



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

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

CARRERA DE INGENIERÍA EN ELECTROMECAÁNICA.

TÍTULO:

**“OPTIMIZACIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS HIDRÁULICAS PARA
ANALIZAR LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE IMPULSORES DE
BOMBAS RADIALES”**

AUTOR:

BYRON JOSÉ JIMÉNEZ JIMÉNEZ.

TESIS DE GRADO PREVIO A OPTAR
POR EL TÍTULO DE INGENIERO
ELECTROMECAÁNICO

DIRECTOR:

ING. DARWIN GIOVANNY TAPIA PERALTA, Mg.Sc.

LOJA-ECUADOR

2016

CERTIFICACIÓN

Ing. Darwin Giovanni Tapia Peralta, Mg Sc.

DIRECTOR DE TESIS

CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación cuyo tema versa en **“OPTIMIZACIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS HIDRÁULICAS PARA ANALIZAR LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE IMPULSORES DE BOMBAS RADIALES”**, previa a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, realizado por los señores egresados: **BYRON JOSÉ JIMÉNEZ JIMÉNEZ**, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, 15 de Junio del 2016

A handwritten signature in blue ink, appearing to be 'Darwin Tapia Peralta', written in a cursive style.

Ing. Darwin Giovanni Tapia Peralta, Mg. Sc.
DIRECTOR DE TESIS

AUTORÍA

Yo **BYRON JOSÉ JIMÉNEZ JIMÉNEZ** declaro ser autor del presente trabajo de tesis y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales por el contenido de la misma.

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



Firma:

Cédula: 2100571609

Fecha: 25- 07- 2016

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

Yo **BYRON JOSÉ JIMÉNEZ JIMÉNEZ**, declaro ser autor de la tesis titulada: **“OPTIMIZACIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS HIDRÁULICAS PARA ANALIZAR LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE IMPULSORES DE BOMBAS RADIALES”**, como requisito para optar al grado de: **INGENIERO ELECTROMECAÁNICO**; autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Digital Institucional:

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

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

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja, a los veinticinco días del mes de julio del dos mil dieciséis.



Firma:

Autor: Byron José Jiménez Jiménez

Cédula: 2100571609

Dirección: Loja (Tnte. Geovanny Calles y Ernesto Vaca)

Correo Electrónico: byronnenee@hotmail.com

Teléfono: (07) 2578722 **Celular:** 0987010565

DATOS COMPLEMENTARIOS

Director de Tesis: Ing. Darwin Giovanny Tapia Peralta, Mg. Sc.

Tribunal de Grado: Ing. Leonel Francisco Aleaga Loaiza, Mg. Sc.

Ing. Marco Vinicio Rojas Moncayo, Mg. Sc.

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.

DEDICATORIA

De manera especial dedico este logro a mis dos hermanos Darwin y Richard siendo ellos la base principal del éxito obtenido en el transcurso de mi vida académica.

Mis padres los cuales me educaron de manera ejemplar sembrando en mí, valores, buenas costumbres y responsabilidades; así como los deseos de superación personal.

A mi familia en general Julio, Patricio, David, Nancy, Fernando V, Miguel V, Erik M, Edison R y a mis amigos más cercanos quienes me dieron apoyo y ánimo de seguir adelante.

Byron José Jiménez

AGRADECIMIENTO

Culminado el presente trabajo investigativo, expreso mi más sincero agradecimiento a mis padres y hermanos quienes me supieron dar su apoyo incondicional permitiéndome así alcanzar una de mis metas más importantes en mi vida.

A las autoridades y docentes en general de la carrera de Ingeniería Electromecánica, quienes han sabido impartir sus conocimientos con gran sabiduría y responsabilidad.

Al Ing. Mg. Sc Darwin Tapia, director de la presente tesis, por su compromiso con el trabajo investigativo logrando con éxito la culminación del mismo.

Byron José Jiménez

ÍNDICE GENERAL

CERTIFICACIÓN	II
AUTORÍA	III
CARTA DE AUTORIZACIÓN DE TESIS POR PARTE DEL AUTOR.....	IV
DEDICATORIA	V
AGRADECIMIENTO.....	VI
SIMBOLOGÍA Y ABREVIATURAS.....	XIV
1. TÍTULO.....	1
2. RESUMEN	2
ABSTRACT	3
3. INTRODUCCIÓN	4
4.- REVISIÓN DE LITERATURA	6
4.1 CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DE LOS FLUIDOS	6
4.1.1 Fluidos.....	6
4.1.2 Viscosidad.....	6
4.1.3 Viscosidad absoluta o dinámica	6
4.1.4 Viscosidad cinemática.....	6
4.1.5 Densidad.....	7
4.1.6 Densidad relativa.....	7
4.1.7 Peso específico	7
4.2 HIDRODINÁMICA	8
4.2.1 Definición de Caudal.....	8
4.2.2 Ecuación de Bernoulli generalizada.....	8
4.3 FÓRMULA DE HAZEN-WILLIAMS.....	9
4.3.1 Otras pérdidas de carga (Pérdidas secundarias)	9
4.4 FUNCIONAMIENTO DE UNA TURBOMÁQUINA	10
4.4.1 Teorema de Euler	10
4.4.1.1 Introducción y fundamento de una turbomáquina.....	10
4.4.1.2 Clasificación de las turbomáquinas	11
4.4.1.3 Funcionamiento de las turbomáquinas	13
4.4.1.4 Potencias y rendimientos.....	14
4.4.1.5 Potencia útil: Nu	14
4.4.1.6 Potencia interior en el eje: Ni	14
4.4.1.7 Potencia exterior en el eje: Na	15
4.4.1.8 Rendimiento Volumétrico:	16
4.4.1.9 Rendimiento mecánico:	16
4.4.1.10 Rendimiento Hidráulico:	16

4.4.1.11 Rendimiento Total:.....	16
4.5 ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMÁQUINAS O ECUACIÓN DE EULER.....	16
4.5.1 Planos de representación de una turbomáquina	16
4.5.2 Ecuación de Euler 1.....	17
4.5.2.1 Torque hidráulico	17
4.5.2.2 Distancia de palanca.....	17
4.5.2.3 Ecuaciones adicionales.....	17
4.5.2.4 Primera forma de la ecuación de Euler (Expresión en alturas)	18
4.5.2.5 Triángulos de velocidades	18
4.5.3 Ecuación de Euler 2.....	19
4.5.3.1 Segunda forma de la ecuación de Euler.	19
4.5.4 Altura de presión del rodete	20
4.5.5 Altura dinámica del rodete	20
4.5.6 Expresión para el cálculo de los instrumentos de medición de presiones	20
4.6 CLASIFICIÓN DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS.....	20
4.6.1 Elementos constitutivos.....	20
4.6.1.1 Rodete (1).....	20
4.6.1.2 Corona directriz (2)	20
4.6.1.3 Caja espiral (3)	21
4.6.1.4 Tubo difusor troncocónico (4).....	21
4.6.2 Velocidad específica la N_s (Sistema Inglés).	21
4.7 BOMBAS DE LÍQUIDO	22
4.7.1 Bombas volumétricas	22
4.7.1.1 Descripción de las bombas rotodinámicas	22
4.7.1.2 Clasificación de las bombas rotodinámicas.....	23
4.7.1.3 Descripción de las bombas de flujo radial.....	23
4.7.2 Triángulos de velocidades de las bombas radiales	24
4.7.2.1 Influencia del β_2	24
4.7.2.2 Valores recomendados para β_2	24
4.7.3 Curva teórica a diferentes prestaciones, influencia del número de álabes, z	25
4.7.3.1 Principios:.....	25
4.7.4 Expresiones para calcular μ	26
4.7.5 Representación de He, z	26

4.7.6	Proceso para diseñar el rodete de bomba hidráulica semiabierto tipo radial.....	27
4.7.7	Curvas características de las bombas hidráulicas.....	31
4.7.7.1	Curva característica caudal – altura de una bomba.	31
4.7.7.2	Punto de funcionamiento.....	32
4.7.7.3	Curva potencia vs caudal: $N = f(Q)$	33
4.7.7.4	Curva rendimiento vs caudal: $\eta = f(Q)$	33
5.	MATERIALES Y MÉTODOS.....	36
5.1	MATERIALES.....	36
5.2	MÉTODOS	36
6.-	RESULTADOS.....	39
7.	DISCUSIÓN.....	74
8.	CONCLUSIONES	75
9.	RECOMENDACIONES	76
10.	BIBLIOGRAFÍA	77
11.	ANEXOS	79

ÍNDICE DE FIGURAS

FIG 1. Fundamentos de una turbomáquina.....	11
FIG 2. Turbomáquina axial.....	12
FIG 3. Turbomáquina radial	13
FIG 4. Funcionamiento de las turbomáquinas y componentes de los vectores velocidad...	14
FIG 5. Rodete de una bomba centrífuga: (a) corte meridional, (b) corte transversal. En este último se han dibujado los triángulos de velocidad a la entrada y salida, en la deducción de la ecuación de Euler se supone que todas las partículas de fluido que entran en los álabes sufren una misma desviación, (Método de estudio).....	17
FIG 6. Triángulos de velocidades de entrada y salida de los álabes, un rodete de una bomba o ventilador con notación internacional para ángulos, velocidades, y componentes de velocidades, corriente empleada en el estudio de todas las turbomáquinas hidráulicas y térmicas	18
FIG 7. Elementos constructivos de una bomba centrífuga	21
FIG 8. Triángulos de velocidad a la entrada con $\alpha_1 = 90^\circ$ y desprendimiento de la corriente líquida.....	24
FIG 9. Influencia del β_2	24
FIG 10. Valores recomendados para β_2	25
FIG 11. Representación de He, z	27
FIG 12. Triángulos de velocidades a la entrada y salida del rodete (flujo radial)	28
FIG 13. Triángulo de velocidad a la entrada del rodete (flujo radial)	28
FIG 14. Triángulo de velocidad a la salida del rodete (flujo radial) Fuente: El autor.....	29
FIG 15. Curva característica caudal – altura de la bomba	32
FIG 16. Curvas características de la instalación y de la bomba. Punto de funcionamiento	33
FIG 17. Potencia vs Caudal	33
FIG 18. Curvas de Rendimiento de una bomba.....	34
FIG 19. Curvas de Rendimiento vs Caudal de una bomba.....	35
FIG 20. Flujograma del proceso del desarrollo de la investigación	38
FIG 21. Diagrama de fuerza y mando de un motor monofásico.....	40
FIG 22. Diagrama de fuerza y mando de un motor monofásico.....	41

FIG 23. Condiciones iniciales del banco	45
FIG 24. Empotramiento de la turbomáquina en el banco	45
FIG 25. Construcción del banco, alineación y ensamblaje de tubería y accesorios	45
FIG 26. Banco de pruebas hidráulicas construido para el análisis de rodetes semiabiertos tipo radial.....	46
FIG 27. Triángulos de velocidad para el rodete 1	47
FIG 28. Triángulo de velocidad a la entrada del álabe para el rodete 1	48
FIG 29. Triángulo de velocidad a la salida del álabe para el rodete 1	48
FIG 30. Rodete 1 construido.....	52
FIG 31. Rodete 2 construido.....	52
FIG 32. Rodete 3 construido.....	53
FIG 33. Rodete 4 construido.....	53
FIG 34. Curvas características del Rodete 1; Potencia de accionamiento, Rendimiento total, Altura manométrica, Potencia hidráulica	57
FIG 35. Curvas Teóricas del Rodete 1	60
FIG 36. Curvas características del Rodete 2; Potencia de accionamiento, Rendimiento total, Altura manométrica, Potencia hidráulica	61
FIG 37. Curvas Teóricas del Rodete 2.....	63
FIG 38. Curvas características del Rodete 3; Potencia de accionamiento, Rendimiento total, Altura manométrica, Potencia hidráulica	64
FIG 39. Curvas Teóricas del Rodete 3.....	66
FIG 40. Curvas características del Rodete 4; Potencia de accionamiento, Rendimiento total, Altura manométrica, Potencia hidráulica	67
FIG 41. Curvas Teóricas del Rodete 4.....	69
FIG 42. Sistemas de los que se integra el banco de pruebas hidráulicas	85
FIG 43. Acoplamiento del Rodete en la carcasa de la bomba	87
FIG 44. Proceso de cavado de la bomba.....	87
FIG 45. Energizado del sistema eléctrico mediante dos enchufes.....	88
FIG 46. Forma de energizar el sistema eléctrico	88
FIG 47. Contactador	89
FIG 48. Relé Térmico	89
FIG 49. Botonera de Marcha y Pare, Luminaria de Marcha.....	89

FIG 50. Vacuómetro para medir presiones a la entrada de la bomba	90
FIG 51. Manómetro para medir presiones a la entrada de la bomba	90
FIG 52. Caudalímetro (GPM, LPM).....	90
FIG 53. Amperímetro	91
FIG 54. Voltímetro	91

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1. Clasificación general de las bombas rotodinámicas, tomando como criterio la velocidad específica.....	22
TABLA 2. Pérdidas primarias y secundarias totales del banco de pruebas hidráulicas	43
TABLA 3. Elementos Optimizados del banco de pruebas	44
TABLA 4. Cálculos de los rodetes	51
TABLA 5. Datos obtenidos mediante pruebas realizadas en el banco al rodete 1	56
TABLA 6. Parámetros a calcular a partir del rendimiento máximo del rodete 1	58
TABLA 7. Datos obtenidos mediante pruebas realizadas en el banco al rodete 2	61
TABLA 8. Parámetros a calcular a partir del rendimiento máximo del rodete 2	62
TABLA 9. Datos obtenidos mediante pruebas realizadas en el banco al rodete 3	64
TABLA 10. Parámetros a calcular a partir del rendimiento máximo del rodete 3	65
TABLA 11. Datos obtenidos mediante pruebas realizadas en el banco al rodete 4	67
TABLA 12. Parámetros a calcular a partir del rendimiento máximo del rodete 4	68
TABLA 13. Análisis para el caudal	70
TABLA 14. Análisis para la altura	71
TABLA 15. Porcentaje de errores relativos y absolutos para el caudal	71
TABLA 16. Porcentaje de errores relativos y absolutos para la altura.....	72

SIMBOLOGÍA Y ABREVIATURAS

Q,	Caudal en litros sobre segundo (l/s).
Q_m,	Caudal medido (l/s).
Q*,	Caudal teórico (l/s).
H_m,	Altura Manométrica (m).
H_{mi},	Altura de la instalación (m).
H_{e,∞},	Altura de Euler real con infinito número de álabes (m).
H_{e,z},	Altura de Euler real con finito número de álabes (m).
K_a,	Pérdida total de carga en piezas especiales en aspiración.
K_i,	Pérdida total de carga en piezas especiales en impulsión.
h_f,	Pérdidas primarias y secundarias de la instalación.
h_{fp},	Pérdidas primarias de la instalación.
h_{fs},	Pérdidas secundarias de la instalación.
CHW,	Coefficiente de Hazen – Williams.
V,	Voltaje (V).
I,	Intensidad (A).
N_a,	Potencia de accionamiento (kW).
N_i,	Potencia interior en el eje (kW).
N_u,	Potencia útil de la bomba (kW).
η_v,	Rendimiento volumétrico.
η_m,	Rendimiento mecánico.
η_{mt},	Rendimiento mecánico total.
η_t,	Rendimiento total (%).
γ,	Peso específico (N/m ³).
τ,	Torque hidráulico (Nm)
ε,	Rugosidad.
ε_{ra},	Rugosidad relativa en aspiración.
ε_{ri},	Rugosidad relativa en impulsión.
ω,	Velocidad de giro de la bomba en rpm.
\vec{w}_1,	Velocidad relativa en la entrada del rodete.

$\vec{u}_1,$	Velocidad tangencial en la entrada del rodete.
$\vec{c}_1,$	Velocidad absoluta en la entrada del rodete.
$\alpha_1,$	Ángulo formado por \vec{c}_1 y \vec{u}_1 .
$\beta_1,$	Ángulo formado por \vec{w}_1 y \vec{u}_1 .
$\vec{w}_2,$	Velocidad relativa en la salida del rodete.
$\vec{u}_2,$	Velocidad tangencial en la salida del rodete.
$\vec{c}_2,$	Velocidad absoluta en la salida del rodete.
α_2	Ángulo formado por \vec{c}_2 y \vec{u}_2 .
$\beta_1,$	Ángulo formado por \vec{w}_2 y \vec{u}_2 .
$k_1, k_2,$	Porcentaje que se pierde por el espesor de los álabes.
$N,$	Número de álabes.
$t,$	Espesor del álabe.
$D_1, D_2,$	Diámetro a la entrada y a salida del rodete.
$u,$	Coefficiente de pérdidas por el número de álabes.
$r_1, r_2,$	Radio a la entrada y salida del rodete.
$z,$	Número de álabes del rodete.
$A, B,$	Coefficientes de la ecuación característica de $H_{e,\infty}$.

1. TÍTULO:

**“OPTIMIZACIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS HIDRÁULICAS PARA
ANALIZAR LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE IMPULSORES DE
BOMBAS RADIALES”**

2. RESUMEN

El presente proyecto consiste en optimizar un banco de pruebas hidráulicas para el laboratorio de Energía y Fluidos de la carrera de Ingeniería Electromecánica, para el análisis de funcionalidad de los distintos tipos de rodets semiabiertos, tipo radial. En su desarrollo se consideró y seleccionó bibliografía referente al tema, metodologías tanto de diseño de impulsores como de redes hidráulicas, con la finalidad de observar el comportamiento del conjunto hidráulico con los distintos tipos de impulsores, mediante las diferentes curvas de funcionalidad.

Finalmente se elaboró un manual de usuario que guía al estudiante al correcto funcionamiento y manipulación del banco hidráulico.

Culminado el proyecto investigativo, en su afán de evaluar la operatividad práctico-académica del banco, se diseñó y validó una práctica aplicable al mismo, con estudiantes de noveno módulo de la carrera de ingeniería electromecánica del periodo académico septiembre 2015/marzo de 2016.

ABSTRACT

The present project consists in optimize a bank of hydraulic tests for the Energy Laboratory and Fluids of the Electromechanical Engineering career, for the analysis of functionality of different types of semi-open impellers radial type, in its development was considered and selected the bibliography concerning the topic, methodologies both of design impellers as of hydraulic networks, with the finality of observe the behavior of the hydraulic assembly with the different types of impellers, through the different curves of functionality.

Finally was elaborated a manual that guides the student to the correct functioning and manipulation hydraulic bench.

Completed the research project, in an effort to evaluate the operation practical-academic of the bank, was designed and validated a practice applicable the same, with students of ninth module of the career of electromechanical engineering of the academic period September 2015 / March 2016.

3. INTRODUCCIÓN

Los bancos de pruebas hidráulicas aportan al avance de nuevas tecnologías en el transporte de fluidos ya que analizan el comportamiento inicial de un sistema de bombeo permitiendo mejorarlo y aplicarlo en el campo industrial. Existen varios tipos de bancos de pruebas para bombas hidráulicas, pero esta investigación se centra únicamente en bombas radiales.

El presente proyecto consiste en optimizar un banco de pruebas hidráulicas para el laboratorio de Energía y Fluidos de la carrera de Ingeniería Electromecánica, para el análisis de funcionalidad de los distintos tipos de rodetes semiabiertos tipo radial.

Esta investigación se utilizará para poner en práctica lo impartido de manera teórica en las clases de máquinas de fluidos, obteniendo los datos específicos de los diferentes impulsores instalados en el banco, relacionando de esta manera la teoría con la práctica.

Primeramente se realizó una inspección general y se procedió a mejorar el estado anterior del banco con la adaptación de nuevos elementos para su optimización, adjuntando los respectivos planos de diseño.

Para las pruebas de funcionamiento, se construyeron cuatro impulsores de distintas características de diseño con la finalidad de observar el comportamiento del conjunto hidráulico con cada uno de ellos, obteniendo las correspondientes curvas de funcionalidad.

El manual de usuario elaborado al final del proyecto de investigación, es de beneficio académico familiarizando a los estudiantes con el banco mediante una práctica.

En referencia anterior se plantearon los siguientes objetivos:

Objetivo general:

Optimizar un banco de pruebas hidráulicas para el laboratorio de Energía y Fluidos de la carrera de Ingeniería Electromecánica con el fin de analizar las curvas características de impulsores de bombas radiales.

Objetivos específicos:

- ❖ Rediseñar el banco de pruebas hidráulicas que permita el montaje y desmontaje de impulsores para su análisis de funcionamiento.
- ❖ Implementar y verificar el funcionamiento del banco de pruebas hidráulicas.
- ❖ Analizar las curvas características: Altura manométrica, Altura teórica, Potencia Hidráulica y rendimiento en función del Caudal de circulación $[H_m, H_{e,z}, N_u, \eta_t, = f(Q)]$ para diferentes impulsores de bombas radiales.
- ❖ Diseñar la guía práctica para el correcto uso del banco.

4.- REVISIÓN DE LITERATURA

4.1 CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DE LOS FLUIDOS

4.1.1 Fluidos

Un fluido es una sustancia que existe en tres estados en la naturaleza: sólido, líquido y gaseoso. Los dos últimos se conocen como fluido. (A temperaturas muy elevadas también existe como plasma). Una sustancia en la fase líquida o en la gaseosa se conoce como fluido.

La diferencia entre un sólido y un fluido se hace con base en la capacidad de la sustancia para oponer resistencia a un esfuerzo cortante o tangencial aplicado que tiende a cambiar su forma.

Un fluido es una sustancia que se deforma continuamente cuando se somete a un esfuerzo cortante, (por pequeño que sea). Un esfuerzo cortante es la componente de fuerza tangente a una superficie, y esta fuerza dividida por el área de la superficie es el esfuerzo cortante sobre dicha superficie. (Ortega Haro, 2013)

4.1.2 Viscosidad

La viscosidad expresa la facilidad que tiene un fluido para fluir cuando se le aplica una fuerza externa. El coeficiente de viscosidad absoluta, o simplemente la viscosidad absoluta de un fluido, es una medida de su resistencia al deslizamiento o a sufrir deformaciones internas.

4.1.3 Viscosidad absoluta o dinámica

La unidad de viscosidad dinámica en el sistema internacional (SI) es el pascal segundo (Pas) o también newton segundo por metro cuadrado ($N s/m^2$), o sea kilogramo por metro segundo (kg/ms).

4.1.4 Viscosidad cinemática

Es el cociente entre la viscosidad dinámica y la densidad. En el sistema internacional

(SI) la unidad de viscosidad cinemática es el metro cuadrado por segundo (m^2/s).
(Crane, 1987)

4.1.5 Densidad

La densidad se define como la masa por unidad de volumen.

Densidad:

$$\rho = \frac{m}{v} \quad (kg/m^3) \quad \text{Ecuación 1}$$

El recíproco de la densidad es el **volumen específico v**, que se define como el volumen por unidad de masa.

$$v = \frac{v}{m} = \frac{1}{\rho} \quad \text{Ecuación 2}$$

Algunas veces la densidad de una sustancia se da como relativa a la densidad de una sustancia bien conocida. Entonces, se llama **gravedad específica, o densidad relativa**, y se define como el cociente de la densidad de una sustancia entre la densidad de alguna sustancia estándar a una temperatura especificada (normalmente agua a 4 °C, para la que $\rho_{H2O} = 1000 \text{ kg}/m^3$).

4.1.6 Densidad relativa

$$\delta = \frac{\rho}{\rho_{H2O}} \quad \text{Ecuación 3}$$

El peso de un volumen unitario de una sustancia se llama **peso específico** y se expresa como (Cengel & Boles, 2012)

4.1.7 Peso específico

$$\gamma = \rho g \quad \text{Ecuación 4}$$

4.2 HIDRODINÁMICA

4.2.1 Definición de Caudal

Caudal Q es el volumen de fluido por unidad de tiempo que pasa a través de una sección transversal a la corriente. Así, por ejemplo, en una tubería de agua los litros por hora que circulan a través de un plano transversal a la tubería.

Ecuación de dimensiones: $[Q] = [L]^3[L]^{-1}$

Unidad: $1Q = 1m^3/seg, SI$

$$Q = vA \quad \text{Ecuación 5}$$

Donde: $Q =$ caudal

$v =$ velocidad

$A =$ área

4.2.2 Ecuación de Bernoulli generalizada

Si la corriente atraviesa una o varias máquinas que le suministran energía (bombas) experimenta un incremento de energía, expresada de forma de altura la llamaremos ΣH_b . Así mismo si la corriente atraviesa una o varias máquinas a las que cede energía (turbinas) experimentan un decremento de energía, que, expresada en forma de altura, la llamaremos ΣH_t . Por tanto:

$$\frac{P_1}{\rho g} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} - \Sigma H_{r\ 1-2} + \Sigma H_b - \Sigma H_t = \frac{P_2}{\rho g} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} \quad \text{Ecuación 6}$$

Donde: $P_1/\rho g ; P_2/\rho g =$ alturas de presión

$Z_1, Z_2 =$ alturas geodésicas

$V_1^2/2g ; V_2^2/2g =$ altura de velocidad

$\Sigma H_{r\ 1-2} =$ suma de todas las pérdidas hidráulicas entre 1-2

$\Sigma H_b =$ suma de los incrementos de altura proporcionado por las bombas instaladas Entre 1-2

$\Sigma H_t =$ suma de los incrementos de altura absorbida por los motores (turbinas) Instalados entre 1-2. (Mataix, 1986)

4.3 FÓRMULA DE HAZEN-WILLIAMS

Esta ecuación data del año 1970, tiene en cuenta todos los parámetros que intervienen en el rozamiento fluido, es decir, rugosidad, velocidad y diámetro, Por ello es de las expresiones empíricas más ampliamente utilizadas en el cálculo de redes hidráulicas.

Su expresión dada en el sistema internacional es la siguiente:

$$Q = 0,0849 C_{HW} AR^{0,63} J^{0,54} \quad \text{Ecuación 7}$$

Siendo:

C_{HW}: Coeficiente de Hazen-Williams, que depende de la rugosidad de la tubería.

A: sección transversal del conducto

R: radio hidráulico; $R = A/P$

J: pérdida de carga unitaria; $J = h_f/L$

Para el caso de tuberías de sección circular:

$$A = \frac{\pi D^4}{4} \quad Y \quad R = \frac{\pi D^4 / 4}{\pi D} = \frac{D}{4}$$

Despejando la pérdida de carga:

$$J = \frac{h_f}{L} = \frac{10.7}{C_{HW}^{1,852} D_{(m)}^{4,87}} Q \left(\frac{m^3}{s} \right)^{1,852} \quad \text{Ecuación 8}$$

El coeficiente de Hazen-Williams: CHW es función de la rugosidad de la tubería, pero la bibliografía solamente indica tubería muy lisa, lisa, semilisa,...etc.

Las fórmulas empíricas son notablemente más sencillas que las teóricas, la expresión final de Hazen – Williams para el cálculo de la pérdida de carga es la siguiente:

(Almandoz, Mongelos Oquiñena, Pellejero Salaberria, & Idoia, 2008)

$$h_{fp} = \frac{10,7L}{C_{HW}^{1,852} D_{(m)}^{4,87}} Q \left(\frac{m^3}{s} \right)^{1,852} \quad \text{Ecuación 9}$$

4.3.1 Otras pérdidas de carga (Pérdidas secundarias)

El resto de las pérdidas, no consideradas hasta ahora, se agrupan con el nombre de pérdidas de carga menores. Se producen por lo general, como resultado de una variación significativa de la configuración del flujo. Por tanto, tienen lugar en las contracciones o

ensanchamientos (sean bruscos o graduales) de los conductos, en válvulas, accesorios, codos, etc., y en las entradas o en las salidas. En algunos casos, estas pérdidas menores pueden ser muy importantes. Las pérdidas en las entradas se producen cuando los líquidos entran a un conducto desde un depósito o recipiente de grandes dimensiones. La entidad de las pérdidas depende de la forma de la entrada. Si la forma es redondeada la pérdida puede ser muy pequeña. Las pérdidas en las salidas tienen lugar en las secciones por donde desaguan los fluidos en grandes depósitos o recipientes. Las pérdidas en contracciones bruscas ocurren cuando los conductos sufren un estrechamiento abrupto de su sección recta, y las pérdidas en ensanchamientos bruscos suceden cuando esta discontinuidad se da al pasar de una sección a otra sección mayor. Análogamente las pérdidas en ensanchamientos graduales y las pérdidas en contracciones graduales tienen lugar cuando la transición de una sección a otra se hace de forma suave.

El estudio teórico de las pérdidas de carga menores son, por lo general, muy complicados, por lo que estas pérdidas se evalúan mediante métodos experimentales.

Comúnmente se expresan en función de la altura de velocidad. En forma matemática:

(Giles, Evett, & Cheng, 2003)

$$Pérdidas\ de\ carga\ (m) = K \left(\frac{V^2}{2g} \right) \quad Ecuación\ 10$$

Pérdidas secundarias en función del caudal:

$$h_{fs} = K \left(\frac{8Q^2}{\pi^2 g D^4} \right) \quad Ecuación\ 11$$

4.4 FUNCIONAMIENTO DE UNA TURBOMÁQUINA

4.4.1 Teorema de Euler

4.4.1.1 Introducción y fundamento de una turbomáquina

Las turbomáquinas o máquinas rotodinámicas son aquellas en las que varía el momento cinético del fluido a su paso por el interior de la máquina. Como en cualquier otra máquina hidráulica, se produce un intercambio de energía entre la máquina y el fluido.

Como se indica en la figura 1, el fundamento de una turbomáquina no es más que una rueda con álabes llamada rotor o rodete que puede girar alrededor de un eje cuando pasa un fluido por su interior. Cada dos álabes consecutivos forman un canal que le hace desviarse al flujo de modo que su variación de cantidad de movimiento origine una fuerza que realiza un trabajo mecánico:

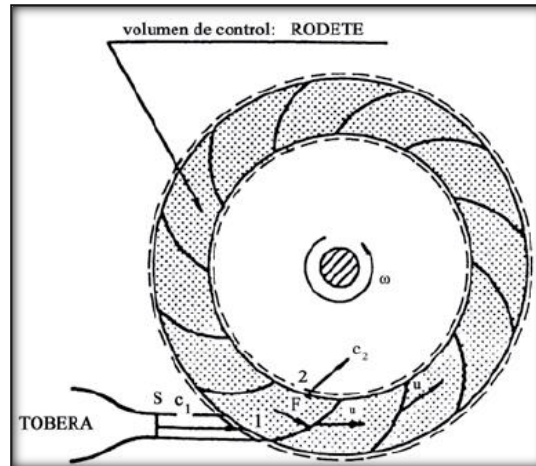


FIG 1. Fundamentos de una turbomáquina

4.4.1.2 Clasificación de las turbomáquinas

Las turbomáquinas se pueden clasificar desde varios puntos de vista.

Un primer criterio de clasificación surge de considerar la dirección en que tiene lugar el intercambio de energía, para las máquinas hidráulicas en general:

- ❖ Así, si el fluido tiene una energía disponible, puede cederla a la máquina a su paso por ella produciendo un trabajo: **TURBOMÁQUINA PRODUCTORA DE ENERGÍA MECÁNICA O TURBINA.**

Por el contrario, se puede aumentar la energía de un fluido aplicando una energía mecánica exterior que hace girar el rodete: **TURBOMÁQUINA CONSUMIDORA DE ENERGÍA MECÁNICA**, que llamaremos genéricamente **BOMBA**.

Según la compresibilidad del fluido, tal como se mencionó también en el primer tema, se pueden diferenciar:

- ❖ **TURBOMÁQUINAS TÉRMICAS** (turbinas de vapor, turbinas de gas y turbocompresores).

- ❖ **TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS** (turbinas hidráulicas, bombas y ventiladores) en las que el fluido no experimenta cambios apreciables de densidad a su paso a través de la máquina.

La clasificación fundamental de las turbomáquinas establece una división entre:

- ❖ **TURBOMÁQUINAS DE ACCIÓN:** el rotor solo intercambia con el fluido energía cinética, no intercambia energía potencial o de presión; por tanto, la presión a la entrada del rotor es la misma que a la salida.
- ❖ **TURBOMÁQUINAS DE REACCIÓN:** el rotor y el fluido solo intercambian energía de presión y no intercambian energía cinética.
- ❖ **TURBOMÁQUINAS AXIALES:** el desplazamiento del fluido en el rotor es axial o paralelo al eje, las velocidades solo tienen componentes axial y tangencial. Cada partícula fluida circula por el rotor a la misma distancia del eje.

Las líneas de corriente quedarían representadas sobre un cilindro desarrollado del radio correspondiente, como se muestra en la figura 2.

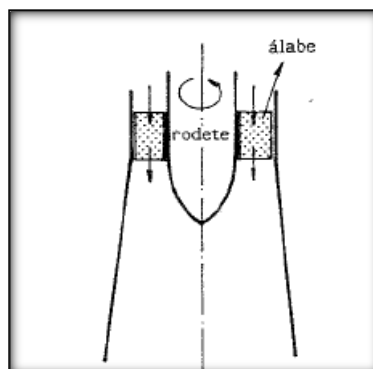


FIG 2. Turbomáquina axial

- ❖ **TURBOMÁQUINAS RADIALES:** el desplazamiento del fluido en el rotor es radial. Las velocidades solo tienen componentes radial y tangencial.

Las líneas de corriente quedan representadas sobre un plano perpendicular al eje de giro como lo indica la figura 3.

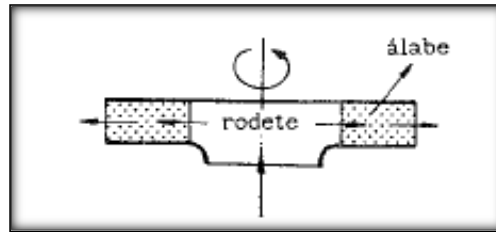


FIG 3. Turbomáquina radial

- ❖ **TURBOMÁQUINAS MIXTAS:** es un caso intermedio entre los dos anteriores, y las velocidades tienen las tres componentes axial, radial y tangencial.

Cada línea de corriente es una hélice cónica cuyo eje es de rotación.

4.4.1.3 Funcionamiento de las turbomáquinas

Generalmente, en lugar de la tobera que aparece en la figura 1 se dispone una corona fija de álabes, como se indica en la figura 4, colocados de forma que cada dos consecutivos formen una tobera en el caso de las turbomáquinas productoras de energía mecánica o turbinas. El flujo accede a esta corona fija a través de una cámara espiral o caracol (la máquina así descrita se dice que es de admisión total, porque el fluido entra por toda la periferia del rotor). En las turbomáquinas consumidoras de energía mecánica o bombas el fluido circula en sentido contrario, los conductos que forman los álabes se llaman ahora difusores y en ellos la presión aumenta en el sentido del flujo. En muchos casos existe también una corona fija con álabes para dirigir el flujo que sale del rotor hacia una cámara espiral.

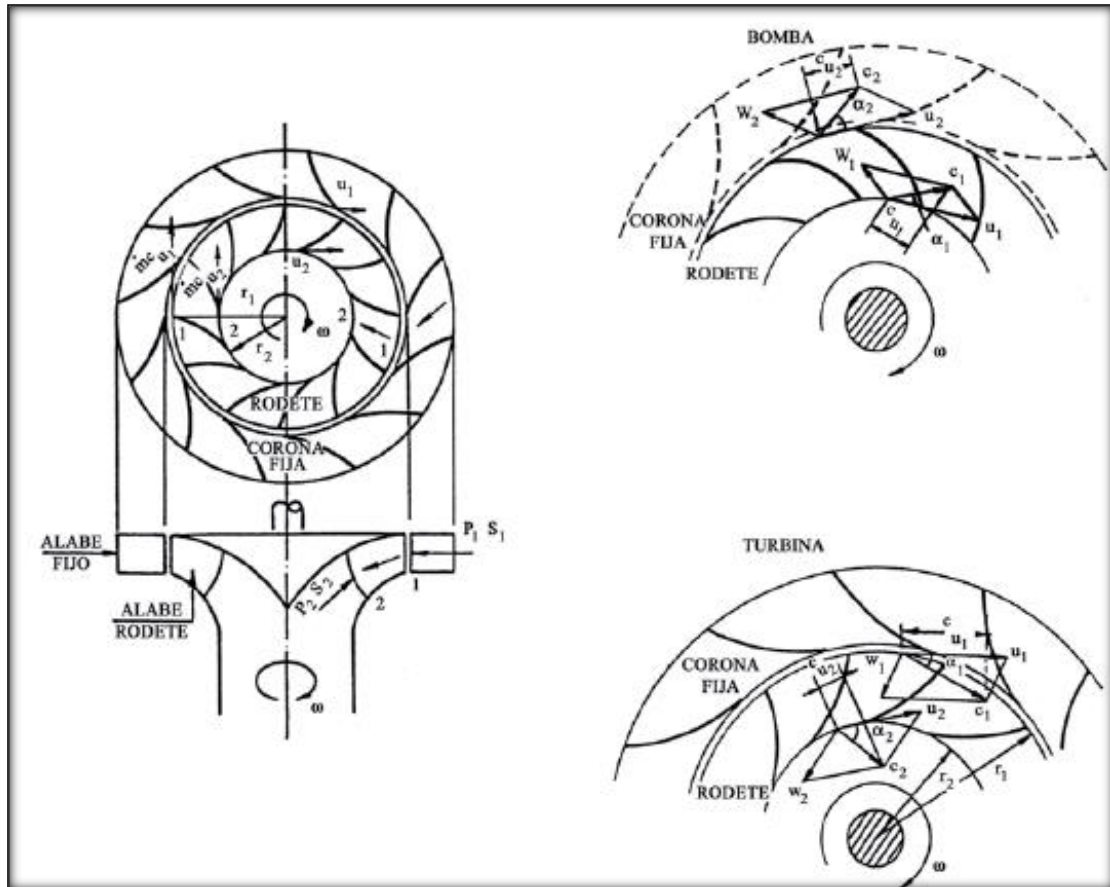


FIG 4. Funcionamiento de las turbomáquinas y componentes de los vectores velocidad

4.4.1.4 Potencias y rendimientos

En una turbomáquina es posible definir varios tipos de potencia:

4.4.1.5 Potencia útil: N_u

Es la correspondiente al salto de energía H que sufre el caudal a su paso por la máquina:

$$N_u = \gamma Q_m H_m \quad \text{Ecuación 12}$$

4.4.1.6 Potencia interior en el eje: N_i

Es la potencia suministrada por el eje al caudal Q^* que pasa por el rotor en el caso de la bomba (como se explicará en temas posteriores, el caudal que pasa por el rotor no coincide con el que pasa por la turbomáquina ya que se producen unas pérdidas volumétricas o fugas entre el rotor y el cuerpo de la máquina):

$$N_i = \gamma Q^* H_{e,z} \quad \text{Ecuación 13}$$

4.4.1.7 Potencia exterior en el eje: N_a

Es la potencia transmitida exteriormente en el eje. También se le llama potencia efectiva o potencia al freno.

Para bombas:

$$N_a = N_i + \text{pérdidas mecánicas} \quad \text{Ecuación 14}$$

Se obtiene en un banco de ensayos en el que se mide el par motor y la velocidad de giro

$$N_a = \tau \omega \quad \text{Ecuación 15}$$

Donde:

τ , Torque hidráulico (Nm)

ω , Velocidad de giro (rpm)

Igualando

$$N_a = \tau \omega = Q^* \rho \omega (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad w \text{ SI} \quad \text{Ecuación 16}$$

Donde:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}, \text{ velocidad angular del rodete, } \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad \text{Ecuación 17}$$

Estas potencias están relacionadas mediante unos parámetros que son el rendimiento hidráulico (definido más adelante), el rendimiento volumétrico, el rendimiento mecánico y el rendimiento total. (Sánchez Domínguez, 2012)

O bien la potencia de accionamiento o potencia al freno viene dada por la siguiente ecuación:

$$N_a = V \times I \times \cos(\varphi) \times \eta \quad \text{Ecuación 18}$$

Donde V corresponde al voltaje, I es la corriente medida en el amperímetro, $\cos(\varphi)$ es el factor de potencia y η es el rendimiento del motor. (Diaz, Courtin V, & Aravena O, 2006)

4.4.1.8 Rendimiento Volumétrico:

$$\eta_v = \frac{Q_m}{Q^*} \quad \text{Ecuación 19}$$

Donde Q^* es el caudal que pasa por el rotor.

4.4.1.9 Rendimiento mecánico:

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_a} \quad \text{Ecuación 20}$$

4.4.1.10 Rendimiento Hidráulico:

$$\eta_h = \frac{H_m}{H_{e,z}} \quad \text{Ecuación 21}$$

4.4.1.11 Rendimiento Total: (Sánchez Domínguez, 2012)

$$\eta_t = \frac{N_u}{N_a} = \frac{\gamma Q_m H_m}{M \omega} = \eta_v \eta_H \eta_m \quad \text{Ecuación 22}$$

4.5 ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMÁQUINAS O ECUACIÓN DE EULER.

La ecuación de Euler es la ecuación fundamental para el estudio de las turbomáquinas hidráulicas, tanto de las turbomáquinas hidráulicas, turbomáquinas térmicas. Constituye, pues, la ecuación básica tanto para el estudio de las bombas, ventiladores, turbinas hidráulicas (turbomáquinas hidráulicas), como para el estudio de los turbocompresores, turbinas de vapor y turbinas de gas (turbomáquinas térmicas). Es la ecuación que expresa la energía intercambiada en el rodete de todas estas máquinas.

4.5.1 Planos de representación de una turbomáquina

Los planos de representación de una turbomáquina son el plano o corte meridional y el plano o corte transversal. Estos planos para una bomba radial se representan en la figura 5.

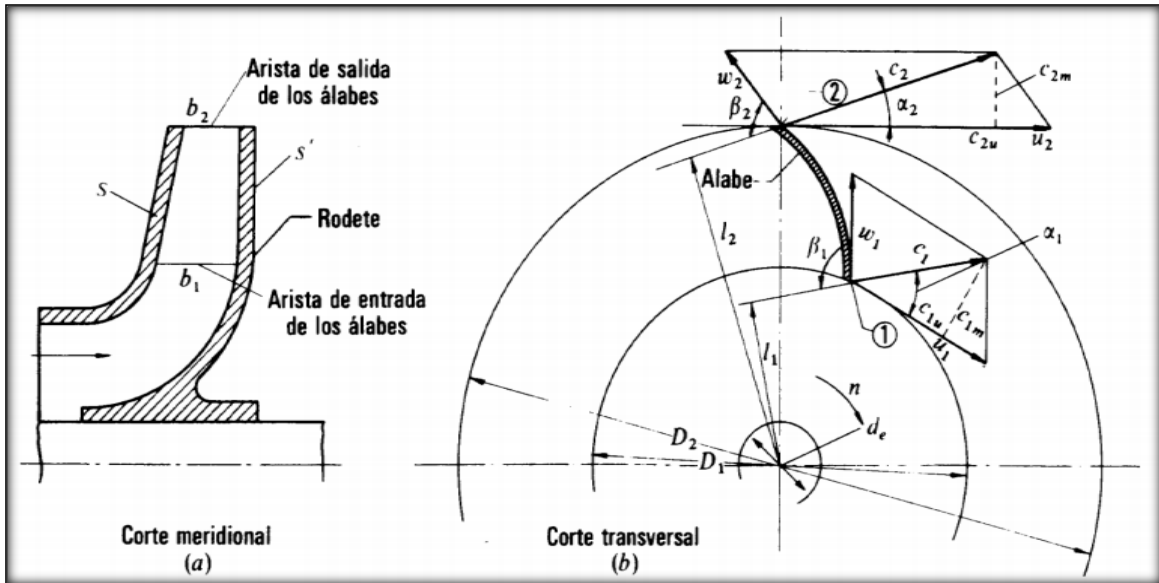


FIG 5. Rodete de una bomba centrífuga: (a) corte meridional, (b) corte transversal. En este último se han dibujado los triángulos de velocidad a la entrada y salida, en la deducción de la ecuación de Euler se supone que todas las partículas de fluido que entran en los álabes sufren una misma desviación, (Método de estudio)

Fuente: Claudio Mataix, Mecánica de fluidos y Maquinas Hidráulicas (1986).

4.5.2 Ecuación de Euler 1

4.5.2.1 Torque hidráulico

$$\tau = Q^* \rho (l_2 c_2 - l_1 c_1) \quad \text{Ecuación 23}$$

Donde:

τ , momento total comunicado al fluido, o momento hidráulico.

Q^* , caudal total de la bomba.

4.5.2.2 Distancia de palanca

$$l_1 = r_1 \cos \alpha_1 \quad \text{y} \quad l_2 = r_2 \cos \alpha_2 \quad \text{Ecuación 24}$$

Deducido de la figura 5

Sustituyendo

$$\tau = Q^* \rho (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad \text{Ecuación 25}$$

4.5.2.3 Ecuaciones adicionales

$$r_1 \omega = u_1 \quad \text{Ecuación 26}$$

$$r_2 \omega = u_2 \quad \text{Ecuación 27}$$

$$c_1 \cos \alpha_1 = c_{1u} \quad \text{Ecuación 28}$$

$$c_2 \cos \alpha_2 = c_{2u} \quad \text{Ecuación 29}$$

Donde:

c_{1u} , c_{2u} , proyecciones de c_1 y c_2 sobre u_1 u_2 , o componentes periféricas de las velocidades absolutas a la entrada y salida de los álabes.

Sustituyendo:

4.5.2.4 Primera forma de la ecuación de Euler (Expresión en alturas)

$$H_u = \pm \frac{u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}}{g} \quad \text{Ecuación 30}$$

(Ecuación de Euler, primera forma: bombas, ventiladores, turbocompresores, turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas: signo + máquinas motoras y signo – máquinas generadoras: unidades m SI).

4.5.2.5 Triángulos de velocidades

En estos triángulos se utiliza en la figura 6, la notación que llamamos internacional por ser la más utilizada en casi todos los países (Alemania, Estados Unidos, Francia, Rusia, España, etc.).

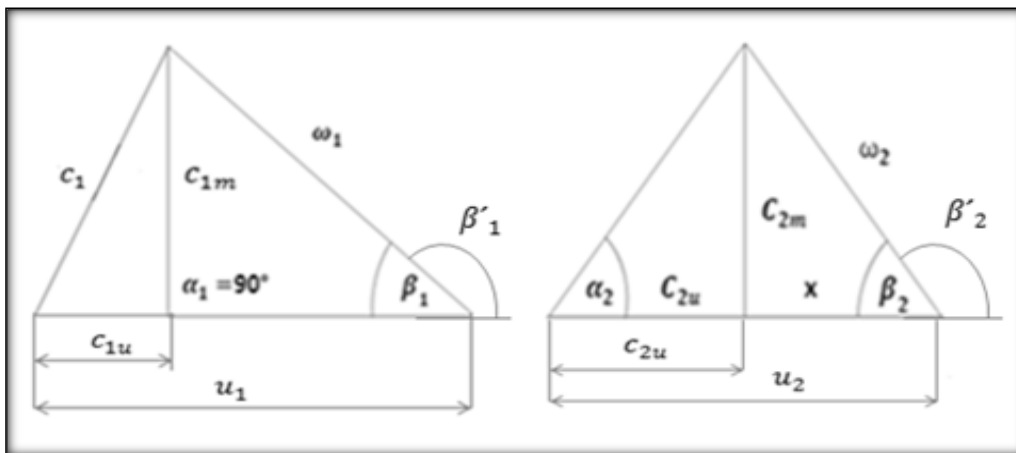


FIG 6. Triángulos de velocidades de entrada y salida de los álabes, un rodete de una bomba o ventilador con notación internacional para ángulos, velocidades, y componentes de velocidades, corriente empleada en el estudio de todas las turbomáquinas hidráulicas y térmicas

Fuente: Claudio Mataix, Mecánica de fluidos y Maquinas Hidráulicas (1986)

En dichos triángulos:

Velocidad relativa en la entrada del rodete (del fluido con respecto al álabe), \vec{w}_1

Velocidad tangencial, velocidad absoluta del álabe a la entrada en la entrada del rodete, \vec{u}_1

Velocidad absoluta del fluido en la entrada del rodete, \vec{c}_1

α_1 , es el ángulo formado por \vec{c}_1 y \vec{u}_1

β_1 , es el ángulo formado por \vec{w}_1 y \vec{u}_1

C_{1m} , componente meridional de la velocidad absoluta del fluido a la entrada

C_{1u} , componente periférica de la velocidad absoluta del fluido a la entrada

Velocidad relativa en la salida del rodete, \vec{w}_2

Velocidad tangencial en la salida del rodete, \vec{u}_2

Velocidad absoluta en la salida del rodete, \vec{c}_2

α_2 , es el ángulo formado por \vec{c}_2 y \vec{u}_2

β_2 , es el ángulo formado por \vec{w}_2 y \vec{u}_2

4.5.3 Ecuación de Euler 2.

Del triángulo de entrada se deduce trigonométricamente que:

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2 u_1 c_1 \cos \alpha_1 = u_1^2 + c_1^2 - 2 u_1 c_{1u} u_1 c_{1u} = \frac{1}{2} (u_1^2 + c_1^2 - w_1^2) \quad \text{Ecuación 31}$$

Así mismo, del triángulo de salida se deduce que:

$$u_2 c_{2u} = \frac{1}{2} (u_2^2 + c_2^2 - w_2^2) \quad \text{Ecuación 32}$$

4.5.3.1 Segunda forma de la ecuación de Euler.

(Expresión en alturas)

$$H_u = \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right) \quad \text{Ecuación 33}$$

(Signo +; máquinas motoras: turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas; signo-; máquinas generadoras: bombas ventiladores y compresores; unidades: m. SI).

$$H_u = \pm \left(\frac{P_1 - P_2}{\rho g} + z_1 - z_2 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right) \quad \text{Ecuación 34}$$

4.5.4 Altura de presión del rodete

$$H_P = \pm \left(\frac{P_1 - P_2}{\rho g} \right) = \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \right) \quad \text{Ecuación 35}$$

(Signo +: turbinas; signo -: bombas)

4.5.5 Altura dinámica del rodete

$$H_d = \pm \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \quad \text{Ecuación 36}$$

(Signo +: turbinas; signo -: bombas)

4.5.6 Expresión para el cálculo de los instrumentos de medición de presiones

$$H = \frac{P_S - P_E}{\rho g} = M_S + M_E \quad \text{Ecuación 37}$$

Donde:

M_S , Lectura del manómetro a la salida; el signo + suma de los valores absolutos de los valores absolutos de las lecturas; porque la presión a la entrada suele ser negativa: vacuómetro.

M_E , lectura del manómetro a la entrada. (Mataix, 1986).

4.6 CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS

4.6.1 Elementos constitutivos

En la Figura 7 se representa una bomba radial de eje horizontal en la cual pueden verse los elementos siguientes:

4.6.1.1 Rodete (1), que gira solidario con el eje de la máquina y consta de un cierto número de alabes que imparten energía al fluido en forma de energía cinética y energía de presión.

4.6.1.2 Corona directriz (2), o corona de alabes fijos, que recoge el líquido del rodete y transforma la energía cinética comunicada por el rodete en energía de presión, ya que la sección de paso aumenta en esta corona en la dirección del flujo. Esta corona directriz no existe en todas las bombas; porque encarece su construcción; aunque hace a la bomba más eficiente.

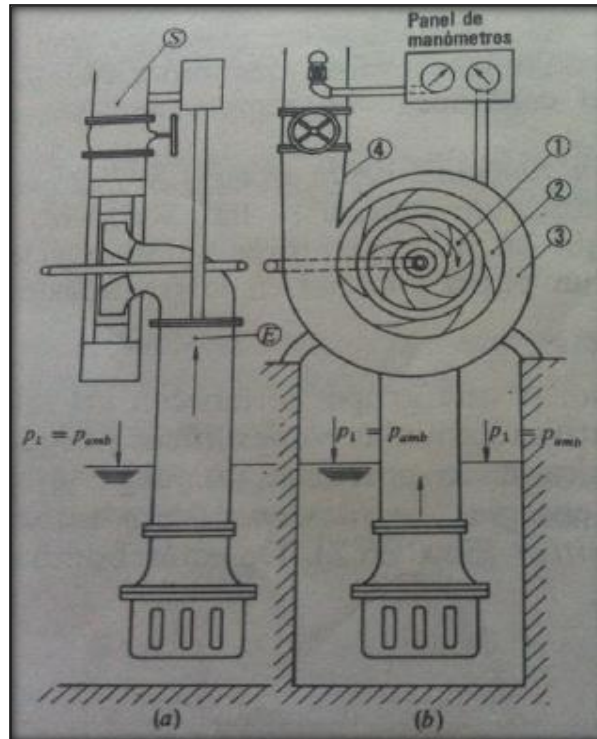


FIG 7. Elementos constructivos de una bomba centrífuga
Fuente: Mataix, Mecánica de fluidos y Maquinas Hidráulicas (2008, p. 370)

4.6.1.3 Caja espiral (3), que transforma también la energía dinámica en energía de presión, y recoge además con pérdidas mínimas de energía el fluido que sale del rodete, conduciéndolo hasta la tubería de salida o tubería de impulsión.

4.6.1.4 Tubo difusor troncocónico (4), que realiza una tercera etapa de difusión o sea de transformación de energía dinámica en energía de presión (Mataix, 2008).

4.6.2 Velocidad específica la N_s (Sistema Inglés).

$$N_s = \frac{\omega Q_m^{0,5}}{H_m^{0,75}} \quad \text{Ecuación 38}$$

Donde:

Q [GPM] caudal en galones americanos por minuto (GPM).

ω [RPM] velocidad rotacional en revoluciones por minuto (rpm).

H_m [pies] altura piezométrica total de la bomba en pies. (Saldarriaga, 2007)

Los rangos de la velocidad específica para cada tipo de bomba rotodinámicas se muestran en la tabla 1.

TABLA 1. Clasificación general de las bombas rotodinámicas, tomando como criterio la velocidad específica

TIPO DE BOMBA	RANGO DE N_s
Centrifuga	500 a 2000
Flujo mixto	2000 a 7000
Flujo axial	7000 a 15000

Fuente: Saldarriaga, Hidráulica de tuberías, abastecimiento de agua, redes, riegos (2007, pág. 190)

4.7 BOMBAS DE LÍQUIDO

Las bombas, son máquinas que se utilizan para mover líquidos y pueden dividirse en dos grandes grupos:

Bombas volumétricas.

Bombas rotodinámicas.

4.7.1 Bombas volumétricas

El principio de funcionamiento de las bombas volumétricas, se basa en el cambio de volumen de una cámara o recinto que, por esa razón, desplaza el líquido que en determinado momento ocupa dicho recinto.

Existen varios tipos de bombas volumétricas; los más conocidos son:

- Bombas de émbolo
- Bombas de paletas
- Bombas de engranes
- Bombas de husillos o gusanos
- Bombas de diafragmas

4.7.1.1 Descripción de las bombas rotodinámicas

Las bombas rotodinámicas, como las volumétricas, se utilizan para mover líquidos; sin embargo, el principio de funcionamiento de las bombas rotodinámicas es totalmente diferente al de las bombas volumétricas.

Las bombas rotodinámicas funcionan, apoyándose en el principio de incrementar la cantidad de movimiento angular del líquido, es decir, incrementar fuertemente la

energía cinética del líquido, para en seguida, transformar esa energía cinética en energía de presión mediante la disminución de la velocidad de escurrimiento del líquido.

4.7.1.2 Clasificación de las bombas rotodinámicas

Las bombas rotodinámicas pueden clasificarse según diferentes criterios:

Si se considera la dirección del flujo al atravesar el rotor, se pueden clasificar en:

- ❖ Bombas de flujo radial.
- ❖ Bombas de flujo radioaxial
- ❖ Bombas de flujo axial.

Si se considera la posición del árbol o eje de la bomba, se pueden agrupar en:

- ❖ Bombas horizontales,
- ❖ Bombas verticales,
- ❖ Bombas oblicuas.

Considerando la presión desarrollada, se pueden agrupar en:

- ❖ Bombas de baja presión,
- ❖ Bombas de presión media,
- ❖ Bombas de alta presión.

Atendiendo al número de vías de la bomba, hay:

- ❖ Bombas de aspiración simple,
- ❖ Bombas de flujo simple y doble aspiración,
- ❖ Bombas de doble flujo.

4.7.1.3 Descripción de las bombas de flujo radial

Las bombas de flujo radial se conocen, más generalmente, como bombas centrífugas y en este grupo, se distinguen los siguientes tipos:

- De un paso y baja presión,
- De un paso con corona directriz,
- De un paso, con rodete doble,
- De varios pasos. (Luszczewski, 1999)

4.7.2 Triángulos de velocidades de las bombas radiales

El flujo de líquido a la entrada del rodete depende de la geometría del álabe reflejada en el triángulo de velocidades que dibuja el mismo, como se aprecia en la figura 8.

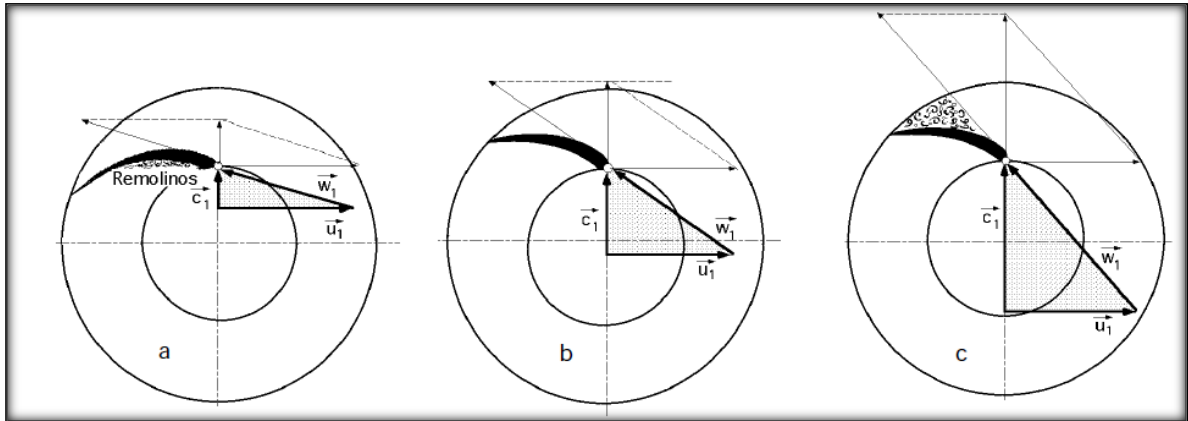


FIG 8. Triángulos de velocidad a la entrada con $\alpha_1 = 90^\circ$ y desprendimiento de la corriente líquida
a) Flujo menor que el nominal; **b)** Flujo igual al nominal; **c)** Flujo mayor que el nominal

Fuente: Pedro Fernández Díez 2013

4.7.2.1 Influencia del β_2

La geometría de los álabes influye considerablemente en los cálculos finales de una máquina hidráulica, del ángulo β_2 depende los resultados de altura y caudal de un determinado impulsor como se indica en la figura 9.

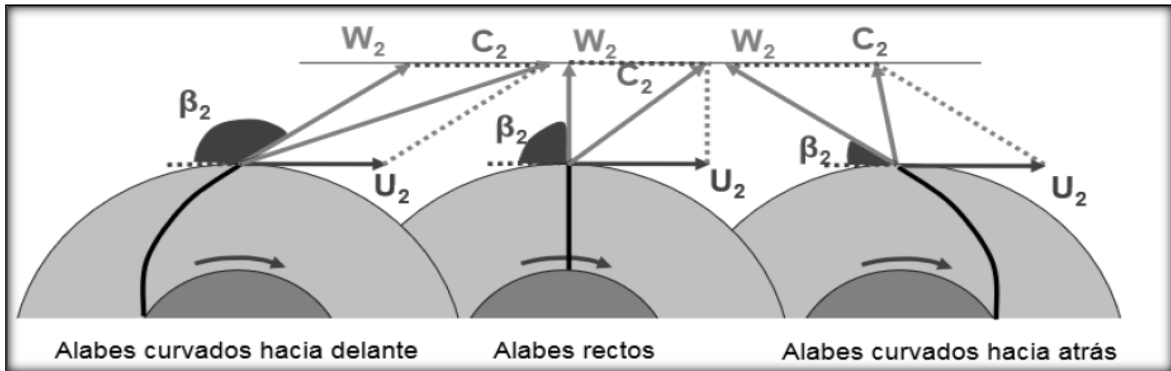


FIG 9. Influencia del β_2

Fuente: Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas.
 Universidad de Cantabria.

4.7.2.2 Valores recomendados para β_2

A la vista de la figura 10 se encuentra un nuevo argumento que desaconseja la última solución de álabes curvados hacia adelante ($\beta_2' > 90^\circ$). En efecto, al ser creciente la curva motriz de la bomba, al igual que la curva resistente de la conducción, pudiera

haber dos puntos de intersección, lo que originaría oscilaciones de bombeo (el punto de funcionamiento de la instalación sin encontrarlo), que son inadmisibles. Tampoco es muy frecuente la solución de álabe radial. En la práctica, el ángulo β_2' varía habitualmente entre 15° y 35° , y más frecuentemente entre 20° y 25° . (Agüera Soriano, 2002)

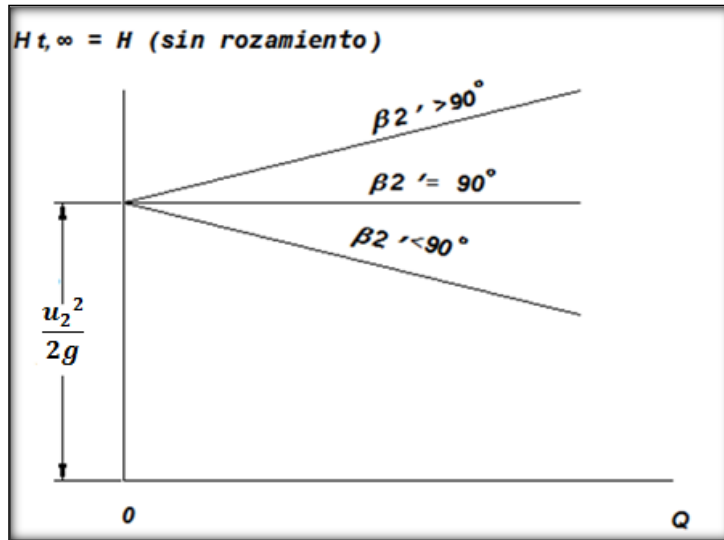


FIG 10. Valores recomendados para β_2
Fuente: AGÜERA SORIANO, 2009

4.7.3 Curva teórica a diferentes prestaciones, influencia del número de álabes, z

4.7.3.1 Principios:

La ecuación de Euler, H_e indica que sus valores se basan con un rodete de álabes infinito, es decir $z \rightarrow \infty$; por ello, la ecuación de Euler expresada para bombas radiales, se suele escribir de la forma: (Agüera Soriano, 2002)

$$H_{e,\infty} = \frac{u_2 c_{2u}}{g} \Rightarrow H_{e,\infty} = \frac{u^2}{g} - \frac{u_2 \cot \beta_2}{\pi g k_2 D_2 b_2} Q \quad \text{Ecuación 39}$$

Con número finito de álabes, z, la Curva Teórica Motriz $H_{e,\infty} = f(Q)$ disminuye en una proporción lineal μ que dará origen a la expresión: (Agüera Soriano, 2002)

$$H_{e,z} = \mu H_{e,\infty} \quad \text{Ecuación 40}$$

4.7.4 Expresiones para calcular μ

μ = coeficiente de influencia del número de álabes o factor de disminución de trabajo. El coeficiente μ no depende del régimen de trabajo de la bomba (punto de funcionamiento), es decir, del caudal q , de la altura manométrica H_m y del n° de rpm n , sino de la geometría del rodete impulsor, por lo que es constante para un determinado rodete.

Pfleiderer propuso para el valor del coeficiente de influencia del número de álabes μ (teniendo en cuenta el influjo de la fuerza centrífuga mediante la relación r_1/r_2), la siguiente ecuación:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{\psi r_2^2}{zS}} = |\psi = 0,6(1 + \text{sen } \beta_2)|$$

$$= \frac{1}{1 + \frac{0,6(1 + \text{sen} \beta_2) r_2^2}{zS}} \quad \text{Ecuación 41}$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{\psi r_2^2}{zS}} = \left| \text{Para rodetes radiales: } S = \int_{r_1}^{r_2} r \, dr = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} \right|$$

$$= \frac{1}{1 + \frac{2\psi}{z \left\{ 1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right\}}} \quad \text{Ecuación 42}$$

Eckert desarrolla otra expresión para calcular μ que concuerda más con la experiencia, de la forma: (Fernandez Díez, 2013)

$$u = \frac{1}{1 + \frac{\pi \text{sen } \beta_2}{2z \left(1 - \frac{r_1}{r_2} \right)}} \quad \text{Ecuación 43}$$

4.7.5 Representación de $H_{e,z}$

Es importante señalar que la menor altura de elevación $H_{t,z}$ con relación a $H_{t,\infty}$, no es en realidad una pérdida, pues aún no se han considerado rozamientos y choques; se trata simplemente de prestaciones diferentes (figura 11). (Agüera Soriano, 2002)

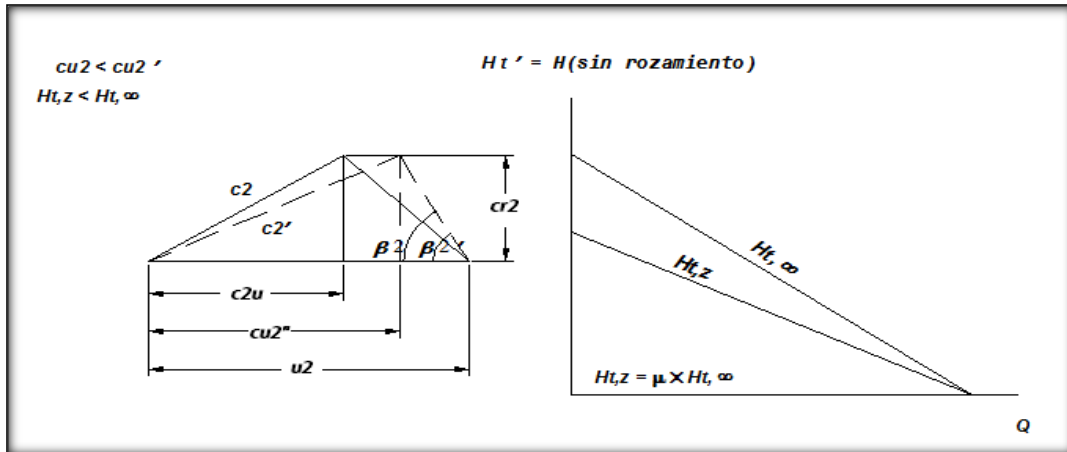


FIG 11. Representación de $H_{e,z}$
Fuente: (AGUERA SORIANO, 2003)

4.7.6 Proceso para diseñar el rodete de bomba hidráulica semiabierto tipo radial

- ❖ **Paso 1.-** De acuerdo a las características de la instalación donde se realizarán las pruebas de funcionamiento del rodete diseñado, se determinan las siguientes restricciones:

$D_2 = 100$ mm, $\omega = 3200$ rpm (obtenida mediante cuenta revoluciones, tacómetro digital, anexo 21), ancho máximo del rodete = 20 mm (incluido el espesor de la base y el ancho del álabe b), diámetro del eje = 20mm, chaveta de: 3mm x 2mm.

- ❖ **Paso 2.-** Determinar los datos constructivos por parte del diseñador: $D_1, b_1 = b_2, \beta_1, \beta_2, z, t$
- ❖ **Paso 3.-** Calcule los triángulos de velocidades, el Caudal de diseño y la Altura teórica de Euler para un número finito de álabes. (Mediante el siguiente procedimiento se obtendrá los parámetros solicitados).

Datos fijos (Datos que no pueden ser modificados)

$D_2 =$

ancho máximo del rodete =

$\omega =$

diámetro del eje =

Datos de diseñador (datos que se pueden modificar, mediante ello conseguir una mayor altura y mayor caudal).

$D_1 =$

$b_1 = b_2$ (Ancho del álabe a la entrada y salida del mismo).

$\beta_1 =$

$\beta_2 =$

$t =$

$z =$

Se partirá transformando ω de rev/min a rad/s mediante la ecuación 17 para seguidamente:

Proceder al cálculo de u_1 y u_2 , mediante las ecuaciones 26 y 27: (Mataix, 1986)

$$u_1 = \omega \times r_1$$

$$u_2 = \omega \times r_2$$

A continuación se esquematiza y se resuelven los triángulos de velocidades que intervienen en el rodete (figura 12):

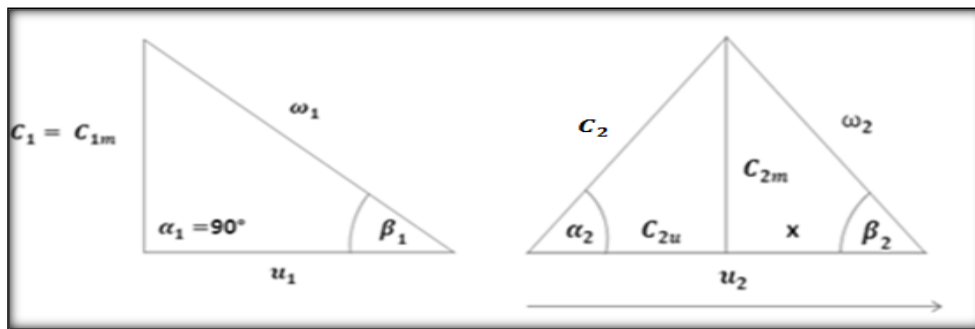


FIG 12. Triángulos de velocidades a la entrada y salida del rodete (flujo radial)

Fuente: El autor

Según Claudio Mataix, para un rodete semiabierto tipo radial, se cumple:

$$\alpha_1 = 90^\circ, C_{1u} = 0, C_1 = C_{1m}.$$

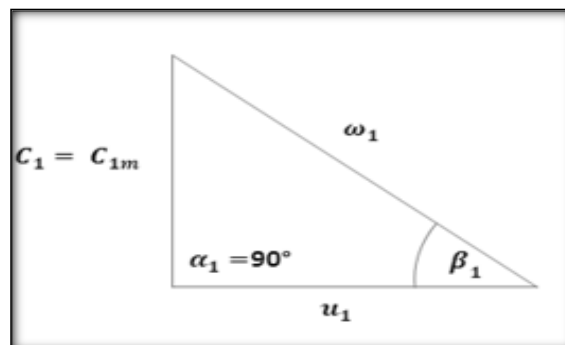


FIG 13. Triángulo de velocidad a la entrada del rodete (flujo radial)

Fuente: El autor

Para el triángulo a la entrada figura 13, con β_1 , se obtendrá ω_1 , mediante relaciones trigonométricas:

$$\cos \beta_1 = \frac{u_1}{\omega_1} \quad \text{Ecuación 44}$$

A continuación se calcula C_{1m} : (Viejo Zubicaray, 2000)

$$\text{sen } \beta_1 = \frac{C_{1m}}{\omega_1} \quad \text{Ecuación 45}$$

A través del triángulo a la salida figura 14, se continúa calculando las distintas ecuaciones para los álabes a la salida:

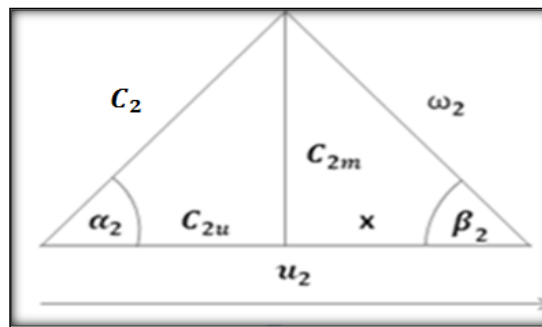


FIG 14. Triángulo de velocidad a la salida del rodete (flujo radial)

Fuente: El autor

Para la determinación de C_{2m} , según Agüera Soriano el caudal que circula a través del rodete de la turbomáquina permanece constante tanto a la entrada como a la salida del mismo. (Agüera Soriano, 2002)

$$Q^* = \pi \times D_1 \times k_1 \times b_1 \times C_{1m} = \pi \times D_2 \times k_2 \times b_2 \times C_{2m} \quad \text{Ecuación 46}$$

Se continúa simplificando, (π , $b_1 = b_2$ y (D_1 , D_2 , C_{1m}), datos conocidos, a continuación, se calcula el porcentaje de pérdida por el espesor de los álabes a la entrada y salida del rodete:

Para k_1 y k_2 :

$$k_1 = 1 - \frac{N t}{\pi D_1} \quad \text{Ecuación 47}$$

$$k_2 = 1 - \frac{N t}{\pi D_2} \quad \text{Ecuación 48}$$

Donde:

k_1 y k_2 , porcentaje que se pierde por el espesor de los álabes.

N , número de álabes.

t , espesor del álabe.

D_1 y D_2 , diámetro a la entrada y a salida del rodete.

Mediante trigonometría, se obtiene:

Con $\text{sen } \beta_2$, conociendo C_{2m} , se obtiene ω_2 : (Viejo Zubicaray, 2000)

$$\text{sen } \beta_2 = \frac{C_{2m}}{\omega_2} \quad \text{Ecuación 49}$$

Para el cálculo de x :

$$\text{tang } \beta_2 = \frac{C_{2m}}{x} \quad \text{Ecuación 50}$$

Teniendo x , con u_2 , se calcula C_{2u} :

$$u_2 = C_{2u} + x \quad \text{Ecuación 51}$$

Para calcular α_2 :

$$\text{tang } \alpha_2 = \frac{C_{2m}}{C_{2u}} \quad \text{Ecuación 52}$$

Con el $\text{sen } \alpha_2$, se tiene C_2 :

$$\text{sen } \alpha_2 = \frac{C_{2m}}{C_2} \quad \text{Ecuación 53}$$

Para el cálculo de u , se ayuda en la fórmula 43 de Eckert:

$$u = \frac{1}{1 + \frac{\pi \text{sen } \beta_2}{2z \left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right)}}$$

Donde:

u , coeficiente de pérdidas por el número de álabes.

β_2 , ángulo de salida del rodete.

r_1 y r_2 , radio a la entrada y salida del rodete.

z , número de álabes del rodete.

Cálculo de la altura de teórica de Euler para número finito de álabes:

Con la ecuación 39 de Euler H_e (valores que se basan en un rodete con número infinito de álabes).

$$H_{e,\infty} = \frac{u_2 c_{2u}}{g}$$

Para finalmente calcular $H_{e,z}$, mediante la ecuación 40 (curva teórica motriz, con número finito de álabes).

$$H_{e,z} = uH_{e,\infty}$$

- ❖ **Paso 4.-** Cambie algún parámetro de los datos constructivos del Paso 2 con la perspectiva de obtener valores mayores para Q y $H_{e,z}$. Este proceso por lo menos realice 5 veces, finalmente se seleccionará los datos constructivos y datos calculados para los cuales se haya obtenido el máximo Q y $H_{e,z}$
- ❖ **Paso 5.-** Con los datos de Q y $H_{e,z}$ máximos proceda a calcular los coeficientes A y B de la ecuación característica de $H_{e,\infty} = A - BQ$ donde: (Fernandez Díez, 2013)

$$A = \frac{u_2^2}{g} \quad \text{Ecuación 54}$$

$$B = \frac{u_2 \cot \beta_2}{\pi g k_2 D_2 b_2} \quad \text{Ecuación 55}$$

A continuación determine: $H_{e,z} = \mu H_{e,\infty}$

4.7.7 Curvas características de las bombas hidráulicas

4.7.7.1 Curva característica caudal – altura de una bomba.

La curva característica caudal - altura de una bomba representa los diferentes puntos en los que la bomba puede funcionar para determinada velocidad de funcionamiento. Los

puntos vienen definidos en la misma por una abscisa que define la altura (termino de presión) que la misma puede proporcionar al fluido. En la curva (figura 15) se puede observar que todos los puntos de funcionamiento no están permitidos, ya que la bomba no podría funcionar en el punto P1 proporcionando una altura al fluido H1 y un caudal Q1.

La curva característica caudal – altura nos da la relación entre el caudal que una bomba puede bombear Q2 y la altura que puede proporcionar al fluido H2 en un punto P2, que en este caso está sobre la curva y es permisible. (Vega Bermúdez, 2010)

$$H_m = AQ^2 + BQ + C$$

Ecuación 56

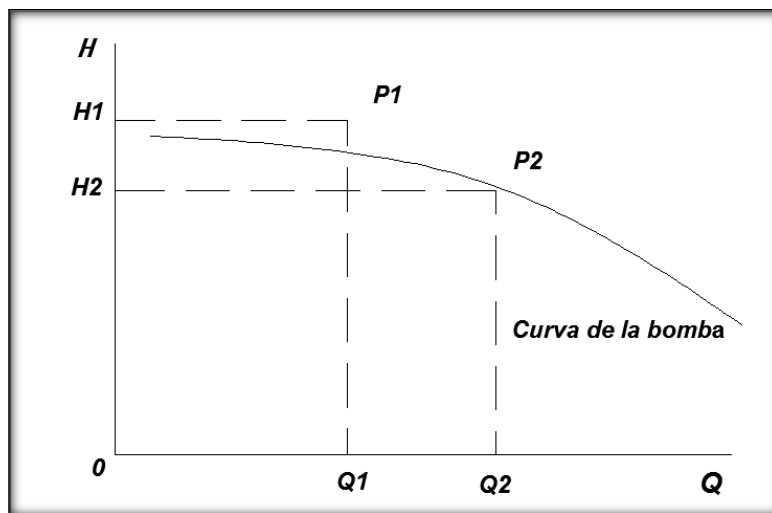


FIG 15. Curva característica caudal – altura de la bomba
Fuente: Vega Bermúdez, Ahorro energético en instalaciones de bombeo (2008)

4.7.7.2 Punto de funcionamiento

El punto de funcionamiento de un sistema de bombeo (figura 16), que es el resultado de la intersección de las curvas de la instalación (H_{mi}) y de la bomba elegida (H_{mb}) es de relevante importancia, ya que nos indica el caudal que proporciona el sistema de bombeo

Para obtener esta ecuación se obtienen una serie de puntos de funcionamiento medidos en el banco de ensayo, calculándose los coeficientes A, B, C por medio de un ajuste por el método de los mínimos cuadrados. (Almandoz, Mongelos Oquiñena, Pellejero Salaberria, & Idoia, 2008)

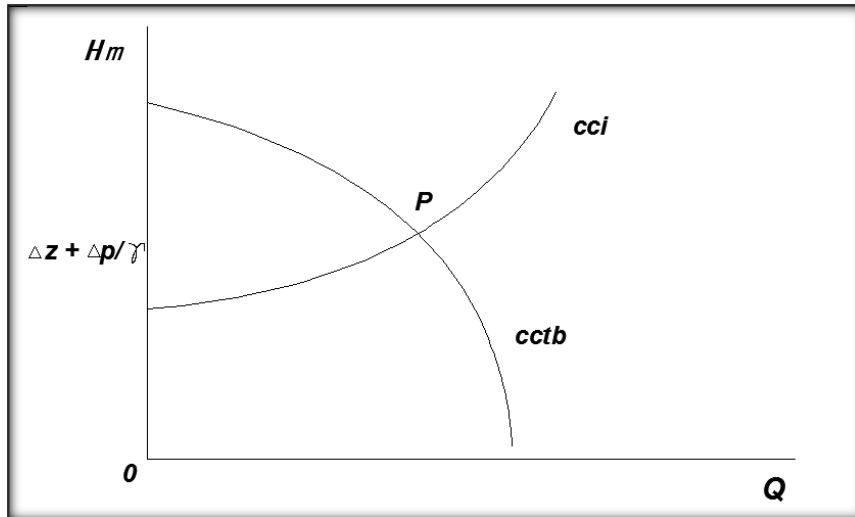


FIG 16. Curvas características de la instalación y de la bomba. Punto de funcionamiento
Fuente: Almandoz, Apuntes de ingeniería Fluidomecánica (2008)

4.7.7.3 Curva potencia vs caudal: $N = f(Q)$

La curva de la figura 17, indica el caballaje al freno requerido con diversos flujos y la eficiencia correspondiente de la bomba.

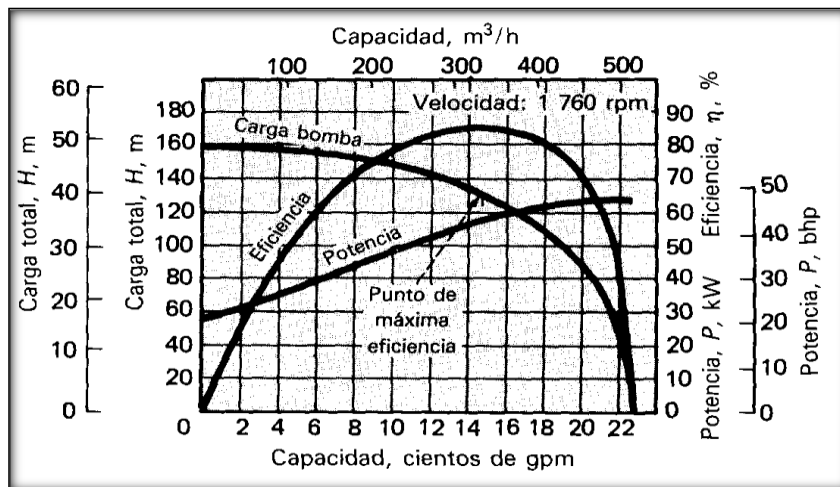


FIG 17. Potencia vs Caudal
Fuente: Kenneth J. McNaughton, Bombas selección, uso y mantenimiento (1987)

4.7.7.4 Curva rendimiento vs caudal: $\eta = f(Q)$

El rendimiento al que trabaja una bomba depende del punto en el que esté funcionando la misma, es decir, depende de la altura que este suministrando al fluido y del caudal de fluido que este impulsando (Figura 18). En principio sería imposible representar una curva caudal - rendimiento ya que el rendimiento depende de dos variables (Q y H) y

no solo del caudal. Pero al estar estas dos variables, caudal y altura, relacionadas en una bomba por medio de su curva característica caudal - altura para una determinada velocidad de funcionamiento (Ecuación 57), se puede construir una curva caudal - rendimiento (Figura 19).

$$\eta = f_3(Q) \leftarrow \begin{cases} \eta = f_1(Q, H) \\ H = f_2(Q) \end{cases} \quad \text{Ecuación 57}$$

Que tiene la forma:

$$\eta = a + b \times Q + c \times Q^2 \quad \text{Ecuación 58}$$

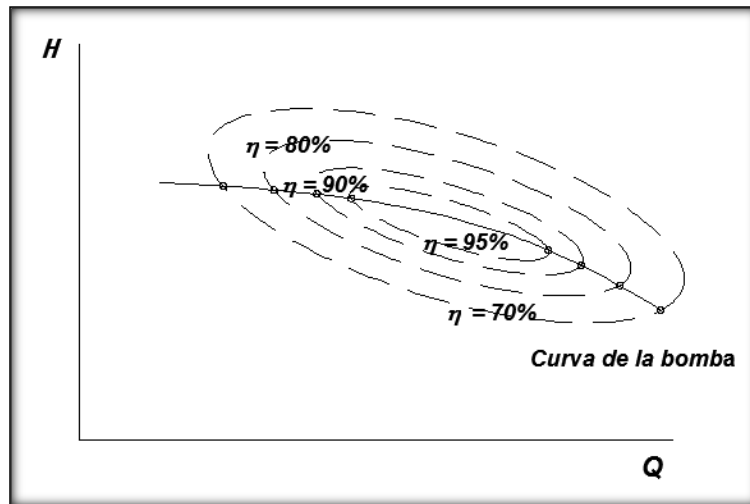


FIG 18. Curvas de Rendimiento de una bomba
Fuente: Vega Bermúdez, Ahorro energético en instalaciones de bombeo (2008)

Por lo tanto, la curva caudal - rendimiento de una bomba representa el rendimiento al que trabaja la misma para un determinado caudal de funcionamiento, ya que la altura de funcionamiento para dicho caudal viene fijada por la curva característica caudal - altura de la misma. Destacar de nuevo que la curva caudal - rendimiento de una bomba varía al variar la velocidad de funcionamiento de la misma. (Vega Bermúdez, 2010)

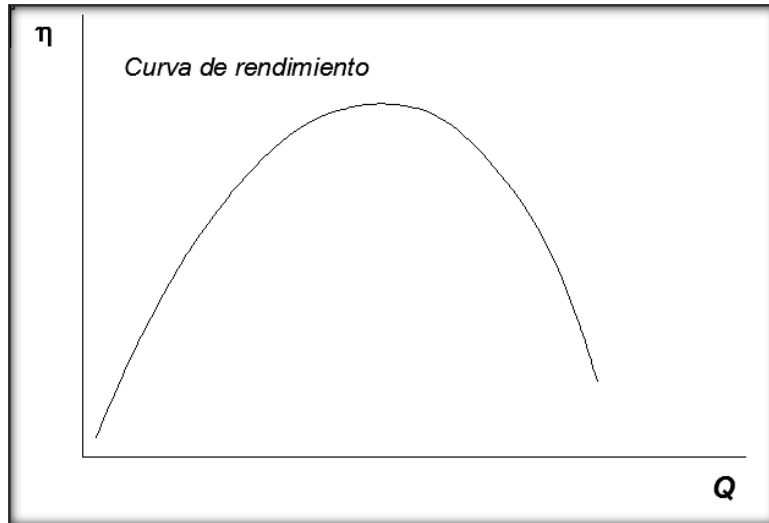


FIG 19. Curvas de Rendimiento vs Caudal de una bomba
Fuente: Vega Bermúdez, Ahorro energético en instalaciones de bombeo (2008)

5. MATERIALES Y MÉTODOS

5.1 MATERIALES

- ❖ Elementos para la optimización y remplazo de herramientas deterioradas en el banco de pruebas hidráulicas.
- ❖ Software de cálculo y diseño:
 - Excel®
 - Solidworks®
 - AutoCad®
 - Matlab®
- ❖ Material bibliográfico

5.2 MÉTODOS

Para la realizar la optimización del banco de pruebas que permite un fácil montaje y desmontaje de impulsores de bombas radiales, con el fin de estudiar las curvas características, en primer lugar se seleccionará información relacionada al tema, principales componentes y equipos que forman parte de un banco de pruebas, algoritmos matemáticos para redes hidráulicas, así como también se basará en diseño de redes hidráulicas.

Posteriormente procederá una inspección general mediante la que se verificará el estado del banco de pruebas, de esta manera se podrá diseñar y seleccionar partes y componentes para la optimización del conjunto hidráulico.

Por otra parte se verificará la correcta optimización del banco, realizando una serie de pruebas periódicas asegurándose de que no haya fugas y que funcione en condiciones normales.

Con el propósito de contrastar la teoría con la práctica emitida en Máquinas de Fluidos, se construirá cuatro tipos de rodete semiabiertos tipo radial a fin de adquirir las curvas

características de los mismos, a la vez que se analizará el comportamiento del conjunto hidráulico con cada uno de los impulsores.

Finalmente se realizará la descripción del manual de usuario, que contiene la guía práctica, misma que se describe a partir de la necesidad de manipular de forma correcta y segura el banco de pruebas, a vez de alcanzar su máximo rendimiento.

En la figura 20, se muestra el flujograma del proceso que se debe seguir para la optimización del banco y mediante el mismo estudiar las curvas características de impulsores.

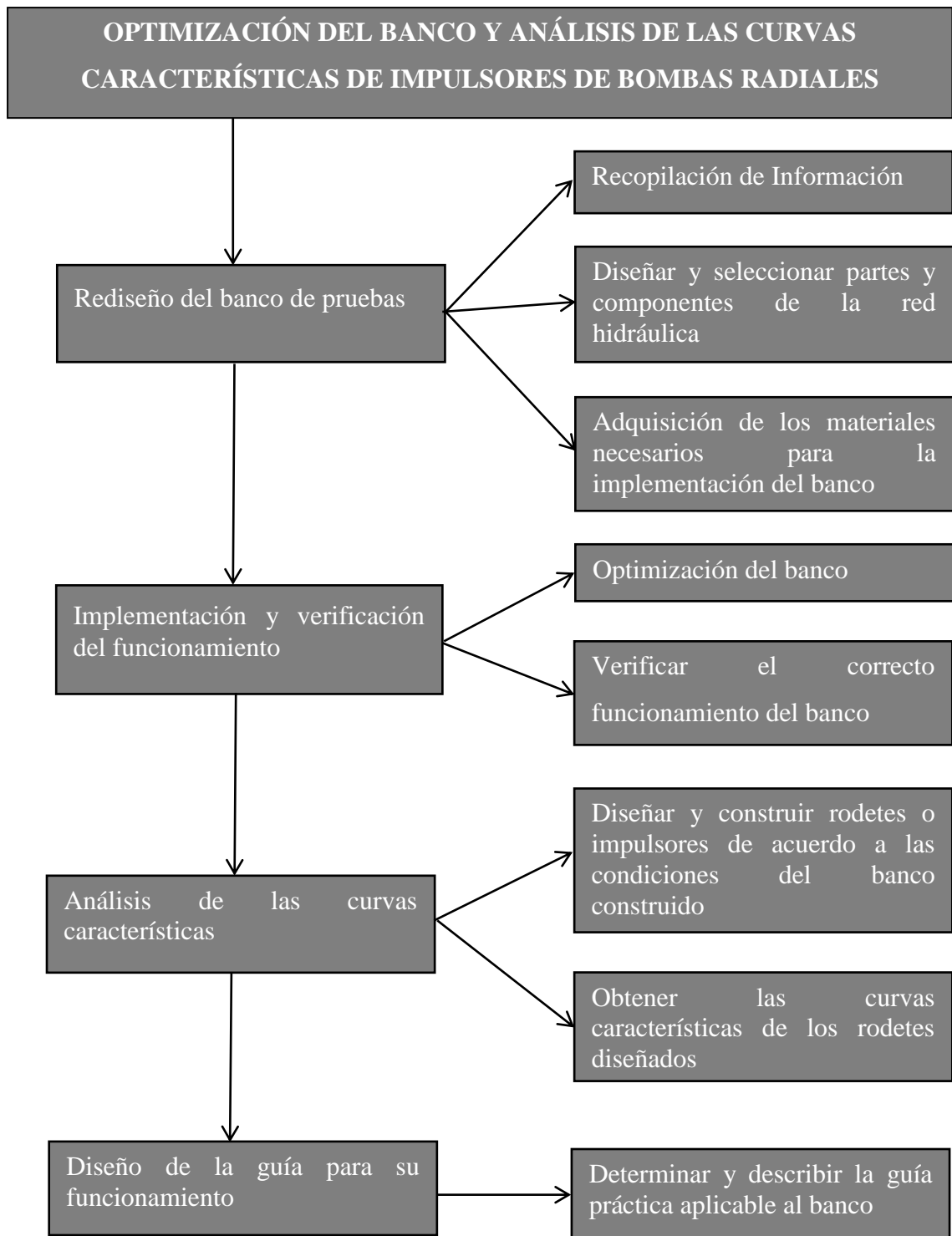


FIG 20. Flujograma del proceso del desarrollo de la investigación
Fuente: El autor

6.- RESULTADOS

OBJETIVO ESPECÍFICO 1

❖ Diseñar y seleccionar partes y componentes de la red hidráulica

Como se indica en la anexo (4), se implementa al banco de los distintos componentes para la red hidráulica, con la finalidad de optimizar el mismo, de esta manera aportar en su mayor rendimiento para el estudio propuesto, cabe recalcar además que se adapta y mejora al banco con un sistema ya existente de mando, control, protección y medición para el conjunto hidráulico.

❖ Diagrama de fuerza y mando de un motor monofásico.

Con el propósito de proteger el motor, ante posibles fallos, se dota el conjunto hidráulico de un sistema de mando, control, protección y medición como se observa en la figura 21, conformado de un contactor un relé térmico, de un breaker, de un voltímetro y un amperímetro útiles para tomar las respectivas mediciones de las variables eléctricas, todo esto se lo realiza con la finalidad de que la operatividad del banco sea en forma técnica y segura.

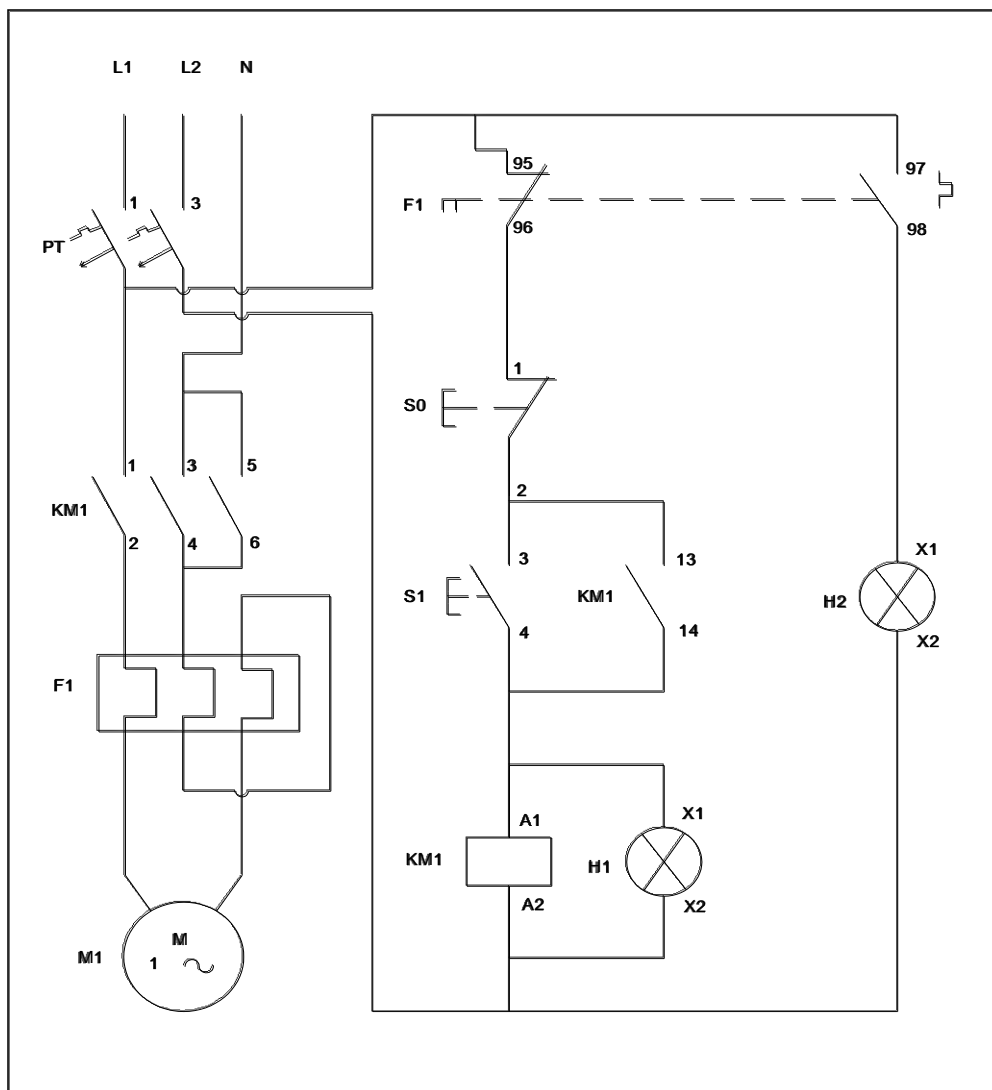


FIG 21. Diagrama de fuerza y mando de un motor monofásico
Fuente: El autor

❖ **Descripción de los componentes eléctricos**

- ❖ **PT.-** Relé termomagnético (dispositivo de protección)
- ❖ **KM1.-** Contactor bifásico
- ❖ **F1.-** Relé térmico
- ❖ **M1.-** Motor monofásico (bomba)
- ❖ **S0.-** Pulsador de paro
- ❖ **S1.-** Pulsador de marcha
- ❖ **H1 y H2.-** Lámparas piloto

❖ Cálculo de la altura de la instalación

Antes de proceder con el cálculo de la altura de la instalación mediante la ecuación de Bernoulli (ecuación 6), para este trabajo investigativo se deberá tener en cuenta las siguientes consideraciones que se puede observar en la figura 22:

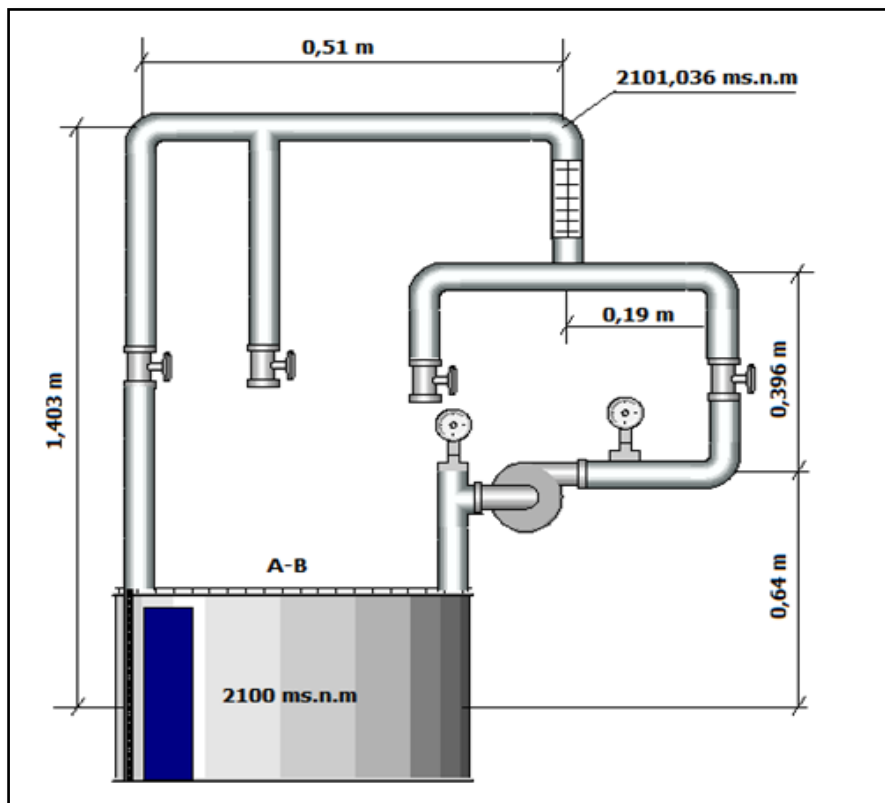


FIG 22. Diagrama de fuerza y mando de un motor monofásico
Fuente: El autor

1. Los puntos referenciales para aplicar la ecuación de Bernoulli son tomados en el nivel superficial del agua en el depósito del banco de pruebas.
2. El depósito de agua, se encuentra a presión atmosférica razón por lo cual las presiones manométricas equivalen a 0.
3. Las alturas geodésicas, al constar el banco de un único depósito tanto para aspiración como para impulsión; la diferencia entre estas alturas equivale a 0.
4. la altura de velocidad entre los dos depósitos es la misma, tanto en la entrada como en la salida, por lo tanto se considera 0.

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + H_{mi} = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + h_f$$

$$= h_f \quad H_{mi} \quad \text{Ecuación 59}$$

Donde:

h_f , pérdidas primarias y secundarias de la instalación, es decir $h_f = h_{fp} + h_{fs}$

❖ Para calcular las pérdidas en tuberías y accesorios se utiliza las ecuaciones de Hazen – Williams, las mismas que son las siguientes:

Ecuación para pérdidas primarias (ecuación 9):

$$h_{fp} = \frac{10,674 \times L \times Q^{1,852}}{C^{1,852} \times D^{4,87}}$$

Ecuación para pérdidas secundarias (ecuación 11):

$$h_{fs} = \frac{\Sigma K \times 8Q^2}{\pi^2 g D^4}$$

$$H_{mi} = h_f$$

$$h_f = \frac{10,674 \times Q^{1,852} \times L_a}{C_a^{1,852} \times D_a^{4,871}} + \frac{\Sigma K_a \times 8Q^2}{\pi^2 \times g \times D_a^4} + \frac{10,674 \times Q^{1,852} \times L_i}{C_i^{1,852} \times D_i^{4,871}}$$

$$+ \frac{\Sigma K_i \times 8Q^2}{\pi^2 \times g \times D_i^4}$$

Para obtener el coeficiente de Hazen - Williams, se calcula antes el coeficiente de rugosidad para la aspiración como para la impulsión ε_{ra} y ε_{ri} , se debe tener en cuenta que dadas las dimensiones de la tubería al ser iguales tanto en la aspiración como en la impulsión, se adopta el mismo valor de C, el cual se lo toma del anexo 3.

Donde el valor de rugosidad ε , se lo tomará del anexo 1.

$$\varepsilon_{ra} = \frac{\varepsilon}{D_a} = \frac{0,0007cm}{2,54cm} = 2,75 \times 10^{-4}$$

$$C_a = 130$$

En la tabla 2 se puede observar las pérdidas totales del banco de pruebas hidráulicas, como son las pérdidas primarias y secundarias.

TABLA 2. Pérdidas primarias y secundarias totales del banco de pruebas hidráulicas

PÉRDIDAS EN ACCESORIOS DE ASPIRACIÓN		
Cantidad	Accesorio	Valor de K
1	Válvula check	2,5
1	Tee de paso lateral	1,8
	Σ	4,3
PÉRDIDAS EN ACCESORIOS DE IMPULSIÓN		
Cantidad	Accesorio	Valor de K
2	Tee de paso lateral	1,8
1	Ampliación	0,712
4	Unión Universal	0,4
4	Codo de 90° recto	0,9
2	Válvula de compuerta	0,26
1	Tee de paso directo	0,35
	Σ	10,382

Fuente: Almandoz Berrondo, Cuadros y Ábacos (2008)

$$h_f = \frac{(10,674) \times Q^{1,852} \times (0,64m)}{(130)^{1,852} \times (0,0254m)^{4,871}} + \frac{(4,3) \times 8Q^2}{\pi^2 \times \left(\frac{9,81m^2}{s}\right) \times (0,0254m)^4}$$

$$+ \frac{(10,674) \times Q^{1,852} \times (2,499m)}{(130)^{1,852} \times (0,0254m)^{4,871}} + \frac{(10,382) \times 8Q^2}{\pi^2 \times \left(\frac{9,81m^2}{s}\right) \times (0,0254m)^4}$$

$$h_f = 0,136 Q^{1,852} + 0,853 Q^2 + 0,5311 Q^{1,852} + 2,061 Q^2$$

$$H_{mi} = 0,667 Q^{1,852} + 2,914 Q^2 [m, l/s] \quad \text{Ecuación 60}$$

La ecuación 60, expresa el modelo matemático para la altura de la instalación, del conjunto hidráulico.

OBJETIVO ESPECÍFICO 2

❖ Optimización del banco

En la tabla 3 se muestran los componentes optimizados del presente trabajo investigativo.

TABLA 3. Elementos Optimizados del banco de pruebas

#	Elementos Optimizados que forman parte del banco de esta investigación
1	Grupo de accionamiento velocidad constante
2	Bomba de estudio
3	Manómetro y vacuómetro
4	Tubería de aspiración y impulsión
5	Válvula de compuerta
6	Voltímetro y amperímetro
7	Medidor de caudal
8	Rejilla

Fuente: El autor

Ante la necesidad del estudio de funcionalidad de los distintos rodets semiabiertos tipo radial, se acopla la motobomba a un banco ya existente.

De esta forma se integra la red hidráulica, de un vacuómetro y un manómetro para medir presiones a la entrada y salida de la bomba respectivamente, de un caudalímetro necesario para tomar mediciones de caudal, de un amperímetro y un voltímetro para medir intensidad y voltaje respectivamente.

En las figuras 23, 24, 25 y 26, se muestra el proceso de optimización del conjunto hidráulico.



FIG 23. Condiciones iniciales del banco
Fuente: El Autor



FIG 24. Empotramiento de la turbomáquina en el banco
Fuente: El Autor



FIG 25. Construcción del banco, alineación y ensamblaje de tubería y accesorios
Fuente: El Autor



FIG 26. Banco de pruebas hidráulicas construido para el análisis de rodetes semiabiertos tipo radial
Fuente: El Autor

❖ **Verificar el correcto funcionamiento del banco**

El funcionamiento fue verificado, con la ayuda de una serie de pruebas consecutivas, comprobando mediante las mismas que no haya fugas en el sistema, por ende, demostrando así el funcionamiento de todos los componentes de la red hidráulica y en condiciones normales.

OBJETIVO ESPECÍFICO 3

❖ **Diseñar y construir rodetes o impulsores de acuerdo a las condiciones del banco construido**

Mediante el algoritmo matemático del apartado 4.7.6, se procede a calcular 4 rodetes mediante software CAM se modelizan los rodetes diseñados obteniéndose así; el código numérico, para cada uno de ellos, que permitirá su posterior construcción en la fresadora CNC del laboratorio integrado de manufactura.

Rodete 1

La velocidad angular del motor es 3200 rpm:

Datos de diseñador

$$D_1 = 22 \text{ mm}$$

$$b_1 = b_2 = 18 \text{ mm}$$

$$\beta_1 = 24^\circ$$

$$\beta_2 = 33^\circ$$

$$t = 5 \text{ mm}$$

$z = 5$ álabes

Datos fijos

$$D_2 = 100 \text{ mm}$$

ancho máximo del rodete = 20 mm

$$\omega = 3200 \text{ rpm}$$

diámetro del eje = 20 mm

Se partirá transformando ω de rev/min a rad/s, ecuación 17:

$$\omega = 3200 \text{ rpm} \times \frac{2 \pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 335,10 \text{ rad/s}$$

Proceder al cálculo de u_1 y u_2 , mediante las ecuaciones 26 y 27, se tiene:

$$u_1 = \omega \times r_1$$

$$u_1 = 335,10 \text{ rad/s} \times 0,011 \text{ m} = 3,69 \text{ m/s}$$

$$u_2 = \omega \times r_2$$

$$u_2 = 335,10 \text{ rad/s} \times 0,05 \text{ m} = 16,76 \text{ m/s}$$

A continuación se esquematiza y se resuelven los triángulos de velocidades que intervienen en el rodete figura 27:

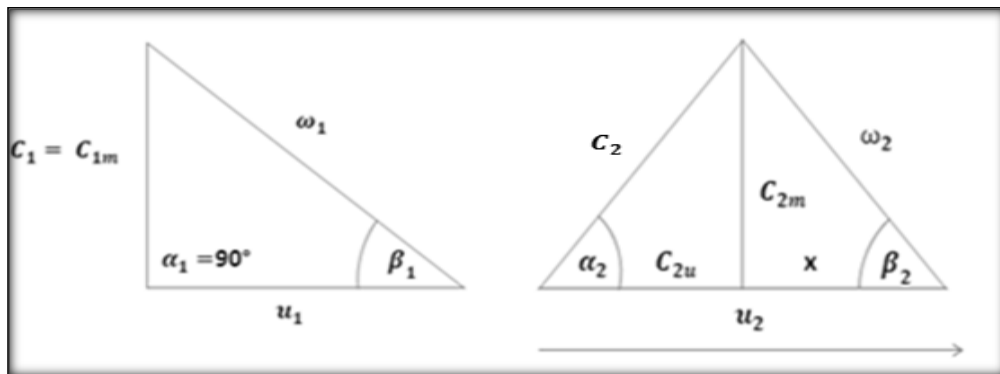


FIG 27. Triángulos de velocidad para el rodete 1

Fuente: El autor

Según Claudio Mataix, para un rodete semiabierto tipo radial, se cumple:

$$\alpha_1 = 90^\circ, C_{1u} = 0, C_1 = C_{1m}.$$

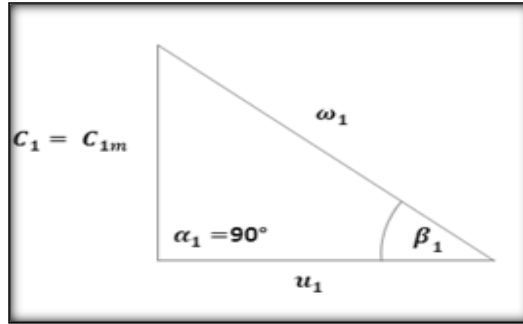


FIG 28. Triángulo de velocidad a la entrada del álabe para el rodete 1
Fuente: El autor

Para el triángulo a la entrada figura 28, con β_1 , se obtendrá ω_1 por medio de la ecuación 44, mediante relaciones trigonométricas:

$$\cos \beta_1 = \frac{u_1}{\omega_1}$$

$$\omega_1 = \frac{u_1}{\cos \beta_1} = \frac{3,69 \text{ m/s}}{\cos 24^\circ} = 4,03 \text{ m/s}$$

A continuación se calculará C_{1m} , con la ecuación 45:

$$\text{sen } \beta_1 = \frac{C_{1m}}{\omega_1}$$

$$C_{1m} = \text{sen } \beta_1 \times \omega_1 = \text{sen } 24^\circ \times 4,03 \text{ m/s} = 1,64 \text{ m/s}$$

A través del triángulo a la salida figura 29, se calcula los siguientes expresiones matemáticas:

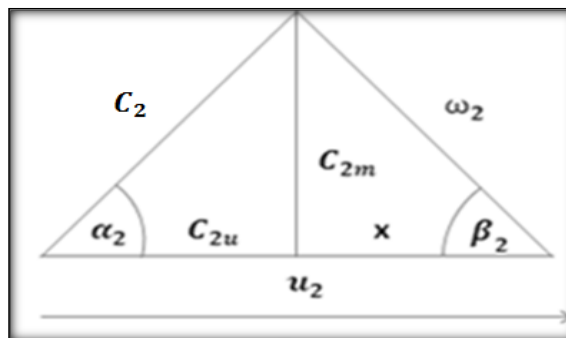


FIG 29. Triángulo de velocidad a la salida del álabe para el rodete 1
Fuente: El autor

Con la ecuación de caudal, se procede a determinar el valor de C_{2m} , con la ayuda de la ecuación 46:

$$Q^* = \pi \times D_1 \times k_1 \times b_1 \times C_{1m} = \pi \times D_2 \times k_2 \times b_2 \times C_{2m}$$

$$C_{2m} = \frac{D_1 \times k_1 \times C_{1m}}{D_2 \times k_2} = \frac{0,022 \text{ m} \times 0,64 \times 1,64 \text{ m/s}}{0,1 \text{ m} \times 0,92} = 0,250 \text{ m/s}$$

Se continua simplificando (π , $b_1 = b_2$ y (D_1 , D_2 , C_{1m}), datos conocidos, a continuación se calcula el porcentaje de pérdida por el espesor de los álabes a la entrada y salida del rodete, con ayuda de las ecuaciones 47 y 48:

Para k_1 y k_2 :

$$k_1 = 1 - \frac{N t}{\pi D_1}$$

$$k_1 = 1 - \frac{5 \times 5 \times 10^{-3} \text{ m}}{\pi \times 0,022 \text{ m}} = 0,64$$

$$k_2 = 1 - \frac{N t}{\pi D_2}$$

$$k_2 = 1 - \frac{5 \times 5 \times 10^{-3} \text{ m}}{\pi \times 0,1 \text{ m}} = 0,92$$

Para el cálculo del caudal teórico de diseño, se lo obtiene mediante la siguiente expresión ecuación 46:

$$Q^* = \pi \times D_1 \times k_1 \times b_1 \times C_{1m}$$

$$Q^* = \pi \times 0,022 \text{ m} \times 0,64 \times 0,018 \text{ m} \times 1,64 \text{ m/s} = 0,001303 \text{ m}^3/\text{s}$$

Mediante trigonometría, se encontrará:

Con $\text{sen } \beta_2$, conociendo C_{2m} , se obtendrá ω_2 , con la ecuación 49:

$$\text{sen } \beta_2 = \frac{C_{2m}}{\omega_2}$$

$$\omega_2 = \frac{C_{2m}}{\text{sen } \beta_2} = \frac{0,250 \text{ m/s}}{\text{sen } 33^\circ} = 0,460 \text{ m/s}$$

Para el cálculo de x , mediante la ecuación 50:

$$\text{tang } \beta_2 = \frac{C_{2m}}{x}$$

$$x = \frac{C_{2m}}{\text{tang } \beta_2} = \frac{0,250 \text{ m/s}}{\text{tang } 33^\circ} = 0,385 \text{ m/s}$$

Teniendo x , con u_2 , se calculará por medio de la ecuación 51 C_{2u} :

$$u_2 = C_{2u} + x$$

$$C_{2u} = u_2 - x = 16,76 \text{ m/s} - 0,385 \text{ m/s} = 16,37 \text{ m/s}$$

Para calcular α_2 , se obtiene gracias a la expresión matemática 52:

$$\operatorname{tang} \alpha_2 = \frac{C_{2m}}{C_{2u}}$$

$$\alpha_2 = \operatorname{tang}^{-1} \frac{C_{2m}}{C_{2u}} = \operatorname{tang}^{-1} \frac{0,250 \text{ m/s}}{16,37 \text{ m/s}} = 0,875^\circ$$

Con el $\operatorname{sen} \alpha_2$, se tiene C_2 , con de la ecuación 53:

$$\operatorname{sen} \alpha_2 = \frac{C_{2m}}{C_2}$$

$$C_2 = \frac{C_{2m}}{\operatorname{sen} \alpha_2} = \frac{0,250 \text{ m/s}}{\operatorname{sen} 0,875^\circ} = 16,371 \text{ m/s}$$

Para el cálculo de u , se ayudará en la fórmula de Eckert, ecuación 43:

$$u = \frac{1}{1 + \frac{\pi \operatorname{sen} \beta_2}{2z \left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right)}} = \frac{1}{1 + \frac{\pi \times \operatorname{sen} 33^\circ}{2 \times 5 \left(1 - \frac{0,011}{0,025}\right)}} = 0,8201$$

Cálculo de la altura de teórica de Euler para número finito de álabes:

Con la siguiente ecuación 39 de Euler H_e (valores que se basan en un rodete con número infinito de álabes).

$$H_{e,\infty} = \frac{u_2 C_{2u}}{g}$$

$$H_{e,\infty} = \frac{16,76 \text{ m/s} \times 16,37 \text{ m/s}}{9,82 \text{ m/s}^2} = 27,96 \text{ m}$$

Para finalmente calcular $H_{e,z}$, mediante la ecuación 40 (curva teórica motriz, con número finito de álabes).

$$H_{e,z} = u H_{e,\infty} = 0,8201 \times 27,96 = 22,92 \text{ m}$$

Calcular los coeficientes A y B, por medio de la ecuación 54 y 55 de la ecuación característica donde:

Seguidamente determine: $H_{e,z} = \mu H_{e,\infty}$

$$A = \frac{u_2^2}{g}$$

$$B = \frac{u_2 \cot \beta_2}{\pi g k_2 D_2 b_2}$$

$$A = \frac{(16,76 \text{ m/s})^2}{9,81 \text{ m/s}^2} = 28,63 \text{ m}$$

$$B = \frac{16,76 \text{ m/s} \cot 33^\circ}{\pi \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times 0,92 \times 0,1 \text{ m} \times 0,018 \text{ m}} = 506,039 \text{ s/m}^2$$

Mediante las siguientes expresiones matemáticas 25, 15, 13 respectivamente, se calcula los datos teóricos de torque hidráulico τ , potencia de accionamiento con infinito número de álabes $Na_{,\infty}$, potencia interior Ni :

$$\tau = Q^* \rho (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1)$$

$$\tau = 0,001303 \text{ m}^3/\text{s} \times 1000 \text{ kg/m}^3 (0,05 \text{ m} \times 16,371 \text{ m/s} \times \cos 0,875^\circ - 0,011 \text{ m} \times 1,64 \text{ m/s} \times \cos 90^\circ)$$

$$\tau = 1,067 \text{ Nm.}$$

$$Na_{,\infty} = \tau \omega$$

$$Na_{,\infty} = 1,067 \text{ Nm} \times 335,10 \text{ rad/s} = 357,5 \text{ W}$$

$$Ni = \gamma Q^* H_{e,z}$$

$$Ni = 9810 \text{ N/m}^3 \times 0,001303 \text{ m}^3/\text{s} \times 22,92 \text{ m} = 293 \text{ W}$$

Utilizando el mismo procedimiento se diseñan 3 rodetes adicionales, cuyos resultados resumidos se describen en la tabla 4.

TABLA 4. Cálculos de los rodetes

# DE RODETE	MATERIAL	vel angular		b1	b2	D1	D2	Espeor	Z	k1	k2	beta1	beta2	u1	c1=c1m	w1	Q		u2
		rpm	rad/s	mm	mm	mm	mm	mm	# de alabes			°	°	m/s	m/s	m/s	m ³ /seg	LPS	m/s
Rodete 1	GRILON	3200	335,10	18	18	22	100	5	5	0,638	0,92	24	33	3,69	1,64	4,03	0,001303	1,30	16,76
Rodete 2	GRILON	3200	335,10	16	16	23	100	2	5	0,862	0,968	20	40	3,85	1,40	4,10	0,001397	1,40	16,76
Rodete 3	GRILON	3200	335,10	15	15	23	100	5	5	0,654	0,92	24	42	3,85	1,72	4,22	0,001216	1,22	16,76
Rodete 4	GRILON	3200	335,10	17	17	22	100	5	6	0,566	0,905	22	35	3,69	1,49	3,98	0,000990	0,99	16,76

# DE RODETE	c2m m/s	w2 m/s	x m/s	c2u m/s	alfa2 °	c2 m/s	He,∞ m	μ coef	He,z m	τ ideal torque - hidráulico (N.m)	Na,∞ W	Ni W	A	B
	coefts de la ecuación He,∞ en (m, s/m ²)													
Rodete 1	0,250	0,460	0,386	16,370	0,876	16,372	27,959	0,8201	22,9	1,067	357,438	293,135	28,62	506,039
Rodete 2	0,287	0,447	0,342	16,413	1,002	16,416	28,033	0,7922	22,2	1,147	384,224	304,395	28,62	418,740
Rodete 3	0,280	0,419	0,311	16,444	0,977	16,446	28,085	0,7855	22,1	1,000	335,091	263,228	28,62	437,880
Rodete 4	0,205	0,357	0,293	16,462	0,713	16,464	28,117	0,8386	23,6	0,815	273,159	229,061	28,62	504,950

Fuente: El autor

A partir de estos datos constructivos, se procede a la modelación 3D en software CAD de cada uno de los rodetes diseñados con el fin de obtener los códigos numéricos, para su construcción posterior en la fresadora CNC del laboratorio integrado de manufactura. En el anexo 14 se puede visualizar la construcción de los rodetes con la maquinaria CNC del laboratorio.

Rodete 1



FIG 30. Rodete 1 construido
Fuente: El autor

Rodete 2



FIG 31. Rodete 2 construido
Fuente: El autor

Rodete 3



FIG 32. Rodete 3 construido
Fuente: El autor

Rodete 4



FIG 33. Rodete 4 construido
Fuente: El autor

❖ **Obtener las curvas características de los rodetes diseñados**

Con la finalidad de obtener las curvas características, potencia de accionamiento, potencia hidráulica, altura manométrica, rendimiento total, de cada uno de los cuatro rodetes, se realiza pruebas consecutivas a cada uno de los impulsores semiabiertos, en la tabla 5 vienen expresados los datos de las pruebas realizados para el rodete 1.

En la tabla 6 se puede observar, la presión a la entrada misma que se la puede obtener mediante el vacuómetro, así mismo la presión a la salida viene dada por el manómetro, la altura manométrica, es igual a la diferencia de presiones entre la presión de salida y la presión de entrada, se la obtiene por medio de la ecuación 37 página 20, el caudal medido, se obtiene a través del caudalímetro ubicado en el conjunto hidráulico, para la potencia de accionamiento el rendimiento mecánico total de la electrobomba se calculan de la siguiente manera:

Para el cálculo del rendimiento mecánico total de la electrobomba es necesario que la potencia de accionamiento se la multiplique por los siguientes rendimientos; de las

chumaceras, del acoplamiento útil para la transmisión de movimiento llamado acoplamiento flexible tipo matrimonio y por el rendimiento electromecánico del motor monofásico el cual transmite potencia a la bomba, utilizados en el sistema del banco de pruebas, a continuación se describe como obtener la eficiencia de cada uno de estos componentes:

- ❖ Al carecer el motor de su placa original, para obtener su rendimiento se hizo uso de un catálogo de motores monofásicos, del cual se tomó valores semejantes a los ya obtenidos a través de los diferentes instrumentos eléctricos como el amperímetro y el voltímetro que se usaron para medir las variables eléctricas como son (V, I) y mediante un cuenta revoluciones y tacómetro digital se obtiene la velocidad angular del motor.

De esta manera se obtendrá el rendimiento del motor monofásico, del anexo 5

$$\eta_{motor} = 0,72$$

- ❖ A través de una minuciosa investigación bibliográfica se pudo encontrar el rendimiento de las chumaceras, como se lo muestra en el anexo 6.

Se multiplicará por 4 rendimientos de chumaceras, ya que el banco de pruebas hidráulicas consta en su diseño de cuatro chumaceras.

$$\eta_{chumacera} = \eta_{chuma\ 1} \times \eta_{chuma\ 2} \times \eta_{chuma\ 3} \times \eta_{chuma\ 4}$$

$$\eta_{chumacera} = 0,94 \times 0,94 \times 0,94 \times 0,94$$

$$\eta_{chumacera} = 0,78$$

- ❖ El valor del acople flexible o también denominado tipo matrimonio, se lo pudo obtener de un trabajo investigativo ya que poseía características similares, siendo su valor: (Díaz & Fernández, 2009)

$$\eta_{transmisión} = 0,85$$

- ❖ Finalmente se calculará el rendimiento total a través del producto de los rendimientos individuales.

$$\eta_{mt} = \eta_{motor} \times \eta_{chumacera} \times \eta_{transmisión}$$

$$\eta_{mt} = 0,72 \times 0,78 \times 0,85$$

$$\eta_{mt} = 0,48$$

Así mismo la potencia útil se la obtiene como se indica a continuación.

Cálculo de parámetros de la tabla 5

Los cálculos que se visualiza a continuación de la tabla 5, están basados para la válvula cerrada en su totalidad (0 vueltas).

Altura manométrica H_m , se obtiene mediante la ecuación 37:

$$H_m = M_s + M_e$$

$$H_m = 10,55 - (-0,35) = 10,9 \text{ mca}$$

Potencia de accionamiento N_a , se calcula a través de la ecuación 18:

$$N_a = V \times I \times \cos(\varphi) \times \eta_{mt}$$

$$N_a = 120 \text{ V} \times 9 \text{ A} \times 0,7 \times 0,48 = 362,88 \text{ W} / 1000 = 0,362 \text{ kW}$$

Potencia útil (hidráulica) N_u , se consigue por medio de la ecuación 12:

$$N_u = \gamma Q_m H_m$$

$$N_u = 9810 \text{ N/m}^3 \times 0 \text{ m}^3/\text{s} \times 10,9 \text{ mca} = 0 \text{ W} / 1000 = 0 \text{ kW}$$

Rendimiento total de la electrobomba η_t , se adquiere con la ecuación 22:

$$\eta_t = \frac{N_u}{N_a}$$

$$\eta_t = 0,0 / 0,3629 = 0 \%$$

TABLA 5. Datos obtenidos mediante pruebas realizadas en el banco al rodete 1

W=3200 RPM

DATOS PARA OBTENER CURVAS CARACTERISTICAS DEL RODETE 1													
Número de vueltas de válvula de regulación de caudal	Presión de entrada (Me)		Presión de salida (Ms)		Altura Manométrica Hm	Caudal Qm			Voltaje	Intensidad	Potencia de Accionamiento (Na)	Potencia Útil de la Bomba (Nu)	Rendimiento total en %
	InHg	mca	PSI	mca	mca	(l/min)	(l/s)	(m ³ /seg)	V	A	kW	kW	
0	-1	-0,35	15,0	10,55	10,9	0	0,0	0	120	9	0,3629	0,0000	0,00
1/4	-1	-0,35	15,0	10,55	10,9	6	0,1	1,0E-04	120	10	0,4032	0,0107	2,65
1/2	-1	-0,35	14,0	9,84	10,2	14	0,2	2,3E-04	120	10	0,4032	0,0233	5,78
3/4	-1	-0,35	11,0	7,73	8,1	26	0,4	4,3E-04	120	11	0,4435	0,0343	7,74
1	-1	-0,35	10,0	7,03	7,4	34	0,6	5,7E-04	120	11	0,4435	0,0410	9,24
1 1/4	-1	-0,35	9,0	6,33	6,7	39	0,7	6,5E-04	120	11	0,4435	0,0425	9,59
1 1/2	-1	-0,35	8,5	5,98	6,3	42	0,7	7,0E-04	120	11	0,4435	0,0434	9,79
1 3/4	-2	-0,69	7,0	4,92	5,6	46	0,8	7,7E-04	120	11	0,4435	0,0422	9,52
2	-2	-0,69	6,0	4,22	4,9	48	0,8	8,0E-04	120	11	0,4435	0,0385	8,69

Nota: Las pruebas se las realizará partiendo con la válvula cerrada en su totalidad, las siguientes mediciones se las ejecutará abriendo la válvula de compuerta de 1/ 4 en 1/4 consecutivamente.

Curvas características del Rodete 1

Para obtener los modelos matemáticos que describen a las curvas características de funcionamiento de cada uno de los rodetes, se aplicó el método de regresión por mínimos cuadrados, en la figura 34 se puede apreciar las curvas de potencia hidráulica, potencia de accionamiento, altura manométrica, y rendimiento total.

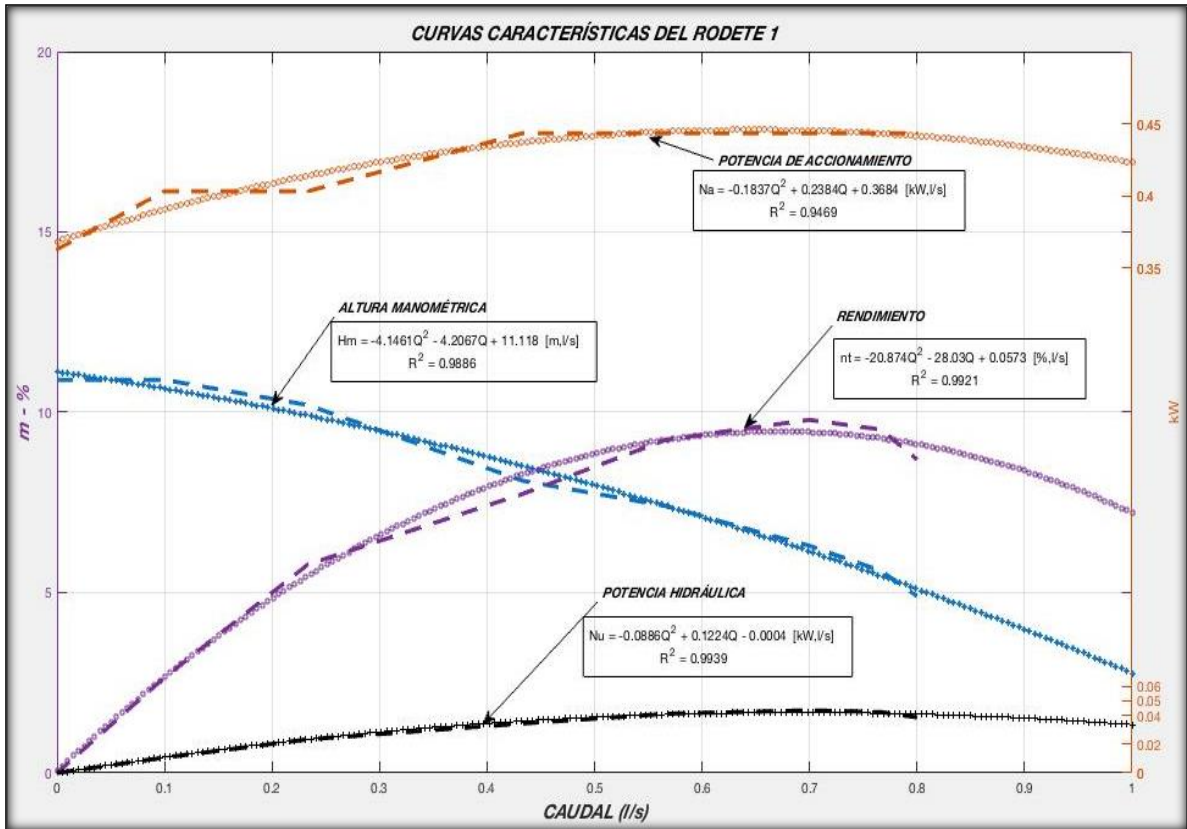


FIG 34. Curvas características del Rodete 1; Potencia de accionamiento, Rendimiento total, Altura manométrica, Potencia hidráulica

Nota: Las curvas representadas en esta figura son las que se obtiene mediante ensayos en el banco
Fuente: El Autor

Los modelos matemáticos de las curvas características de la figura 34, se representados por las siguientes expresiones matemáticas:

Altura manométrica [$H_m = f(Q)$];

$$H_m = - 4,1461 Q^2 - 4,2067 Q + 11,118 \text{ [(m; l/s)]} \quad \text{Ecuación 61}$$

Potencia de accionamiento [$N_a = f(Q)$];

$$N_a = - 0,1837 Q^2 + 0,2384Q + 0,3684 \text{ [(kW; l/s)]} \quad \text{Ecuación 62}$$

Potencia hidráulica [$N_u = f(Q)$];

$$N_u = - 0,0886 Q^2 + 0,1224 Q - 0,0004 \text{ [(kW; l/s)]} \quad \text{Ecuación 63}$$

Rendimiento total [$\eta_t = f(Q)$];

$$\eta_t = - 20,874 Q^2 + 28,03Q + 0,0573 \text{ [(%; l/s)]} \quad \text{Ecuación 64}$$

Aplicando el criterio de máximos y mínimos a la ecuación que describe la colina de rendimiento, se calcula el caudal medido, altura manométrica, rendimiento, potencia

útil y de accionamiento y la velocidad específica ya que mediante la misma se verifica si es bomba radial.

$$\eta_t' = -20,874 Q^2 + 28,03Q + 0,0573$$

$$2 \times (-20,874) Q + 28,03 = 0$$

$$Q = 28,03/41,784$$

$$Q = 0,67 \text{ l/s}$$

El caudal obtenido de 0.67 l/s, se reemplaza en las ecuaciones 61, 62, 63 y 64, para obtener los valores máximos, con la ecuación 38 se obtiene el resultado para la velocidad específica en la tabla 6 se muestran los resultados tabulados:

TABLA 6. Parámetros a calcular a partir del rendimiento máximo del rodete 1

Parámetros a calcular a partir del rendimiento máximo del rodete 1		
Caudal medido	l/s	0,67
Altura manométrica	mca	6,43
Rendimiento	%	9,467
Potencia útil	kW	0,0418
Potencia de accionamiento	kW	0,445
velocidad específica	rpm	1059,442

Fuente: El autor

Proceso de cálculo de la tabla 6

Caudal medido, se obtiene aplicando el criterio de máximos y mínimos:

$$Q_m = 0,67 \text{ l/s}$$

Altura manométrica H_m :

$$H_m = -4,1461 Q^2 - 4,2067 Q + 11,118 \quad [(m; \text{l/s})]$$

$$H_m = -4,1461 (0,67)^2 - 4,2067 (0,67) + 11,118 = 6,43 \text{ mca}$$

Rendimiento total $[\eta_t = f(Q)]$:

$$\eta_t = -20,874 Q^2 + 28,03Q + 0,0573 \quad [(\%; \text{l/s})]$$

$$\eta_t = -20,874 (0,67)^2 + 28,03 (0,67) + 0,0573 = 9,467\%$$

Potencia hidráulica $[Nu = f(Q)]$:

$$Nu = -0,0886 Q^2 + 0,1224 Q - 0,0004 \quad [(kW; \text{l/s})]$$

$$Nu = -0,0886 (0,67)^2 + 0,1224 (0,67) - 0,0004 = 0,0418 \text{ kW}$$

Potencia de accionamiento [$N_a = f(Q)$];

$$N_a = -0,1837 Q^2 + 0,2384 Q + 0,3684 \text{ [(kW; l/s)]}$$

$$N_a = -0,1837 (0,67)^2 + 0,2384 (0,67) + 0,3684 = 0,445 \text{ kW}$$

Velocidad específica:

$$N_s = \frac{\omega \sqrt{Q_m}}{h^{3/4}}$$

Teniendo en cuenta:

Q , en Gal/min

$$Q_m = 0,57 \text{ l/s} = 10,62 \text{ Gal/min}$$

H_m , en pies

$$H_m = 6,43 \text{ m} = 21,095 \text{ pie}$$

$$N_s = 3200 \text{ rpm} \times \sqrt{10,62 \text{ Gal/min}} / (21,095 \text{ pie})^{3/4} = 1059,442 \text{ rpm}$$

Para la velocidad específica, se concluye que la bomba es una bomba radial porque tiene una velocidad de 1059,442 rpm, por lo que se encuentra dentro de rango establecido para las mismas (ver apartado 4.6.2).

Con la finalidad de comparar la altura calculada y la altura obtenida a través de ensayos, se grafica las curvas teóricas y la curva manométrica que se puede observar en la figura 35, para posteriormente escribir los modelos matemáticos.

A partir del apartado 4.7.6 paso 5 se calcula los coeficientes; μ , A y B de las curvas teóricas, ver tabla 4, en cuanto a la altura manométrica se la traza a partir de la ecuación 61.

Curvas teóricas del Rodete 1

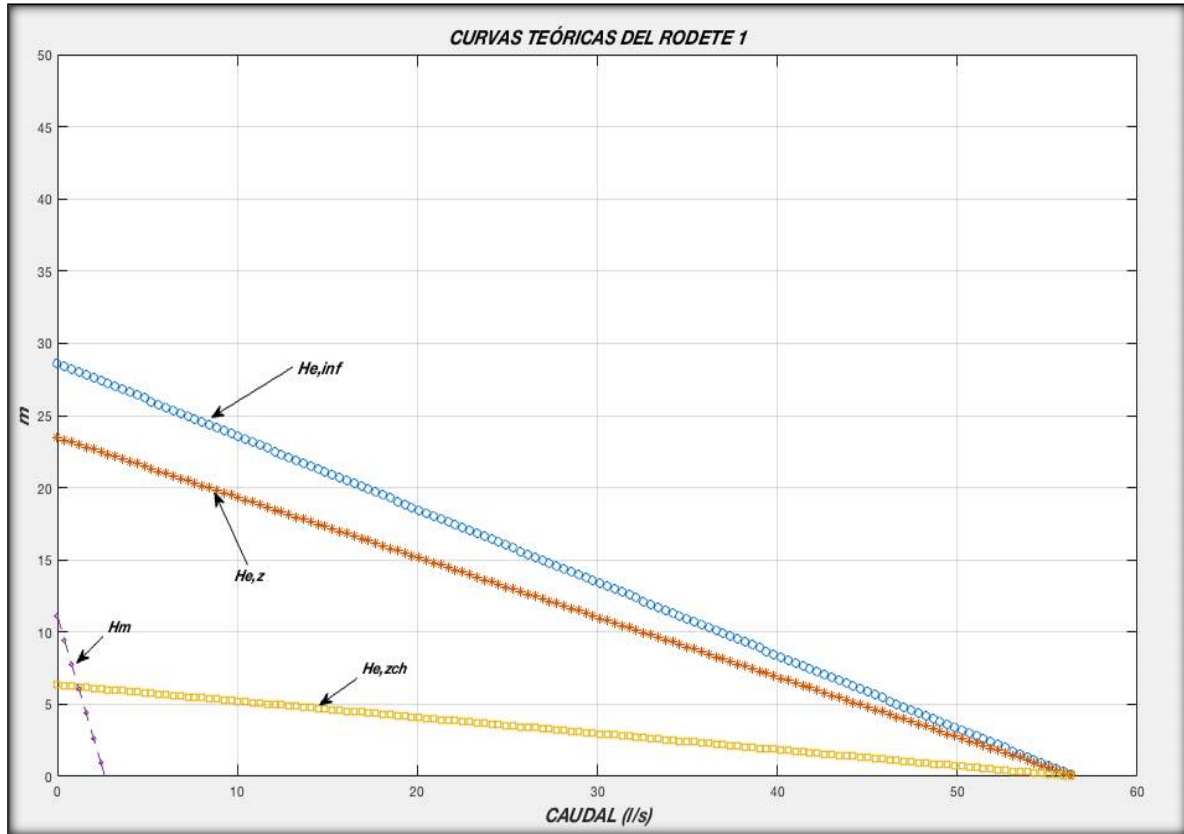


FIG 35. Curvas Teóricas del Rodete 1

Nota: las curvas de esta figura, permiten contrastar lo calculado teóricamente y lo medido mediante ensayos en el banco, donde, $H_{e,\infty}$, altura de Euler con infinito número de álabes, $H_{e,z}$, altura de Euler con finito número de álabes, $H_{e,zCH}$, altura de Euler con finito número de álabes aplicando el coeficiente de ajuste para la altura, H_m , altura manométrica obtenida en el banco mediante ensayos.

Fuente: El Autor

$$H_{e,\infty} = A - BQ$$

$$H_{e,\infty} = 28,63 - 0,506039Q \text{ [m; l/s]} \quad \text{Ecuación 65}$$

$$H_{e,z} = \mu H_{e,\infty},$$

$$H_{e,z} = 23,479 - 0,415 Q \text{ [m; l/s]} \quad \text{Ecuación 66}$$

$$H_{e,zCH} = CH \mu H_{e,\infty},$$

$$H_{e,zCH} = 6,339 - 0,11205 Q \text{ [m; l/s]} \quad \text{Ecuación 67}$$

Altura manométrica

$$H_m = A - BQ$$

$$H_m = 11,118 - 4,2067 Q \text{ [m; l/s]} \quad \text{Ecuación 68}$$

Utilizando el mismo proceso de cálculo, se obtiene las curvas de funcionalidad de los rodetes restantes:

TABLA 7. Datos obtenidos mediante pruebas realizadas en el banco al rodete 2

W=3200 RPM.

DATOS PARA OBTENER LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL RODTE 2													
Número de vueltas de válvula de regulación de caudal	Presión de entrada (Me)		Presión de salida (Ms)		Altura Manométrica a Hm	Caudal Qm			Voltaje V	Intensidad A	Potencia de Accionamiento (Na)	Potencia Útil de la Bomba (Nu)	Rendimiento total en %
	InHg	mca	PSI	mca	mca	(l/min)	l/s	(m ³ /seg)			kW	kW	
0	-2	-0,69	12	8,44	9,126	0	0,000	0	120	10	0,40	0	0
1/4	-3	-1,04	11,4	8,01	9,050	8	0,133	1,3E-04	120	11	0,44	0,012	2,669
1/2	-3,3	-1,14	10,8	7,59	8,732	14	0,233	2,3E-04	120	11	0,44	0,020	4,506
3/4	-3,5	-1,21	9,5	6,68	7,887	26	0,433	4,3E-04	120	12	0,48	0,034	6,929
1	-3,7	-1,28	8,8	6,19	7,464	30	0,500	5,0E-04	120	12	0,48	0,037	7,567
1 1/4	-4,1	-1,42	7,6	5,34	6,758	36	0,600	6,0E-04	120	12	0,48	0,040	8,222
1 1/2	-4,3	-1,48	7,1	4,99	6,476	38	0,633	6,3E-04	120	12	0,48	0,040	8,316
2	-4,6	-1,59	6,5	4,57	6,158	40	0,667	6,7E-04	120	12	0,48	0,040	8,323
3	-5	-1,73	5,5	3,87	5,593	44	0,733	7,3E-04	120	12	0,48	0,040	8,316

Fuente: El autor

Curvas características del Rodete 2

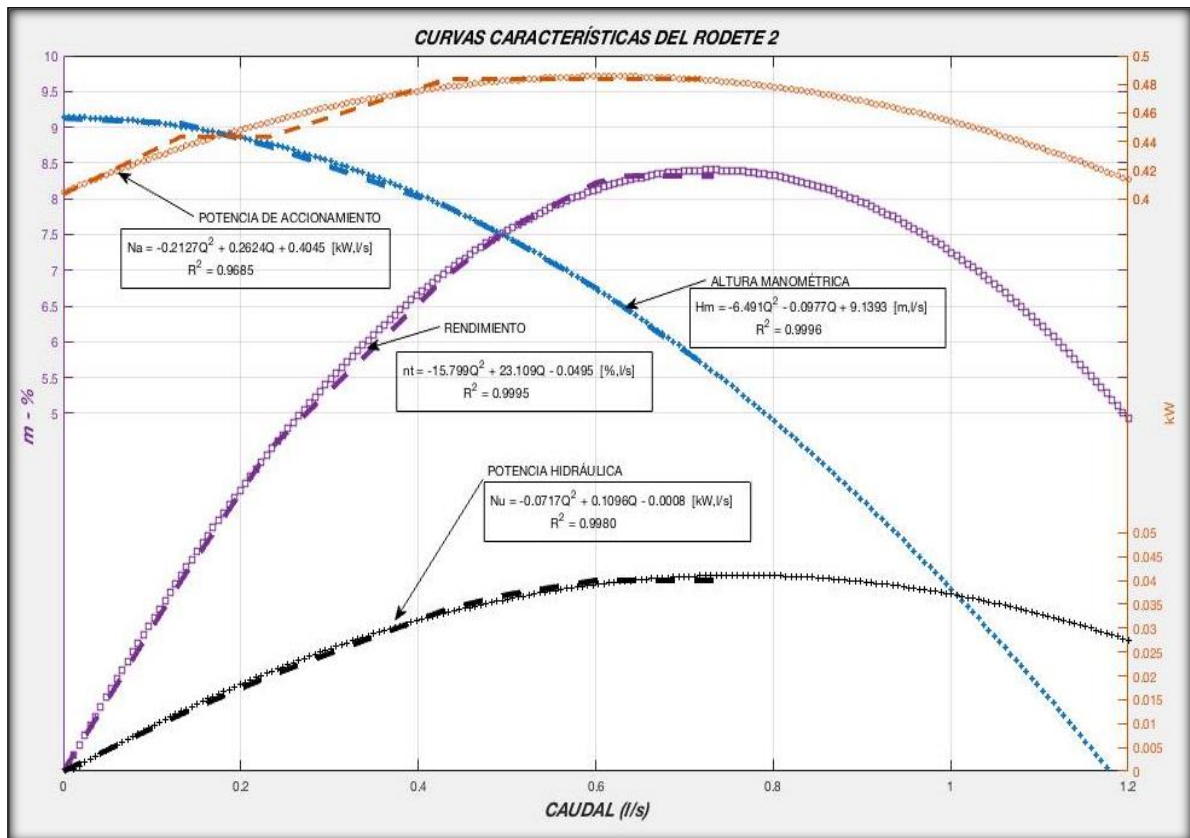


FIG 36. Curvas características del Rodete 2; Potencia de accionamiento, Rendimiento total, Altura manométrica, Potencia hidráulica

Fuente: El Autor

Modelos matemáticos de las curvas de funcionamiento del rodete 2:

Altura manométrica [$H_m = f(Q)$];

$$H_m = - 6,491 Q^2 - 0,0977 Q + 9,1393 \text{ [(m; l/s)]} \quad \text{Ecuación 69}$$

Potencia de accionamiento [$N_a = f(Q)$];

$$N_a = - 0,2127 Q^2 + 0,2624 Q + 0,4045 \text{ [(kW; l/s)]} \quad \text{Ecuación 70}$$

Potencia hidráulica [$N_u = f(Q)$];

$$N_u = - 0,0717 Q^2 + 0,1096Q - 0,0008 \text{ [(kW; l/s)]} \quad \text{Ecuación 71}$$

Rendimiento total [$\eta_t = f(Q)$];

$$\eta_t = - 15,799 Q^2 + 23,109 Q - 0,0495 \text{ [(%; l/s)]} \quad \text{Ecuación 72}$$

Punto de rendimiento máximo para el rodete 2

TABLA 8. Parámetros a calcular a partir del rendimiento máximo del rodete 2

Parámetros a calcular a partir del rendimiento máximo del rodete 2		
Caudal medido	l/s	0,73
Altura manométrica	mca	5,61
Rendimiento	%	8,4
Potencia útil	kW	0,0409
Potencia de accionamiento	kW	0,4827
velocidad específica	rpm	1224,69

Fuente: El autor

Para la velocidad específica, se concluye que la bomba es una bomba radial porque tiene una velocidad de 1224,69 rpm, por lo que se encuentra dentro de rango establecido para las mismas.

Curvas teóricas del rodete 2

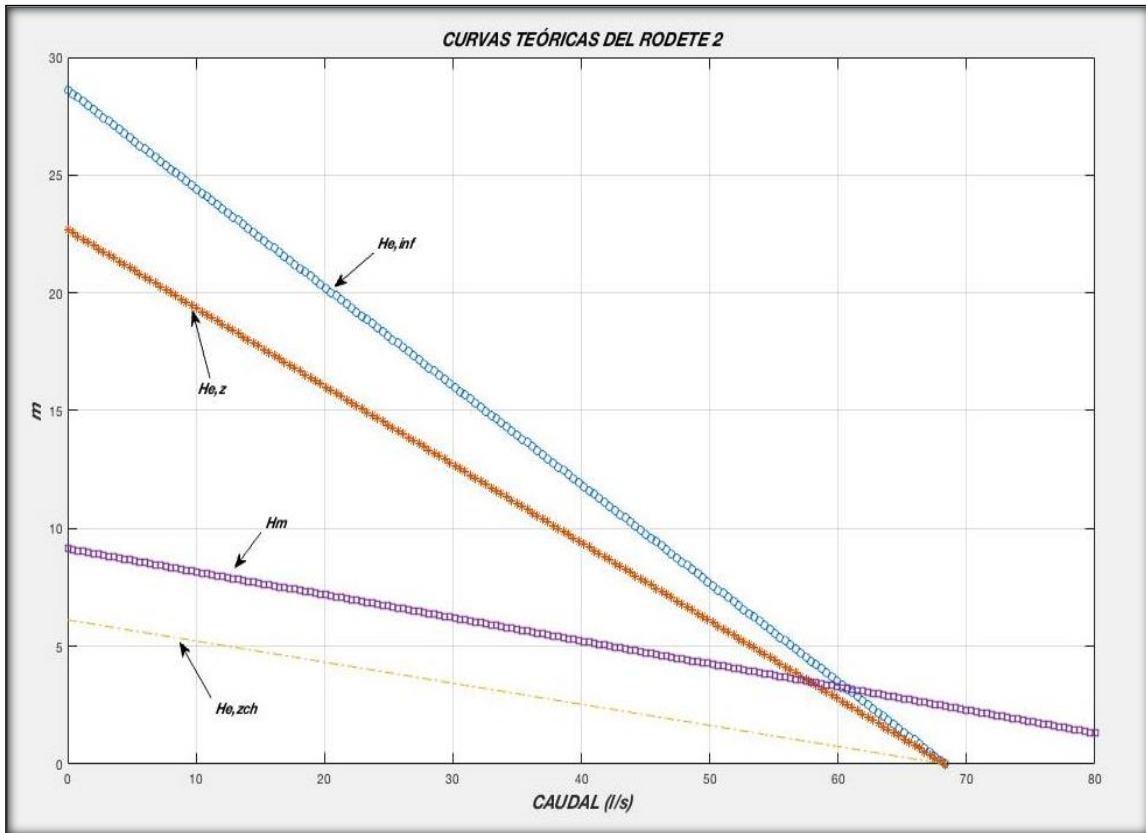


FIG 37. Curvas Teóricas del Rodete 2
Fuente: El Autor

$$H_{e,\infty} = A - BQ$$

$$H_{e,\infty} = 28,62 - 0,41874Q \text{ [m; l/s]}$$

Ecuación 73

$$H_{e,z} = \mu H_{e,\infty},$$

$$H_{e,z} = 22,67 - 0,33172 Q \text{ [m; l/s]}$$

Ecuación 74

$$H_{e,zCH} = CH \mu H_{e,\infty},$$

$$H_{e,zCH} = 6,1209 - 0,08956 Q \text{ [m; l/s]}$$

Ecuación 75

Altura manométrica

$$H_m = A - BQ$$

$$H_m = 9,1393 - 0,0977 Q \text{ [m; l/s]}$$

Ecuación 76

TABLA 9. Datos obtenidos mediante pruebas realizadas en el banco al rodete 3

W=3200 RPM

DATOS PARA OBTENER LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL RODETE 3													
Número de vueltas de válvula de regulación de caudal	Presión de entrada (Me)		Presión de salida (Ms)		Altura Manométrica a Hm	Caudal Qm			Voltaje	Intensidad en Amperios	Potencia de Accionamiento (Na)	Potencia Útil de la Bomba (Nu)	Rendimiento total en %
	InHg	mca	PSI	mca		mca	(l/min)	(l/s)					
0	-2	-0,69	11	7,73	8,42	0	0,00	0	120	12	0,48	0	0
1/4	-2	-0,69	10,7	7,52	8,21	4	0,07	6,7E-05	120	11	0,44	0,005	1,211
1/2	-2	-0,69	10,3	7,24	7,93	12	0,20	2,0E-04	120	11	0,44	0,016	3,509
3/4	-2	-0,69	10	7,03	7,72	22	0,37	3,7E-04	120	11	0,44	0,028	6,261
1	-2	-0,69	9,7	6,82	7,51	30	0,50	5,0E-04	120	10	0,40	0,037	9,136
1 1/4	-2	-0,69	9	6,33	7,02	36	0,60	6,0E-04	120	10	0,40	0,041	10,244
1 1/2	-2	-0,69	8	5,62	6,31	42	0,70	7,0E-04	120	10	0,40	0,043	10,754
1 3/4	-2	-0,69	7	4,92	5,61	44	0,73	7,3E-04	120	10	0,40	0,040	10,012
2	-2	-0,69	4	2,81	3,50	46	0,77	7,7E-04	120	10	0,40	0,026	6,533

Fuente: El autor

Curvas características del Rodete 3

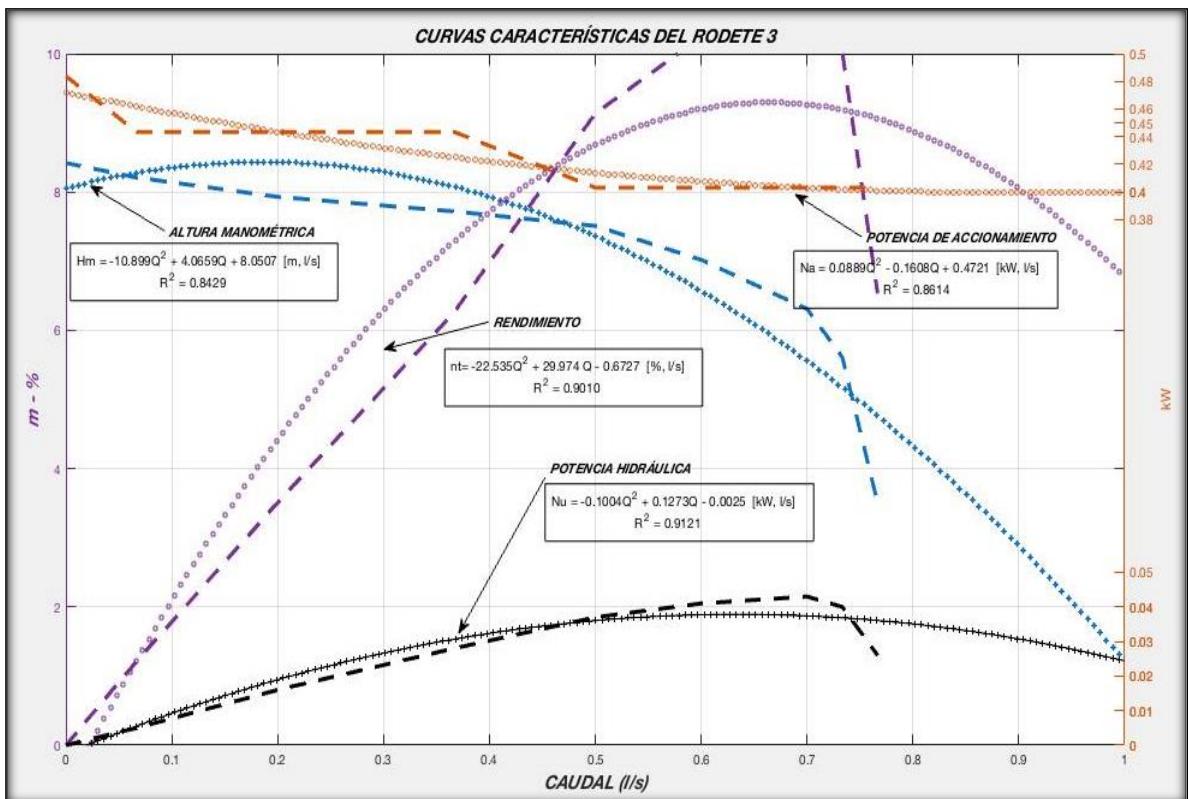


FIG 38. Curvas características del Rodete 3; Potencia de accionamiento, Rendimiento total, Altura manométrica, Potencia hidráulica

Fuente: El Autor

Modelos matemáticos de las curvas de funcionamiento del rodete 3:

Altura manométrica [$H_m = f(Q)$];

$$H_m = - 10, 899 Q^2 + 4, 0659 Q + 8, 0507 \text{ [(m; l/s)]} \quad \text{Ecuación 77}$$

Potencia de accionamiento [$N_a = f(Q)$];

$$N_a = 0, 0889 Q^2 - 0, 1608 Q + 0, 4721 \text{ [(kW; l/s)]} \quad \text{Ecuación 78}$$

Potencia hidráulica [$N_u = f(Q)$];

$$N_u = - 0,1004 Q^2 + 0,1273 Q - 0,0025 \text{ [(kW; l/s)]} \quad \text{Ecuación 79}$$

Rendimiento total [$\eta_t = f(Q)$];

$$\eta_t = - 22, 535 Q^2 + 29, 974 Q - 0, 6727 \text{ [(%; l/s)]} \quad \text{Ecuación 80}$$

Punto de rendimiento máximo para el rodete 3

TABLA 10. Parámetros a calcular a partir del rendimiento máximo del rodete 3

Parámetros a calcular a partir del rendimiento máximo del rodete 3		
Caudal medido	l/s	0,665
Altura manométrica	mca	6
Rendimiento	%	9,29
Potencia útil	kW	0,0377
Potencia de accionamiento	kW	0,404
velocidad específica	rpm	1111,65

Fuente: El autor

Para la velocidad específica, se concluye que la bomba es una bomba radial porque tiene una velocidad de 1111,65 rpm, por lo que se encuentra dentro de rango establecido para las mismas.

Curvas teóricas del Rodete 3

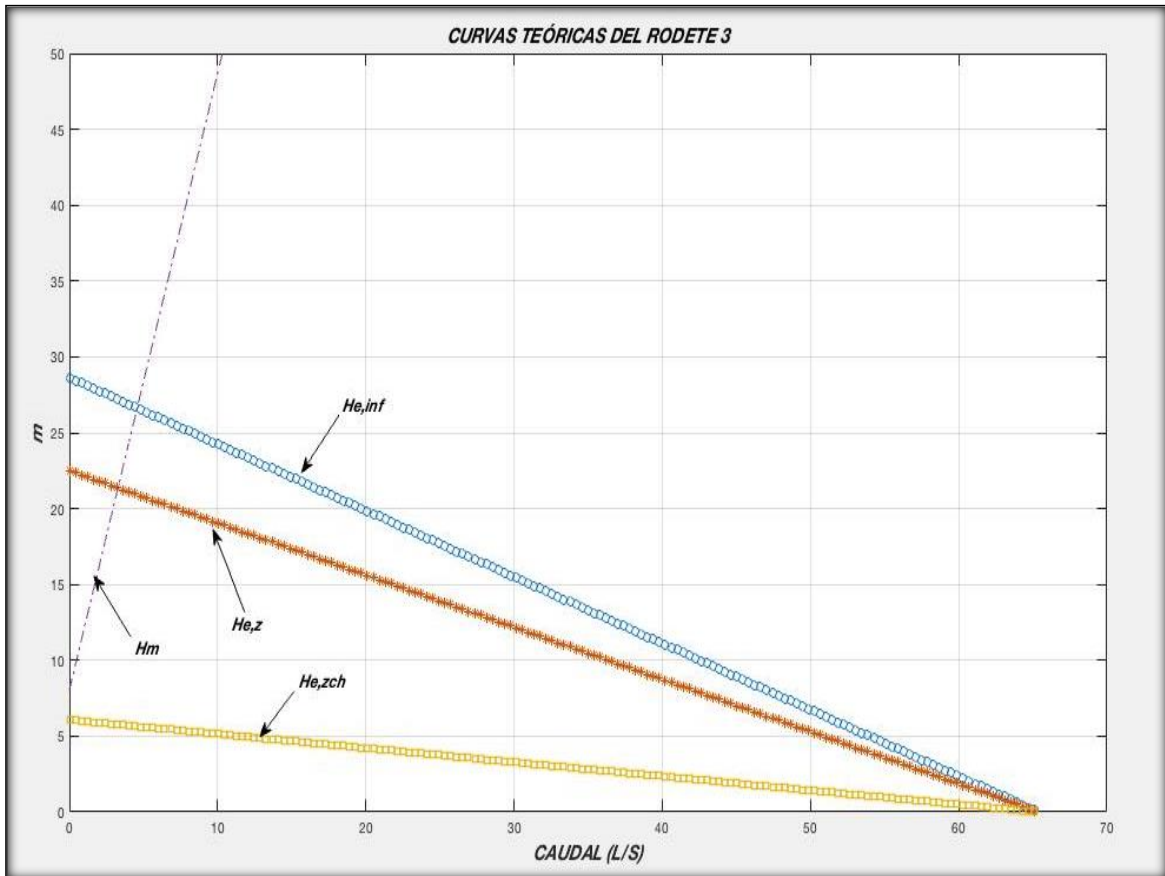


FIG 39. Curvas Teóricas del Rodete 3
Fuente: El Autor

$$H_{e,\infty} = A - BQ$$

$$H_{e,\infty} = 28,63 - 0,43788Q \quad [\text{m}; \text{l/s}] \quad \text{Ecuación 81}$$

$$H_{e,z} = \mu H_{e,\infty},$$

$$H_{e,z} = 22,488 - 0,34395Q \quad [\text{m}; \text{l/s}] \quad \text{Ecuación 82}$$

$$H_{e,zCH} = CH \mu H_{e,\infty},$$

$$H_{e,zCH} = 6,07176 - 0,092866Q \quad [\text{m}; \text{l/s}] \quad \text{Ecuación 83}$$

Altura manométrica

$$H_m = A - BQ$$

$$H_m = 8,0507 + 4,0659Q + [\text{m}; \text{l/s}] \quad \text{Ecuación 84}$$

TABLA 11. Datos obtenidos mediante pruebas realizadas en el banco al rodete 4
W=3200 RPM

DATOS PARA OBTENER LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL RODETE 4													
Número de vueltas de válvula de regulación de caudal	Presión de entrada (Me)		Presión de salida (Ms)		Altura Manométrica a Hm	Caudal Qm			Voltaje	Intensidad	Potencia de Accionamiento (Na)	Potencia Útil de la Bomba (Nu)	Rendimiento total en %
	InHg	mca	PSI	mca	mca	(l/min)	l/s	(m ³ /seg)	V	A	kW	kW	
0	-2	-0,69	14	9,84	10,5	0	0,00	0	120	10	0,4032	0,0000	0
1/4	-2	-0,69	13,5	9,49	10,2	4	0,07	6,7E-05	120	11	0,4435	0,0067	1,501
1/2	-2	-0,69	12	8,44	9,1	12	0,20	2,0E-04	120	12	0,4838	0,0179	3,701
3/4	-2	-0,69	9	6,33	7,0	26	0,43	4,3E-04	120	14	0,5645	0,0298	5,285
1	-2	-0,69	8	5,62	6,3	29	0,48	4,8E-04	120	14	0,5645	0,0299	5,304
1 1/4	-2	-0,69	6	4,22	4,9	36	0,60	6,0E-04	120	14	0,5645	0,0289	5,118
1 1/2	-2	-0,69	4,5	3,16	3,9	40	0,67	6,7E-04	120	14	0,5645	0,0252	4,465
1 3/4	-2	-0,69	3,8	2,67	3,4	42	0,70	7,0E-04	120	14	0,5645	0,0231	4,090
2	-3	-1,04	3,2	2,25	3,3	43	0,72	7,2E-04	120	14	0,5645	0,0231	4,092
3	-3	-1,04	3	2,11	3,1	44	0,73	7,3E-04	120	14	0,5645	0,0226	4,008

Fuente: El autor

Curvas características del Rodete 4

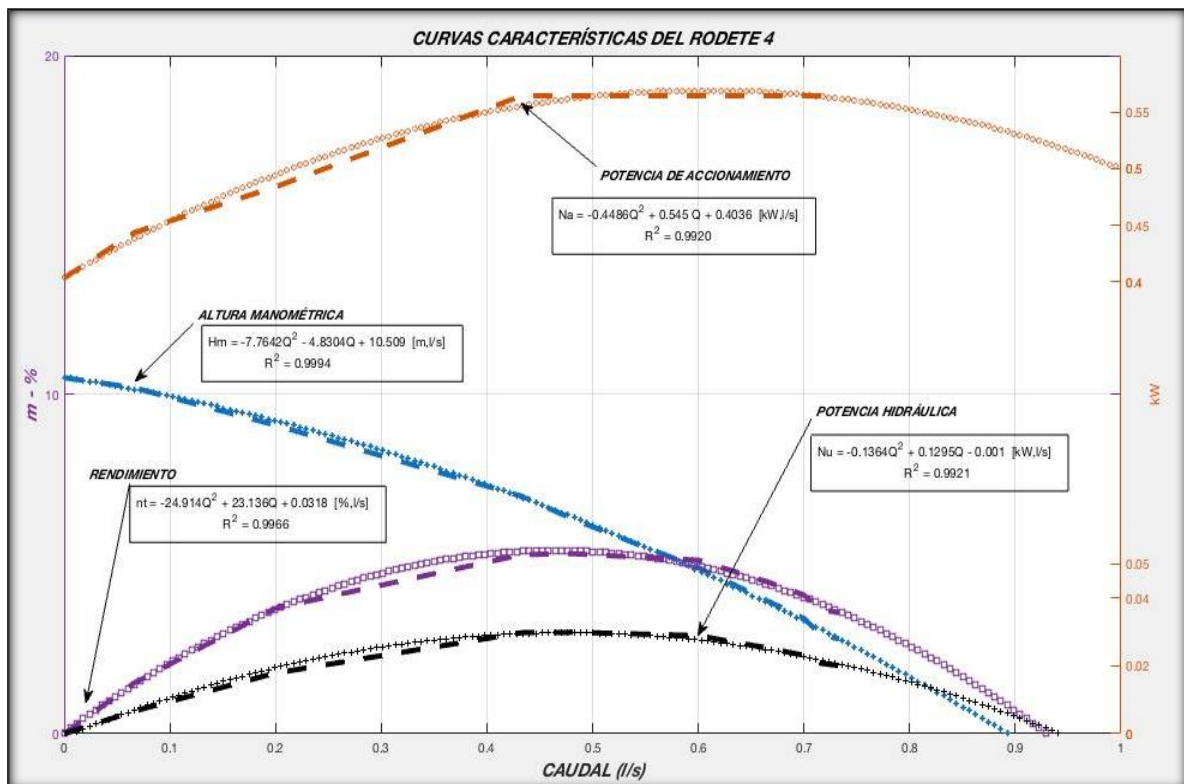


FIG 40. Curvas características del Rodete 4; Potencia de accionamiento, Rendimiento total, Altura manométrica, Potencia hidráulica

Fuente: El Autor

Modelos matemáticos para cada una de las curvas de funcionamiento del rodete 4

Altura manométrica [$H_m = f(Q)$];

$$H_m = - 6,3875 Q^2 - 5,6102 Q + 10,549 \text{ [(m; l/s)]} \quad \text{Ecuación 85}$$

Potencia de accionamiento [$N_a = f(Q)$];

$$N_a = - 0,4486 Q^2 + 0,545 Q + 0,4036 \text{ [(kW; l/s)]} \quad \text{Ecuación 86}$$

Potencia Hidráulica [$N_u = f(Q)$]

$$N_u = - 0,1266 Q^2 + 0,124 Q - 0,0007 \text{ [(kW; l/s)]} \quad \text{Ecuación 87}$$

Rendimiento total [$\eta_t = f(Q)$];

$$\eta_t = - 23,177 Q^2 + 22,152 Q + 0,0832 \text{ [(%; l/s)]} \quad \text{Ecuación 88}$$

Punto de rendimiento máximo para el rodete 4

TABLA 12. Parámetros a calcular a partir del rendimiento máximo del rodete 4

Parámetros a calcular a partir del rendimiento máximo del rodete 4		
Caudal medido	l/s	0,477
Altura manométrica	mca	6,42
Rendimiento	%	5,376
Potencia útil	kW	0,0296
Potencia de accionamiento	kW	0,561
velocidad específica	rpm	894,98

Fuente: El autor

Para la velocidad específica, se concluye que la bomba es una bomba radial porque tiene una velocidad de 894,98 rpm, por lo que se encuentra dentro de rango establecido para las mismas.

Curvas teóricas del rodete 4

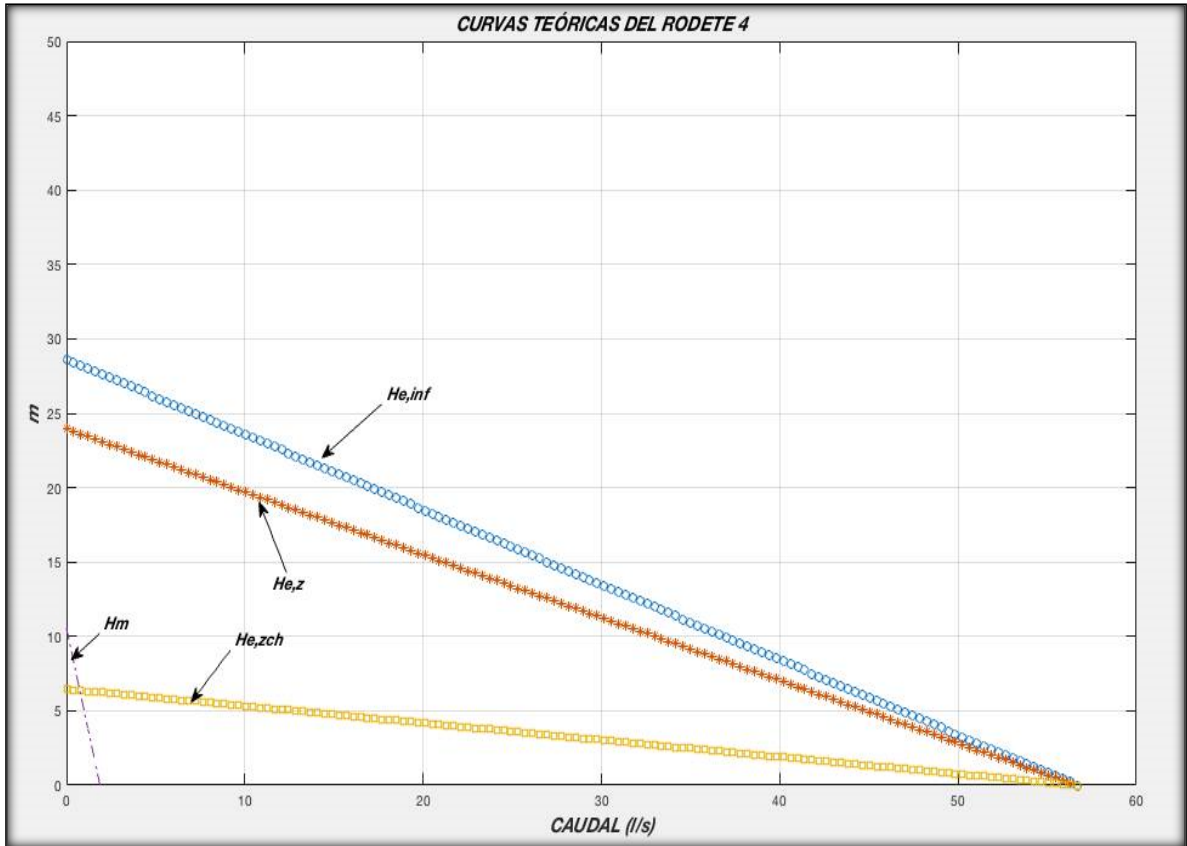


FIG 41. Curvas Teóricas del Rodete 4
Fuente: El Autor

$$H_{e,\infty} = A - BQ$$

$$H_{e,\infty} = 28,62 - 0,50495 Q \quad [\text{m}; \text{l/s}] \quad \text{Ecuación 89}$$

$$H_{e,z} = \mu H_{e,\infty},$$

$$H_{e,z} = 23,93 - 0,42228 Q \quad [\text{m}; \text{l/s}] \quad \text{Ecuación 90}$$

$$H_{e,zCH} = CH \mu H_{e,\infty},$$

$$H_{e,zCH} = 6,4611 - 0,1140 Q \quad [\text{m}; \text{l/s}] \quad \text{Ecuación 91}$$

Altura manométrica

$$H_m = A - BQ$$

$$H_m = 10,549 - 5,6102Q \quad [\text{m}; \text{l/s}] \quad \text{Ecuación 92}$$

Análisis de Resultados del banco de pruebas hidráulicas

En la tabla 13 se presenta la diferencia entre el caudal de diseño respecto al caudal medido en el banco de pruebas, la desigualdad radica en las pérdidas considerables originadas por la carcasa de la bomba que no está en condiciones óptimas en cuanto a su construcción, esto debido a que el principio de esta investigación fue que el banco preste un entorno favorable para los estudiantes respecto al montaje y desmontaje de los rodets, que sea en forma rápida; sin embargo, esta disposición influye en la disminución de la eficiencia volumétrica de la bomba, que entre otros por ejemplo no se dispone una voluta logarítmica como lo recomiendan varios autores (Fernández Díez, 2013).

Además en la misma tabla se hace un estudio de estas pérdidas que en promedio de los 4 rodets diseñados y puestos en funcionamiento, se obtiene un coeficiente de ajuste volumétrico de 0,52, este parámetro puede ser utilizado para futuras pruebas en el banco, es decir para cualquier otro diseño en el caudal éste deberá multiplicarse por 0,52 de ésta manera se podrá tener una predicción del caudal que proporcionará la bomba, así mismo se recomienda y fundamentado en la literatura de (Agüera Soriano, 2002), el ángulo de salida del rodete debe diseñarse para valores entre 15 y 35° para validar el coeficiente de ajuste volumétrico obtenido en la presente investigación.

TABLA 13. Análisis para el caudal

# RODETE	UNIDAD	CAUDAL TEÓRICO Q^*	CAUDAL MEDIDO Q_m	COEFICIENTE DE AJUSTE VOLUMÉTRICO C_v
1	l/s	1,3	0,67	0,52
2	l/s	1,4	0,73	0,52
3	l/s	1,22	0,665	0,55
4	l/s	0,99	0,477	0,48
			PROMEDIO C_v	0,52

Fuente: El autor

Por otro lado en la tabla 14 se indica, la diferencia entre la altura teórica diseñada y la altura manométrica obtenida a través del banco, la variación observada entre éstas alturas es el resultado de la influencia, por un lado de la efectividad del álabe que tiene

en cuenta la forma de construcción y sobre todo la calidad del terminado del álabe; por otro lado, el rendimiento hidráulico que consiste en el rozamiento de las propias partículas del fluido durante su transporte sumado al rozamiento entre el fluido y las paredes de la carcasa y del rodete haciendo que las pérdidas internas de la bomba aumenten. (Mataix, 1986).

Al igual que en el caso anterior el estudio realizado consiste en promediar los 4 rodetes obteniendo de esta forma un coeficiente de ajuste para la altura de 0,27, es decir para predicciones de la altura que proporcionará la bomba, la altura teórica diseñada se multiplicará por el factor de 0,27.

TABLA 14. Análisis para la altura

# RODETE	UNIDAD	ALTURA CALCULADA $H_{e,z}$	ALTURA MEDIDA H_m	COEFICIENTE DE AJUSTE PARA LA ALTURA CH
1	m	22,90	6,43	0,28
2	m	22,20	5,61	0,25
3	m	22,10	6,00	0,27
4	m	23,60	6,42	0,27
			PROMEDIO CH	0,27

Fuente: El autor

Con el objetivo de verificar la variación que existe entre lo calculado y los datos experimentales, en la tabla 15 y 16, se calcula el error absoluto y el error relativo.

TABLA 15. Porcentaje de errores relativos y absolutos para el caudal

# RODETE	UNIDAD	VALORES DE DISEÑO (V_d)	VALORES REALES (V_r)	ERROR ABSOLUTO ($E_a = V_d - V_r$)	ERROR RELATIVO (%) $E_r = 100 E_a/V_d$
1	l/s	0,67	0,67	0,00	0,11
2	l/s	0,72	0,73	0,01	1,05
3	l/s	0,63	0,665	0,04	5,35
4	l/s	0,51	0,477	0,03	7,08

Fuente: El autor

TABLA 16. Porcentaje de errores relativos y absolutos para la altura

# RODETE	UNIDAD	VALORES DE DISEÑO (Vd)	VALORES REALES (Vr)	ERROR ABSOLUTO (Ea = Vd - Vr)	ERROR RELATIVO (%) Er = 100 Ea/Vd
1	m	6,17	6,43	0,26	4,11
2	m	5,98	5,61	0,37	6,55
3	m	5,95	6	0,05	0,82
4	m	6,35	6,42	0,07	1,02

Fuente: El autor

Nota: Para valores de diseño, como ya se mencionó anteriormente se debe multiplicar por los coeficientes ya calculados anteriormente.

Como se puede observar el máximo error en la tabla 15, para el caudal corresponde a un 7 %, por otro lado en la tabla 16 se evidencia un 6,5 % de error en cuanto a la altura, errores debidamente ya descritos.

OBEJETIVO ESPECÍFICO 4

❖ Descripción del manual de usuario

Con el propósito, que el banco de pruebas hidráulicas implementado sea utilizado adecuadamente, se elaboró un manual de usuario, consta en su redacción de una breve introducción en la misma que se notifica el fin con el que se construyó el banco.

Resumiendo informa sobre precauciones generales que el usuario debe tener antes de poner en marcha el conjunto hidráulico, describe además los dos sistemas el de mando, control, protección y medición y el sistema hidráulico de los cuales se integra. Indica el proceso necesario que se debe realizar en la bomba antes energizarla.

Por otra parte, explica cómo poner en marcha el banco de una forma segura y eficaz y la adecuada utilización de los instrumentos de medición en su afán de obtener los datos útiles para graficar las curvas de funcionamiento.

Finalmente como recurso didáctico se ha diseñado una guía para el estudiante, donde se indican los pasos que deben seguirse para el proceso de estudio de los rodets y de ésta

manera facilitar el proceso de enseñanza-aprendizaje autónomo del estudiante, además de utilizar adecuadamente y en forma ordenada el banco de pruebas hidráulicas. Esta guía descrita en el Anexo 7, cumple con las normas emitidas por la carrera de ingeniería electromecánica perteneciente al área de energía las industrias y los recursos naturales no renovables.

7. DISCUSIÓN

El presente proyecto investigativo se enfoca principalmente en optimizar un banco de pruebas hidráulicas para el estudio y análisis de las curvas de funcionamiento de diferentes tipos de rodets semiabiertos, tipo radial, el mismo que cuenta con un manual de operación destinado a los estudiantes de la carrera de ingeniería electromecánica, esto con la finalidad de aportar con una herramienta que ayude a contrastar los resultados que se obtienen teóricamente con los que se obtienen de forma práctica.

Se partió por seleccionar un banco ya existente en el Laboratorio de Energía y Fluidos, en malas condiciones funcionales; en cuanto a la adecuación del sistema, una vez seleccionado el banco, se realizó una inspección general, mediante la cual se pudo constatar el estado actual de los componentes y se determinó los componentes mínimos que debe poseer un banco para prueba de rodets.

La metodología tanto teórica como práctica utilizada para estudiar el comportamiento de cada tipo de rodete ha otorgado resultados cuyos valores están dentro de un rango aceptable considerando el área de aplicación del trabajo que se ha realizado, resultados que pueden ser generalizados para sistemas hidráulicos cuyas partes funcionales posean características similares a las que posee el banco de pruebas utilizado, sin embargo al presentarse diferencias en los estándares de operatividad del conjunto podrían otorgar resultados distintos. Razón por la que se analizó los resultados concluyendo en la obtención de coeficientes de ajuste para la altura y para el caudal.

8. CONCLUSIONES

- ❖ Se rediseñó un banco de pruebas hidráulicas que permite un fácil montaje y desmontaje de rodets semiabiertos tipo radial, mediante el cual se puede analizar el comportamiento del conjunto hidráulico con cada uno de los impulsores mediante sus curvas características.
- ❖ Se optimizó el sistema hidráulico junto con el sistema eléctrico, verificándose que el banco funcione en condiciones normales mediante la obtención de las curvas características de los impulsores radiales.
- ❖ Se diseñaron y construyeron cuatro impulsores semiabiertos tipo radial, que por consiguiente se obtuvo las curvas características de funcionalidad de cada uno de ellos contrastando la semejanza entre curvas reales y teóricas, a través del banco optimizado: Altura manométrica (H_m), Altura teórica ($H_{e,z}$), Potencia Hidráulica (N_u) y rendimiento (n_t) en función del Caudal de circulación ($f(Q)$).
- ❖ La guía práctica elaborada asegura el buen uso del banco de pruebas, y la ejecución de prácticas para ensayos de rodets, esto se pudo evidenciar aplicando y validando la misma con estudiantes de noveno módulo de la carrera de ingeniería electromecánica del periodo académico septiembre 2015/marzo de 2016.

9. RECOMENDACIONES

- ❖ Para tener una mejor precisión de los datos, utilizar equipos de medición electrónicos que otorguen valores específicos y así con ello obtener resultados más exactos y confiables.

- ❖ En las condiciones actuales para la obtención de datos a través del banco, realizar varias veces las mediciones para un mismo rodete con la finalidad de minimizar los errores absoluto y relativo.

- ❖ Para futuros estudios se recomienda automatizar la toma y procesamiento de datos para obtener con mayor precisión las curvas características de funcionalidad del rodete a estudiar.

10. BIBLIOGRAFÍA

Libros:

- Agüera Soriano, J. (2002). MECÁNICA DE FLUIDOS INCOMPRESIBLES Y TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS. CÓRDOBA: CIENCIA 3, S.L.*
- Almandoz, B., Mongelos Oquiñena, J., Pellejero Salaberria, M. B., & Idoia. (2008). APUNTES DE INGENIERÍA FLUIDOMECÁNICA. ESPAÑA: Escuela Universitaria Politécnica Unibertsitate Eskola Politeknikoa Donostia-San Sebastián.*
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2012). TERMODINAMICA. MEXICO: Miembro de la gCámara Nacional de la Industria Editorial Mexicana, Reg. Núm. 736.*
- Crane. (1987). FLUJO DE FLUIDOS válvulas, accesorios y tuberías. Mexico.*
- Fernandez Díez, P. (9 de abril de 2013). BIBLIOTECA SOBRE INGENIERÍA ENERGÉTICA. Recuperado el 14 de OI de 2016, de BOMBAS CENTRÍFUGAS Y VOLUMÉTRICAS: <http://es.pfernandezdiez.es/?pageID=5>*
- Giles, R. V., Evett, J. B., & Cheng, L. (2003). MECÁNICA DE LOS FLUIDOS E HIDRÁULICA. MADRID: EDIGRAFOS, S.A.*
- Luszczewski, A. (1999). Redes Industriales de Tubería.Bombas para Agua,Ventiladores y Compresores. Diseño y construcción. San luis Potosi: Reverté Ediciones, S.A. de C.V.*
- Mataix, C. (1986). MECÁNICA DE FLUIDOS Y MÁQUINAS HIDRÁULICAS. MADRID: EDICIONES DEL CASTILLO, S.A.*
- Ortega Haro, R. A. (10 de ABRIL de 2013). Repositorio digital de la universidad central del Ecuador. Recuperado el 6 de JULIO de 2015, de GOOGLE: <http://www.dspace.uce.edu.ec/handle/25000/1123>*
- Ranald V. Giles, J. B. (2003). MECÁNICA DE LOS FLUIDOS E HIDRÁULICA . MADRID : EDIGRAFOS, S.A. .*
- Saldarriaga, J. (2007). HIDRÁULICA DE TUBERIAS ABASTECIMIENTO DE AGUA, REDES, RIEGOS. BOGOTÁ: PAVCO.*
- Sanchez Dominguez, U. (2012). Máquinas Hidráulicas. Alicante: Editorial Club Universitario.*

- Vega Bermúdez, J.** (S/N de S/N de 2010). *UNIVERSIDAD DE SEVILLA, INGENIERÍA INDUSTRIAL. Recuperado el 12 de Enero de 2016, de AHORRO ENERGÉTICO ACCIONAMIENTOS DE VELOCIDAD VARIABLE:* <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/3940/fichero/Proyecto%252FCapitulo2.pdf>
- Viejo Zubicaray, M.** (2000). *BOMBAS, TEORÍA, DISEÑO Y APLICACIONES. MÉXICO: LIMUSA, S.A, DE C.V. GRUPO NORIEGA EDITORES.*
- White, F. M.** (2004). *Mecánica de Fluidos. ESPAÑA: McGraw-Hill, Inc.*

Tesis:

- Alejandro, O. H.** (10 de ABRIL de 2013). *Repositorio digital de la universidad central del Ecuador . Recuperado el 6 de JULIO de 2015, de GOOGLE:* <http://www.dspace.uce.edu.ec/handle/25000/1123>
- Cajo Solano, S. A., & López López, E. L.** (S/N de S/N de 2012). *S/N. Recuperado el 26 de 04 de 2015, de GOOGLE:* <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/1977/1/96T00156.pdf>
- R. Diaz, S. C.** (21 de Junio de 2006). *Informe Laboratorio 8: Reconocimiento y pruebas en turbina Pelton y bomba centrífuga. Recuperado el 31 de Marzo de 2016, de Google:* https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0ahUKEwjItPK8x-zLAhUBQyYKHfKZBSEQFggdMAA&url=https%3A%2F%2Fwww.u-cursos.cl%2Fingenieria%2F2008%2F1%2FME42A%2F1%2Fmaterial_docente%2Fbajar%3Fid_material%3D166277&usg=AFQjCNGgYHBo7XajVIGXTc
- Díaz, P., & Fernández, D.** (2009). *Diseño y construcción de un prototipo didáctico de una picocentral hidroeléctrica para el A.E.I.R.N.N.R. . Loja.*

11. ANEXOS

Anexo 1. Valores de rugosidad

Tipo de tubería	Valores de ϵ en centímetros (cm)	
	Intervalo	Valor de diseño
Acero roblonado	0,091 – 0,91	0,18
Hormigón	0,03 – 0,3	0,12
Fundición	0,012 – 0,06	0,026
Madera	0,0183 – 0,09	0,06
Hierro galvanizado	0,006 – 0,024	0,015
Fundición asfaltada	0,006 – 0,018	0,012
Acero comercial y soldado	0,003 – 0,009	0,006
Hierro forjado	0,003 -0,009	0,006
Tubo estirado	0,00024	0,00024
Latón y cobre	0,00015	0,00015
Fibro cemento	0,01	0,01
PVC y PE	0,0007	0,0007

Fuente: Almandoz Berrondo, Cuadros y Ábacos (2008).

Anexo 2. Pérdidas de carga en piezas especiales.

PÉRDIDAS DE CARGA EN PIEZAS ESPECIALES		PÉRDIDAS DE CARGA EN PIEZAS ESPECIALES	
Piezas	K	Piezas	K
Ampliación gradual	0,3	T de paso directo	0,6
Codo de 90° (recto)	0,9	T de salida lateral	1,3
Codo de 45° (recto)	0,4	T de salida bilateral	1,8
Codo de 90° (curvo)	0,25	Válvula de pie	1,75
Codo de 45° (curvo)	0,2	Válvula de pie y rejilla
Entrada normal en tubería	0,5	Válvula de retención
Unión o junta	0,4	check	2,75
Reducción gradual	0,15	Orificio	1
Válvula compuerta abierta	0,2	Compuerta abierta	0,75
Válvula de globo abierta	10	Rejilla	1
Salida de tubería	1	Entrada de borda	0,04

Fuente: Almandoz Berrondo, Cuadros y Ábacos (2008)

Anexo 3. Valores del coeficiente de Hazen – Williams.

MUY LISAS	$C_{HW} = 150$	$\varepsilon/D \leq 1,5 \cdot 10^{-5}$
LISAS	$C_{HW} = 140$	$1,5 \cdot 10^{-5} < \varepsilon/D \leq 2 \cdot 10^{-4}$
SEMILISAS	$C_{HW} = 130$	$2 \cdot 10^{-4} < \varepsilon/D \leq 1 \cdot 10^{-3}$
RUGOSAS	$C_{HW} = 120$	$1 \cdot 10^{-3} < \varepsilon/D \leq 4 \cdot 10^{-3}$
MUY RUGOSAS	$C_{HW} = 110$	$4 \cdot 10^{-3} < \varepsilon/D \leq 1,5 \cdot 10^{-2}$
EXCESIVAMENTE RUGOSAS	$C_{HW} = 100$	$\varepsilon/D > 1,5 \cdot 10^{-2}$

Fuente: Almandoz Berrondo, Cuadros y Ábacos (2008).

Anexo 4. Planos hidráulicos (diseño de la red hidráulica)

Anexo 5. Selección de un motor monofásico (catálogo).

D PUMP												
Potencia		Factor de Servicio	Polos	Armazón	Código de Referencia	Tensión V	RPM min ⁻¹	Corriente Nominal A	Corriente a Factor de Servicio A	Clave KVA/HP	Eficiencia Nominal %	Factor de Potencia pu
HP	KW											
0,25	0,187	1,00	2	56J	.25360E1PA56J	127/220	3430	4,75/2,10	-	L	52,5	0,58
		1,15	2	56J	.25360E1XA56J	127	3420	5,27	5,6	L	52,5	0,53
0,50	0,373	1,00	2	56J	.50360E1PA56J	127/220	3450	7,52/3,33	-	K	59,5	0,64
		1,15	2	56J	.50360E1XA56J	127	3430	7,1	7,9	J	59,5	0,69
0,75	0,560	1,00	2	56J	.75360E1PA56J	127/220	3430	9,50/4,70	-	K	62,0	0,74
		1,15	2	56J	.75360E1XA56J	127	3450	8,97	10,06	J	62,0	0,79
1,0	0,746	1,00	2	56J	001360E1PA56J	127/220	3424	12,40/6,32	-	K	64,0	0,74
1,5	1,119	1,00	2	56J	001560E1P56J	127/220	3465	14,9/8,90	-	K	68,0	0,86
2,0	1,492	1,00	2	56J	002360E1P56J	127/220	3500	20,0/10,5	-	K	72,0	0,7

Fuente: Motores Monofásicos
Armazón 48 & 56

Anexo 6. Selección del rendimiento de la chumacera.

Tipo de Transmisión	Condiciones particulares	Rendimiento (η)
Cable	Cojinetes de fundición o rodamientos	0,91 – 0,95
Correas trapezoidales	Tensión normal de correa	0,88 – 0,93
Bandas de Plástico	Tensión normal de la banda	0,81 – 0,85
Bandas de goma	Sobre rodillos con cojinetes de rodamientos y tensión normal de banda	0,81 – 0,85
Cadenas	Con cojinetes rodamientos	0,9 – 0,96
Transmisiones de 3 etapas a engranajes	Engranajes cilíndricos montados en carcasa total sobre rodamientos	0,94 – 0,97

Fuente: Pérdidas rendimientos y factor servicio en transmisiones mecánicas, Facultad de Ingeniería Universidad de Buenos Aires.

Anexo 7. Manual de usuario.

MANUAL DE USUARIO

INTRODUCCIÓN

El propósito de este manual es orientar al usuario acerca del manejo correcto del banco de pruebas, investigación que fue desarrollada mediante metodología de diseño de redes hidráulica, algoritmos matemáticos para redes, algoritmos para cálculo de impulsores.

El propósito fundamental del banco de pruebas hidráulicas es analizar las curvas características de impulsores de bombas radiales, las mismas que son:

- ❖ Altura manométrica (H_m)
- ❖ Altura teórica ($H_{e,z}$)
- ❖ rendimiento(η),
- ❖ Potencia Hidráulica (N_u)

Asimismo, el usuario debe poseer conocimientos técnicos en máquinas de fluidos ya que este trabajo investigativo, está formulado, para que el alumno pueda consolidar la teoría con la práctica.

PRECAUCIONES GENERALES DE MANIPULACIÓN DEL BANCO

- ❖ Antes de poner en marcha, constatar el estado de la máquina parte mecánica, eléctrica, componentes de la red hidráulica.
- ❖ Acoplar de forma correcta el rodete, con la finalidad de que no haya rozamiento entre carcasa – rodete.
- ❖ Cebiar la bomba, para evitar posibles fallos.
- ❖ Al iniciar la práctica en el banco de pruebas, calibrar de forma necesaria los instrumentos de medición del banco (verificar el correcto funcionamiento de los mismos).

INFORMACIÓN SOBRE EL BANCO DE PRUEBAS HIDRÁULICAS

El banco de pruebas hidráulicas consta de dos sistemas que son importantes para su correcta manipulación como se observa en la figura 42: en primer lugar el sistema de mando, control, protección y medición que se encarga de brindar seguridad al circuito eléctrico a la vez de proteger a las personas, por otro lado permiten dar marcha y paro de forma más sencilla y segura a la bomba. En segundo lugar el sistema hidráulico, que cumple con el propósito de hacer circular el fluido por la instalación, en forma más detallada se explica en el apartado 2.

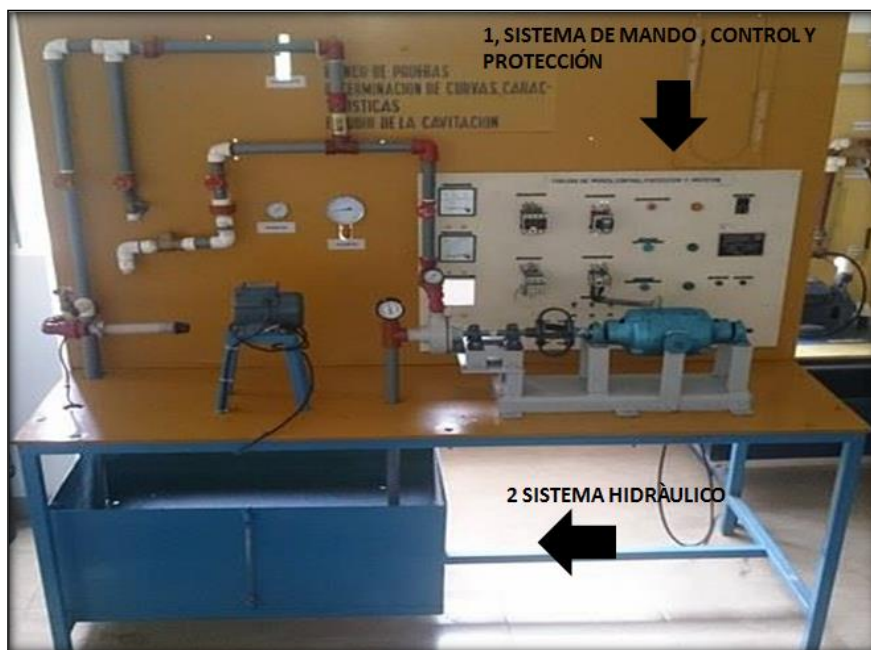


FIG 42. Sistemas de los que se integra el banco de pruebas hidráulicas
Fuente: El Autor

1. SISTEMA DE MANDO, CONTROL, PROTECCIÓN Y MEDICIÓN

Sistema que se encuentra formado de los siguientes componentes:

- ❖ Breaker
- ❖ Bomba
- ❖ Contactor
- ❖ Relé térmico
- ❖ Botonera de marcha y paro

- ❖ Luminaria de marcha
- ❖ Amperímetro, voltímetro

En el apartado de Encendido del Banco de Pruebas Hidráulicas, se hace una de tallada explicación del sistema de mando, control, protección y medición, como manipularlo y su importancia y funcionamiento dentro del banco.

2. SISTEMA HIDRÁULICO

EL mismo que se encuentra integrado de los siguientes componentes:

- ❖ Tubería pvc de 1 pulgada.
- ❖ Accesorios para tubería (Tee, unión universal, válvulas, caudalímetro, codos, manómetro, vacuómetro, etc...)

2.1 PREPARACIÓN PARA EL USO Y FUNCIONAMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS HIDRÁULICAS

Una vez listos para realizar el estudio de un impulsor específico, se continúa acoplando el rodete dentro de la carcaza como se indica en la figura 43, siguiendo los siguientes pasos:

- Quitar los pernos de seguridad de la carcaza
- Montar el rodete a estudiar, asegurando mediante una chaveta y un tornillo que cumple la función de fijar el rodete al eje.
- Luego aseguramos la carcaza (empaques, pernos).



FIG 43. Acoplamiento del Rodete en la carcasa de la bomba
Fuente: El autor

2.2 CEBADO DE LA BOMBA

Antes de encender el banco hidráulico, se procederá a cebar la bomba, proceso que consiste en llenar de agua la carcasa de la bomba y la tubería de absorción, verificar que todas las conexiones de la tubería de aspiración estén completamente cerradas para evitar succión de burbujas de aire.

Este procedimiento se lo realizará como se indica en la figura 44:

- Retirar el perno
- Llenar por completo con agua la carcasa y tubería de aspiración.
- Colocar el perno nuevamente asegurando que no haya fuga de agua.



FIG 44. Proceso de cavado de la bomba
Fuente: El autor

ENCENDIDO DEL BANCO DE PRUEBAS HIDRÁULICAS Y DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE MANDO, CONTROL, PROTECCIÓN Y MEDICIÓN

Para arrancar el banco de pruebas es necesario, cumplir paso a paso las siguientes indicaciones, ya que el tablero está integrado:

- ❖ De dos enchufes utilizados para energizar el banco, uno se utiliza para alimentar el motor que funciona a 110 V y el otro para los componentes de control y protección que se alimentan a 220V, como se lo muestra gráficamente en la figura 45.

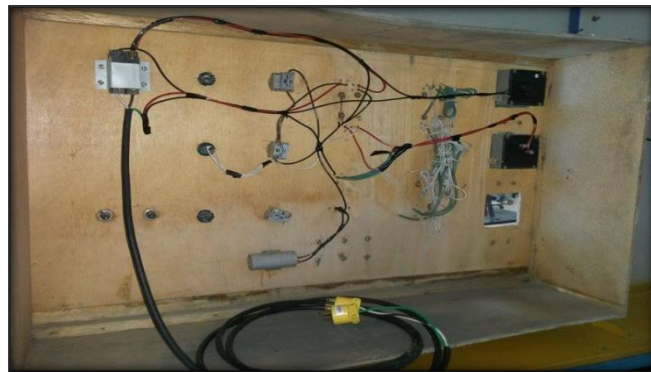


FIG 45. Energizado del sistema eléctrico mediante dos enchufes
Fuente: El autor

- ❖ De un par de breakers, como se indica en la figura 46, mediante los que se protege el sistema eléctrico en caso de anomalías en el sistema como sobretensiones, por otro lado permite el energizado y desenergizado del conjunto hidráulico.

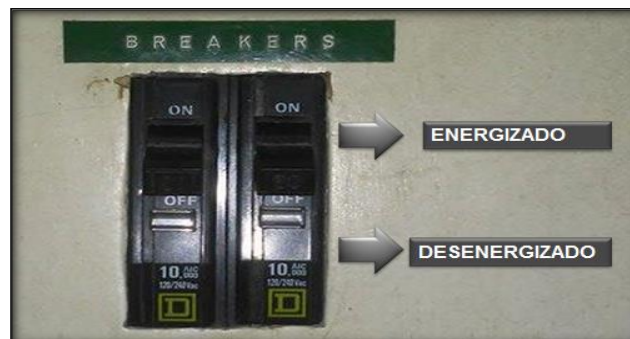


FIG 46. Forma de energizar el sistema eléctrico
Fuente: El autor

De un contactor (figura 47), mediante el cual se establece o se impide el paso de la corriente técnicamente.



FIG 47. Contactor
Fuente: El Autor

De un relé térmico (figura 48), el mismo que cumple con la función de proteger la bomba de sobrecargas.



FIG 48. Relé Térmico
Fuente: El autor

De una botonera de marcha y de pare que es como finalmente se pondrá en marcha el banco, en las siguiente figura 49 se indica cual es la función de cada uno de los dispositivos.



FIG 49. Botonera de Marcha y Pare, Luminaria de Marcha
Fuente: El Autor

CÓMO OBTENER LOS DATOS DE IMPULSORES DE BOMBAS RADIALES EN EL BANCO DE PRUEBAS HIDRÁULICAS

El banco se encuentra constituido para poder adquirir los datos, de distintos instrumentos útiles para analizar cada una de los impulsores:

De un vacuómetro para medir las presiones a la entrada de la bomba, el mismo que viene expresado sus escalas en, (cmHg, in.Hg, kPa, psi), como se observa en la figura 50.



FIG 50. Vacuómetro para medir presiones a la entrada de la bomba
Fuente: El Autor

De un manómetro el cuál es empleado para medir las presiones obtenidas en la salida de la bomba, su escala expresa (kg/cm^2 , Lb/in^2), como se puede observar en la figura 51.



FIG 51. Manómetro para medir presiones a la entrada de la bomba
Fuente: El Autor

Se obtiene los datos de caudal, mediante el siguiente caudalímetro, el cual su escala está representada en (GPM, LPM), como o muestra la figura 52.



FIG 52. Caudalímetro (GPM, LPM)
Fuente: El Autor

Otra de las magnitudes que se tomará en cuenta en este trabajo investigativo, es la intensidad (A), la misma que va a ser medida mediante un amperímetro el cual se denota en la figura 53.



FIG 53. Amperímetro
Fuente: El autor

Asimismo el valor de voltaje (V), se mide en un voltímetro del cual se encuentra conformado el banco, que se indica en la figura 54.



FIG 54. Voltímetro
Fuente: El autor

ESQUEMA PARA PRÁCTICA APLICADA AL BANCO DE PRUEBAS HIDRÁULICO.

1. TEMA: Análisis de Funcionamiento del rodete de una bomba centrífuga

2. OBJETIVOS:

Analizar las curvas de funcionamiento del rodete de bomba centrífuga.

3. MATERIALES Y REACTIVOS

N°	MATERIALES	REACTIVOS
1	Cuaderno y esferográfico	Lubricante
2	Cámara fotográfica	
3	Mandil u overol de trabajo	
4	Franela	
5	Rodete construido	

ALGORITMO DE CÁLCULO PARA EL RODETE

METODOLOGÍA DE DISEÑO DEL RODETE	
Datos de diseñador	Datos fijos
$D_1 =$	$D_2 = 100 \text{ mm}$
$b_1 = b_2$	ancho máximo del rodete = 20 mm
$\beta_1 =$	$\omega = 3200 \text{ rpm}$
$\beta_2 =$	diámetro del eje = 20 mm
$t =$	
$z =$	

MODELOS MATEMÁTICOS UTILIZADOS			
Multiplicar los datos teóricos de diseño, de caudal y altura por los coeficientes de ajuste volumétrico $C_v = 0,52$ y de ajuste para la altura $CH = 0,27$, respectivamente.			
1	$u_1 = \omega \times r_1$	11	$u_2 = c_{2u} + x$
2	$u_2 = \omega \times r_2$	12	$\text{tang}\alpha_2 = c_{2m} / c_{2u}$
3	$\cos\beta_1 = u_1 / \omega_1$	13	$\text{sen}\alpha_2 = c_{2m} / c_2$
4	$\text{sen}\beta_1 = c_{1m} / \omega_1$	14	$u = \frac{1}{1 + \frac{\pi \text{sen}\beta_2}{2z \left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right)}}$
5	$Q^* = \pi \times D_1 \times k_1 \times b_1 \times c_{1m} = \pi \times D_2 \times k_2 \times b_2 \times c_{2m}$	15	$He, \infty = u_2 c_{2u} / g$
6	$k_1 = 1 - Nt / \pi D_1$	16	$He, z = u \times He, \infty$
7	$k_2 = 1 - Nt / \pi D_2$	17	$A = u_2^2 / g$
8	$Q^* = \pi \times D_1 \times k_1 \times b_1 \times c_{1m}$	18	$B = u_2 \cot \beta_2 / \pi g D_2 k_2 b_2$
9	$\text{sen}\beta_2 = c_{2m} / \omega_2$	19	$\tau = Q^* \rho (r_2 c_2 \cos\alpha_2 - r_1 c_1 \cos\alpha_1)$
10	$\text{tang}\beta_2 = c_{2m} / x$		

4. EQUIPOS Y HERRAMIENTAS.

- ❖ Banco de pruebas de rodets de bombas centrífugas
- ❖ Instrumento para medir las revoluciones en un motor.
- ❖ Multímetro tipo Pinza

5. PROCEDIMIENTO

TRABAJO PRÁCTICO

Paso 1.- Montaje del rodete construido en el banco de pruebas experimentales

Paso 2.- Revisar conexiones hidráulicas y eléctricas que estén en perfectas condiciones de uso.

Paso 3.- Mediante la válvula de regulación obtener diferentes puntos de funcionamiento registrando los datos de: Caudal (caudalímetro); Presiones de entrada y salida de la bomba; Voltaje, Intensidad y Revoluciones por minuto del motor. Proceder a registrarlos en la tabla de datos.

TRABAJO ANALÍTICO

Paso 4.- Calcular la altura manométrica, Potencia de accionamiento, Potencia hidráulica y rendimiento. Completar la tabla de datos.

Paso 5.- En un mismo plano construir las curvas características de funcionamiento de la bomba: Altura manométrica [$H_m = f(Q)$]; Rendimiento total [$\eta = f(Q)$]; y Potencia de accionamiento [$N_a = f(Q)$]; en función del caudal.

Paso 6.- Obtener los modelos matemáticos para cada una de las curvas de funcionamiento.

Paso 7.- Para el punto de rendimiento máximo: calcular el caudal de diseño (caudal medido), altura manométrica, rendimiento, potencias útil y de accionamiento y la velocidad específica. Verificar si es bomba radial.

W=3200 RPM.

DATOS PARA OBTENER CURVAS CARACTERÍSTICAS												
Número de vueltas de válvula de regulación de caudal	Presión de entrada (Pe)		Presión de salida (Ps)		Altura Manométrica Hm	Caudal Q		Voltaje	Intensidad	Potencia de Accionamiento (Na)	Potencia Útil de la Bomba (Nu)	Rendimiento total en %
	InHg	mca	PSI	mca	mca	(l/min)	(m ³ /seg)	V	A	kW	kW	

Paso 8.- En un mismo plano H, Q proceda a graficar las ecuaciones de la alturas teóricas $H_{e,\infty} = A - BQ$ y $H_{e,z} = \mu H_{e,\infty}$, mediante el algoritmo matemático descrito en esta práctica, se podrá calcular los valores de los coeficientes; μ , A y B.

Paso 9.- Para el punto de funcionamiento del sistema hidráulico, transcriba las curvas de altura manométrica H_m del paso 6 de la presente práctica, la curva de la instalación H_{mi} ecuación 60, a un mismo plano.

Paso 10.- Transcriba la curva: $H_{e,z} = A - BQ$, del paso 8 y la curva $H_m = A - BQ$ obtenida en el paso 6 de la presente práctica y realice las gráficas respectivas en un mismo plano.

Paso 11.- Calcule el torque hidráulico de diseño, a través del algoritmo matemático descrito en esta guía práctica.

$$\tau = \rho_{H_2O} \times Q^* \times r_2 \times c_2 u$$

Paso 12.- Calcule la velocidad real $c_2 u$, mediante la fórmula del caudal de diseño:

$$c_2 u = \frac{Q^*}{\pi D_2 b_2 k_2}$$

Nota: El Caudal de diseño Q^* es el real, tómesese el valor del PASO 7 de la presente práctica, el resto de datos son geométricos por lo cual son constantes, estos valores tómesese de los datos del diseñador el proceso de cálculo se encuentra en el algoritmo matemático que forma parte de esta práctica.

Paso 13.- Calcule los valores reales de:

$$\text{Torque hidráulico real } \tau = \rho_{H_2O} \times Q_m \times r_2 \times c_2 u$$

$$\text{Altura de Euler Real con infinito número de álabes } H_{e,\infty} = \frac{u_2 C_2 u}{g}$$

$$\text{Altura de Euler Real con finito número de álabes } H_{e,z} = \mu H_{e,\infty}$$

Utilizando el Q_m y $c_2 u$ del paso anterior. El resto de datos son constantes, tómesese del algoritmo descrito en esta práctica que indica el proceso de cálculo.

Paso 14.- Complete la tabla de resultados y calcule los errores absolutos y relativos para cada una de las variables hidráulicas indicada

Tabla de Resultados

VARIABLES HIDRÁULICAS	UNIDADES	VALORES DE DISEÑO (Vd)	VALORES REALES (Vr)	ERROR ABSOLUTO (Ea= Vd -Vr)	ERROR RELATIVO (%) Er = 100 Ea/Vd
Caudal de diseño Q^*	l/s				
Altura de Euler $H_{e,\infty}$	m				
Torque Hidráulico τ	Nm				

Paso 15.- Calcule el rendimiento Hidráulico del rodete $\eta_h = \frac{H_m}{H_{e,z}}$

La altura manométrica H_m tómesese del paso 7 (de la presente práctica), mientras que la altura de Euler con finito número de álabes $H_{e,z}$ tómesese del paso 11 (de la presente práctica).

6. RESULTADOS: (a elaborar por estudiante: incluir fotos, gráficas, modelos matemáticos obtenidos, tablas, procesos, metodologías, etc.)

Elaborar el esquema (Plano hidráulico) de la práctica.

7. CONCLUSIONES: (a elaborar por el estudiante: que responda a los objetivos y que sean precisos, no en forma cualitativa)

8. RECOMENDACIONES: (a elaborar por el estudiante)

9. PREGUNTAS DE CONTROL

9.1 Para una bomba centrífuga, describa los conceptos de Altura manométrica, Potencia Útil y Potencia de accionamiento. Enuncie sus formulaciones matemáticas.

9.2 Calcule el Torque Mecánico $\tau = \frac{N_a}{\omega}$ con la potencia de accionamiento del Paso 7 (de la presente práctica) y verifique su resultado con respecto al torque hidráulico Paso 11 (de la presente práctica) ¿En qué tanto por ciento varían?

9.3 ¿Describa las posibles causas por las que existe el error relativo entre las variables hidráulicas obtenidas entre lo teórico y lo práctico?

9.4 ¿Cómo se podría mejorar el máximo rendimiento de la bomba?

10. BIBLIOGRAFÍA

Anexo 8. Condiciones iniciales del banco de pruebas hidráulicas



Fuente: El autor

Anexo 9. Construcción del banco de pruebas hidráulicas

Acoplamiento de tubería y accesorios y empotramiento del banco de pruebas hidráulicas



Fuente: El autor

Anexo 10. Construcción del banco de pruebas hidráulicas

Alineación del motor, acoplamiento flexible, y chumaceras que transmiten movimiento a la bomba



Fuente: El autor

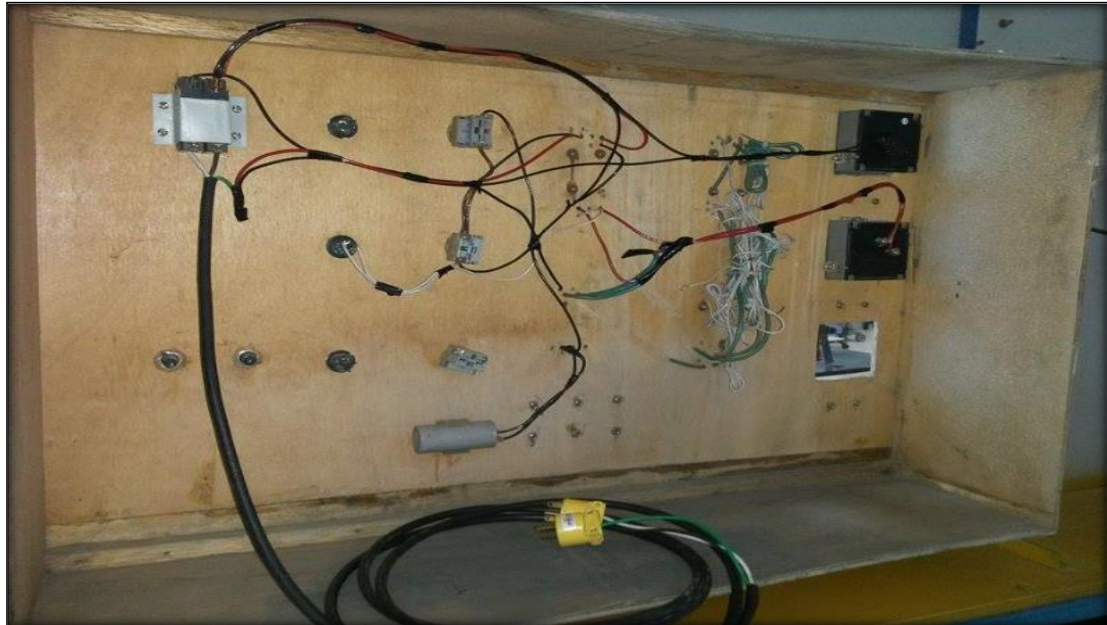
Anexo 11. Construcción del banco de pruebas hidráulicas

Instalación de la parte eléctrica, sistema de mando, control, protección y medición del banco de pruebas hidráulicas



Fuente: El autor

Anexo 12. Construcción del banco de pruebas hidráulicas
Parte eléctrica instalada en su totalidad



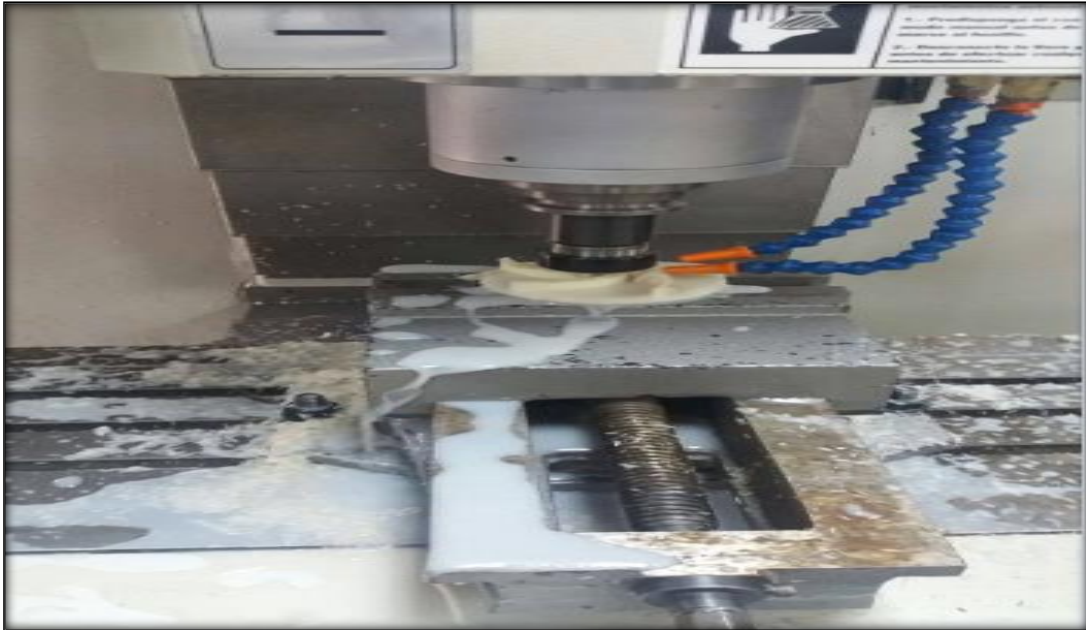
Fuente: El autor

Anexo 13. Construcción del banco de pruebas hidráulicas
Banco Construido



Fuente: El autor

Anexo 14. Construcción de rodets



Fuente: El autor

Anexo 15. Construcción de rodets

Rodets construidos



Fuente: El autor

Anexo 16. Ensayos de los rodetes, realizados en el banco de pruebas hidráulicas
Montaje del impulsor



Fuente: El autor

Anexo 17. Ensayos de los rodetes, realizados en el banco de pruebas hidráulicas
Impulsor montado



Fuente: El autor

Anexo 18. Ensayos de los rodets, realizados en el banco de pruebas hidráulicas, por alumnos del noveno módulo de la carrera de ingeniería electromecánica



Fuente: El autor

Anexo 19. Supervisión de ensayos de los rodets, realizados en el banco de pruebas hidráulicas, por alumnos del noveno módulo de la carrera de ingeniería electromecánica



Fuente: El autor

Anexo 20. Medición de velocidad de giro, mediante el tacómetro digital



Fuente: El autor