
η_m	: Eficiencia del motor.
n_{b2}	: Velocidad de rotación nominal (m).
η_{tg}	: Eficiencia total del grupo BFT - generador.
η_g	: Eficiencia del generador.
OLADE	: Organización Latinoamericana de Energía
PCH	: Pequeñas centrales hidroeléctricas
P	: Número de polos
p	: Distancia del vértice del vertedero al fondo del canal (m)
P_e	: Potencia de eje de bomba funcionando como turbina (W)
P_0	: Potencia total medida en ensayo de motor en vacío (W).
P_{Fe}	: Pérdidas en el núcleo de hierro de motor (W).
$P_{Perd. Mec}$: Pérdidas mecánicas en motor (W).
P_{cc}	: Potencia total medida en ensayo de motor trabado (W).
P_{Cu1}	: Pérdidas en los devanados de cobre en estator (W).
P_{Cu2}	: Pérdidas en los devanados de cobre en rotor (W).
P_{tm}	: Pérdida total en el a máquina de inducción (W).
P_b	: Potencia hidráulica de la bomba (W).
$P_{el. m}$: Potencia eléctrica absorbida por el motor (W)
$P_{ej. b}$: Potencia del eje de bomba (W).
P_b	: Potencia hidráulica, generada por la bomba (W).
P_t	: Potencia hidráulica de BFT (W).
$P_{el. g}$: Potencia eléctrica activa generada por la máquina de inducción (W).

- P_{tm} : Pérdida total en el a máquina de inducción (W).
 Q_b : Caudal de la bomba que será utilizada como Turbina (m^3/s).
 Q_t : Caudal disponible para el aprovechamiento de BFT (m^3/s).
 Q_{ob} : Caudal referente a velocidad nominal de la bomba en el catálogo de fabricante (m).
 Q_{pme} : Caudal de bomba en PME (m^3/s).
 Q_{bf} : Caudal ficticia de la bomba (m^3/s).
 Q : Caudal (m^3/s)
 Q_l : Potencia total reactiva (VAR)
 S_{vacio} : Potencia total aparente en vacío (VA)
 V_e : Velocidad de entrada a la turbina (bomba funcionando como turbina)
 V : Velocidad del flujo (m/s).
 V_f : Voltaje de fase (V)
 V_t : Velocidad media del líquido en la entrada del accesorio (m/s).
 V_e : Velocidad del líquido en la entrada del difusor (m/s).
 V_o : Velocidad del líquido en la salida del difusor (m/s).
 W_1 : Potencia medida por vatímetro 1 (W).
 W_2 : Potencia medida por vatímetro 2 (W).
 W_0 : Pérdida en el núcleo de hierro de máquina, obtenida en ensayo como motor en vacío (W).
 W_{cc} : Pérdidas en los devanados de cobre del rotor y estator, obtenida en ensayo como motor trabado (W).
 $Z_r; Z_e$: Alturas geodésicas
 $h_{r(r-e)}$: Alturas de pérdidas entre punto r y e.
 Z_e : Alturas geodésicas en la entrada de BFT (m).
 Z_o : Alturas geodésicas en la descarga (m).
 ρ : Densidad de agua (Kg/m^3).
 Ω : Velocidad angular o frecuencia angular $\omega=2\pi f$, rad/s.
 φ : Ángulo de factor de potencia.

$\frac{V_r^2}{2g}, \frac{V_e^2}{2g}$: Alturas de velocidades.

$\frac{P_r}{\gamma}, \frac{P_e}{\gamma}$: Alturas de presión.

$\frac{V_s^2}{2g}$: Alturas de Velocidad en la succión de la bomba (*m*).

$\frac{V_d^2}{2g}$: Alturas de Velocidad en la descarga de la bomba (*m*).

$\frac{P_s}{\gamma}$: Alturas de Presión en punto de succión (*m*).

$\frac{P_d}{\gamma}$: Alturas de Presión en descarga de la bomba (*m*).

$\frac{V_e^2}{2g}$: Alturas de Velocidad en la entrada de BFT (*m*).

$\frac{V_o^2}{2g}$: Alturas de Velocidad en la descarga de BFT (*m*).

$\frac{P_e}{\gamma}$: Alturas de Presión en la entrada de BFT (*m*).

$\frac{P_o}{\gamma}$: Alturas de Presión en la descarga de BFT (*m*).

RESUMEN

El presente proyecto de investigación titulado. “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MÓDULO DE LABORATORIO PARA EL ANÁLISIS DE LOS PARÁMETROS DE UNA BOMBA CENTRIFUGA DE 1HP COMO TURBINA”, tiene como objetivo general diseñar y construir un módulo de laboratorio, y analizar los parámetros de una bomba centrífuga de 1HP como turbina a la vez estudiar y experimentar el funcionamiento de la bomba centrífuga como turbina.

El tipo de investigación empleado en este proyecto de investigación es experimental, deductivo y descriptivo que se empezó con la identificación de la necesidad, definición del problema, síntesis, análisis y optimización, evaluación y construcción del módulo de ensayo. Con la selección de una bomba centrífuga que operara como turbina que cumpla con los parámetros requeridos.

Los resultados del presente proyecto de investigación con la construcción del módulo fueron de gran utilidad para la experimentación y posterior análisis de la bomba funcionando como turbina, cuyos resultados y su determinación grafica se llevó a revoluciones de 3400 y 3600 RPM.

Las conclusiones del proyecto de tesis fueron óptimas. Lográndose diseñar, construir el módulo para el estudio y probar los parámetros experimentalmente de una bomba centrífuga operando como turbina. La cual es factible poder usar una bomba centrífuga como turbina en micro centrales hidroeléctricas en vez de turbinas convencionales.

Palabras Clave: Bomba centrífuga, bombas como turbina, bomba turbina.

ABSTRACT

The present research project entitled "DESIGN AND CONSTRUCTION OF A LABORATORY MODULE FOR THE ANALYSIS OF THE PARAMETERS OF A 1HP CENTRIFUGAL PUMP AS A TURBINE", has as general objective to design and build a laboratory module and analyze the parameters of a 1HP centrifugal pump as a turbine. The research used in this research project is experimental, deductive and descriptive that began with the identification of the need, definition of the problem, synthesis, analysis and optimization, evaluation and construction of the test module. With the selection of a centrifugal pump that will operate as a turbine that complies with the required parameters.

The results of the present project of investigation with the construction of the module were of great utility for the experimentation and later analysis of the pump working as turbine, whose results and its graphical determination took to revolutions of 3400 and 3600 RPM.

The conclusions of the thesis project were optimal. Being able to design, build the module for the study and test the parameters experimentally of a centrifugal pump operating as a turbine. Which is feasible to use a centrifugal pump as a turbine in micro hydroelectric plants instead of conventional turbines.

Key Words: Centrifugal pump, pumps like turbine, turbine pump.

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

En estos tiempos de siglo XXI contar con energía eléctrica se ha convertido en un factor importante para tener una mejor calidad de vida. Sin embargo, aún existen familias que carecen de energía eléctrica a pesar de contar con recurso hídrico solo que esté en menor proporción.

La presente investigación se refiere al funcionamiento de una bomba centrífuga como turbina, para dar una alternativa en instalación de micro central hidroeléctrica para brindar servicios de energía eléctrica en zonas que carecen de energía eléctrica y zonas no conectadas a Sistema eléctrico interconectado Nacional (SEIN) donde abunda la cuencas hídricas o potencia hídrica. A diferencia de todas las turbinas hidráulicas, las bombas hidráulicas son más comerciables y accesibles a la población; Las motivaciones de la presente investigación fueron. En materia técnica es necesario el conocimiento de diseño, instalación y operación de la aplicación de máquinas de manera reversible. En materia económica es el bajo costo de las bombas a diferencia de las turbinas. En materia académica este trabajo es fundamental para el desarrollo de diversas ideas de investigación de la Universidad Nacional Del Altiplano. En Materia social, satisface la necesidad de energía eléctrica para uso domiciliaria, agropecuaria, industrial y tecnológica en las zonas rurales u otros que cuentan con cuencas hídricas.

Para la funcionalidad directa y reversible de la bomba centrífuga es necesario conocer los parámetros de maquina hidráulicas y parámetros de fluido en campo que son caudal y altura de potencia hídrica.

Para analizar los parámetros de funcionamiento de una bomba centrífuga en modo bomba y modo turbina se diseña, se construye y se emplea un banco de prueba. Cabe resaltar

que para modo turbina se realizó un sistema de simulación de caída de agua a una altura 0-19 m y caudal $0.005\text{m}^3/\text{s}$. Luego se procedió a realizar prueba en modo bomba y modo turbina, se toma datos de instrumentos de medición, se procesó datos, se realizó análisis de datos y obtenemos los resultados del experimento. Siendo esta investigación del tipo deductivo, experimental y descriptivo.

CAPÍTULO I: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA. Se exponen planteamiento de problema de investigación, los objetivos, hipótesis y justificación.

CAPÍTULO II: REVISIÓN DE LITERATURA. Aquí se presentan antecedentes de investigación, base teórica que ayudan a fundamentar la investigación, el marco conceptual y las investigaciones técnicas más cercanas a tema de investigación.

CAPÍTULO III: DISEÑO METODOLÓGICO DE INVESTIGACIÓN. En este capítulo está determinado el tipo de investigación científica, selección de bomba centrífuga a experimentar y estudiar, diseño de banco de pruebas y simulación de altura neta y caudal, selección de generador.

CAPÍTULO IV: ANALISIS EXPERIMENTAL E INTEPRETACION DE RESULTADOS. En esta parte se realizan ensayos de motor, prueba de la bomba centrífuga en modo bomba y modo turbina, toma de medidas en equipos de medición, procesamiento de resultados comparación económica entre turbina convencional y bomba funcionando como turbina.

CAPÍTULO V: RESULTADOS Y DISCUSIÓN. Se presentan los resultados de la investigación.

Finalmente se presenta las conclusiones y recomendaciones de investigación.

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En el mundo la energía eléctrica generada a través de la energía hídrica es más utilizada, en nuestro continente y país existe todavía en abundancia la energía hídrica sin aprovechar.

El sistema interconectado de distribución eléctrica en el Perú no llega a zonas alejadas o aisladas, es por ello que las pequeñas centrales hidroeléctricas tiene importancia para así satisfacer los requerimientos de energía eléctrica en zonas rurales o no interconectadas, siendo un factor para la economía y desarrollo de las zonas aledañas mejorando la calidad de vida.

Sin embargo, no son instaladas las pequeñas centrales hidroeléctricas debido a la falta de conocimiento, por elevado costo de la turbina a usar, este producto y sus repuestos se tendrán que importar o esperar su fabricación más aun para zonas que viven aislados.

Para la viabilidad de pequeñas centrales hidroeléctricas a nivel nacional se estudia el funcionamiento de una bomba centrífuga como turbina ya que es mucho más fácil el adquirir una bomba centrífuga que fabricar una turbina con las características necesarias en campo, por lo tanto, nos planteamos los siguientes cuestionamientos.

Interrogante General:

¿Se puede conocer y experimentar el funcionamiento de una bomba operando como turbina?

Interrogantes Específicas:

¿Es posible el diseño de banco de prueba para estudio de una bomba operando como turbina?

¿Qué bomba se seleccionará para que opere como turbina?

¿Qué equipos, materiales instrumentos se seleccionará para el módulo?

¿Cuáles son los parámetros de una bomba funcionando como turbina?

¿Cuáles son las características de funcionamiento de una bomba operando como turbina?

¿Cuál es la diferencia económica de una bomba turbina y turbina convencional?

1.2 OBJETIVOS:

1.2.1 OBJETIVO GENERAL:

Diseñar y construir un módulo de laboratorio, y analizar los parámetros de una bomba centrífuga de 1HP como turbina.

1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

Realizar los diseños que permitan la construcción de un banco de pruebas para el estudio del funcionamiento de una bomba centrífuga como turbina.

Determinar características de la bomba para utilizar como turbina.

Seleccionar, implementar e instalar los equipos e instrumentos necesarios para el correcto funcionamiento de banco de pruebas.

Capturar, registrar los parámetros de una bomba funcionando como turbina.

Realizar análisis de las características de funcionamiento de una bomba operando como turbina.

Hacer una comparación económica con una turbina.

1.3 HIPÓTESIS:

1.3.1 HIPÓTESIS GENERAL:

El Estudio experimental de una bomba funcionando como turbina nos permitirá afirmar que si se puede usar una bomba como turbina para sus próximas aplicaciones en centrales micro hidroeléctricas.

1.3.2 HIPÓTESIS ESPECÍFICAS:

Se podrá construir un banco de prueba apropiada para el estudio de una bomba cuando opera como turbina.

Se podrá conocer las características de la bomba para utilizar como turbina.

Se podrá conocer los parámetros de los equipos e instrumentos necesarios para el correcto funcionamiento de banco de pruebas.

Conoceremos los parámetros de una bomba funcionando como turbina

Con el análisis de los parámetros podremos saber la eficiencia del funcionamiento de una bomba operando como turbina.

Con la comparación economía podremos saber si la bomba operando como turbina es más económica que una turbina convencional.

1.4 JUSTIFICACIÓN

La generación de energía eléctrica en zonas rurales no interconectadas al sistema de distribución eléctrica del Perú, es de suma importancia la investigación, ya que contribuye a solucionar diversos problemas en diferentes aspectos.

1.4.1 JUSTIFICACIÓN TÉCNICA

La aplicación de turbomáquinas de manera reversible exige un conocimiento de diseño y operación de la misma, puesto que las turbinas se eligen de acuerdo al recurso hídrico disponible para generar energía eléctrica.

1.4.2 JUSTIFICACIÓN ECONÓMICA

Una de las motivaciones para la utilización de bombas funcionando como turbina (con generador adaptado de motor asíncrono) en la generación de energía eléctrica a través de micro centrales hidroeléctricas reside principalmente en bajo costo de los equipamientos en comparación a las turbinas Francis, Pelton, hélice, Michael-Banki.

1.4.3 JUSTIFICACIÓN ACADÉMICA

Este proyecto es fundamental para el desarrollo de diversas ideas de investigación de la universidad nacional del altiplano, respecto a los temas de micro centrales hidroeléctricas, debido al potencial hidráulico que permite el montaje de diferentes proyectos, como la implementación de una turbina (bomba centrífuga funcionando de manera reversible).

1.4.4 JUSTIFICACIÓN SOCIAL

El presente estudio de una bomba centrífuga operando como turbina pretende dar solución a los problemas sociales, ya que va satisfacer la necesidad de tener energía eléctrica para uso domiciliaria, agropecuaria y tecnología en las zonas rurales o aisladas al sistema eléctrico interconectado nacional.

1.4.5 JUSTIFICACIÓN AMBIENTAL

Una bomba centrífuga operando como turbina se instala e implementa en un micro central hidroeléctrica, entonces los impactos ambientales son reducidos por no ser necesario la construcción de grandes represas, asimismo se reduce el uso de combustibles fósiles.

CAPÍTULO II

REVISIÓN DE LITERATURA

2.1 ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN

A continuación, se presentarán resultados de algunas investigaciones realizadas sobre la utilización de las bombas como turbinas en microcentrales hidroeléctricas, procurando resaltar la forma como se ha venido estudiando el tema, en años anteriores se realizó las investigaciones e implementación de las turbinas convencionales, sin embargo, actualmente se está implementando el uso de las bombas para que opere como turbina (BFT).

Augusto Nelson Carvalho Viana (1987) investigador de la universidad federal de ingeniería de Itajuba de Brasil, realizó el experimento de la bomba centrífugas operando como turbina, obteniendo un procedimiento de selección de bomba centrífuga para operar en reverso como turbina.

En el año de 1992, Alemania, los autores Chapallaz, Eichenberger y Fischer publica su libro “Manual on Pumps Used as Turbine”, donde realizó investigaciones con diferentes tipos de bomba para que funcione como turbina, además de ello propone la implementación de motores de inducción en BFT para reducir el costo de un micro central.

Para sustituir las turbinas convencionales como Peltón, Francis y Hélices, se realiza investigaciones en la Universidad de Nottingham de Inglaterra, donde se estudió bombas como turbina por el doctor Arthur Williams, quien ha escrito un libro referente a este tema (Pumps as Turbines: A User's Guide, 1995).

En 2008, Colombia, el 20% de la población tiene un elevado costo por Kilovatios instalados, debido al elevado costo de importación de equipos, por ello Ramiro Ortiz Flores, realiza el proyecto “Maquinas reversibles aplicadas a microcentrales hidroeléctricas “que da solución a este problema.

2.2 BASE TEORÍA

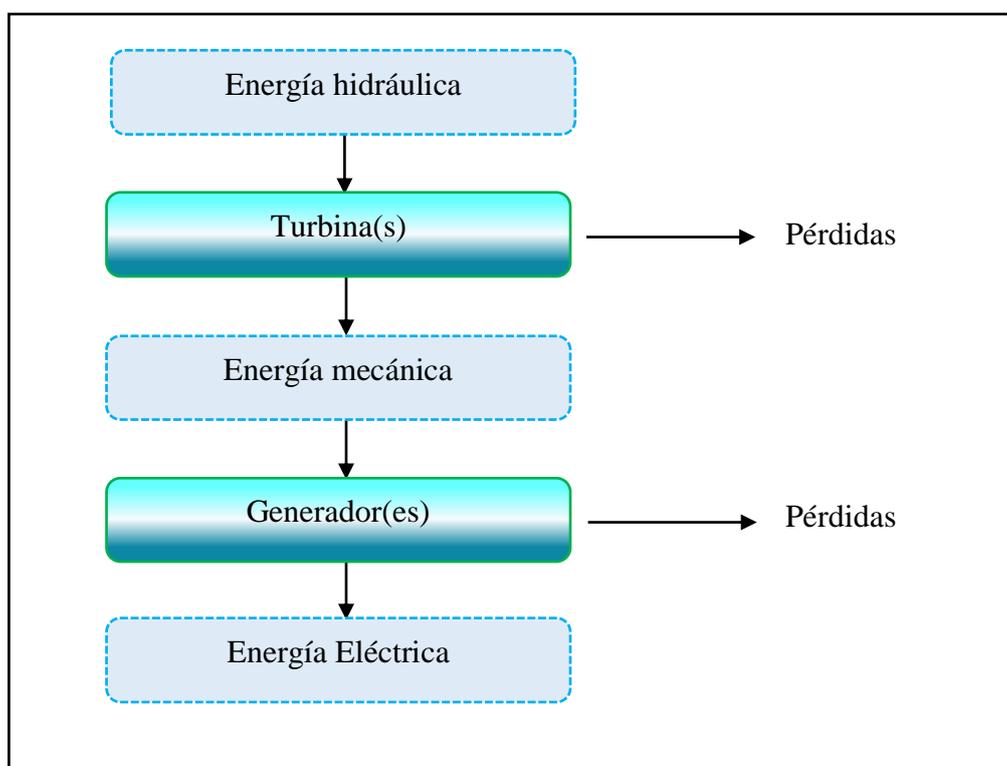
2.2.1 ENERGÍA HIDRAÚLICA

La energía hidráulica también llamado energía hídrica es aquella que se obtiene del aprovechamiento de las energías cinética y potencial de la corriente del agua, saltos de agua o mareas. La energía hidráulica se obtiene por la fuerza del agua, una de ellas es cuando esta cae desde cierta altura provocando el movimiento de ruedas hidráulicas o turbinas. (Sánchez, y otros, 2010, pág. 5)

2.2.2 MINI Y MICROCENTRALES HIDROÉLECTRICAS

Las centrales hidroeléctricas pueden definirse como instalaciones mediante las que se consigue aprovechar la energía contenida en una masa de agua situada a una cierta altura, transformándola en energía eléctrica. Esto se logra conduciendo el agua desde el nivel en el que se encuentra, hasta un nivel inferior en el que se sitúan una o varias turbinas hidráulicas que son accionadas por el agua y que a su vez hacen girar uno o varios generadores, produciendo energía eléctrica. La figura 2.1. Ilustra este esquema.

A las centrales hidroeléctricas cuya potencia instalada es inferior a 5000 kW se les denomina pequeñas centrales, minicentrales y microcentrales hidroeléctricas (Olade, 1979, p. 12)

Figura 2.1: Transformación de energía hidráulica en energía eléctrica

Elaboración Propia

2.2.3 CLASIFICACIÓN DE PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

Se clasifica de acuerdo a la potencia instalada, según la Organización Latinoamericana de Energía (OLADE) de la siguiente forma:

Microcentral: potencia = 5-50 kw.

Minicentral: Potencia = 50-500 kw.

Pequeña central Potencia = 500-5000 kw.

2.2.4 TURBINAS HIDRÁULICAS

Las turbinas hidráulicas tienen como misión transformar la energía potencial y cinética del agua en energía mecánica de rotación. (Penche, 1998, pág. 165)

2.2.4.1 CLASIFICACIÓN DE TURBINAS HIDRÁULICAS PARA PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

Las turbinas hidráulicas se clasifican en dos grandes grupos, turbinas de acción y turbinas de reacción. Las turbinas de acción son aquellas en las cuales el agua impacta en el álabe de la turbina a presión atmosférica; en este caso el agua es dirigida hacia los álabes a través de un eyector, que convierte la energía potencia del agua en energía mecánica a través de cambios de sección.

En las turbinas a reacción el agua llega a los álabes de la turbina a una presión superior a la presión atmosférica, pero también a una velocidad alta, es decir, su ingreso conlleva la introducción de energía cinética y energía potencial, que son transformadas por la turbina en energía mecánica y rotación. (Dávila, Vilar, Villanueva, & Quiroz, 2010, pág. 143)

- **Turbinas Peltón**

Son turbinas de acción en las que la tobera o toberas (una turbina de eje vertical puede tener hasta seis toberas, con uno o con dos rodetes) (Berrondo, Mongeles Oquiñena, & Pellejero Salaberria, 2007, págs. 5,6) transforman la energía de presión del agua en energía cinética. Cada tobera produce un chorro, cuyo caudal se regula mediante una válvula de aguja. Suelen estar dotadas de un deflector, cuya misión es desviar el chorro para evitar que, al no incidir sobre las cazoletas, se embale la turbina, sin tener que cerrar bruscamente la válvula de aguja, maniobra que podría producir un golpe de ariete. Se utilizan en saltos entre 40 y 1200 m. (Penche, 1998, pág. 166).

- **Turbinas Turgo**

La turbina Turgo puede trabajar en saltos con alturas comprendidas entre 15 y 300 metros. Como la Pelton, se trata de una turbina de acción, pero sus alabes tienen una distinta forma y disposición. El chorro incide con un ángulo de 20° respecto al plano diametral del rodete, entrando por un lado del disco y saliendo por el otro. A diferencia de la Pelton, en la turbina Turgo el chorro incide simultáneamente sobre varios alabes, de forma semejante a como lo hace el fluido en una turbina de vapor. Su menor diámetro conduce, para igual velocidad periférica, a una mayor velocidad angular, lo que facilita su acoplamiento directo al generador. Al eliminar el multiplicador reduce el precio del grupo y aumenta su fiabilidad (Penche, 1998, pp. 166,167).

- **Turbinas de Flujo Cruzado**

Esta turbina, conocida también con los nombres de Michell-Banki, en recuerdo de sus inventores [...]. se utiliza con una gama muy amplia de caudales (entre 20 l/seg y 10 m³/seg) y una horquilla de saltos entre 1 y 200 m. Su rendimiento máximo es inferior al 87%, pero se mantiene casi constante cuando el caudal desciende hasta el 16% del nominal, y tiene un mínimo técnico inferior al 10% del caudal de diseño. (Penche, 1998, pág. 167).

El agua entra en la turbina a través de un distribuidor, y pasa a través de la primera etapa de alabes del rodete, que funciona casi completamente sumergido (incluso con un cierto grado de reacción). Después de pasar por esta primera etapa, el flujo cambia de sentido en el centro del rodete y vuelve a cruzarlo en una segunda etapa totalmente de acción. Ese cambio de dirección no resulta fácil y da lugar a una serie de choques que

son la causa de su bajo rendimiento nominal. El rodete consta de dos o más discos paralelos, entre los que se montan, cerca del borde, unas láminas curvadas que hacen el papel de alabes. Estos rodetes se prestan a una construcción artesanal en países en vía de desarrollo, aunque naturalmente nunca alcanzarán los rendimientos de las unidades construidas con los medios técnicos apropiados (Penche, 1998, pág. 167).

- **Turbinas Francis**

En el caso de la turbina Francis, hay una variedad de diseños que permiten una cierta relatividad en su comportamiento. Es decir, para una altura y caudal determinado se pueden obtener diferentes velocidades de giro de la máquina dependiendo del diseño de los álabes, esto ocurre por tratarse de una máquina a reacción. Las turbinas de reacción reciben el caudal de agua a tubo lleno, que se acopla directamente con la voluta de la turbina, en algunos casos se utilizan pequeñas reducciones de área. Generalmente llevan una corona de álabes directrices que permiten variar el caudal según las necesidades de energía. En estas turbinas el agua se desplaza como encauzada en una conducción forzada, pasando del distribuidor –fijo al rodete -móvil- al que cede su energía, sin entrar, en ningún momento, en contacto con la atmósfera. (Dávila, Vilar, Villanueva, & Quiroz, 2010, pág. 148).

- **Turbinas Kaplan y de Hélice**

Son turbinas de reacción de flujo axial. Los alabes del rodete en las Kaplan son siempre regulables, mientras que los de los distribuidores, pueden ser fijos o regulables. Si ambos son regulables la turbina es una verdadera Kaplan; si solo son regulables los del rodete, la turbina es una Semi-Kaplan. Para su regulación, los alabes del rodete giran

alrededor de su eje, accionados por unas manivelas, que son solidarias de unas bielas articuladas a una cruceta, que se desplaza hacia arriba o hacia abajo por el interior del eje hueco de la turbina. Este desplazamiento es accionado por un servomotor hidráulico, con la turbina en movimiento. (Penche, 1998, pág. 170).

Las turbinas Kaplan son de admisión radial mientras que las semi-kaplan pueden ser de admisión radial o axial.

Las turbinas de hélice se caracterizan porque tanto los alabes del rodete como los del distribuidor son fijos, por lo que solo se utilizan cuando el caudal y el salto son prácticamente constantes. (Penche, 1998, pág. 170).

- **Bombas trabajando como turbinas**

Las bombas centrífugas pueden trabajar como turbinas sin más que invertir su sentido de giro y hacer pasar el agua de la salida hacia la entrada. Como no tienen posibilidad de regulación, solo pueden utilizarse con un caudal y una altura de salto prácticamente constantes. (Penche, 1998, pág. 170).

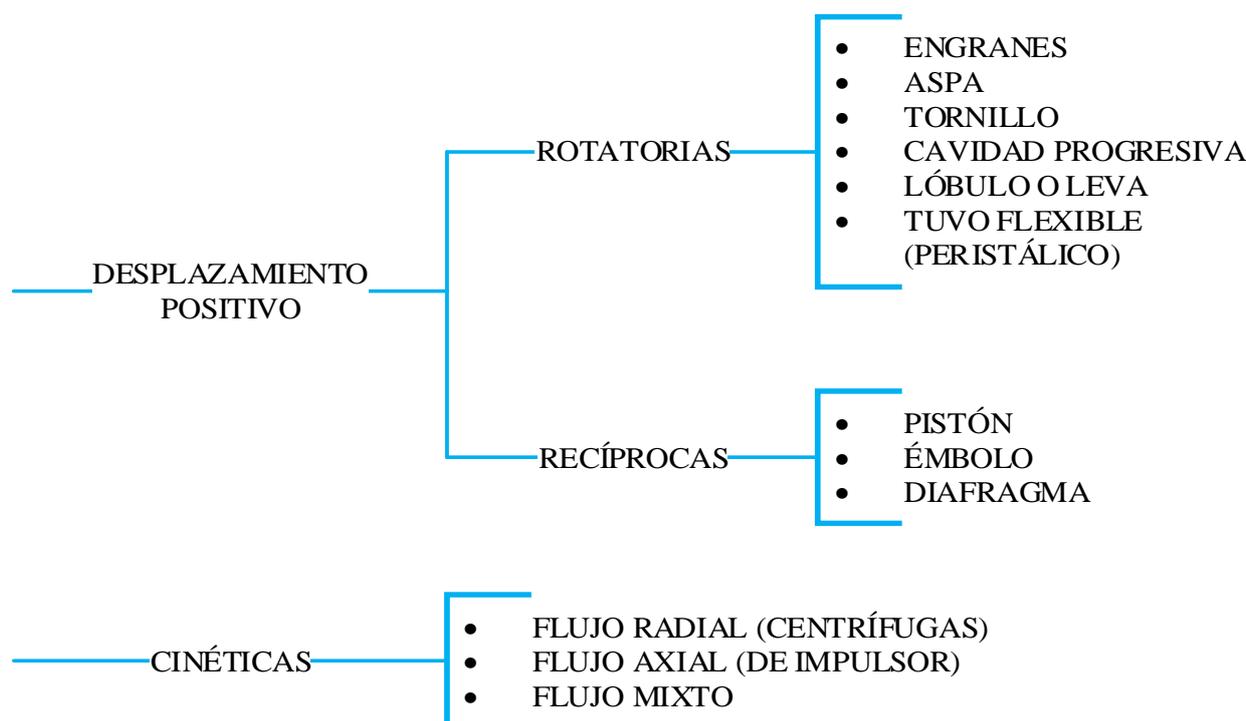
2.2.5 BOMBAS HIDRÁULICAS

Una máquina de fluido es un sistema mecánico que intercambia energía con el fluido que está contenido o que circula a través de ella. Son máquinas de fluido las bombas, los ventiladores, los compresores, las turbinas hidráulicas, las turbinas de vapor y de gas, pero también los tornillos de Arquímedes o las ruedas hidráulicas. La gran complejidad del flujo en estas máquinas, aun supuesto ideal, hace que su estudio sea motivo de investigación permanente y que su diseño se apoye tanto en la experimentación como en

el desarrollo de teorías y simulaciones que analicen el flujo tridimensional. (Heras, 2011, pág. 121)

En el mercado puede encontrarse una amplia diversidad de bombas siendo los tipos básicos como de aprecia en la figura 2.2

Figura 2.2: Tipos de bombas



FUENTE: (Mott, 2006, pág. 386)

2.2.5.1 BOMBAS CENTRÍFUGAS

Las bombas centrífugas de flujo radial es de tipo más común de bomba cinética. El fluido se lleva al centro del impulsor y después es lanzado hacia afuera por las aspas. Al salir del impulsor, el fluido pasa por una voluta en forma de espiral, donde baja en forma gradual y ocasiona que parte de la energía cinética se convierta en presión de fluido (Mott, 2006, pág. 392). La clasificación de bombas centrífugas (Comisión nacional del agua, pág. 352) son:

- ***Bombas Centrífugas de Flujo Radial***

El movimiento del fluido se inicia en un plano paralelo al eje de giro del impulsor de la bomba y termina en un plano perpendicular a éste. Estas bombas pueden ser horizontales o verticales.

- ***Bombas Centrífugas de Flujo Mixto***

El movimiento del fluido dentro del impulsor se desarrolla en tres direcciones, tangencial, radial y axial al eje de giro del impulsor de la bomba. Estas bombas desarrollan su carga parcialmente por fuerza centrífuga y parcialmente por el impulso de los alabes sobre el líquido.

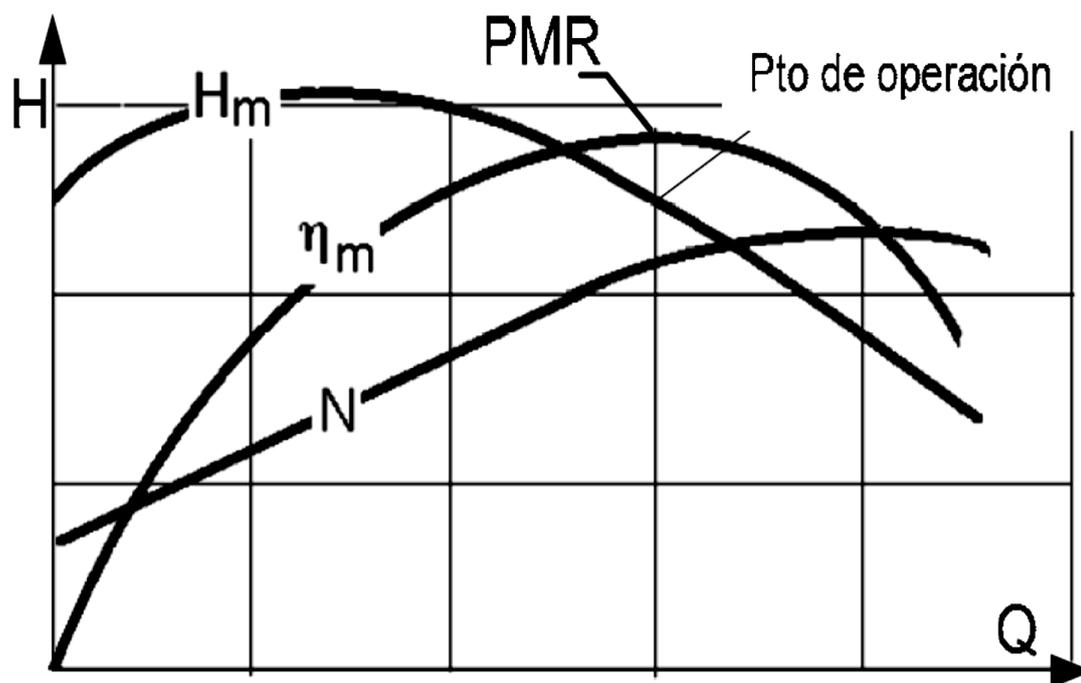
- ***Bombas Centrífugas de Flujo Axial***

La dirección del fluido en el impulsor es en forma axial y alrededor del eje de giro del impulsor de la bomba, sin tener cambios de dirección. Estas bombas desarrollan su carga por la acción de un impulso o elevación de los alabes sobre el líquido y usualmente son bombas verticales de un solo paso.

2.2.5.2 CURVAS DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA CON VELOCIDAD DE ROTACIÓN CONSTANTE

Las curvas características de una bomba centrífuga se presentan, representando gráficamente, la carga de la bomba, H la potencia requerida o potencia al freno, N y el por los fabricantes rendimiento, η con respecto al caudal, Q a una velocidad de rotación constante. Estas curvas características se determinan, normalmente, mediante ensayos de laboratorio.

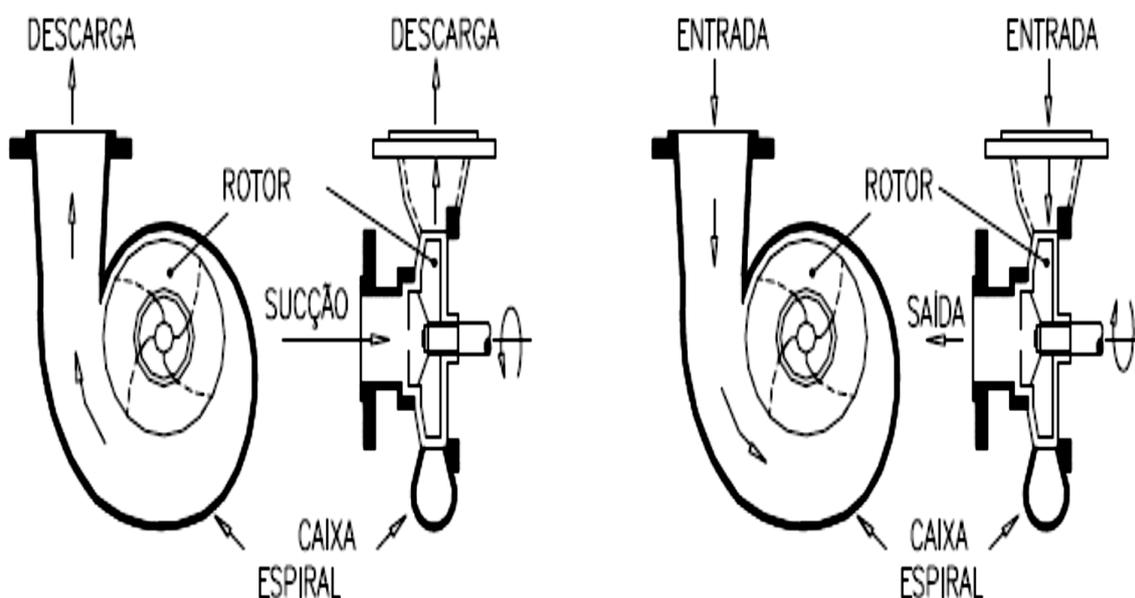
Figura 2.3: Curva característica de una bomba centrífuga



FUENTE: (Mott, 2006, pág. 399).

2.2.6 DIFERENCIAS ENTRE UNA BOMBA Y UNA TURBINA

La aplicación de teoría hidráulica es la misma para ambas máquinas como se muestra en la figura 2.4, sin embargo, el comportamiento del flujo de fluido real incluyendo la fricción y la turbulencia resultan diferentes en algunos aspectos para el diseño de la bomba y la turbina.

Figura 2.4: Bomba centrífuga funcionando como bomba y turbina

FUENTE: (Viana Carvalho & Nogueira Horta, Bombas de Fluxo Operando como Turbinas: Procedimento de Seleção, 2002, pág. 2)

✓ CONDICIONES DE OPERACIÓN

Bombas: Estas máquinas por lo general, operan bajo un caudal, altura, y velocidad de rotación constante. Por lo tanto, estas son diseñadas para un punto de operación en particular y que se denomina Punto de Funcionamiento y no requieren de un dispositivo de regulación de caudal o distribuidos. En condiciones ideales, el punto de funcionamiento coincide con las máximas eficiencia de la máquina.

Turbina: Operan bajo condiciones de caudales y alturas variables. En pequeñas centrales hidráulicas, el caudal debe ser ajustado de acuerdo a las variaciones estacionales del agua disponible o ajustar la potencia o energía de salida de acuerdo al nivel de demanda del centro de consumo. El caudal es regulado por medio de alabes de distribución en máquinas

de reacción (Francis, Kaplan, etc.); o por un inyector, en el caso de máquinas de acción (Pelton, etc.).

Tabla 2.1: Diferencia principal de fluido y flujo en bombas y turbinas.

	TURBINA	BOMBA
Flujo de Energía	<p>La entrada de energía es de tipo hidráulica y por medio de un fluido (agua) bajo presión.</p> <p>La salida de la energía es de tipo mecánica y a través del torque en el eje de la máquina.</p>	<p>La entrada de la energía es de tipo mecánica y a través del torque en el eje de la máquina.</p> <p>La salida de la energía es de tipo hidráulica y por medio de un fluido bajo presión.</p>
Altura de Presión Hidráulica	<p>La altura neta de la Turbina decrece (fricción fluida) con el incremento del caudal.</p>	<p>La altura dinámica total a ser generada por la bomba se incrementa con el incremento del caudal.</p>
Sentido de Rotación	<p>El rotor de la turbina gira en dirección opuesta al sentido de rotación del impulsor de la bomba.</p>	
Dirección del Torque	<p>En ambos modos tienen la misma dirección</p>	

FUENTE: (Chapallaz, 1992, pág. 9)

✓ DISEÑO HIDRÁULICO.

Bomba: La energía cinética entregada al fluido debe ser transformada, toda o parcialmente, en energía de presión o potencial; es decir que el flujo debe ser desacelerado a lo largo de su trayectoria que va desde el impulsor hasta la cámara espiral o voluta. Esta desaceleración por lo general es muy sensible al fenómeno de separación y, por lo tanto, con la formación de vórtices y/o remolinos. Para evitar estos fenómenos anormales, los pasajes del impulsor son realizados de grandes canales lisos con incremento gradual de su sección transversal. Las pérdidas por fricción en estos canales son por lo general, relativamente altas, como se observa en la tabla 2.1.

Turbina: En estas máquinas el flujo es acelerado, lo cual el mismo está más propenso a turbulencias; por lo tanto, los pasajes en el rotor son relativamente cortos lo cual reduce las pérdidas por fricción y nos asegura una alta eficiencia. (Chapallaz, 1992, pág. 10).

✓ UBICACIÓN DE LA MÁQUINA – CAVITACIÓN

Bombas: Si la ubicación física de estas máquinas en relación al nivel del agua en la admisión está en un punto crítico, es decir si esta altura de aspiración es demasiado alta puede presentarse el fenómeno de cavitación. En este contexto, el diseño de la tubería de succión adquiere una importante consideración dado que las pérdidas por fricción en la tubería de succión reducen la presión a la entrada de la bomba y esto incrementa las posibilidades a la tendencia a la cavitación.

Turbinas: Son menos sensibles a la cavitación dado que las pérdidas por fricción en el tubo de aspiración incrementan la contrapresión sobre la turbina (Chapallaz, 1992, pág. 10).

2.3 LA REVERSIBILIDAD DE BOMBA CENTRÍFUGA

Para entender el funcionamiento de una bomba en modo turbina, es necesario explicar antes de manera sistemática, sobre el comportamiento de la bomba como turbina y consideraciones a tener; además de ello presentaremos los métodos de elección de una bomba para que opere como turbina, con lo que iniciamos el enlace de una serie de argumentos con los que procuraremos responder satisfactoriamente a nuestros objetivos de investigación.

Hay estudios que indican que es posible y factible el uso de bombas centrifugas y de diversos tipos para usar como turbina. Además, tiene ventaja económica, técnica y disponible en mercado. Entre las bombas a usar como turbina se encuentra las bombas centrífugas standard y bombas de flujo mixto, mientras que, para el caso de bombas de flujo axial, las ventajas se hacen menos notorias analizando cualquier aspecto de estas. (Chapallaz et al, 1990). Para que una bomba funcione como turbina es necesario que se invierta el sentido de flujo, un considerado caudal y altura cuya consecuencia es la inversión de rotación de rotor. (Viana Carvalho & Nogueira Horta, Bombas de Fluxo Operando como Turbinas: Procedimento de Seleção, 2002, pág. 1)

2.3.1 MOTIVOS PARA USAR BOMBA CENTRÍFUGA COMO TURBINA

- Se fabrica poco turbina en comparación de bomba.
- El mercado de turbinas es pequeño comparado con el mercado que presentan las bombas centrífugas.
- La disponibilidad de accesorios de una bomba centrífuga en caso de mantenimiento, es más accesible que en el caso de turbinas.

- Las bombas centrífugas son robustas y simple a la vez no necesita técnico altamente calificado para su mantenimiento.
- Posee rendimiento un poco inferior comparando con las turbinas convencionales (desventaja). (Chapallaz, 1992, pág. 11).

2.3.2 DIFERENCIA DE FUNCIONAMIENTO DE BOMBA Y MODO TURBINA.

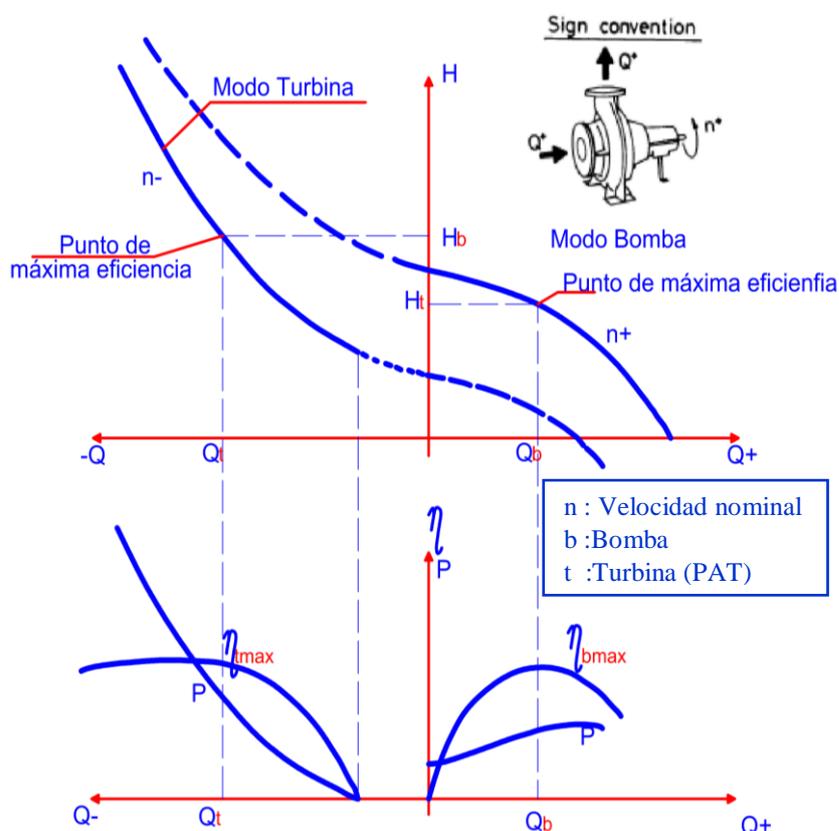
2.3.2.1 CURVAS DE FUNCIONAMIENTO

La eficiencia de una bomba y/o turbina, por lo general se presenta en diagramas de altura en función del caudal o bajo la misma relación funcional. La eficiencia de la bomba y en modo turbina pueden ser llevados a un único diagrama de altura en función de caudal, teniendo en cuenta que el caudal está comprendido en un rango que tomará valores positivos (modo bomba) y negativos (modo turbina). La curva de la figura 2.5, nos muestra la característica “Altura Total en función del Flujo” de una bomba y una bomba funcionando como turbina, para una misma velocidad de rotación en los dos modos de trabajo. En ella se visualiza que el punto de mayor eficiencia en el modo bomba no corresponde para la misma combinación de valores de altura y caudal para el punto de mayor eficiencia en el modo turbina. Además, no es suficiente determinar el punto de máxima eficiencia. Sin embargo, no es suficiente determinar el punto de máxima eficiencia en el modo turbina y trasladar los valores de caudal y altura a modo bomba, como se indica en la figura, dado que la eficiencia también depende del flujo a través de la máquina. (Ortiz, 2008).

Los comportamientos de Maquinas hidráulicas respecto a la energía hídrica impulsada (bomba) y aprovechada (turbina) es presentado por lo general en unos diagramas de altura, potencia y eficiencia en función del caudal.

La curva de funcionamiento de la bomba y en modo turbina pueden ser llevados a un único diagrama de altura en función de caudal, con la consideración que este estará comprendido en un rango que tomará valores positivos.

Figura 2.5: Parámetros del funcionamiento en modo bomba y turbina



Fuente: (Viana Carvalho & Nogueira Horta, Bombas de Flujo Operando como Turbinas:

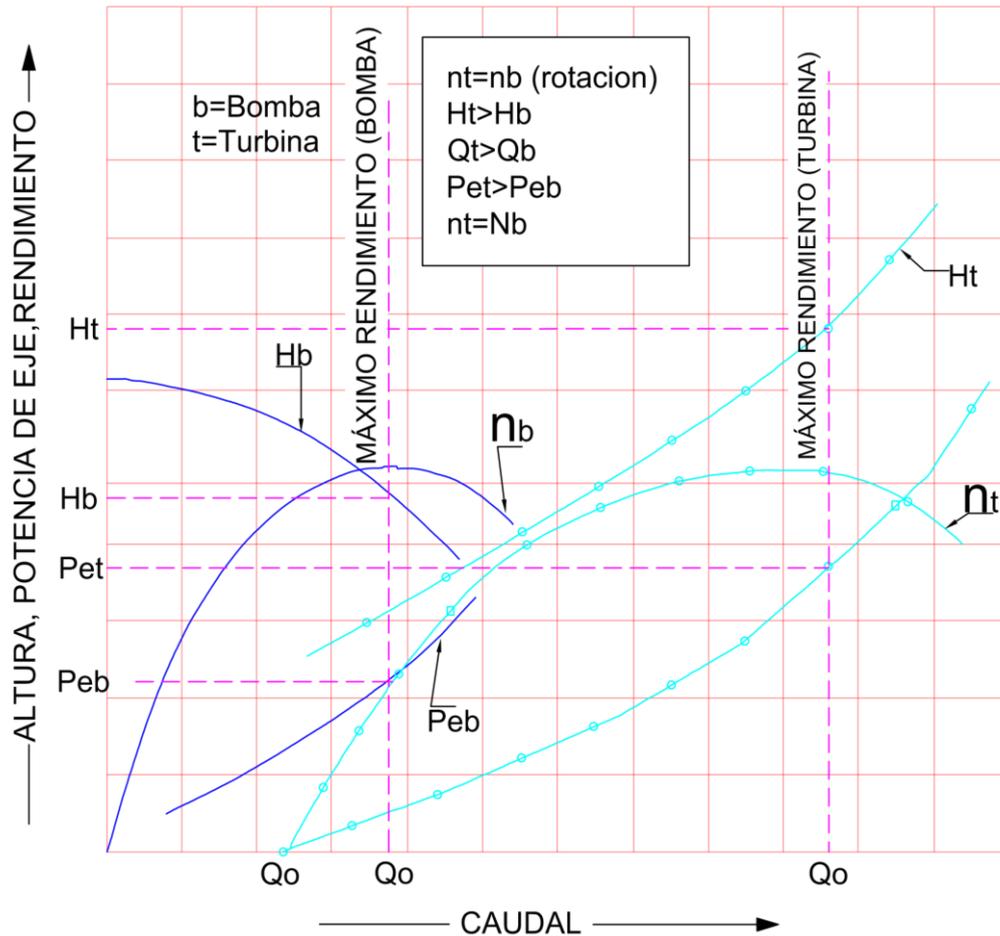
Procedimento de Seleção, 2002, pág. 2)

La curva que se presenta a continuación figura 2.6 nos muestra la curva característica altura total (H) en función del Flujo de una bomba y una BFT. Estas, están dado para una misma velocidad de rotación en los dos modos de trabajo.

En la figura 2.6 se presenta altura (H), potencia de eje (Pe) y eficiencia (η) en función de Caudal (Q) de la bomba y en modo turbina de la misma turbomáquina en la

gráfica anterior Se puede visualizar de manera precisa que la eficiencia máxima en modo bomba y modo turbina no corresponde a misma altura y caudal.

Figura 2.6: Comportamiento de la bomba en modo directo e inverso



FUENTE: (Viana Carvalho & Nogueira Horta, Bombas de Fluxo Operando como Turbinas: Procedimento de Seleção, 2002)

Cuando un ingeniero quiere elegir una turbina para aprovechar la energía hidráulica hace con toda la intención de que esta funcione de manera óptima, lo mismo ocurre cuando se quiere seleccionar una bomba para ser utilizada como turbina. Para transformar la altura y el caudal en energía mecánica tiene que ser para la mejor performance de la bomba y trasladar estos valores al modo de operación como turbina. La relación entre el modo

bomba y el modo turbina no es la misma para cualquier tipo y dimensión de bomba depende de las características que presenta el flujo a través de las máquinas (Chapallaz, 1992). Esto ocurre porque cada bomba tiene diferente forma geométrica como el número de alabes de rodete, ángulo de alabes, diámetro de entrada y salida de flujo, cámara espiral y o distribuidor, etc.

Es necesario que altura y caudal de bomba funcionando como turbina (BFT) sean mayores que de la bomba funcionando como bomba para una misma rotación. (Viana Carvalho, Comportamiento de Bombas Centrífugas Funcionando Como Turbinas Hidráulicas, 1987) Uno de los factores es porque la potencia generada en modo turbina es mayor. Además, hay pérdidas al momento de interactuar el fluido con los alabes de la máquina que es evaluado por la eficiencia de la máquina. El problema es, que estas pérdidas en el modo bomba no son exactamente las mismas cuando el flujo es reverso en el modo turbina. (Chapallaz, 1992, pág. 35).

2.3.2.2 INTERCAMBIO DE ENERGÍA HIDRÁULICA Y ROTACIÓN

Teoría de Euler es la ecuación fundamental para estudio de las turbomáquinas, tanto como para las turbinas hidráulicas. La ecuación de Euler gobierna la transferencia de energía entre el rodete y el fluido, sirve para una explicación teórica del porque la curva de funcionamiento de bomba y en modo turbina es diferente a pesar de ser la misma máquina y rotar a la misma velocidad como se ve en la figura 2.6

Aplicando la ecuación de Euler para máquinas ideales, podemos dibujar las curvas (líneas) de comportamientos en modo bomba y turbina como se ve en la figura 2.7 la ecuación de Euler está dado por la ecuación 2.1 es solo valida solamente para un infinito número de alabes.

$$H_u = \frac{(u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1})}{g} \quad (2.1)$$

Para condiciones ideales, caudal y altura de diseño en ambos casos en modo bomba y modo turbina son idénticos. Sin embargo, para la consideración de máquinas y fluido real, se deben considerar dos efectos importantes:

- Geometría de la bomba.
- Pérdidas hidráulicas del fluido real. (Chapallaz, 1992, pág. 35)

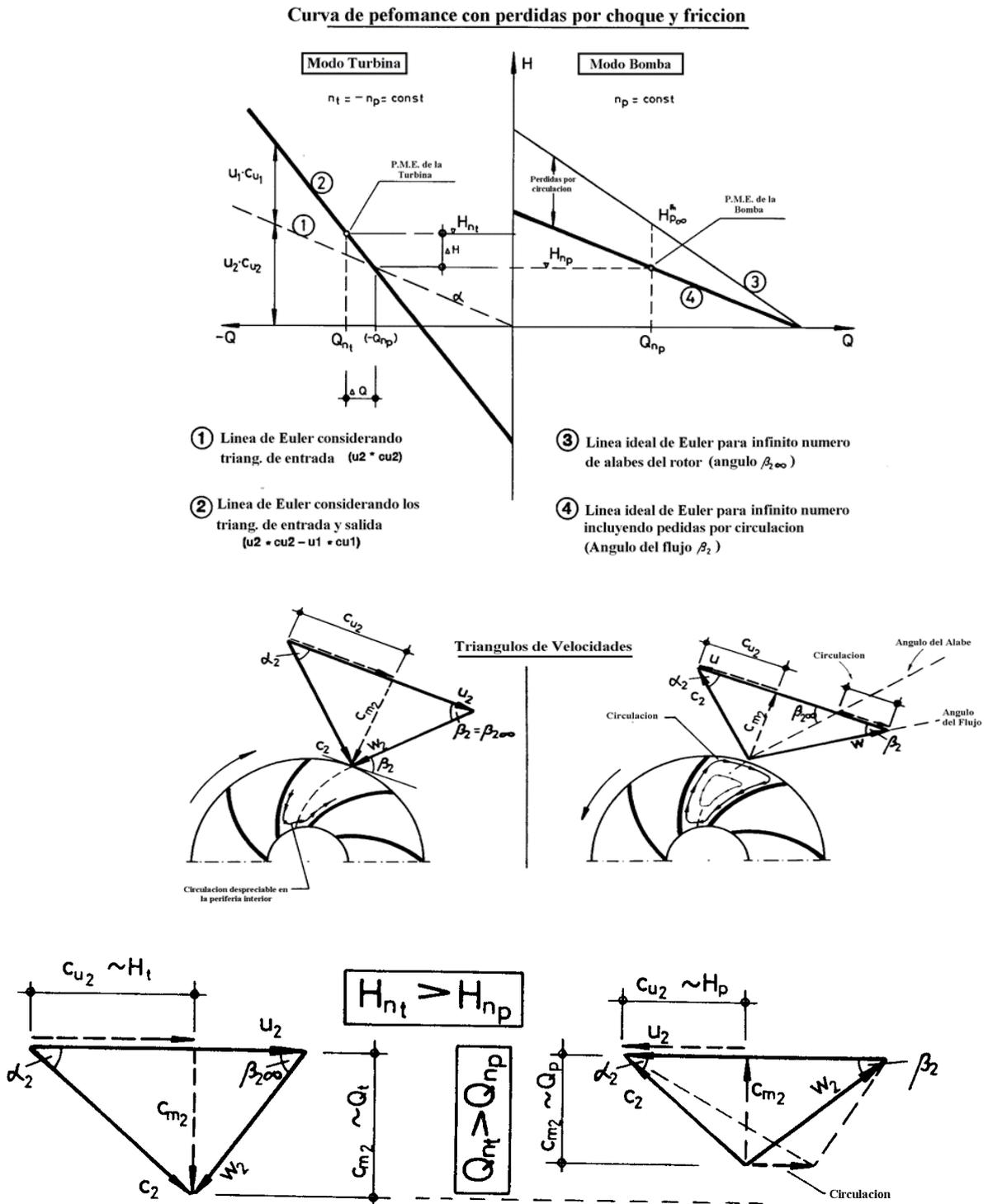
Efecto Geométrica (influencia de número finito de alabes)

De manera ideal se puede decir que la operación óptima que alcanza una bomba corresponde a un caudal sin recirculación interno (entre alabes).

La altura correspondiente se la determina por medio del diagrama de vectores de velocidades a la salida, donde el ángulo β_2 es el elemento decisivo en la consideración del modo bomba (Chapallaz, 1992, pág. 35).

La ecuación de Euler asume un número infinito de alabes para funcionamiento teórica de una turbomáquina (Mataix, 1986). En una bomba en condiciones reales asume número finito de alabes con efectos secundarios como la recirculación de flujo provocadas por la rotación del impulsor.

Figura 2.7: Diferencias de performance entre bomba y modo turbina debido a pérdida de circulación (efecto geométrico).



FUENTE: (Chapallaz, 1992, pág. 37)

Debido a estas pérdidas por circulación, la velocidad a la salida del impulsor del fluido es ligeramente desviada su dirección y por lo tanto abandona el impulsor no con un ángulo $\beta_{2\infty}$ sino con un ángulo β_2 . Esto se manifiesta en una reducción de la altura de presión generada (Chapallaz, 1992, pág. 35) Que es muy diferente a la energía por fricción.

Ahora si a la bomba hacemos trabajar de manera inversa es decir como la turbina, la operación principalmente depende del triángulo de entrada siendo la voluta o cámara espiral (α_2) el elemento de regulación. Como se ve en la figura 2.7 ahora las pérdidas por circulación ocurren alrededor de interior del rotor que es de diámetro pequeño es despreciable en comparación a performance de la bomba.

El funcionamiento de la máquina para un flujo sin fricción y en el modo turbina corresponde por lo tanto a las condiciones ideales de Euler (número infinito de alabes y no presencia de recirculación del flujo). tanto la altura como el flujo para el punto de máxima eficiencia (Triangulo a la entrada con $\alpha_{2,2\infty}$) tendrá parámetros hidráulicos mayores a los correspondientes al punto de máxima eficiencia en modo bomba. (Chapallaz, 1992, pág. 35).

La geometría de la maquina determina y condiciona la transferencia de energía entre el fluido y el rotor, en resumen:

- En el modo bomba; el flujo se desvía levemente y el elemento decisivo en esto es el ángulo β_2 .
- En el modo turbina; el fluido se acerca al impulsor diseccionado por la cámara espiral o voluta y el elemento decisivo es el ángulo α .

El incremento de caudal en modo turbina aumenta una considerable recirculación en perímetro interior de impulsor, modificando el triángulo de salida por lo tanto no se podrá considerar en condiciones ideales de Euler.

Pérdidas hidráulicas del fluido real.

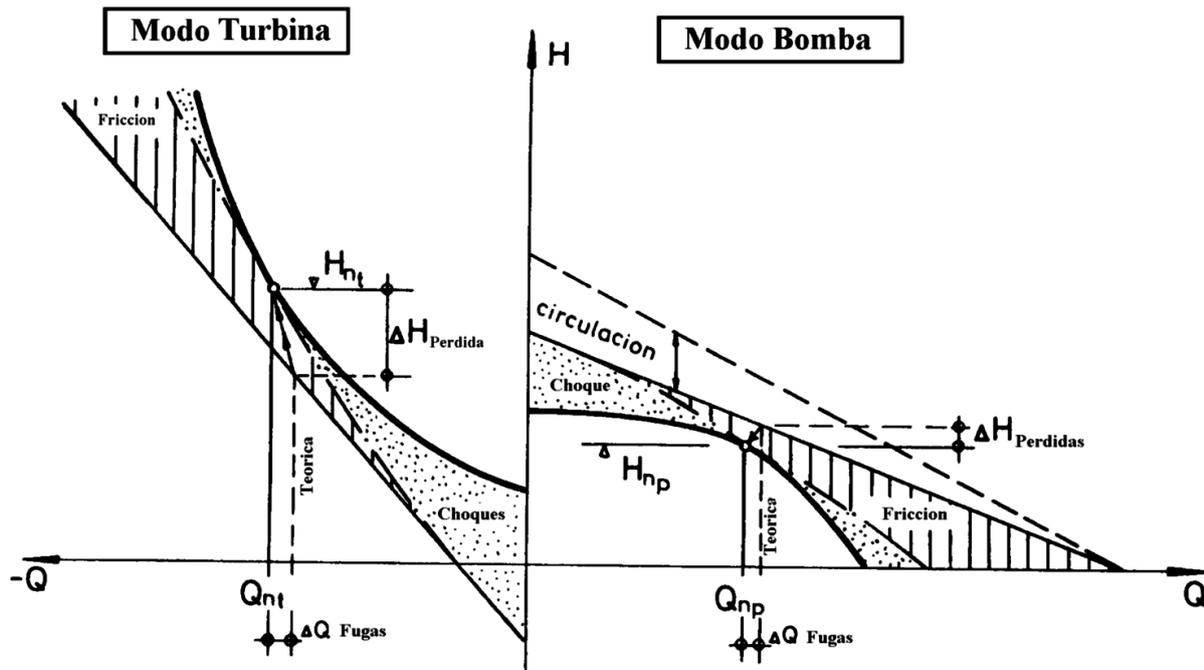
El flujo al pasar por el impulsor choca contra la maquina interna creando así pérdidas por choque y fricción, entonces La altura dinámica total generada por la bomba siempre es menor que la altura dinámica ideal. La relación de esta se denomina eficiencia energética de la bomba.

La energía transferida en el modo turbina es reversible. Considerando que una BFT opera en condiciones de escurrimiento optimo, un incremento en la presión deberá producir algún efecto sobre la BFT. En base a esto podemos decir que las pérdidas de fricción y por choque se deberán adicionar a la altura dinámica ideal que se obtiene a partir de la ecuación de Euler. (Chapallaz, 1992, pág. 37).

Además de las pérdidas antes mencionadas hay una perdida hidráulica que se denomina Pérdidas Volumétricas que ocurren en las bombas debido a fugas de fluido a partir del lado de alta presión hacia el lado de baja presión. La eficiencia correspondiente a estas pérdidas se las denominas como Eficiencia Volumétrica. Entonces la eficiencia hidráulica es:

$$\eta_{hidraulica} = \eta_{Energetica} * \eta_{volumetrica} \quad (2.2)$$

Figura 2.8: Diferencias de performance entre bomba y modo turbina incluyendo a pérdidas hidráulicas



FUENTE: (Chapallaz, 1992, p. 37)

Pérdidas de similares características se hacen presente cuando se utiliza en el modo de turbina, es decir, existen pequeñas cantidades de fluido que no pasan por rotor de BFT sino por alrededor sin contribuir a la transferencia de energía. Entonces para mantener las condiciones de caudal y altura en óptimo se tiene que incrementar el caudal.

Las pérdidas hidráulicas entre la relación del funcionamiento de modo bomba y modo turbina, sin considerar los efectos geométricos o pérdidas de circulación está dado por la ecuación (2.3) y (2.4). (Chapallaz, 1992, pág. 38).

$$H_b = H_E * \eta_b \tag{2.3}$$

$$H_t = \frac{H_E}{\eta_t} \quad (2.4)$$

Donde:

H_b : altura de modo bomba.

H_t : altura de modo turbina.

η_b : eficiencia en modo bomba.

η_t : eficiencia en modo turbina

H_E : es altura de Euler calculada en condiciones ideales donde no se considera pérdidas por recirculación.

Entonces de la ecuación (2.3) y (2.4) se puede deducir que:

$$\frac{H_b}{H_t} = \eta_t * \eta_b \quad (2.5)$$

De acuerdo a los experimentos realizados por Chapallaz, Eichenberger y Fischer han podido confirmar que la eficiencia en modo turbina puede llegar a tomar valores muy próximos a los que se obtienen en el modo bomba, entonces se tiene la ecuación (2.6).

$$\frac{H_b}{H_t} = \eta_b^2 \quad (2.6)$$

Por lo tanto una BFT requiere una Altura Neta que este comprendida entre un 30% y 150% mayor que para el modo bomba a fin de que la turbina pueda operar en el punto máximo de eficiencia. (Chapallaz, 1992, pág. 38) Es decir para una altura y caudal dado por las condiciones de sitio o de campo hay que elegir una bomba con poca capacidad de altura y caudal respecto al sitio para que opere de modo turbina.

2.3.3 CONSIDERACIONES TÉCNICAS

La bomba seleccionada para operar como turbina, trabajará fuera de su régimen normal de operación; por ello deben verificarse las siguientes condiciones de operación en modo turbina y elementos de diseño:

Velocidad de Embalamiento.

La bomba al operar en modo turbina usualmente trabajara con una velocidad mayor, por ello se deberá verificar que la velocidad de embalamiento sea inferior a las condiciones límites de diseño mecánico de la bomba.

Cavitación.

La bomba en modo turbina presentara cavitación en zonas donde la presión llega a un punto de magnitud inferior a la tensión de vapor del fluido, por ello es necesario mantener una altura de succión en el lado de descarga, equivalente a la de una turbina.

Requerimientos en el diseño.

En la mayoría de los casos no se requiere cambios o modificaciones en el diseño para convertir una bomba a turbina hidráulica. No obstante, en modo de turbina la rotación es invertida y la altura y potencia son generalmente más altas que cuando opera como bomba. Por ello se debe: cambiar el sentido de las roscas en los componentes del eje de modo que no puedan aflojarse (tuerca sujeta rotor, tapa de cojinetes, etc.), verificar los límites de presión de la voluta, verificar que el eje pueda resistir el torque ejercido y que los cojinetes se ajustan a la nueva velocidad.

Regulación de la potencia mecánica.

Debido a que la demanda de energía eléctrica cambia periódicamente, se hace necesario disponer de un regulador de caudal, cuyo costo es muy significativo y más aún para pequeñas instalaciones hidráulicas. En este caso, usualmente se instala un regulador electrónico que mantiene al generador a plena carga.

2.3.4 MÉTODOS DE SELECCIÓN DE BOMBA PARA QUE FUNCIONE COMO TURBINA

Para seleccionar una bomba correcta para que funcione como turbina, lo ideal es que el fabricante haga los resultados experimentales como bomba y como turbina. Los fabricantes solo presentan catálogo de las bombas. Se tiene varios métodos de selección. El método elaborado por Chapallaz, Eichenberger y Fischer es uno de los métodos más completas porque tiene una aplicación a potencias hidráulicas hasta 1000 KW. Método elaborado por Viana solo abarca para una potencia de 50 KW de potencia. Método propuesto por Arthur Williams es de acuerdo de los datos de la bomba

2.3.4.1 MÉTODO DE VIANA

Considerando que en campo se tiene energía hídrica a una altura (H_t) denominado altura neta disponible a un caudal (Q_t). En este método la altura y caudal de la bomba están dados por las ecuaciones (2.7) y (2.8)

$$H_b = K_a * H_t \quad (2.7)$$

$$Q_b = K_q * Q_t \quad (2.8)$$

Donde:

H_b : Altura de la bomba que será utilizada como Turbina (m).

H_t : Altura disponible para el aprovechamiento de BFT (m).

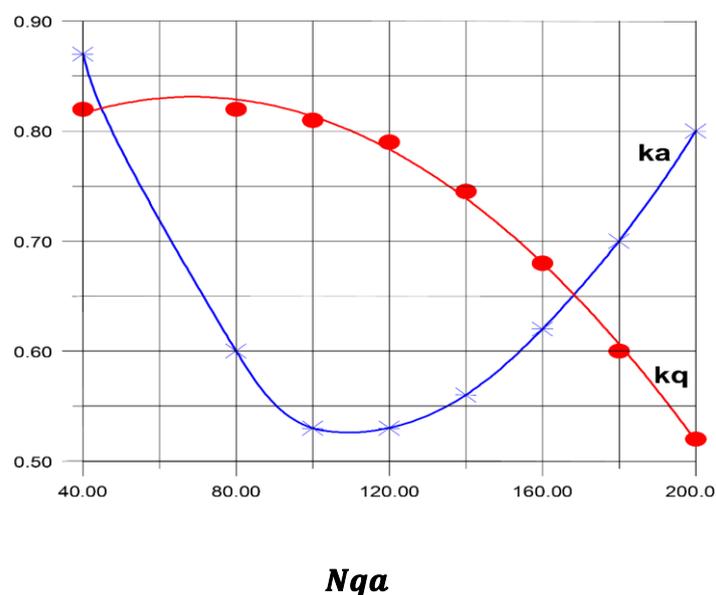
K_a : Coeficiente de altura.

Q_b : Caudal de la bomba que será utilizada como Turbina (m^3/s).

Q_t : Caudal disponible para el aprovechamiento de BFT (m^3/s).

K_q : Coeficiente de Caudal.

Figura 2.9: Coeficiente de caudal y altura versus velocidad específica de BFT



FUENTE: (Viana e Nogueira, 1990)

Los coeficientes se calculan de acuerdo a la figura 2.9 que están basados en resultados experimentales en las bombas donde se muestra los coeficientes de caudal y altura en función de Velocidad específicas en BFT.

$$n_{qt} = \frac{n_t * \sqrt{Q_t}}{(gH_t)^{2/4}} * 10^3 \tag{2.9}$$

Donde:

n_{qt} : Velocidad específica de la bomba o BFT (SI)

n_t : Velocidad de BFT (rps)

Q_t : Caudal de BFT (m^3/s)

g : Aceleración de gravedad (m/s^2)

H_t : Altura de BFT (m).

La velocidad de bomba funcionando como turbina se considera la velocidad síncrona (3600 rpm, 1800 rpm, etc.)

Una vez obtenido la altura y caudal de bomba, cabe resaltar que una bomba comúnmente trabaja con velocidades asíncronas (3400 rpm, 1700 rpm, Etc.) por lo tanto se utiliza leyes de semejanza como se muestra en la ecuación (2.10) y (2.11)

$$H_{ob} = \left(\frac{n_{ob}}{n_b}\right)^2 * H_b \quad (2.10)$$

$$Q_{ob} = \left(\frac{n_{ob}}{n_b}\right) * Q_b \quad (2.11)$$

Donde:

H_{ob} : Altura referente a velocidad nominal de la bomba en el catálogo de fabricante (m).

n_{ob} : Velocidad nominal de la bomba en el catálogo de fabricante (rpm).

n_b : Velocidad de la bomba designada anteriormente como (rpm).

H_b : Altura de la bomba calculada para velocidad síncrona (m).

Q_{ob} : Caudal referente a velocidad nominal de la bomba en el catálogo de fabricante (m).

Q_b : Caudal de la bomba calculada para velocidad síncrona (m^3/s).

2.3.4.2 MÉTODO DE ARTHUR WILLIAMS

Para estimar el uso de Bomba funcionando como turbina, se puede usar la eficiencia en el punto máximo de la bomba. Si la velocidad de la turbina es lo mismo como la velocidad de la bomba esta ecuación está dado por.

$$Q_t = \frac{Q_{pme}}{\eta_{max}^{0.8}} \quad (2.12)$$

$$H_t = \frac{Q_{pme}}{\eta_{max}^{1.2}} \quad (2.13)$$

Donde:

Q_t : Caudal de turbina en punto de máxima eficiencia PME (m^3/s).

Q_{pme} : Caudal de bomba en PME (m^3/s).

η_{max} : Eficiencia máxima de la bomba.

H_t : Altura de turbina en PME (m).

H_{pme} : Altura de turbina en PME (m).

Frecuentemente la velocidad de la turbina no es la misma que la velocidad de la bomba, entonces es necesario ajustar la ecuación anterior. Entonces se tiene la ecuación (2.14) y (2.15).

$$Q_t = \frac{N_t}{N_b} * \frac{Q_{pem}}{\eta_{max}^{0.8}} \quad (2.14)$$

$$H_t = \left(\frac{N_t}{N_b}\right)^2 * \frac{H_{pme}}{\eta_{max}^{1.2}} \quad (2.15)$$

Donde:

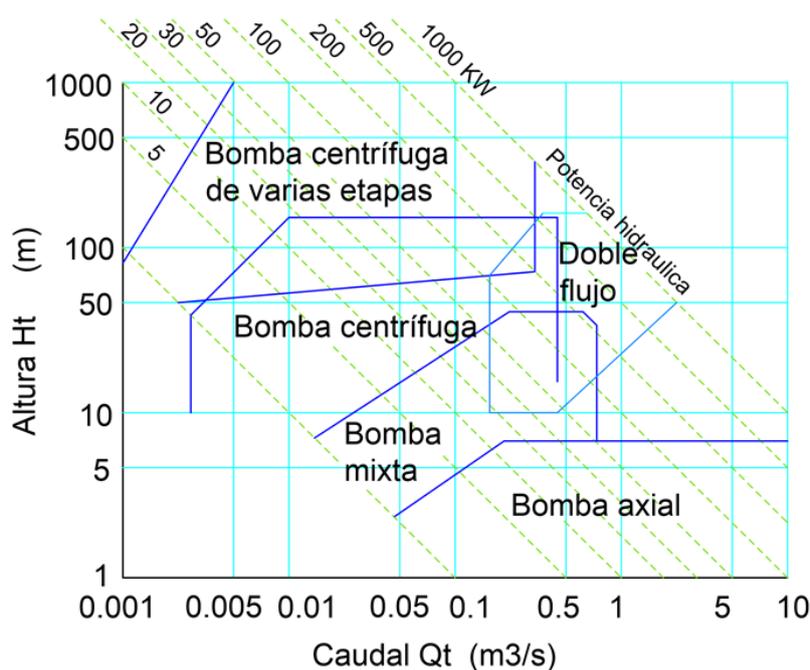
N_t : La velocidad de rotación de la turbina (rpm).

N_b : La velocidad de rotación de la bomba (rpm).

2.3.4.3 MÉTODO DE CHAPALLAZ

Conociendo las condiciones del sitio, es decir conociendo la altura neta (H_t) y caudal (Q_t) disponible. Los tipos de bombas pueden ser elegidas a través de la figura 2.10, donde se presenta las bombas radiales o centrífugas, mixtas, axial. Además, muestra la aplicación de bombas en modo turbina hasta 1000 KW.

Figura 2.10: Preselección de BFT



FUENTE: (Chapallaz, 1992)

Al seleccionar el tipo de bomba y considerando velocidad de rotación síncrona se procede a calcular la velocidad específica de BFT.

$$n_{qt} = \frac{n_t * \sqrt{Q_t}}{(gH_t)^{3/4}} * 10^3 \quad (2.16)$$

Donde:

n_{qt} : Velocidad especifica de la bomba o BFT (SI)

n_t : Velocidad de BFT (rps)

Q_t : Caudal de BFT (m^3/s).

g : Aceleración de gravedad (m/s^2)

H_t : Altura de BFT (m).

Al tener la velocidad especifica de la BFT, calcular la velocidad especifica de la bomba está dado por la ecuación (2.17)

$$n_{qb} = \frac{n_{qt}}{0.89} \quad (2.17)$$

Donde:

n_{qb} : Velocidad especifica de la bomba (SI)

n_{qt} : Velocidad especifica de la BFT (SI)

Se realiza la estimación del caudal de la bomba con las condiciones del sitio o caudal de la BFT. La ecuación (2.18) no es el caudal determinada para la bomba sino sirve para estimar la eficiencia máxima de la bomba (fig. 2.11 y para determinar factor de conversión (fig. 2.12) y (fig. 2.13)

$$Q_{bf} = \frac{Q_t}{1.3} \quad (2.18)$$

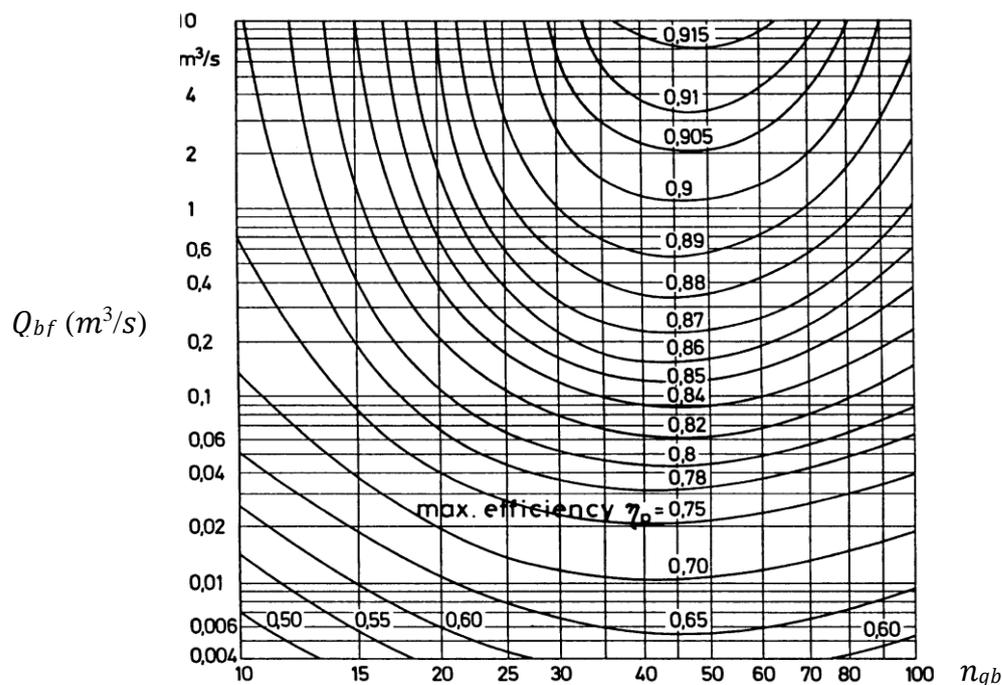
Donde:

Q_{bf} : Caudal ficticia de la bomba (m^3/s).

Q_t : Caudal de BFT (m^3/s).

Con los datos de la ecuación (2.17) y (2.18) se estima la eficiencia de la bomba de acuerdo de la figura 2.11

Figura 2.11: Máximo rendimiento de la bomba en función de la velocidad específica y caudal



FUENTE:(Chapallaz et al, 1992)

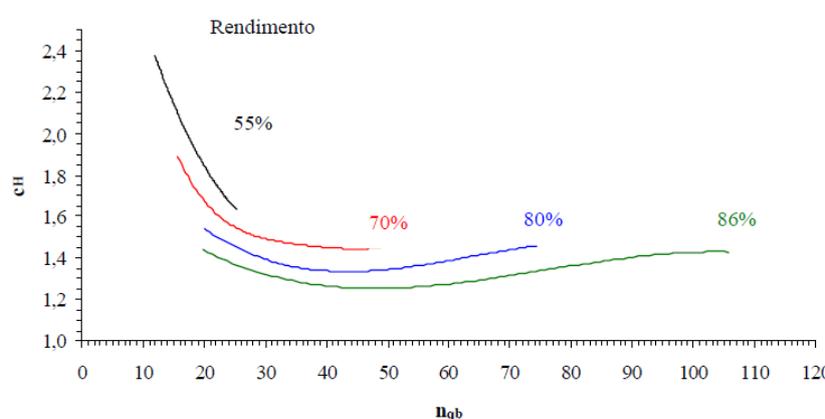
La altura y caudal de la bomba requerida para que funcione como turbina se determina a través de las ecuaciones (2.19) y (2.20).

$$H_b = \frac{H_t}{C_H} \tag{2.19}$$

$$Q_b = \frac{Q_t}{C_Q} \tag{2.20}$$

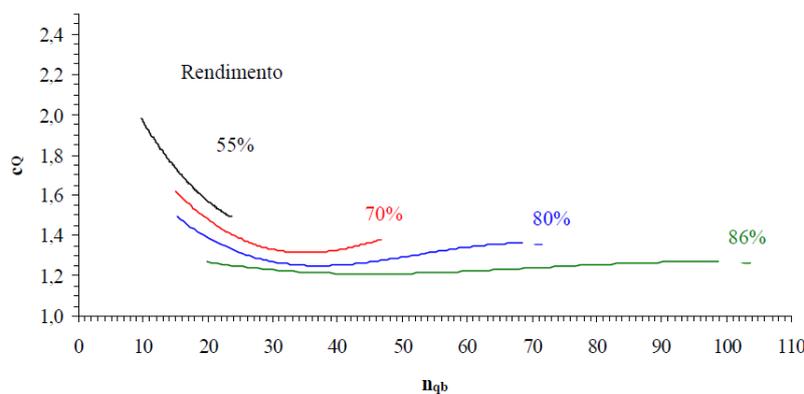
Conociendo la eficiencia máxima de la figura 2.11 y Velocidad específica n_{qb} calculada en la ecuación (2.17) se determina los coeficientes de altura y caudal de la figura 2.12 y Figura 2.13.

Figura 2.12: Coeficiente de altura



FUENTE: (Chapallaz, 1992)

Figura 2.13: Coeficiente de caudal



FUENTE: (Chapallaz, 1992)

CAPÍTULO III

DISEÑO METODOLÓGICO DE INVESTIGACIÓN.

3.1 TIPO Y DISEÑO DE INVESTIGACIÓN

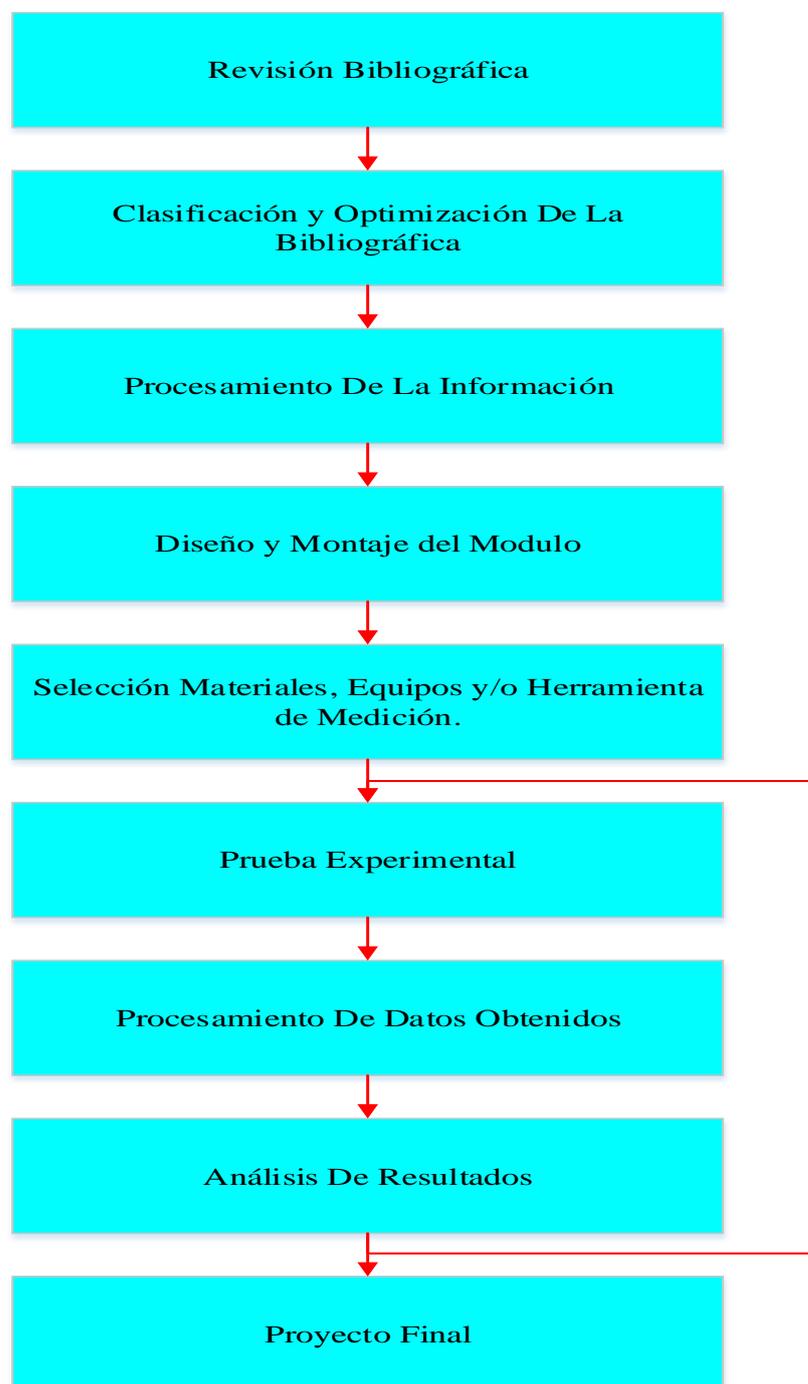
3.1.1 TIPO DE INVESTIGACIÓN

La metodología para la presente investigación de tesis es de tipo deductivo, experimental y descriptivo.

La investigación se realiza partiendo de diseño del módulo en base a datos como altura neta y caudal que llega a turbina. En segundo lugar, se realiza el montaje. En tercer lugar, se procede a realizar pruebas en motor, pruebas de bomba centrífuga en modo bomba, pruebas de bomba centrífuga en modo Turbina. En cuarto lugar, se desarrolla procesamiento de datos para el análisis. Y por último se presenta una comparación económica. Para luego dar una conclusión al objetivo general de la investigación

3.1.1.1 TÉCNICAS DE RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN

Se consultará bibliotecas especializadas del país, el Internet, a empresas y personas especializadas en el tema.

Tabla 3.1: Metodología de investigación

Elaboración Propia

3.2 SELECCIÓN DE BOMBA CENTRÍFUGA A EXPERIMENTAR.

Suponemos que tenemos recurso hídrico de caudal de $Q_t=0.0055m^3/s$ ($19.8 m^3/h$) a una altura geométrica de tal modo que se tiene una altura neta de $H_t=19 m$, suponiendo que se va instalar una turbina a una velocidad síncrona de $n_t=60 rps$ (3600 rpm), se sabe que la gravedad a 3815 m.s.n.m. es aproximadamente de $g=9.8 m/s^2$, Con estos valores calculamos la velocidad específica de turbina.

$$n_{qt} = \frac{n_t \sqrt{Q_t}}{(gH_t)^{3/4}} * 10^3 \quad (3.1)$$

$$n_{qt} = \frac{60 \sqrt{0.0055}}{(9.8 * 19)^{3/4}} * 10^3$$

$$n_{qt} = 88.28$$

Con este dato obtenido y con relación a condiciones estimadas, se determina coeficiente de altura $K_a=0.56$ y coeficiente de caudal $K_q=0.82$. Según la figura (2.9).

Cálculo de altura de bomba.

$$H_b = K_a H_t \quad (3.2)$$

$$H_b = 0.56 * 19$$

$$H_b = 10.64 m$$

Cálculo del caudal de la bomba

$$Q_b = K_q Q_t \quad (3.3)$$

$$Q_b = 0.82 * 0.0055$$

$$Q_b = 0.00451 m^3/s$$

Como la altura y caudal de la bomba calculada es con referencia a velocidad síncrona ($n_b=3600 \text{ rpm}$) se hace un ajuste para velocidad de fabricante ($n_{ob}=3400 \text{ rpm}$) que se muestra en la placa de bomba.

$$H_{ob} = \left(\frac{n_{ob}}{n_b}\right)^2 * H_b \quad (3.4)$$

$$H_{ob} = \left(\frac{3400}{3600}\right)^2 * 10.64$$

$$H_{ob} = 9.49 \text{ m}$$

$$Q_{ob} = \left(\frac{n_{ob}}{n_b}\right) * Q_b \quad (3.5)$$

$$Q_{ob} = \left(\frac{3400}{3600}\right) * 0.00451$$

$$Q_{ob} = 0.00426 \text{ m}^3/\text{s}$$

Con resultados de ecuación (3.4) y (3.5) a velocidad asíncrona de 3400 rpm , se selecciona la bomba centrífuga. La curva de funcionamiento dada por fabricante que se encuentra en ANEXO A.1

3.2.1 CARACTERÍSTICA DE BOMBA CENTRIFUGA QUE SE UTILIZARA COMO TURBINA.

Como todas las bombas centrífugas fue diseñada para uso doméstico, industrial y agricultura. Las partes resaltantes están hechas de material diferentes, así como se muestra en el cuadro Tabla 3.2. El rango de temperatura del líquido es entre -10°C y 90°C y la presión máxima de trabajo es de 6 bar.

Tabla 3.2: Características constructivas de la bomba

Partes De Bomba-Motor	Material
Cuerpo de la bomba	Hierro fundido
Soporte de Motor	Hierro fundido
Rodete	Hierro fundido
Eje de motor	Acero AISI 416
Sello mecánico	Carbón Cerámica

Elaboración Propia

Para mayor detalle se muestra en ANEXO A.1, A.2 y A.3 La bomba que se seleccionó para el estudio tiene las siguientes características según el fabricante:

Marca : PENTAX
 Modelo : CST 100/2
 Caudal : 3 – 21 m³/h
 Altura : 12.5-5.5 m
 Potencia : 1 HP
 Velocidad : 3400 1/min
 Voltaje : 3x380 V
 Corriente : 2.3 A
 Frecuencia : 60 Hz

3.2.2 CAMBIOS EN LA BOMBA SELECCIONADA PARA UTILIZAR COMO TURBINA

Para que la bomba centrífuga funcione como Turbina el sentido de flujo ira de manera inversa es decir el flujo ingresa perpendicular al eje y al rodete convirtiéndose en turbina radial y de reacción. También el sentido de rotación cambia.

Rodamientos. Como el eje de la bomba va a girar en sentido contrario cuando funcione como turbina es necesario cambiar el sentido de las roscas que sujetan el rodamiento de eje o rotor.

Presión de la voluta. Como la altura y caudal de operación aumenta cuando la bomba opera como turbina la nueva presión no debe superara una y media veces la presión de bomba.

Torque en el eje. Según los estudios realizados la potencia en el eje aumenta cuando la bomba funciona como turbina. Entonces no se debe sobre pasar el torque de diseño en el eje de la bomba.

Sello mecánico. El objetivo de este es proteger los posibles derrames donde el eje pasa por Carcasa, debido al aumento de presión el sello trabaja a una presión mayor a lo previsto.

3.3 DISEÑO DE TUBO DIFUSOR PARA BFT

Uno de los factores importantes para un buen desempeño de BFT es la recuperación de energía hidráulica en lado descarga y prevención de la cavitación, Como la estructura física y característica BFT se parece a turbina Francis, entonces es aplicable los mismos principios para calcular altura geométrica de tubo de aspiración.

3.3.1 ALTURA DE DIFUSOR

Para calcular la altura de succión se determina el límite del coeficiente de cavitación de Thoma en función de Velocidad específica de turbina. (Fernández Díez, 2003, pág. 25).

$$n_s = \frac{n\sqrt{N}}{H_t^{5/4}} \quad (3.6)$$

Donde:

n_s : Velocidad específica

n : Velocidad de rotación (rpm)

H_t : Altura neta (m)

N : Potencia generada (Cv)

Calculamos potencia generada por la bomba funcionando como turbina.

$$N = \frac{\rho Q H_t n}{75} \quad (3.7)$$

Donde:

N : Potencia generada (Cv)

ρ : Densidad de agua (Kg/m^3)

Q : Caudal (m^3/s)

H_t : Altura neta (m)

η_t : Eficiencia de la turbina (0.68)

$$N = \frac{(1000)(0.0055)(19)(0.68)}{75}$$

$$N = 0.948 Cv.$$

Suponiendo que se elegirá un motor de 3400 rpm que funcionará como generador inducción. La velocidad de rotación del generador de inducción está dada por la ecuación (3.8) (Williams, 1995, pág. 30).

$$n_{gen} = \frac{240f}{p} - n_m \quad (3.8)$$

Donde:

n_{gen} : Velocidad de rotación de generación (rpm)

n_m : Velocidad de rotación de motor (rpm)

p : Numero de polos

f : Frecuencia.

Entonces de la ecuación (3.8) resulta

$$n_{gen} = \frac{240 * 60}{2} - 3400$$

$$n_{gen} = 3800 \text{ rpm}$$

Teniendo estos resultados calculamos La velocidad específica de Bomba funcionando como turbina.

$$n_s = \frac{n\sqrt{N}}{H_n^{5/4}} \quad (3.9)$$

Donde:

n_s : Velocidad específica

n : Velocidad de rotación (rpm)

H_n : altura neta (m)

N : Potencia generada (Cv)

$$n_s = \frac{3800\sqrt{0.948}}{19^{5/4}}$$

$$n_s = 93.27$$

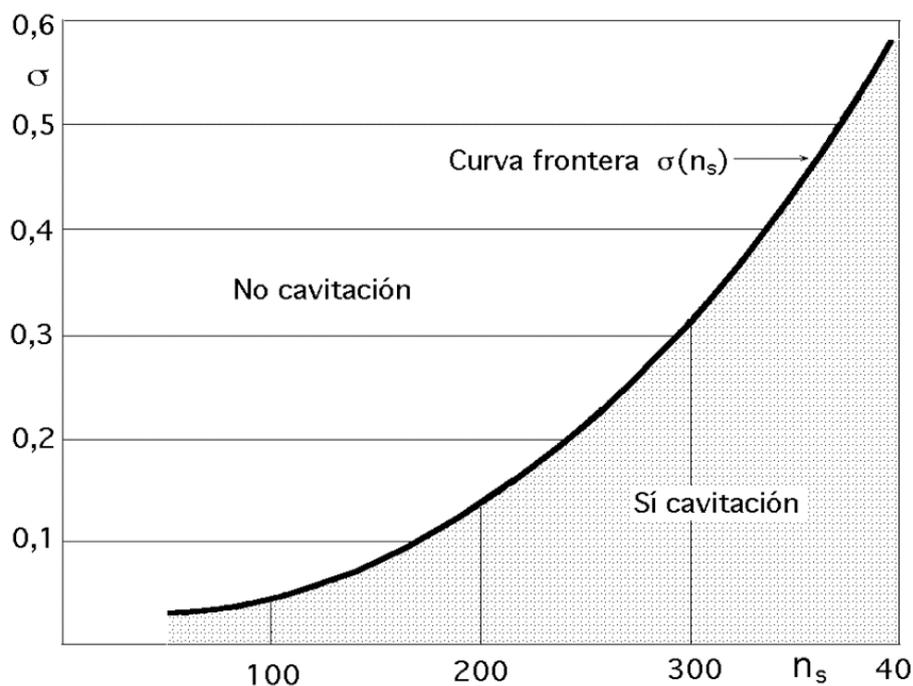
Tabla 3.3: Coeficiente de cavitación para diferentes velocidades específicas

n_s	50	100	150	200	250	300	350	400	500	600	700	800
σ	0.04	0.05	0.08	0.13	0.22	0.31	0.45	0.6	0.7	0.9	1.5	2.1
Tipo de	Francis	Hélice Kaplan										

FUENTE: (Fernández Díez, 2003, pág. 74)

Según la tabla 3.3 y la figura 3.1 se determina el Límite de Coeficiente de cavitación para velocidad específica de $n_s = 93.27$ es aproximadamente 0.05.

Figura 3.1: Curva frontera de cavitación $\sigma=(n_s)$ (Thoma)



FUENTE: (Fernández Díez, 2003, p. 74)

Para prevenir la cavitación, el coeficiente de cavitación de Thoma (σ) también se define de la siguiente manera. (Mataix, 1986, p. 497).

$$\sigma = \frac{\frac{P_{atm} - P_v}{\gamma} - H_{s\ max}}{H_n} = \frac{H_{atm} - H_v - H_{s\ max}}{H_n}$$

Donde:

H_{atm} : Altura correspondiente a presión atmosférica (m).

H_v : Altura correspondiente a presión de vapor de líquido (m).

$H_{s\ max}$: Altura máxima de succión (m).

H_n : Altura neta (m).

Como la turbina trabaja con agua fría $H_v=0$, entonces la ecuación quedaría así.

$$\sigma = \frac{H_{atm} - H_s \max}{H_n} \quad (3.10)$$

La altura correspondiente a presión atmosférica se puede calcular de siguiente manera. (Berrondo, Mongeles Oquiñena, & Pellejero Salaberria, 2007, p. 151).

$$H_{atm} = 10.33 - \frac{A}{900} \quad (3.11)$$

Donde A es la altitud del punto donde se encuentre la turbina, expresada en metro (m) en este caso se considera 3815 m.s.n.m.

$$H_{atm} = 6.091 \text{ m}$$

Remplazando el resultado de la ecuación (3.10), la altura neta disponible o altura de turbina y considerando altura máxima de succión 0.4 m.

$$\sigma = \frac{6.091 - 0.4}{19}$$

$$\sigma = 0.30$$

Al calcular para una altura de succión de medio metros resulta que el coeficiente de cavitación se encuentra en zona segura según la figura.3.1

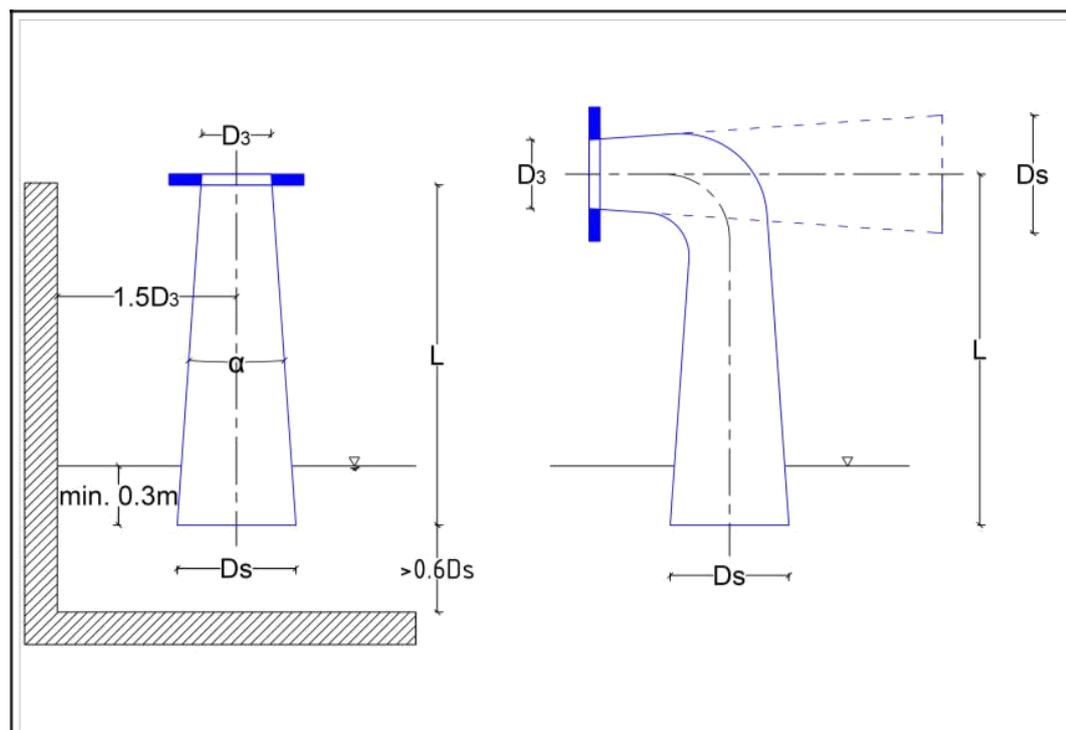
Por lo tanto, la altura de succión de la bomba funcionando como turbina es.

$$H_s = 0.4 \text{ m}$$

3.3.2 GEOMETRÍA DE DIFUSOR.

Las dimensiones necesarias para la instalación y el diámetro de difusor pueden ser calculados de acuerdo de la figura 3.2. (Chapallaz, 1992, pág. 67)

Figura 3.2: Diseño típico geometría de difusor y algunas dimensiones



FUENTE: (Chapallaz, 1992, pág. 67)

Donde se debe cumplir.

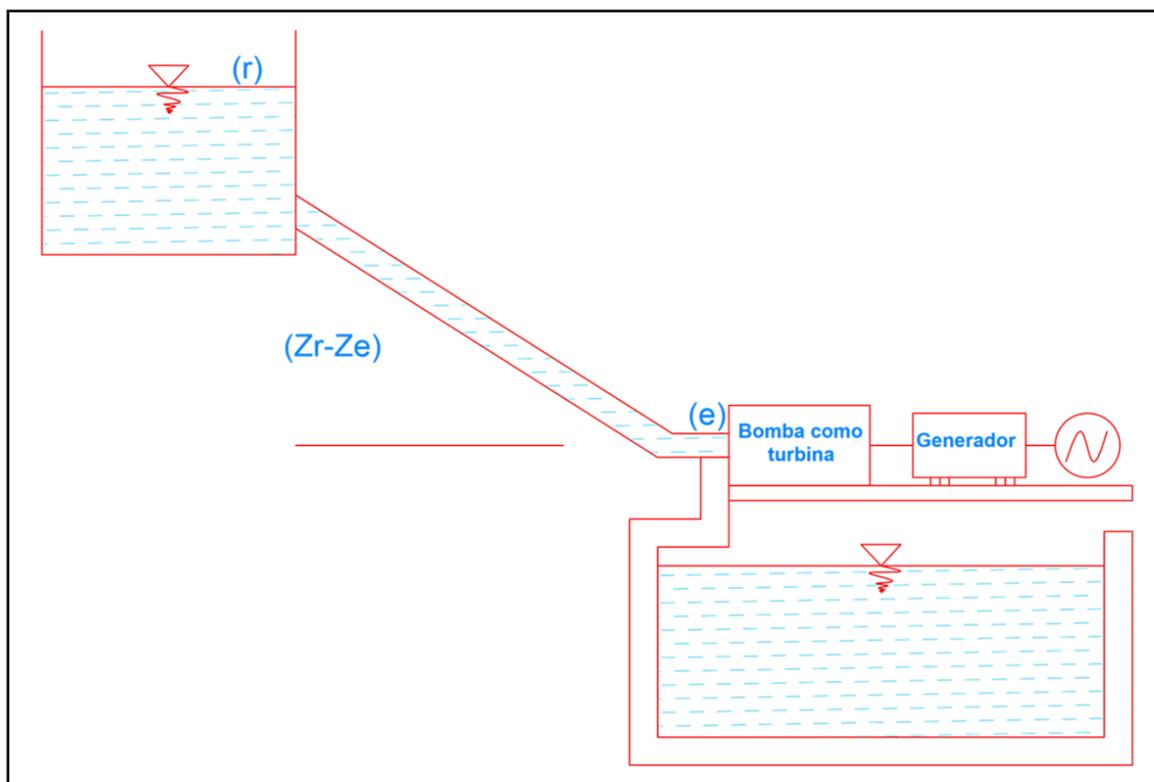
$$\alpha \leq 8 - 12; \frac{L}{D_3} \leq 9; \frac{A_s}{A_3} \leq 4$$

Entonces se tiene las dimensiones de difusor.

3.4 DISEÑO DE SIMULACIÓN DE ALTURA NETA Y CAUDAL

Para que la turbina opere es necesario la potencia hídrica que depende de caudal a una cierta altura. A continuación, se presenta un esquema representativo en la figura 3.7 para el análisis.

Figura 3.3: Esquema se central hidroeléctrica.



Elaboración Propia.

Aplicando la ecuación de Bernoulli entre los puntos de reservorio (r) y la entrada a turbina (e) como se ve en la figura 3.3. (Mataix, 1986, p. 113).

$$\frac{V_r^2}{2g} + \frac{P_r}{\gamma} + Z_r - h_{rr-e} = \frac{V_e^2}{2g} + \frac{P_e}{\gamma} + Z_e \quad (3.12)$$

Donde:

$\frac{V_r^2}{2g}, \frac{V_e^2}{2g}$: Altura de velocidades

$\frac{P_r}{\gamma}, \frac{P_e}{\gamma}$: Alturas de presión

$Z_r; Z_e$: Alturas geodésicas

$h_{r(r-e)}$: Alturas de pérdidas entre punto r y e.

La velocidad en reservorio se puede considerar nula y la presión atmosférica es.

$$V_r \approx 0$$

$$P_r = P_{atm}$$

Remplazando y deduciendo la ecuación (3.12) tenemos lo siguiente.

$$\frac{P_e - P_{atm}}{\gamma} = Z_r - Z_e - \frac{V_e^2}{2g} - h_{rr-e} \quad (3.13)$$

$Z_r - Z_e$: Diferencia de altura geodésica

V_e : Velocidad de entrada a la turbina (bomba funcionando como turbina)

$h_{(r-e)}$: Altura de Pérdidas entre puntos (r) y (e).

Como la diferencia de altura geodésica y la altura de pérdidas en el recorrido de flujo es la altura neta para la turbina la ecuación queda de la siguiente manera.

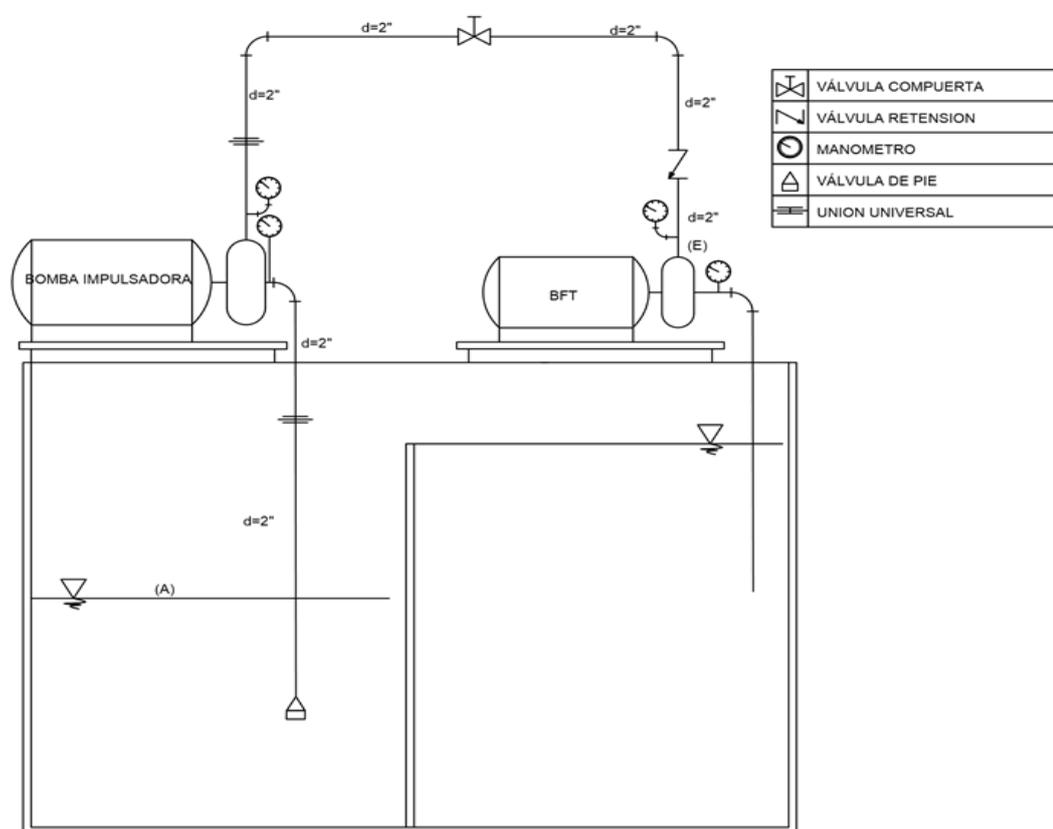
$$\frac{P_e - P_{atm}}{\gamma} + \frac{V_e^2}{2g} = Z_m - Z_e - h_{rm-e} = H_n \quad (3.14)$$

Donde:

H_n : Altura neta para la turbina.

Ahora se estudia en la simulación de altura y caudal que está representado por banco de prueba con accesorios requeridos para el experimento como se muestra en la figura 3.8.

Figura 3.4: Esquema de banco de pruebas para bomba funcionando como turbina.



Elaboración Propia

En la figura 3.4 Aplicando la ecuación de Bernoulli entre los puntos de reservorio de succión (A) y la entrada a turbina (E) Respecto a la bomba impulsadora (Mataix, 1986, p. 113)

$$\frac{V_A^2}{2g} + \frac{P_A}{\gamma} + Z_A - h_{rA-E} + H_B = \frac{V_E^2}{2g} + \frac{P_E}{\gamma} + Z_E \quad (3.15)$$

Donde:

H_B : Altura total proporcionada por la bomba entre los puntos (A) y (E)

h_{rA-E} : Altura de Pérdidas entre punto A y E.

$$V_A \approx 0$$

$$P_A = P_{atm}$$

$$H_B = \frac{P_E - P_{atm}}{\gamma} + \frac{V_E^2}{2g} + (Z_E - Z_A) + h_{succion} + h_{descarga} \quad (3.16)$$

Donde:

$h_{succion}$: Altura de pérdidas en tubería de succión

$h_{descarga}$: Altura de pérdidas en tubería de descarga

Reemplazando la ecuación (3.14) en la ecuación (3.16) tenemos, donde.

$$P_E = P_e; V_E = V_e$$

$$H_B = H_n + (Z_E - Z_A) + h_{succion} + h_{descarga} \quad (3.17)$$

Cálculo ($Z_E - Z_A$): La diferencia de altura entre los puntos (E) y (A) es la suma de altura: (H2-H1) como indica en ANEXO A.3, La altura de succión de BFT es $H_s=0.4$ m y la altura del chorro de agua en el vertedero es aproximadamente $H_{CH}=0.10$ m

Donde:

$$(Z_E - Z_A) = H_2 + H_s + H_{CH} \quad (3.18)$$

$$(Z_E - Z_A) = 0.150 + 0.4 + 0.10$$

$$(Z_E - Z_A) = 0.65 \text{ m}$$

Cálculo de velocidad y área de tubería: estos cálculos son necesarios para cálculo de pérdidas en tubería y accesorios.

$$V = \frac{Q}{A_t} \quad (3.19)$$

$$A_t = \frac{\pi}{4} * D_t^2 \quad (3.20)$$

Donde:

V : Velocidad del flujo (m/s).

Q : Caudal del Flujo (m^3/s).

A_t : Área de interior de tubería (m^2).

D_t : Diámetro de interior de tubería (m).

Cálculo de Pérdidas en trayecto de flujo. Se sabe que las pérdidas se dan en tubería y en los accesorios, en donde las pérdidas totales para cada ramal son la suma de pérdidas de primarias h_{rp} y secundarias h_{rs} . (Mataix, 1986, p. 205).

$$H = h_{rp} + h_{rs} \quad (3.21)$$

Para las pérdidas primarias en la tubería aplicamos el método de Hazen Williams siendo válida para diámetros de tubería mayores de 50 milímetros (S.A, 2002, p. 32).

$$h_1 = 10.643 * L \left(\frac{Q}{C_{HW}} \right)^{1.85} * D_t^{-4.87} \quad (3.22)$$

Donde:

L: longitud del tramo recto de tubería (m).

Q: caudal (m^3/s).

D: Diámetro de la tubería (m).

C_{HW} : coeficiente de Hazen- Willians (adimensional).

Para las pérdidas secundarias, también denominadas como pérdidas en los accesorios está dado por la ecuación (2.23) (Mataix, 1986, pág. 237).

$$h_2 = \frac{K}{2g} * V_t^2 \quad (3.23)$$

Donde:

K: Coeficiente de accesorios obtenida experimentalmente.

V_t : Velocidad media del líquido en la entrada (m/s).

g: Aceleración de gravedad (m/s^2).

Cálculo de Pérdidas en tubería de succión $h_{Succion}$ y $h_{Descarga}$. En este caso $C=130$ según (S.A, 2002, pág. 33), caudal requerida es $0.0055 m^3/s$ y Aplicando la ecuación (3.22), se obtiene tabla 3.4.

Tabla 3.4: Pérdida primaria en la tubería de succión y descarga

Tubería	Diámetro (m)		Longitud (m)	Caudal (m ³ /s)	H _{rp} (m)
SUCCION	2"	0.0525	0.6850	0.0055	0.0215
DESCARGA	2"	0.0525	1.1	0.0055	0.0330294

Elaboración Propia

Para el cálculo de pérdidas secundarias se utiliza de referencia el diagrama presentado en la figura (3.4) y se aplica la ecuación (3.23) donde la velocidad se calcula para cada entrada de accesorios y los coeficientes se determinan en Anexo A4 como se ve en la tabla (3.5) y tabla (3.6).

Tabla 3.5: Pérdidas secundarias en tubería de succión

Tubería	Accesorios	Cant.	K und.	K sub total	Diámetro (m)	Velocidad (m/s)	h _{rs} (m)
Succión	Válvula de pie 2"	1	1.75	1.75	0.0525	2.5407	0.575768
	unión universal 2"	1	0.40	0.40	0.0525	2.5407	0.131604
	codo de 90° 2"	1	0.90	0.90	0.0525	2.5407	0.296109
Total							1.003481

Elaboración Propia.

Tabla 3.6: Pérdidas secundarias en tubería de descarga

Tubería	Accesorios	Cant.	K und.	K sub total	Diámetro (m)	Velocidad (m/s)	h_{rs} (m)
Descarga	Válvula de retención 2"	1	2.50	2.50	0.0525	2.5407	0.822526
	Válvula compuerta 2"	1	0.20	0.20	0.0525	2.5407	0.065802
	Codo de 90° 2"	3	0.90	2.70	0.0525	2.5407	0.888328
	Unión universal 2"	1	0.40	0.40	0.0525	2.5407	0.131604
Total							1.90826

Elaboración Propia.

Reemplazando las pérdidas totales de las tablas (3.4; 3.5 y 3.6) en ecuación (3.21) se obtiene la altura de pérdidas en tubería de succión y descarga de la bomba simuladora.

$$h_{succión} = 0.0215 + 1.003481 = 1.02499 \text{ m}$$

$$h_{descarga} = 0.0330294 + 1.90826 = 1.94128 \text{ m}$$

La altura total que la bomba centrífuga simuladora que debe proporcionar está dada por la ecuación (3.17) y reemplazando los valores se tiene.

$$H_B = 19 + 0.65 + 1.02499 + 1.94128 = 22.6162 \text{ m}$$

Este valor altura total permite seleccionar la bomba centrífuga para simular el recurso hídrico en banco de prueba para la turbina (bomba funcionando como turbina).

Para la prevención de cavitación en la unidad de bombeo se procede con el cálculo altura positiva líquida de succión NPSH (Net positive suction head) del sistema: (S.A, 2002, pág. 110).

$$HPSH_{Disponible} = H_{atm} - H_v + / - H_{geos} - h_{succión} \quad (3.24)$$

Donde:

H_{atm} : Altura de presión atmosférica (m).

H_v : Altura de presión de vapor del líquido. (m).

H_{geos} : Altura geométrica de succión (positiva o negativa) (m)

h : Pérdidas de carga en la succión (m)

Teniendo.

$$H_{atm} = 6.091 \text{ m}$$

$H_v = 0$, cuando se bombea agua fría

H_{geos} , según el esquema de simulación en la figura 3.4 la succión es negativa con un valor de 0.5 m

$$h_{succión} = 1.02499 \text{ m}$$

$$HPSH_{Disponible} = 6.091 - 0.5 - 1.02499 = 4.566 \text{ m}$$

Selección de bomba simulador de altura y caudal

En forma resumida se tiene los parámetros necesarios para selección de bomba simulador

Altura, H (Total)= 22.62

Caudal, $Q=0.0055 \text{ (m}^3/\text{s)}$

$NPSH_{Disponible}, = 4.566 \text{ m}$

Tabla 3.6: Parámetros de la bomba centrífuga

Modelo	Marca	RPM	Diámetro de succión	Diámetro de descarga	Potencia (HP)	NPSH
CHT310	PENTAX	3400	2"	2"	3	2.6

Elaboración Propia.

Verificando la curva de la bomba que deseamos utilizar con los datos de requerimiento se llega a conclusión que la bomba centrífuga impulsadora CHT 310 garantiza de manera eficiente la simulación del recurso que se requiere.

Se observa que el punto de operación para altura y caudal requerida para bomba impulsadora o simuladora se encuentra en zona de alta eficiencia, además NSPH de disponible es mayor que la NSPH requerida evitando los problemas de cavitación. Ver ANEXO A 5.

Material del rodete de la bomba es aleación de latón moldeada, Temperatura máximo de líquido bombeado es 90°C , presión máxima de operación es de seis bares.

3.5 DIMENSIONAMIENTO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA

El reservorio como su nombre indica es un contenedor de agua, en ese caso permite la recirculación del agua en el circuito de prueba un caudal de diseño ($Q = 0.0055 \text{ m}^3/\text{s}$) además mantiene de manera regular el nivel de agua en descarga de difusor de la turbina en un tiempo determinado en los ensayos.

Se propone un tanque de dimensiones de A, B, C.

Donde:

A: longitud de ancho (m)

B: longitud de largo (m)

C: longitud de altura (m)

Entonces el volumen está dado por.

$$V = A.B.C. = (0.76)(1.22)(0.78) = 0.723\text{m}^3$$

3.6 DIMENSIONAMIENTO DEL VERTEDERO

Vertedero es un dique o pared que intercepta la corriente, causando una elevación de nivel de agua y se emplea para medición de caudal por lo tanto el caudal se puede calcular estableciendo un vertedero de paredes delgadas con cresta en arista viva sirve para medir con gran precisión.

Se emplea mucho para medir caudales pequeños menores ya que los vertederos rectangulares suelen ser imprecisos para caudales. Uno de los más usados es el de escotadura a 90° . Para este ángulo de escotadura, según Kindsvater-Shen. (Bombas Ideal, 2014, pág. 69).

$$Q = C_e \frac{8}{15} \sqrt{2g} * He^{5/2} \quad (3.25)$$

Donde:

Q : Caudal en (m^3/s)

He : Altura efectiva del agua sobre el vértice del vertedero (m)

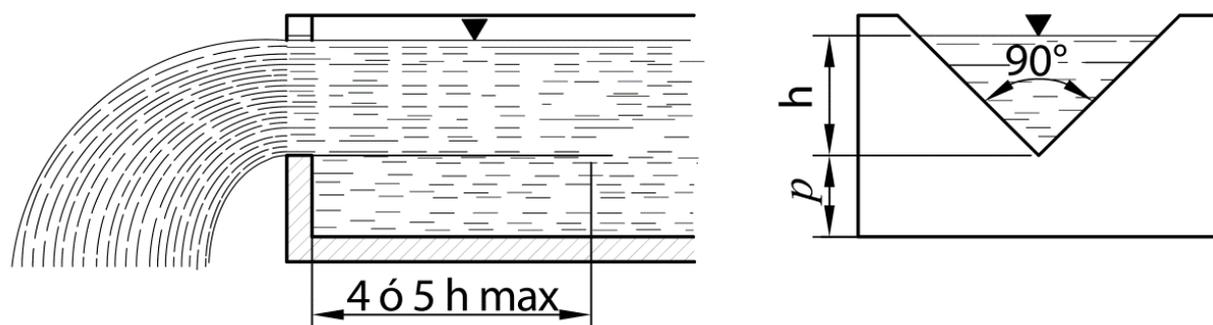
B : Ancho del canal (m)

p : Distancia del vértice del vertedero al fondo del canal (m)

C_e : Coeficiente efectivo de caudal.

A_v : Altura de vertedero

Figura 3.5: Vertedero triangular



FUENTE: (Bombas Ideal, 2014, pág. 69)

La altura efectiva será: $He = h + 0,00085$ m. y el coeficiente efectivo de caudal se puede encontrar en la gráfica obtenida de modo experimental Ver ANEXO A6.

Las dimensiones para el vertedero de unidad de prueba son.

$A_v = 0.18$ m

$$B=0.76 \text{ m}$$

$$p=0.536 \text{ m}$$

3.7 SELECCIÓN DE MOTOR COMO GENERADOR DE INDUCCIÓN

El motor de una maquina eléctrica rotativa. Para que el motor trabaje como generador necesita que se le conecta a un motor primo en nuestro caso viene a ser la turbina, la cual le suministra una fuerza capaz de equilibrar la fuerza electromagnética, producida por el campo magnético y la corriente (Ley de Lorentz), además se requiere que la turbina gire a una velocidad mayor que la velocidad de rotación nominal del motor (velocidad de sincronismo) para que se produzca la tensión inducida, producto de velocidad y el campo magnético. Ley de Faraday (Vargas Machuca, 1990, pág. 23).

La elección de motores de inducción que trabajan como generadores eléctricos sin modificación alguna es aplicada en proyectos de microcentrales o picocentrales, por que el precio para las bajas potencias justifica su elección, además al trabajar de esta manera tiene una ligera menor eficiencia. (Nigel, 1994, pág. 30).

Se sabe que la mayoría de las bombas eléctricas son acompañado de motor de inducción lo cual invita a seleccionar un generador de corriente alterna asíncrono. Para ello es necesario la potencia generada por la turbina o sea la potencia en el eje, considerando la eficiencia de la turbina igual que la eficiencia de bomba con fines de cálculo.

$$P_e = g \cdot \rho \cdot Q_t \cdot H_t \cdot \eta_t \quad (3.27)$$

Donde:

P_e : Potencia de eje de bomba funcionando como turbina (w)

g : Aceleración de gravedad (m/s^2)

ρ : Densidad de agua (Kg/m^3)

Q_t : Caudal de turbina (m^3/s)

H_t : Altura neta de turbina (m)

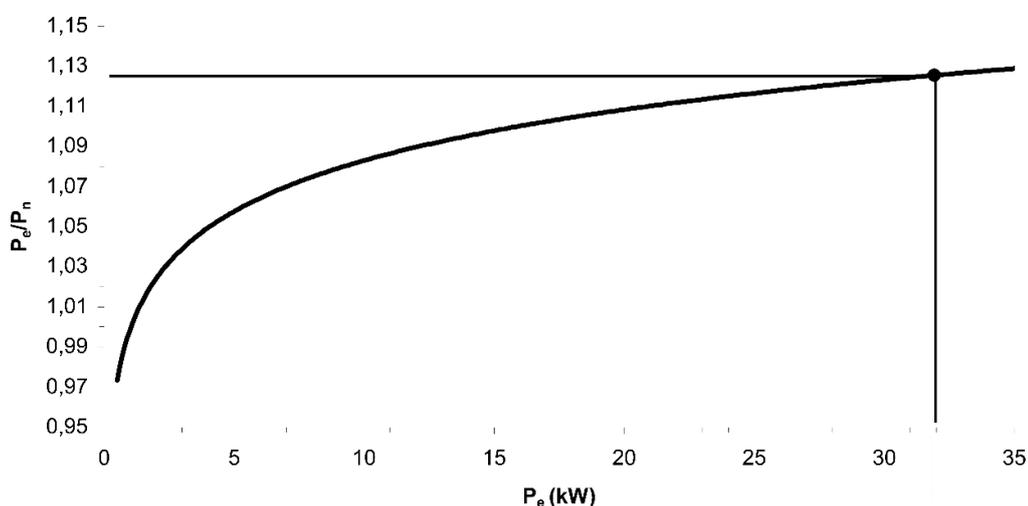
η_t : Eficiencia de turbina (0.68)

$$P_e = (1000) (9.8) (0.0055) (19) (0.68) = 696.388 \text{ w}$$

$$P_e = 0.6964 \text{ Kw}$$

Al obtener la potencia en eje se procede determinar la potencia nominal del motor que será usado como generador según la figura 3.7.

Figura 3.6: Preselección de motor a ser utilizado como generador



FUENTE: (Chapallaz, 1992)

$$P_n = \frac{P_e}{(P_e/P_n)} \tag{3.28}$$

$$P_n = \frac{0.6964}{0.97} = 0.718 \text{ Kw}$$

$$P_n = 0.729 \text{ Kw} \approx 1 \text{ HP}$$

Por lo tanto, como la bomba adquirida para el ensayo viene junto al motor de inducción de potencia de 1 HP, entonces el conjunto electrobomba es usado en esta prueba.

3.7.1 SELECCIÓN DE LOS CONDENSADORES DE EXCITACIÓN

Una muy simple, pero muy útil manera de entender la operación básica de un generador de inducción aislado es representar la maquina simplemente con su reactancia de magnetización. El circuito equivalente altamente simplificado mostrado en la figura 3.6 puede entonces ser utilizado. Esta es una representación lo suficientemente precisa para el propósito de determinar el condensador necesario. (Nigel, 1994, pág. 08)

Figura 3.7: Circuito equivalente simplificado del generador de inducción



FUENTE: (Nigel, 1994, pág. 08)

Donde:

I_c : Corriente en el condensador

I_m : Corriente de magnetización

C: Condensador

L: Bobina

Para el funcionamiento como generador se requiere que la corriente en el condensador iguale a la corriente de magnetización, y que en conjunto actúen como un circuito resonante a la frecuencia angular (ω), fijada por la velocidad de giro de la máquina. De acuerdo a la selección de la capacitancia la corriente aumentará hasta que se alcance la operación estable y esto se logrará cuando la impedancia de los condensadores (X_c) iguale a la reactancia de magnetización (X_L), entonces:

$$\frac{1}{\omega \cdot C} = \omega \cdot L_m \quad (3.26)$$

Donde:

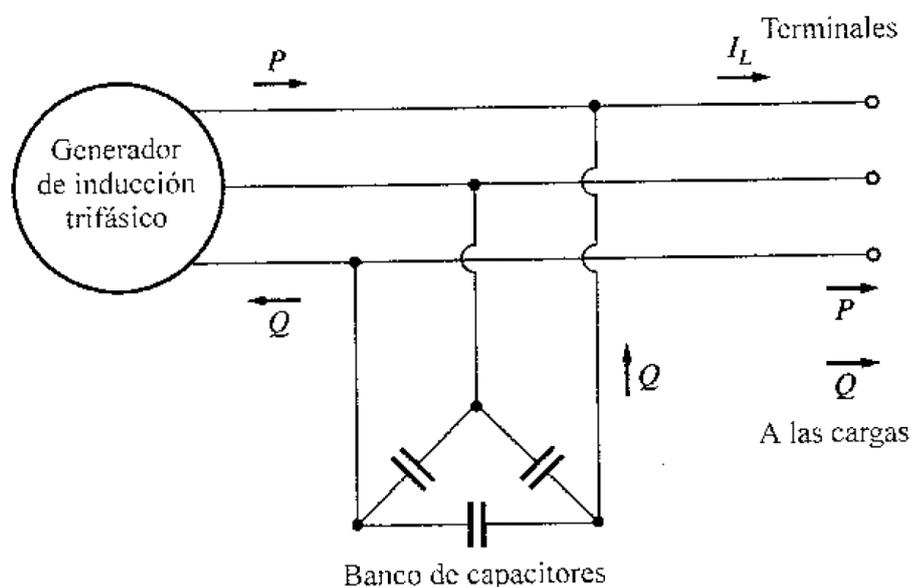
ω : Velocidad angular o frecuencia angular $\omega=2\pi f$, rad/s.

L: Inductancia, H.

C: Capacitor, μF .

Las máquinas asíncronas en la mayoría de los casos se usa como motor, como generador varía la tensión y frecuencia de salida y consume potencia reactiva estas características de funcionamiento hace que sea muy difícil alimentar a carga inductiva para hacer posible se debe emplear técnicas de suministrar la potencia reactiva requerida por el generador y por las cargas añadidas. Es posible que una máquina de inducción funcione como generador aislado de cualquier sistema de potencia en tanto haya capacitores disponibles para suministrar la potencia reactiva requerida por el generador y por las cargas conectadas a este. (J. Chapman, 2003, pág. 471).

Figura 3.8: Generador de inducción aislado cuyo banco de capacitores suministra la potencia reactiva.

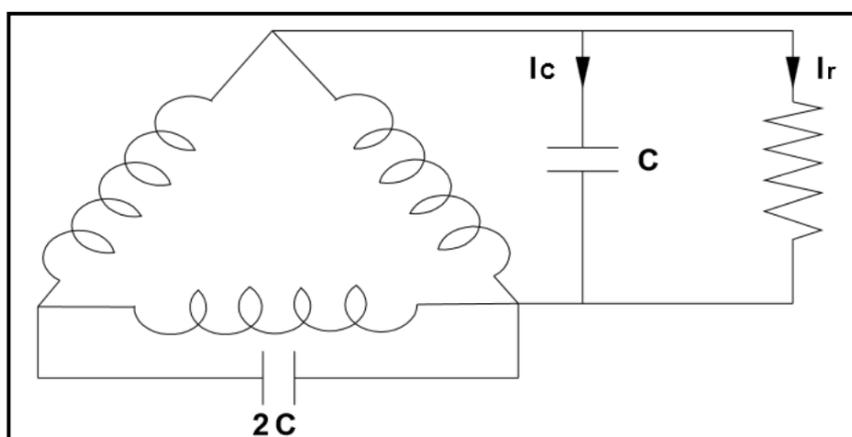


FUENTE: (J. Chapman, 2003, pág. 471)

3.7.2 SALIDA MONOFÁSICA DESDE UNA MÁQUINA TRIFÁSICA

La máquina de inducción debe trabajar con dos voltajes 220/380 V. Luego se calcula las capacitancias “C” necesarias para su funcionamiento trifásico normal, usando la máquina se encuentra conectada en delta trabaja con el menor voltaje. Continuando, se conecta “2C” a la primera fase, “C” a la segunda fase y ninguna en la tercera fase. Esta conexión se conoce como “C- 2C”. Entonces la carga se conecta a la fase “C”. Si está bien colocado el conjunto entonces en la fase “C” se producirá un pico de voltaje antes que la fase “2C”. Es esencial asegurar que la rotación del rotor sea la correcta con relación a las fases a las cuales las capacitancias se encuentran conectadas. La rotación correcta de la máquina puede ser determinada mediante la potencia o corriente en los devanados.

Figura 3.9: Generación monofásica utilizando una máquina de inducción trifásica usando una conexión “C-2C”.



FUENTE: (Nigel, 1994, pág. 39)

3.7.3 CÁLCULO DE CAPACITANCIA

Cuando la maquina trabaja como generador la eficiencia es menor alrededor de 2% respecto a la eficiencia de la maquina trabajando como motor. (Williams, 1995, pág. 38) Por lo tanto, se puede aplicar con fines de diseño la siguiente expresión.

Sabiendo que:

$$S_{Vacio} = \sqrt{3} * V_l * I_l \tag{3.31}$$

$$Q_l = \text{sen}(\Phi) * S_{Vacio} \tag{3.32}$$

$$Q_f = \frac{Q_l}{3} \tag{3.33}$$

$$V_f = V_l \tag{3.34}$$

$$I_f = \frac{Q_f}{V_f} \tag{3.35}$$

Donde:

S_{Vacio} : Potencia total aparente en vacío (VA)

V_l : Voltaje nominal de motor (V)

I_l : Corriente en línea de motor (A)

Q_l : Potencia total reactiva (VAR)

Q_l : Potencia reactiva de fase (VAR)

V_f : Voltaje de fase (V)

I_f : Corriente de fase (A)

f : Frecuencia (Hz)

C : Capacitancia (uF)

φ : Angulo de factor de potencia

Se conoce los datos V_l , I_l , φ , Deduciendo las ecuaciones (3.31) a (3.35) se llega al siguiente resultado:

$$C = \frac{\sqrt{3} * I_l * \text{sen}(\Phi)}{6 * \pi * f * V_l} \quad (3.35)$$

$$C = \frac{\sqrt{3} * 4.2 * \text{sen}(43)}{6 * \pi * 60 * 220} = 20.77 \text{ uF}$$

Se debe redondear el valor de “C” por exceso al valor más cercano, viene hacer 25 μF . Para “2C” vendría a ser 50 μF . El voltaje nominal de los capacitores debe ser mayor que el voltaje máximo del generador, ejemplo si se va generar 220V los capacitores debe ser de

400V a más. En el mercado nacional regional se encontró condensadores de $25\mu\text{F}$ de 400V las cuales se usarán para nuestro trabajo de experimentación.

Datos de Capacitancia

Se utiliza según los capacitores existentes en el mercado

Marca: BUROCAP

Capacitancia: $25\mu\text{F}$

Voltaje: 400V

3.8 MONTAJE DE MÓDULO

3.8.1 MONTAJE MECÁNICO DEL MÓDULO.

El montaje mecánico se realiza como se ve en la figura 3.10 teniendo ciertas precauciones, a continuación, se describe las funciones y detalles de instalación de la siguiente forma.

- a) **Tanque.** Primero se fabricó e instaló la estructura de tanque que incluye la estructura base para la fijación de bombas centrifugas. Tanque es un reservorio que contiene y permite la recirculación de agua además sirve de canal para vertedero.
- b) **Filtro de succión.** Tiene como objetivo no permitir el ingreso de partículas que pueda dañar la bomba, muchas veces viene acompañado con válvula de pie.
- c) **Bomba centrífuga PENTAX modelo CHT310**, velocidad nominal 3400 rpm. Debe ir montado sobre una base fija y resistente. Es de suma importancia el alineamiento del grupo bomba motor sino puede generar vibración. También es importante que la tubería

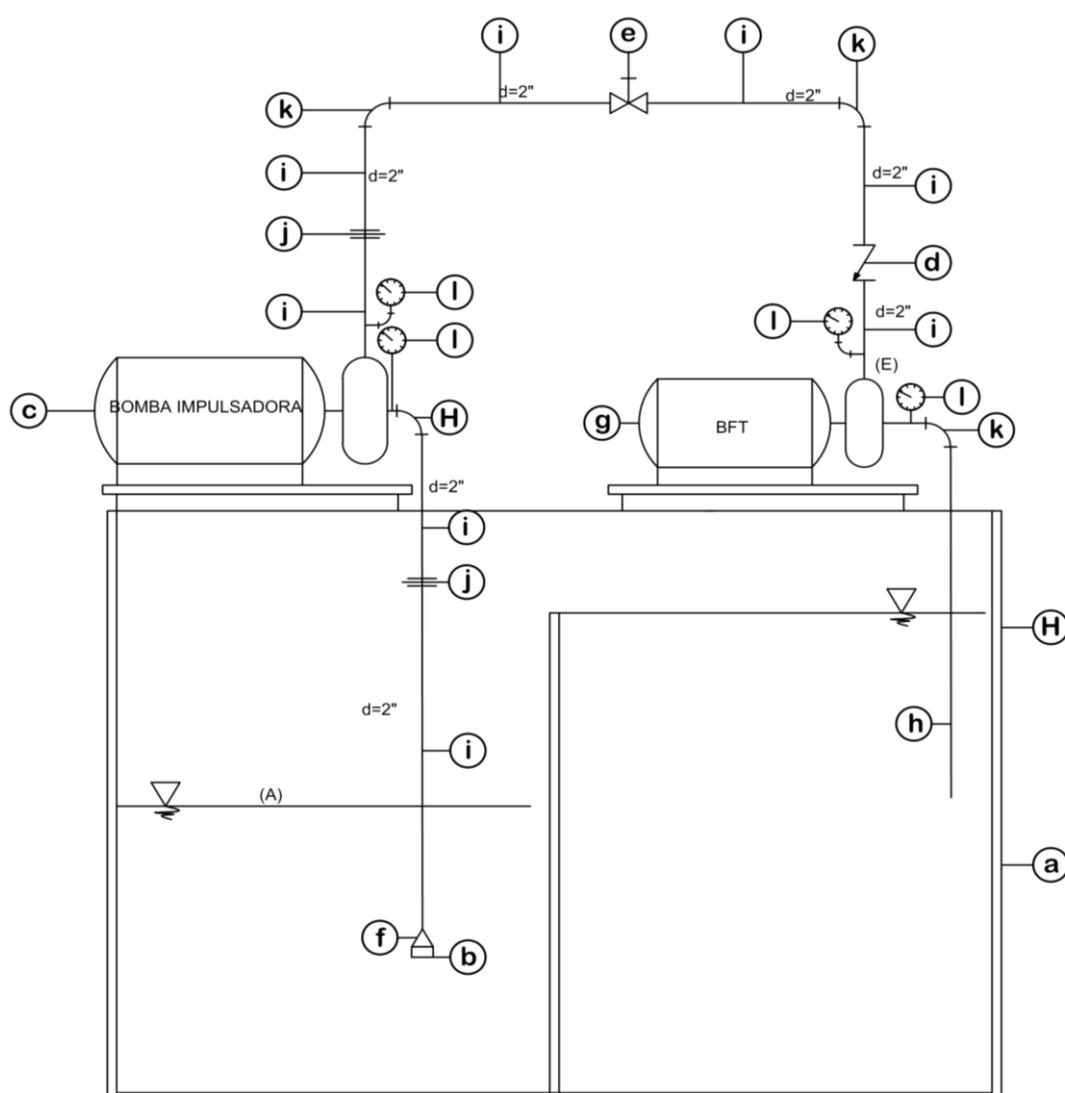
de succión debe estar alineado a la entrada de la bomba o ligeramente inclinado hacia abajo.

- d) **Válvula de retención de 2”**. Permite que el agua impulsada no regrese así evita el efecto de golpe de ariete e impide que la bomba gire en sentido contrario todo esto con el objetivo de proteger la bomba.
- e) **Válvula de compuerta de 2”**. La función de esta válvula es regular el caudal de operación del sistema de simulación de micro central en la instalación de prueba. Regula el caudal a través de un mecanismo que permite la reducción de diámetro de flujo ocasionando una pérdida de carga al sistema.
- f) **Válvula de Pie de 2”, Permite**. Su función es hacer pasar el fluido en un solo sentido sirve para el cebado de la bomba impulsadora. Instalar teniendo en cuenta el sentido de flujo que indica en la válvula.
- g) **Bomba funcionando como turbina**. Es una bomba de tipo centrífuga de marca PENTAX, Modelo CST100/2, 1HP, instalar en una estructura regida y resistente o una brida de montaje nivelado y una alineación exacta.
- h) **Tubo difusor de turbina**. Su instalación es como cualquier elemento de sistema de tubería es importante respetar las distancias respecto al pared de tanque que no debe sobrepasar 0.6 veces el diámetro de descarga de BFT. Considerando que debe estar sumergida más de 0.3 metros en el agua del tanque.
- i) **Tubería de fierro galvanizado 2”**. Es un conducto que cumple la función de transportar agua u otros fluidos. La instalación es mediante la unión roscada.
- j) **Unión universal 2”**, La unión universal, es un accesorio designado para la instalación y reparación de sistemas de distribución del agua en el sistema de instalación de tuberías. Por su singular forma y movimiento permite unir tramos en los que se hayan realizado

cortes de segmento de tubería ya que, por el uso de coplas, enroscar una tubería de ambos lados es imposible.

k) codo de 90° de 2', Los codos para tubería, son considerados como un accesorio que se instala entre las dos longitudes de un tubo para permitir un cambio de dirección, el cual, mediante un procedimiento determinado forman las líneas estructurales de éstas.

Figura 3.10: Esquema de la instalación del módulo BFT.



Elaboración Propia.

3.8.2 INSTALACIONES ELÉCTRICAS

La instalación eléctrica se hace de acuerdo a la figura 3.11 pero antes es importante girar el rotor del motor y prestar atención a los posibles ruidos de deslizamiento anormales. Compruebe el sentido de giro en estado sin acoplar. Siga las instrucciones del fabricante al montar o desmontar acoplamientos u otros elementos de accionamiento y cúbralos con una protección de contacto.

Todas las Conexiones deben ser realizadas por personal capacitado con la máquina parada. Antes de realizar cualquier tarea de este tipo, deben aplicarse estrictamente las siguientes reglas de seguridad:

- Desconecte de la alimentación
- Disponga una protección contra la reconexión de la alimentación
- Compruebe el aislamiento seguro respecto de la alimentación
- Conecte a tierra y cortocircuite
- Cubra las piezas con alimentación cercanas o disponga barreras para evitar el contacto con ellas

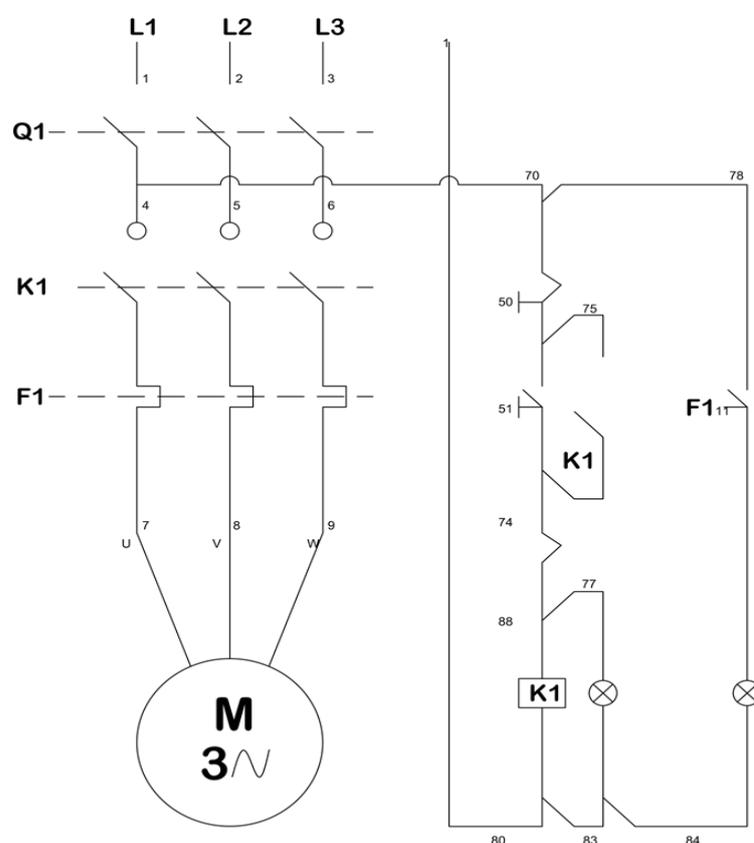
Observe las indicaciones de las placas de características y el diagrama de conexión de la caja de bornes.

La conexión debe realizarse de tal forma que se mantenga una conexión eléctrica permanente y segura. Utilice terminales de cable adecuados. Establezca y mantenga una conexión equipotencial segura.

No se permite la presencia de cuerpos extraños, suciedad ni humedad en la caja de bornes. Cierre los orificios para cables no utilizados y la propia caja de forma que sean

estancos frente al polvo y la humedad. En el caso de las máquinas con accesorios, compruebe que éstos funcionan correctamente antes de la puesta en funcionamiento.

Figura 3.11: Instalación eléctrica del trifásico

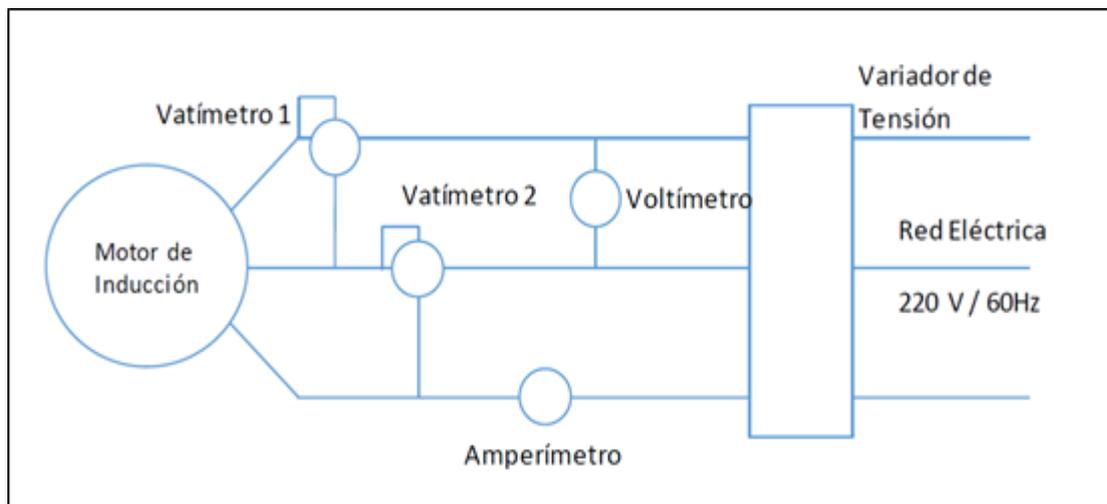


Elaboración Propia.

3.11 PRUEBA DEL MOTOR

En el motor se realiza las pruebas para determinar las pérdidas a través del ensayo al vacío (cuando el rotor está libre) y ensayo a corto circuito (cuando el rotor está trabado). En la figura 3.12 se presenta el esquema de instalación de instrumentos y equipos necesarios para la prueba.

Figura 3.12: Esquema de instalación de equipo e instrumentos de medición



Elaboración Propia

3.11.1 ENSAYO DE MOTOR EN VACÍO

Medir la temperatura de ambiente para realizar el ensayo. Se hace funcionar el motor sin carga mecánica a la tensión nominal (V_n) y frecuencia nominal (f). En estas condiciones la velocidad de giro del motor estará muy cercana a la velocidad de sincronismo, de tal forma el deslizamiento (s) tiende a cero.

Medir la tensión, corriente en las tres fases y los vatímetros 1 y 2. La potencia total consumida por el motor es medida por los vatímetros representando las pérdidas en el hierro del núcleo y las pérdidas mecánicas.

$$P_o = W_1 + W_2 = P_{Fe} + P_{Perd.Mec} \tag{3.36}$$

Donde:

P_o : Potencia total medida en ensayo de motor en vacío (W).

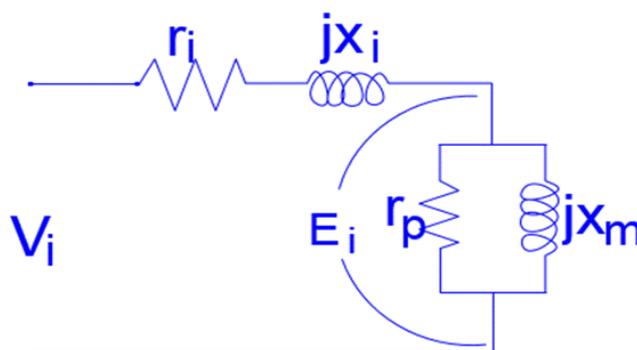
W_1 : Potencia medida por vatímetro 1 (W).

W_2 : Potencia medida por vatímetro 2 (W).

P_{Fe} : Pérdidas en el núcleo de hierro de motor (W).

$P_{Perd. Mec}$: Pérdidas mecánicas en motor (W).

Figura 3.13: Circuito equivalente de motor en vacío

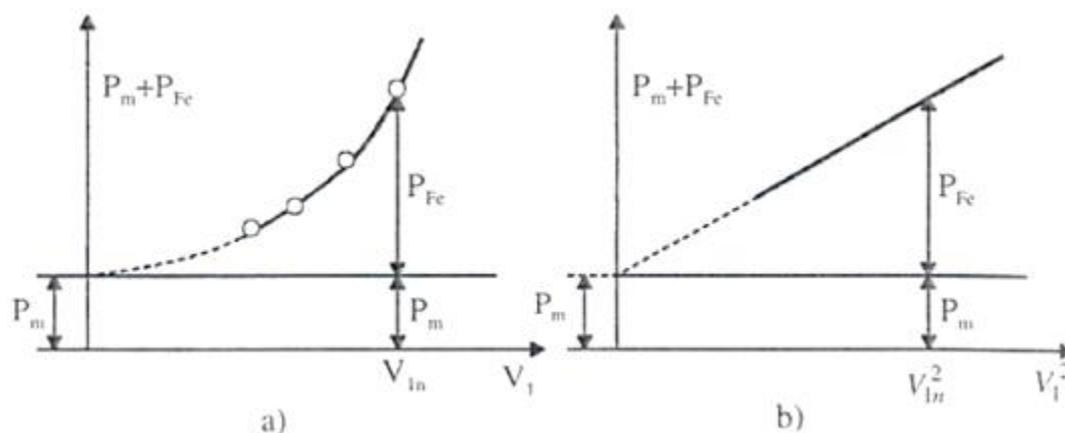


Elaboración Propia

Para calcular solo las pérdidas en hierro es necesario que la tensión se aumente a 120% de la tensión nominal, el método usado es propuesto por (Cogo et al, 1984; citado por Macedo, 2004).

Reducir el valor de tensión hasta que cause un aumento de corriente de motor. Se realizan medidas de potencia a diferentes tensiones. La tensión mínima de alimentación es aproximadamente de 25% de la tensión nominal, luego con los datos registrados se construye una gráfica y se prolonga la curva hasta que corte al eje de ordenadas como se muestra en la figura 3.13 Con la ayuda de grafica se calcula perdida en el hierro (Fe) ya que las pérdidas en el Fe serán nulas al no existir flujo de corriente.

Figura 3.14: Potencia total medida en ensayo de motor en vacío en función de tensión



FUENTE: (Guitierrez Paucar, 2000, pág. 12)

3.11.2 ENSAYO EN ROTOR TRABADO.

Parar el motor y medir la temperatura de ambiente para realizar el ensayo con motor trabado. El ensayo se realiza bloqueando el rotor e impidiendo que gire y se aplica al estator una tensión creciente desde 0 hasta que la corriente del motor sea la nominal ($I_{cc} = I_N$).

Medir la tensión, corriente en las tres fases y los vatímetros 1 y 2. La potencia total consumida por el motor está dado por la ecuación (4.2).

$$P_{cc} = W_1 + W_2 = P_{Cu1} + P_{Cu2} \tag{3.37}$$

Donde:

P_{cc} : Potencia total medida en ensayo de motor trabado (W).

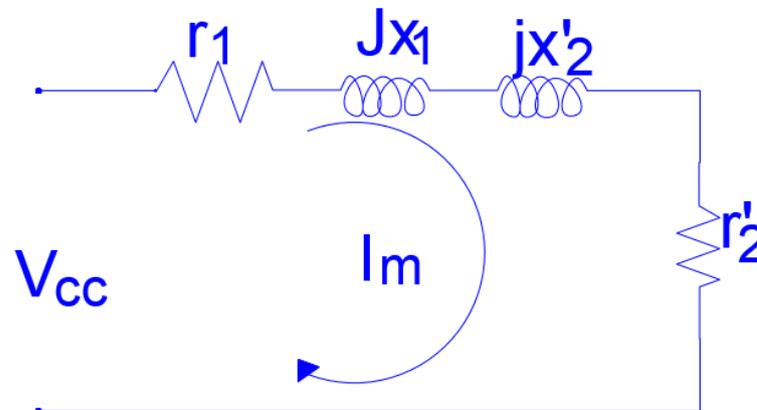
W_1 : Potencia medida por vatímetro 1 (W).

W_2 : Potencia medida por vatímetro 2 (W).

P_{Cu1} : Pérdidas en los devanados de cobre en estator (W).

P_{Cu2} : Pérdidas en los devanados de cobre en rotor (W).

Figura 3.15: Circuito equivalente de motor trabado.



Elaboración Propia

3.11.3 PÉRDIDAS TOTALES DEL MOTOR

Tras realizar los ensayos se calcula las pérdidas totales en el motor que es igual que las pérdidas funcionando como generador. Las pérdidas en la máquina está dado por la ecuación (3.38).

Las pérdidas pueden determinarse haciendo la sumatoria de la potencia obtenida en las pruebas del motor en vacío, para la tensión nominal que vendría a ser 220 V, y la potencia obtenida en la prueba de motor trabado.

$$P_{tm} = W_o + W_{cc} \quad (3.38)$$

Donde:

P_{tm} : Pérdida total en el a máquina de inducción (W).

W_o : Perdida en el núcleo de hierro de máquina, obtenida en ensayo como motor en vacío (W).

W_{cc} : Pérdidas en los devanados de cobre del rotor y estator, obtenida en ensayo como motor trabado (W).

Observando los resultados se obtiene.

$$W_0 = 91.3 \text{ W}$$

$$W_{cc} = 138.4 \text{ W}$$

Por lo tanto.

$$P_{tm} = 229.7 \text{ W}$$

Los equipos utilizados en esta prueba se muestran en el anexo.

3.12 PRUEBA DE LA BOMBA CENTRÍFUGA

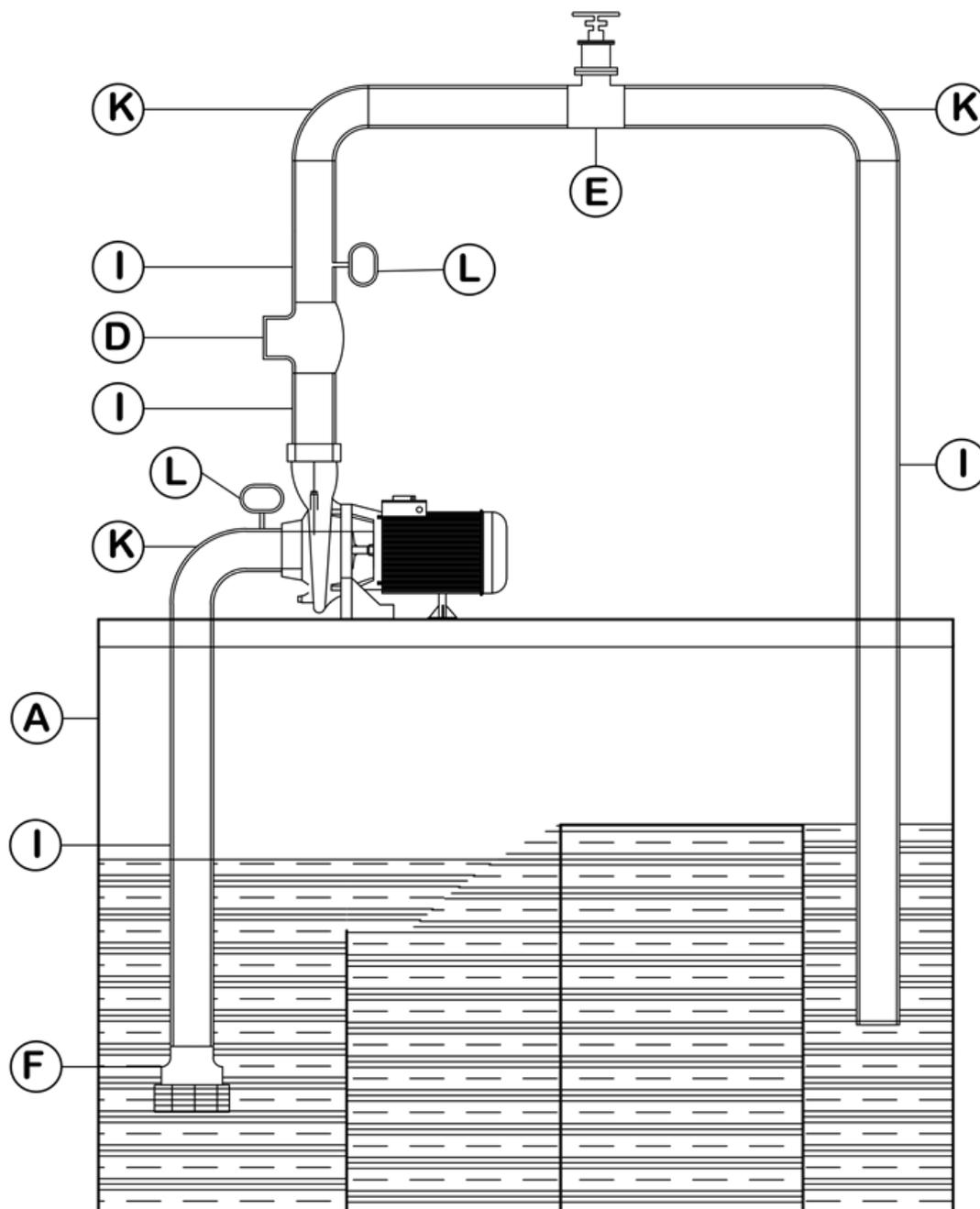
La curva característica de la bomba determina el fabricante. Esta vez hemos decidido instalar un módulo de tal forma nos permita medir los parámetros físicos y conseguir las características de la bomba centrífuga para comparar con los parámetros cuando opere como turbina.

Las válvulas instaladas en el sistema de tubería del módulo permiten la desviación de flujo y así conseguir la prueba como bomba. La posición de la bomba a experimentar no se mueve del lugar instalada sin embargo es necesario ensamblar en la tubería de succión con válvula de pie y filtro para cebar como se muestra en la figura 3.16

El circuito funciona de la siguiente manera, la bomba a ser ensayada succiona agua del reservorio (A) a través de tubería de succión. Al comienzo en esta tubería de aspiración va instalada una válvula de pie (P) y al final un manómetro (Ls) que mide la presión de succión luego el agua sale de la bomba a través de tubería de descarga donde está instalada

un manómetro (Ld) que permite Medir la presión de descarga. El flujo continúa hasta descargar en el reservorio y pasa por un vertedero (V_q) para medir el caudal como se ve en la figura (3.17).

Figura 3.16: Esquema para prueba bomba

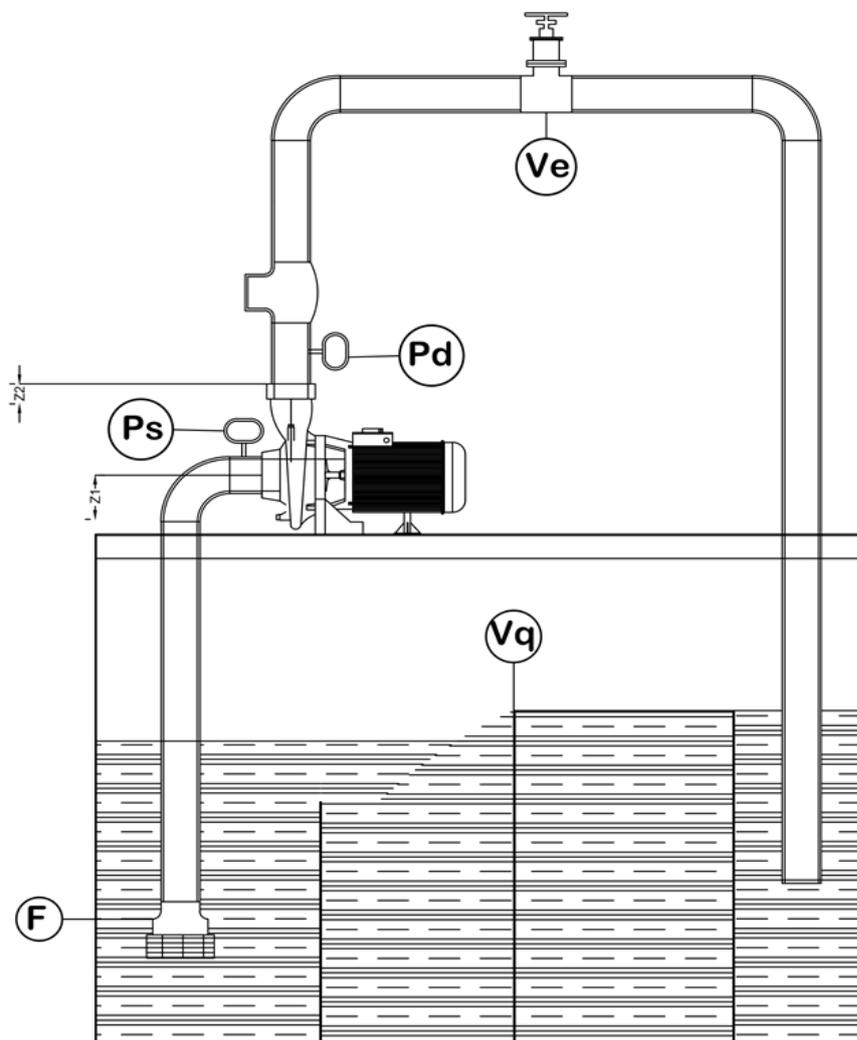


Elaboración Propia.

3.12.1 PROCEDIMIENTO DE ENSAYO DE LA BOMBA CENTRÍFUGA

- Cerrar las válvulas de compuerta (V_e).
- Cebiar la bomba centrífuga.
- Arrancar el grupo motor bomba a través de control de mando y esperar que se estabilice.
- Medir y registrar la temperatura de agua.
- Hacer lectura y registrar en los Manómetros (P_s , P_d).
- Medir y registrar la altura de agua en vertedero triangular (V_q), la velocidad de rotación en el eje, Voltaje, corriente y Potencia absorbida.
- Variar la abertura de la Válvula compuerta (V_e) desde una mínima abertura permitida hasta abrir por completo.
- Para cada variación medir y/o registrar la temperatura de agua, la presión de succión (P_s) y presión de descarga (P_d), la altura de agua en vertedero triangular (V_q), la velocidad de rotación en el eje, Voltaje, corriente y Potencia absorbida.
- Apagar el grupo motor bomba a través de control de mando.
- Procesar los datos obtenidos en el experimento para determinar la altura total de la bomba (H_b), Caudal (Q_b), Potencia hidráulica de la bomba (P_b), Potencia en el eje de la bomba (P_{eb}), eficiencia de la bomba (η_b).
- Con los valores obtenidos se procede a graficar la curva característica de funcionamiento de la bomba centrífuga.

Figura 3.17: Circuito de ensayo de la bomba



Elaboración Propia.

3.12.1.1 ALTURA TOTAL DE LA BOMBA

De acuerdo la figura 3.17 se aplica el principio de continuidad de Bernoulli entre los puntos de descarga y succión se tiene lo siguiente (Mataix, 1986, pág. 113).

$$\frac{V_s^2}{2g} + \frac{P_s}{\gamma} + Z_s - h_{rs-d} + H_b = \frac{V_d^2}{2g} + \frac{P_d}{\gamma} + Z_d \quad (3.39)$$

Donde:

H_b : Altura total proporcionada por la bomba entre los puntos (s) y (d) (m).

h_{rs-d} : Altura de Pérdidas entre los puntos (s y d) (m).

$\frac{V_s^2}{2g}$: Alturas de Velocidad en la succión de la bomba (m).

$\frac{V_d^2}{2g}$: Alturas de Velocidad en la descarga de la bomba (m).

$\frac{P_s}{\gamma}$: Alturas de Presión en punto de succión (m).

$\frac{P_d}{\gamma}$: Alturas de Presión en descarga de la bomba (m).

Z_d : Alturas geodésicas en descarga de bomba (m).

Z_s : Alturas geodésicas en la succión (m).

Deduciendo la ecuación (3.39) y de acuerdo de la figura 3.16 resulta

$$H_b = \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} + \frac{P_d}{\gamma} - \frac{P_s}{\gamma} + (Z_d - Z_s) \quad (3.40)$$

Para calcular la velocidad se usa la ecuación (4.6)

$$V = \frac{4Q_b}{\pi * D^2} \quad (3.41)$$

Donde:

V : Velocidad del fluido (m/s).

Q_b : Caudal de bomba (m³/s).

D : Diámetro interno de la tubería (m).

3.12.1.2 CÁLCULO DE POTENCIA HIDRÁULICA

Es la potencia hidráulica generada por la bomba está dado por la ecuación (3.42)

$$P_b = g * \rho * Q_b * H_b \quad (3.42)$$

Donde:

P_b : Potencia hidráulica de bomba (W).

g : Aceleración de gravedad (m/s^2).

ρ : Densidad de agua (Kg/m^3).

Q_b : Caudal de bomba (m^3/s).

H_b : Altura neta de bomba (m).

3.12.1.3 EFICIENCIA DEL CONJUNTO BOMBA MOTOR

Se calcula a través de la ecuación (4.43)

$$\eta_{bm} = \frac{P_b}{P_{el.m}} \quad (3.43)$$

Donde:

η_{bm} : Eficiencia total del grupo bomba

P_b : Potencia hidráulica generada por la bomba (W)

$P_{el.m}$: Potencia eléctrica absorbida por el motor (W)

3.12.1.4 POTENCIA EN EJE DE LA BOMBA

La potencia en el eje se calcula a través de la ecuación (3.44)

$$P_{ej.b} = P_{el.b} * \eta_m \quad (3.44)$$

Donde:

$P_{ej.b}$: Potencia del eje de bomba (w).

$P_{el.b}$: Potencia eléctrica absorbida por la bomba (w).

η_m : Eficiencia del motor.

3.12.1.5 EFICIENCIA DE LA BOMBA

Se calcula a través de la ecuación (3.45)

$$\eta_b = \frac{P_b}{P_{ej.b}} \quad (3.45)$$

Donde:

η_b : Eficiencia de la bomba.

P_b : Potencia hidráulica, generada por la bomba (w).

$P_{ej.b}$: Potencia en eje, absorbida por la bomba (w).

Como en este ensayo no se utiliza variador de velocidad, para otras velocidades de rotación se considera la siguiente relación.

$$H_{b2} = H_{b1} \left(\frac{n_{b2}}{n_{b1}} \right)^2 \quad (3.46)$$

$$Q_{b2} = Q_{b1} \left(\frac{n_{b2}}{n_{b1}} \right) \quad (3.47)$$

Donde:

H_{b2} : Altura que se desea conocer a una velocidad de rotación (n_{b2}) (m).

n_{b2} : Velocidad de rotación diferente a nominal (rpm).

H_{b1} : Altura a velocidad de rotación nominal (rpm).

n_{b2} : Velocidad de rotación nominal (m).

H_{b1} : Altura a velocidad de rotación (n_{b1}).

3.12.2 PARÁMETROS OBTENIDOS EN EL ENSAYO DE LA BOMBA

Una vez obtenida los resultados se procedió a levantar las curvas características de la bomba y de sus parámetros como en rendimiento de la bomba, altura y caudal para la rotación de 3400 rpm, teniendo los valores se calcula la altura y caudal para las revoluciones de 3400 y 3600 utilizando las ecuaciones de afinidad 3.46 y 3.47.

En este caso el rendimiento se considera constante.

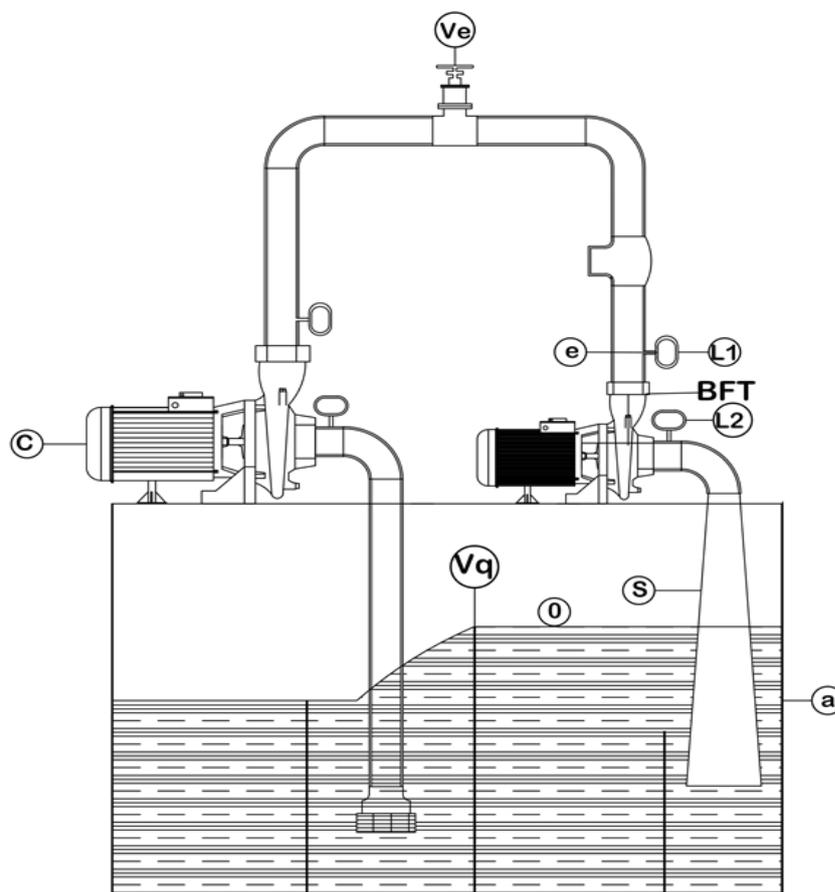
3.13 PRUEBA BOMBA CENTRÍFUGA FUNCIONANDO COMO TURBINA

Se pondrá a prueba la bomba seleccionada como turbina, PENTAX, MODELO CST/100, para ello se usa el módulo diseñado. La única modificación y/o consideración a tener es que la tubería de descarga y la válvula de pie instalada para la prueba anterior se retiran y monta un difusor como muestra en la figura 3.18 ya que en este ensayo la bomba no opera como bomba. La prueba fue realizada desde las condiciones en vacío hasta que el generador opera a plena carga.

El circuito funciona de la siguiente manera, la bomba simuladora (C) succiona agua del reservorio (A) a través de tubería de succión. Al comienzo de esta tubería de aspiración va instalada un filtro para que no permita que ingrese suciedad al sistema, luego el agua sale de la bomba a través de tubería de descarga donde está instalada una Válvula de

compuerta (Ve) para regular caudal. El flujo continúa un Manómetro (L) que permitirá la medición de presión en la entrada de la bomba a experimentar como turbina (BFT). La BFT descarga el agua por difusor (S) al tanque (R) y luego pasa por un vertedero (V_q) para medir el caudal como se ve en la figura (3.18).

Figura 3.18: Esquema de banco de prueba y el sentido de flujo para bomba funcionando como turbina.



Elaboración Propia.

El módulo también cuenta de un motor de inducción que funciona como generador (G), se cuenta con banco de capacitores (BC) para excitar, y control de Mando.

3.13.1 PROCEDIMIENTO DE ENSAYO DE LA BOMBA FUNCIONANDO COMO TURBINA

- Llenar de agua limpia el tanque de respetando las alturas que consideras en el diseño.
- Cerrar toda la válvula compuerta (V_e).
- Cebear la bomba centrífuga simuladora por que la succión de la bomba en negativa.
- Medir y registrar la temperatura de agua.
- Desconectar todas las cargas del generador asíncrono.
- Energizar los capacitores de excitación.
- Arrancar el grupo bomba simuladora a través de control de mando y esperar que se estabilice.
- Abrir la abertura de la Válvula (V_e) hasta el rotor gire al 3400 rpm.
- Medir y registrar los datos eléctricos como Voltaje, corriente y Potencia del generador asíncrono.
- Medir y registrar la velocidad de rotación en el eje. la altura de agua en vertedero triangular (V_q).
- Hacer lectura y registrar los datos que indican los Manómetros ($P_e=L1$, $P_s=L2$).
- conectar la carga.
- Medir y registrar los datos eléctricos como Voltaje, corriente y Potencia del generador asíncrono.
- Medir y registrar velocidad de rotación en el eje. la altura de agua en vertedero triangular (V_q).
- Hacer lectura y registrar los datos que indican los Manómetros ($P_e=L1$, $P_s=L2$).

- Medir todo los datos eléctricos, mecánicos e hidráulicos cada vez que se Conecta y agrega más carga hasta la última carga.
- Variar la Válvula (V_e) desde una mínima abertura hasta una presión permitida de 6 Bar para velocidad de rotación de 3400 rpm.
- En cada velocidad de rotación; variar la carga de vacío a plena carga y para cada variación de carga, medir y registrar los datos eléctricos, mecánicos e hidráulicos.
- Procesar los datos obtenidos en el experimento para determinar la altura total de la bomba funcionando como turbina (H_t), Caudal (Q_t), Potencia hidráulica de la BFT (P_t), Potencia en el eje de la BFT ($P_{ej.t}$), eficiencia de la BFT (η_t).
- Con los valores obtenidos se procede a graficar la curva característica de funcionamiento como turbina de la bomba centrífuga.

3.13.1.1 ALTURA TOTAL DE LA BOMBA FUNCIONANDO COMO TURBINA

De acuerdo la figura 3.18 se aplica el principio de continuidad de Bernoulli entre los puntos de entrada (e) de la turbina y nivel de reservorio (0) de descarga se tiene lo siguiente. (Mataix, 1986).

$$\frac{V_e^2}{2g} + \frac{P_e}{\gamma} + Z_e - h_{re-0} - H_t = \frac{V_0^2}{2g} + \frac{P_0}{\gamma} + Z_0 \quad (3.48)$$

Donde:

H_t : Altura total absorbida por la BFT entre los puntos (e) y (o) (m).

h_{re-0} : Altura de Pérdidas en el difusor (m).

$\frac{V_e^2}{2g}$: Alturas de Velocidad en la entrada de BFT (m).

$\frac{V_0^2}{2g}$: Alturas de Velocidad en la descarga (*m*).

$\frac{P_e}{\gamma}$: Alturas de Presión en la entrada de BFT (*m*).

$\frac{P_0}{\gamma}$: Alturas de Presión en la descarga (*m*).

Z_e : Alturas geodésicas en la entrada de BFT (*m*).

Z_o : Alturas geodésicas en la descarga (*m*).

Deduciendo la ecuación (3.48) y de acuerdo de la figura 4.6 resulta.

$$H_t = \frac{V_e^2 - V_0^2}{2g} + \frac{P_e}{\gamma} + (Z_e - Z_o) - h_{re-0} \quad (3.49)$$

Para calcular la velocidad se usa la ecuación (4.6)

$$V = \frac{4Q_b}{\pi * D^2} \quad (3.50)$$

Donde:

V : Velocidad del fluido (*m/s*).

Q_b : Caudal de bamba (m^3/s).

D : Diámetro interno de la tubería (*m*).

3.13.1.2 LA PÉRDIDA TOTAL EN SUCCIÓN BFT.

Para las pérdidas primarias en la tubería aplicamos el método de Hazen Williams siendo válida para diámetros de tubería mayores de 50 milímetros (S.A, 2002, pág. 32).

$$h_1 = 10.643L \left(\frac{Q}{C_{HW}} \right)^{1.85} * D_t^{-4.87} \quad (3.51)$$

Donde:

L: longitud del tramo recto de tubería (m)

Q: caudal (m^3/s)

D: Diámetro de la tubería (m)

C_{HW} : Coeficiente de Hazen- Willians (adimensional).

Para las pérdidas secundarias está dado por la ecuación (3.52) (Mataix, 1986, pág. 237) y ecuación (3.53), para determinar coeficiente de pérdidas coeficiente K (S.A, 2002, pág. 38).

$$h_2 = \frac{K}{2g} * V_t^2 \quad (3.52)$$

$$h_2 = \frac{K}{2g} * (V_e - V_o)^2 \quad (3.53)$$

Donde:

K: Coeficiente de accesorios obtenida experimentalmente.

V_t : Velocidad media del líquido en la entrada del accesorio (m/s).

V_e : Velocidad del líquido en la entrada del difusor (m/s).

V_o : Velocidad del líquido en la salida del difusor (m/s).

g : Aceleración de gravedad (m/s^2).

Un ejemplo de cálculo de las pérdidas primarias y secundarias es presentado de forma resumida. En la tabla (3.8) y (3.9).

Tabla 3.7: Pérdidas primarias en la tubería de descarga de BFT

Tubería	Diámetro (pulg.)	Diámetro (m)	Longitud-l (m)	Caudal ((m ³ /s)	H1
SUCCION	2"	0.0525	0.0770	0.0055	0.0024

Elaboración Propia.

Tabla 3.8: Pérdidas secundarias en la tubería de descarga de BFT

Tubería	Accesorios	Cantidad	K	Diámetro (e)	Diámetr o (o)	Velocidad (e)	Velocid ad (o)	h2
Difusor	Codo de 90°	1	0.90	0.0525		2.541		0.2961
	Amplificador	1	0.15	0.0525	0.1300	2.541	0.00414	0.0492
Total								0.3453

Elaboración Propia.

Por lo tanto, la pérdida total en la descarga es.

$$h_{re-o} = 0.0024 + 0.3453 = 0.3477 \text{ m}$$

3.13.1.3 CÁLCULO DE POTENCIA HIDRÁULICA DE BFT

Es la potencia hidráulica absorbida por la bomba funcionando como turbina está dado por la ecuación (3.54).

$$P_t = g * \rho * Q_t * H_t \tag{3.54}$$

Donde:

P_t : Potencia hidráulica de BFT (w).

g : Aceleración de gravedad (m/s^2).

ρ : Densidad de agua (Kg/m^3).

Q_t : Caudal de BFT (m^3/s).

H_t : Altura neta de BFT (m).

3.13.1.4 POTENCIA ELÉCTRICA GENERADA POR BFT

Se calcula a través de la ecuación (3.55)

$$P_{el.g} = \sqrt{3} * V_g * I_g \quad (3.55)$$

Donde:

$P_{el.g}$: Potencia eléctrica activa generada por la máquina de inducción (w).

I_g : Corriente generada por la maquina (A).

V_g : Tensión generada por la maquina (V).

3.13.1.5 Eficiencia Del Conjunto BFT Generador

Se calcula a través de la ecuación (3.57)

$$\eta_{tg} = \frac{P_{el.g}}{P_t} \quad (3.57)$$

Donde:

η_{tg} : Eficiencia total del grupo BFT - generador.

P_t : Potencia hidráulica de BTF (w).

$P_{el.g}$: Potencia eléctrica activa generada por la máquina de inducción (w).

3.13.1.6 EFICIENCIA DEL GENERADOR

La eficiencia del generador se calcula a través de la ecuación (3.58)

$$n_g = \frac{P_{el.g}}{P_{el.g} + P_{tm}} \quad (3.58)$$

Donde:

η_g : Eficiencia del generador.

$P_{el.g}$: Potencia eléctrica activa generada por la máquina de inducción (w)

P_{tm} : Pérdida total en el a máquina de inducción (W).

3.13.1.7 EFICIENCIA DE LA BFT

Se calcula a través de la ecuación (3.59)

$$n_t = \frac{n_{tg}}{n_g} \quad (3.59)$$

Donde:

η_{bm} : Eficiencia de la bomba.

P_b : Potencia hidráulica, generada por la bomba (w).

$P_{ej.b}$: Potencia en eje, absorbida por la bomba (w).

3.13.2 ENSAYO EN EL MOTOR DE INDUCCIÓN COMO GENERADOR

En esta prueba la BFT se sometió a un caudal y altura constante. Variando la carga desde una carga mínima a máximo valor. El generador fue excitado con capacitores para una salida trifásica de $25\mu\text{F}$ para cada fase.

No se realizó las pruebas con rotaciones de velocidad constante porque no tenemos el laboratorio óptimo para este tipo de pruebas.

3.14 COMPARACIÓN ECONÓMICA

Conociendo las condiciones de la mini central hidroeléctrica de Phara como la altura neta y caudal se eligen dos turbina convencional y bomba funcionando como turbina. Para esta comparación económica se utiliza datos de la micro central hidroeléctrica que está situado en el distrito peruano de Phara que es uno de los 10 distritos de la Provincia de Sandía, ubicada en el Departamento de Puno, perteneciente a la Región Puno, en el sudeste Perú.

3.14.1 MICRO CENTRAL HIDROELÉCTRICA COMITÉ ELECTRO PHARA

Se encuentra ubicado en el distrito PHARA provincia de Sandia departamento de Puno la cual lo podemos ubicar en las coordenadas geográficas de 428333 N y 843531 E.

Los datos principales de la microcentral se muestran en la tabla 3.11

Tabla 3.9 Características básicas de la microcentral comité electro Phara.

Datos Principales	
Caudal del rio (m^3/s)	Altura bruta (m)
Medidas en épocas de lluvia	
0.18	126
Equipos De Generación	
Turbina	Generador trifásico

Michell-Banki			G566		
Características					
H (m)	Q(m ³ /s)	N(rpm)	Pel(kW)	n(rpm)	Fp
126	0.18	1164	150	1800	0.8
Comparación de los Equipos					
Modo convencional		Costo (\$)*	Bomba funcionando como turbina		Costo (\$)
Michell-Banki**		58,800.00	Centrífuga de eje libre de 150 hp trifásico 380v 60. hz a 3450 rpm ***		14,359.00

*Tipos de cambio SBS 13/11/2018

**Turbinas 3HC.

***Carval Distribuidores.

Elaboración Propia.

3.14.2 SELECCIÓN DE LA BOMBA FUNCIONANDO COMO TURBINA

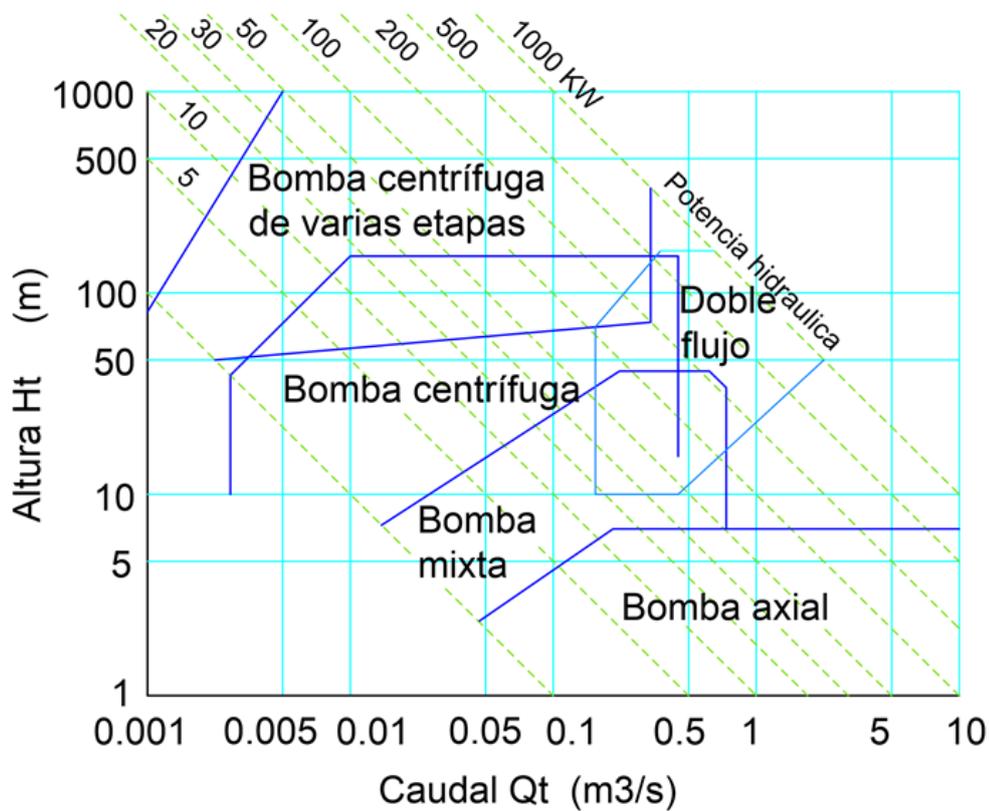
En el presente trabajo utilizamos el método Chapallaz, para que la rotación específica tenga un valor superior a la prevista, además no es posible determinar los coeficientes de caudal y altura para la bomba funcionando como turbina con el método Viana.

Una vez conocida la altura y caudal de la microcentral en la tabla 4.3 calculamos el tipo de bomba que más se adecua según la figura 2.10 La altura y caudal son:

$$H_t = 126 \text{ m}$$

$$Q_t = 0.18 \text{ m}^3/\text{s}$$

Figura 2.10: Preselección de BFT



FUENTE: (Chapallaz, 1992)

Al seleccionar el tipo de bomba se procede a calcular la velocidad específica de BFT. Sabiendo que $H_t=126m$, $Q_t=0.18m^3/s$ y la velocidad síncrona de $n_t=3600rpm$.

$$n_{qt} = \frac{n_t * \sqrt{Q_t}}{(g * H_t)^{3/4}} * 10^3 \tag{2.16}$$

$$n_{qt}=122.11$$

Con este dato obtenido y con relación a condiciones estimadas, se determina coeficiente de altura $Ka=0.53$ y coeficiente de caudal $Kq=0.77$. Según la ecuación (2.4).

Cálculo de altura de bomba.

$$H_b = K_a H_t \quad (3.2)$$

$$H_b = 0.53 * 126$$

$$H_b = 66.78 \text{ m}$$

Cálculo del caudal de la bomba

$$Q_b = K_q Q_t \quad (3.3)$$

$$Q_b = 0.77 * 0.18$$

$$Q_b = 0.1386 \text{ m}^3/\text{s}$$

Como la altura y caudal de la bomba calculada es con referencia a velocidad síncrona ($n_b=3600 \text{ rpm}$) se hace un ajuste para velocidad de fabricante ($n_{ob}=3450 \text{ rpm}$) que se muestra en la placa de bomba.

$$H_{ob} = \left(\frac{n_{ob}}{n_b}\right)^2 * H_b \quad (3.4)$$

$$H_{ob} = \left(\frac{3450}{3600}\right)^2 * 66.78$$

$$H_{ob} = 61.33 \text{ m}$$

$$Q_{ob} = \left(\frac{n_{ob}}{n_b}\right) * Q_b \quad (3.5)$$

$$Q_{ob} = \left(\frac{3450}{3600}\right) * 0.1386$$

$$Q_{ob} = 0.133 \text{ m}^3/\text{s}$$

Con resultados de ecuación (3.4) y (3.5) a velocidad asíncrona de 3450 rpm, se selecciona la bomba centrífuga.

3.14.3 SELECCIÓN DEL GENERADOR DE INDUCCIÓN

La selección del generador de inducción se realiza según el método adaptado de (Chapallaz, 1992) considerando la eficiencia de la turbina igual que la eficiencia de bomba con fines de cálculo según la ecuación 3.27.

$$P_e = g \cdot \rho \cdot Q_t \cdot H_t \cdot \eta_t \quad (3.27)$$

Sabiendo que:

$$g=9.81 \text{ m/s}$$

$$\rho=1000 \text{ kg/m}^3$$

$$Q_t=0.18 \text{ m}^3/\text{s}$$

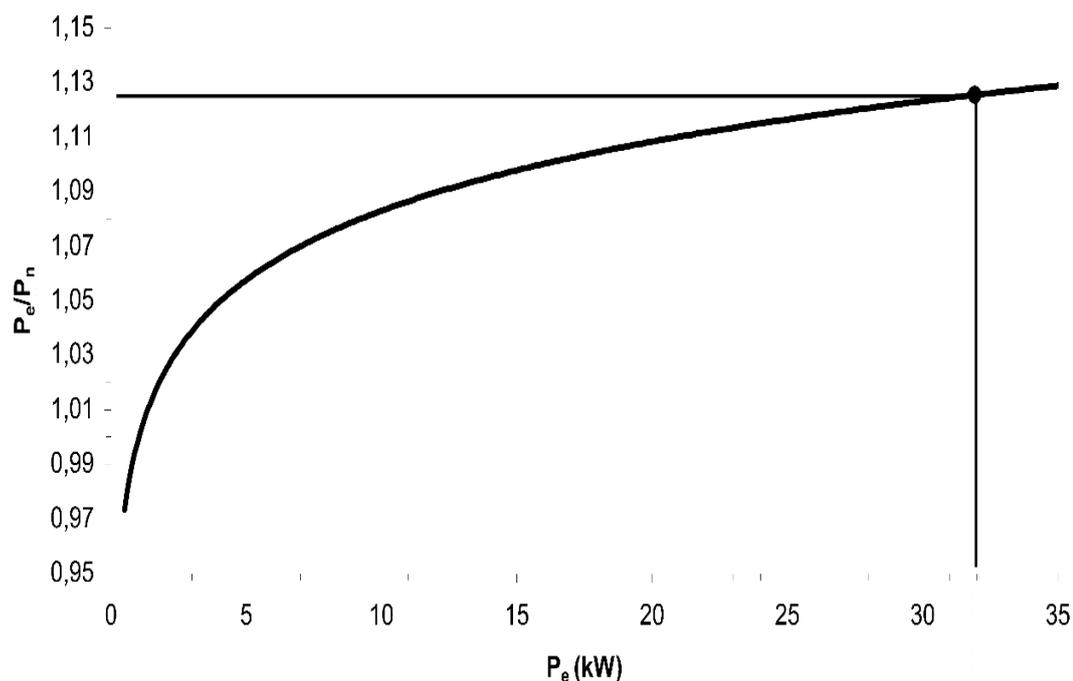
$$H_t=126 \text{ m}$$

$$\eta_t=0.68$$

$$P_e = 151.29 \text{ k w}$$

Teniendo nuestras condiciones de cálculo se tiene que usar un generador síncrono y ya no un motor de inducción como jaula de ardilla funcionando como generador, porque la potencia eléctrica supera los 35kw como se muestra en la figura 3.7 y la ecuación 3.27.

Al obtener la potencia en eje se procede determinar la potencia nominal del motor que será usado como generador según la figura 3.7 y la ecuación 3.28.

Figura 3.7: Preselección de motor a ser utilizado como generador

FUENTE: (Chapallaz, 1992)

3.15 MANTENIMIENTO BOMBA FUNCIONANDO COMO TURBINA.

Los mantenimientos a realizar son las mismas que la bomba centrífuga como indica los fabricantes un claro ejemplo tenemos en ANEXO C.1 pero teniendo en cuenta las consideraciones técnicas expuesto en esta investigación. Mantenerse alerta en parámetros como flujo, presión, temperatura, ruido, vibración o fugas anormales.

3.15.1 MANTENIMIENTO PREVENTIVO

Son todas las acciones de inspección, revisión y limpieza para evitar fallas de los equipos (Eduardo Briceño & Saúl, 2008, pág. 49). Para prevenir o evitar fallas en bomba funcionando como turbina debemos saber que la mayoría de daños de bomba centrífuga son causados por contaminación del fluido con basura o rocas, por falta de lubricación en

cojinetes y por La desalineación de Bomba que causa vibración y un desgaste excesivo de los cojinetes.

3.15.2 MANTENIMIENTO CORRECTIVO

Son todas las acciones y medidas a ejecutarse para reparar las fallas de los equipos una vez producidos. En algunos casos el mantenimiento correctivo se puede programar simultáneamente con el mantenimiento preventivo. En pequeñas centrales hidráulicas se debe priorizar el mantenimiento preventivo con objetivo de hacer posible el mínimo de interrupciones por fallas, evitando de ésta manera pérdidas económicas. (Eduardo Briceño & Saúl, 2008, pág. 50).

3.15.2.1 LOCALIZACIÓN DE FALLAS

Para que una pequeña central hidroeléctrica con bomba funcionando como turbina trabaje de manera eficiente es detectando las fallas menores antes que se vuelvan serios. A continuación, presentamos algunos síntomas, causas y remedios con mayor frecuencia de una bomba funcionando como turbina.

Tabla 3.10: Localización de Fallas

<p>Bomba obstruido o desgaste:</p>	<p>A veces resultan problemas de flujo debido a anillos desgastados o daños en impulsor o en empaque de carcasa. Podría ser necesario abrir la bomba para buscar las partes deterioradas o inservibles. Revise los conductos del ingreso y asegúrese que estén aislados y bloqueados.</p>
<p>Collarín demasiado apretado o muy suelto:</p>	<p>Ajuste el collarín para que la fuga por el empaque se mantenga dentro del nivel recomendado por el fabricante.</p>

La caja de sellos puede no estar en la posición correcta en la caja de empaques:	Examine la posición de la caja de sellos y corríjala si es necesario.
Partes desgastadas o dañadas:	Vea si hay un eje doblado, cojinetes desgastados o ejes o camisas (manguitos) desgastadas o rayadas.
Rotor desbalanceado:	Examine si hay vibración proveniente de un rotor desbalanceado.
Sellos mecánicos con fugas:	A diferencia de los empaques, Los sellos mecánicos no están hechos para tener fugas apreciables. Un sello con una fuga visualmente detectable deberá reemplazarse.
Sobrecalentamiento de cojinetes:	Lubricación inapropiada o cojinetes dañados o desgastados.
Cojinetes fríos:	Cuando se enfrían demasiado los cojinetes enfriados con agua se produce la condensación oxidante en la caja de los cojinetes.
Cojinetes ruidosos:	El ruido generalmente indica cojinetes dañados o desgastados.

FUENTE: (Tel-A-Train, 1995)

3.15.3 PROGRAMA DE MANTENIMIENTO – BOMBA FUNCIONANDO COMO TURBINA

Cada central hidroeléctrica tiene un programa de mantenimiento preventivo y correctivo y lo mismo debe ser con las pequeñas centrales. A continuación, presentamos un ejemplo de programa de mantenimiento.

Tabla 3.11: Programa de mantenimiento de BFT

TURBINA			
OPERACIÓN	DIARIO	MENSUAL	ANUAL
Revisar la cámara de la turbina, las válvulas de admisión y las tuberías en busca de deterioro o fugas.	X	X	X
Inspeccionar los sellos en busca de fugas en los cojinetes, eje y cojinetes del generador.	X	X	X
Examinar interior de la cámara espiral.			X
Examinar rodetes y carcasa.			X
Examinar cojinetes gastados y de la geometría apropiada.			X

FUENTE: (Eduardo Briceño & Saúl, 2008, pág. 51)

Tabla 3.12: Programa de mantenimiento del motor como generador

GENERADOR			
OPERACIÓN	DIARIO	ANUAL	OTROS
Inspección y limpieza de bobinado interior.		X	
Medición del aislamiento.		X	
Lubricación de cojinetes.			c/3 meses
Reparación y/o cambio de cojinetes.			Según desgaste

FUENTE: (Eduardo Briceño & Saúl, 2008, pág. 51)

CAPITULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIÓN.

4.1 RESULTADOS DEL DISEÑO DE BANCO DE PRUEBA PARA ESTUDIO DE BOMBA OPERANDO COMO TURBINA.

El banco de pruebas consta de siguientes equipamientos.

Se seleccionó una bomba centrífuga para que opere como turbina

Marca : PENTAX

Módulo : CST 100/2

Caudal : 3 – 21 m³/h

Altura : 12.5 – 5.5 m

Potencia : 1 HP

Velocidad : 3400 1/min.

Se diseñó un tubo difusor para que opere como turbina con diámetro menor 0.0525m, diámetro mayor de 0.13m y longitud de 0.85m para prevenir cavitación en modo turbina.

Según los cálculos se elige una bomba centrífuga para que simulación de caudal y altura neta para la turbina (BFT).

Marca : PENTAX

Módulo : CHT 310

Caudal : 6 – 27 m³/h

Altura : 30.5 – 15.6 m

Potencia : 3 HP

Velocidad : 3400 1/min.

La tubería de succión es de 2 pulgadas con una longitud de 0.6850 metros y la tubería de descarga es de 2 pulgadas por 1.1 metros de longitud.

Los accesorios instalados en succión de la bomba 3hp (válvula de pie 2", unión universal 2" y codo de 90°x2") son de tal forma que no presente cavitación y ayude el cebado. Y accesorios instalados en descarga (válvula de retención 2", válvula 2" de regulación tipo compuerta, codo de 90°x2" y unión universal 2") es quien conecta a BFT.

Reservorio de agua está pegado al vertedero de tal forma que recepciona agua de este, para nuevamente impulsar mediante bomba simuladora.

Según los cálculos se elige motor de inducción de 1HP que forma parte de electrobomba 1 hp de Pentax CST 100/2.

Marca : PENTAX

Potencia : 0.74W (1 HP)

Velocidad : 3400 1/min

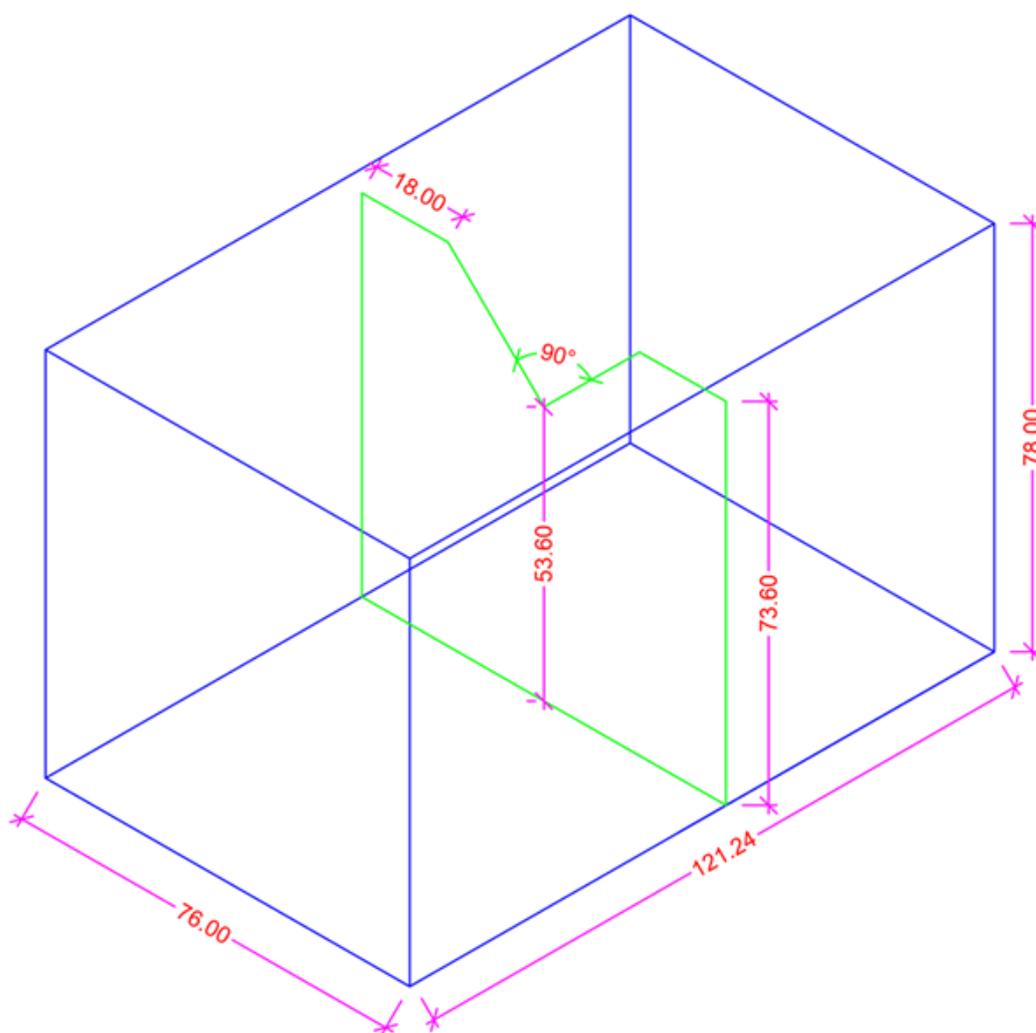
Voltaje : 220/380 V

Corriente : 4-2.3 A

Frecuencia : 60 Hz

Se adquiere capacitor de $25\mu\text{F}$. que se encuentra disponible en mercado, para excitación y operación (aislada) de generador.

Figura 4.1: Dimensiones del tanque y vertedero



Elaboración Propia.

Figura 4.2: Módulo de prueba de la bomba 1 hp como bomba



Elaboración Propia.

Figura 4.3: Módulo de prueba de bomba 1hp operando como turbina



Elaboración Propia.

4.2 RESULTADOS DE MATERIALES, EQUIPOS E INSTRUMENTOS PARA EL MÓDULO.

Se seleccionaron los equipos para medir parámetros mecánicos como:

- Manómetros. Para medir presión de menor escala posible en ingreso y salida de bomba funcionando como turbina y en bomba simuladora de caída de agua.
- Se diseñó vertedero triangular ya que son muy sensibles para medición de caudales menores. Donde se usa una regla milimétrica para medir altura sobre vértice de vertedero.
- Tacómetro. Para medir velocidad angular de la bomba centrífuga de 1 HP.
- Además, se utilizó equipo de freno para prueba de motor trabado. Para realizar montaje y desmontaje del módulo se usó llave stilson, llave mixta, dados, llave francesa y etc.

Se seleccionaron los equipos para medir parámetros eléctricos como:

- Voltímetro y Amperímetro. Para medir tensión y corriente generada respectivamente.
- Pulsadores y termomagnéticos para arranque y parada de Bomba funcionando como turbina.
- Además, se usó Pinza amperimétrica, multímetro, vatímetro, medidor de potencia digital y variador de velocidad.

Figura 4.4: Medidor de potencia digital



Elaboración Propia.

Figura 4.5: Pinza amperimétrica



Elaboración Propia.

Figura 4.6: Fluke



Elaboración Propia.

Figura 4.7: Tacómetro



Elaboración Propia.

Figura 4.8: Variador de velocidad



Elaboración Propia.

Figura 4.9: Motor de 1hp en rotor trabado.



Elaboración Propia.

Figura 4.10: Manómetro

Elaboración Propia.

4.3 RESULTADOS DE PARAMETROS REGISTRADOS**4.3.1 RESULTADOS DE PRUEBA DE MOTOR DE INDUCCIÓN**

En tabla 4.1 muestra los resultados de la prueba realizadas a motor de 1 HP (740 W) donde se observa que las pérdidas en hierro del núcleo y las perdidas mecánicas son de 91.3 Watt medidos cercano a tensión nominal. Además, se observa que las pérdidas en los devanados de cobre son de 138.4 Watt.

Tabla 4.1: Resultados del motor de inducción en vacío y trabado

VALORES MEDIDOS Y REGISTRADOS EN ENSAYO MOTOR AL VACIO				CÁLCULADO
Tensión entre las líneas (Vo)	Corriente de línea (Io)	Potencia medida por vatímetro 1	Potencia medida por vatímetro 2	Potencia total en vacío (Wo)
(V)	(A)	W1 (W)	W2 (W)	(W)
250.3	2.096	145.6	-12.2	133.4
239.9	2.44	125.4	-11.5	113.9
228.57	2.04	110.5	-10.3	100.2
217.91	2.043	101.1	-9.8	91.3
204.8	2.04	87.4	-8.5	78.9
191.77	2.02	73.9	-7.1	66.8

177.7	2.02	60.4	-6	54.4
162.3	1.99	47.2	-5	42.2
145.9	1.97	35	-3.8	31.2
127	1.95	22	-2	20
104.64	1.91	9.4	-1	8.4
78	1.81	19	0	19
VALORES MEDIDOS Y REGISTRADOS EN ENSAYO MOTOR				CÁLCULADO
TRABADO				
Vcc (V)	Icc (A)	W1 (W)	W2 (W)	Wcc (W)
113.21	4.0683	12.5	125.9	138.4

Elaboración Propia.

4.3.2 RESULTADOS DE PARAMETROS DE LA BOMBA CENTRÍFUGA

Tabla 4.2: Registro de valores en la prueba de bomba centrífuga.

DATOS ELÉCTRICOS EN BFB			DATOS MECÁNICOS EN BFB			
Tensión consumida	Corriente consumida	Factor de Potencia	Rotación	Presión de succión (Ps)	Presión de descarga (Pd)	Altura de vertedero
(V)	(A)	FP	RPM	(Bar)	(Bar)	(mm)
247.78	2.59	0.345	3546	0.00	1.20	0
246.65	2.58	0.375	3533	0.00	1.15	35
244.70	3.13	0.493	3474	-0.10	1.00	84
243.40	3.17	0.498	3448	-0.15	0.88	88
244.25	3.15	0.493	3444	-0.15	0.75	92
245.69	3.15	0.496	3438	-0.25	0.63	95
246.71	3.19	0.491	3437	-0.25	0.50	97
245.08	3.16	0.508	3433	-0.28	0.37	99
244.42	3.11	0.502	3430	-0.30	0.25	101
245.31	3.13	0.500	3433	-0.30	0.00	106

Elaboración Propia.

Tabla 4.3: Valores procesados de la prueba de bomba centrífuga.

CÁLCULO DE PARÁMETROS EN BFB					
Potencia eléctrica Consumida (BFB) Pel.m (W)	Caudal (m ³ /s)	Altura total de presión BFB (Pd-Ps)/γ (m)	Altura total de velocidad (Vd ² -Vs ²)/2g (m)	Altura geométrica (Zd-Zs) (m)	Altura total BFT (Ht) (m)
383.17	0.0000	12.24	0.00	0.15	12.39
413.12	0.0003	11.73	0.00	0.15	11.88
654.36	0.0029	11.22	0.00	0.15	11.37
664.54	0.0032	10.51	0.00	0.15	10.66
656.57	0.0036	9.18	0.00	0.15	9.33
665.43	0.0039	8.98	0.00	0.15	9.13
669.75	0.0041	7.65	0.00	0.15	7.80
681.86	0.0043	6.63	0.00	0.15	6.78
661.60	0.0045	5.61	0.00	0.15	5.76
665.93	0.0051	3.06	0.00	0.15	3.21

Elaboración Propia.

Una vez realizado los ensayos experimentales de la bomba centrífuga de 1HP para una rotación de 3400 rpm se realizó calculó de la altura y caudal de la bomba centrífuga para la revolución de 3600 rpm utilizando las leyes de semejanza. En este caso el rendimiento se considera constante. Los ensayos en 3600 rpm o más velocidades de rotación no se realizaron debido a las limitaciones técnicas.

Tabla 4.4: Aplicación de las leyes de afinidad para una rotación de 3600 rpm.

Caudal	Altura total BFT (Ht)	Potencia hidráulica Pb (BFB)
m ³ /s	(m)	(W)
0.0000	13.90	0.00
0.0004	13.32	45.88
0.0030	12.75	378.39
0.0034	11.95	397.91
0.0038	10.46	388.94
0.0041	10.24	411.91
0.0043	8.75	370.72
0.0045	7.60	338.96
0.0048	6.46	302.60
0.0054	3.60	190.10

Elaboración Propia.

4.3.3 RESULTADOS DE PARÁMETROS DE LA BOMBA FUNCIONANDO COMO TURBINA.

Para mejor análisis de la prueba se tomó todos los datos posibles como datos mecánicos generados por turbina (BFT) y datos eléctricos generados por motor de inducción, luego se procesó los datos obtenidos en la prueba.

Tabla 4.5: Registro de valores en la prueba de bomba funcionando como turbina.

Datos mecánicos en BFT			
Rotación	Presión de entrada (Pe)	Presión de Salida (Po)	Altura de Vertedero h
RPM	(bar)	(bar)	(mm)
3935	1.9	0	99

3620	1.45	0	104
3397	1.25	0	106
3282	1.2	0	104
3212	1.1	0	102
3013	1	0	100
2940	0.88	0	98
2779	0.75	0	95
2720	0.63	0	93

Elaboración Propia.

Tabla 4.6: Registro de valores del motor operando como generador de inducción.

DATOS ELÉCTRICOS EN BFT					
Tensión generada	Corriente generada	Corriente en carga resistiva	Frecuencia	Capacitor	Carga en potencia
(V)	(A)	(A)	Hz	μf	(W)
-	-	-	-	-	-
270.7	4.38	0.00	58.9	25	0
240.4	3.71	0.52	55.63	25	150
224.7	3.36	0.50	53.426	25	150
215.3	3.15	0.49	52.121	25	150
189.3	2.60	0.46	49.066	25	150
179.0	2.41	0.44	47.87	25	150
150.0	1.94	0.41	45.16	25	150
134.0	1.68	0.38	44.2	25	150

Elaboración Propia.

Tabla 4.7: Parámetros calculados de la bomba operando como turbina

CÁLCULO DE PARÁMETROS EN BFT						
Potencia activa generada	Caudal	Altura de presión en la entrada BFT (Pe)/γ	Altura total de velocidad (Ve ² -Vo ²)/2g	Altura geométrica (Ze-Zo)	Altura de pérdidas en el difusor (hr)	Altura total BFT (Ht)
W	m ³ /s	(m)	(m)	(m)	(m)	(m)
-	0.0043	19.39	0.196	0.451	0.21	19.82
0	0.0049	14.80	0.250	0.446	0.27	15.22
214.824876	0.0051	12.76	0.274	0.444	0.30	13.18
193.944426	0.0049	12.24	0.250	0.446	0.27	12.67
182.045814	0.0046	11.22	0.227	0.448	0.25	11.65
149.735099	0.0044	10.20	0.206	0.450	0.22	10.64
137.227862	0.0042	8.98	0.186	0.452	0.20	9.42
105.793663	0.0039	7.65	0.159	0.455	0.17	8.10
89.3100822	0.0037	6.43	0.143	0.457	0.16	6.87

Elaboración Propia.

4.4 RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE LAS CARACTERÍSTICAS DE UNA BOMBA CENTRIFUGA.

4.4.1 RESULTADOS DE LA BOMBA FUNCIONANDO COMO BOMBA (BFB)

De los resultados obtenidos en la prueba de bomba funcionando como turbina se obtienen las curvas de rendimiento y altura en función al caudal.

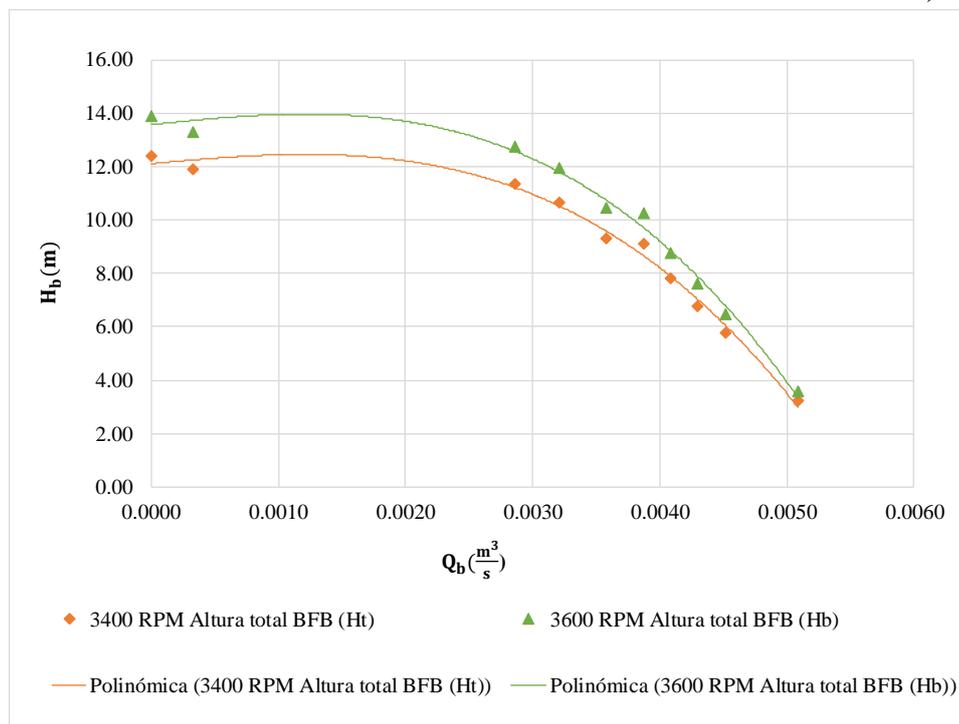
Tabla 4.8: Características de funcionamiento de la bomba operando como bomba.

RESUMEN DE PARÁMETROS EN BFB						
Caudal	Altura	Potencia	Potencia	Eficiencia	Potencia	Eficiencia
	total	hidráulica	eléctrica	del	en eje	de la
	BFT	Pb (BFB)	Consumida	conjunto	Pej.b	bomba
	(Ht)		Pel.m	ηtg	(BFB)	(ηb)
			(BFB)	(BFB)		
m ³ /s	(m)	(W)	(W)		(W)	
0.0000	12.39	0.00	383.17	0.00	298.87	0.00
0.0003	11.88	38.65	413.12	0.09	322.23	0.12
0.0029	11.37	318.76	654.36	0.49	510.40	0.62
0.0032	10.66	335.21	664.54	0.50	518.34	0.65
0.0036	9.33	327.65	656.57	0.50	512.12	0.64
0.0039	9.13	347.01	665.43	0.52	519.04	0.67
0.0041	7.80	312.30	669.75	0.47	522.41	0.60
0.0043	6.78	285.55	681.86	0.42	531.85	0.54
0.0045	5.76	254.92	661.60	0.39	516.05	0.49
0.0051	3.21	160.14	665.93	0.24	519.42	0.31

Elaboración Propia.

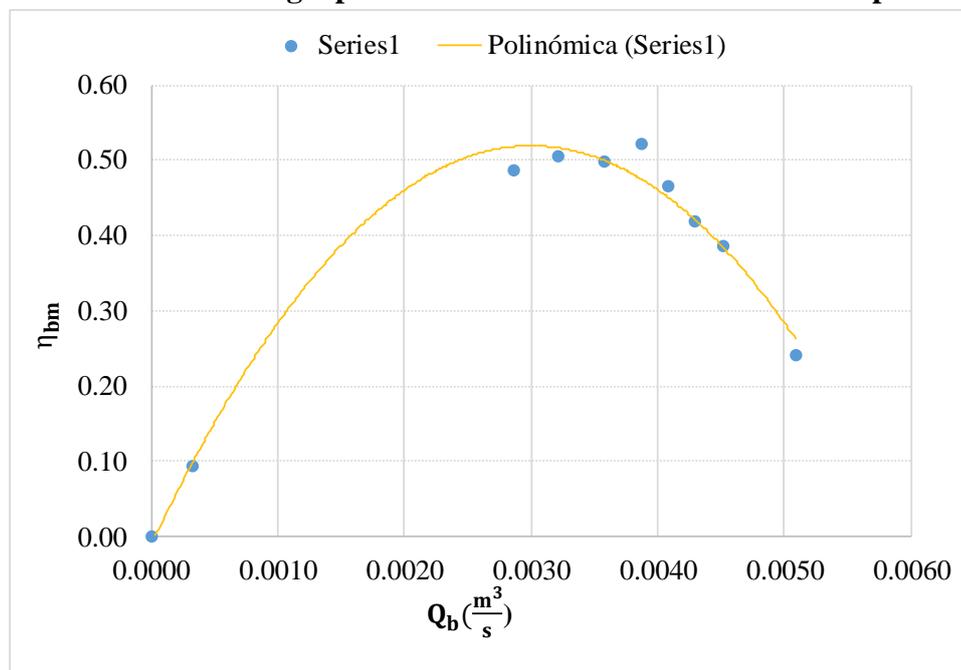
En la Tabla 4.8 se muestra la característica de una bomba centrífuga en modo bomba, en la Figura 4.11 se muestra altura H_b versus Caudal Q_b que comparando con el catálogo (ANEXO A.5) es similar. También se graficó el resultado de eficiencia en la figura 4.12 donde la eficiencia máxima de grupo bomba y motor es 52% para un caudal de 0.0039 m³/s (14.1 m³/h).

Figura 4.11: Altura de la bomba en función de caudal en las rotaciones de 3400, 3600 rpm.



Elaboración Propia.

Figura 4.12: Rendimiento de la grupo bomba motor en función del caudal para 3400 rpm



Elaboración Propia.

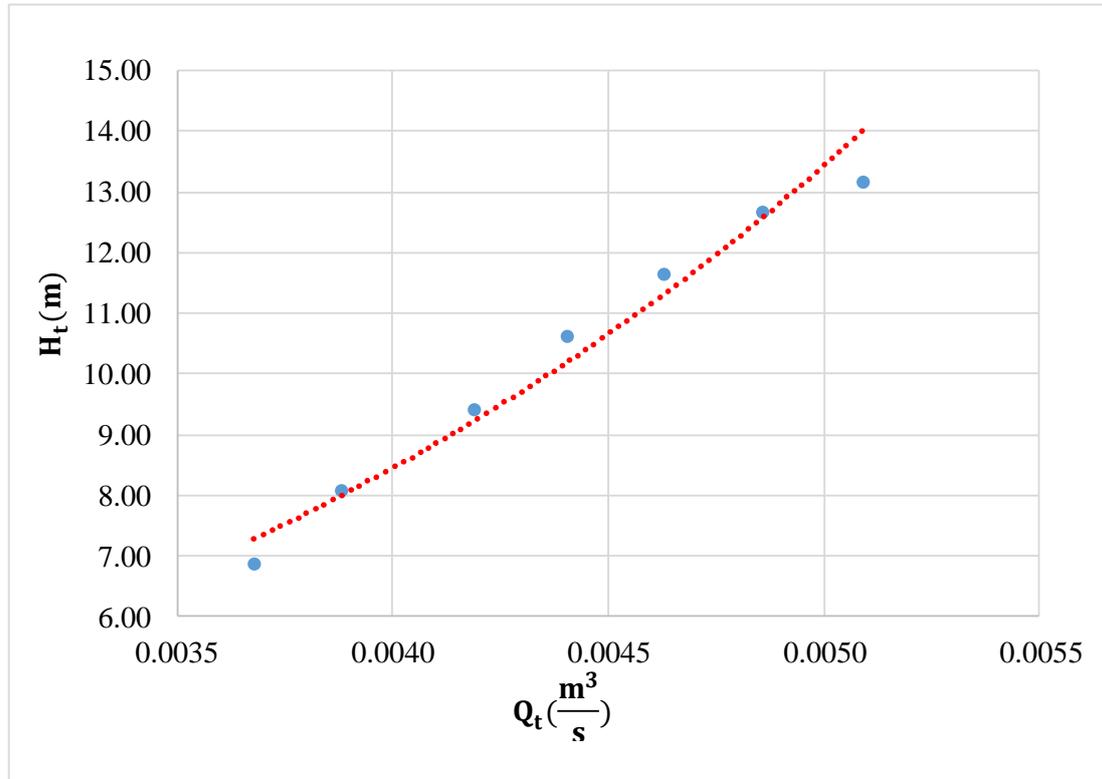
4.4.2 RESULTADOS DE LA BOMBA FUNCIONANDO COMO TURBINA (BFT)

Los resultados de primera fila de la Tabla 4.9 nos muestra caudal y altura neta de 19.82 metros al ingreso de turbina sin generar porque no cuenta con capacitancia de excitación. En la segunda fila nos muestra datos al conectar capacitancia de $25\mu\text{F}$ en delta y paralelo al generador donde se aprecia una caída de altura de 4.6 metros. En la tercera y siguientes filas muestra los parámetros al variar caudal y Altura.

Tabla 4.9: Características de funcionamiento de la bomba operando como turbina

RESUMEN DE PARÁMETROS EN BFT								
Tensión generada	Potencia eléctrica generada (Pel.g)	Rotación	Caudal	Altura total BFT (Ht)	Potencia hidráulica (Pt)	Eficiencia del conjunto (η_{tg})	Eficiencia del generador (η_g)	Eficiencia de la turbina (η_t)
(V)	(W)	RPM	m ³ /s	(m)	(W)	-	-	-
-	-	3935	0.0043	19.82	834.53	-	-	-
270.67	-	3620	0.0049	15.22	724.09	-	-	-
240.37	214.82	3397	0.0051	13.18	657.14	0.33	0.48	0.68
224.67	193.94	3282	0.0049	12.67	602.74	0.32	0.46	0.7
215.33	182.05	3212	0.0046	11.65	528.32	0.345	0.44	0.78
189.33	149.74	3013	0.0044	10.64	459.13	0.33	0.39	0.83

Elaboración Propia.

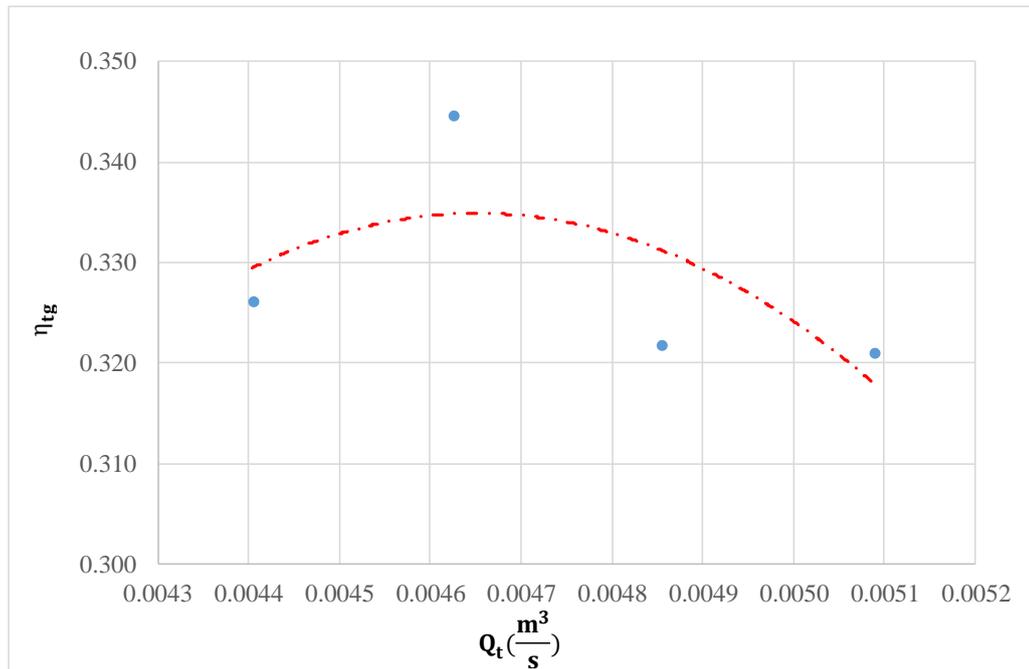
Figura 4.13: Altura de la BFT en función de caudal

Elaboración Propia.

La que caracteriza a una bomba centrífuga en modo Turbina se verifica en las Figura 4.13 y la Figura 4.14. Donde claramente se puede apreciar que a medida que se aumenta caudal también aumenta la altura de forma exponencial e inversa a modo bomba.

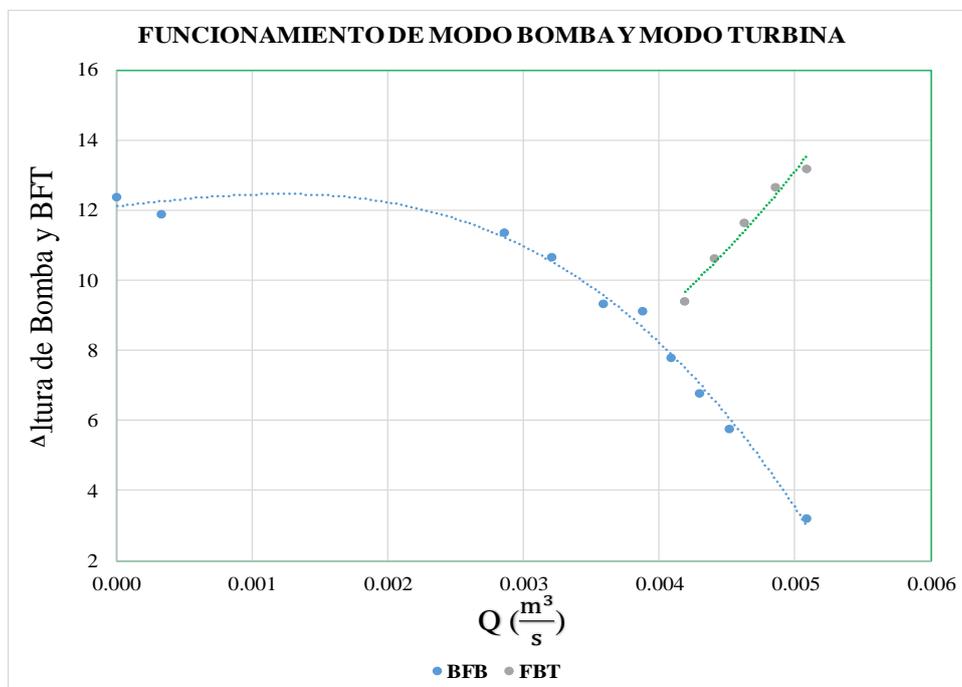
En la figura 4.14 se aprecia la eficiencia de grupo BFT con un valor máximo de 34% a 0.0047 m³/s. (17 m³/h) este rendimiento es demasiado menor que la eficiencia de bomba centrífuga en modo bomba, esto es debido a que la rotación en modo turbina no alcanzada 3800 rpm requeridos como se aprecia en la tabla 4.5. Por lo tanto, la turbina y generador está trabajando deficientemente.

Figura 4.14: Rendimiento del grupo BFT generador en función del caudal.



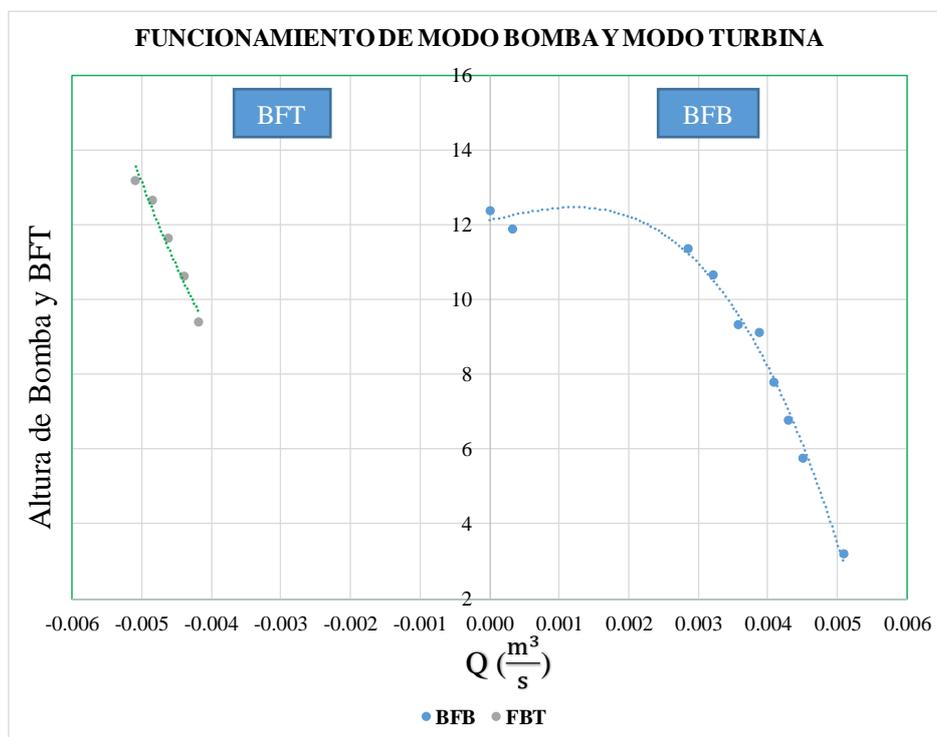
Elaboración Propia.

Figura 4.15: Funcionamiento de la bomba y BFT



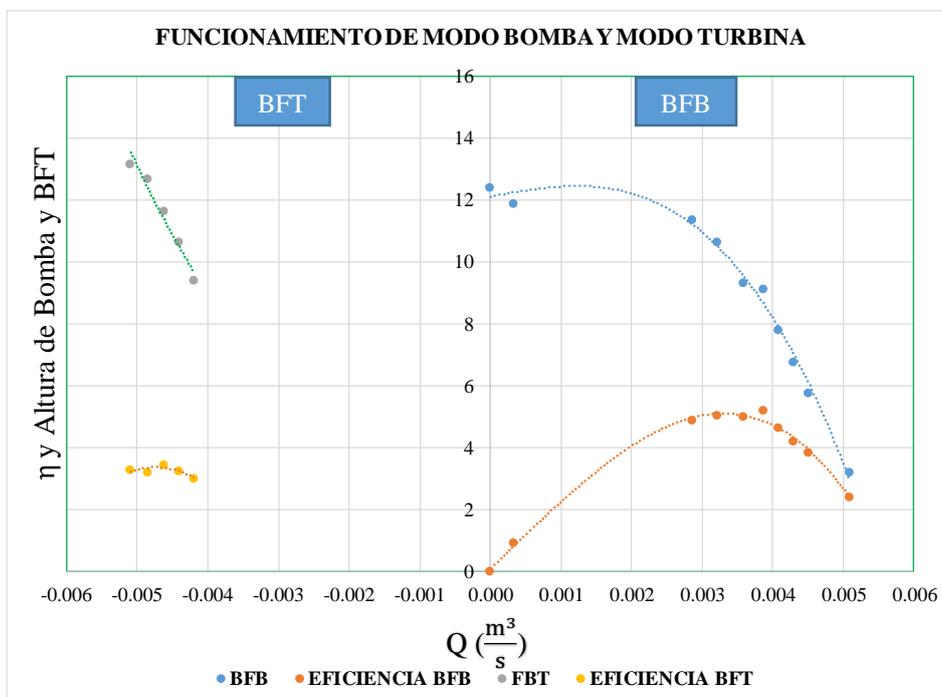
Elaboración Propia.

Figura 4.16: Curva de funcionamiento de bomba y BFT



Elaboración Propia.

Figura 4.17: Curva de eficiencia, funcionamiento de bomba y BFT



Elaboración Propia.

4.4.3 RESULTADOS DEL GENERADOR ASINCRONO

Para ver comportamiento de un motor de inducción se realizó prueba a caudal y altura constante variando la carga como se aprecia en la Figura 4.10. Donde podemos apreciar que genera una potencia máxima de 384.54 Watt. Pero a medida que genera más potencia eléctrica hay más caída de tensión y frecuencia incluso por debajo de valor nominal.

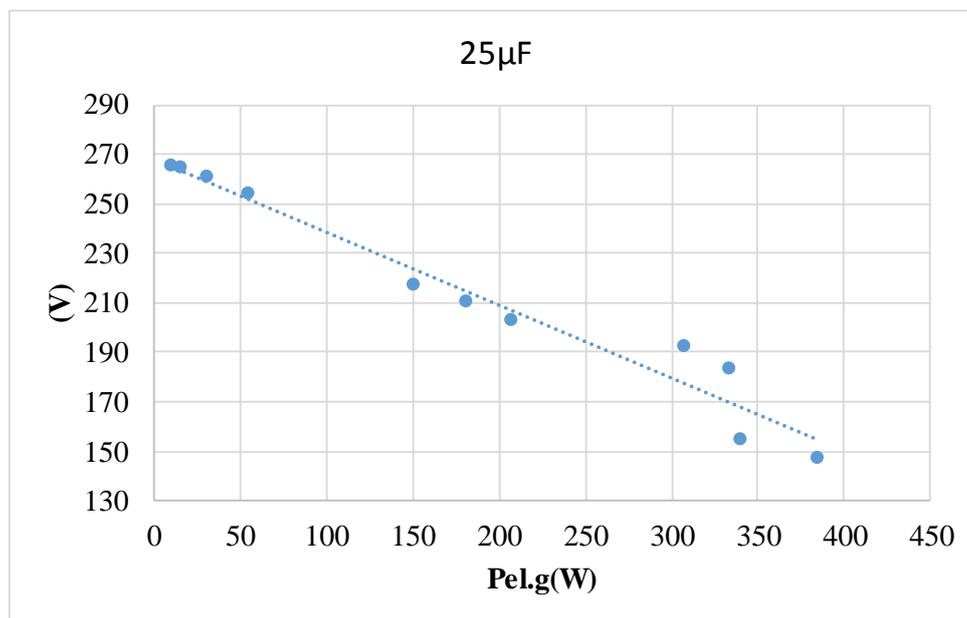
Tabla 4.10: Características de funcionamiento del generador de inducción.

RESUMEN DEL GENERADOR DE BFT						
Potencia eléctrica generada Pel.g (W)	Tensión generada (V)	Frecuencia (HZ)	Rotación (RPM)	Caudal (BFT) (m ³ /s)	Altura total BFT (Ht) (m)	Eficiencia del conjunto (η BFT)
9.57	265.33	58.30	3560	0.00485	14.94	0.01
15.31	265.23	58.27	3558	0.00485	14.73	0.02
30.03	260.77	57.73	3532	0.00485	14.73	0.04
54.52	254.67	56.80	3480	0.00485	14.73	0.08
150.21	217.67	52.40	3250	0.00497	14.73	0.21
180.72	210.73	51.50	3190	0.00497	14.73	0.25
206.68	203.33	50.70	3134	0.00497	14.73	0.29
306.82	192.37	49.89	3100	0.00497	14.73	0.43
333.65	183.67	48.83	3035	0.00497	14.73	0.47
339.73	155.07	47.30	2931	0.00497	14.73	0.47
384.54	147.03	46.50	2950	0.00497	14.73	0.54

Elaboración Propia.

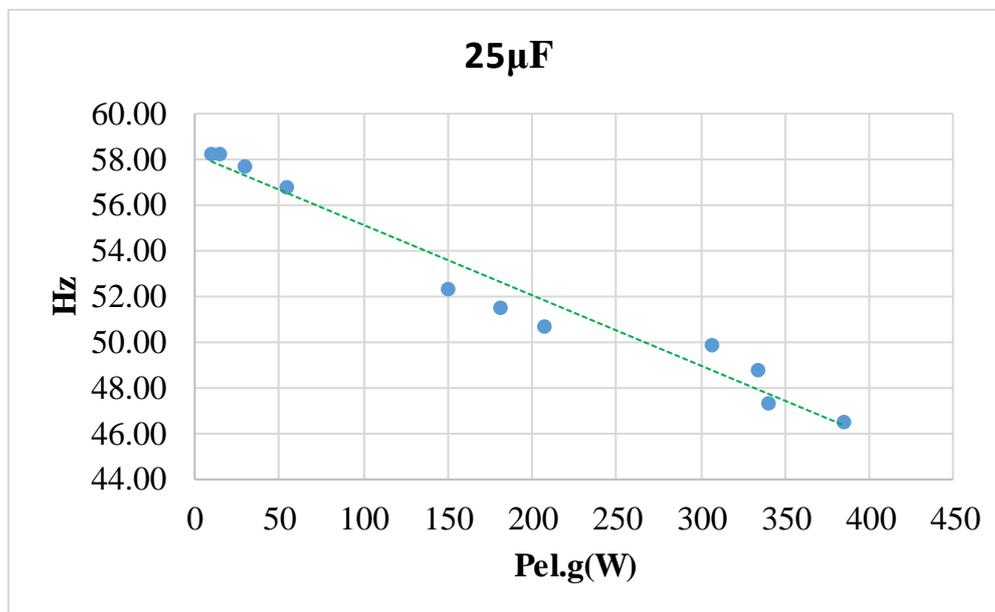
A medida que se aumenta carga, aumenta la corriente por consiguiente genera más potencia eléctrica, pero es inversamente proporcional a tensión y frecuencia como se puede ver en las figuras 4.15 y 4.16.

Figura 4.18: Tensión generada en función de potencia eléctrica activa del generador asíncrono



Elaboración Propia.

Figura 4.19: Frecuencia generada en función a la potencia eléctrica generada.



Elaboración Propia.

CONCLUSIONES

A manera de colofón se expresa lo siguiente.

- Según el estudio y trabajo de tesis se logró realizar el diseño, construcción y montaje de un banco de pruebas (módulo) en la que se realizó el estudio del funcionamiento de una bomba centrífuga de 1hp como turbina.
- Para elegir una bomba centrífuga que se utilizara como turbina se usó los métodos de Viana y Chapallaz, que consideran para su cálculo el salto neto y caudal turbinable.
- Se seleccionó, implementó e instaló un manómetro en ingreso BFT y un vacuómetro en descarga de BFT. Para arranque y pare de turbina se instaló un tablero eléctrico con termomagnético y un sistema de pulsadores y señales. Además, en tablero se incorpora un voltímetro y amperímetro para medición de parámetros eléctricos a salida de generador.
- Se registró de forma manual los parámetros de bomba centrífuga funcionando como bomba y turbina; velocidad de rotación, presión de ingreso, presión de salida, altura geodésica, altura de vertedero, tensión y corriente en generador de inducción, factor de potencia y frecuencia. Para luego procesar los datos análisis.
- Para determinar y conocer las características de una bomba centrífuga se realizó prueba a velocidad 3400rpm, logrando una eficiencia máxima de bomba de 67% a un caudal de 0.0039m³/s

La experimentación la bomba centrífuga 1 HP como turbina a 3400 rpm da una eficiencia de BFT 68 % a un caudal de 0.0051m³/s, El rendimiento de la bomba centrífuga de 1 HP en modo turbina es similar a operación en modo bomba.

El motor eléctrico logro generar energía eléctrica una potencia de 150.21 Watt a tensión nominal y un máximo de 384.54Watt a 147.03 Voltios

- Uso de bombas como turbina es 4 veces más barato que la turbina Michell-Banki. Por lo tanto, es mucho más económico usar una bomba centrífuga que una turbina convencional.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda continuar con la investigación para que trabajen con un motor de inducción como generador acoplada a una bomba centrífuga como turbina adecuando un controlador IGC o similar a este controlando la frecuencia, tensión, carga para reducir a un más el costo al usar una bomba centrífuga como turbina y motor de inducción como generador eléctrico en pico centrales hidroeléctricas.
- Se recomienda realizar las pruebas de la bomba centrífuga como turbina para evaluar y conocer el fenómeno de la cavitación.
- En vista a la viabilidad técnica y económica de funcionamiento de la bomba centrífuga como turbina demostrada en este trabajo se recomienda que esta sea más utilizada en la generación de energía eléctrica en pico y micro centrales hidroeléctricas.
- Se recomienda realizar un estudio minucioso de factibilidad económica de centrales hidroeléctricas al usar bombas como turbina en vez de turbinas convencionales.

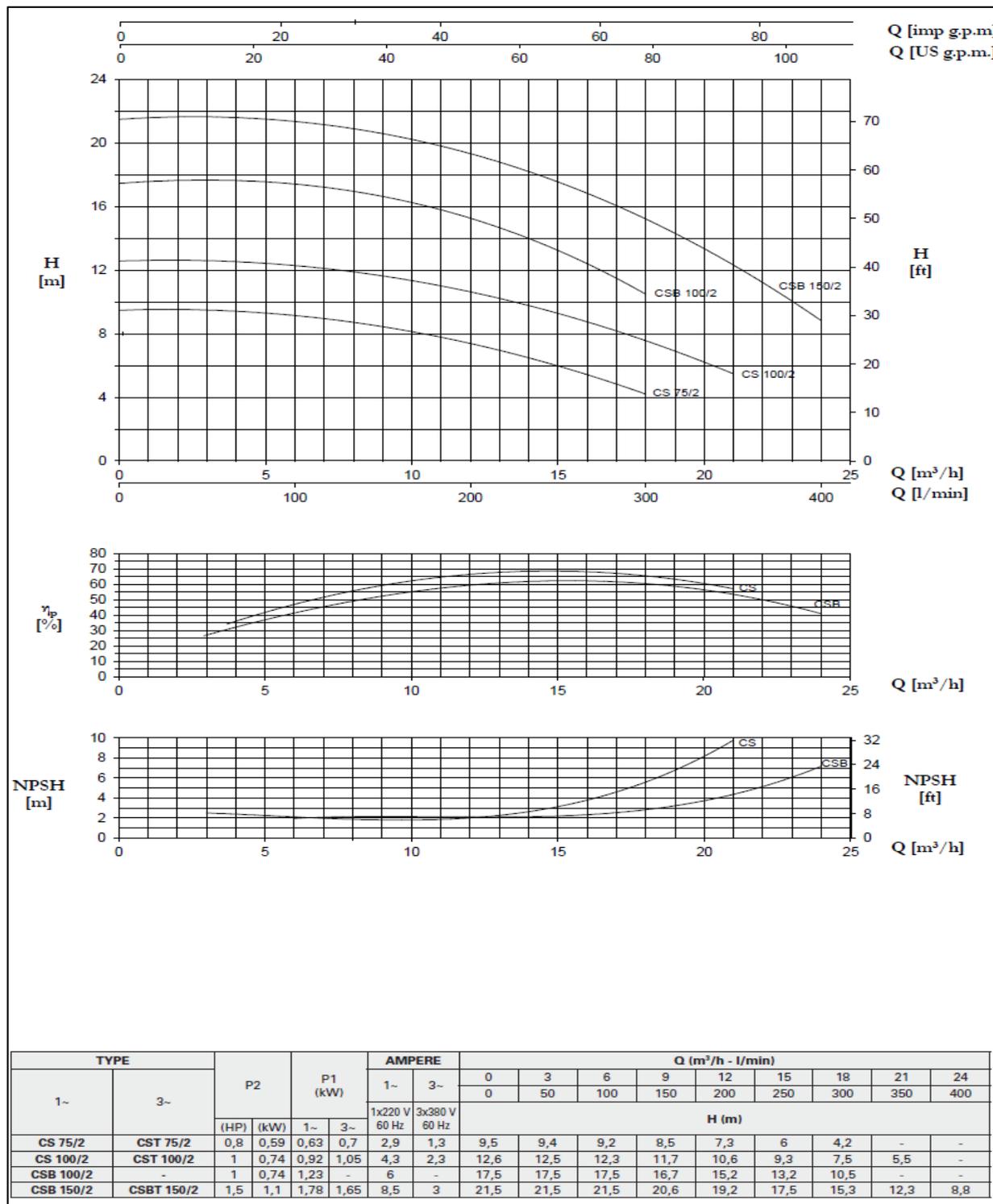
REFERENCIAS

- Berrondo, A., Mongeles Oquiñena, J., & Pellejero Salaberria, B. (2007). Apuntes de máquinas hidráulicas. 337.
- Bombas Ideal, S. A. (2014). Datos Técnicos de Hidráulica Bombas. Valencia.
- Carnicer Royo, e., & Mainar hasta, c. (2001). Bombas centrífugas. España: international thomson editores spain paraninfo, s.a.
- Chapallaz, J. M. (1992). Manual on pumps used as turbines.
- Comisión nacional del agua. (s.f.). Manual de agua potable, alcantarillado y saneamiento. Mexico.
- Coz, F., Sánchez, T., Viani, B., Segura, J., Quiroz, L., Gaitán, J., . . . Muñoz, I. (1996). Manual de Mini y Micricentrales Hidráulicas. 191.
- Dávila, C., Vilar, D., Villanueva, G., & Quiroz, L. (2010). Manual para la evaluación de la demanda, recursos hídricos, diseño e instalación de microcentrales hidroeléctricas.
- Eduardo Briceño, R. E., & S. R. (2008). Manual de capacitación en operación y mantenimiento de pequeñas centrales hidráulicas.
- Fernández Díez, P. (2003). Turbinas hidraulicas. España.
- Guitierrez Paucar, A. (2000). Teoria y análisis de máquinas eléctricas. Lima.
- Heras, S. d. (2011). Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas. Barcelona.
- J. Chapman, S. (2003). Máquinas eléctricas.
- Mataix, C. (1986). Mecánica de fluidos y maquinas hidraulicas.
- Montoya , V., & Lucinio, J. (1993). Diseño de una pequeña central hidroeléctrica.
- Mott, R. L. (2006). Mecánica de fluido sexta edición. Mexico: 2006.
- Nigel, S. (1994). Motores como generadores para microcentrales. London: intermediate technology publications ltd.
- Olade. (1979).
- Ortiz Flórez, R. (2001). Pequeñas centrales hidroelectricas. Colombia: nomos s.a.
- Ortiz, R. F. (2008). Maquinas reversibles aplicadas a microcentrales hidroelectricas.
- Penche, C. (1998). Manual de pequeña hidráulica como llevar a buen fin un proyecto de minicentral hidroeléctrica. Madrid.
- Rivero. (2008).

- S.A, K. C. (2002). Manual de entrenamiento selección y aplicación de bombas centrífugas. Argentina.
- Sánchez, T., Ecobar, R., Ramírez, S., Canado, W., Gamarra, A., & Guzmán, Y. (2010). Microcentrales hidroeléctricas. Una alternativa para el desarrollo rural. Soluciones prácticas, 24.
- Tel-A-Train. (1995). Mantenimiento de bombas centrífugas.
- Vargas Machuca, F. (1990). Máquina Eléctricas Rotativas. Perú: Magaprint Ediciones S.A.
- Viana Carvalho, A. N. (1987). Comportamento de bombas centrífugas funcionando como turbinas hidráulicas.
- Viana Carvalho, A. N., & Nogueira Horta, F. J. (2002). Bombas de fluxo operando como turbinas: procedimento de seleção. 6.
- VIEJO ZABICARAY, M. (2000). Bombas teoría, diseño y aplicación. México: Limusa s.a.
- Williams, A. (1995). Pumps as turbines a user's guide. London: intermediate technology publications ltd.

ANEXOS

ANEXO A.1: CURVA DE LA BOMBA SELECCIONADA



FUENTE: Catalogo Pentax.

ANEXO A.2: CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS DE LA BOMBA SELECCIONADA

Pompe centrifughe monogiranti da scorrimento a media e alta portata caratterizzate da bocche di mandata da 2", 3" e 4"; trovano primaria applicazione nel campo dell'agricoltura e in tutte le applicazioni in cui una consistente portata è richiesta.

Single impeller centrifugal pumps, medium sliding high delivery with 2", 3" and 4" delivery openings; mainly used in agriculture and applications requiring high level delivery.

Bombas centrifugas con un rodete de desplazamiento de caudal medio y alto caracterizadas por bocas de salida de 2", 3" y 4"; encuentran aplicación primaria en el campo de la agricultura y en todas las aplicaciones en las que se solicita un caudal consistente.

Pompes de circulation centrifuges monoroue à débit moyen et élevé, caractérisées par des brides de refoulement de 2", 3" et 4"; elles trouvent leur application principale en agriculture et dans toutes les applications qui nécessitent un débit élevé.



CS 75/2

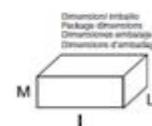
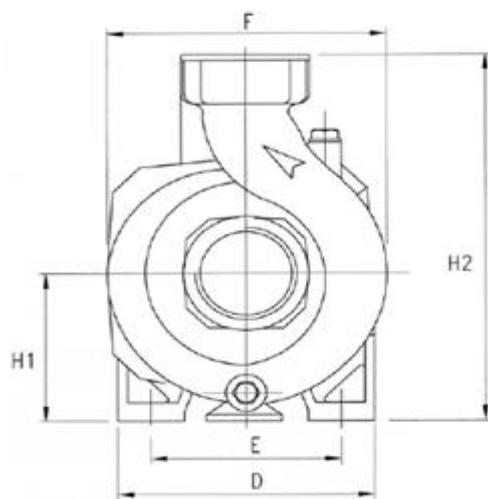
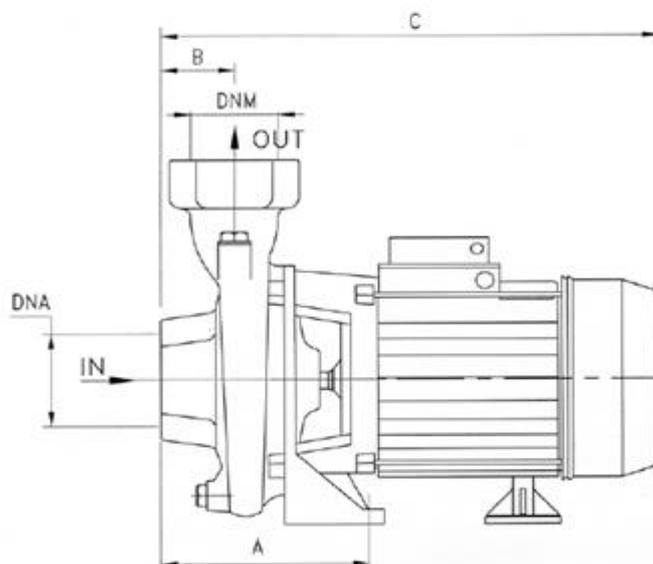


CST 400/3

CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE / CONSTRUCTION FEATURES CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS / CARACTÉRISTIQUES D'EXECUTION	
Corpo pompa Pump body Cuerpo bomba Corps de pompe	ghisa cast iron fundición fonte
Supporto motore Motor bracket Soporte motor Support moteur	ghisa cast iron fundición fonte
Girante Impeller Rodete Turbine	ghisa / ottone (CSB) cast iron / brass (CSB) fundición / latón (CSB) fonte / laiton (CSB)
Tenuta meccanica Mechanical seal Sello mecánico Garniture mécanique	ceramica-grafite ceramic-graphite cerámica-grafito céramique-graphite
Albero motore Motor shaft Eje motor Arbre moteur	acciaio AISI 303 acciaio AISI 416 (CS 75-100) stainless steel AISI 303 stainless steel AISI 416 (CS 75-100) acero AISI 303 acero AISI 416 (CS 75-100) acier AISI 303 acier AISI 416 (CS 75-100)
Temperatura del liquido Liquid temperature Temperatura del liquido Température du liquide	0 - 90 °C
Pressione di esercizio Operating pressure Presión de trabajo Pression de fonctionnement	max 6 bar
MOTORE / MOTOR / MOTOR / MOTEUR	
Motore 2 poli a induzione 2 pole induction motor Motor de 2 polos a inducción Moteur à induction à 2 pôles	3~ 220/380V - 60Hz 1~ 220V - 60Hz con termoprotettore with thermal protection con protección térmica avec protection thermique
Classe di isolamento Insulation class Clase de aislamiento Classe d'isolation	F
Grado di protezione Protection degree Grado de protección Protection	IP44

FUENTE: Catalogo Pentax

ANEXO A.3: DIMENSIONES FÍSICAS DE BOMBA SELECCIONADA



TYPE	DIMENSIONS (mm)												Kg	
	A	B	C	D	E	F	H1	H2	DNA	DNM	I	L		M
CS 75/2	127	45	315	155	115	178	97	247	2" G	2" G	340	195	280	14.2
CS 100/2	127	45	315	155	115	178	97	247	2" G	2" G	340	195	280	15.5
CS 150/2	150	53	370	180	140	218	115	285	2" G	2" G	390	230	325	23.3
CS 200/2	150	53	370	180	140	218	115	285	2" G	2" G	390	230	325	24.3
CSB 100/2	130	70	365	180	130	195	90	240	2" G	2" G	390	230	325	18.2
CSB 150/2	130	70	365	180	130	195	90	240	2" G	2" G	390	230	325	19.1
CS 200/3	176.5	80	455	200	140	225	112	292	3" G	3" G	480	245	330	28.3
CS 300/3	176.5	80	455	200	140	225	112	292	3" G	3" G	480	245	330	31.5
CST 400/3	176.5	80	455	200	140	225	112	292	3" G	3" G	480	245	330	31.6
CST 450/4	165	85	480	220	160	250	130	330	4" G	4" G	510	275	365	41.1
CST 550/4	165	85	480	220	160	250	130	330	4" G	4" G	510	275	365	41.1

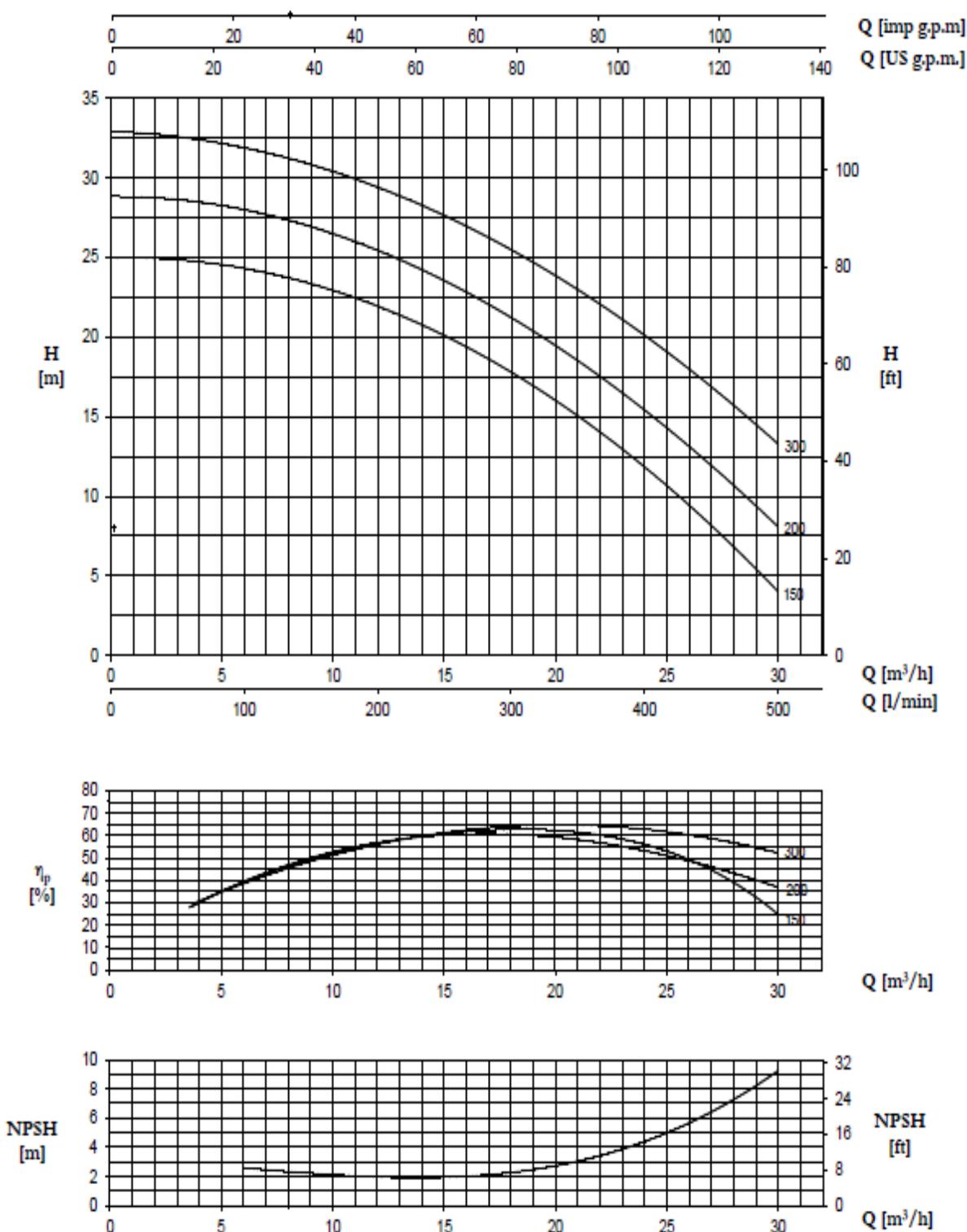
FUENTE: Catalogo Pentax

ANEXO A. 4: COEFICIENTE DE PÉRDIDAS

PIEZAS QUE PRODUCEN PÉRDIDA	K
Ampliación gradual	0,30
Entrada	2,75
Compuerta abierta	2,50
Medidor de caudal	2,50
Codo de 90°	0,90
Codo de 45°	0,75
Cribo	0,40
Curva de 90°	0,40
Curva de 45°	0,20
Curva de 22,5°	0,10
Entrada normal en un canal	0,50
Entrada extendida	1,00
Pequeña derivación	0,03
Empalme	0,40
Medidor tipo Venturi	2,50
Reducción gradual	0,15
Válvula de globo en ángulo abierta	5,00
Válvula de corte abierta	0,20
Válvula de globo abierta	10,0
Tee, con pasada directa	0,60
Tee, con pasada lateral	1,30
Tee, con salida lateral	1,30
Tee, con salida bilateral	1,80
Válvula de pie	1,75
Válvula de retención	2,50
Velocidad	1,00

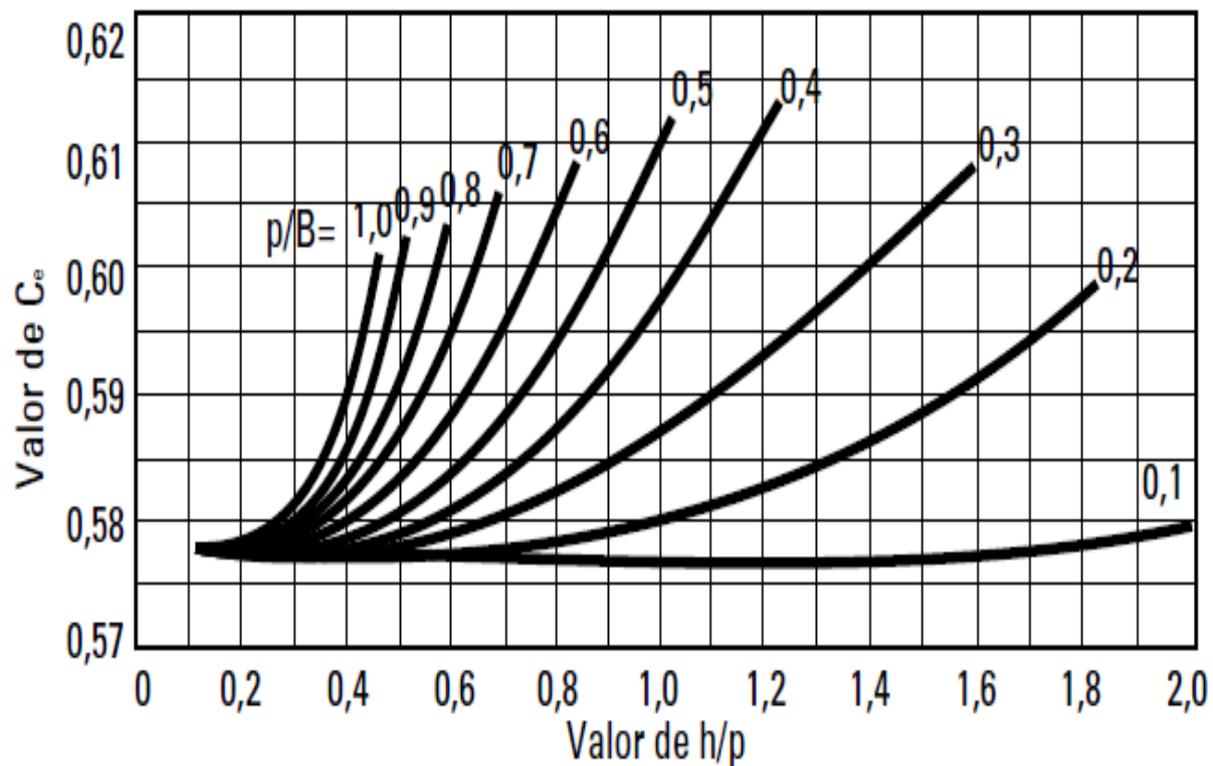
FUENTE: (S.A, 2002, pág. 39)

ANEXO A. 5: NSPH REQUERIDA BOMBA CHT 310



FUENTE: Catalogó Pentax

ANEXO A. 6: COEFICIENTE DE CAUDAL CE PARA A=90°



FUENTE: (Bombas Ideal, 2014, pág. 69)

ANEXO B.1: INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN

Elaboración Propia

ANEXO B.2: PRUEBA DE LA BOMBA FUNCIONANDO COMO TURBINA.



Elaboración Propia

ANEXO C.1: MANUAL DE INSTALACION, FUNCIONAMIENTO Y MANTENIMIENTO



MANTENIMIENTO

Programa de mantenimiento

Inspecciones de mantenimiento

El programa de mantenimiento incluye los siguientes tipos de inspecciones:

- Mantenimiento de rutina
- Inspecciones de rutina
- Inspecciones trimestrales
- Inspecciones anuales
- Acorte los intervalos de inspección adecuadamente si el fluido bombeado es abrasivo o corrosivo, o si el entorno está clasificado como potencialmente explosivo.

Mantenimiento de rutina

Realice las siguientes tareas cuando lleve a cabo el mantenimiento de rutina:

- Lubrique los cojinetes.
- Inspeccione él.

Inspecciones de rutina

Realice las siguientes tareas cuando compruebe la bomba durante las inspecciones de rutina:

- Controle el nivel y el estado del aceite a través del visor de vidrio de la caja de rodamientos.
- Controle los ruidos inusuales, la vibración y las temperaturas de los rodamientos.
- Controle si la bomba y las tuberías tienen fugas.
- Analice la vibración.

- Inspeccione la presión de descarga.
- Inspeccione la temperatura.
- Controle si la cámara de sellado y el prensaestopas tienen fugas.
- Asegúrese de que no haya fugas en el sello mecánico.
- Ajuste o reemplace la empaquetadura en la caja de empaque si observa fugas excesivas.

Inspecciones trimestrales

Realice las siguientes tareas cada tres meses:

- Controle que la base y los pernos de sujeción estén ajustados.
- Controle el sello mecánico si la bomba estuvo sin funcionar y reemplácelo si es necesario.
- Cambie el aceite cada tres meses (2000 horas de funcionamiento) como mínimo.
- Cambie el aceite con más frecuencia si hay condiciones atmosféricas adversas u otras condiciones que puedan contaminar o descomponer el aceite.
- Controle el alineamiento del eje y vuelva a alinearlos si es necesario.

Inspecciones anuales

Realice las siguientes inspecciones una vez al año:

- Controle la capacidad de la bomba.
- Controle la presión de la bomba.
- Controle la potencia de la bomba.
- Inspeccione todos los tapones y sellos en el extremo de alimentación.
- Si el rendimiento de la bomba no satisface sus requisitos del proceso y los requisitos del proceso no cambiaron, realice los siguientes pasos:

- 1) Desmonte la bomba.
- 2) Inspecciónela
- 3) Reemplace las piezas desgastadas.

MANTENIMIENTO DE LOS COJINETES

Estas secciones de lubricación de los rodamientos enumeran distintas temperaturas del fluido bombeado. Si la bomba está certificada por ATEX y la temperatura del fluido bombeado excede los valores de temperatura permitidos, consulte con su representante de ITT.

Programa de lubricación de los rodamientos

Tipo de cojinete	Primera lubricación	Intervalos de lubricación
Cojinetes lubricados con aceite	Agregue aceite antes de instalar y poner en marcha la bomba. Cambie el aceite después de 200 horas si los cojinetes son nuevos.	Después de las primeras 200 horas, cambie el aceite cada 2000 horas de funcionamiento o cada tres meses.

MANTENIMIENTO DE LOS SELLOS MECÁNICOS

	<p>Aviso:</p> <ul style="list-style-type: none"> • El sello mecánico utilizado en un entorno clasificado EX debe estar adecuadamente certificado
	<p>Atención:</p>

- | | |
|--|---|
| | <ul style="list-style-type: none">• Si un sello mecánico funciona en seco, incluso aunque solo sean unos segundos, se pueden producir lesiones y daños. No utilice nunca la bomba sin que se haya suministrado líquido al sello mecánico. |
|--|---|

Sellos mecánicos de cartucho

Normalmente se utilizan los sellos mecánicos de cartucho. Los sellos de cartucho están definidos por el fabricante del sello y no requieren configurarlos en las instalaciones. Los sellos de cartucho instalados por el usuario requieren el desenganche de los ganchos de sostén antes del funcionamiento, lo que permite que el sello se deslice en el lugar. Si ITT ha instalado el sello en la bomba, estos soportes ya están desenganchados.

Otros tipos de sellos mecánicos

Para obtener información acerca de otros tipos de sellos mecánicos, consulte las instrucciones proporcionadas por el fabricante del sello en relación con su instalación y configuración.

Antes de poner en marcha la bomba

Compruebe el sello y todas las tuberías de lavado.

Vida útil de un sello mecánico

La vida útil de un sello mecánico depende de la limpieza del fluido bombeado. Debido a la diversidad de condiciones de operación, no es posible dar indicaciones definitivas en cuanto a su vida útil.

Desmontaje

Precauciones de desmontaje



ADVERTENCIA

- De lo contrario, se pueden producir graves lesiones o, incluso, la muerte. Siempre desconecte y bloquee la alimentación eléctrica del motor antes de realizar cualquier tarea de instalación o mantenimiento.
- Las conexiones eléctricas deben ser realizadas por electricistas titulados de acuerdo con todas las normativas locales, estatales, nacionales e internacionales.
- Consulte los manuales de instalación y funcionamiento (IOM) de los fabricantes del motor, el acoplamiento y el engranaje para ver instrucciones y recomendaciones.
- Riesgo de lesiones personales graves. La aplicación de calor a impulsores, propulsores o sus dispositivos de sujeción puede provocar que el líquido atrapado se expanda rápidamente y resultar en una explosión violenta. Este manual identifica en forma clara los métodos aceptados para desarmar las unidades. Es necesario seguir estos métodos. Nunca aplique calor para ayudar en la extracción a no ser que este manual lo indique explícitamente.
- La manipulación de equipos pesados representa un peligro de aplastamiento. Ejercer precaución durante la manipulación y utilice equipos de protección personal (PPE) adecuados como calzado con punta de acero, guantes, etc. en todo momento.

- Deben tomarse precauciones para evitar lesiones físicas. La bomba puede manejar fluidos tóxicos y/o peligrosos. Debe vestirse equipo protector personal adecuado. El bombeo debe manejarse y desecharse de acuerdo con las normativas ambientales correspondientes.
- Riesgo de lesiones corporales graves o de muerte por despresurización rápida. Asegúrese de que la bomba esté aislada del sistema y de que la presión se libere antes de desmontar la bomba, quitar los tapones, abrir ventilaciones, drenar válvulas o desconectar las tuberías.
- Riesgo de lesiones personales graves por la exposición a líquidos peligrosos o tóxicos. Al desmontarla, en determinadas áreas habrá una pequeña cantidad de líquido, como en la cámara de sellado.
- Riesgo de lesiones corporales graves o de muerte por la explosión de líquido atrapado. Nunca use calor para extraer piezas a no ser que este manual lo indique explícitamente.

	<p>Atención:</p> <p>Tenga cuidado para evitar que se produzcan lesiones. Los componentes de la bomba desgastados pueden tener bordes afilados. Utilice guantes adecuados al manejar estas piezas.</p>
---	--

Herramientas necesarias

Para desensamblar una bomba, necesita estas herramientas:

- Llaves Allen
- Punzón mandril de latón
- Productos de limpieza y solventes
- Indicadores de cuadrante

- Taladro
- Calibradores de separadores
- Calentador por inducción
- Estrobo de elevación
- Micrómetro
- Llaves fijas

ANEXO D.1: GUIA DE LABORATORIO DE MÁQUINAS HIDRÁULICAS

GUIA DE LABORATORIO DE MAQUINAS HIDRAULICAS		
PRACTICA N.º.....	ENSAYO BOMBA FUNCIONANDO COMO TURBINA	REALIZO: QUISPE CCASO ALFREDO MAQUERA QUISPE JUAN CARLOS

Introducción.

Las turbinas hidráulicas tienen como misión transformar la energía potencial y cinética del agua en energía mecánica de rotación. Para luego transformar en energía eléctrica a través de un generador.

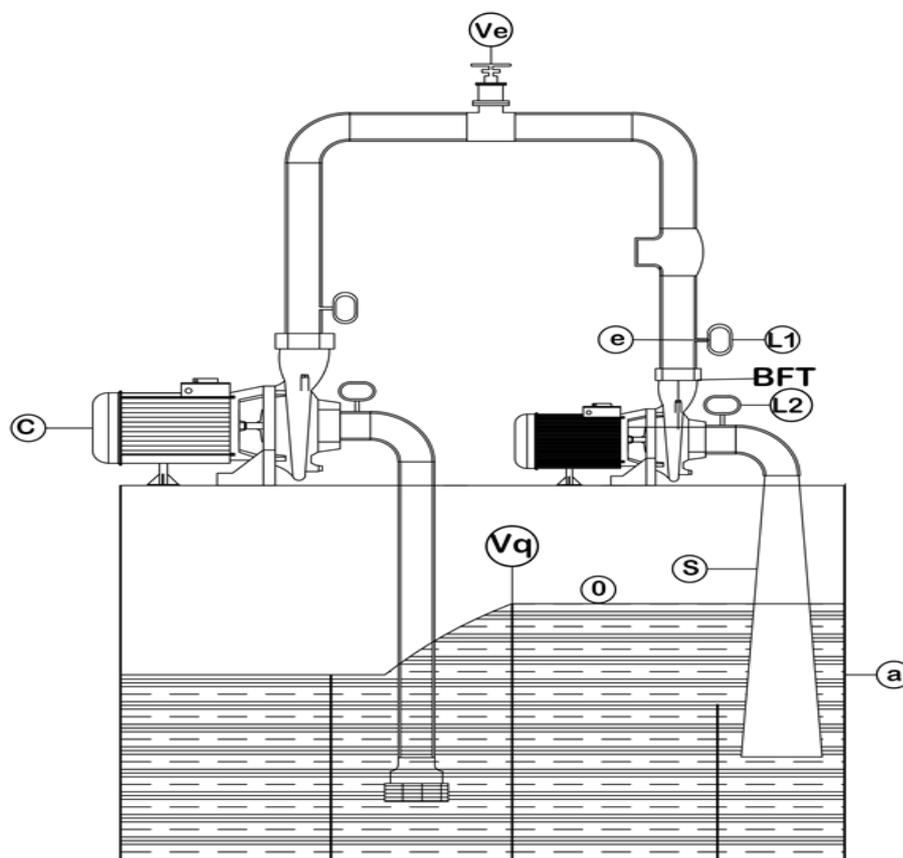
En esta ocasión pondremos a prueba una bomba centrífuga en vez de turbina y un motor de jaula de ardilla en vez de un generador. El registro de los datos mecánicos como presión de ingreso, rotación de Bomba funcionando como turbina y altura de vertedero. Y registro de los datos eléctricos como tensión generada, corriente generada, frecuencia y factor de potencia. Permite procesar los datos para conocer la característica de bomba funcionando como turbina.

Objetivo:

Ver el proceso de transformación de energía hidráulica a mecánica, de energía mecánica a eléctrica.

Determinar las curvas de funcionamiento y evaluar la performance de la bomba funcionando como turbina.

Figura 1: Esquema de banco de prueba para bomba funcionando como turbina.



Elaboración Propia.

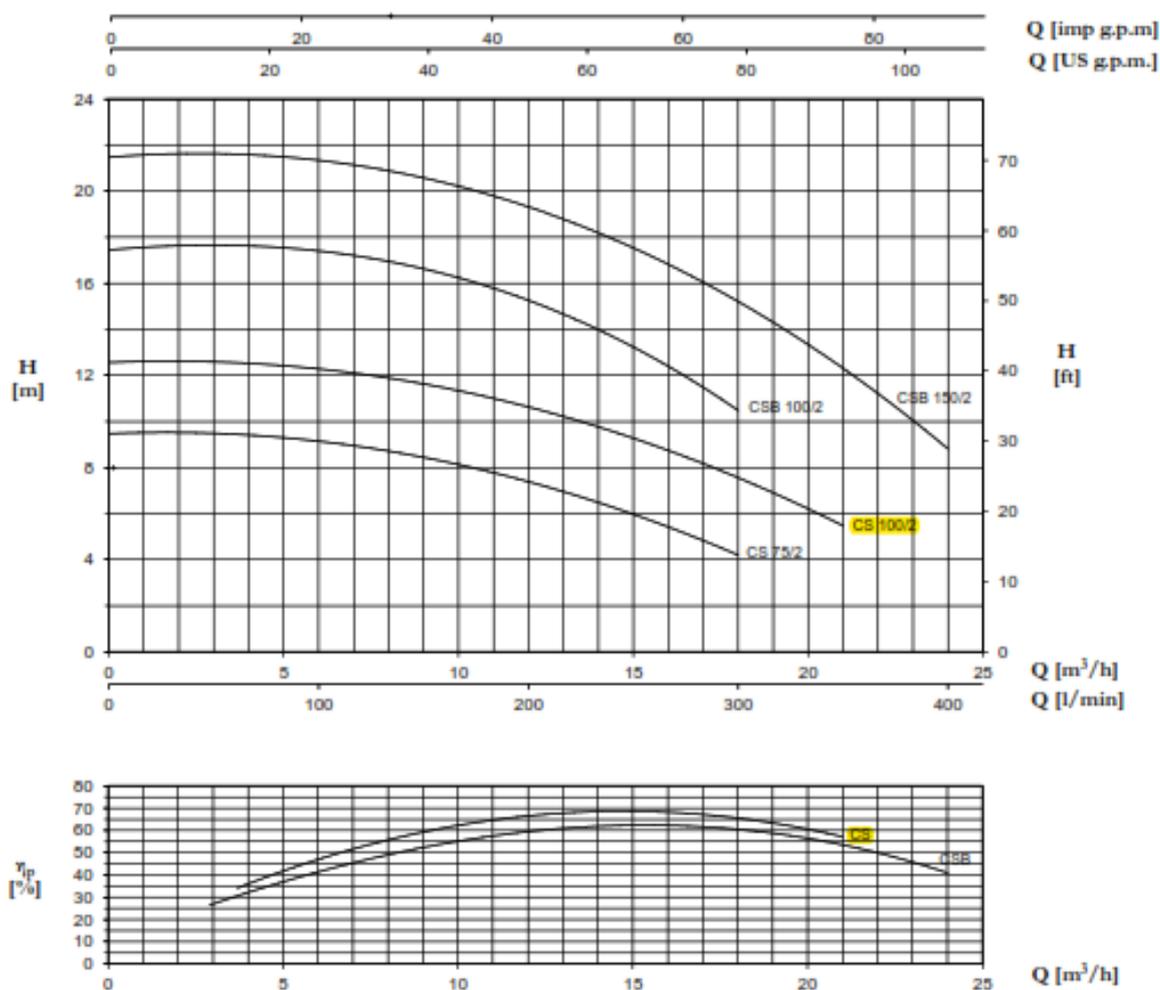
Módulo

El banco de pruebas se ilustra en la Fig.1. y está compuesto por una bomba centrífuga funcionando como turbina de 1 HP (BFT), alimentada desde un reservorio de agua por una bomba simuladora de 3 HP. El caudal de agua se regula mediante una válvula tipo compuertas (Ve) y su medición es a través de vertedero triangular que está pegado a reservorio. La BFT mueve un generador de inducción (motor de jaula de ardilla) de corriente alterna cuya potencia se disipa en un banco de cargas (bombillas) eléctricas en paralelo.

Características de bomba Centrífuga

Según adquiere según el catálogo como se muestra en figura 2.

Figura 2: Curva característico de bomba Centrífuga que operara como turbina



TYPE		P2		P1 (kW)		AMPERE		Q (m³/h - l/min)								
1-	3-	(HP)	(kW)	1-	3-	1x220 V 60 Hz	3x380 V 60 Hz	0	3	6	9	12	15	18	21	24
								0	50	100	150	200	250	300	350	400
								H (m)								
CS 75/2	CST 75/2	0,8	0,59	0,63	0,7	2,9	1,3	9,5	9,4	9,2	8,5	7,3	6	4,2	-	-
CS 100/2	CST 100/2	1	0,74	0,92	1,05	4,3	2,3	12,6	12,5	12,3	11,7	10,6	9,3	7,5	5,5	-
CSB 100/2	-	1	0,74	1,23	-	6	-	17,5	17,5	17,5	16,7	15,2	13,2	10,5	-	-
CSB 150/2	CSBT 150/2	1,5	1,1	1,78	1,65	8,5	3	21,5	21,5	21,5	20,6	19,2	17,5	15,3	12,3	8,8

FUENTE: Catalogo Pentax

Equipos de medición.

- Manómetro.
- Vertedero triangular.
- Tacómetro digital
- Multímetro digital
- Pinza amperimétrica digital
- Medidor frecuencia.
- Medidor de factor de Potencia

Ecuaciones aplicables:

- **Caudal**

$$Q = C_e \frac{8}{15} \sqrt{2g} * He^{5/2} \quad (1)$$

Donde:

Q : Caudal en (m^3/s)

He : Altura efectiva del agua sobre el vértice del vertedero (m)

B : Ancho del canal (m)

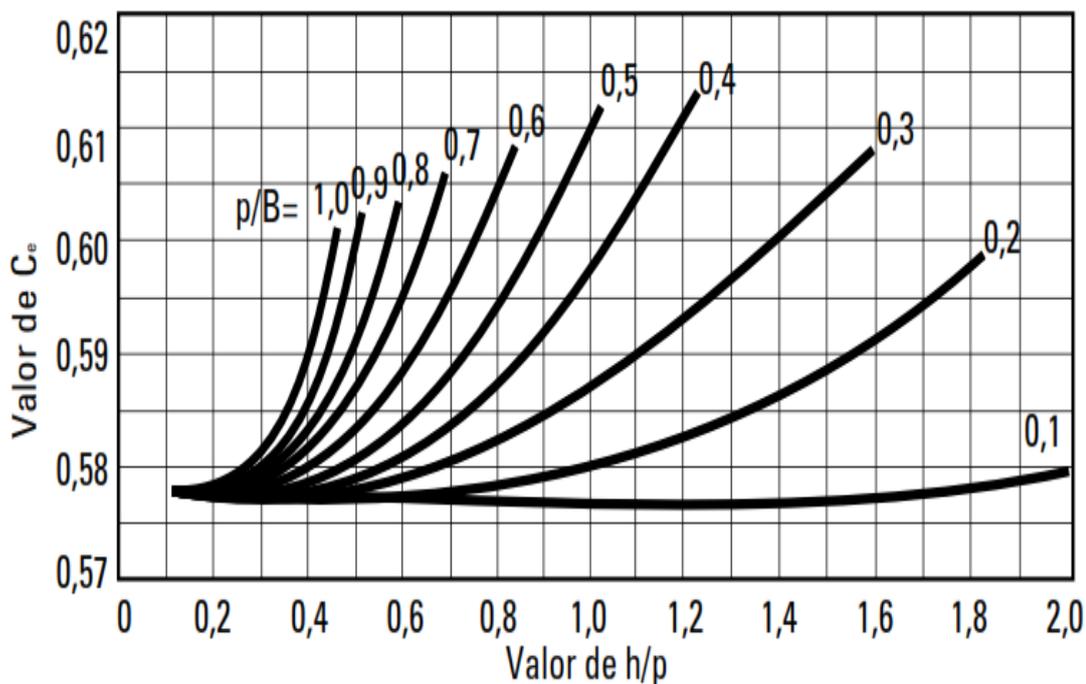
p : Distancia del vértice del vertedero al fondo del canal (m)

C_e : Coeficiente efectivo de caudal.

La altura efectiva se calcula $He = h + 0,00085 m$

Donde h es la altura de agua medida en vertedero

Figura 3: Coeficiente de caudal Ce para ángulo=90°



FUENTE: (Bombas Ideal, 2008, pag.69)

- **Altura Total De La Bomba Funcionando Como Turbina**

$$H_t = \frac{V_e^2 - V_0^2}{2g} + \frac{P_e}{\gamma} + (Z_e - Z_0) - h_{re-0} \tag{2}$$

Velocidad

$$V = \frac{4Q_t}{\pi * D^2} \tag{3}$$

- **La pérdida total en succión BFT.**

Perdida Primaria

$$h_1 = 10.643L \left(\frac{Q}{C_{HW}} \right)^{1.85} * D_t^{-4.87} \quad (4)$$

Perdida Secundaria de accesorio

$$h_2 = \frac{K}{2g} * V_t^2 \quad (5)$$

Perdida secundaria de difusor

$$h_2 = \frac{K}{2g} * (V_e - V_0)^2 \quad (6)$$

- **Cálculo De Potencia Hidráulica De BFT**

$$P_t = g * \rho * Q_t * H_t \quad (7)$$

- **Potencia Eléctrica Generada Por BFT**

$$P_{el.g} = \sqrt{3} * V_g * I_g \quad (8)$$

- **Eficiencia Del Conjunto BFT Generador**

$$n_{tg} = \frac{P_{el.g}}{P_t} \quad (9)$$

- **Eficiencia Del Generador**

$$n_g = \frac{P_{el.g}}{P_{el.g} + P_{tm}} \quad (10)$$

- **Eficiencia De La BFT**

$$n_t = \frac{n_{tg}}{n_g} \quad (11)$$

Antes de empezar el ensayo

Llenar de agua el reservorio, verificar que el nivel de agua sea el adecuado, en caso contrario, llevar el nivel a la altura del vértice inferior del vertedero. El agua deberá estar libre de contaminaciones, de no ser así cambiar el agua.

Abrir completamente la válvula reguladora tipo compuerta, regular las escalas de los instrumentos digitales al punto cero y en corriente alterna para la medición datos eléctricos.

Conectar tres capacitores de $25\mu\text{F}$ en delta mediante uso de termomagnético (off-desconectado) a salida de motor de inducción

Conectar banco de carga trifásica y balanceada mediante focos conexas en delta mediante uso de termomagnético (off-desconectado) a salida de motor de inducción.

Conexión de equipos de medición de frecuencia, corriente, factor de potencia entre otros a la salida de carga.

Procedimiento de ensayo de bomba funcionando como turbina.

- Cargar la bomba centrífuga simuladora de 3HP por que la succión de la bomba es negativa.
- Desconectar mediante termomagnético los capacitores de excitación y operación del generador asíncrono.
- Desconectar mediante termomagnético todas las cargas del generador asíncrono.
- Asegurarse que la válvula de regulación este completamente abierta.
- Arrancar el grupo bomba simuladora a través de control de mando y esperar que se estabilice

- Hacer lectura y registrar los datos que indican los Manómetros ($P_e=L1$, $P_s=L2$).
- Medir y registrar la velocidad de rotación en el eje, la altura de agua en vertedero triangular (V_q).
- Medir y registrar los datos eléctricos como Voltaje, corriente generada, corriente en carga resistiva y frecuencia del generador asíncrono.
- Conectar mediante termomagnético los capacitores de excitación y operación al generador asíncrono.
- Hacer lectura y registrar los datos que indican los Manómetros ($P_e=L1$, $P_s=L2$).
- Medir y registrar la velocidad de rotación en el eje, la altura de agua en vertedero triangular (V_q).
- Medir y registrar los datos eléctricos como Voltaje, corriente generada, corriente en carga resistiva y frecuencia del generador asíncrono.
- Conectar mediante termomagnético la carga (150 Watt igual a 03 focos) al generador asíncrono.
- Hacer lectura y registrar los datos que indican los Manómetros ($P_e=L1$, $P_s=L2$).
- Medir y registrar la velocidad de rotación en el eje, la altura de agua en vertedero triangular (V_q).
- Medir y registrar los datos eléctricos como Voltaje, corriente generada, corriente en carga resistiva y frecuencia del generador asíncrono.

- Cerrar un poco la válvula. Luego medir los datos mecánicos y eléctricos. Para cada variación de cierre de válvula se realiza nueva medición, lectura y registro de datos mecánicos y eléctricos.

Procedimiento de ensayo de motor de jaula de ardilla funcionando como generador.

Se realiza el mismo procedimiento que bomba funcionando como turbina, pero esta vez variamos carga desde un mínimo hasta un máximo.

- Cebbar la bomba centrífuga simuladora de 3HP por que la succión de la bomba es negativa.
- Desconectar mediante termomagnético los capacitores de excitación y operación del generador asíncrono.
- Desconectar mediante termomagnético todas las cargas del generador asíncrono.
- Asegurarse que la válvula de regulación este completamente abierta.
- Arrancar el grupo bomba simuladora a través de control de mando y esperar que se estabilice
- Hacer lectura y registrar los datos que indican los Manómetros ($P_e=L1$, $P_s=L2$).
- Medir y registrar la velocidad de rotación en el eje, la altura de agua en vertedero triangular (V_q).
- Medir y registrar los datos eléctricos como Voltaje, corriente generada, corriente en carga resistiva y frecuencia del generador asíncrono.
- Conectar mediante termomagnético los capacitores de excitación y operación al generador asíncrono.

- Hacer lectura y registrar los datos que indican los Manómetros ($P_e=L1$, $P_s=L2$).
- Medir y registrar la velocidad de rotación en el eje, la altura de agua en vertedero triangular (V_q).
- Medir y registrar los datos eléctricos como Voltaje, corriente generada, corriente en carga resistiva y frecuencia del generador asíncrono.
- Conectar mediante termomagnético una carga mínima al generador asíncrono.
- Hacer lectura y registrar los datos que indican los Manómetros ($P_e=L1$, $P_s=L2$).
- Medir y registrar la velocidad de rotación en el eje, la altura de agua en vertedero triangular (V_q).
- Medir y registrar los datos eléctricos como Voltaje, corriente generada, corriente en carga resistiva y frecuencia del generador asíncrono.
- Agregar más carga al generador asíncrono. (se logra prendiendo tres focos conexionado en delta). Luego medir los datos mecánicos y eléctricos. Para cada variación de carga se realiza nueva medición, lectura y registro de datos mecánicos y eléctricos.

Toma de datos mecánicos en BFT			
Rotación	Presión de entrada (Pe)	Presión de Salida (Po)	Altura de Vertedero h
RPM	(bar)	(bar)	(mm)

Toma de datos eléctricos en BFT					
Tensión generada	Corriente generada	Corriente en carga resistiva	Frecuencia	Capacitor	Carga en potencia
(V)	(A)	(A)	Hz	µf	(W)

Actividad de Gabinete:

De bomba funcionando como turbina

- Procesar los datos y graficar altura (H_t) en función de caudal (Q_t)

- Procesar los datos y graficar altura (η_{lg}) en función de caudal (Q_t)
- Procesar los datos y graficar velocidad de rotación (n_t) en función de caudal (Q_t)
- Análisis, comparación y observaciones sobre los resultados obtenidos.

De motor de jaula de ardilla funcionando como generador.

- Procesar los datos y graficar tensión (V_g) en función de potencia Eléctrica generada ($P_{el.g}$)
- Procesar los datos y graficar frecuencia (F_g) en función de potencia Eléctrica generada ($P_{el.g}$)
- Procesar los datos y graficar factor de potencia (FP) en función de potencia Eléctrica generada ($P_{el.g}$)
- Análisis, comparación y observaciones sobre los resultados obtenidos.