



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



REHABILITACIÓN DEL MÓDULO DE PRUEBAS PARA
TURBINA MICHELL BANKI Y SU EFICIENCIA EN TÉRMINOS
DEL DIAGRAMA DE OPERATIVIDAD EPIME UNA - PUNO

TESIS

PRESENTADA POR:

BRUNO JESÚS GALLEGOS CORREA

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

PUNO – PERÚ

2023



Reporte de similitud

NOMBRE DEL TRABAJO

REHABILITACIÓN DEL MÓDULO DE PRUEBAS PARA TURBINA MICHELL BANKI Y SU EFICIENCIA EN TÉRMINOS DEL DIAGRAMA DE OPERATIVIDAD EPIME UNA - PUNO

AUTOR

BRUNO JESÚS GALLEGOS CORREA

RECuento DE PALABRAS

28007 Words

RECuento DE CARACTERES

155463 Characters

RECuento DE PÁGINAS

187 Pages

TAMAÑO DEL ARCHIVO

7.6MB

FECHA DE ENTREGA

Dec 15, 2023 10:18 AM GMT-5

FECHA DEL INFORME

Dec 15, 2023 10:20 AM GMT-5

● 14% de similitud general

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para cada base de datos

- 13% Base de datos de Internet
- Base de datos de Crossref
- 7% Base de datos de trabajos entregados
- 1% Base de datos de publicaciones
- Base de datos de contenido publicado de Crossref

● Excluir del Reporte de Similitud

- Material bibliográfico
- Material citado
- Coincidencia baja (menos de 12 palabras)


Armando Tito Cruz Cabrera
ING. MECANICO - ELECTRICISTA
Reg. C.I.P. 49684
ASESOR


Dr. Fredy Bernardo Coyle Apaza
Vº Bº
SUB DIRECTOR (E) DE INVESTIGACIÓN EPIME

Resumen



DEDICATORIA

A mi madre Patrycia, por ser mi fuente de inspiración, por impulsarme a perseguir la excelencia y por enseñarme que los sueños se alcanzan con dedicación. Esta tesis es un testimonio de tu impacto duradero. Gracias por ser mi primera y más valiosa maestra, por ser mi ejemplo de tenacidad, por inculcarme la importancia del conocimiento. Este logro es tuyo tanto como mío. Con profunda gratitud.

Bruno Jesús Gallegos Correa



AGRADECIMIENTOS

A la Universidad Nacional del Altiplano, por haber contribuido a mi desarrollo profesional y académico.

Mi más sincero agradecimiento a mi Asesor y Director de Tesis, M. Sc. Armando Tito Cruz Cabrera, por su motivación, dedicación y orientación en el desarrollo de esta Tesis

Mi agradecimiento, a los miembros del Jurado, por su valioso aporte: MC. Walter Oswaldo Paredes Pareja, M. Sc. Leonel Marino Castillo Enríquez, M. Sc. Felipe Condori Chambilla.

Bruno Jesús Gallegos Correa



ÍNDICE GENERAL

	Pág.
DEDICATORIA	
AGRADECIMIENTOS	
ÍNDICE GENERAL	
ÍNDICE DE TABLAS	
ÍNDICE DE FIGURAS	
ÍNDICE DE ANEXOS	
ACRÓNIMOS	
RESUMEN	19
ABSTRACT.....	20
CAPÍTULO I	
INTRODUCCIÓN	
1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	23
1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	23
1.2.1. Pregunta general	23
1.2.2. Preguntas específicas	23
1.3. JUSTIFICACIÓN	24
1.4. HIPÓTESIS	25
1.4.1. Hipótesis general	25
1.4.2. Hipótesis específicas	26
1.4.2.1. Definiciones conceptuales.....	26
1.5. OBJETIVOS.....	27
1.5.1. Objetivo general.....	27
1.5.2. Objetivos específicos	27



CAPÍTULO II

REVISIÓN DE LITERATURA

2.1.	ANTECEDENTES	28
2.1.1.	A nivel internacional	28
2.1.2.	A nivel nacional	33
2.2.	MARCO TEÓRICO	35
2.2.1.	Concepto general de máquina hidráulica	35
2.2.2.	Clasificación de las máquinas hidráulicas	35
2.2.3.	Elementos de una turbomáquina hidráulica	40
2.2.4.	Clasificación y Tipos de Turbomáquinas Hidráulicas	40
2.2.5.	Turbina hidráulica	41
2.2.6.	Clasificación de las turbinas dependiendo de la presión	41
2.2.6.1.	Turbinas de acción	41
2.2.6.2.	Turbinas de reacción	42
2.2.7.	Clasificación de las turbinas según la dirección de entrada de agua	43
2.2.8.	Ecuación de Euler para turbomáquinas	45
2.2.9.	Triángulo de velocidades	46
2.2.10.	Turbina Michell-Banki	48
2.2.10.1.	Partes de la turbina Michell-Banki	50
2.2.10.2.	Rango de operación de las turbinas Michell-Banki	51
2.2.10.3.	Sistema inyector	53
2.2.10.4.	Rodete	53
2.2.10.5.	Importancia de la turbina Michell-Banki	54
2.2.11.	Solidworks Flow Simulation en el análisis de la dinámica de fluidos computacional (CFD)	57



CAPÍTULO III

MATERIALES Y MÉTODOS

3.1.	MÉTODO DE INVESTIGACIÓN	63
3.2.	DISEÑO DE INVESTIGACIÓN	64
3.3.	EVALUACIÓN DEL MÓDULO DE PRUEBAS	64
3.4.	DESCRIPCIÓN DEL DISEÑO HIDRÁULICO DE LA TURBINA	70
3.4.1.	Determinación del coeficiente de velocidad del inyector (K_c)	70
3.4.2.	Cálculo de las velocidades a la entrada y salida del rodete	71
3.4.3.	Eficiencia hidráulica de la turbina:.....	75
3.4.4.	Potencia en el eje de la turbina	76
3.4.5.	Diseño del rotor	78
3.4.6.	Diámetro exterior e interior del rotor.....	79
3.4.7.	Velocidad específica (NS)	80
3.4.8.	Número de álabes en el rotor	80
3.4.9.	Espesor de los álabes.....	81
3.4.10.	Geometría del álabe.....	82
3.4.11.	Fuerza hidráulica en el álabe	84
3.4.12.	Diámetro del eje.....	86
3.4.13.	Geometría del inyector.....	88
3.5.	SIMULACIÓN DEL SALTO BRUTO Y DETERMINACIÓN DEL SISTEMA DE BOMBEO	91
3.5.1.	Pérdidas de carga en las líneas de succión y descarga.....	94
3.5.2.	Selección del sistema de bombeo	100
3.5.3.	Selección del tipo de generador eléctrico.....	103



3.5.4. Accesorios adicionales.....	105
3.6. MÉTODO UTILIZADO EN SOLIDWORKS FLOW SIMULATION.....	113
CAPÍTULO IV	
RESULTADOS Y DISCUSIÓN	
4.1. MODELADO DEL MÓDULO DE PRUEBAS PARA TURBINA	
MICHELL-BANKI.....	117
4.1.1. Dimensionamiento del tanque metálico	121
4.1.2. Dimensionamiento de las líneas de succión y descarga	129
4.1.3. Dimensionamiento de la turbina Michell-Banki	132
4.2. SIMULACIÓN CFD (COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS) DE LA	
TURBINA	135
4.2.1. Entorno de análisis	136
4.2.2. Información básica del modelo 3D	136
4.2.3. Condiciones de Frontera:.....	137
4.2.4. Configuración de la malla	138
4.2.5. Condiciones ambientales iniciales para la simulación.....	141
4.2.6. Condiciones de contorno	142
4.2.7. Resultados Esperados (Analysis Goals)	144
4.3. RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN CFD EN LA TURBINA	150
4.3.1. Perfiles de distribución del fluido en la turbina.....	150
4.3.2. Curvas características para la turbina Michell-Banki de la EPIME	153
4.4. ANÁLISIS DE COSTOS	158
4.5. PROPUESTA DE ENSAYOS PARA EL MÓDULO DE PRUEBAS	
REHABILITADO	160
4.5.1. Objetivos de los ensayos.....	161



4.5.2. Equipos e instrumentos de medición a utilizar	161
4.5.3. Prueba de rendimiento para construir las curvas características:	163
4.5.3.1. Procedimiento	163
4.5.4. Análisis de los resultados para las pruebas realizadas.....	166
V. CONCLUSIONES.....	171
VI. RECOMENDACIONES	173
VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	174
ANEXOS.....	176

Área : Ingeniería Mecánica

Tema : Turbomáquinas

FECHA DE SUSTENTACIÓN: 20 de diciembre de 2023



ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1 Resumen de los parámetros hidráulicos para la turbina.....	78
Tabla 2 Parámetros en turbinas ensayadas en diferentes investigaciones	81
Tabla 3 Resumen de los parámetros geométricos para la turbina.....	88
Tabla 4 Dimensiones del inyector para diferentes diámetros del rodete	90
Tabla 5 Parámetros de cada componente de la línea de succión	95
Tabla 6 Parámetros de cada componente de la línea de succión	96
Tabla 7 Parámetros para la elección de la bomba	101
Tabla 8 Parámetros para la elección de la bomba	102
Tabla 9 Parámetros de operación de la bomba	103
Tabla 10 Especificaciones técnicas de los manómetros.....	107
Tabla 11 Especificaciones del Dinamómetro de torsión modelo MTT03-100.....	110
Tabla 12 Especificaciones técnicas motor trifásico 12.5hp 1800rpm WEG.....	111
Tabla 13 Especificaciones del variador de frecuencia	112
Tabla 14 Componentes del módulo para turbina Michell-Banki EPIME.....	117
Tabla 15 Elementos del tanque metálico	122
Tabla 16 Componentes del soporte metálico para la turbina	125
Tabla 17 Componentes de la línea de succión	129
Tabla 18 Componentes de la línea de descarga	131
Tabla 19 Parámetros de diseño de la turbina Michell-Banki	133
Tabla 20 Configuración del entorno de SOLIDWORKS Flow Simulation.....	136
Tabla 21 Información del modelado y proyecto	136
Tabla 22 Dominio computacional para la turbina.....	137
Tabla 23 Dimensiones de la malla para la simulación.....	138



Tabla 24	Resultados del análisis de la malla.....	139
Tabla 25	Opciones de cálculo físico adicionales	140
Tabla 26	Condiciones ambientales iniciales	141
Tabla 27	Condición de rotación para la simulación.....	143
Tabla 28	Condición de flujo volumétrico a la entrada de la turbina.....	143
Tabla 29	Condición de presión ambiental a la salida de la turbina.....	144
Tabla 30	Resultados de los objetivos globales y de superficie	149
Tabla 31	Análisis de los resultados cuando el caudal es constante	154
Tabla 32	Procedimientos iniciales para las pruebas.....	163
Tabla 33	Tabla para el registro de datos en las pruebas.....	166



ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1 Esquema de una transmisión hidráulica	37
Figura 2 Esquema de una bomba centrífuga.....	38
Figura 3 Máquinas volumétricas o de desplazamiento positivo	39
Figura 4 Bombas volumétricas rotativas.....	39
Figura 5 Entrada de agua al rotor de una turbina de acción.....	42
Figura 6 Entrada de agua al rotor de una turbina de reacción	43
Figura 7 Entrada de agua al rotor en una turbina axial	44
Figura 8 Entrada de agua al rotor en una turbina radial.....	44
Figura 9 Entrada de agua al rotor en una turbina tangencial	45
Figura 10 Triángulos de velocidad a la entrada y salida del rodete.....	47
Figura 11 Turbina Michell-Banki de la casa OSSBERGER	50
Figura 12 Partes de la turbina Michell-Banki	50
Figura 13 Rango de aplicación de distintos tipos de turbinas.....	52
Figura 14 Malla cartesiana estructurada	59
Figura 15 Celda parcial con dos volúmenes de control (CV) en su interior.....	59
Figura 16 Presentación de la geometría del modelo CAD (izquierda) dentro de una celda parcial (derecha) cuando esta incluye dos caras y una arista del sólido	60
Figura 17 Representación de la malla de la geometría CAD con resolución de aristas del sólido en celdas parciales	61
Figura 18 Malla de la geometría CAD después de haber sido refinada.....	62
Figura 19 Módulo de pruebas turbina Michell-Banki EPIME.....	65
Figura 20 Estado actual del tanque metálico	66
Figura 21 Turbina Michell-Banki del módulo de pruebas	66
Figura 22 Bomba centrífuga del módulo de pruebas	67
Figura 23 Motor de inducción trifásico del módulo	67
Figura 24 Soporte metálico de la turbina	68
Figura 25 Línea de succión	69
Figura 26 Línea de descarga	69
Figura 27 Triángulo de velocidades turbina Michell-Banki EPIME	74



Figura 28	Rodete Michell-Banki de la EPIME.....	79
Figura 29	Radio de curvatura del álabe	82
Figura 30	Perfiles para inyectores turbinas Michell-Banki	89
Figura 31	Perfil del inyector y álabe directriz	91
Figura 32	Simulación del salto bruto de altura	92
Figura 33	Componentes del módulo de pruebas para turbina Michell-Banki EPIME	94
Figura 34	Línea de succión del módulo	95
Figura 35	Línea de descarga del módulo	96
Figura 36	Curvas de operación a 60 Hz.....	101
Figura 37	Rangos de operación a 60 Hz	102
Figura 38	Sistema de transmisión	103
Figura 39	Datos técnicos del motor de inducción.....	105
Figura 40	Motor eléctrico DELCROSA	105
Figura 41	Manómetro lleno con aceite de conexión inferior	107
Figura 42	Tacómetro SKF TKRT 10	108
Figura 43	Dinamómetro de torsión MARK-10 modelo MTT03-100.....	109
Figura 44	Motor trifásico 12.5hp 1800rpm WEG	111
Figura 45	Variador de frecuencia ALTIVAR 610	112
Figura 46	Modelo 3D del módulo de pruebas para turbina Michell-Banki EPIME.	118
Figura 47	Grupo turbina-motor de inducción	118
Figura 48	Vista lateral del módulo de pruebas	119
Figura 49	Vista frontal del módulo de pruebas.....	119
Figura 50	Vista de planta del módulo de pruebas	119
Figura 51	Vista de planta de la turbina	120
Figura 52	Corte transversal C-C del módulo de pruebas	120
Figura 53	Corte transversal turbina Michell-Banki	121
Figura 54	Tanque metálico del módulo de pruebas para turbina Michell-Banki	121
Figura 55	Vista frontal del tanque metálico.....	122
Figura 56	Vista lateral del tanque metálico	122
Figura 57	Vista de planta del tanque metálico	123
Figura 58	Corte transversal A-A del tanque metálico	123
Figura 59	Detalle K tanque metálico	123
Figura 60	Plancha PL-02 tanque metálico	124
Figura 61	Vista frontal PL-02 tanque metálico.....	124



Figura 62	Desarrollo PL-02 tanque metálico.....	124
Figura 63	EST-01 Soporte metálico para la turbina	125
Figura 64	Vista de planta soporte metálico para la turbina	125
Figura 65	Vista frontal soporte metálico para la turbina	126
Figura 66	Plancha PL-01	126
Figura 67	Dimensiones de la plancha PL-01	126
Figura 68	Base del tanque metálico	127
Figura 69	Dimensiones de la base del tanque metálico	127
Figura 70	Soporte del motor SO-02.....	128
Figura 71	Vista de planta soporte del motor SO-02	128
Figura 72	Vista frontal soporte del motor SO-02	128
Figura 73	Modelo 3D de la línea de succión	129
Figura 74	Vista de planta línea de succión	130
Figura 75	Vista frontal línea de succión	130
Figura 76	Modelo 3D de la línea de descarga.....	131
Figura 77	Vista de planta línea de descarga.....	132
Figura 78	Vista lateral línea de descarga	132
Figura 79	Modelo 3D de la turbina Michell-Banki	133
Figura 80	Corte transversal O-O de la turbina Michell-Banki	134
Figura 81	Vista frontal de la turbina Michell-Banki.....	134
Figura 82	Vista isométrica del rodete	135
Figura 83	Vista frontal del rodete	135
Figura 84	Dominio computacional para la turbina	137
Figura 85	Condiciones iniciales y ambientales.....	142
Figura 86	Perfil de distribución de las velocidades en la turbina	151
Figura 87	Perfil de distribución de las presiones en la turbina	152
Figura 88	Perfil de distribución de las presiones relativas en la turbina	152
Figura 89	Perfil de distribución de temperatura en la turbina	153
Figura 90	Velocidad vs. Potencia a un caudal constante	154
Figura 91	Velocidad vs. torque a un caudal constante.....	156
Figura 92	Velocidad vs. eficiencia a un caudal constante	157
Figura 93	Módulo de pruebas rehabilitado para turbina Michell-Banki EPIME.....	161
Figura 94	Gráfica Potencia vs Caudal	168
Figura 95	Gráfica Torque vs Caudal.....	168



Figura 96	Gráfica Eficiencia vs Caudal	169
Figura 97	Gráfica Potencia vs Velocidad	169
Figura 98	Gráfica torque vs Velocidad	170
Figura 99	Gráfica Eficiencia vs Velocidad	170



ÍNDICE DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO 1: Plano 001-2023 módulo de pruebas ensamble general	176
ANEXO 2: Plano 002-2023 módulo de pruebas tanque metálico.....	177
ANEXO 3: Plano 003-2023 tanque metálico-elementos.....	178
ANEXO 4: Plano 004-2023 líneas de tuberías	179
ANEXO 5: Plano 005-2023 módulo de pruebas ensamble turbina.....	180
ANEXO 6: Catálogo de bombas centrífugas HIDROSTAL para el modelo 65-250.	181
ANEXO 7: Declaración jurada de autenticidad de tesis.....	186
ANEXO 8: Autorización para el depósito de tesis en el Repositorio Institucional....	187



ACRÓNIMOS

CFD:	Dinámica de fluidos computacional
CV:	Volumen de control
CAE:	Análisis de Elementos Finitos
EFD:	Dinámica de fluidos de ingeniería
OLADE:	Organización Latinoamericana de Energía
K_C :	Coefficiente de velocidad del inyector
K_u :	Coefficiente de velocidad tangencial
K_f :	Coefficiente de velocidad relativa
α_1 :	Ángulo de ataque alfa a la entrada del rodete
β_1 :	Ángulo de ataque beta a la entrada del rodete
α_2 :	Ángulo de ataque alfa a la salida del rodete
β_2 :	Ángulo de ataque beta a la salida del rodete
V_1 :	Velocidad absoluta a la salida del inyector
U_1 :	Velocidad tangencial a la salida del inyector
W_1 :	Velocidad relativa a la salida del inyector
V_2 :	Velocidad absoluta a la salida del rodete
U_2 :	Velocidad tangencial a la salida del rodete
W_2 :	Velocidad relativa a la salida del rodete
η_h :	Eficiencia hidráulica
η_t :	Eficiencia en el eje
P_h :	Potencia hidráulica
P_{eje} :	Potencia en el eje
D_e :	Diámetro exterior del rotor



D_i :	Diámetro interior del rotor
B_r :	Ancho del rotor
N_s :	Velocidad específica
N :	Número de revoluciones de giro de la turbina en RPM
Z :	Número de álabes
e_p :	Espesor del álabe
r :	Radio de curvatura de los álabes
φ :	Ángulo de curvatura de los álabes
d_{max} :	Diámetro máximo del eje
d :	Diámetro del eje de la turbina
M_{max} :	Momento flector máximo que se presenta en el eje
Y :	Ancho del inyector
H_f :	Pérdida de carga por fricción
H_L :	Pérdida de carga en los accesorios
K_L :	Coefficiente de resistencia de cada accesorio
K :	Coefficiente de resistencia a la fricción del agua
Z_B :	Salto bruto
T :	Torque en el eje de la turbina en $N \cdot m$



RESUMEN

La presente Tesis, titula “Rehabilitación del módulo de pruebas para Turbina Michell Banki y su eficiencia en términos del diagrama de operatividad EPIME UNA - PUNO”, permitió modelar y simular el flujo de agua del módulo para Turbina Michell-Banki y determinar la factibilidad de rehabilitación, en términos del programa *SOLIDWORKS Flow Simulation*; además de establecer su eficiencia, en términos de la simulación CFD (Computational Fluid Dynamics) y determinar su posibilidad de reparación. El método de investigación fue Hipotético-deductivo; se trabajó con un diseño cuasi experimental-instrumental de modelamiento y simulación CFD. La parte cuasi experimental consiste en modelar y simular el funcionamiento del módulo. Mediante el método de observación directa y registro documental de datos, se describió el estado de cada uno de los componentes. A través del cálculo de los parámetros geométricos, dinámicos e hidráulicos y la selección de diferentes equipos electromecánicos, se ha modelado y simulado el flujo de agua de $0,024 \text{ m}^3/\text{s}$ y la altura neta de 24 m ; con los indicadores de velocidad, presión, torque y temperatura; habiéndose determinado que es factible rehabilitar el módulo para Turbina Michell-Banki de la EPIME. La simulación CFD permitió establecer relaciones entre la eficiencia y la velocidad, presión, altura, potencia de la turbina, del mismo modo se determinó que, la eficiencia en el eje de la turbina es de $\eta_t = 0,73$. Se ha determinado que, en términos económicos y técnicos, es factible la reparación del módulo de pruebas para la turbina Michell-Banki. El costo para la rehabilitación asciende a S/. 30.736,48 considerando costos para el ensamblaje, costos de fabricación y costos para la adquisición de equipos electromecánicos.

Palabras Clave: Rehabilitación, turbinas Michell-Banki, curvas de operatividad, eficiencia, disponibilidad.



ABSTRACT

The present thesis, entitled "Rehabilitation of the testing module for Michell Banki Turbine and its efficiency in terms of the EPIME UNA - PUNO operational diagram," allowed modeling and simulating the water flow of the Michell-Banki Turbine module and determining the feasibility of rehabilitation, in terms of the SOLIDWORKS Flow Simulation program. Additionally, it established its efficiency in terms of Computational Fluid Dynamics (CFD) simulation and determined the possibility of repair. The research method was Hypothetico-deductive, employing a quasi-experimental-instrumental design for modeling and CFD simulation. The quasi-experimental part involves modeling and simulating the module's operation. Through direct observation and documentary data recording, the state of each component was described. By calculating geometric, dynamic, and hydraulic parameters and selecting different electromechanical equipment, the water flow of $0,024 \text{ m}^3/\text{s}$ and net head of 24 m were modeled and simulated. Key indicators such as velocity, pressure, torque, and temperature were considered, determining the feasibility of rehabilitating the Michell-Banki Turbine module at EPIME. CFD simulation established relationships between efficiency and speed, pressure, height, and turbine power, concluding that the efficiency at the turbine shaft is $\eta_t = 0,73$. It was found that, economically and technically, repairing the Michell-Banki Turbine testing module is feasible. The rehabilitation cost amounts to S/. 30.736,48 considering assembly, manufacturing, and electromechanical equipment acquisition costs.

Keywords: Rehabilitation, Michell Banki turbines, operating curves, efficiency, availabil



CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

La Ingeniería Mecánica Eléctrica, es una profesión que presta los mayores servicios para el desenvolvimiento de la vida social humana; está íntimamente relacionada con la tecnología, especialmente con la invención y operatividad de sistemas mecánicos y maquinarias en general.

Desde esta perspectiva la investigación partió de la idea de aplicar un programa de modelación y simulación CFD (Computational Fluid Dynamics) con el que, se pudiera proponer la reparación y puesta en funcionamiento del módulo de turbinas Michell-Banki de la escuela profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad Nacional del Altiplano. La Investigación se realizó mediante el método hipotético-deductivo, que, se apoya en la teoría científica y el desempeño de la profesión de ingeniero para la adaptabilidad ante el incesante perfeccionamiento de los procesos profesionales. Es descriptiva y empírico-analítica de diagramas característicos del módulo de turbinas Michell-Banki. Se utilizó el método tecnológico que implicó un conjunto de etapas necesarias para idear, diseñar y producir la investigación, mediante la aplicación de modelación y simulación CFD en *SOLIDWORKS Flow Simulation*. El objetivo fundamental fue, modelar y simular el flujo de agua del módulo para Turbina Michell-Banki y determinar la factibilidad de rehabilitación de este tipo de turbina en términos del programa *SOLIDWORKS Flow Simulation*. se aplicó el diseño usado en la profesión ingenieril y trabajo tecnológico; que permitió sintetizar las complejas acciones y operaciones destinadas a la posibilidad de poner en funcionamiento el módulo. Este procedimiento de trabajo tecnológico consistió en seguir una secuencia de acciones que en el caso de esta investigación se orientó a modelar y simular el funcionamiento de un



objeto particular que varía en amplitud, frecuencia y velocidad. “El método de trabajo tecnológico usado en esta investigación está recomendado para aplicarse en los procesos productivos o de prestación de servicios, es útil para atender las exigencias que en el orden social se imponen a la actuación del trabajo profesional de ingeniero” (Morasén, J, 2003).

La turbina de flujo cruzado vio su origen en 1903 gracias al ingeniero australiano Anthony George Maldon Michell, quien tomó inspiración de la teoría empleada por el inventor de la rueda hidráulica, Jean-Victor Poncelet, para desarrollar tanto teórica como experimentalmente esta máquina (Romero et al., 2020).

Posteriormente el profesor húngaro Donat Banki llevó a cabo una investigación exhaustiva y detallada sobre el funcionamiento de esta turbina. Como resultado de su trabajo, a través de varias publicaciones, especificó que, para lograr la máxima eficiencia de esta máquina, se debe minimizar al máximo el ángulo de orientación del chorro al entrar en contacto con el álabe. Partiendo de esta premisa, Banki determinó de manera teórica los ángulos de entrada y salida del rotor, la curvatura de los álabes y la manera en que el fluido fluye a través de la turbina. (Zarate et al., 1987). La turbina fue perfeccionada mecánica e hidráulicamente y comercializada a escala industrial por la compañía alemana Ossberger, la cual desde 1933 posee una patente de aprovechamiento del diseño desarrollado (Staniscia, 1990).

La investigación propuso modelar y simular el flujo de agua del módulo para Turbina Michell-Banki y buscar la factibilidad de rehabilitación de este tipo de turbina en términos del programa *SOLIDWORKS Flow Simulation*; también se enfocó en conocer la eficiencia del módulo, en términos de la simulación CFD.



1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica se requiere contar con un laboratorio debidamente implementado con instrumentos, máquinas, sistemas que faciliten el proceso de enseñanza aprendizaje de la profesión. Se da el caso que la Turbina Michell-Banki, que fuera adquirida para las prácticas de los estudiantes está deteriorada y presenta problemas de funcionamiento debido a que muchos de sus más importantes elementos constitutivos se encuentran inoperativos, por falta de mantenimiento, por maltrato y ausencia de capacitación en sus operadores. La referida turbina, en el actual estado está totalmente inutilizada y no presta ningún servicio que favorezca la enseñanza aprendizaje en la Escuela; por consiguiente, es de necesidad investigar si existe la posibilidad de utilizar la modelación y simulación CFD y aplicarla en la reparación y puesta en funcionamiento del módulo para turbinas Michell-Banki. En este contexto, el presente proyecto pretende dar respuesta a las siguientes interrogantes:

1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

1.2.1. Pregunta general

¿Será factible, modelar y simular el flujo de agua de $0,024 \text{ m}^3/\text{s}$ y la altura neta de 24 m mediante el programa *SOLIDWORKS Flow Simulation* con los indicadores de velocidad, presión, temperatura y densidad para, a su vez, determinar la posibilidad de simular la operatividad del módulo para Turbina Michell-Banki de la EPIME así como su factibilidad de rehabilitación?

1.2.2. Preguntas específicas

- ¿La simulación CFD permitirá establecer relaciones entre la eficiencia y la velocidad, presión, altura, potencia de la turbina Michell-Banki?



- ¿Es posible determinar en términos económicos y técnicos, la factibilidad de reparación del módulo para turbina Michell-Banki, e identificar los requerimientos para tal fin?

1.3. JUSTIFICACIÓN

Las turbinas Michell-Banki, también conocidas como turbinas de flujo cruzado, son máquinas hidráulicas utilizadas para la producción y generación de energía en proyectos hidroeléctricos a pequeña escala.

La turbina de flujo cruzado fue creada en 1903 por el ingeniero australiano Anthony George Maldon Michell, quien se inspiró en la teoría usada por el creador de la rueda hidráulica, para diseñar teórica y experimentalmente esta máquina. Posteriormente el profesor húngaro Donat Banki realizó un trabajo extenso y profundo del funcionamiento de esta turbina.

La rehabilitación de las turbinas hidráulicas de las centrales eléctricas existentes es un tema importante debido al bajo rendimiento, la escasa fiabilidad, los intervalos de mantenimiento frecuentes y las propiedades de cavitación no deseadas de las turbinas antiguas de las centrales. Los proyectos de rehabilitación aumentaron en todo el mundo para mejorar los diseños de turbinas y alcanzar las características de rendimiento deseadas.

El presente proyecto, hace una propuesta de modelamiento y simulación CFD del Módulo de pruebas para turbinas Michell Banki, particularmente de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica que simula el funcionamiento de una pequeña central hidroeléctrica y que, además permitirá disponer de una herramienta para capacitar e incentivar a los estudiantes de esta Escuela y optimizar el servicio que presta



el laboratorio de Ingeniería Mecánica I de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad Nacional del Altiplano Puno.

El proyecto se justifica en los siguientes criterios:

Pertinencia: la investigación es pertinente porque corresponde al campo de la ingeniería mecánica eléctrica y tiene como objeto de investigación el modelamiento y simulación CDF de equipos electromecánicos que requieren ser rehabilitados para el cumplimiento de su función.

Conveniencia: la investigación permitirá la divulgación y utilización del modelamiento y simulación CDF para la rehabilitación de módulos de turbinas Michell-Banki que servirán para los fines generación eléctrica.

Impacto social: la investigación permitirá la reparación de turbinas Michell-Banki, allí donde exista necesidad energética y aprovechamiento hídrico. Además, su impacto social favorecerá a los estudiantes de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica eléctrica. Valor teórico-práctico: el valor teórico-práctico de la investigación radica en el reforzamiento del conocimiento científico respecto a turbo-máquinas y a sus posibles aplicaciones en el campo de la ingeniería.

1.4. HIPÓTESIS

1.4.1. Hipótesis general

La modelación y simulación del flujo de agua del módulo para Turbina Michell-Banki permite determinar la factibilidad de rehabilitación de este tipo de turbinas, en términos del programa SOLIDWORKS Flow Simulation con los indicadores de velocidad, presión, temperatura y densidad para, a su vez,



determinar la posibilidad de simular la operatividad del módulo para Turbina Michell-Banki de la EPIME, así como su factibilidad de rehabilitación.

1.4.2. Hipótesis específicas

- La eficiencia del módulo para Turbina Michell-Banki, se determina en términos de la simulación CFD.
- Es factible, en términos económicos y técnicos reparar el módulo de la turbina Michell-Banki de la EPIME.

1.4.2.1. Definiciones conceptuales

La modelación y simulación CDF: es el área de conocimiento computacional que trata sobre la representación dinámica y numérica del comportamiento de fluidos.

Módulo: en esta investigación la palabra módulo se utiliza para referirse a un circuito cerrado de equipos hidráulicos.

Turbina Michell-Banki: es una turbo-máquina de flujo cruzado y admisión parcial

Factibilidad de rehabilitación: es la posibilidad de rehabilitar y poner operativa una turbomáquina tipo Michell-Banki

Programa SOLIDWORKS Flow Simulation: es un programa computacional que realiza simulaciones precisas de fluidos con recursos avanzados de modelado.

Eficiencia del módulo: la eficiencia del módulo de pruebas para turbinas se define como la medida de su capacidad para convertir de



manera efectiva la energía cinética contenida en el flujo de fluido de entrada en potencia mecánica de salida utilizable. Se calcula comparando la potencia mecánica de salida generada por la turbina con la energía cinética total del fluido de entrada, expresada como un porcentaje. Una eficiencia más alta indica una conversión más eficiente de la energía del fluido en potencia mecánica, lo que refleja la calidad y rendimiento del módulo en la evaluación del desempeño de las turbinas en un entorno controlado de pruebas.

1.5. OBJETIVOS

1.5.1. Objetivo general

Modelar y simular el flujo de agua de $0,024 \text{ m}^3/\text{s}$ y la altura neta de 24 m mediante el programa *SOLIDWORKS Flow Simulation* con los indicadores de velocidad, presión, temperatura y densidad, para determinar la posibilidad de simular la operatividad del módulo para Turbina Michell-Banki de la EPIME así como su factibilidad de rehabilitación.

1.5.2. Objetivos específicos

- Determinar si la simulación CFD permite establecer relaciones entre la eficiencia y la velocidad, presión, altura, potencia de la turbina, para a su vez determinar la eficiencia en el eje de la turbina.
- Determinar en términos económicos y técnicos, la factibilidad de reparación del módulo para turbina Michell-Banki, e identificar los requerimientos para tal fin.



CAPÍTULO II

REVISIÓN DE LITERATURA

2.1. ANTECEDENTES

2.1.1. A nivel internacional

(Marchegiani & Kurtz, 2019) en su artículo titulado “*Comprobación de algunas Hipótesis de Diseño de una Turbina de Flujo Transversal o Michell-Banki, mediante CFD*” presentan la validación de hipótesis de diseño en una turbina Michell-Banki a través de simulaciones numéricas 3D. El estudio utiliza un diseño previamente desarrollado por el Laboratorio de Máquinas Hidráulicas de la Universidad Nacional del Comahue. Las simulaciones se realizaron empleando un modelo de flujo turbulento y un modelo de turbulencia k-e. Los objetivos principales incluyen evaluar la validez de las hipótesis de diseño, como el principio de funcionamiento de la turbina y los ángulos presentes en los triángulos de velocidades. Las simulaciones se llevaron a cabo utilizando el software ANSYS-FLUENT y el método de volúmenes finitos (FVM) para resolver el flujo permanente incompresible.

(Romero et al., 2020) en su artículo titulado “Consideraciones de diseño de una turbina Michell-Banki.” se centra en las consideraciones de diseño de turbinas Michell-Banki, máquinas hidráulicas utilizadas en la generación de energía en proyectos hidroeléctricos a pequeña escala. El estudio proporciona información detallada sobre las características principales de estas turbinas, sus componentes y su principio de funcionamiento. Además, se destaca la importancia de investigaciones previas para mejorar la eficiencia de estas turbinas y



aprovechar al máximo el recurso hídrico disponible. El artículo también examina el uso y la aplicación de las turbinas Michell-Banki, especialmente en el contexto colombiano, donde se explora el potencial para proporcionar energía en áreas que carecen de servicio eléctrico y tienen acceso a recursos hídricos. Por último, se presentan consideraciones cruciales para el diseño de este tipo de turbinas.

(Galarza, 2015) en su tesis titulada “Metodología para el diseño de turbinas en pequeñas centrales hidroeléctricas con capacidad menor a 10 MW- con ejemplo de aplicación” se enfoca en el desarrollo de una metodología para el diseño de turbinas Francis en centrales hidroeléctricas con capacidad menor a 10 MW, y proporciona un ejemplo de aplicación. El proyecto se divide en 5 capítulos que abordan temas como la hidroelectricidad, los principios de funcionamiento de las centrales hidroeléctricas, el análisis de las turbinas Francis, el desarrollo y diseño de una hoja de cálculo basada en los procesos y criterios descritos, y una descripción de las características de un proyecto de aprovechamiento hidroeléctrico con capacidad instalada menor a 10 MW. El trabajo culmina con conclusiones y recomendaciones que destacan la importancia de implementar laboratorios en la facultad de ingeniería mecánica para optimizar el desarrollo de la explotación de los recursos hídricos en el país.

(Sammartano et al., 2013) en su artículo titulado “Banki-Michell Optimal Design by Computational Fluid Dynamics Testing and Hydrodynamic Analysis” se centra en el campo de la energía hidroeléctrica y en particular en el diseño de turbinas Banki-Michell. Estas turbinas son relevantes en la explotación de fuentes de energía pequeñas debido a su eficiencia y simplicidad, lo que las hace adecuadas para condiciones de carga variable. El artículo aborda la necesidad de un marco teórico que permita un diseño secuencial de los parámetros de estas



turbinas, aprovechando las capacidades computacionales actuales. Para lograr esto, los autores proponen un enfoque de dos pasos. En el primer paso, se seleccionan los ángulos iniciales y finales de las palas, el diámetro exterior del rodete y la forma de la tobera mediante un análisis hidrodinámico simplificado. En el segundo paso, se determina el diámetro interior, el número de palas y su forma utilizando simulaciones de dinámica de fluidos computacional (CFD) basadas en valores de referencia de la literatura. El objetivo es lograr una alta eficiencia no solo para el caudal de diseño, sino también para un amplio rango de variabilidad en torno al valor de diseño. Los resultados de este enfoque se presentan y discuten en el artículo, proporcionando una guía valiosa para el diseño óptimo de turbinas Banki-Michell en el contexto de la energía hidroeléctrica. Este artículo es una contribución significativa para aquellos interesados en mejorar la eficiencia y el rendimiento de turbinas hidroeléctricas en proyectos de energía pequeños.

(Picone et al., 2023) en su artículo titulado “Banki-Michell Optimal Design by Computational Fluid Dynamics Testing and Hydrodynamic Analysis” presentan una nueva turbina de tipo flujo cruzado llamada "Ultra-low Power Recovery System (UL-PRS)" y valida su geometría y criterios de diseño en una amplia gama de condiciones operativas mediante análisis numéricos 2D realizados con el software ANSYS Fluent. Esta nueva solución se destaca por su simplicidad en comparación con las turbinas de tornillo de Arquímedes o tipo Kaplan, y logra una eficiencia similar. El artículo también incluye una comparación de costos entre la turbina UL-PRS y las turbinas Kaplan y de flujo cruzado en un estudio de caso en la planta de tratamiento de agua principal de la ciudad de Palermo, Italia. Este artículo es una referencia valiosa para aquellos



interesados en el diseño y desarrollo de turbinas de flujo cruzado para condiciones de baja caída de agua, lo que lo convierte en un antecedente importante para investigaciones posteriores relacionadas con la optimización de turbinas hidroeléctricas en proyectos de baja potencia.

(Villagrán, 2007) en su tesis titulada “Metodología para la rehabilitación y repotenciación de pequeñas centrales hidroeléctricas” presenta un formato estereotipado para los estudios de factibilidad referente a proyectos de generación eléctrica mediante pequeñas Centrales Hidroeléctricas; para determinar la factibilidad técnica, social y económica de la rehabilitación y fortalecimiento de la Central Hidroeléctrica La Merced de Buenos Aires. A través de la aplicación de pequeñas centrales en zonas aisladas.

(Girón, 2007) desarrolla “una investigación para obtener la rehabilitación y el aumento de la potencia para la operación de las centrales hidroeléctricas: Cucumacayán, Milingo y San Luis II, implementando un equipo automatizado”.

(Vega, 2016) describe “la rehabilitación de una central hidroeléctrica para la que se realizan una serie de pasos:

- Reconocimiento de las partes de la hidroeléctrica que aún son funcionales y la recuperación de aquellas que estén fallando.
- Cálculo de los límites de la central hidráulica en las que se trabaja, caudal nominal y salto neto nominal, de modo que a partir de estos datos se puede a través de sucesivos cálculos estimar cual es la potencia nominal y el caudal nominal a instalar más conveniente.
- Elección del tipo de turbina adecuada para la instalación. - Cálculo de diferentes partes de la instalación como pueden ser chimeneas de



equilibrio y tornillería en la tubería forzada además de pre diseños de la turbina y reductor.

- Estudio de seguridad e higiene en el trabajo y estudio de impacto medioambiental.
- Evaluación de costos.
- Estudio de viabilidad del proyecto”

(Calvo & Couce, 2013) proponen “realizar un estudio de factibilidad, tanto técnica como económica, que acredite realizar la rehabilitación para iniciar el funcionamiento de nuevo de la central hidroeléctrica de Ventureira. Para ello se toma al principio las antiguas instalaciones de la minicentral para utilizarlas en lo posible, que aún están operativas”.

(Moncayo, 2019) “realizó estudios con la finalidad de rehabilitar la minicentral de hidroeléctrica Valladolid”; identificó las condiciones para generar energía eléctrica e interconectarse al sistema eléctrico de potencia de la Empresa Eléctrica Regional del Sur S.A de esa localidad. La presente investigación se relaciona con el trabajo de Mocayo que busco rehabilitar una minicentral hidroeléctrica al igual que nosotros proponemos modelar y simular el módulo de turbinas Michell-Banki para que a futuro sea reparada y entre en funcionamiento, lo que condice con el trabajo de (Leiva et al., 2007) que desarrollo “una estrategia para la Rehabilitación de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas, estrategia que es una muy buena herramienta que puede ser seguida por los propietarios de Centrales que buscan obtener el mejor comportamiento de sus centrales”.



2.1.2. A nivel nacional

La investigación encuentra antecedentes en la revista “Soluciones Prácticas” (ITDG, 1989) en el artículo titulado “Microcentral Hidroeléctrica Piloto de Obrajillo. Lima: Tecnología intermedia, ITDG.” Menciona “que en el año 1967 el Ing. Federico Coz Pancorbo, docente de la Universidad Nacional de Ingeniería (U.N.I.), utilizó una turbina Michell Banki de 20 kW de potencia en la instalación de la Minicentral Hidroeléctrica de Obrajillo, provincia de Canta, Lima”.

(Carhuamaca, 2014) en su tesis titulada “Configuración del rodete para mejorar la producción de energía eléctrica con turbinas Michell - Banki”. Investigó la mejora de la producción de energía eléctrica en turbinas Michell-Banki mediante la manipulación de factores como el ancho por admisión parcial, velocidad del rodete y el ángulo del álabe directriz. La investigación utilizó simulaciones en ANSYS y análisis estadísticos, demostrando una relación significativa entre la producción de energía eléctrica y los factores mencionados. Estos hallazgos proporcionan una base sólida para el estudio actual sobre, además concluyó que el incremento de la producción de las minicentrales hidroeléctricas sirve como un recurso mediante el cual se aprovecha al máximo los recursos renovables y se disminuye la contaminación ambiental que generan las grandes centrales hidráulicas; del mismo modo encontró que el aprovechamiento referido mejora la tecnología nacional en la construcción de este tipo de centrales hidráulicas.

Otra investigación relacionada con nuestro trabajo la realizó (Milla, 2015) en su tesis titulada “Diseño De Una Turbina Michell Banki Para Su



Implementación En El Banco De Ensayos De Turbinas Del Laboratorio De Energía”. Concluyó: “diseñar una turbina Michell Banki para combinarla al actual banco de pruebas de turbinas del laboratorio de energías de la Pontificia Universidad Católica del Perú”.

(Egusquiza & Sanchez, 2009) en su tesis titulada “Diseño de un Banco de Pruebas para Turbinas Michell Banki para el Laboratorio de Energía de la Pontificia Universidad Católica del Perú” proponen la creación de un banco de pruebas que simula el funcionamiento de una pequeña central hidroeléctrica con una turbina Michell Banki. El propósito principal de este proyecto es proporcionar una herramienta de capacitación económica y versátil para estudiantes, profesionales y empresas interesadas en proyectos similares en Perú. El proyecto se divide en varias etapas, incluido el diseño de todos los componentes de la turbina Michell Banki y la creación de un sistema que convierte la energía mecánica en eléctrica. También se detalla la selección de instrumentos de control, protocolos de ensayo y procedimientos de evaluación. Este banco de pruebas permitirá visualizar el proceso de transformación de energía, determinar las aplicaciones de la turbina hidroeléctrica, obtener curvas de funcionamiento y evaluar el comportamiento de la turbina en diferentes condiciones. La turbina en cuestión tiene una potencia nominal de 5 kW, una velocidad de rotación de 1800 rpm y se adapta a saltos de altura de 16,8 a 33 metros y caudales de 23 a 39 litros por segundo. Para simular el salto hidráulico, se utiliza una bomba centrífuga de 20 HP, y se ha incorporado un generador síncrono trifásico autoexcitado sin escobillas junto con otros componentes que representan la demanda eléctrica de una central hidroeléctrica. El banco de pruebas también permite observar la trayectoria del flujo de agua a través del rotor de la turbina gracias a una carcasa



transparente. La elección de acero inoxidable para el rotor asegura una alta calidad, visibilidad y un mantenimiento reducido, especialmente en un entorno educativo.

2.2. MARCO TEÓRICO

2.2.1. Concepto general de máquina hidráulica

Una máquina es un aparato tecnológico que absorbe energía de una clase y restituye energía de otra clase (un motor eléctrico, por ejemplo, absorbe energía eléctrica y restituye energía mecánica) o de la misma clase, pero transformada (una grúa o un tomo, por ejemplo, absorben y restituyen energía mecánica)

Una máquina hidráulica es un dispositivo diseñado para intercambiar energía mecánica con un fluido, generalmente líquido, a través de procesos de flujo y presión. Estas máquinas utilizan la energía del fluido en movimiento para realizar trabajo mecánico, como elevar o transportar líquidos, generar electricidad o realizar otras tareas específicas.

Las máquinas hidráulicas incluyen bombas, norias, tornillos de Arquímedes, ruedas hidráulicas y turbomáquinas. Estas máquinas pueden operar con diferentes tipos de fluidos, pero en su mayoría, se enfocan en el uso de líquidos, aprovechando las propiedades del flujo de fluido y la presión para realizar diversas funciones.

2.2.2. Clasificación de las máquinas hidráulicas

Las máquinas de fluidos pueden ser categorizadas mediante varios enfoques. Se han seleccionado los tres criterios más comunes: basados en la dirección de la transferencia de energía entre la máquina y el fluido, en función



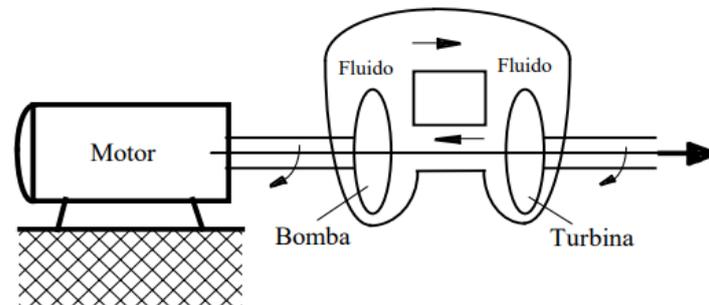
de la compresibilidad del fluido de operación, y de acuerdo al principio de operación.

De acuerdo con la dirección de la transferencia de energía, se pueden identificar las siguientes categorías:

- **Dispositivos generadores de energía.** Suministran energía mecánica al fluido, como se observa en las bombas, los compresores, los ventiladores y las hélices. Estos dispositivos requieren que se les suministre energía mecánica mediante un motor.
- **Dispositivos motores de energía.** Extraen energía mecánica del fluido, como es el caso de las turbinas hidráulicas, las turbinas de vapor, las turbinas de gas y las aeroturbinas.
- **Dispositivos reversibles.** Están diseñados para operar tanto como generadores de energía o como motores, como ejemplo tenemos los sistemas turbina-bomba utilizados en plantas de almacenamiento de energía por bombeo.
- **Dispositivos transmisores de energía.** Facilitan la transferencia de energía entre dos sistemas mecánicos o fluidos, involucrando tanto un dispositivo motor como uno generador. Estos incluyen acoplamientos de fluidos, convertidores de par, transmisiones hidráulicas y neumáticas, así como turbocompresores. Su función puede ser la transmisión o modificación de un par, o el ajuste de la velocidad de rotación, evitando problemas como vibraciones y otras complicaciones de las conexiones mecánicas. Su esquema operativo puede seguir la secuencia: eje-bomba-fluido-turbina-eje o fluido-turbina-eje-bomba-fluido.

Figura 1

Esquema de una transmisión hidráulica



Nota: Máquinas Hidráulicas Teoría y Problemas (Zamora & Viedma, 2016).

Según la compresibilidad del fluido, la clasificación de máquinas según la compresibilidad del fluido se basa en cómo cambia la densidad del fluido al atravesar la máquina. Si el fluido es un líquido o un gas con cambios de presión y temperatura insignificantes, se llama máquina hidráulica. Si el fluido experimenta cambios importantes en densidad debido a cambios de fase, presión o temperatura, se llama máquina térmica. A veces, esta clasificación puede parecer contradictoria, como cuando una turbina de vapor que usa agua es considerada térmica, mientras que una aeroturbina que utiliza aire es hidráulica. En general, la distinción entre flujo compresible e incompresible no es clara, pero se podría usar una velocidad de trabajo menor al 30 % de la velocidad del sonido como criterio para considerar insignificantes los efectos de la compresibilidad.

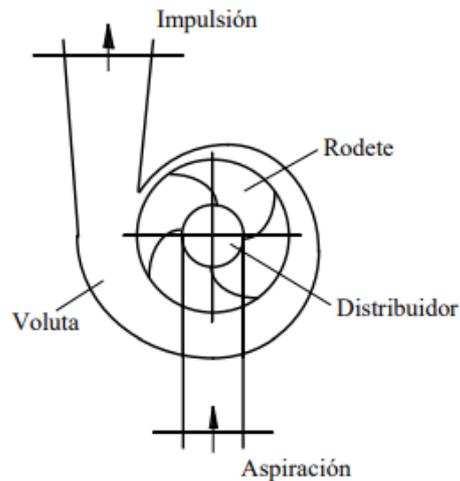
Según el modo de funcionamiento, se pueden identificar las siguientes categorías de máquinas:

- **Máquinas rotodinámicas o turbomáquinas**, en las cuales se logra un intercambio de cantidad de movimiento entre la máquina y el fluido mediante una parte giratoria conocida como rotor o rodete. El fluido circula de manera continua por canales formados por álabes en el rotor,

resultando en cambios de momento cinético y transferencia de energía mecánica.

Figura 2

Esquema de una bomba centrífuga

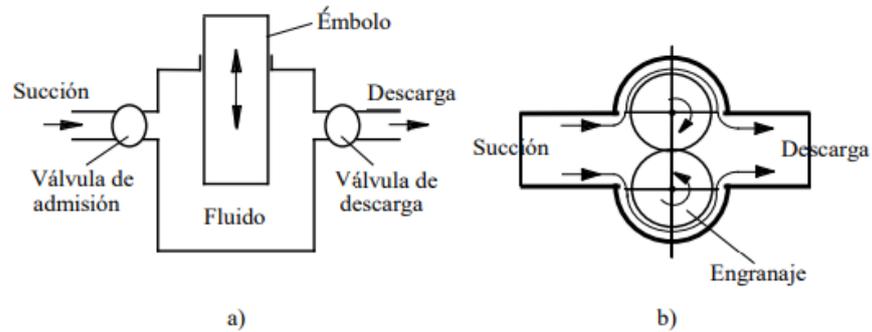


Nota: Máquinas Hidráulicas Teoría y Problemas (Zamora & Viedma, 2016).

- **Máquinas de desplazamiento positivo o volumétricas**, la transferencia de energía se efectúa mayormente como cambio de presión a través de una cámara de trabajo. Aquí, el fluido entra y sale de forma alternativa, a través de un componente desplazador, sin conexión simultánea entre la entrada y la salida. Se produce una fuerza entre el fluido y otras partes móviles, lo que facilita el intercambio de energía. Estas máquinas pueden subdividirse en alternativas, como las de émbolo, y giratorias o rotativas.

Figura 3

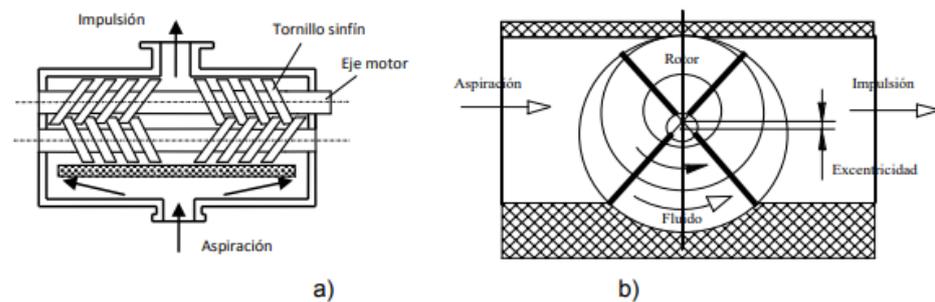
Máquinas volumétricas o de desplazamiento positivo



Nota: a) Máquina de desplazamiento positivo alternativa de émbolo y b) Máquina de desplazamiento positivo rotativa de engranajes. Máquinas Hidráulicas Teoría y Problemas (Zamora & Viedma, 2016).

Figura 4

Bombas volumétricas rotativas



Nota: a) Bomba volumétrica rotativa de tornillo sin fin y b) Bomba volumétrica rotativa excéntrica de paletas deslizantes. Máquinas Hidráulicas Teoría y Problemas (Zamora & Viedma, 2016).

- **Máquinas gravimétricas**, aunque de menor relevancia en la actualidad, también forman parte de esta clasificación. Estas máquinas generan principalmente un intercambio de energía en forma de energía potencial gravitatoria. Ejemplos incluyen elevadores de cangilones, ruedas hidráulicas y el tornillo de Arquímedes.



2.2.3. Elementos de una turbomáquina hidráulica

Una turbomáquina hidráulica es una máquina rotodinámica que funciona con fluidos incompresibles. Puede tener una o varias etapas, cada una con una parte fija (estátor) y otra móvil (rotor o rodete). El rotor es fundamental para el intercambio de energía entre el fluido y la máquina. Las turbomáquinas hidráulicas se dividen en radiales, axiales o mixtas según cómo fluye el fluido a través del rotor.

El estator comprende elementos como el distribuidor, que guía el fluido hacia el rodete, y el difusor, que reduce la energía cinética del fluido al salir del rodete. La voluta, un canal de sección creciente o decreciente, rodea el rodete y recoge o distribuye el fluido.

No todas las turbomáquinas tienen todos estos elementos. Algunas carecen de distribuidor o voluta, e incluso algunas, como aeroturbinas o hélices, solo tienen el rotor. En bombas, el flujo pasa por distribuidor, rodete, difusor y voluta, mientras que, en turbinas, el orden es caja espiral, distribuidor, rodete y tubo difusor.

2.2.4. Clasificación y Tipos de Turbomáquinas Hidráulicas

La clasificación de las turbomáquinas se basa en la dirección del flujo en su componente principal, el rodete, lo que a su vez determina el tipo general de la turbomáquina. Esta clasificación comprende los siguientes tipos:

- Máquinas Radiales: En estas máquinas, las trayectorias del fluido se encuentran principalmente en planos perpendiculares al eje.



- Máquinas Axiales: Aquí, las líneas de corriente siguen superficies de revolución paralelas al eje, es decir, cilíndricas.
- Máquinas Mixtas o Helicocentrífugas (en bombas) o Helicocentrípetas (en turbinas): En este caso, las trayectorias del flujo se encuentran en superficies de revolución no cilíndricas, acercándose o alejándose del eje, y al mismo tiempo, tienen una componente significativa paralela al eje.

2.2.5. Turbina hidráulica

Una turbina hidráulica es un tipo de máquina rotodinámica utilizada para convertir la energía del flujo de agua en energía mecánica. Funciona en base al principio de intercambio de cantidad de movimiento entre el fluido (generalmente agua) y la máquina. La turbina hidráulica consta de un rotor o rodete que gira debido al impacto y flujo del agua. A medida que el agua atraviesa el rodete, su energía cinética se convierte en energía mecánica de rotación, lo que puede utilizarse para generar electricidad, accionar maquinaria u otras aplicaciones.

2.2.6. Clasificación de las turbinas dependiendo de la presión

Las turbinas se clasifican en: Turbinas de acción o impulsión y Turbinas de reacción o sobrepresión.

2.2.6.1. Turbinas de acción

Las turbinas de acción son un tipo específico de turbina hidráulica que se emplea para transformar la energía cinética del flujo de un fluido en energía mecánica de rotación. A diferencia de las turbinas de reacción, que también se utilizan en aplicaciones hidroeléctricas, las turbinas de acción funcionan en situaciones donde el flujo de agua entra en la turbina

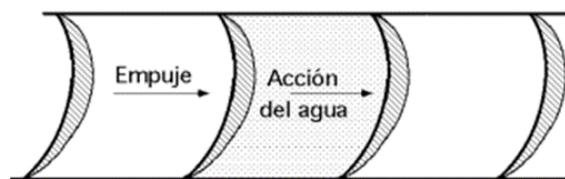
a una velocidad constante y no provoca cambios significativos en la presión del fluido a medida que atraviesa la turbina.

En las turbinas de acción, el fluido impacta directamente sobre los álabes del rotor, generando una fuerza que impulsa la rotación del rotor. Estas turbinas son más adecuadas para condiciones en las que el flujo de agua presenta una alta velocidad y una variación de presión mínima. Un ejemplo común de turbina de acción es la turbina Pelton, que utiliza chorros de agua de alta velocidad para inducir la rotación del rotor y así generar energía mecánica.

(Díez, n.d.) en su libro “turbinas hidráulicas de la universidad de Cantabria” menciona que en las turbinas de acción, el agua fluye desde el distribuidor a la presión atmosférica y llega al rodete manteniendo esa misma presión. En este tipo de turbinas, toda la energía potencial del salto se convierte en energía cinética en el rodete.

Figura 5

Entrada de agua al rotor de una turbina de acción



Nota: Turbinas Hidráulicas (Díez, n.d.).

2.2.6.2. Turbinas de reacción

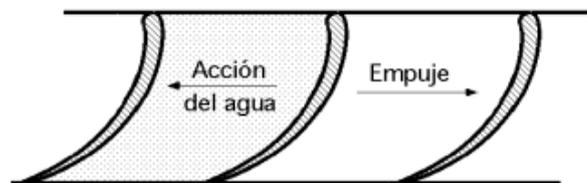
Las turbinas de reacción son máquinas hidráulicas que transforman tanto la energía de presión como la cinética del fluido en energía mecánica de rotación. En estas turbinas, el fluido de alta presión fluye a través de

álabes fijos (estátors) y luego por álabes móviles (rotor), lo que disminuye la presión y genera movimiento rotativo. Ejemplos son las turbinas Francis y Kaplan.

(Díez, n.d.) en su libro “turbinas hidráulicas de la universidad de Cantabria” menciona que en las turbinas de reacción el agua fluye desde el distribuidor con una cierta presión que disminuye mientras pasa por los álabes del rodete. A la salida, la presión puede llegar a ser nula o incluso negativa. En este tipo de turbinas, tanto el distribuidor como el rodete mantienen una presión en el agua, lo que provoca una transformación de la energía potencial del salto en dos formas: energía cinética y energía de presión.

Figura 6

Entrada de agua al rotor de una turbina de reacción



Nota: Turbinas Hidráulicas (Díez, n.d.).

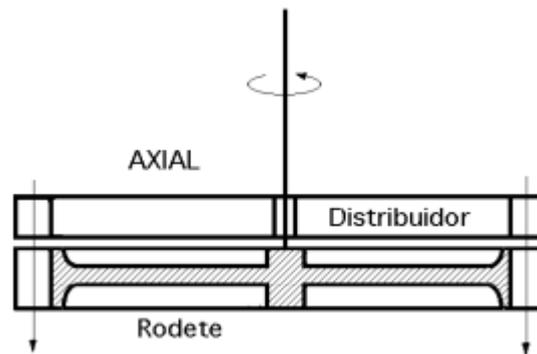
2.2.7. Clasificación de las turbinas según la dirección de entrada de agua

Estas pueden clasificarse en:

- En el caso de las turbinas axiales, como las Kaplan, hélice y Bulbo, el flujo de agua ingresa en paralelo al eje.

Figura 7

Entrada de agua al rotor en una turbina axial

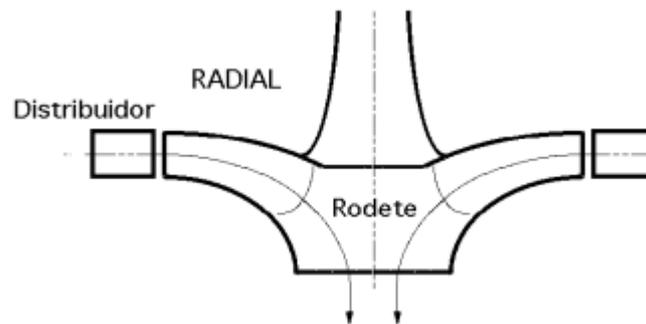


Nota: Turbinas Hidráulicas (Díez, n.d.).

- Las turbinas radiales, por otro lado, tienen el agua que entra en un ángulo perpendicular al eje. Cuando el flujo de agua va de adentro hacia afuera, se llaman centrífugas, y cuando el flujo es de afuera hacia adentro, se denominan centrípetas (como en el caso de la turbina Francis).

Figura 8

Entrada de agua al rotor en una turbina radial

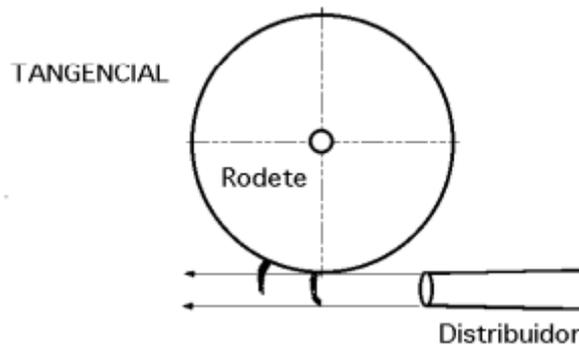


Nota: Turbinas Hidráulicas (Díez, n.d.).

- Existe una categoría adicional conocida como turbinas mixtas, que combina características de las dos mencionadas previamente.
- Por último, en las turbinas tangenciales, como la turbina Pelton, el agua ingresa lateral o tangencialmente y choca con las paletas, cangilones o cucharas de la rueda.

Figura 9

Entrada de agua al rotor en una turbina tangencial



Nota: Turbinas Hidráulicas (Díez, n.d.).

2.2.8. Ecuación de Euler para turbomáquinas

La ecuación de Euler, esencial para analizar las turbo-máquinas, es fundamental tanto para las turbomáquinas hidráulicas (como bombas, turbinas hidráulicas) como para las turbomáquinas térmicas (como turbinas de vapor, turbinas de gas). Representa la energía transferida en el rodete de estas máquinas, y es crucial tanto para el estudio de la hidráulica como de la termodinámica en estos dispositivos (Mataix, 1986). También menciona que en el análisis de turbomáquinas hidráulicas, se suele utilizar la ecuación de Euler expresada en términos de altura. La elección de esta forma se debe a que, en las máquinas hidráulicas, la altura representa una medida física de gran importancia, abarcando conceptos como la altura total en una caída de agua, la altura neta en una turbina hidráulica y la altura de elevación en una bomba.

PRIMERA FORMA DE LA ECUACION DE EULER (Expresión en alturas)

$$H_U = \pm \frac{u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}}{g}$$



Donde:

H_U : Altura hidráulica.

u_1 : Velocidad tangencial a la entrada del rodete.

c_{1u} : Componente tangencial de la velocidad absoluta a la entrada del rodete.

u_2 : Velocidad tangencial a la salida del rodete.

c_{2u} : Componente tangencial de la velocidad absoluta a la salida del rodete.

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, (Mataix, 1986).

SEGUNDA FORMA DE LA ECUACION DE EULER (Expresión en alturas)

La otra variante de la ecuación de Euler tiene como objetivo expresar cada componente de la ecuación en relación con las velocidades reales existentes en el rotor, es decir, en términos de c_1 , u_1 , w_1 y c_2 , u_2 , w_{21} , mediante la aplicación de conceptos trigonométricos. A continuación, se muestra la formulación de esta segunda forma de la ecuación de Euler:

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

2.2.9. Triángulo de velocidades

El triángulo de velocidades es un concepto crucial en el análisis de turbomáquinas. Se refiere a un diagrama que representa las velocidades relativas

del fluido en relación con el rotor de una turbomáquina, tanto en la entrada como en la salida.

En la entrada del rotor, el triángulo de velocidades muestra las velocidades absolutas del fluido incidente, la velocidad axial y la velocidad tangencial. Estas velocidades se descomponen en componentes, y se representan mediante vectores en el diagrama. En la salida del rotor, se vuelven a trazar las velocidades relativas para el fluido que abandona el rotor.

Las ecuaciones vectoriales:

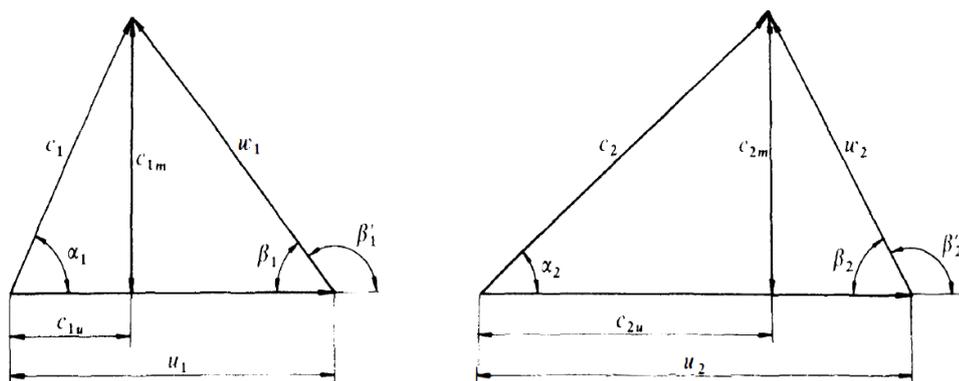
$$\bar{c}_1 = \bar{u}_1 + \bar{w}_1$$

$$\bar{c}_2 = \bar{u}_2 + \bar{w}_2$$

Se representan mediante dos triángulos de entrada, denominados triángulo de entrada y triángulo de salida respectivamente.

Figura 10

Triángulos de velocidad a la entrada y salida del rodete



Nota: Mecánica De Fluidos y Maquinas Hidráulicas (Mataix, 1986).

Donde:

u_1 : velocidad absoluta del álabe a la entrada o velocidad periférica a la entrada



c_1 : velocidad absoluta del fluido a la entrada

w_1 : velocidad relativa a la entrada (del fluido con respecto al álabe)

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

α_1 : ángulo que forman las dos velocidades c_1 y u_1

β_1 : ángulo que forma w_1 con $(-u_1)$. Nótese que el ángulo que forma w_1 con $+u_1$ es el $\hat{\beta}_1$: suplementario del β_1 :

y lo mismo en el triángulo de salida, sustituyendo el subíndice 1 por el 2.

Este análisis es fundamental para entender cómo el fluido interactúa con el rotor y cómo se produce la transferencia de energía. El triángulo de velocidades permite evaluar la eficiencia y el rendimiento de la turbomáquina, y es una herramienta esencial en el diseño y optimización de turbinas y compresores.

2.2.10. Turbina Michell-Banki

(Zamora & Viedma, 2016) menciona que la turbina Michell-Banki también conocida como turbina Ossberger, es una turbina de acción de flujo cruzado con características radiales centrífugas. Aunque parte del agua puede estar bajo presión en la entrada, la mayor parte de la energía se convierte en energía cinética en el rodete, lo que la clasifica como una turbina de acción. Su diseño consta de dos discos con álabes, formando un tambor cilíndrico donde el agua fluye lateralmente. El proceso implica dos etapas: en la primera, el agua impacta el rodete de manera centrífuga, y en la segunda, lo atraviesa de forma



centrífuga. La salida del agua es en forma libre y a presión atmosférica. La mayor parte de potencia se intercambia en la primera etapa (en torno a 75 %), mientras que en la segunda etapa se libera el resto (25 %).

Las características principales de esta máquina son las siguientes: a) puede funcionar eficientemente en una amplia gama de caudales y alturas sin experimentar una disminución significativa en su eficiencia, b) su diámetro no se ve afectado por cambios en el caudal, c) tiene la capacidad de regular tanto el caudal como la potencia mediante el uso de álabes ajustables, d) su diseño es simple y puede ser fabricada en talleres de pequeña escala.

También (Zamora & Viedma, 2016) concluyeron que las turbinas de flujo cruzado son especialmente adecuadas para cursos de agua con caudales reducidos, que tienden a tener una escasa cantidad de agua durante varios meses. La energía del agua se transfiere al rotor en dos etapas, lo que también le otorga el nombre de turbina de doble efecto. La primera etapa proporciona aproximadamente el 70% de la energía total transferida, mientras que la segunda contribuye alrededor del 30% restante. Finalmente, el agua se libera a través de una descarga a presión atmosférica, lo que resulta en un grado de reacción igual a cero.



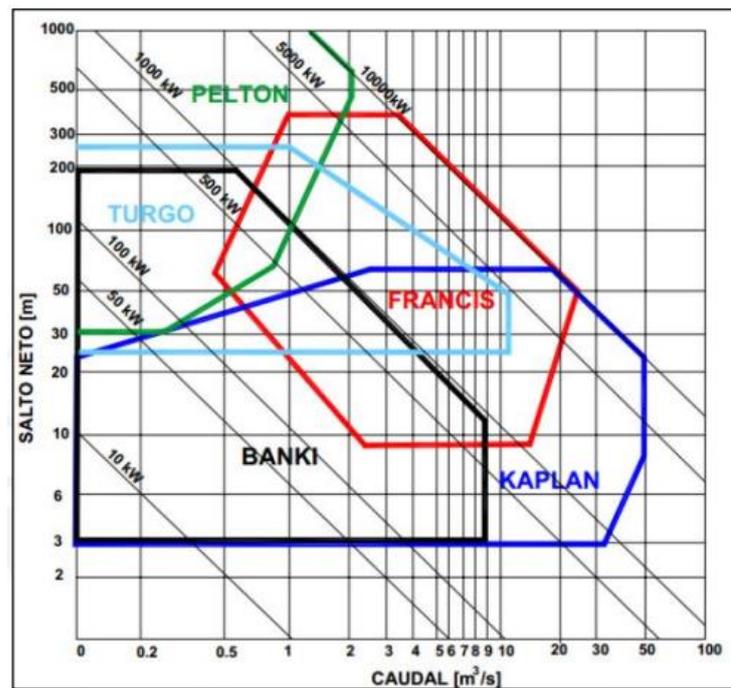
- Inyector: Este componente tiene la función de dirigir el flujo hacia el rotor mediante una sección que involucra un número específico de álabes. Tanto el inyector como el rotor influyen en la eficiencia de la turbina.
- Rotor: Es el elemento instalado en el eje encargado de recibir la energía transmitida por el fluido. El rotor se compone de dos discos paralelos unidos a álabes curvados en forma de segmento circular.
- Eje: Un componente mecánico que se encarga de transmitir la potencia mecánica al generador.
- Carcasa: Una pieza de soporte que cubre las partes internas de la turbina.
- Canal de descarga: Un conducto por el cual el agua fluye después de pasar por el rotor.

2.2.10.2. Rango de operación de las turbinas Michell-Banki

Las turbinas Michell-Banki, también conocidas como turbinas Crossflow, son adecuadas para un rango de operación que abarca caudales relativamente pequeños y alturas de cabeza moderadas. Por lo general, se utilizan en ríos y corrientes con caudales no muy grandes, lo que las hace adecuadas para lugares con recursos hídricos limitados. Estas turbinas son especialmente efectivas cuando se enfrenta a flujos de agua variables o estacionales, ya que pueden mantener una eficiencia razonable en un amplio rango de caudales y alturas de cabeza. Esto les permite funcionar de manera estable incluso cuando las condiciones del flujo de agua varían a lo largo del tiempo.

Figura 13

Rango de aplicación de distintos tipos de turbinas



Nota: Pequeñas Centrales Hidráulicas (Fernández Mosconi et al., 2003).

La turbina Michell-Banki, también llamada turbina de flujo cruzado u Ossberger, de acuerdo al gráfico está diseñada para operar eficientemente en caudales de 0,01 a menos de 9 m³/s y alturas de salto de 3 a 200 m.

(Milla, 2015) concluyó que, al considerar las ventajas de estabilidad, eficiencia en cargas parciales, facilidad de construcción, bajo mantenimiento y costo reducido, además de las implicaciones operativas a bajos saltos y caudales, se llega a la conclusión de que optar por una turbina Michell-Banki sería una elección altamente beneficiosa para investigar su aplicación en proyectos de electrificación rural en el país.

En términos de eficiencia, al igual que en el caso de las turbinas Turgo, se observa que la curva de eficiencia tiende a ser bastante uniforme,

lo que significa que el rendimiento se mantiene estable en un amplio rango de caudales de operación, incluso desde caudales tan bajos como el 10 % del caudal nominal. Aunque, en general, los rendimientos típicos no suelen superar el 65-70 %, algunas máquinas especializadas han logrado alcanzar niveles de eficiencia de hasta el 85 % (Zamora & Viedma, 2016).

2.2.10.3.Sistema inyector

El sistema de inyección tiene la función de guiar adecuadamente el flujo de agua hacia la periferia de la rueda. En ocasiones, este conducto puede incluir paletas directrices. La entrada de agua a la turbina generalmente es parcial, ocupando entre 1/3 y 1/4 de la circunferencia externa de la rueda. Esto permite que el chorro impacte en múltiples álabes simultáneamente. Al igual que en el caso de las turbinas Turgo, es deseable minimizar el ángulo de ataque del chorro en el inyector (α_1), aunque los valores típicos de diseño varían entre 16° y 24°. El ángulo de los álabes en la entrada (β_1) puede situarse alrededor de 150° (idealmente sería 180°).

2.2.10.4.Rodete

En el análisis del flujo a través de la rueda, se puede considerar que una partícula de fluido en la entrada del rodete con un ángulo de ataque α_1 , sale del rodete con un ángulo de salida α_2 , lo que establece que $\beta_1 = 180^\circ - \beta_2$. Aunque en una situación real se producen interferencias entre las trayectorias de fluido que salen de los álabes de la primera etapa, lo que impide que se cumpla esta condición ideal. A pesar de esto, bajo estas suposiciones y considerando que, a la salida de la primera etapa y en la

entrada de la segunda etapa, estos están relacionados por ciertas condiciones:

$$\alpha_1' = \alpha_2'; \beta_1' = \beta_2'; \beta_1 = 180^\circ - \beta_2$$

La sugerencia es que el diámetro exterior de la rueda (D2) sea aproximadamente 1,5 veces el diámetro interior (D1). En lo que respecta al diámetro exterior del rodete, históricamente se han utilizado rodetes de dimensiones reducidas, desde 0,2 metros para velocidades específicas bajas hasta 0,5 metros para velocidades específicas altas. No obstante, en la actualidad se fabrican rodetes con diámetros superiores a 1 metro. La cantidad de álabes generalmente varía entre 22 y 28 (Zamora & Viedma, 2016).

2.2.10.5. Importancia de la turbina Michell-Banki

La importancia de la turbina Michell-Banki o turbina de flujo cruzado radica en varias características que la hacen valiosa en el ámbito de la generación de energía hidroeléctrica. Aquí se resumen algunos aspectos clave:

Versatilidad Geográfica y Contextual: La turbina Michell-Banki es adecuada para sitios con cabezas hidráulicas inferiores a 200 m y caudales por debajo de 10 m³/s. Esta versatilidad la hace aplicable en diversas ubicaciones geográficas y contextos hidráulicos.

Eficiencia Razonable: Con una eficiencia máxima alrededor del 80%, la Michell-Banki ofrece un rendimiento respetable en comparación con otros tipos de turbinas. Aunque no es la más eficiente, su flexibilidad



operativa y fácil manufactura la compensan, especialmente en lugares con recursos hídricos moderados.

Operación Flexible: La capacidad de operar de manera flexible es una ventaja significativa. Puede adaptarse a variaciones en el flujo de agua y funcionar de manera eficiente en condiciones variables, lo que la hace ideal para entornos hidráulicos no constantes.

Facilidad de Fabricación: La facilidad de fabricación de la Michell-Banki contribuye a su atractivo, permitiendo la implementación práctica en diferentes lugares. La simplicidad en el diseño y la construcción puede ser crucial, especialmente en regiones donde los recursos y la infraestructura son limitados.

Desafíos en el Diseño: Aunque es una tecnología valiosa, la falta de un procedimiento de diseño completo y la fragmentación de información en la literatura representan desafíos. Sin embargo, es relevante abordar estos problemas para optimizar el rendimiento y la eficiencia de estas turbinas.

La simulación de dinámica de fluidos computacional (CFD) desempeña un papel fundamental en el diseño y la rehabilitación de turbinas Michell-Banki al proporcionar herramientas avanzadas para analizar y optimizar su rendimiento de manera eficiente, precisa y económica.

A continuación, se presentan las razones claves para utilización de la simulación CFD en la rehabilitación o diseño de turbinas Michell-Banki



Ahorro de Tiempo y Costos: El uso de simulaciones CFD puede ahorrar tiempo y costos en el diseño y la rehabilitación de turbinas Michell-Banki en comparación con métodos tradicionales basados en pruebas experimentales. La capacidad de modelar virtualmente el comportamiento de la turbina permite realizar iteraciones más rápidas y menos costosas durante el proceso de diseño.

Análisis Integral: Mientras que las pruebas experimentales pueden medir solo un número limitado de cantidades a la vez, la simulación CFD permite analizar integralmente todas las cantidades relevantes de manera simultánea, proporcionando una visión más completa del rendimiento de la turbina en diversas condiciones.

Optimización de Parámetros: La simulación CFD facilita la optimización de parámetros clave, como el número de palas, la relación de velocidad en la punta, la velocidad de rotación, y otros factores que influyen en el rendimiento de la turbina Michell-Banki. Esto puede conducir a un diseño más eficiente y mejorado.

Mejora en la Precisión: La simulación CFD puede mejorar la precisión de las predicciones sobre el comportamiento hidrodinámico de la turbina. Esto es especialmente valioso para tecnologías como la Michell-Banki, donde el diseño puede ser más complejo y la literatura existente puede tener lagunas.

Diseño Robusto y Adaptativo: La capacidad de simular diferentes escenarios hidráulicos y condiciones operativas permite el diseño de



turbinas Michell-Banki más robustas y adaptables. Esto es esencial para maximizar la eficiencia en entornos variables.

Rehabilitación y Mejora Continua: La simulación CFD también es útil en el proceso de rehabilitación de turbinas existentes. Permite evaluar el rendimiento actual, identificar posibles problemas y proponer soluciones para mejorar la eficiencia y la vida útil de la turbina.

2.2.11. Solidworks Flow Simulation en el análisis de la dinámica de fluidos computacional (CFD)

SOLIDWORKS Flow Simulation representa una innovación en el campo del análisis de dinámica de fluidos computacional (CFD). Se trata de una solución CFD concurrente que se encuentra completamente integrada en el entorno de diseño mecánico. Esto significa que se puede utilizar en una amplia variedad de aplicaciones de ingeniería, lo que facilita la simulación y el análisis de flujo de fluidos durante el proceso de diseño.

Todo el software de CFD incluye componentes esenciales como las ecuaciones de Navier-Stokes, modelos de turbulencia y modelos para fenómenos físicos específicos.

2.2.11.1. Tratamiento de contornos de Solidworks Flow Simulation

(Sobachkin & Dumnov, 2014) en su informe titulado “Base numérica de CFD integrada en CAD” menciona que “CAD se centra en la descripción del modelo sólido, mientras que CFD se enfoca principalmente en el espacio de flujo, que es el dominio de la solución excluyendo el modelo sólido. En el pasado, los códigos de CFD



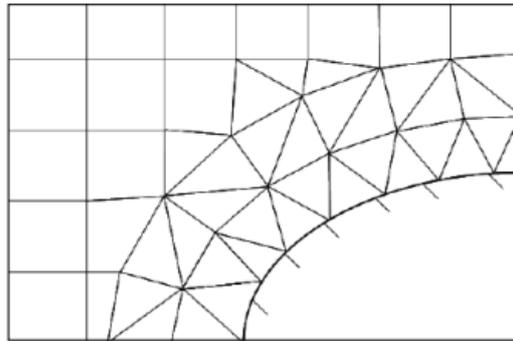
convencionales solían crear el espacio del fluido mediante la operación booleana de sustracción del modelo sólido en el sistema CAD. Luego, este 'sólido inverso' se transfería a la herramienta de CFD para la generación de la malla. Los generadores de malla en la CFD tradicional generalmente se basan en algoritmos diseñados para trabajar con sólidos”.

Inicialmente, los sistemas de CAD se diseñaron sin tener en cuenta la simulación numérica, centrándose en el diseño. Las mallas adaptadas a sólidos son altamente sensibles a la calidad de la geometría de CAD, aunque esto no sea crítico para el diseño. Estas mallas se generan al colocar nodos en la superficie sólida y luego se crean mediante la triangulación de Delaunay. La malla tridimensional resultante suele consistir en elementos tetraédricos que cumplen con ciertos criterios. Sin embargo, los defectos en la representación superficial a menudo requieren la intervención del usuario para corregir ambigüedades y resolver problemas geométricos. Además, en algunas situaciones, una superficie sobre-refinada puede generar un gran número de triángulos pequeños, especialmente en áreas no críticas para la simulación de flujo, lo que puede requerir correcciones manuales adicionales.

La tecnología de *SOLIDWORKS Flow Simulation* se fundamenta en el empleo de mallas que utilizan coordenadas cartesianas. La generación de estas mallas es esencial para la integración efectiva de CAD/CFD en un entorno de diseño.

Figura 14

Malla cartesiana estructurada

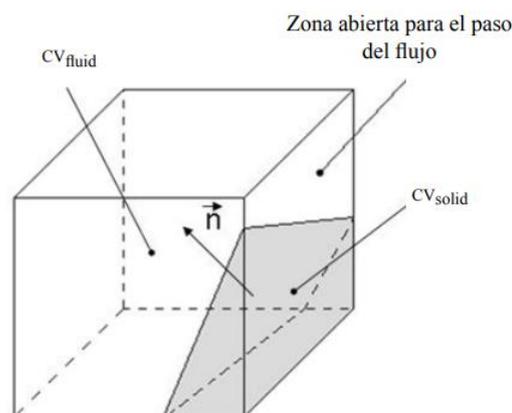


Nota: Base numérica de CFD integrada en CAD (Sobachkin & Dumnov, 2014).

Debido al uso de mallas que se basan en coordenadas cartesianas, se generan celdas que están completamente dentro de los sólidos (celdas sólidas), celdas que se encuentran en el fluido (celdas fluidas) y celdas que intersectan el límite sumergido (que se conocen como "celdas parciales"). En la situación más simple, una celda parcial se compone de dos volúmenes de control (CV): uno en el fluido y otro en el sólido.

Figura 15

Celda parcial con dos volúmenes de control (CV) en su interior



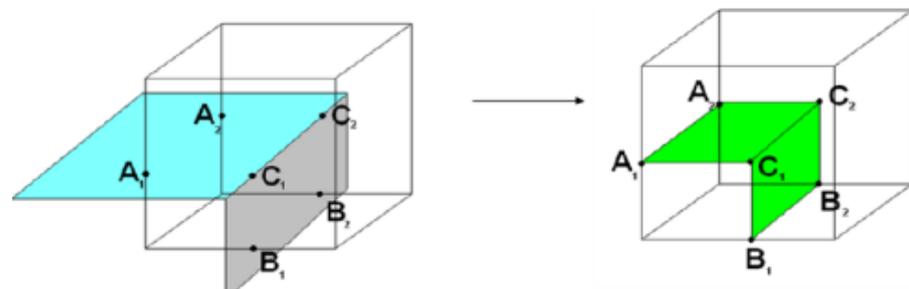
Nota: Base numérica de CFD integrada en CAD (Sobachkin & Dumnov, 2014).

(Sobachkin & Dumnov, 2014) menciona que Cada Volumen de Control (CV) es completamente sólido o completamente fluido, y para cada uno de ellos se realizan cálculos de todos los parámetros geométricos

esenciales, como volumen y coordenadas del centro del CV. También se calculan las áreas y la dirección del vector normal de las caras que conforman el límite del CV. Todos estos datos se obtienen directamente del modelo de CAD original. Además, el uso directo del modelo de CAD permite definir todos los aspectos de la geometría de la celda parcial, incluyendo las aristas del sólido. La tecnología de conexión de CAD/CFD tiene en cuenta los puntos C1 y C2 en la arista del sólido para describir las dos caras: A1-C1-C2-A2 y B1-C1-C2-B2, las cuales coinciden exactamente con las dos caras del modelo.

Figura 16

Presentación de la geometría del modelo CAD (izquierda) dentro de una celda parcial (derecha) cuando esta incluye dos caras y una arista del sólido



Nota: Base numérica de CFD integrada en CAD (Sobachkin & Dumnov, 2014).

Figura 17

Representación de la malla de la geometría CAD con resolución de aristas del sólido en celdas parciales

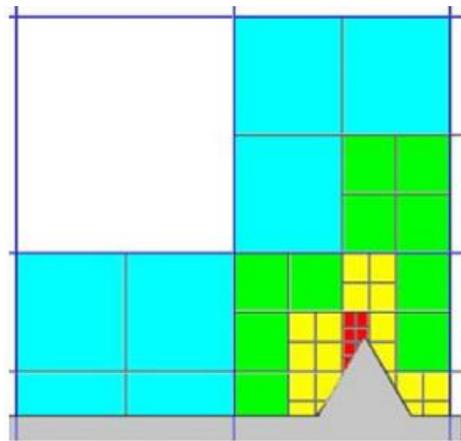


Nota: Base numérica de CFD integrada en CAD (Sobachkin & Dumnov, 2014).

En resumen, se puede decir que el proceso de generación de la malla comienza al dividir el dominio computacional rectangular en un conjunto de celdas rectangulares (cuboides) que se forman mediante la intersección de planos paralelos a los ejes del sistema de coordenadas. Esta malla puede ser refinada mediante la subdivisión de cada cuboide en ocho cuboides de geometría similar. La refinación puede seguir varios criterios de adaptación que se pueden definir para cada sólido, como la curvatura, la presencia de canales estrechos, pequeños elementos geométricos, entre otros. También puede llevarse a cabo de forma automática, basándose en los gradientes de la solución.

Figura 18

Malla de la geometría CAD después de haber sido refinada



Nota: Base numérica de CFD integrada en CAD (Sobachkin & Dumnov, 2014).

(Sobachkin & Dumnov, 2014) concluyo en su informe titulado “Base numérica de CFD integrada en CAD” que en su las tendencias actuales en el mercado global de Análisis de Elementos Finitos (CAE) indican un aumento constante en la participación de los cálculos de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) para resolver problemas de diseño actuales. En este contexto, *SOLIDWORKS Flow Simulation* se destaca como un ejemplo innovador de cómo se adapta la tecnología de CAE actual, que abarca la dinámica de fluidos y la transferencia de calor, para satisfacer las necesidades diarias de los ingenieros de diseño. La dinámica de fluidos de ingeniería (EFD) incluye diversas tecnologías clave, como la utilización directa de datos CAD, un generador de mallas basado en coordenadas cartesianas, una serie de solucionadores de CFD, tecnologías de modelado de ingeniería y procesamiento de resultados. En conjunto, esta plataforma se convierte en un enlace completo que conecta de manera efectiva el diseño asistido por computadora (CAD) con la dinámica de fluidos computacional (CFD).



CAPÍTULO III

MATERIALES Y MÉTODOS

3.1. MÉTODO DE INVESTIGACIÓN

La Investigación es Hipotética-deductiva, es descriptiva empírica-analítica de diagramas característicos para módulo de turbinas Michell-Banki.

La metodología utilizada corresponde al método tecnológico, consistente en un conjunto de etapas necesarias para idear, diseñar y producir un bien mediante la aplicación de modelación y simulación, que para nuestro caso es CFD en *SOLIDWORKS Flow Simulation*. Se ha aplicado la modelación como una reproducción a escala del objeto real, donde se muestra la misma figura, proporciones y características que tiene el objeto real; es un instrumento de la investigación de carácter material o teórico, creado para reproducir el objeto que se está estudiando. La simulación es un método que se utiliza en una amplia variedad de campos, incluyendo la ingeniería, la ciencia, la medicina, la economía, la aviación, la informática, entre otros.

Específicamente, la modelación y simulación CFD (Computational Fluid Dynamics) en *SOLIDWORKS Flow Simulation* es un software que tiene la capacidad de representar y analizar el comportamiento de los fluidos, sean líquidos o gases, en sistemas específicos mediante cálculos numéricos y matemáticos. Esta forma de modelación ha permitido evaluar cómo los fluidos interactúan, fluyen y se comportan en condiciones de operatividad de la turbina Michell-Banki, incluye la simulación, que es la técnica que se utiliza en la ingeniería para imitar el comportamiento de un sistema, proceso o situación en un entorno controlado o virtual. Se trata de una representación computacional o



modelo del sistema real y se implementa para observar cómo se desarrolla y cómo interactúan los componentes del sistema bajo ciertas condiciones.

3.2. DISEÑO DE INVESTIGACIÓN

Se aplicó el diseño propio del trabajo y la profesión del ingeniero mecánico eléctrico que sistematiza los complejos de acciones y operaciones en diferentes situaciones prácticas; Este procedimiento de trabajo tecnológico consistió en seguir una secuencia de acciones que en el caso de esta investigación se orientó a modelar y simular el funcionamiento de un objeto particular que varía en amplitud, frecuencia y velocidad.

El método de trabajo tecnológico se recomienda para aplicarse en los procesos productivos o de prestación de servicios, es expresión de las exigencias que en el orden social se imponen a la actuación del trabajo profesional de ingeniero (Morasén, J, 2003).

3.3. EVALUACIÓN DEL MÓDULO DE PRUEBAS

Se llevó a cabo una evaluación exhaustiva de cada componente del módulo de pruebas para turbina Michell-Banki de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica, con el propósito de conocer su condición actual, la misma que se puede definir como calamitosa.

Figura 19

Módulo de pruebas turbina Michell-Banki EPIME



Elaboración propia.

La Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica tiene un módulo de pruebas para turbina Michell-Banki en el laboratorio de ingeniería mecánica I, el cual está inoperativo, por un período que excede los 20 años. Este módulo se compone de los siguientes elementos:

- a) **Tanque metálico:** el contenedor metálico tiene dos compartimentos diferenciados; uno destinado al almacenamiento de agua, afectado por corrosión y deterioro debido a la falta de mantenimiento y a la inactividad prolongada del módulo. El segundo compartimento funge como depósito de agua para la descarga de agua turbinada.

El contenedor metálico deberá ser sometido a un procedimiento de desbaste y saneamiento con el objetivo de restablecer sus condiciones óptimas.

Figura 20

Estado actual del tanque metálico



Elaboración propia.

- b) **Turbina Michell-Banki:** El módulo tiene una turbina de acción tipo Michell-Banki de 4,2 kW diseñada para una caída de 24 metros, un caudal de 24 litros por segundo y una velocidad angular de 1028 RPM. Fue fabricada por ECS (3HC S.A.) modelo: R189-Y50 (diámetro exterior del rotor 189 mm y ancho del inyector 50mm).

Figura 21

Turbina Michell-Banki del módulo de pruebas



Elaboración propia.

- c) **Bomba Centrífuga:** Se encuentra presente una bomba antigua que carece de la potencia necesaria para emular la caída de altura de 24 metros, requisito esencial para el funcionamiento apropiado de la turbina Michell-Banki.

Figura 22

Bomba centrífuga del módulo de pruebas



Elaboración propia.

- d) **Motor de inducción:** El módulo también incluye un motor de inducción trifásico 220/380/440 DELCROSA de 5HP o 3,7 kW a 1750 rpm, acoplado a la turbina mediante una correa, configurado para operar como generador.

Figura 23

Motor de inducción trifásico del módulo



Elaboración propia.

- e) **Estructura de soporte metálica:** Una estructura de soporte, fabricada en metal, sostiene la turbina y se encuentra posicionada sobre el depósito de agua para la descarga.

Figura 24

Soporte metálico de la turbina



Elaboración propia.

- f) **Red de conductos:** Una red de conductos de 3 pulgadas para la línea de descarga de la bomba hasta la turbina y una de 4 pulgadas para la línea de succión de la bomba al tanque de agua.
- La bomba succiona agua desde el compartimento de almacenamiento del tanque.
 - Posteriormente, la bomba simula una caída en la altura, representando la presión de altura requerida.
 - La tubería de 3 pulgadas conecta la bomba al inyector de la turbina.
 - La turbina, ubicada sobre el contenedor metálico, dirige el flujo de agua hacia el compartimento de descarga del tanque.

El diseño de las líneas de succión y descarga en el módulo exhibe discrepancias significativas y desequilibrios notorios en sus secciones. Debido a estas irregularidades, en el proceso de modelación y simulación CFD del módulo se deberá considerar ajustes sustanciales en cuanto al tamaño y proporciones de estos conductos con el propósito de mejorar su eficiencia y funcionamiento integral.

Figura 25

Línea de succión



Elaboración propia.

Figura 26

Línea de descarga



Elaboración propia.

La propuesta de llevar a cabo la modelación 3D y la simulación de dinámica de fluidos computacional (CFD) en el programa SOLIDWORKS Flow Simulation, incorporando nuevos componentes, como una bomba capaz de generar la presión de altura requerida de 24 metros para el funcionamiento óptimo de la turbina, representa un enfoque ingenieril y científico esencial para la revitalización de este módulo. Esta iniciativa implicó la evaluación detallada de las especificaciones técnicas de la nueva bomba, teniendo en cuenta sus capacidades de flujo, eficiencia y compatibilidad con el sistema existente.

3.4. DESCRIPCIÓN DEL DISEÑO HIDRÁULICO DE LA TURBINA

3.4.1. Determinación del coeficiente de velocidad del inyector (K_c)

El coeficiente de velocidad del inyector corresponde a un valor específico derivado de pruebas experimentales que caracteriza el desempeño hidráulico.

Ya que el diámetro y velocidad de giro de la turbina no depende del caudal nos facilita el diseño pues otorga al diámetro el carácter de parámetro independiente.

Esta afirmación se respalda debido a la capacidad de esta turbina para operar en un amplio espectro de velocidades de rotación. Basándonos en esta premisa, la elección del diámetro podría considerarse como la primera etapa del proceso de selección (ITDG, 2009).

Teniendo en cuenta esto y los datos en la placa de la turbina Michell-Banki del módulo de pruebas de la EPIME podemos afirmar que:

$$N = 40,62 \times K_c \times \frac{\sqrt{H_n}}{D_e}$$



$$1028 = 40,62 \times K_C \times \frac{\sqrt{24}}{0,189}$$

$$1028 = 40,62 \times K_C \times \frac{\sqrt{24}}{0,189}$$

$$K_C = 0,977$$

3.4.2. Cálculo de las velocidades a la entrada y salida del rodete

La velocidad en la que el agua sale del inyector es equivalente a la velocidad con la que el agua entra en el rodete. Esta corriente de agua se dirige hacia el rodete con un ángulo medio conocido como α_1 , que generalmente tiene valores prácticos cerca de 16 grados. Por lo tanto asumiendo $\alpha_1 = 16^\circ$, podemos hallar β_1 :

$$\beta_1 = \arcsin \frac{\sin \alpha_1}{\sqrt{1 - \frac{3}{4} \cos^2 \alpha_1}}$$

$$\beta_1 = \arcsin \frac{\sin 16}{\sqrt{1 - \frac{3}{4} \cos^2 16}}$$

$$\beta_1 = 29,83$$

Con estas consideraciones se calcula la velocidad de salida, tangencial y relativa en el inyector.

velocidad de salida (V_1):

$$V_1 = K_C \sqrt{2gH}$$

Donde: $g = 9,81 \text{ m/s}^2$



$$H = 24 \text{ m.}$$

$$V_1 = 0,977\sqrt{2(9,81)(24)}$$

$$V_1 = 21,2 \text{ m/s}$$

velocidad tangencial (U_1):

$$U_1 = Ku \cdot V_1 \cdot \cos \alpha_1$$

siendo Ku el coeficiente de velocidad tangencial que en el caso de las turbinas de acción poseen un valor aproximado a 0,5 (OLADE, 1982).

$$U_1 = (0,5)(21,2) \cos 16$$

$$U_1 = 10,19 \text{ m/s}$$

velocidad relativa (W_1):

$$W_1 = V_1 \sqrt{1 - Ku(2 - Ku) \cos^2 \alpha_1}$$

$$W_1 = 21,2 \sqrt{1 - 0,5(2 - 0,5) \cos^2 16}$$

$$W_1 = 11,75 \text{ m/s}$$

Según (OLADE, 1982). En el interior del rodete se cumple que los triángulos de velocidad son iguales, debido a que;

$$U'_2 = U'_1$$

$$V'_2 = V'_1$$

$$V'_2 = V'_1$$

$$\alpha'_2 = \alpha'_1$$



$$\beta'_1 = 180 - \beta'_2$$

Por lo tanto, se llegó a la conclusión que:

$$\beta'_2 = \beta'_1 = 90^\circ$$

A la salida del agua del rodete, se forma un diagrama de velocidades en el que:

$$U_2 = U_1 = 10,19 \text{ m/s}$$

$$\beta_1 = 180 - \beta_2$$

$$\beta_2 = 180 - \beta_1 = 180 - 29,83$$

$$\beta_2 = 150,17^\circ$$

La velocidad relativa:

$$W_2 = Kf \cdot V_1$$

$$W_2 = 11,515 \text{ m/s}$$

Donde Kf representa el coeficiente de velocidad relativa que indica la pérdida causada por la fricción del agua con las paletas de la rueda, y su valor puede estimarse alrededor de 0,98.

Con estas velocidades se obtiene la velocidad absoluta del agua a la salida del rodete, expresada por:

$$V_2 = V_1 \sqrt{Kf^2(1 - Ku(2 - Ku) \cos^2 \alpha_1) + Ku^2 \cos^2 \alpha_1 - 2Kf \cos^2 \alpha_1(1 - Ku)Ku}$$

$$V_2 = 21,2 \sqrt{(0,98)^2(1 - 0,5(2 - 0,5) \cos^2 16) + (0,5)^2 \cos^2 16 - 2(0,98) \cos^2 16,5}$$

$$V_2 = 5,73 \text{ m/s}$$

El ángulo de salida con respecto a la tangente del rodete se obtiene con la siguiente expresión:

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{Kf \sin \beta_2 \sqrt{1 - Ku(2 - Ku) \cos^2 \alpha_1}}{\sqrt{Kf^2 + Ku \cos^2 \alpha_1 (Ku - Kf^2(2 - Ku) - Kf)}}$$

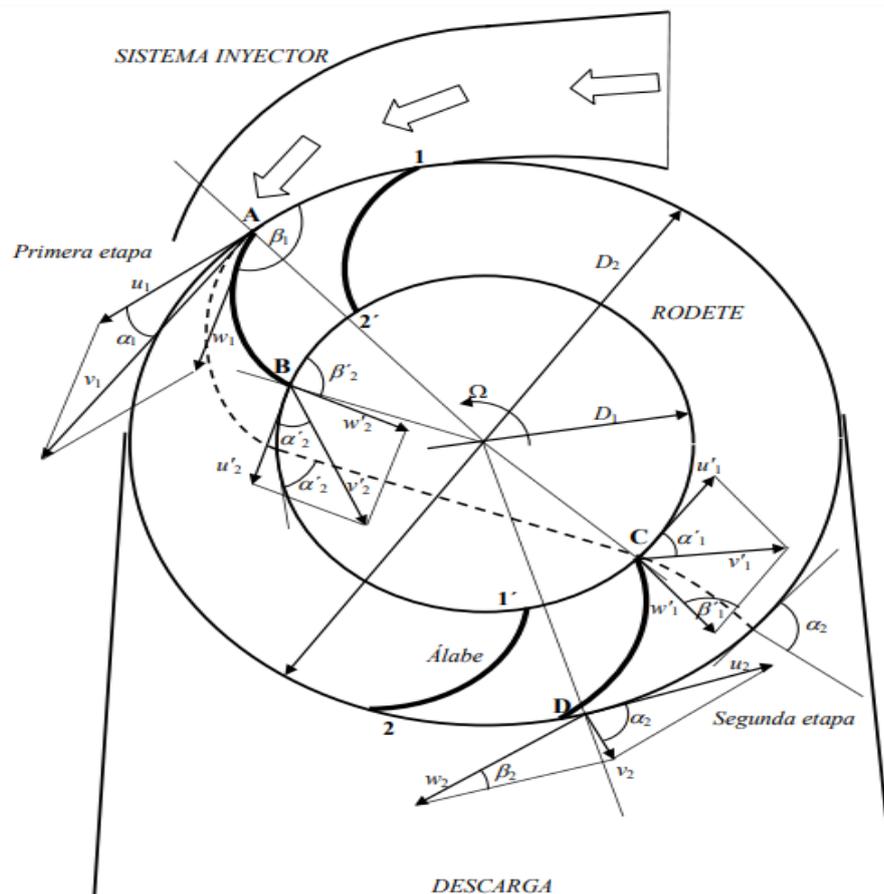
$$\alpha_2 = \arcsin \frac{0,98 \sin 150,17 \sqrt{1 - 0,5(2 - 0,5) \cos^2 16}}{\sqrt{0,98^2 + 0,5 \cos^2 16 (0,5 - 0,98^2(2 - 0,5) - 0,98)}}$$

$$\alpha_2 = 87,8^\circ$$

Con todos estos parámetros se puede concluir la construcción del diagrama de velocidades para la turbina Michell-Banki de la EPIME.

Figura 27

Triángulo de velocidades turbina Michell-Banki EPIME



Nota: Máquinas Hidráulicas Teoría y Problemas (Zamora & Viedma, 2016).

3.4.3. Eficiencia hidráulica de la turbina:

Para determinar la eficiencia hidráulica de la turbina se aplica la ecuación general de las turbinas:

$$\eta_h = U_1 V_1 \cos \alpha_1 - U_2 V_2 \cos \alpha_2$$

Donde se obtiene que la eficiencia hidráulica total del rodete es:

$$\eta_h = 2Kc^2 \cdot \cos^2 \alpha_1 \cdot Ku(1 - Ku)(1 + Kf)$$

$$\eta_h = 2(0,977)^2 \cos^2 16,5(1 - 0,5)(1 + 0,98)$$

$$\eta_h = 0,873$$

Aparte de evaluar la eficiencia hidráulica, calcular la eficiencia total de la turbina implica tener en cuenta las pérdidas de flujo, las pérdidas por impacto y las pérdidas mecánicas. En el contexto de la turbina Michell-Banki, su eficiencia puede llegar al 82% si se logran altos estándares en la calidad de su manufactura.

Para el cálculo de la eficiencia total (η_t) de la turbina se asumió la eficiencia volumétrica (η_v) igual a 0,99 ya que generalmente se considera cercana a 1, especialmente en turbinas bien diseñadas. En muchos cálculos y análisis, se omite considerar esta eficiencia porque suele ser insignificante en comparación con otras pérdidas. La eficiencia de impacto (η_i) al igual que la eficiencia volumétrica se consideró 0,99 ya que esta eficiencia también se considera cerca de 1 en turbinas eficientemente diseñadas, las pérdidas por impacto suelen ser menores en turbinas modernas. La eficiencia mecánica (η_m) Esta eficiencia tiene en cuenta las pérdidas mecánicas en el sistema de transmisión de potencia, como rodamientos, engranajes y otros componentes. Se calcula dividiendo la potencia

mecánica útil en el eje de la turbina entre la potencia mecánica entregada por la turbina por lo que se asumió 0.87.

$$\eta_t = \eta_h \times \eta_v \times \eta_i \times \eta_m$$

$$\eta_t = 0,873 \times 0,99 \times 0,99 \times 0,87$$

$$\eta_t = 0,744$$

3.4.4. Potencia en el eje de la turbina

La potencia de una turbina hidráulica se define técnicamente como la tasa en la que se realiza trabajo mecánico o se transfiere energía. En el contexto de una turbina, se refiere a la velocidad a la cual la turbina es capaz de convertir la energía cinética y potencial del flujo de agua en movimiento en el eje de la turbina en energía mecánica utilizable.

Matemáticamente, la potencia (P) se relaciona con la cantidad de energía transferida (E) en un intervalo de tiempo (t) según la siguiente ecuación:

$$P = \frac{E}{t}$$

En el caso de una turbina hidráulica, la energía transferida está relacionada con la diferencia en la energía del agua entre la entrada y la salida de la turbina, y el tiempo representa el ritmo al cual esta transferencia de energía se lleva a cabo.

La potencia también puede expresarse en función de la fuerza (F) aplicada y la velocidad (v) a la que se aplica esa fuerza, donde la fuerza se relaciona con la tasa de cambio de momento.

$$F = \frac{d(mv)}{dt}$$



En resumen, la potencia en una turbina hidráulica representa la tasa de conversión de la energía hidráulica del agua en movimiento en energía mecánica útil, y su cálculo se basa en los fundamentos de la física, la mecánica de fluidos y la transferencia de energía. Por ende, la potencia se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$P_T = \eta_t \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$$

Donde:

- ρ es la densidad del agua en Kg/m^3 .
- g es la aceleración debido a la gravedad, aproximadamente 9,81 m
- Q es el caudal de agua en metros cúbicos por segundo (m^3/s).
- H es la altura neta de caída del agua en metros (m).

$$P_T = (0,744)(1)(9,81)(0,024)(24) kW$$

$$P_T = 4,2 kW$$

Tabla 1*Resumen de los parámetros hidráulicos para la turbina.*

Parámetro	valor	unidad
Caudal (Q)	0,024	m ³
Velocidad (N)	1028	RPM
Altura neta (H)	24	m
Coefficiente de velocidad del inyector (K_C)	0,977	
Ángulo de ataque a la entrada del rodete (α_1)	16°	
Ángulo de entrada (β_1)	29,83°	
velocidad de salida del inyector (V_1)	21,2	m/s
velocidad tangencial (U_1)	10,19	m/s
velocidad relativa (W_1)	11,75	m/s
Coefficiente de velocidad tangencial (K_u)	0,5	
velocidad de salida del rodete (V_2)	5,73	m/s
velocidad tangencial (U_2)	10,19	m/s
velocidad relativa (W_2)	11,515	m/s
Ángulos $\beta'_2 = \beta'_1$ al interior del rodete	90°	
Coefficiente de velocidad relativa (K_f)	0,98	
Ángulo de ataque a la salida del rodete (α_2)	87,8°	
Ángulo de salida del rotor (β_2)	150,17°	
Eficiencia hidráulica (η_h)	0,873	
Eficiencia total (η_t)	0,744	
Potencia en el eje	4,2	kW
Potencia hidráulica	5,65	kW

Elaboración propia.

3.4.5. Diseño del rotor

Las mediciones del rotor, derivadas de la evaluación del módulo de pruebas para turbinas Michell-Banki de la EPIME, revelan que el rotor tiene un diámetro exterior de 189 mm (De), un ancho del rotor de 82 mm (Br).

Figura 28

Rodete Michell-Banki de la EPIME



Elaboración propia.

3.4.6. Diámetro exterior e interior del rotor

Al expresar la velocidad tangencial a la entrada del rotor en función del salto neto tenemos que:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot N}{60} \times D_e$$

$$U_1 = 2,127Kc\sqrt{H}$$

Entonces:

$$D_e = 19,08 \frac{U_1}{N}$$

$$D_e = 0,189 \text{ m}$$

Teniendo $\alpha_1 = 16$ y K_u igual a 0,5, se obtiene el diámetro interno de la siguiente forma (OLADE, 1982).



$$\frac{D_i}{D_e} = \frac{\sqrt{(2Ku \cos^2 \alpha_1 - 1) + \sqrt{(1 - 4\cos^2 \alpha_1 (1 - Ku)Ku)}}}{2Ku^2 \cos^2 \alpha_1}$$

$$D_i = 0,66 D_e$$

$$D_i = 0,12474 \text{ m}$$

3.4.7. Velocidad específica (N_S)

Es una medida adimensional que ayuda a determinar cómo funcionaría la turbina en diferentes condiciones de caída de cabeza y caudal, proporcionando información esencial para la selección y diseño de turbinas en aplicaciones hidroeléctricas o de fluidos.

$$N_S = \frac{N\sqrt{P}}{\sqrt[4]{H^5}}$$

P : Potencia en el eje en caballos de vapor (CV)

$$1 \text{ kW} = 1,3596 \text{ CV}$$

Por lo tanto:

$$N_S = \frac{1028\sqrt{(5.71)}}{\sqrt[4]{(24)^5}}$$

$$N_S = 46,243$$

3.4.8. Número de álabes en el rotor

La elección de la cantidad de álabes será determinada con base en el diámetro de la turbina y las condiciones operativas, específicamente la altura y el flujo. Es esencial considerar que un bajo número de palas causará fluctuaciones

en la generación de potencia, mientras que un número alto provocará una aceleración en el flujo del fluido, resultando en un aumento de las pérdidas y el efecto de la rejilla.

De acuerdo con los estudios de A. Ulku y H. Olgun, existe un valor óptimo para la cantidad de álabes. La tabla 2 muestra los resultados de diversas investigaciones que han sido documentadas en la literatura.

Tabla 2

Parámetros en turbinas ensayadas en diferentes investigaciones

REFERENCIA	d/D	D/B	Z	η_h
YOKOHAMA, 1985, JAPON	0,66	4,25	26	80,6
VIGM, 1986, CCCP	0,66	3	24	78
GANZ, 1984, HUNGRIA	0,66	1	30	75
ALABAMA, 1983, USA	0,66	0,25	20	75
RESITA, 1983, RUMANIA	0,66	1,28	24	73
KTU, 1987, TRAZBON, TURKIA	0,54	0,81	24	71,3
OREGON, 1949, USA	0,66	1,09	20	68
VDI, 1981, ETIOPIA	0,67	3,26	36	66
LOS ANDES, 1973, COLOMBIA	0,62	1,87	27	60,6
ODTU, 1985, ANKARA, TURKIA	0.83	1,44	30	55,5

Nota: Ficha Técnica Turbina Michell Banki 2 (ITDG, 2009).

De esta tabla se desprende que el número óptimo de álabes está entre 24 y 30. La turbina Michell-Banki de la EPIME cuenta con 24 álabes, está en el rango indicado para su diseño y simulación.

3.4.9. Espesor de los álabes

El cálculo del espesor de las palas de una turbina Michell-Banki implica considerar varios factores, como la geometría de la turbina, las condiciones de operación y los materiales utilizados. El espesor de los álabes tiene relación con

el diámetro exterior del rodete y el número de álabes y se puede expresar con la siguiente relación:

$$Z = 0,10\pi \frac{D_e}{e_p}$$

Donde:

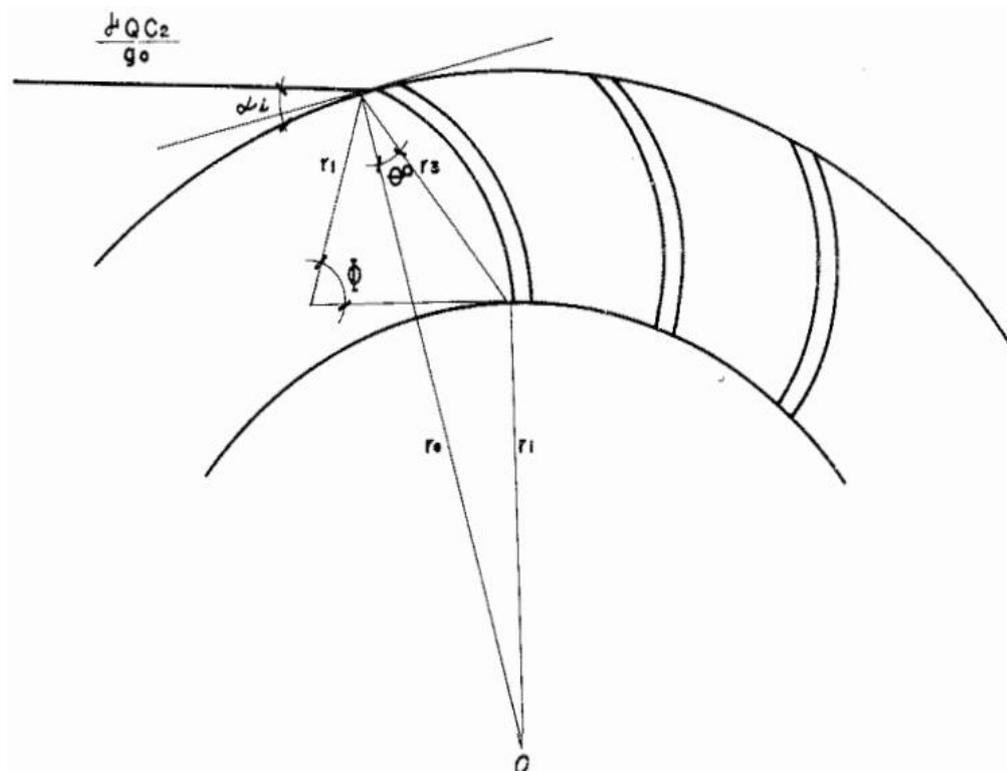
e_p = Espesor del álabe

$$e_p = 2,5 \text{ mm}$$

3.4.10. Geometría del álabe

Figura 29

Radio de curvatura del álabe



Nota: Manual de diseño estandarización y Fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas (OLADE, 1982).



La expresión del radio de curvatura de los álabes del rodete también depende del diámetro del rodete y del ángulo del álabe a la salida del rodete (β_2), de esta manera se obtiene:

$$r = \frac{D_e}{4 \cos \beta_2} \left| 1 - \left| \frac{D_i}{D_e} \right|^2 \right|$$

Sustituyendo los valores conocidos, se puede expresar en forma práctica por:

$$r = 0,163D_e$$

$$r = 30,8 \text{ mm}$$

La siguiente fórmula nos permite calcular el ángulo de curvatura de los álabes del rodete.

$$\varphi = 2 \arctan \left| \frac{\cos \beta_2}{\left| \frac{D_i}{D_e} + \sin \beta_2 \right|} \right|$$

$$\varphi = 73,7^\circ$$

El radio exterior, radio interior, r_3 , y θ° se calculan mediante las siguientes fórmulas (OLADE, 1982):

$$r_e = \frac{D_e}{2}$$

$$r_e = 94,5 \text{ mm}$$

$$r_i = \frac{D_i}{2}$$

$$r_i = 62,37 \text{ mm}$$

$$r_3 = 2r \sin \varphi / 2$$

$$r_3 = 36,64 \text{ mm}$$

$$\theta^\circ = \arccos \left| \frac{r_e^2 + r_3^2 - r_i^2}{2r_e 2r_3} \right|$$

$$\theta^\circ = 62,55^\circ$$

Con estas dimensiones se tendría definido el perfil del rodete para un diámetro exterior asumido. El ancho interno del rodete se obtiene luego de realizar el diseño de detalle del inyector. Una forma práctica de estimar el ancho del rodete es considerándolo como un 60 % mayor que el ancho del inyector.

En la planificación de turbinas Michell-Banki, es esencial tener en cuenta que, desde una perspectiva teórica, hay una restricción en relación al ángulo de admisión, el cual se representa mediante (OLADE, 1982):

$$\alpha_{BOC} = 2 \arctan \left| \frac{\sqrt{1 - Ku(2 - Ku) \cos^2 \alpha_1}}{\left| \frac{D_i}{D_e} \right| Ku \cos \alpha_1} \right|$$

El máximo porcentaje de arco de admisión, se obtiene con la expresión:

$$Ko = \frac{\alpha_{BOC}}{360^\circ}$$

Para los valores de α_1 igual a 16° y Ku igual a 0,5 se obtiene un valor de Ko igual a 0,334.

3.4.11. Fuerza hidráulica en el álabe

Por lo general, se adopta un valor inicial para el espesor de los álaves, el cual luego se verifica en términos de esfuerzos. Para esta evaluación, se considera



que los álabes actúan como una viga sujeta en sus extremos debido a la soldadura, y están sometidos a una carga uniforme. La fuerza que afecta a cada uno de los álabes, tomando en cuenta la situación más desfavorable, que ocurre cuando el rodete es frenado por alguna razón y la turbina está completamente abierta, se fórmula como sigue:

$$F = \frac{\gamma Q V_1 \cos \theta'}{g K o Z}$$

Donde:

F : es la componente y , de la fuerza del agua sobre cada álabe, en kg

Q : es el caudal máximo que fluye por el inyector, en m^3/s .

V_1 : es el velocidad del agua a la salida del inyector, en m/s .

g : constante igual a 9,81, en $kgf - s^2$.

θ' : $\alpha_1 + \theta^\circ$

(OLADE, 1982) concluyo que para fines prácticos y en los casos donde el rodete posea una geometría igual a la desarrollada en su manual, se puede considerar:

$$F = 46,5 Q \sqrt{H} N$$

Entonces:

$$F = 5,46 kg \times 9,81 m/s^2$$

$$F = 53,562 N$$

3.4.12. Diámetro del eje

Si asumimos que la ruta seguida por una partícula de agua dentro del rodete es lineal, se deduce que el diámetro máximo del eje que atraviesa el rodete debe ser:

$$d_{max} = D_i \cos \left| \frac{\alpha_{BOC}}{2} \right|$$

$$d_{max} = 0,328 D_e$$

$$d_{max} = 62 \text{ mm}$$

La evaluación mecánica del eje se lleva a cabo mediante la aplicación de la fórmula establecida por la ASME, que permite definir el tamaño mínimo del diámetro del eje. Esta fórmula se expresa de la siguiente manera:

$$d^3_{min} = \frac{16}{\pi S d} \sqrt{(K_m M_{max})^2 + (K_t T_{max})^2}$$

Donde:

M_{max} : es el momento flector máximo que se presenta en el eje en kg-m

y que se obtiene con la fórmula:

$$M_{max} = \sqrt{(M_x)^2 + (M_y)^2}$$

Siendo:

$$M_x = \frac{F_r \cdot a}{2}$$

$$M_y = \frac{P_r \cdot a}{2}$$



P_r : es el peso del rodete en kg

F_r : es la fuerza tangencial del rodete en kg., obtenido de:

$$F_r = \frac{1948 P_T}{N D_e}$$

P_T : es la potencia de la turbina en kW

N : es el número de revoluciones de giro de la turbina, en RPM

D_e : es el diámetro exterior del rodete, en metros.

T_{max} : es el momento torsor máximo que se presenta en el eje, en kg-m y se obtiene con la fórmula:

$$T = \frac{974 P_T}{N}$$

K_m : es el factor de momento flector para carga estable con un valor de 1,5.

K_t : es el factor de momento flector para carga estable con un valor de 1,0.

S_d : es el esfuerzo de diseño, en kg/m^2 , del material utilizado para el eje, que se estima como un 20 % del valor de esfuerzo de fluencia cuando se utiliza canal chavetero.

Al establecer la gradación de los tamaños de los diámetros en el eje, es crucial tomar en cuenta las medidas de los cojinetes, así como las de los sellos estándar disponibles en el mercado. Además, debido a las exigencias operativas de la turbina en su funcionamiento, el diámetro tomado en cuenta para el modelamiento y simulación de la turbina es:

$$d = 45 \text{ mm}$$

(OLADE, 1982) concluyo que una vez que se haya establecido el diámetro del eje, sería aconsejable llevar a cabo una verificación del eje teniendo en cuenta la velocidad crítica del mismo. Esta velocidad debe ser mayor que la velocidad de embalamiento, que en el contexto de la turbina Michell-Banki tiene un valor equivalente a 1,8 veces la velocidad nominal de la turbina.

Tabla 3

Resumen de los parámetros geométricos para la turbina

Parámetro	valor	unidad
Diámetro exterior del rotor (D_e)	189	mm
Diámetro interior del rotor (D_i)	124,74	mm
Ancho del rotor de (B_r)	82	mm
Velocidad específica (N_S)	46,243	
Número de álabes	24	
Espesor de los álabes (e_p)	2,5	mm
Radio de curvatura de los álabes (r)	30,8	mm
Ángulo de curvatura de los álabes (φ)	73,7°	
Radio de curvatura de los álabes (r_3)	36,64	mm
Ángulo de curvatura de los álabes (θ°)	62,55°	
Diámetro del eje (d)	4,5	mm

Elaboración propia.

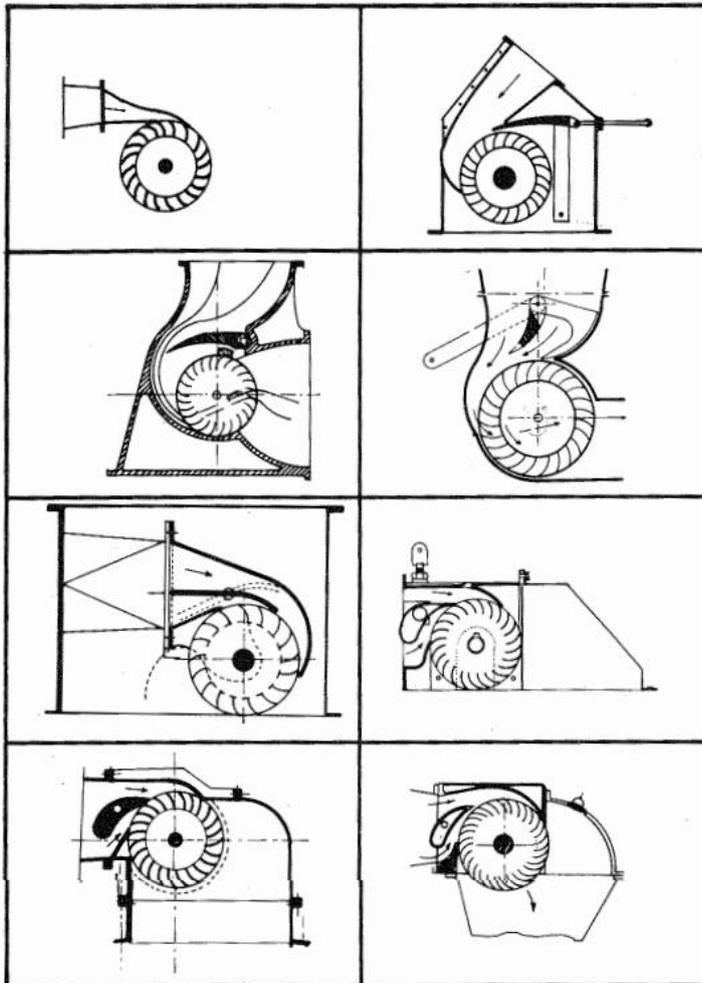
3.4.13. Geometría del inyector

Existen diversas configuraciones de inyectores utilizados en las turbinas Michell-Banki, algunas de las cuales se ilustran en la figura 30. Puede notarse que algunas de estas variantes incorporan un álabe de compuerta, mientras que otras presentan un álabe directriz con diversas formas, y en ciertos casos, el inyector se concibe sin un álabe de control. También se desarrollan inyectores con uno o dos

compartimentos con el objetivo de mejorar la eficiencia de la turbina cuando opera a cargas parciales.

Figura 30

Perfiles para inyectores turbinas Michell-Banki



Nota: Manual de diseño estandarización y Fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas (OLADE, 1982).

Para establecer la geometría óptima del inyector, es fundamental considerar en el proceso de diseño tanto la correcta conducción y aceleración del flujo de agua como la adecuada orientación y regulación de dicho flujo hacia los álabes del rotor.

La forma del inyector que incorpora un álabe guía ha sido determinada utilizando el enfoque mencionado previamente, teniendo en cuenta un álabe cuya

configuración aerodinámica minimice la cantidad de torque necesario para controlar el flujo de agua.

Teniendo en la placa de datos de la turbina donde el fabricante nos indica que el ancho del inyector es de 50 milímetros.

Las medidas del perfil del inyector para varios tamaños de rotor están detalladas en la Tabla 4. Es posible calcular las dimensiones correspondientes mediante un procedimiento de interpolación lineal.

Tabla 4

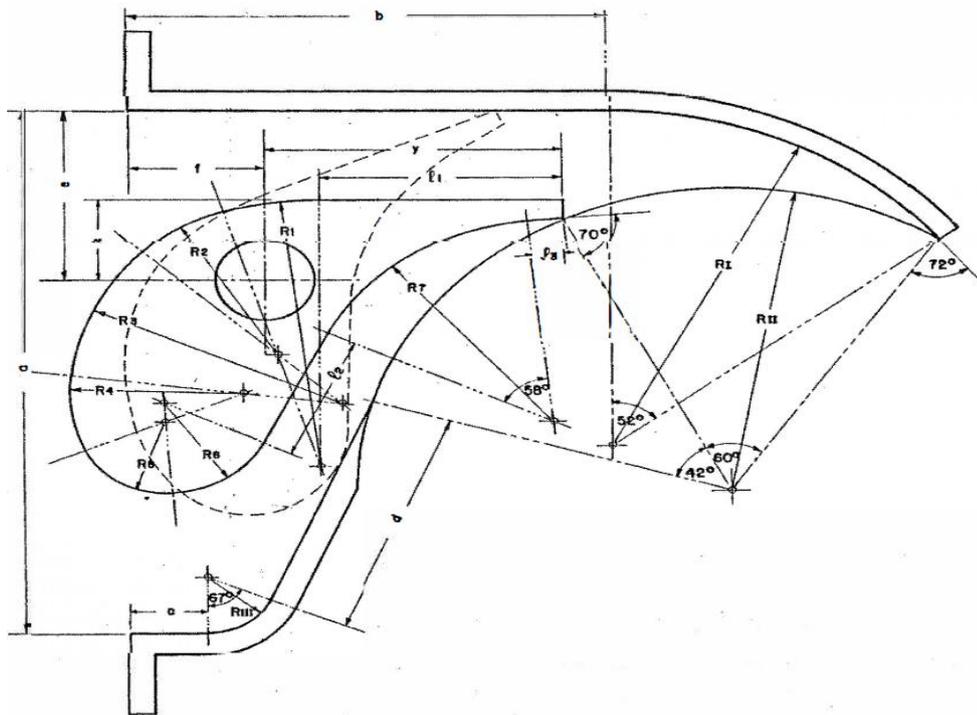
Dimensiones del inyector para diferentes diámetros del rodete

COTA(mm)	DIÁMETRO DE RODETE -De (mm)						
	100	189	200	300	400	500	600
a	87	164,43	174	261	348	435	522
b	65	122,85	130	195	260	325	390
c	10	19,53	21	31	41	52	62
d	34	64,26	68	102	136	170	204
e	28	53,55	57	85	113	142	170
f	18	34,65	37	55	73	92	110
Ri	56	105,84	112	168	224	280	336
Rii	50	95,13	101	151	201	252	302
Riii	9	17,64	19	28	37	47	56
R1	31	59,22	63	94	125	157	188
R2	13	24,57	26	39	52	65	78
R3	10	19,53	21	31	41	52	62
R4	20	37,80	40	60	80	100	120
R5	33	63,00	67	100	133	167	200
R6	23	44,10	47	70	93	117	140
R7	44	83,79	89	133	177	222	266
x	12	22,05	23	35	47	58	70
y	39	73,08	77	116	155	193	232
l2	33	61,74	65	98	131	163	196
l1	20	37,80	40	60	80	100	120
l3	8	15,12	16	24	32	40	48

Elaboración propia.

Figura 31

Perfil del inyector y álabe directriz



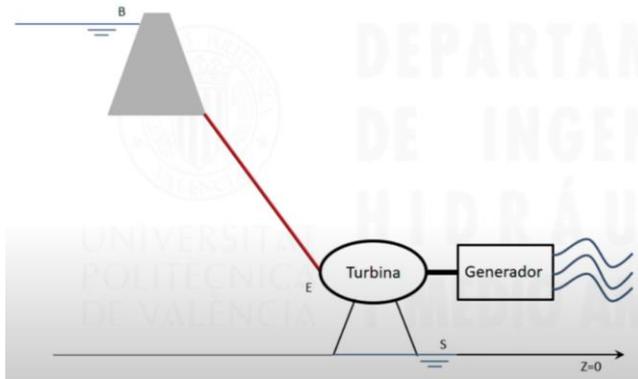
Nota: Manual de diseño estandarización y Fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas (OLADE, 1982).

3.5. SIMULACIÓN DEL SALTO BRUTO Y DETERMINACIÓN DEL SISTEMA DE BOMBEO

Considerando la necesidad de que la nueva bomba del módulo de pruebas para turbina Michell-Banki de la EPIME reproduzca una presión de altura neta de 24 metros, que representa la energía entregada a la turbina, se plantea la aplicación de la ecuación de Bernoulli entre los puntos B y S, tomando como referencias la Figura 32.

Figura 32

Simulación del salto bruto de altura



Elaboración propia.

La variación de energía entre el punto B y S viene establecida de la siguiente forma:

$$Z_B + \frac{P_B}{\gamma} + \frac{V_B^2}{2g} - H_u = Z_S + \frac{P_S}{\gamma} + \frac{V_S^2}{2g} + \sum h_{B-S}$$

A partir de esta ecuación de conservación de la energía, podemos establecer que la diferencia de energía en el punto B, menos la energía disipada por la turbina, se igualará a la energía presente en la sección de salida S, sumada a la totalidad de las pérdidas de carga que se presenten en el trayecto desde el punto B hasta el punto S.

Al efectuar un análisis exhaustivo de las pérdidas de carga desde el punto B hasta el punto E, podemos determinar la energía que ingresa a la turbina, denotada como (H_B). Asimismo, al evaluar la disparidad entre la altura de energía de entrada y la altura de energía de descarga, representada como (H_S), podemos calcular la altura neta o la disponibilidad de la cabeza de altura que la turbina puede aprovechar para su funcionamiento.

$$H_B = H_E + \sum h_{B-E}$$



$$H_S = Z_S + \frac{P_S}{\gamma} + \frac{V_S^2}{2g}$$

Entonces la altura neta tiene la siguiente forma:

$$H_N = H_E + H_S$$

Utilizando como punto de referencia de altura el punto E, ubicado antes del inyector (que marca la entrada a la turbina), para establecer la energía potencial en el punto E y la energía de descarga (H_S) como valores nulos, se fórmula la ecuación de Bernoulli de la siguiente forma:

$$\frac{P_E + P_{atm}}{\gamma} = Z_B - \frac{V_E^2}{2g} + \sum h_{B-E}$$

Dado que la velocidad al término de la tubería previa a la entrada del inyector se estima como aproximadamente igual a cero, podemos concluir que la altura bruta requerida para la elección de la bomba que emule el salto neto de 24 metros en el módulo de pruebas para la turbina Michell-Banki se determina mediante el siguiente procedimiento:

$$Z_B = \frac{P_E + P_{atm}}{\gamma} + \sum h_{B-E}$$

Donde:

Z_B : Salto bruto

$\frac{P_E + P_{atm}}{\gamma}$: Salto neto

$\sum h_{B-E}$: Pérdidas totales de energía entre el punto B y E

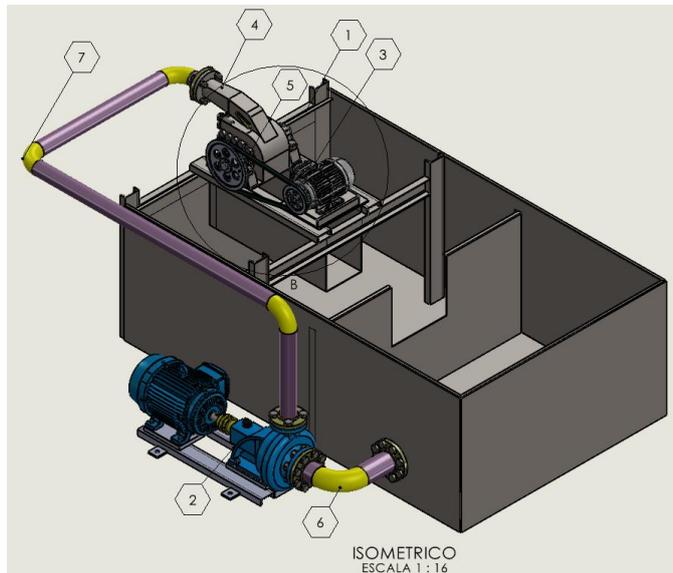
3.5.1. Pérdidas de carga en las líneas de succión y descarga

Las pérdidas totales en cada rama se obtienen al sumar las pérdidas debidas a la longitud de la tubería y los accesorios. Al sumar estas pérdidas podemos determinar la pérdida total de energía en esa rama del sistema, lo que es fundamental para evaluar su rendimiento y diseño.

El módulo comprende 2 líneas de tuberías que se muestran en la figura 33.

Figura 33

Componentes del módulo de pruebas para turbina Mitchell-Banki EPIME

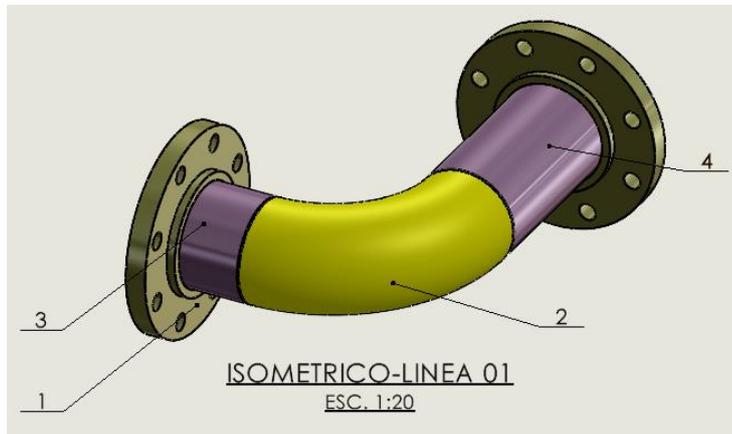


Elaboración propia.

La línea de succión presenta los siguientes elementos:

Figura 34

Línea de succión del módulo



Elaboración propia.

Tabla 5

Parámetros de cada componente de la línea de succión

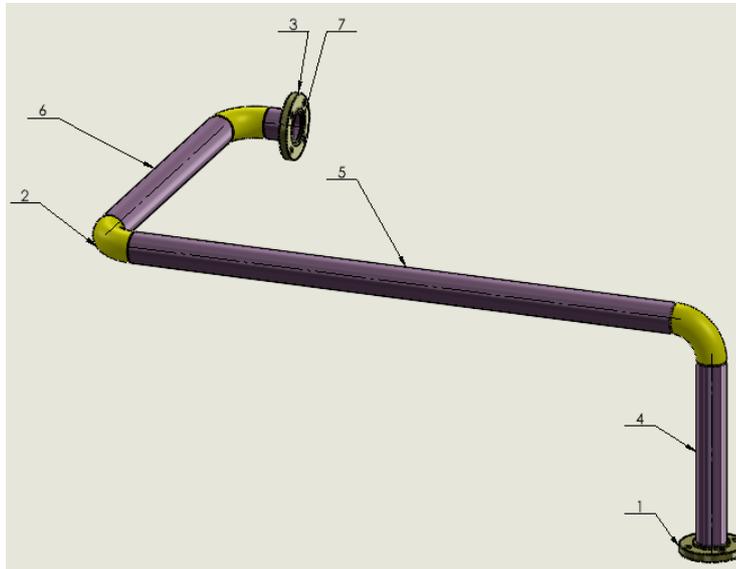
N.º de elemento	Componente	Cantidad	Longitud	Diámetro nominal
1	Flange (Brida)	2		4inch
2	Elbow (codo)	1		4inch
3	Pipe (tubería)	1	93,6mm	4inch
4	Pipe (tubería)	1	217,6mm	4inch

Elaboración propia.

La línea de descarga presenta los siguientes elementos:

Figura 35

Línea de descarga del módulo



Elaboración propia.

Tabla 6

Parámetros de cada componente de la línea de succión

N.º de elemento	Cantidad	Componente	Longitud	Diámetro Nominal
1	1	Flange (brida)		
2	3	Elbow (codo)		3 in, Schedule 40
3	1	Flange (brida)		
4	1	Pipe (tubería)	562,7mm	3 in, Schedule 40
5	1	Pipe (tubería)	1707,7mm	3 in, Schedule 40
6	1	Pipe (tubería)	902,9mm	3 in, Schedule 40
7	1	Pipe (tubería)	85,7mm	3 in, Schedule 40

Elaboración propia.



Cálculo del área y velocidad en la línea de succión:

$$A_S = \frac{\pi}{4} D_S^2$$

$$A_S = \frac{\pi}{4} (4 \times 0,0254)^2$$

$$A_S = 0,0081 \text{ m}^2$$

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

$$V_S = \frac{0,024 \text{ m}^3/\text{s}}{0,0081 \text{ m}^2}$$

$$V_S = 2,963 \text{ m/s}$$

Cálculo del área y velocidad en la línea de descarga:

$$A_D = \frac{\pi}{4} D_S^2$$

$$A_D = \frac{\pi}{4} (3 \times 0,0254)^2$$

$$A_S = 0,00456 \text{ m}^2$$

$$V_D = \frac{Q}{A}$$

$$V_D = \frac{0,024 \text{ m}^3/\text{s}}{0,00456 \text{ m}^2}$$

$$V_D = 5,263 \text{ m/s}$$

Las pérdidas de carga en la línea de succión y descarga son la suma de las pérdidas por fricción y accesorios en cada línea.



Para las pérdidas de carga por fricción se utilizó el método de Hazen-Williams que tiene la siguiente fórmula:

$$Hf = K \times Q^{1,852}$$

$$K = \frac{(10,67)(L)}{C^{1,852} \times D^{4,87}}$$

Donde:

Hf : Pérdida de carga por fricción (m)

K : Coeficiente de resistencia a la fricción del agua

Q : Caudal (m^3/s)

Las líneas de succión y descarga son de acero ASTM A36 por lo que se considera el coeficiente de Hazen-Williams igual a 150. las pérdidas por fricción son:

$$Hf_S = \frac{(10,67)(0,3112)}{150^{1,852} \times 0,1016^{4,87}} \times (0,024)^{1,852}$$

$$Hf_S = 0,021 \text{ m}$$

$$Hf_D = \frac{(10,67)(3,259)}{150^{1,852} \times 0,0762^{4,87}} \times (0,024)^{1,852}$$

$$Hf_D = 0,863 \text{ m}$$

Pérdida de carga en los accesorios se da por la siguiente fórmula:

$$H_L = K_L \frac{V^2}{2g}$$



Donde:

K_L : Coeficiente de resistencia de cada accesorio

Los coeficientes de resistencia para los accesorios de la línea son:

1 Codo a 90° de radio largo para la línea de succión: $K_L = 0,5$

3 Codos a 90° de radio largo para la línea de descarga: $K_L = 0,5$

Entonces, para las pérdidas de carga por accesorios para las líneas de succión y descarga están dadas por:

$$H_{L\text{succión}} = 0,5 \frac{2,963^2}{2 \times 9,81}$$

$$H_{L\text{succión}} = 0,224 \text{ m}$$

$$H_{L\text{descarga}} = 1,5 \frac{5,263^2}{2 \times 9,81}$$

$$H_{L\text{descarga}} = 2,11 \text{ m}$$

Habiendo calculado las pérdidas de carga por fricción y accesorios en las líneas de succión y descarga, se obtiene una pérdida total:

$$h_s = Hf_s + H_{L\text{succión}}$$

$$h_s = 0,021 + 0,224$$

$$h_s = 0,245 \text{ m}$$

$$h_d = Hf_d + H_{L\text{descarga}}$$

$$h_d = 0,863 + 2,11$$



$$h_d = 2,973 \text{ m}$$

$$h_{total} = h_s + h_d$$

$$h_{total} = 3,218 \text{ m} = \sum h_{B-E}$$

Con la pérdida total descrita arriba, se puede determinar el salto bruto requerido para que la nueva bomba del módulo simule los 24 metros de presión neta de altura requeridos para el funcionamiento correcto de la turbina. Esta simulación se representa con la fórmula siguiente ya calculada anteriormente, específica para este sistema.

$$Z_B = \frac{P_E + P_{atm}}{\gamma} + \sum h_{B-E}$$

Donde:

Z_B : salto bruto

$\frac{P_E + P_{atm}}{\gamma}$: salto neto

$\sum h_{B-E}$: pérdidas totales en las líneas

$$Z_B = 24 + 3,218$$

$$Z_B = 27,218 \text{ m}$$

3.5.2. Selección del sistema de bombeo

De la relación del salto bruto y el caudal requerido por la turbina se puede seleccionar el tipo de bomba que simulará el salto neto de 24 m.

Tabla 7

Parámetros para la elección de la bomba

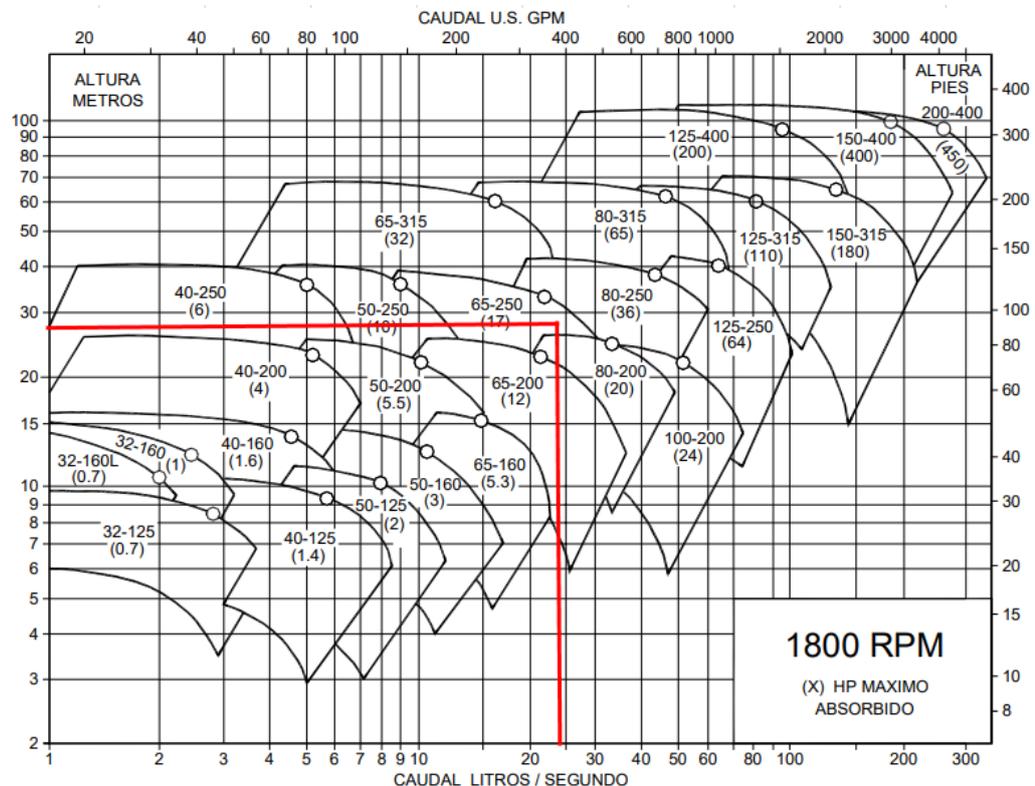
Parámetro	Símbolo	Indicador
Salto bruto	Z_B	27,218 m
Caudal	Q	0,024 m ³ /s

Elaboración propia.

De acuerdo a los parámetros de salto bruto y caudal se optó por utilizar el catálogo de bombas centrífugas de HIDROSTAL, representada en la Figura 36, donde se observa que el punto de intersección corresponde al modelo de bomba 65-250 para el rango de operación a una frecuencia de 60 Hz y 1800 rpm.

Figura 36

Curvas de operación a 60 Hz



Nota: Folleto bomba centrífuga Iso/Dis 2858 (HIDROSTAL, 2015).

Tabla 8

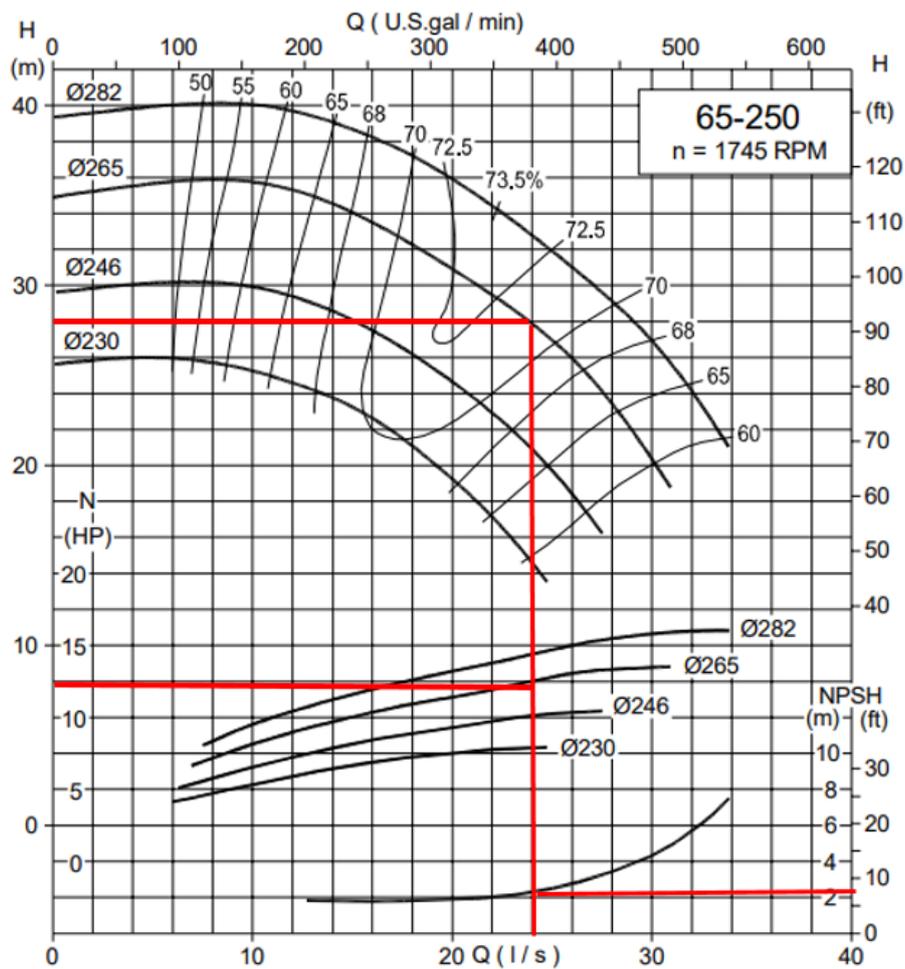
Parámetros para la elección de la bomba

Bomba seleccionada	
Modelo	65-250
Marca	Hidrostral
Diámetro del impulsor	256 mm
Altura (H)	28 m
Caudal (Q)	24

Elaboración propia.

Figura 37

Rangos de operación a 60 Hz



Nota: Folleto bomba centrífuga Iso/Dis 2858 (HIDROSTAL, 2015).

Del gráfico de curvas de operación de la bomba 65-250 Figura 37 se han identificado los parámetros de operación de la bomba y se muestran en la tabla 9.

Tabla 9

Parámetros de operación de la bomba

Parámetros de operación de la bomba					
Altura (H)	Caudal (Q)	Potencia (N)	Velocidad (n)	NPSH	Eficiencia
28 m	24	12,5 HP	1745 RPM	2,5 m	71,50%

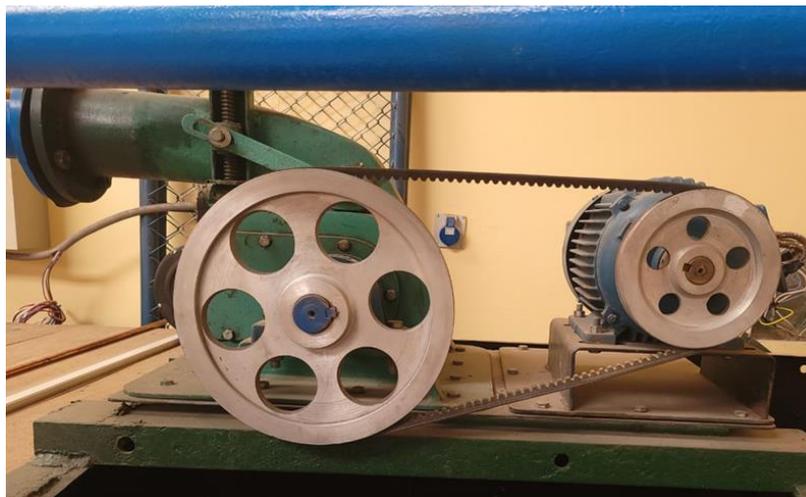
Elaboración propia.

3.5.3. Selección del tipo de generador eléctrico

La turbina actualmente está acoplada mediante un sistema de transmisión poleas-fajas a un motor de inducción trifásico 220/380/440 DELCROSA de 5HP o 3,7 kW a 1750 rpm, configurado para operar como generador el cual no permite utilizar toda la potencia generada en el eje de la turbina.

Figura 38

Sistema de transmisión



Elaboración propia.

la potencia del generador que se necesita está directamente relacionada con la potencia en el eje de tu turbina, que es de 4,2 kW en este caso. La potencia



nominal del generador debería ser igual o ligeramente superior a la potencia de salida de la turbina para garantizar que se pueda aprovechar completamente la energía generada. Dado que la potencia en el eje de la turbina es de 4,2 kW, sería apropiado buscar un generador con una potencia nominal de al menos 4,2 kW además que se debe considerar un generador con una potencia nominal un poco mayor para proporcionar cierto margen de seguridad y permitir una operación más eficiente.

Al tener en cuenta la potencia y velocidad del eje de la turbina se seleccionó un motor de la marca DELCROSA serie YD tamaño YD 112 MA4 con una potencia de 6 HP (4.5kW) a una velocidad de 1720-1750 rpm (4 polos), este es un motor de inducción trifásico de jaula de ardilla totalmente cerrado y enfriado por un ventilador (TEFC). Este motor se puede configurar para que funcione como un generador. Como el nuevo motor de inducción opera a la misma velocidad que el motor de inducción actual, se puede volver a utilizar el mismo sistema de transmisión poleas-fajas existente; para la rehabilitación se reemplazarán por unas nuevas poleas y fajas (correas dentadas) del mismo tamaño.

Figura 39

Datos técnicos del motor de inducción

DATOS TÉCNICOS DE MOTOR SERIE - YD										
TAMAÑO	POTENCIA		TENSIÓN	CORRIENTE	VELOCIDAD	EFF.	FACTOR	T _o ARRANQUE	I ARRANQUE	T _o MÁXIMO
IEC	HP	KW	(V)	(A)	RPM	n%	DE POTENCIA	T _o NOMINAL	I NOMINAL	T _o NOMINAL
220/380/440V 60Hz Velocidad Síncrona 1800 RPM (4 polos)										
YD 71 A4	0.5	0.37	220/380/440	1.94/1.12/0.97	1680	71.0	0.71	2.3	6.0	2.3
YD 71 B4	0.75	0.55	220/380/440	2.96/1.5/1.3	1680	73.0	0.76	2.3	6.0	2.3
YD 80 A4	1.0	0.75	220/380/440	3.52/2.0/1.73	1660	74.5	0.76	2.3	6.0	2.3
YD 80 B4	1.5	1.1	220/380/440	5.0/2.8/2.42	1680	78.0	0.78	2.3	6.5	2.3
YD 90 S4	2	1.5	220/380/440	6.4/3.7/3.2	1700	79.0	0.79	2.3	6.5	2.3
YD 90 L4	3	2.2	220/380/440	9.0/5.0/4.33	1700	81.0	0.82	2.2	7.0	2.3
YD 100 LA4	4	3	220/380/440	11.7/6.8/5.9	1700	82.5	0.81	2.2	7.0	2.3
YD 100 L4	5	3.7	220/380/440	14.5/8.8/7.6	1700	84.5	0.82	2.2	7.0	2.3
YD 112 MA4	6	4.5	220/380/440	16.7/9.6/8.4	1720	85.0	0.84	2.2	7.0	2.3
YD 112 M4	7.5	5.5	220/380/440	20.3/11.6/10	1720	85.5	0.84	2.2	7.0	2.3
YD 132 S4	10	7.5	220/380/440	27/15.4/13.3	1730	87.0	0.85	2.2	7.0	2.3
YD 132 MA4	12.5	9	220/380/440	35.1/20.2/17.5	1730	87.0	0.85	2.2	7.0	2.3
YD 132 M4	15	11	220/380/440	38.6/22.6/19.5	1750	88.0	0.84	2.2	7.0	2.3
YD 160 M4	20	15	220/380/440	52.2/30.3/26.2	1750	88.5	0.85	2.2	7.0	2.3
YD 160 L4	25	18.5	220/380/440	65.2/35.9/31.05	1750	91.0	0.86	2.2	7.0	2.3
YD 200 M4	40	30	220/380/440	99.8/56.8/49.2	1776	91.5	0.86	2.0	7.0	2.2
YD 200 L4	50	37	220/380/440	121/70.4/61	1776	92.2	0.87	2.0	7.0	2.2

Nota: <https://www.delcrosa.com.pe/producto/motor-de-proposito-general/>

Figura 40

Motor eléctrico DELCROSA

Motor Eléctrico de Uso General SERIE - YD



Nota: <https://www.delcrosa.com.pe/producto/motor-de-proposito-general/>

3.5.4. Accesorios adicionales

Una vez rehabilitado, el módulo de pruebas para turbinas Michell-Banki estará equipado con una serie de instrumentos de medición esenciales para llevar



a cabo ensayos precisos y exhaustivos. Este conjunto de instrumentos incluirá manómetros estratégicamente ubicados: uno en la tubería de succión, otro en la tubería de descarga y un tercero en la entrada de la turbina. Estos manómetros permitirán monitorear y medir las presiones en puntos clave del sistema hidráulico. Además de los manómetros, se adquirirán otros instrumentos de medición necesarios para llevar a cabo una variedad de ensayos, asegurando así la recopilación precisa de datos durante las pruebas de rendimiento y eficiencia en el módulo rehabilitado. Este conjunto completo de instrumentación garantizará un análisis detallado y preciso del desempeño de la turbina Michell-Banki en diversas condiciones de operación.

A continuación, se presenta los parámetros de funcionamiento de los accesorios seleccionados.

Manómetro lleno con aceite de conexión inferior: Modelo QM2.5D14I de la tienda VALIMETRO.

Estos manómetros están contruidos para soportar vibraciones y pulsaciones, y son versátiles para su uso en diversas aplicaciones, como instalaciones industriales, procesos, sistemas hidráulicos, neumáticos y sistemas de energía de fluidos

Tabla 10

Especificaciones técnicas de los manómetros

Especificaciones de los manómetros	
Tipo	Medidor de presión
Cubierta	Acero inoxidable SS 304, interior de latón.
Lente	Vidrio
Bisel	Acero inoxidable SS 304
Tipo de Conexión	Conexión inferior
Exactitud	$\pm 2,5\%$
Rellenable	Aceite de silicona o glicerina disponible
Embalaje	A prueba de sacudidas
Grado de protección	IP65
Estándar	ASME B40.100-2005
Campo	Tubería, superficie, industrial, central eléctrica
Certificado	ISO9001: 2008
Dial	2,5"
Connexión	1/4"NPT
Presición	$\pm 2-1,6-2\%$
Rangos	C: 0 - 25 BAR; 0 - 400 PSI D: 0 -50 BAR; 0 - 1000 PSI

Elaboración propia.

Figura 41

Manómetro lleno con aceite de conexión inferior



Nota: <https://www.valiometro.pe/manometros-medidores-de-presion>

Tacómetro: De la marca SKF modelo TKRT 10 es una herramienta veloz y precisa, emplea tecnología láser o contacto para la medición de velocidades de rotación y lineales. Este instrumento versátil cuenta con un láser y diversos adaptadores de contacto, ampliando su aplicabilidad en distintos contextos de uso.

Figura 42

Tacómetro SKF TKRT 10



Nota: <https://www.valiometro.pe/manometros-medidores-de-presion>

Características del tacómetro SKF TKRT 10: El tacómetro SKF TKRT 10 ofrece una amplia gama de medidas de velocidad, alcanzando hasta 99.999 r. p. m. con medición láser y 20.000 r. p. m. con adaptadores de contacto. Sus modos de medición incluyen velocidad de giro, revoluciones totales, frecuencia, velocidad de superficie y longitud en unidades métricas e imperiales. Utilizando láser, permite mediciones de velocidad de giro sin contacto hasta a 0,5 m de distancia. La pantalla LCD retroiluminada facilita la lectura en diversas condiciones, y su rango angular de captación de $\pm 45^\circ$ facilita la medición. Ofrece capacidad de almacenamiento para hasta 10 lecturas y presenta un diseño

compacto para uso con una sola mano. Se suministra en un estuche de transporte para protección y portabilidad.

Dinamómetro de torsión: Medidores de torsión Serie TT03, modelo MTT03-100 de la marca MARK-10 es una marca que se especializa en instrumentos de medición, y ofrecen dinamómetros de torsión.

Figura 43

Dinamómetro de torsión MARK-10 modelo MTT03-100



Nota: <https://mark-10.com/products/torque-gauges/series-tt03/#tab-undefined>

Los medidores digitales de torsión TT03 han sido diseñados para realizar pruebas de torsión en sentido horario y antihorario en diversas industrias, ofreciendo capacidades que oscilan entre 10 ozFin y 100 lbFin (7 a 1150 Nm). Estos dispositivos cuentan con un sensor de torsión remoto exclusivo que utiliza un mandril Jacobs para sujetar muestras, brocas o accesorios. Su carcasa de aluminio robusta permite su uso de manera manual o su montaje en bancos de prueba, adaptándose a requisitos de prueba más avanzados.

Incluyen el software MESUR ® Lite para la adquisición de datos, facilitando la tabulación de puntos de datos continuos o individuales. La exportación sencilla a Excel permite una manipulación de datos más eficiente.

Tabla 11

Especificaciones del Dinamómetro de torsión modelo MTT03-100

Especificaciones	
Exactitud	±0.5% de toda la escala
Velocidad captura datos	2.000 Hz
Alimentación	AC o batería recargable.
Unidades Medida	Nm, Ncm, kgFcm, lbFin, ozFin
Salidas Datos	USB / RS-232: Configurable hasta 115.200 baudios
Protección	150% de todo el rango de escala (muestra "OVER" a partir del 110%)
Accesorios Incluidos	Estuche de transporte, adaptador AC universal, llave de sujeción mandril, batería, guía rápida de manejo impresa, cable USB, CD de recursos (driver USB, software MESUR™ lite, versión demo software MESUR™ y guía de usuario), certificado de calibración trazable NIST
Precio	\$2095

Nota: <https://mark-10.com/products/torque-gauges/series-tt03/#tab-1>

Motor trifásico para el sistema de bombeo: La bomba centrífuga es de 12,5 HP y opera a 1745 RPM para lo cual se seleccionó el motor trifásico de 12,5hp 1800 rpm de la marca WEG carcasa de hierro con las siguientes características de funcionamiento:

Tabla 12

Especificaciones técnicas motor trifásico 12.5hp 1800rpm WEG

Especificaciones técnicas	
Marca	WEG
Referencia	SD012183CQA - 15325263
Potencia	12.5 Hp
Velocidad	1800 rpm
Voltaje	220/380/440 Voltios
Corriente nominal	31,2 - 15,6 amperios
Eficiencia	92,3%
Carcasa	Hierro - 132M/L

Nota: https://ecatalog.weg.net/tec_cat/tech_motor_sel_web.asp

Figura 44

Motor trifásico 12.5hp 1800rpm WEG



Nota: https://ecatalog.weg.net/tec_cat/tech_motor_sel_web.asp

Variador de frecuencia: La carga combinada del motor y la bomba centrífuga es de 25HP que es igual a 18,39kW, aplicando un factor de seguridad de 1,2; se tiene que el variador de frecuencia necesita una capacidad nominal de al menos 22,07kW y teniendo en cuenta el voltaje y corriente nominal del motor se seleccionó el variador de frecuencia ALTIVAR 610 de 22kW/30HP, 36.2A 380-480VAC 50/60 HZ TRIFASICO IP20 con las siguientes especificaciones.

Tabla 13

Especificaciones del variador de frecuencia

Especificaciones técnicas	
Tipo	Variador de Velocidad
Recomendaciones	Revisar el catálogo general para la selección correcta
Ancho	211 mm
Advertencia	Debe ser instalado por el personal calificado
Profundidad	232 mm
Marca	SCHNEIDER
Voltaje	380-480VAC
Aplicacion	Industrial
Peso	13500 g
Modelo	ATV610D22N4
Observaciones	Diseñado para instalaciones electricas
Altura	580 mm

Nota: https://ecatalog.weg.net/tec_cat/tech_motor_sel_web.asp

Figura 45

Variador de frecuencia ALTIVAR 610



Nota: <https://www.sigelec.com.pe/variador-de-velocidad-altivar-610--de-22kw-30hp--36-2a--380-480vac-50-60-hz--trifasico-ip20/p>

El variador de velocidad permitirá ajustar la velocidad del motor de la bomba de manera precisa. Esto es beneficioso para estudiar cómo varía el rendimiento del sistema en diferentes velocidades de la bomba además que, al variar la velocidad de la bomba, se pueden estudiar los efectos en el caudal y la potencia generada por la turbina. Esto permite comprender cómo cambios en la velocidad impactan en la producción de energía.

3.6. MÉTODO UTILIZADO EN SOLIDWORKS FLOW SIMULATION

En términos generales, la técnica de mallas cartesianas empleada en *SOLIDWORKS Flow Simulation* posibilita la realización de cálculos de multifísica integrados en una malla computacional que incluye celdas de fluido, celdas de sólidos y celdas parciales (que abarcan múltiples volúmenes de control).

En las áreas de fluidos, *SOLIDWORKS Flow Simulation* realiza la solución de las ecuaciones de Navier-Stokes, que representan las formulaciones matemáticas de las leyes de conservación de la masa, el momento y la energía (Sobachkin & Dumnov, 2014).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) + \frac{\partial P}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + S_i$$

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i H}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}(u_j(\tau_{ij} + \tau_{ij}^R)q_i) + \frac{\partial \rho}{\partial t_i} - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \rho \varepsilon + S_i u_i + Q_H$$

$$H = h + \frac{u^2}{2}$$

Para calcular flujos compresibles a alta velocidad y flujos con ondas de choque, se utiliza la siguiente ecuación de energía:

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i (E + \frac{p}{\rho})}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} (u_j (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) q_i) - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \rho \varepsilon + S_i u_i + Q_H$$

$$E = e + \frac{u^2}{2}$$

Estas ecuaciones se complementan con ecuaciones que describen el comportamiento del fluido, junto con relaciones empíricas que establecen cómo varía la densidad, viscosidad y conductividad térmica del fluido a diferentes temperaturas. Además, para fluidos no newtonianos que no son elásticos, se considera una dependencia en la que su viscosidad dinámica se relaciona con la temperatura y la velocidad de deformación del flujo (Sobachkin & Dumnov, 2014).

SOLIDWORKS Flow Simulation es capaz de considerar tanto flujos laminar como turbulentos. Los flujos laminares ocurren cuando el número de Reynolds es bajo, definido como el producto de la velocidad y la longitud característica dividido por la viscosidad cinemática. Cuando el número de Reynolds supera un valor crítico, la transición al flujo turbulento ocurre de manera gradual. Para predecir flujos turbulentos, se utilizan las ecuaciones de Navier-Stokes con promedio de Favre, que ponderan los efectos temporales de la turbulencia en los parámetros del flujo, mientras que los fenómenos de gran escala se consideran directamente. Este enfoque introduce términos adicionales llamados tensiones de Reynolds en las ecuaciones, los cuales requieren información adicional para su resolución. Para cerrar este conjunto de ecuaciones, *SOLIDWORKS Flow Simulation* emplea ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta y su tasa de disipación, utilizando el modelo k-ε.

(Sobachkin & Dumnov, 2014) menciona que el modelo de turbulencia k-ε modificado con funciones de amortiguación, propuesto por Lam y Bremhorst en 1981, se

utiliza para describir flujos laminares, turbulentos y de transición en fluidos homogéneos.

Este modelo se basa en las siguientes ecuaciones de conservación de turbulencia:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho k u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + u_i P_B$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \rho \varepsilon u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left(f_1 \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + C_B u_t P_B \right) - f_2 C_{\varepsilon 2} \frac{\rho \varepsilon^2}{k}$$

$$\tau_{ij} = \mu s_{ij}, \tau_{ij}^R = \mu s_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}, s_{ij} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k}$$

$$P_B = - \frac{g_i}{\sigma_B} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i}$$

$$C_B = 0,09, C_{\varepsilon 1} = 1,44, C_{\varepsilon 2} = 1,92, \sigma_B = 1, \sigma_B = 1,3, \sigma_B = 0,9, C_B = 1, P_B >$$

0, $C_B = 0$ si $P_B < 0$, la viscosidad turbulenta se determina a partir de:

$$\mu_t = f_\mu \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon}$$

La función de amortiguamiento de Lam y Bremhorst f_μ se determina a partir de:

$$f_\mu \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon} = (1 - e^{-0.025 R_y})^2 \left(1 + \frac{20.5}{R_t} \right)$$

Donde:

$$R_y = \frac{\rho k^2}{\mu}$$

$$R_t = \frac{\rho \sqrt{k y}}{\mu \varepsilon}$$

La variable "y" representa la distancia desde un punto específico hasta la pared, y las funciones de amortiguamiento f_1 y f_2 , propuestas por Lam y Bremhorst, se calculan en función de esta distancia mediante la siguiente expresión:

$$f_1 = 1 + \left(\frac{0.05}{f_\mu}\right)^3, f_2 = 1 - e^{-R_t^2}$$

Las funciones de amortiguamiento propuestas por Lam y Bremhorst, que son f_μ , f_1 y f_2 tienen el efecto de disminuir la viscosidad turbulenta y la energía de turbulencia, además de aumentar la capacidad de disipación de la turbulencia en situaciones donde el número de Reynolds (R_y), calculado en base a la velocidad media de las fluctuaciones y la distancia desde la pared, es muy pequeño. Cuando estas funciones toman el valor de 1, el modelo vuelve a su forma original, es decir, el modelo k- ϵ original. La transferencia de calor se define mediante la siguiente expresión:

$$q_i = \left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_c}\right) \frac{\partial h}{\partial x_i}, i = 1,2,3$$

Donde, la constante $\sigma_c = 0.9$, Pr es el número de Prandtl y h la entalpía térmica.

Por último, se establece una tarea computacional específica al definir su geometría, contorno y condiciones iniciales. Todos los detalles de estas condiciones se describen directamente en el modelo de CAD original.



CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. MODELADO DEL MÓDULO DE PRUEBAS PARA TURBINA

MICHELL-BANKI

Se realizó el modelo 3D para cada uno de los nuevos componentes del módulo de pruebas para turbina Michell-Banki de la EPIME, para luego realizar el análisis CFD del fluido que va desde la bomba hasta la turbina, el modelo 3D presenta los siguientes componentes.

Tabla 14

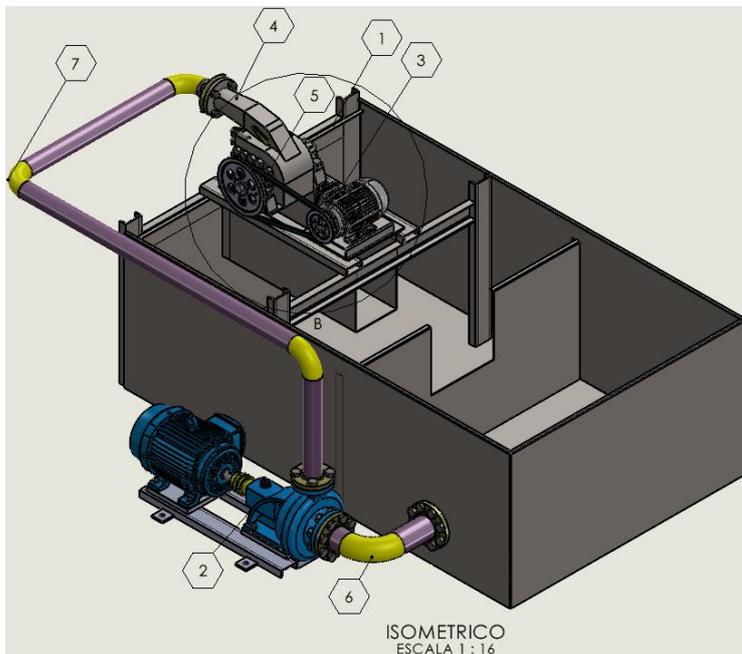
Componentes del módulo para turbina Michell-Banki EPIME

N.º de Elemento	N.º de Pieza	Cantidad
1	Tanque	1
2	Bomba centrífuga	1
3	Motor de inducción 5 HP	1
4	Turbina Michell-Banki	1
5	Sistema de poleas	1
6	Línea de Entrada	1
7	Línea de Salida	1

Elaboración propia.

Figura 46

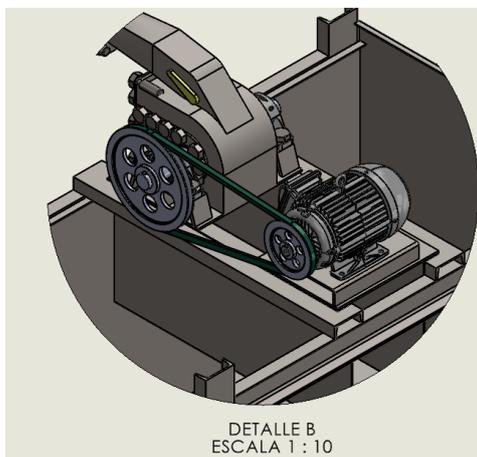
Modelo 3D del módulo de pruebas para turbina Michell-Banki EPIME



Elaboración propia.

Figura 47

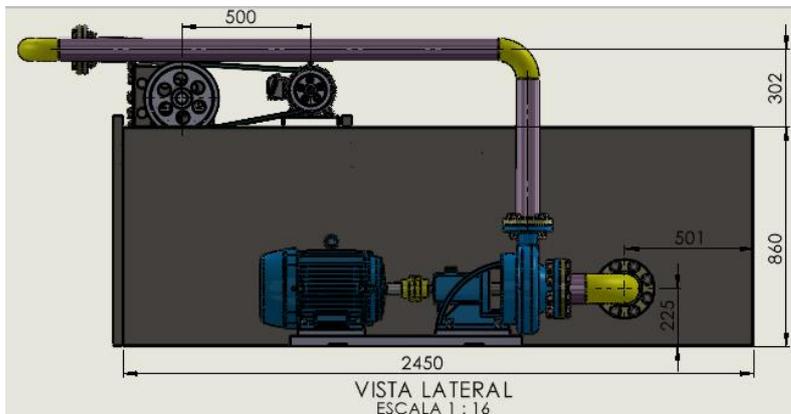
Grupo turbina-motor de inducción



Elaboración propia.

Figura 48

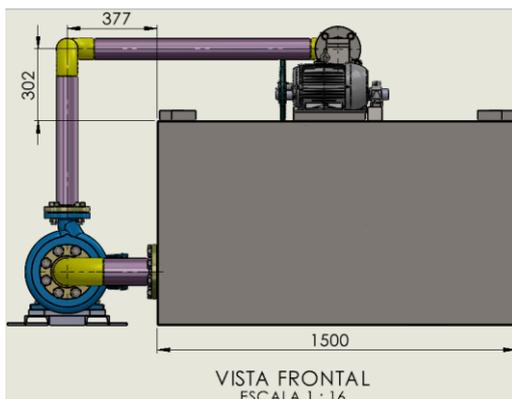
Vista lateral del módulo de pruebas



Elaboración propia.

Figura 49

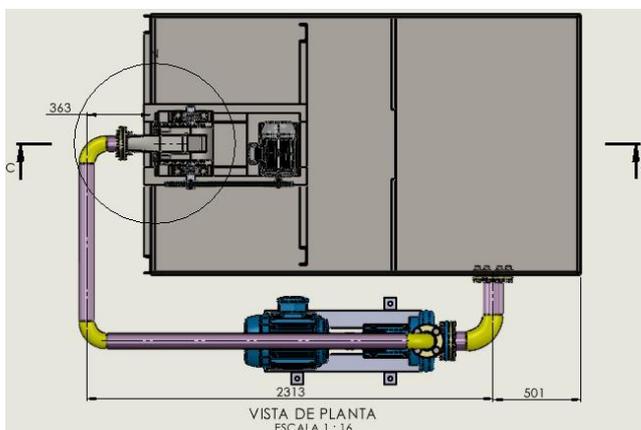
Vista frontal del módulo de pruebas



Elaboración propia.

Figura 50

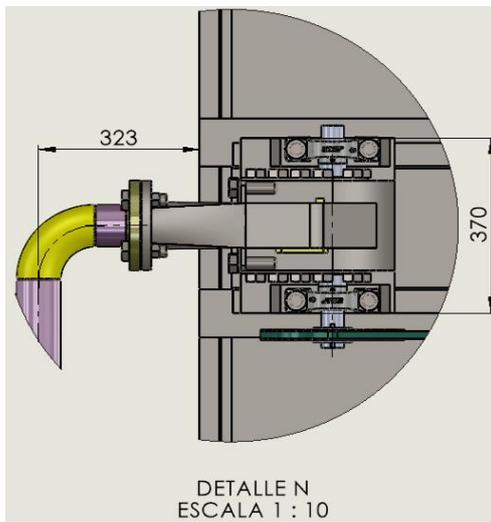
Vista de planta del módulo de pruebas



Elaboración propia.

Figura 51

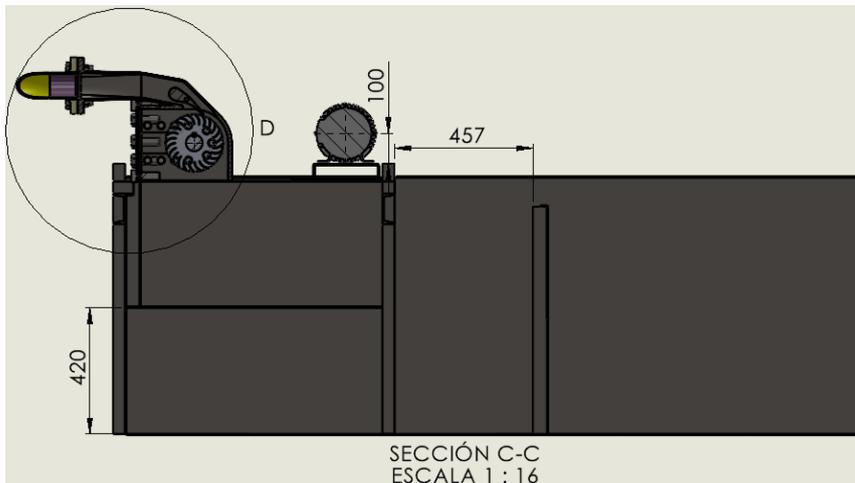
Vista de planta de la turbina



Elaboración propia.

Figura 52

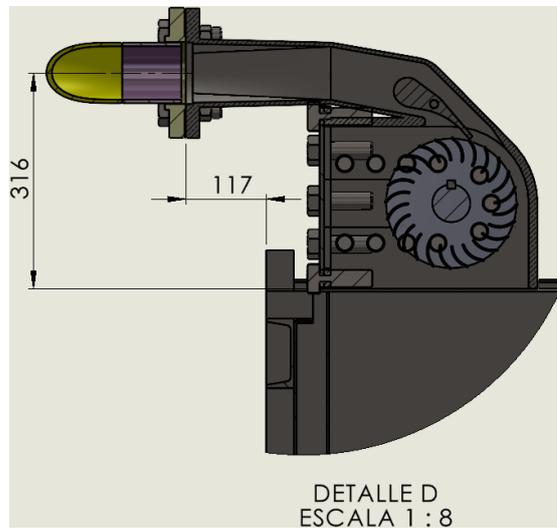
Corte transversal C-C del módulo de pruebas



Elaboración propia.

Figura 53

Corte transversal turbina Michell-Banki

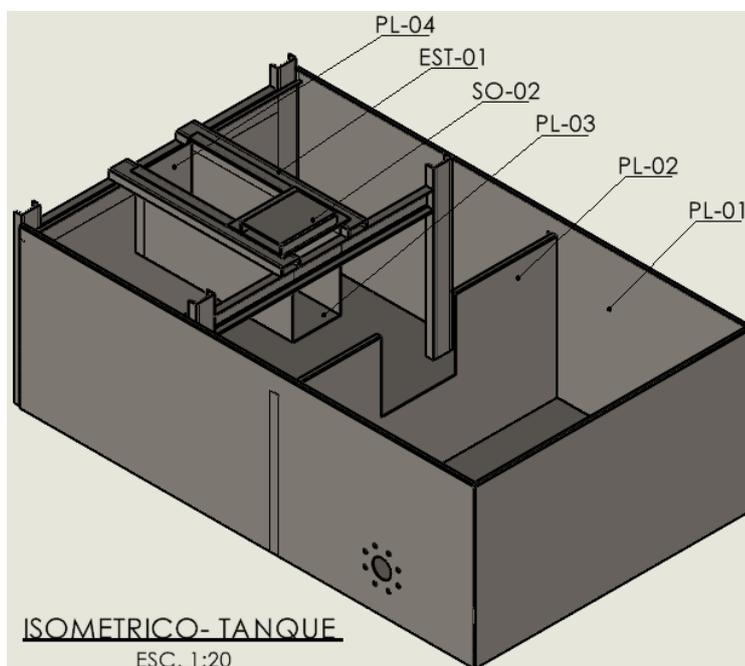


Elaboración propia.

4.1.1. Dimensionamiento del tanque metálico

Figura 54

Tanque metálico del módulo de pruebas para turbina Michell-Banki



Elaboración propia.

Tabla 15

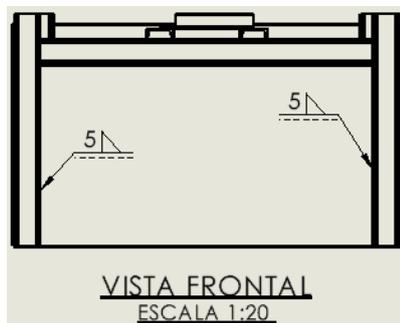
Elementos del tanque metálico

N.º de Elemento	N.º de Pieza	Descripción	Cantidad	Material	Peso
1	PL-01	PLANCHA 1/8"	1	ASTM A36 Acero	260394,57
2	PL-02	PLANCHA 1/8"	1	ASTM A36 Acero	26786,55
3	PL-03	PLANCHA 1/8"	1	ASTM A36 Acero	25100,02
4	PL-04	PLANCHA 1/8"	1	ASTM A36 Acero	2616,25
5	SO-02	PLANCHA 1/4"	1	ASTM A36 Acero	9928,76
6	EST-01	PERFIL C x5.4	1	ASTM A36 Acero	63273,35

Elaboración propia.

Figura 55

Vista frontal del tanque metálico



Elaboración propia.

Figura 56

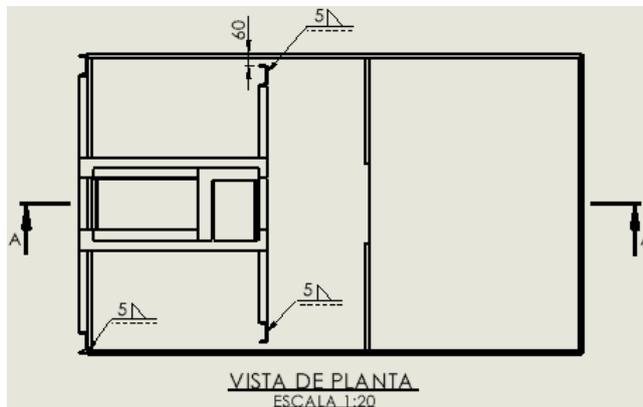
Vista lateral del tanque metálico



Elaboración propia.

Figura 57

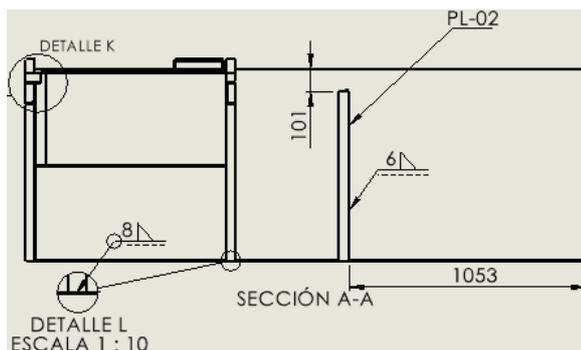
Vista de planta del tanque metálico



Elaboración propia.

Figura 58

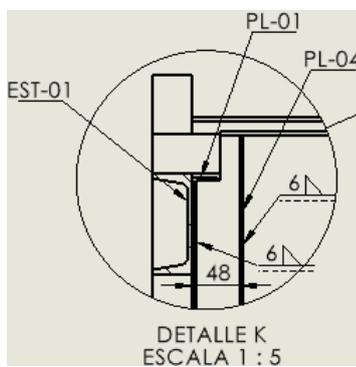
Corte transversal A-A del tanque metálico



Elaboración propia.

Figura 59

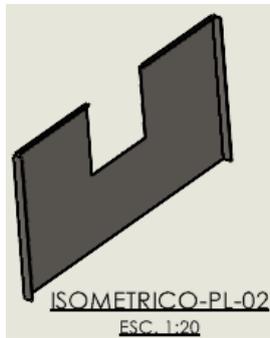
Detalle K tanque metálico



Elaboración propia.

Figura 60

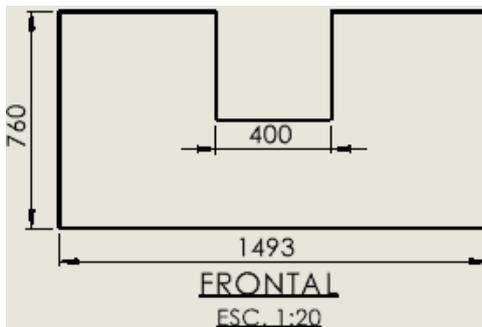
Plancha PL-02 tanque metálico



Elaboración propia.

Figura 61

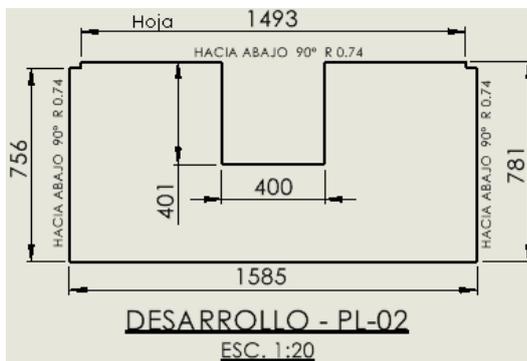
Vista frontal PL-02 tanque metálico



Elaboración propia.

Figura 62

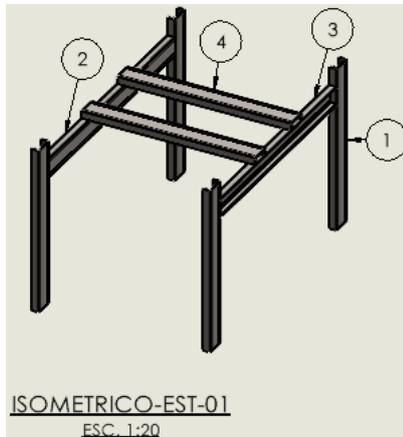
Desarrollo PL-02 tanque metálico



Elaboración propia.

Figura 63

EST-01 Soporte metálico para la turbina



Elaboración propia.

Tabla 16

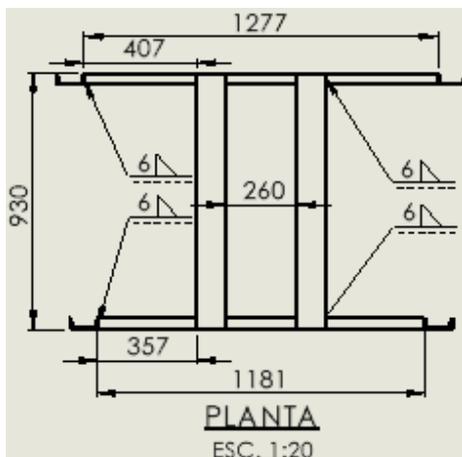
Componentes del soporte metálico para la turbina

N° de Elemento	Cantidad	Descripción	Longitud
1	4	C4x5.4	900
2	1	C4x5.4	1276.8
3	1	C4x5.4	1176.8
4	2	C4x5.4	930

Elaboración propia

Figura 64

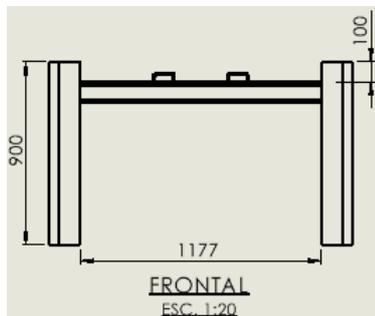
Vista de planta soporte metálico para la turbina



Elaboración propia.

Figura 65

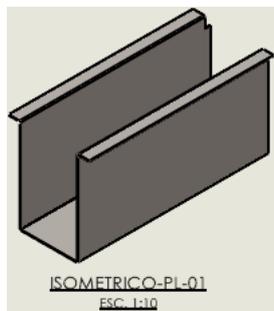
Vista frontal soporte metálico para la turbina



Elaboración propia.

Figura 66

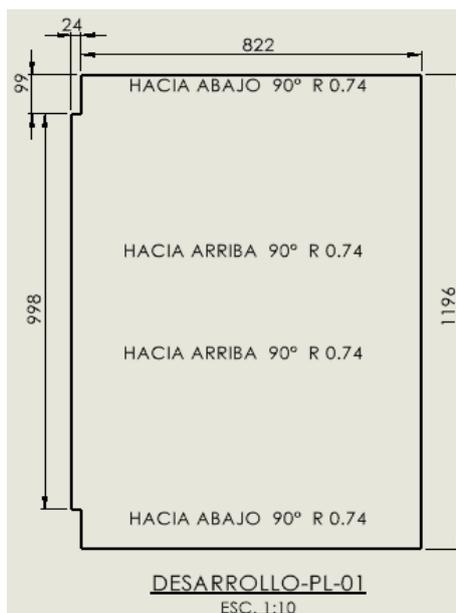
Plancha PL-01



Elaboración propia.

Figura 67

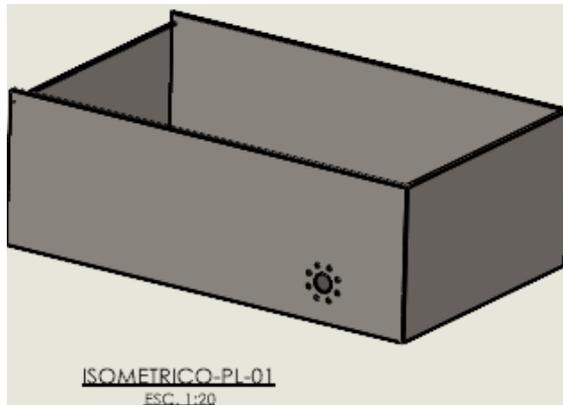
Dimensiones de la plancha PL-01



Elaboración propia.

Figura 68

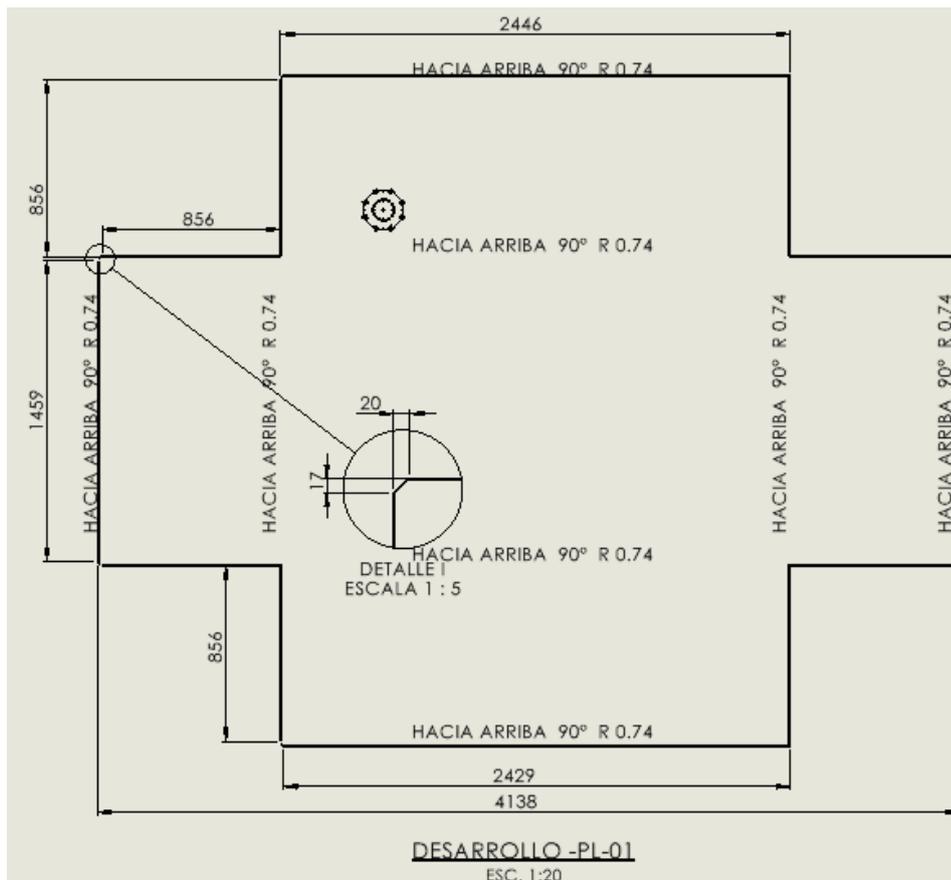
Base del tanque metálico



Elaboración propia.

Figura 69

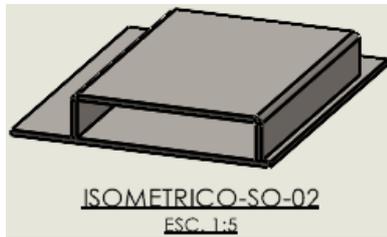
Dimensiones de la base del tanque metálico



Elaboración propia.

Figura 70

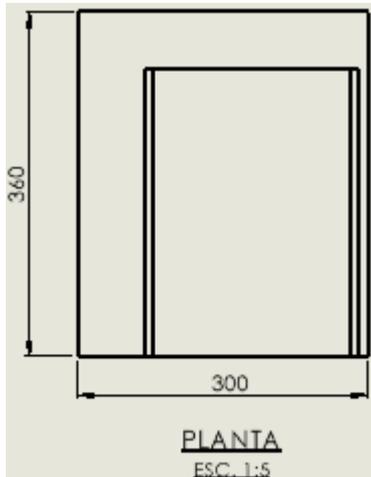
Soporte del motor SO-02



Elaboración propia.

Figura 71

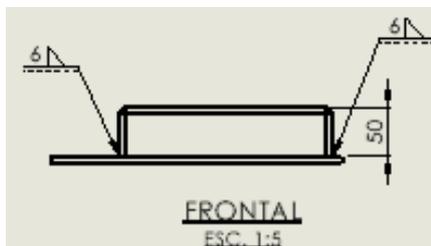
Vista de planta soporte del motor SO-02



Elaboración propia.

Figura 72

Vista frontal soporte del motor SO-02

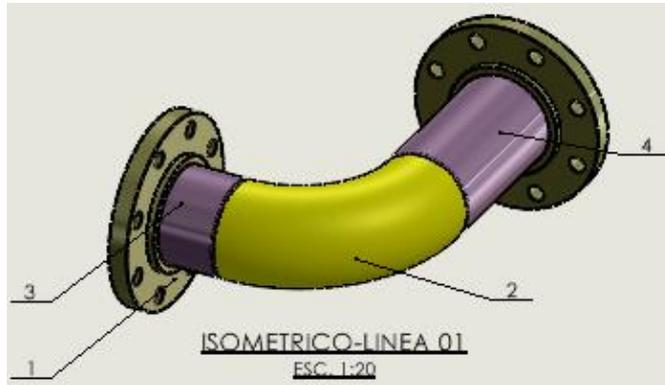


Elaboración propia.

4.1.2. Dimensionamiento de las líneas de succión y descarga

Figura 73

Modelo 3D de la línea de succión



Elaboración propia.

Tabla 17

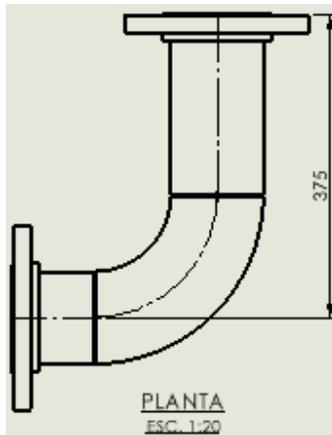
Componentes de la línea de succión

N.º	N.º de pieza	Componente	Cantidad	Longitud	Diámetro Nominal
1	Slip On Flange 150-NPS4	Flange	2		4inch
2	90L LR Inch 4 Sch40	Elbow	1		4inch
3	4 in, Schedule 40	Pipe	1	93,6mm	4inch
4	4 in, Schedule 40, 2	Pipe	1	217,6mm	4inch

Elaboración propia.

Figura 74

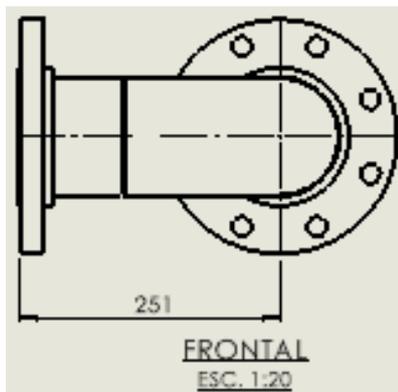
Vista de planta línea de succión



Elaboración propia.

Figura 75

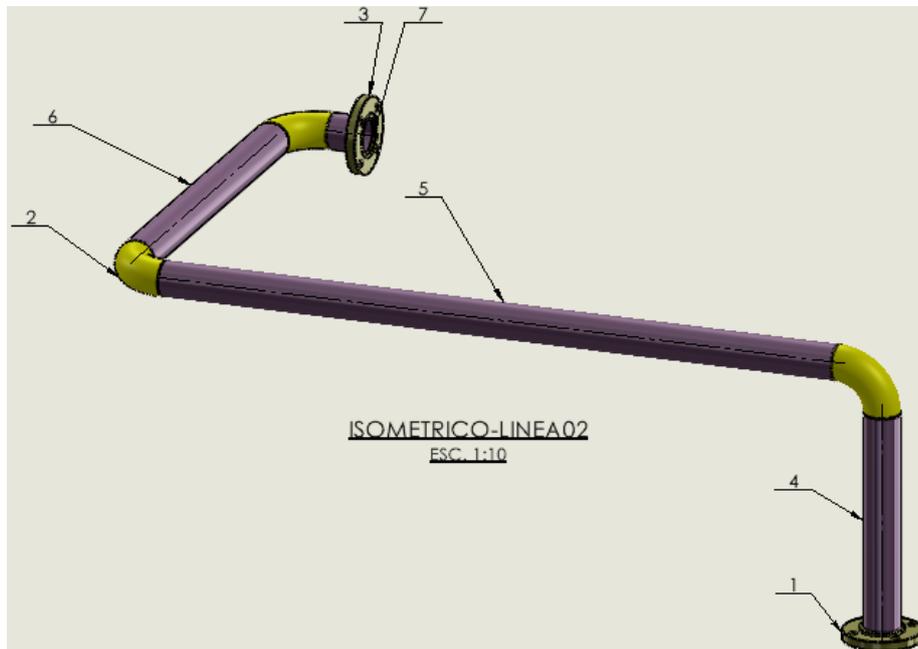
Vista frontal línea de succión



Elaboración propia.

Figura 76

Modelo 3D de la línea de descarga



Elaboración propia.

Tabla 18

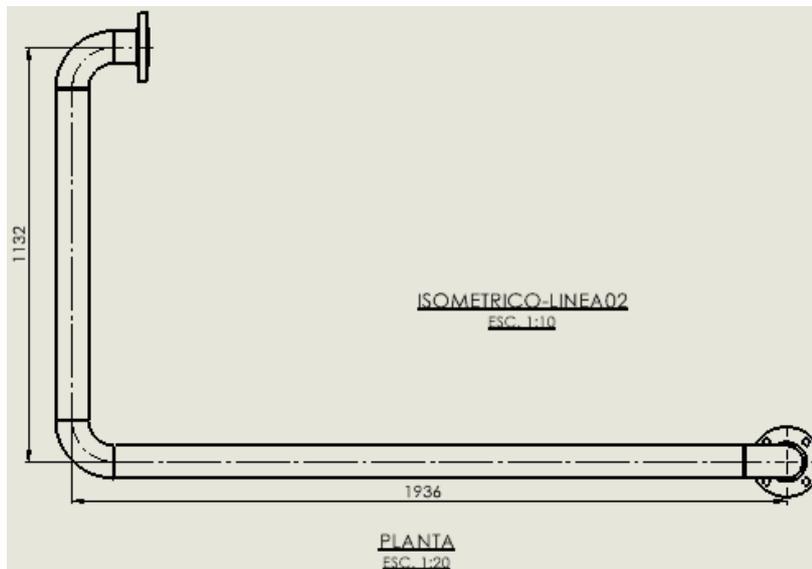
Componentes de la línea de descarga

N.º	N.º de pieza	Cantidad	Tipo de Componente	Longitud	Diámetro Nominal
1	Socket Flange 150-NPS3	1	Flange		3inch
2	90L LR Inch 3 Sch40	3	Elbow		3inch
3	Slip On Flange 150-NPS3	1	Flange		3inch
4	3 in, Schedule 40, 4	1	Pipe	562,7mm	3 in, Schedule 40
5	3 in, Schedule 40	1	Pipe	1707,7mm	3 in, Schedule 40
6	3 in, Schedule 40, 5	1	Pipe	902,9mm	3 in, Schedule 40
7	3 in, Schedule 40, 2	1	Pipe	85,7mm	3 in, Schedule 40

Elaboración propia.

Figura 77

Vista de planta línea de descarga



Elaboración propia.

Figura 78

Vista lateral línea de descarga



Elaboración propia.

4.1.3. Dimensionamiento de la turbina Michell-Banki

Se realizó el modelo 3D de la turbina Michell-Banki del módulo de pruebas de acuerdo con las especificaciones geométricas e hidráulicas calculadas en el capítulo III.

Tabla 19

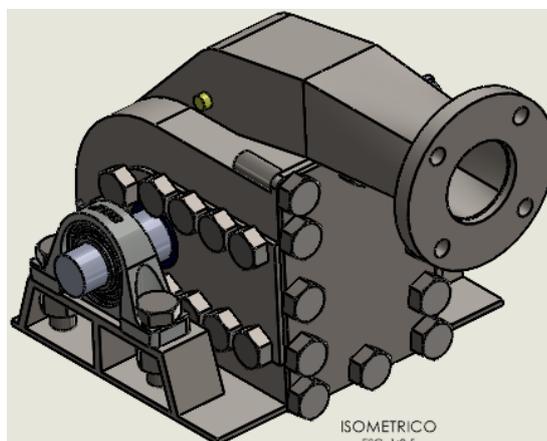
Parámetros de diseño de la turbina Michell-Banki

Parámetro	valor	unidad
Caudal (Q)	0,024	m^3/s
Velocidad (N)	1028	RPM
Altura neta (H)	24	m
Ángulo de ataque a la entrada del rodete (α_1)	16°	
Ángulo de entrada (β_1)	$29,83^\circ$	
Ángulos $\beta'_2 = \beta'_1$ al interior del rodete	90°	
Diámetro exterior del rotor (D_e)	189	mm
Diámetro interior del rotor (D_i)	124,74	mm
Ancho del rotor de (B_r)	82	mm
Velocidad específica (N_s)	46,243	
Número de álabes (Z)	24	
Espesor de los álabes (e_p)	2,5	mm
Radio de curvatura de los álabes (r)	30,8	mm
Ángulo de curvatura de los álabes (φ)	$73,7^\circ$	
Radio de curvatura de los álabes (r_3)	36,64	mm
Ángulo de curvatura de los álabes (θ)	$62,55^\circ$	
Diámetro del eje (d)	4,5	mm

Elaboración propia.

Figura 79

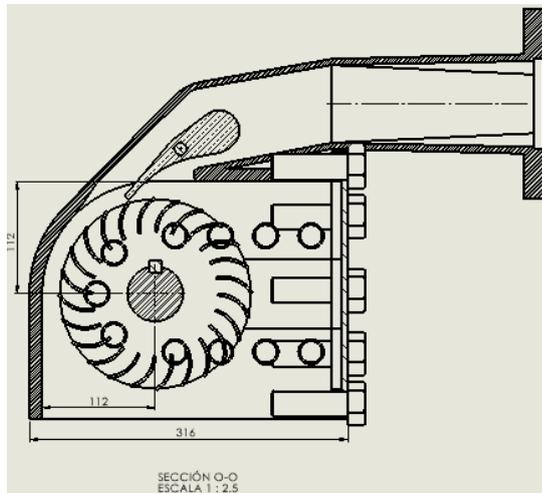
Modelo 3D de la turbina Michell-Banki



Elaboración propia.

Figura 80

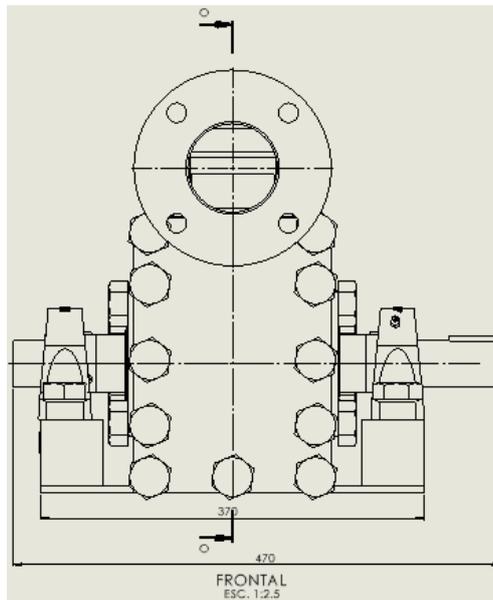
Corte transversal O-O de la turbina Michell-Banki



Elaboración propia.

Figura 81

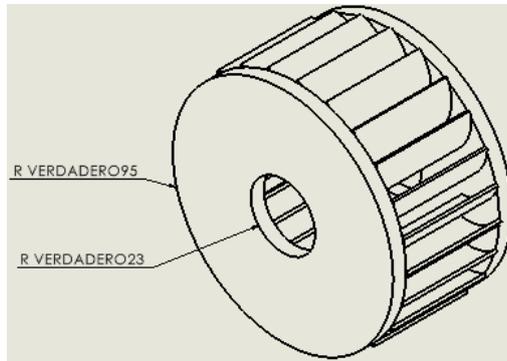
Vista frontal de la turbina Michell-Banki



Elaboración propia.

Figura 82

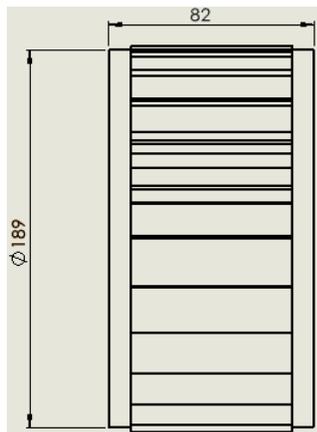
Vista isométrica del rodete



Elaboración propia.

Figura 83

Vista frontal del rodete



Elaboración propia.

4.2. SIMULACIÓN CFD (COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS) DE LA TURBINA

CFD puede emplearse para evaluar el rendimiento de un componente durante la etapa de diseño o para analizar los problemas que presenta un componente existente, lo que puede resultar en una mejora en su diseño. *SOLIDWORKS Flow Simulation* es una herramienta altamente adecuada para llevar a cabo la simulación de turbinas de flujo cruzado.

Esta herramienta nos permitió modelar y analizar el comportamiento del flujo de agua a través de las turbinas, incluyendo parámetros como velocidad, presión y otros factores relevantes.

Para llevar a cabo la simulación del módulo para turbinas Michell-Banki en *SOLIDWORKS Flow Simulation*, se especificaron los siguientes parámetros y condiciones de inicio:

4.2.1. Entorno de análisis

Tabla 20

Configuración del entorno de SOLIDWORKS Flow Simulation

Entorno de análisis para la simulación	
Software Product:	Flow Simulation 2022 SP1.0. Build: 5482
CPU Type:	AMD Ryzen 7 3700X 8-Core Processor
CPU Speed:	3593 MHz
RAM:	24507 MB / 16342 MB
Operating System:	Windows 10 (or higher) (Version 10.0.19044)

Elaboración propia.

4.2.2. Información básica del modelo 3D

Tabla 21

Información del modelado y proyecto

Información para la simulación	
Model Name:	MODELO 3D TURBINA.SLDASM
Project Name:	CFD TURBINA MICHELL-BANKI EPIME UNA-PUNO
Unit System:	SI (m-kg-s)
Analysis Type:	External (not exclude internal spaces)

Elaboración propia.

4.2.3. Condiciones de Frontera:

Establecen las condiciones de dominio computacional para la simulación del módulo en el programa *SOLIDWORKS Flow Simulation*. Se consideró las siguientes condiciones iniciales:

Tabla 22

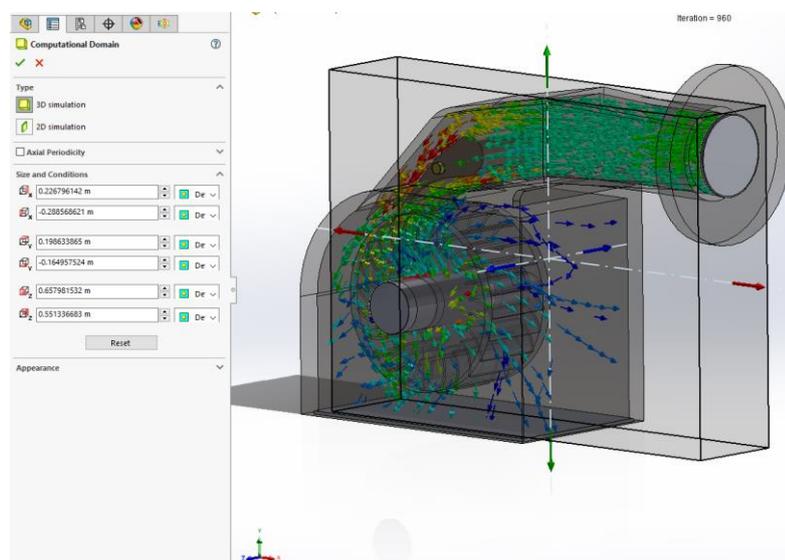
Dominio computacional para la turbina

Tamaño del dominio computacional	
X min	-0,289 m
X max	0,227 m
Y min	-0,165 m
Y max	0,199 m
Z min	0,551 m
Z max	0,658 m
X size	0,515 m
Y size	0,364 m
Z size	0,107 m

Elaboración propia.

Figura 84

Dominio computacional para la turbina



Elaboración propia.

4.2.4. Configuración de la malla

La malla es una discretización de la geometría del modelo en una serie de elementos más pequeños, como tetraedros o hexaedros, que se utilizan para calcular las propiedades y el comportamiento del flujo en diferentes partes del modelo. incluyen parámetros que controlan la densidad de la malla, la calidad de los elementos de malla, la refinación en áreas críticas y otros aspectos relacionados con la discretización de la geometría del modelo. Estas configuraciones son esenciales para obtener resultados precisos y eficientes en la simulación de flujo, ya que una malla adecuada es fundamental para el éxito de la simulación.

La tabla 23 muestra la dimensión de la malla utilizada en el análisis CFD de la turbina.

Tabla 23

Dimensiones de la malla para la simulación

Dimensiones básicas de la malla	
Number of cells in X	10
Number of cells in Y	8
Number of cells in Z	4

Elaboración propia.

La tabla 24 representan la división de la geometría en celdas o elementos finitos en *SOLIDWORKS Flow Simulation* utilizada en el análisis CFD de la turbina.

Tabla 24

Resultados del análisis de la malla

Análisis de la malla	
Total Cell count	13790
Fluid Cells	13790
Solid Cells	6892
Partial Cells	8571
Trimmed Cells	0

Elaboración propia.

Total Cell count (Número total de celdas): Indica la cantidad total de celdas en la malla. En este caso, hay un total de 13.790 celdas en la malla.

Fluid Cells (Celdas de fluido): Son las celdas que representan el dominio del fluido en la simulación. En este caso, todas las celdas pertenecen al dominio del fluido, y son 13.790 celdas.

Solid Cells (Celdas de sólido): Representan las celdas que pertenecen al dominio de los sólidos en la simulación. En este caso, hay 6.892 celdas de sólido.

Partial Cells (Celdas parciales): Estas celdas pueden estar parcialmente en el dominio de fluido y parcialmente en el dominio de sólidos. En este caso, hay 8.571 celdas parciales, lo que sugiere que algunas de ellas están en la interfaz entre el fluido y los sólidos.

Trimmed Cells (Celdas recortadas): Indica la cantidad de celdas que han sido recortadas o eliminadas en la malla. En este caso, no hay celdas recortadas, ya que el valor es 0.

Tabla 25

Opciones de cálculo físico adicionales

Opciones de cálculo físico adicionales	
Heat Transfer Analysis	Heat conduction in solids: Off
Flow Type:	Laminar and turbulent
Time-Dependent Analysis	Off
Gravity	On
Radiation	
Humidity:	
Default Wall Roughness	0 micrometer

Elaboración propia.

Heat Transfer Analysis (Análisis de Transferencia de Calor): Esta opción se refiere a la posibilidad de realizar un análisis de transferencia de calor en la simulación. En este caso, se indica que la conducción de calor en sólidos está apagada (Off).

Flow Type (Tipo de Flujo): Esta opción se refiere a la especificación del tipo de flujo que se está simulando. En este caso, se menciona que se está considerando tanto el flujo laminar como el flujo turbulento en la simulación.

Time-Dependent Analysis (Análisis Dependiente del Tiempo): Esta opción se refiere a la posibilidad de realizar un análisis que tenga en cuenta variaciones con el tiempo. En este caso, se indica que el análisis dependiente del tiempo está apagado (Off).

Gravity (Gravedad): Esta opción indica que se está considerando la influencia de la gravedad en la simulación (On). La gravedad puede afectar el comportamiento del flujo de fluidos y sólidos en la simulación.

Radiation (Radiación): No se ha proporcionado información sobre si la radiación está habilitada o deshabilitada en la simulación. Esto podría depender de la configuración específica de la simulación.

Humidity (Humedad): No se ha proporcionado información sobre si se está teniendo en cuenta la humedad en la simulación. Esto también depende de la configuración específica.

Default Wall Roughness (Rugosidad Predeterminada de la Pared): Indica la rugosidad superficial predeterminada de las paredes en la simulación. En este caso, se establece en 0 micrómetros, lo que significa que las superficies se consideran completamente lisas.

4.2.5. Condiciones ambientales iniciales para la simulación

Tabla 26

Condiciones ambientales iniciales

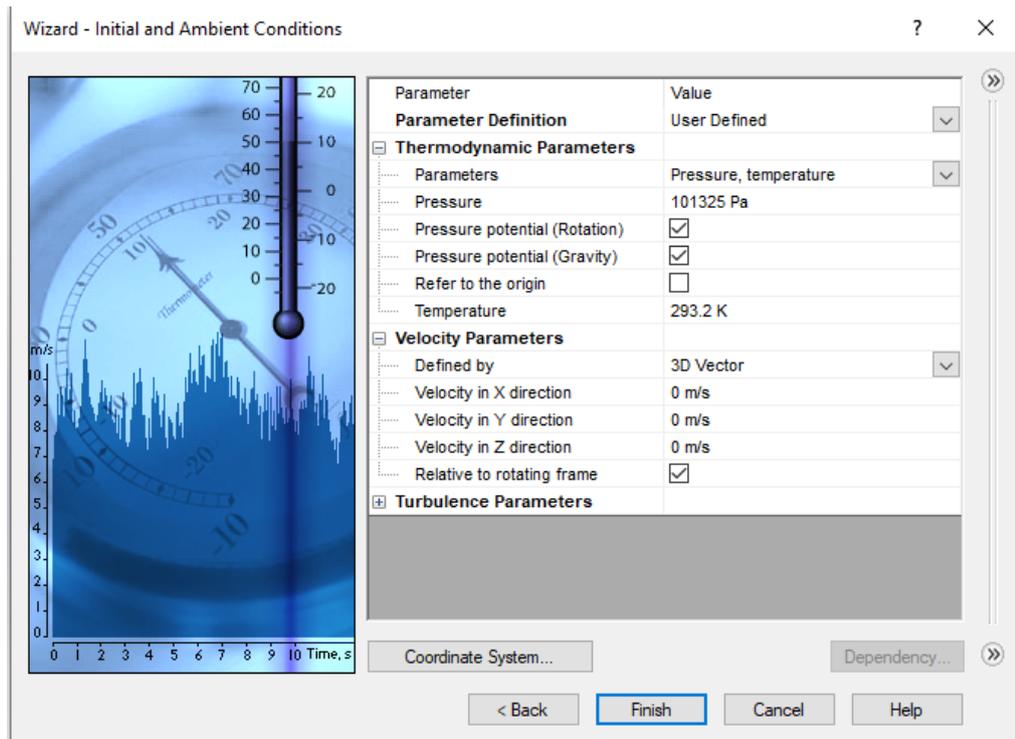
Condiciones ambientales	
Thermodynamic parameters	Static Pressure: 101325,00 Pa Temperature: 293,20 K Velocity vector
Velocity parameters	Velocity in X direction: 0 m/s Velocity in Y direction: 0 m/s Velocity in Z direction: 0 m/s
Turbulence parameters	Turbulence intensity and length Intensity: 0,10 % Length: 0,002 m

Elaboración propia.

Estos datos definen las condiciones iniciales y ambientales para una simulación de flujo de fluidos, lo que incluye la presión, la temperatura, la velocidad y la turbulencia del fluido en el momento de inicio de la simulación.

Figura 85

Condiciones iniciales y ambientales



Elaboración propia.

4.2.6. Condiciones de contorno

Se describen las condiciones de contorno (Boundary Conditions) para el análisis CFD, donde se establecen las condiciones en las interfaces o fronteras de la geometría del modelo. Aquí se describen tres condiciones de contorno específicas:



Tabla 27

Condición de rotación para la simulación

Condición de rotación	
Component	EJE+ROTOR@ MODELO 3D TURBINA
Angular velocity	-1028.000 RPM

Elaboración propia.

Tabla 28

Condición de flujo volumétrico a la entrada de la turbina

Caudal volumétrico de entrada	
Type	Inlet Volume Flow
Faces	Cara<1>@LID6-1
Coordinate system	Face Coordinate System
Reference axis	X
Flow parameters	Flow vectors direction: Normal to face
	Volume flow rate: 0,0240 m ³ /s
	Relative to rotating frame: yes
	Fully developed flow: No
Thermodynamic parameters	Inlet profile: 0
	Temperature type: Temperature of initial components
	Temperature: 293,20 K
Turbulence parameters	Turbulence intensity and length
	Intensity: 2,00 % Length: 0,002 m
Boundary layer parameters	Boundary layer type: Turbulent

Elaboración propia.

Tabla 29*Condición de presión ambiental a la salida de la turbina*

Presión de entorno a la salida	
Type	Environment Pressure
Faces	Cara<1>@LID5-1
Coordinate system	Face Coordinate System
Reference axis	X
	Environment pressure: 101325,00 Pa
Thermodynamic parameters	Temperature type: Temperature of initial components
	Temperature: 293,20 K
Turbulence parameters	Turbulence intensity and length
	Intensity: 2,00 %
	Length: 0,002 m
Boundary layer parameters	Boundary layer type: Turbulent

Elaboración propia.

Estas condiciones de contorno son esenciales para definir cómo se comportará el flujo en la simulación en las interfaces o fronteras de la geometría del modelo. Las propiedades de presión, temperatura, turbulencia y velocidad en estas interfaces son críticas para obtener resultados precisos en la simulación. En el primer caso, se configuró la región de rotación a 1028 RPM en el rotor de la turbina, en el segundo caso se configuró una entrada de flujo de $0,024 \text{ m}^3/\text{s}$ con turbulencia y se considera un marco rotativo, mientras que en el tercer caso se establece la presión ambiente y se especifican las condiciones de turbulencia.

4.2.7. Resultados Esperados (Analysis Goals)

Engineering Goals se refiere a las metas que se establecen en el contexto de un proyecto de ingeniería para evaluar y medir el éxito del diseño o sistema,



Global Goals (GG) sugiere que estas metas son de alcance general en todo el proyecto y Surface Goals (SG) son metas específicas relacionadas con las superficies de un diseño o sistema que se utilizan en simulaciones y análisis de ingeniería para evaluar el rendimiento y cumplir con los requisitos de diseño.

En un contexto de simulación o análisis de ingeniería generalmente se refiere a un conjunto de metas o criterios que se establecen para evaluar y medir el rendimiento de un diseño o sistema. Estos objetivos ayudan a los ingenieros y diseñadores a comprender mejor si su trabajo cumple con los requisitos y expectativas deseadas.

Para el análisis CFD de la turbina Michell-Banki, se definió objetivos globales y objetivos de superficie que se utilizan para evaluar y cuantificar el rendimiento del sistema en diferentes áreas o aspectos de la simulación de flujo de fluidos. Los objetivos globales se aplican en todo el sistema, mientras que los objetivos de superficie se centran en regiones específicas de la geometría de la turbina.

A continuación, se presenta una descripción más detallada de cada uno de los objetivos (goals) que se determinó en la simulación:

GG Average Static Pressure (Presión Estática Promedio): Este objetivo calcula el valor promedio de la presión estática en todo el sistema. La presión estática se refiere a la presión en un fluido en reposo, sin considerar el movimiento. Este objetivo mide cómo varía la presión en todo el sistema.

GG Average Total Pressure (Presión Total Promedio): Calcula el valor promedio de la presión total en todo el sistema. La presión total incluye la presión



estática y la presión dinámica debida a la velocidad del fluido. Este objetivo evalúa la presión total promedio en el sistema.

GG Average Dynamic Pressure (Presión Dinámica Promedio):

Determina el valor promedio de la presión dinámica en todo el sistema. La presión dinámica está relacionada con la energía cinética del fluido debida a su velocidad. Este objetivo mide la presión dinámica promedio.

GG Average Temperature (Fluid) (Temperatura Promedio del Fluidos): Calcula la temperatura promedio de los componentes del fluido en todo el sistema. Ayuda a comprender cómo se distribuye la temperatura en el sistema.

GG Average Density (Fluid) (Densidad Promedio del Fluido): Evalúa la densidad promedio de los componentes del fluido en todo el sistema. La densidad es una propiedad importante en las simulaciones de fluidos.

GG Volume Flow Rate (Tasa de Flujo de Volumen): Calcula la tasa de flujo de volumen en todo el sistema. La tasa de flujo de volumen se refiere a la cantidad de volumen que fluye a través de una sección transversal por unidad de tiempo.

GG Minimum Velocity (X) (Velocidad Mínima en la Dirección X): Evalúa la velocidad mínima en la dirección X en todo el sistema. Ayuda a identificar las zonas con velocidades más bajas en esa dirección.

GG Average Velocity (X) (Velocidad Promedio en la Dirección X): Calcula la velocidad promedio en la dirección X en todo el sistema. Mide cómo varía la velocidad en esa dirección en el sistema.



GG Maximum Velocity (X) (Velocidad Máxima en la Dirección X):

Determina la velocidad máxima en la dirección X en todo el sistema. Identifica las zonas con las velocidades más altas en esa dirección.

GG Bulk Av Velocity (X) (Velocidad Promedio a Granel en la Dirección X): Calcula la velocidad promedio a granel en la dirección X en todo el sistema. La velocidad a granel es una propiedad importante en la dinámica de fluidos.

GG Minimum Velocity (Velocidad Mínima): Este objetivo evalúa la velocidad mínima en todo el sistema, sin especificar una dirección particular.

GG Average Velocity (Velocidad Promedio): Calcula la velocidad promedio en todo el sistema, sin especificar una dirección particular.

GG Maximum Velocity (Velocidad Máxima): Determina la velocidad máxima en todo el sistema, sin especificar una dirección particular.

GG Bulk Av Velocity (Velocidad Promedio a Granel): Calcula la velocidad promedio a granel en todo el sistema, sin especificar una dirección particular.

SG Average Static Pressure (Presión Estática Promedio en Superficie): Este objetivo evalúa la presión estática promedio en una superficie específica llamada "Cara<1>@LID6-1".

SG Average Total Pressure (Presión Total Promedio en Superficie): Calcula la presión total promedio en la misma superficie "Cara<1>@LID6-1".



SG Average Dynamic Pressure (Presión Dinámica Promedio en Superficie): Determina la presión dinámica promedio en la misma superficie "Cara<1>@LID6-1".

SG Volume Flow Rate (Tasa de Flujo de Volumen en Superficie): Calcula la tasa de flujo de volumen en la misma superficie "Cara<1>@LID6-1". Esto muestra cuánto volumen fluye a través de esa área.

SG Average Velocity (Velocidad Promedio en Superficie): Evalúa la velocidad promedio en la misma superficie "Cara<1>@LID6-1". Mide cómo varía la velocidad en esa área particular.

SG Torque (X) (Torque en la Dirección X en Superficie): Este objetivo mide el torque en la dirección X en una superficie específica llamada "Cara<1>@EJE+ROTOR -1".

SG Torque (Y) (Torque en la Dirección Y en Superficie): Calcula el torque en la dirección Y en la misma superficie "Cara<1>@EJE+ROTOR -1".

SG Torque (Z) (Torque en la Dirección Z en Superficie): Determina el torque en la dirección Z en la misma superficie "Cara<1>@EJE+ROTOR -1".



Tabla 30

Resultados de los objetivos globales y de superficie

Name	Unit	Value	Progress	Criteria	Delta
GG Average Static Pressure 1	Pa	105132,85	100	329,95	88,1158
GG Average Total Pressure 2	Pa	127148,12	24	582,48	2474,0344
GG Average Dynamic Pressure 3	Pa	22015,27	24	580,81	2437,2852
GG Average Temperature (Fluid) 4	K	293,21	32	0,0016	0,0049
GG Average Density (Fluid) 5	kg/m ³	998,42	21	0,000237	0,0011
GG Volume Flow Rate 7	m ³ /s	0,0019	100	0,00134	0,00058
GG Minimum Velocity (X) 8	m/s	-12,864	31	0,32185	1,0232
GG Average Velocity (X) 9	m/s	-0,554	100	0,00424	0,0035
GG Maximum Velocity (X) 10	m/s	9,462	39	0,2406	0,62259
GG Bulk Av Velocity (X) 11	m/s	-0,554	100	0,00424	0,00351
GG Minimum Velocity 12	m/s	0	100	0	0
GG Average Velocity 13	m/s	1,945	48	0,0268	0,0554
GG Maximum Velocity 14	m/s	59,862	32	1,313	4,0926
GG Bulk Av Velocity 15	m/s	1,945	48	0,0268	0,0554
SG Average Static Pressure 1	Pa	127466,85	100	2858,33	119,5243
SG Average Total Pressure 2	Pa	136565,61	100	2858,335	119,524472
SG Average Dynamic Pressure 3	Pa	9098,77	100	0,0166	0,00044
SG Volume Flow Rate 6	m ³ /s	0,0240	100	4,3991	6,9388
SG Average Velocity 7	m/s	4,269	100	4,2691	0
SG Torque (X) 8	N*m	-13,79	23	0,1032	0,4462
SG Torque (Y) 9	N*m	38,12	31	0,1178	0,3823
SG Torque (Z) 10	N*m	-8,67	21	0,02813	0,1356

Elaboración propia.

4.3. RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN CFD EN LA TURBINA

Los resultados de la simulación CFD (Dinámica de Fluidos Computacional) en la turbina Michell-Banki muestra los datos y el análisis generado. Estos resultados desempeñan un papel esencial para comprender el comportamiento del flujo de fluido en la turbina y su relación con sus componentes.

De la simulación, se obtuvo la distribución de velocidad, presión y densidad del fluido para las condiciones específicas de la turbina Michell-Banki de la EPIME, lo que permitió formular los diagramas de operatividad de la turbina según resultados exportados por *SOLIDWORKS Flow Simulation*, que se muestran a continuación:

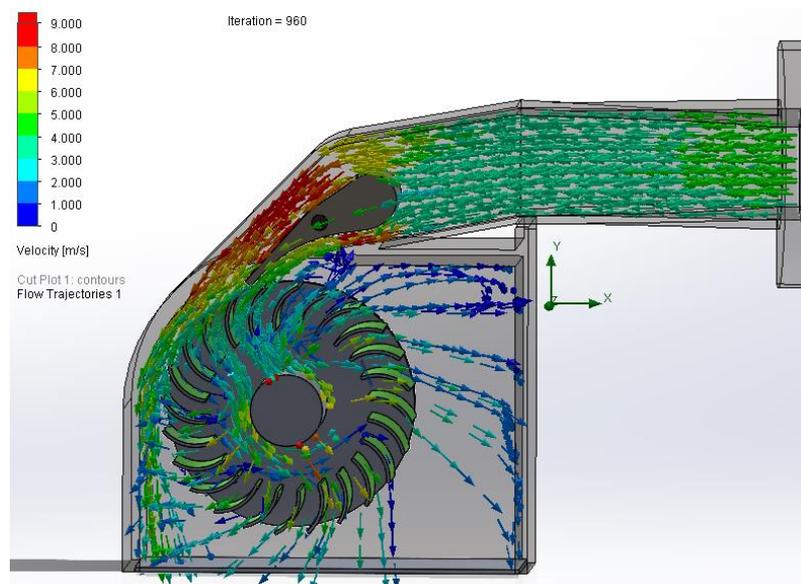
4.3.1. Perfiles de distribución del fluido en la turbina

La simulación CFD en este contexto presenta representaciones visuales del flujo de agua en la turbina, lo que facilita la detección de patrones de flujo irregulares, separaciones o recirculaciones. Esto contribuye a la optimización del diseño basándose en los datos de la simulación y así realizar ajustes en el nuevo diseño del módulo para turbina Michell-Banki de la EPIME con el fin de mejorar su rendimiento, eficiencia y vida útil.

Se simuló el flujo que ocurre en el interior de la turbina, con el propósito de obtener los parámetros del fluido, desde que el fluido ingresa al inyector hasta que sale del rodete en la segunda etapa de la turbina. Los resultados se emplearon para el diseño de los diagramas característicos de la turbina.

Figura 86

Perfil de distribución de las velocidades en la turbina

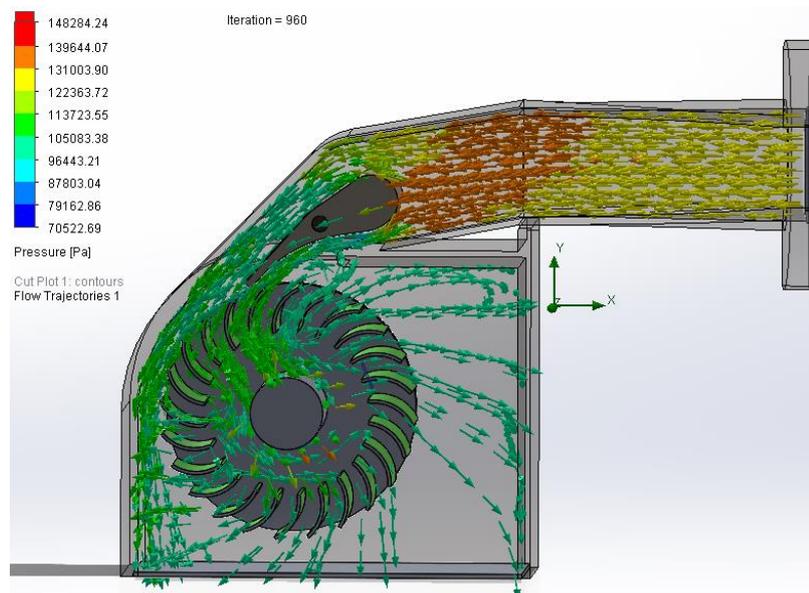


Elaboración propia.

En la figura 86, la velocidad del fluido al entrar en la turbina aumenta a medida que el flujo de fluido atraviesa la boquilla, disminuyendo la presión, lo cual es la función principal de este componente (incrementar la velocidad y reducir la presión en el flujo de fluido). En la primera etapa la energía cinética de la turbina se convierte en movimiento rotativo, generando un par motor que produce la máxima potencia requerida en esta fase. Posteriormente, la velocidad del fluido experimenta un aumento moderado durante la rotación de las palas en la segunda etapa, donde se genera la potencia mínima necesaria.

Figura 87

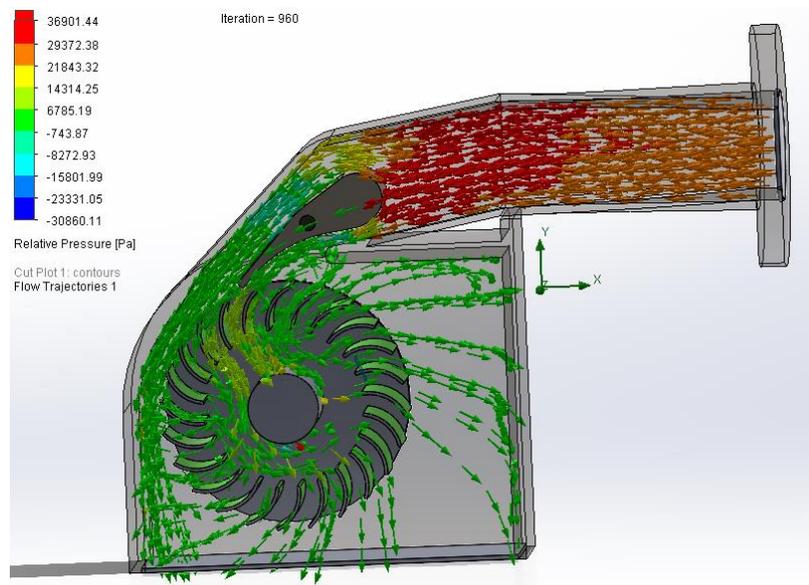
Perfil de distribución de las presiones en la turbina



Elaboración propia.

Figura 88

Perfil de distribución de las presiones relativas en la turbina



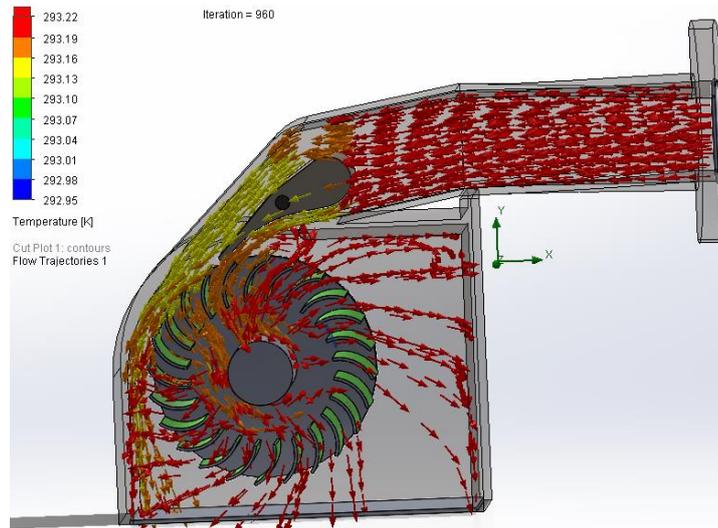
Elaboración propia.

En la figura 87 se muestra que la presión de entrada a la turbina disminuirá a lo largo del inyector hasta llegar al rotor. En la primera etapa de la turbina, la presión del fluido que discurre a través del pasaje de las palas del rotor disminuirá

rápidamente. En el centro del rotor, se produce una disminución de la presión relativamente baja.

Figura 89

Perfil de distribución de temperatura en la turbina



Elaboración propia.

4.3.2. Curvas características para la turbina Michell-Banki de la EPIME

Los resultados obtenidos del análisis de dinámica de fluidos computacional (CFD) de la simulación de la turbina Michell-Banki modelada para la rehabilitación del módulo de pruebas, se presentan de dos maneras: visualización gráfica e informe numérico. Se utilizan para estudiar las características del flujo de la turbina tipo Michell-Banki del módulo de pruebas. El patrón general del flujo y los cambios de variables de flujo en la turbina de flujo cruzado se muestran mediante visualización gráfica después de analizar el reporte de resultados de *SOLIDWORKS Flow Simulation* considerando el caudal de operación de la turbina permanece constante en $0,024 \text{ m}^3/\text{s}$ y variando su velocidad de nominal de operación (1028 RPM) en diferentes análisis CFD para poder construir las curvas de características de la turbina.

Tabla 31

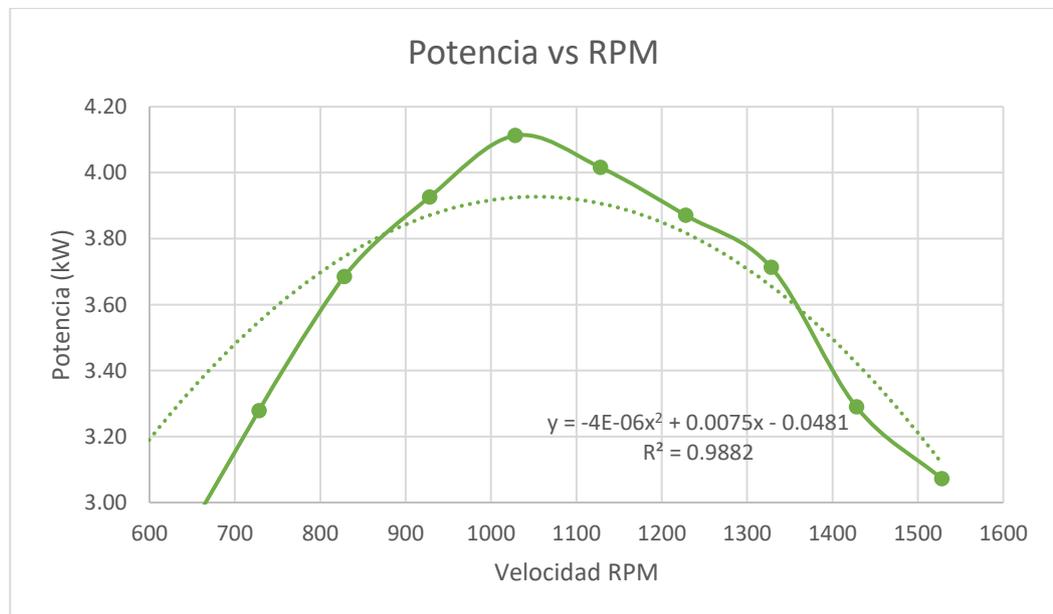
Análisis de los resultados cuando el caudal es constante

$Q(m^3/s)$	RPM	T(Nm)	P_{eje} (kW)	P_h (kW)	Eficiencia
0	0	0	0	0	0
0,024	728	43	3,2	5,65	0,57
0,024	828	42,5	3,69	5,65	0,65
0,024	928	40,4	3,93	5,65	0,69
0,024	1028	38,2	4,11	5,65	0,73
0,024	1128	34	4,02	5,65	0,71
0,024	1228	30,1	3,87	5,65	0,69
0,024	1328	26,7	3,71	5,65	0,66
0,024	1428	22	3,29	5,65	0,58
0,024	1528	19,2	3,07	5,65	0,54

Elaboración propia.

Figura 90

Velocidad vs. Potencia a un caudal constante



Elaboración propia.

El gráfico muestra que, a medida que la velocidad del rotor aumenta, la potencia generada aumenta proporcionalmente. Esto se debe a que la velocidad del rotor está directamente relacionada con la cantidad de agua que incide sobre



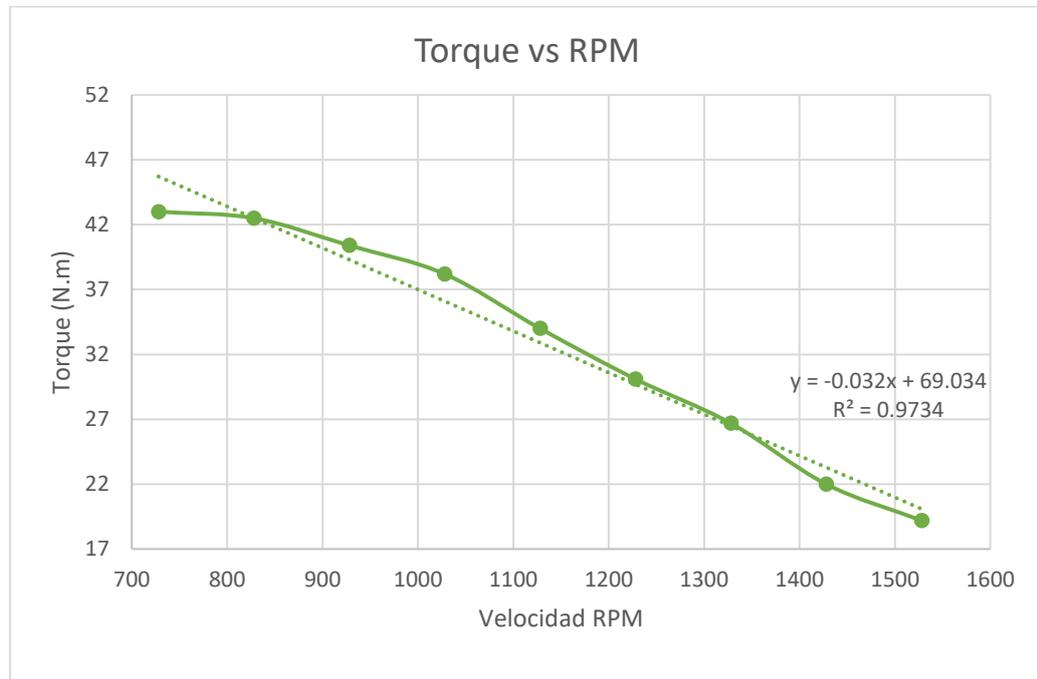
las paletas o álabes de la turbina, lo que proporciona una mayor fuerza de torsión y, por lo tanto, una mayor potencia mecánica.

Sin embargo, en el gráfico se observa que, después de alcanzar la potencia máxima, esta comienza a disminuir. Esto se debe a que, a ciertas velocidades del rotor, es posible que esté funcionando por debajo de sus condiciones óptimas, lo que resulta en una menor eficiencia. A medida que la velocidad sigue aumentando más allá del punto óptimo, la eficiencia puede disminuir y, como resultado, la potencia generada comienza a disminuir.

Este concepto es importante en la operación de turbinas hidroeléctricas, ya que ayuda a determinar la velocidad óptima de operación para maximizar la generación de energía sin operar la turbina en un punto donde la eficiencia disminuya significativamente. El punto en el que se alcanza la máxima potencia es un factor clave a considerar en el diseño y la operación de plantas de energía hidroeléctrica.

Figura 91

Velocidad vs. torque a un caudal constante

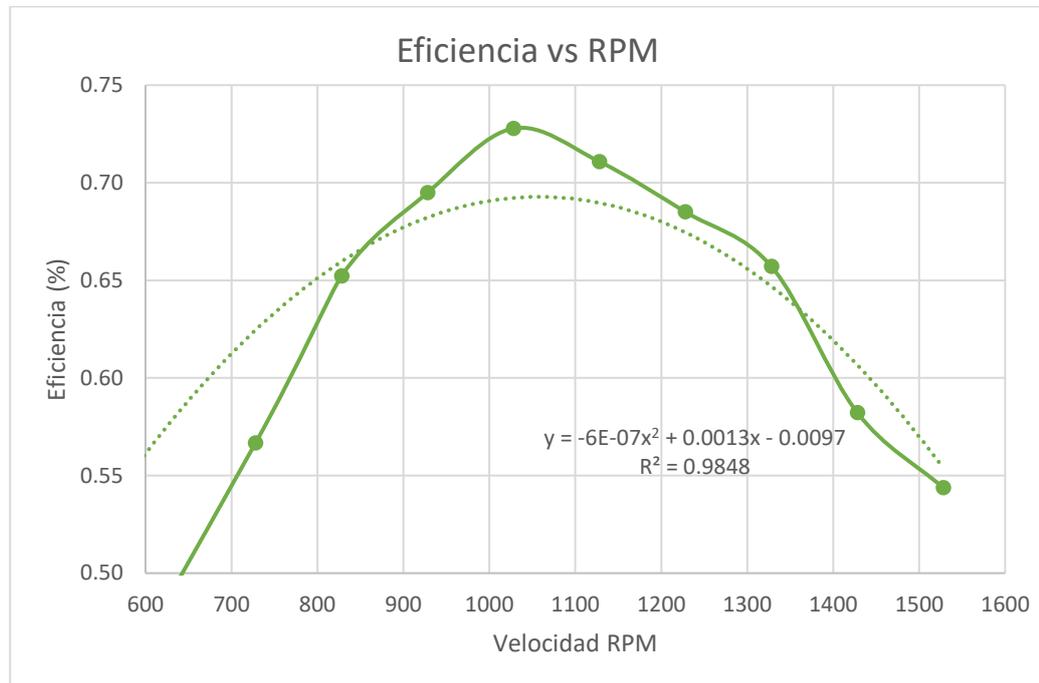


Elaboración propia.

El gráfico muestra que a medida que la velocidad del rotor aumenta, el torque disminuye. La relación entre la velocidad del rotor y el torque es inversamente proporcional. Esto es una característica común en muchas turbinas hidroeléctricas. La operación eficiente de una turbina Michell-Banki implica encontrar el punto en el que se alcanza la máxima potencia hidráulica con el menor torque posible, lo que se traduce en la máxima eficiencia de generación de energía.

Figura 92

Velocidad vs. eficiencia a un caudal constante



Elaboración propia.

El gráfico muestra que, a medida que aumenta la velocidad del rotor, la eficiencia también aumentará hasta que se alcance la eficiencia máxima. Esto se debe a que, a velocidades más altas, la turbina está operando en condiciones óptimas, aprovechando al máximo la energía del flujo de agua para generar energía mecánica. Sin embargo, después de alcanzar la eficiencia máxima, esta comienza a disminuir.

La disminución de la eficiencia se debe al aumento de la potencia hidráulica, que se refiere a la energía que se está generando a medida que el flujo de agua aumenta. Cuando la potencia hidráulica aumenta significativamente, la turbina puede no ser capaz de convertir toda esa energía de manera eficiente, lo que resulta en una disminución de la eficiencia.



4.4. ANÁLISIS DE COSTOS

La rehabilitación del módulo de pruebas para la turbina Michell-Banki de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la UNA-PUNO requiere la adquisición de equipos esenciales y la fabricación de componentes específicos ya mencionados en los anteriores capítulos. Además, se precisa la fabricación de estructuras de soporte y sistemas hidráulicos adecuados. En términos de instrumentos de medición, se requerirán manómetros para medir la presión en distintos puntos del sistema, tacómetros para evaluar las velocidades de giro, y medidores de flujo para cuantificar las tasas de flujo de agua. La disponibilidad de estos equipos y la precisión de los instrumentos de medición son fundamentales para garantizar el éxito de los ensayos y la obtención de datos confiables en el funcionamiento del módulo rehabilitado.

En el siguiente cuadro se detalla cada elemento que debe ser adquirido o fabricado para la rehabilitación del módulo de pruebas para turbina Michell-Banki de la EPIME.



ITEM	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	VALOR	CANT.	COSTO EN SOLES	
					P.U.	TOTAL
1	Bomba centrífuga Iso/Dis 2858 modelo 65-250 de 1745 RPM	HP	12,5	1	3700,00	3700,00
2	Motor trifásico para la bomba, marca WEG, 1800 RPM	HP	12,5	1	3300,00	3300,00
3	Generador de inducción (motor DELCROSA modelo YD 112 MA4) de 1720 RPM	HP	6,0	1	2500,00	2500,00
4	Variador de frecuencia ALTIVAR 610 de 36.2A 380-480VAC 50/60 HZ TRIFASICO IP20	HP	30,0	1	7289,86	7289,86
5	Polea clasica marca SKF diametro exterior 280 mm, eje 45 mm			1	200,00	200,00
6	Polea clasica marca SKF diametro exterior 160 mm, eje 45 mm			1	200,00	200,00
7	Faja industrial en V dentada marca Bando POWER KING COG CX60, longitud 60 pulgadas, tipo Dentada 7/8 (22mm).			1	80,00	80,00
SUB TOTAL						17269,86
INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN		UNIDAD	VALOR	CANT.	P.U.	TOTAL
1	Manómetro lleno con aceite de conexión inferior, rango 0 - 50 BAR; 0 - 1000 PSI			3	99,00	297,00
2	Tacómetro de la marca SKF modelo TKRT 10	RPM	0-20000	1	1189,00	1189,00
3	Medidores de torsión Serie TT03, modelo MTT03-100 de la marca MARK-10	N.m	7-1150	1	5013,84	5013,84
SUB TOTAL						6499,84
COMPONENTES FABRICADOS		UNIDAD	VALOR	CANT.	P.U.	TOTAL
1	Brida-Slip On Flange 150-NPS4, 4inch			2	440,00	880,00
2	Codo-90L LR Inch 4 Sch40, 4inch			1	130,00	130,00
3	Tubería-Pipe 4 in, Schedule 40	mm	93.6	1	18,72	18,72
4	Tubería-Pipe 4 in, Schedule 40	mm	217.6	1	43,52	43,52
5	Brida-Socket Flange 150-NPS3, 3inch			1	399,00	399,00
6	Codo-90L LR Inch 3 Sch40, 3inch			3	120,00	360,00
7	Brida-Slip On Flange 150-NPS3, 3inch			1	399,00	399,00
8	Tubería-Pipe 3 in, Schedule 40	mm	562.7	1	112,54	112,54
9	Tubería-Pipe 3 in, Schedule 40	mm	1707.7	1	341,54	341,54
10	Tubería-Pipe 3 in, Schedule 40	mm	902.9	1	180,58	180,58
11	Tubería-Pipe 3 in, Schedule 40	mm	85.7	1	17,14	17,14
12	PL-01-Plancha de acero 1/8" ASTM A36	Kg	260.4	1	1398,67	1398,67
13	PL-02-Plancha de acero 1/8" ASTM A36	Kg	26.8	1	143,90	143,90
14	PL-03-Plancha de acero 1/8" ASTM A36	Kg	25.1	1	134,82	134,82
15	PL-04-Plancha de acero 1/8" ASTM A36	Kg	2.6	1	14,07	14,07
16	SO-02-Plancha de acero 1/4" ASTM A36	Kg	9.9	1	53,28	53,28
17	EST-01-perfil C x5.4 acero ASTM A36	Kg	63.3	1	340,00	340,00
18	Ensamble del módulo de pruebas para turbina Michell-Banki			1	2000,00	2000,00
SUB TOTAL						6966,78
COSTO TOTAL						30736,48



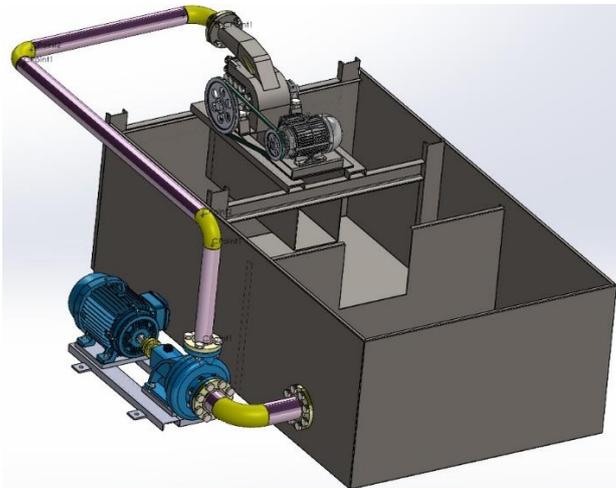
La rehabilitación del módulo de pruebas para la turbina Michell-Banki ha implicado un costo total de S/. 30.736,48. Este monto abarca la adquisición de equipos electromecánicos, instrumentos de medición esenciales para llevar a cabo pruebas una vez que el módulo esté completamente rehabilitado, y los costos asociados con la fabricación y ensamblaje de componentes específicos. De dicho total, 17.269,86 soles se destinaron a la obtención de equipos electromecánicos, S/. 6.499,84 se asignaron a la adquisición de instrumentos de medición necesarios, y S/. 6.966,78 corresponden a los costos de fabricación y ensamblaje de los componentes. Esta inversión refleja el compromiso con la calidad y la eficacia del módulo de pruebas, proporcionando las herramientas y recursos necesarios para realizar ensayos exhaustivos y garantizar un rendimiento óptimo de la turbina Michell-Banki una vez concluida la rehabilitación.

4.5. PROPUESTA DE ENSAYOS PARA EL MÓDULO DE PRUEBAS REHABILITADO

Esta guía de laboratorio tiene como objetivo principal proporcionar una metodología clara y sistemática para explorar y comprender el rendimiento de la turbina Michell-Banki.

Figura 93

Módulo de pruebas rehabilitado para turbina Michell-Banki EPIME



Elaboración propia

4.5.1. Objetivos de los ensayos

- Familiarizarse con la turbina Michell-Banki y construir las curvas características, a partir de los datos obtenidos en el laboratorio.
- Determinar los valores de potencia, eficiencia y torque presentes en las turbinas Michell-Banki cuando la velocidad en el eje de la turbina es variable y el caudal es constante durante el funcionamiento de la turbina.
- Determinar los puntos de mayor eficiencia hidráulica, en las gráficas de eficiencia mecánica y total de la turbina Michell-Banki.

4.5.2. Equipos e instrumentos de medición a utilizar

- Turbina Michell-Banki 3HC de 4.2 kW
- Tanque metálico de acero ASTM A36
- Líneas de tuberías de succión y descarga
- Bomba Hidrostral de 12.5 HP/1745 RPM
- Motor trifásico 12.5hp 1800rpm WEG.



- variador de frecuencia ALTIVAR 610 de 22kW/30HP, 36.2A 380-480VAC 50/60 HZ TRIFASICO IP20
- Manómetro lleno con aceite de conexión inferior: Modelo QM2.5D14I de la tienda VALIMETRO. RANGOS C: 0 - 25 BAR; 0 - 400 PSI, D: 0 -50 BAR; 0 - 1000 PSI
- Tacómetro de la marca SKF modelo TKRT 10
- Dinamómetro de torsión MARK-10 modelo MTT03-100
- motor de la marca DELCROSA (configurado como generador de inducción) serie YD tamaño YD 112 MA4 con una potencia de 6 HP (4.5kW) a una velocidad de 1720-1750 rpm (4 polos).

Antes de comenzar, asegúrense de que el módulo de pruebas esté debidamente configurado y en condiciones operativas óptimas. Durante los ensayos, centren su atención en medir variables clave, como el caudal de agua, la velocidad de rotación y las presiones en puntos específicos. Utilicen instrumentos de medición necesarios para recopilar datos precisos. Siguiendo el procedimiento detallado para cada ensayo, registren sistemáticamente todas las lecturas obtenidas. Con estos datos, construyan curvas características de potencia y eficiencia, y realicen un análisis profundo de las variables para comprender su impacto en el desempeño de la turbina. Al concluir, destaquen cualquier tendencia observada y analicen cómo los resultados contrastan con los principios teóricos de energía y potencia. Mantengan un enfoque riguroso en la precisión y la seguridad durante todo el proceso, y aprovechen esta oportunidad para profundizar en su comprensión práctica de las turbinas Michell-Banki.



4.5.3. Prueba de rendimiento para construir las curvas características:

Esta prueba proporcionará datos cruciales para comprender el rendimiento de la turbina en diferentes condiciones de operación y te ayudará a optimizar su funcionamiento. Recuerda seguir todas las normas de seguridad durante la prueba y ajustar los parámetros según las especificaciones de cada equipo.

4.5.3.1. Procedimiento

Tabla 32

Procedimientos iniciales para las pruebas

Procedimientos Iniciales	
Arranque del sistema	Asegúrate de que todos los equipos estén en buenas condiciones y en modo de operación. Arranca el sistema gradualmente, observando cualquier comportamiento anormal.
Mediciones iniciales	Registra las lecturas iniciales del manómetro, tacómetro, y dinamómetro. Ajusta el variador de frecuencia para una velocidad inicial específica.
Incremento gradual de la carga	Ajusta el variador de frecuencia para aumentar gradualmente la carga en la bomba. Registra las lecturas de presión, velocidad y torsión a intervalos regulares.
Puntos de operación	Prueba a diferentes puntos de operación, variando tanto la velocidad de la bomba como la carga. Cubrir un rango amplio para obtener una representación del rendimiento de la turbina.
Mantenimiento de Condiciones Estables	Mantén cada punto de operación durante un tiempo suficiente para que las lecturas se estabilicen y sean consistentes.

Elaboración propia

Luego de realizar los procedimientos iniciales se considera dos escenarios donde es necesario mantener la velocidad del eje de la turbina variable mientras se mantiene el caudal constante y viceversa, para esto se utilizará el variador de frecuencia ALTIVAR 610 para controlar la



velocidad del motor de la bomba. ambas configuraciones tienen los siguientes pasos a seguir:

Primera configuración velocidad del eje variable con caudal constante:

- Configuración Inicial: Asegurarse de que el sistema esté operativo y todos los instrumentos estén funcionando correctamente.
- Ajuste del Variador de Frecuencia: Utilizar el variador de frecuencia para controlar la velocidad del motor de la bomba. Incrementar o disminuir la frecuencia de salida del variador para ajustar la velocidad del motor y, por ende, la velocidad del eje de la turbina.
- Monitoreo del Caudal: Utilizar los instrumentos de medición, como el manómetro, dinamómetro de torsión y el tacómetro, para monitorear el caudal, torque y la velocidad del eje durante diferentes configuraciones de frecuencia.
- Ajuste Fino: Realizar ajustes finos en la frecuencia del variador para mantener la velocidad del eje en los niveles deseados mientras mantienes el caudal constante.
- Registro de Datos: Registra los datos obtenidos en cada punto, incluyendo presión en la entrada de la turbina, torque en el eje de la turbina, y velocidad del eje.
- Construcción de Curvas Características: Utilizar los datos recopilados para construir curvas características como la curva de rendimiento, la curva de eficiencia, y la curva de carga. Representar



la velocidad (RPM) en el eje X y los parámetros hallados o registrados en el eje Y.

- Análisis de Resultados: Analiza las curvas para identificar el punto de operación óptimo y cualquier comportamiento anómalo.

Segunda configuración velocidad del eje constante con caudal variable:

- Configuración Inicial: Asegurarse de que el sistema esté operativo y todos los instrumentos estén funcionando correctamente.
- Ajuste del Variador de Frecuencia: Configurar el variador de frecuencia para mantener una velocidad constante en el motor de la bomba.
- Control de Caudal: Ajustar el álabe directriz de la turbina para regular el caudal que entra a la turbina.
- Ajuste Fino: Realiza ajustes en el álabe directriz de la turbina para variar el caudal mientras mantienes constante la velocidad del eje de la turbina.
- Registro de Datos: Registra los datos obtenidos en cada punto, incluyendo presión en la entrada de la turbina, torque en el eje de la turbina, y velocidad del eje.
- Construcción de Curvas Características: Utilizar los datos recopilados para construir curvas características como la curva de rendimiento, la curva de eficiencia, y la curva de carga. Representar el caudal $Q(m^3/s)$ en el eje X y los parámetros hallados o registrados en el eje Y.

- Análisis de Resultados: Analiza las curvas para identificar el punto de operación óptimo y cualquier comportamiento anómalo.

Tabla 33

Tabla para el registro de datos en las pruebas

$Q(m^3/s)$	RPM	$P(PSI)$	$T(Nm)$	$P_{eje} (kW)$	$P_h (kW)$	η_t
-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-

Elaboración propia

4.5.4. Análisis de los resultados para las pruebas realizadas

Para construir las curvas características de la turbina es necesario realizar algunos cálculos para determinar la potencia, eficiencia, etc.

Potencia hidráulica (P_h)

$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$$

Potencia en el eje de la turbina (P_{eje})

$$P_{eje} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \times T$$

Donde:

T : Torque en el eje de la turbina en $N \cdot m$

n : Velocidad angular de la turbina en RPM

Eficiencia de la turbina (η_t)



$$\eta_t = \frac{P_{eje}}{P_h} \times T$$

Donde:

P_{eje} : Potencia en el eje de la turbina en kW

P_h : Potencia hidráulica de la turbina en kW

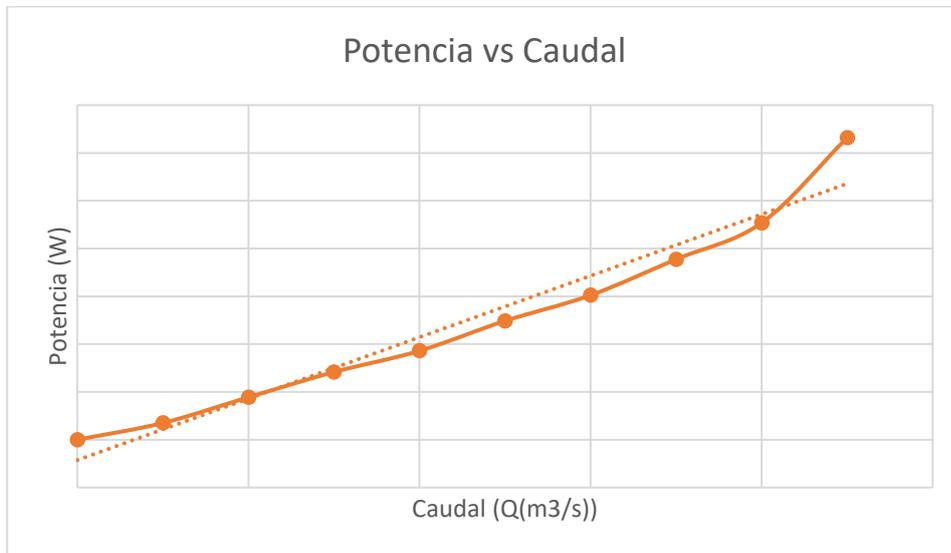
Después de realizar las pruebas para mantener la velocidad del eje variable con caudal constante y viceversa, se utilizará los datos recopilados para construir las curvas características de la turbina. Estas curvas proporcionarán una representación visual del rendimiento de la turbina bajo diferentes condiciones de operación.

Las curvas características pueden variar según el diseño específico de la turbina y las condiciones del sistema, por lo que es fundamental realizar las pruebas con cuidado y precisión.

A continuación, se presenta las curvas características que se deben construir a partir de los datos recopilados, estas graficas servirán como guía fundamental para la construcción de las curvas características. Estas curvas representan la relación entre la velocidad del eje, el caudal, torque y la eficiencia de la turbina.

Figura 94

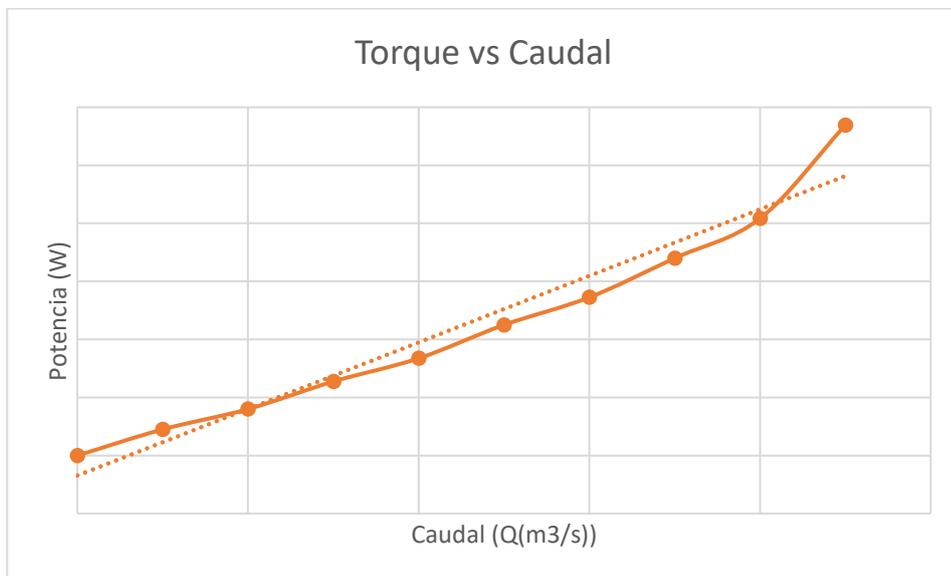
Gráfica Potencia vs Caudal



Elaboración propia.

Figura 95

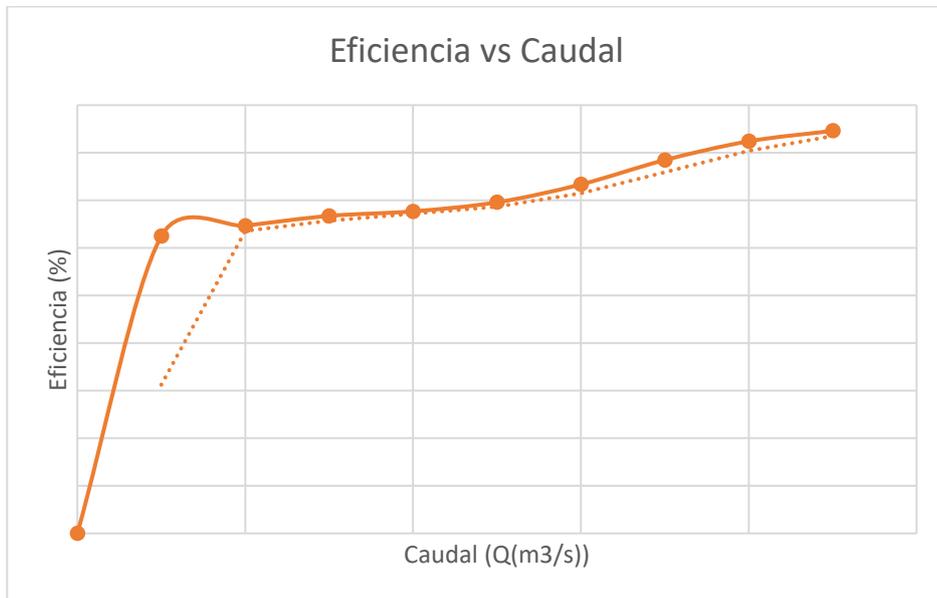
Gráfica Torque vs Caudal



Elaboración propia.

Figura 96

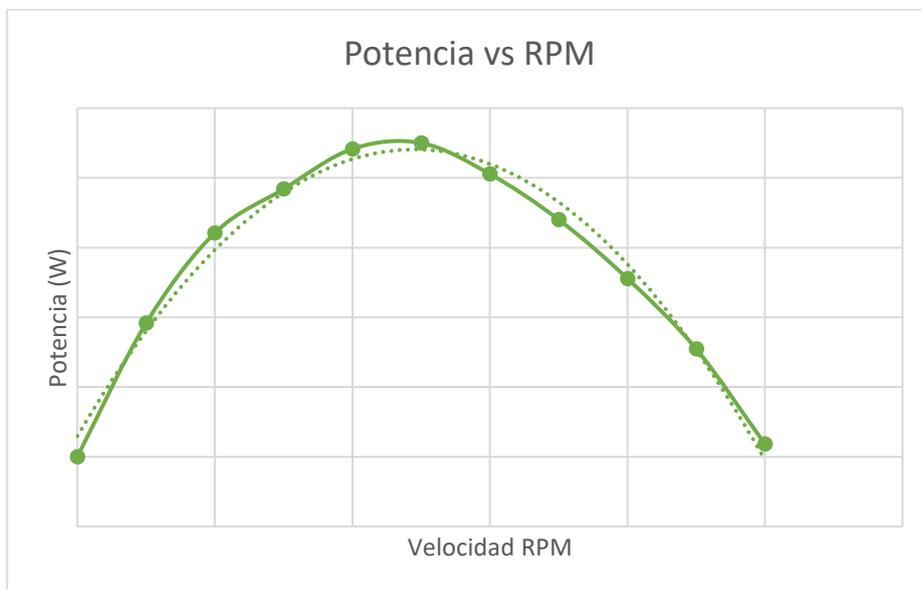
Gráfica Eficiencia vs Caudal



Elaboración propia.

Figura 97

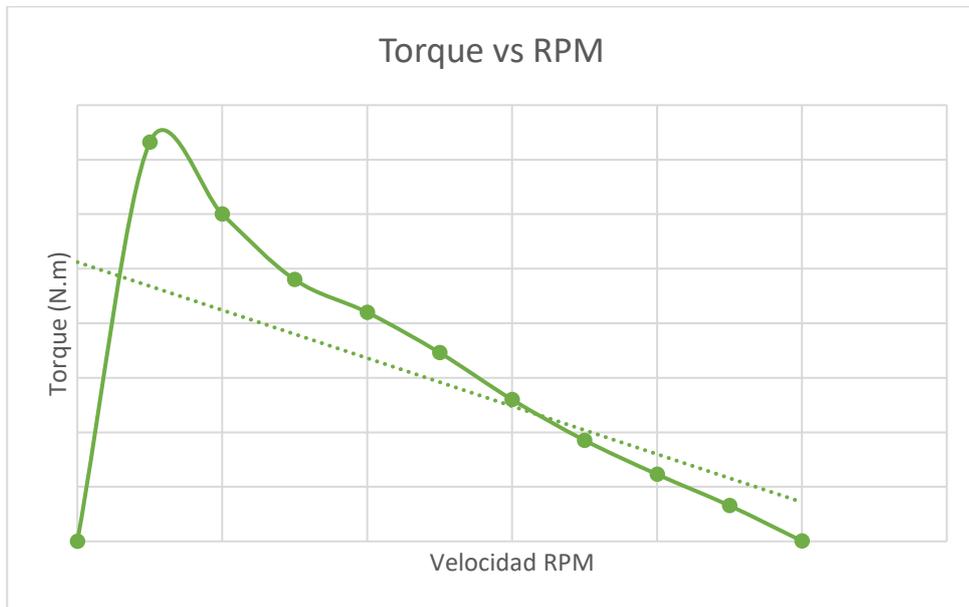
Gráfica Potencia vs Velocidad



Elaboración propia.

Figura 98

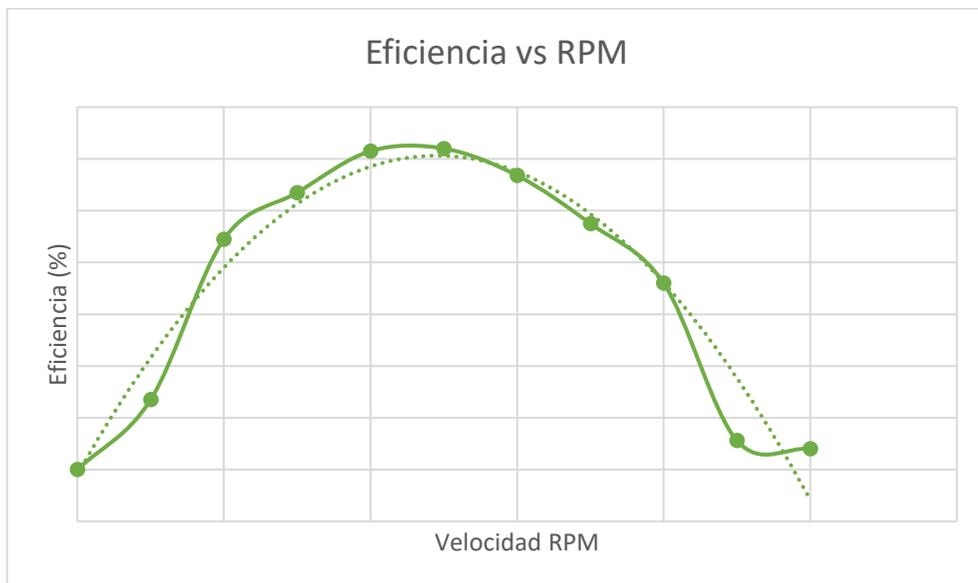
Gráfica torque vs Velocidad



Elaboración propia.

Figura 99

Gráfica Eficiencia vs Velocidad



Elaboración propia.

V. CONCLUSIONES

PRIMERA: Mediante el cálculo de los parámetros geométricos, dinámicos e hidráulicos de la turbina se ha modelado y simulado el flujo de agua de $0.024 \text{ m}^3/\text{s}$ y la altura neta de 24 m . La simulación permitió obtener perfiles detallados de velocidad, presión, temperatura y densidad, ofreciendo una visión profunda del comportamiento fluidodinámico en condiciones específicas. Esta aproximación técnica ha sentado las bases para determinar que es factible rehabilitar el módulo, destacando áreas que pueden beneficiarse de mejoras y optimizaciones. La simulación en SOLIDWORKS Flow Simulation se presenta como una herramienta valiosa para respaldar decisiones relacionadas con la rehabilitación del módulo, proporcionando información detallada que contribuirá a su eficiencia y rendimiento óptimo en el futuro.

SEGUNDA: La simulación CFD del módulo de pruebas para la turbina Michell-Banki se ha llevado a cabo con éxito, centrándonos en el objetivo de establecer relaciones entre la eficiencia y la velocidad, presión, altura y potencia de la turbina. En el marco de esta rehabilitación, se empleó la modelación y simulación avanzada a través de CFD en SOLIDWORKS Flow Simulation. Durante el análisis CFD, se realizaron estudios detallados de la distribución del fluido en la turbina, evaluando perfiles de velocidad, presión, temperatura y densidad. Además, se emplearon metas específicas para calcular el torque generado en el eje del rotor para diversas velocidades, lo que permitió construir curvas características de la turbina, a su vez se determinó que, la eficiencia en el eje de la turbina es de $\eta_t =$



0.73. Esta aproximación técnica ha facilitado una comprensión profunda de la relación entre la eficiencia y los parámetros operativos clave, proporcionando una base sólida para futuras mejoras y optimizaciones en el diseño y rendimiento de la turbina Michell-Banki.

TERCERA: la rehabilitación del módulo de pruebas para la turbina Michell-Banki, tendrá una inversión total de S/. 30,736.48; que, representa un compromiso económico y técnico significativo. En términos económicos, los desgloses específicos de costos revelan una asignación de S/. 17,269.86 para la adquisición de equipos electromecánicos, 6,499.84 soles para instrumentos de medición esenciales y S/. 6,966.78 para los costos asociados con la fabricación y ensamblaje de componentes específicos. Desde la perspectiva técnica, la inversión se traduce en la creación de un módulo de pruebas completamente rehabilitado, equipado con los elementos necesarios para realizar ensayos precisos y exhaustivos en la turbina Michell-Banki. Además, la integración de la simulación CFD (Dinámica de Fluidos Computacional) mediante SOLIDWORKS Flow Simulation aporta un componente técnico avanzado. La modelización y simulación en este programa permitieron evaluar el funcionamiento del módulo con una perspectiva virtual, optimizando el diseño y anticipando posibles desafíos hidrodinámicos. Esta integración técnica y la posterior rehabilitación materializada reflejan una estrategia integral que fusiona las herramientas de simulación avanzada con la ejecución práctica para asegurar la eficiencia y el rendimiento óptimo de la turbina Michell-Banki. Este enfoque técnico-económico subraya el compromiso con la calidad y la innovación en el ámbito de la energía hidroeléctrica.



VI. RECOMENDACIONES

PRIMERA: Se recomienda a la autoridad encargada del laboratorio de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica, la adquisición de los componentes seleccionados y simulados para la rehabilitación del módulo para Turbina Michell-Banki de la EPIME.

SEGUNDA: Rehabilitado el módulo para turbina Michell-Banki de la EPIME, se recomienda a los docentes su uso para la enseñanza y aprendizaje de las diferentes condiciones de operación de una picocentral hidroeléctrica, específicamente tipo Michell-Banki.

TERCERA: Se recomienda a las autoridades de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica mantener en estado de operatividad el módulo para Turbina Michell-Banki de la EPIME mediante la designación de un técnico bajo la dirección de un ingeniero mecánico eléctrico.



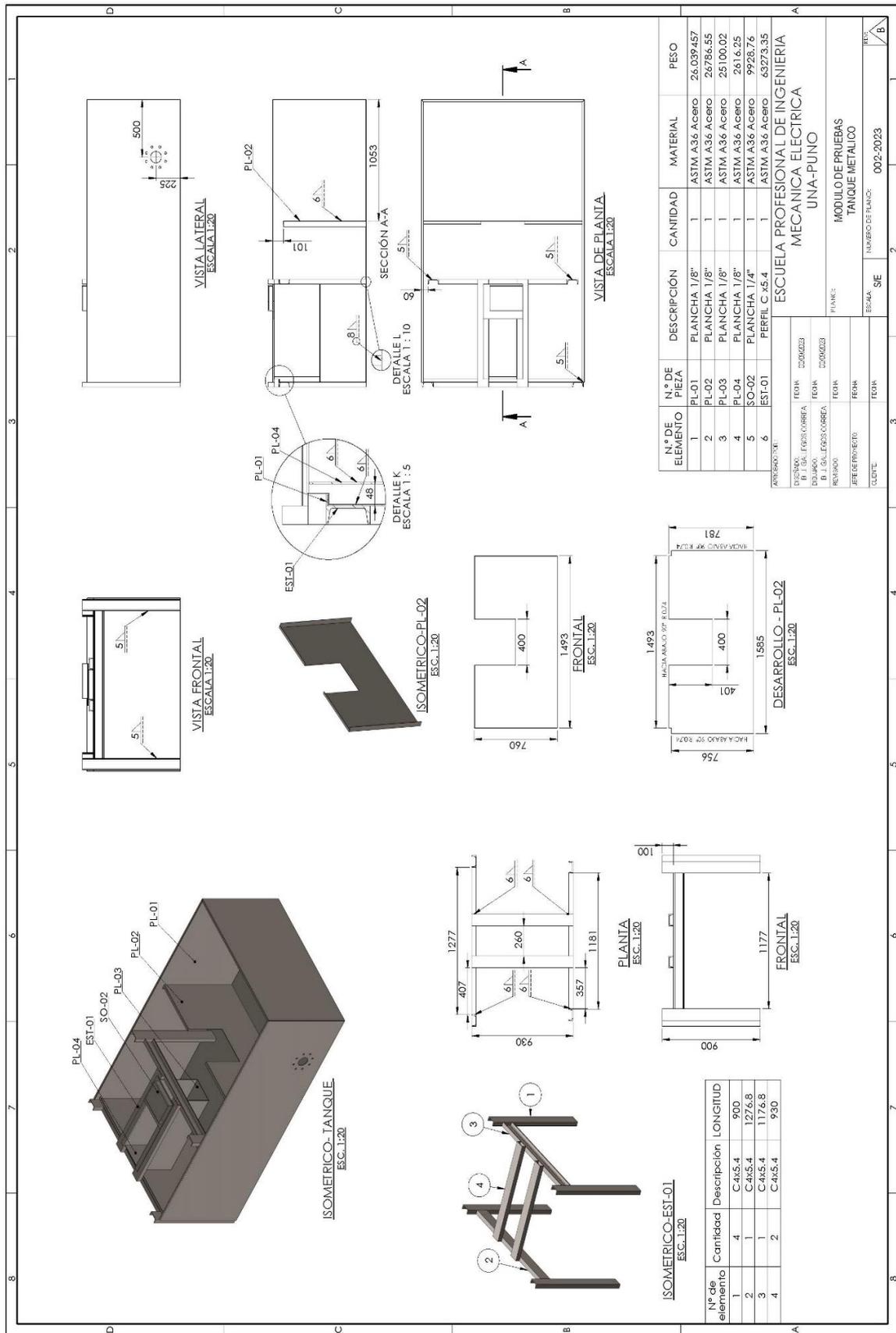
VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Calvo, T. G., & Couce, C. A. (2013). *Estudio de Rehabilitación de la Antigua Central Hidroeléctrica de “Ventureira”, Río Eume*. Universidad de la Coruña.
- Carhuamaca, C. F. D. (2014). *Configuración del Rodete para Mejorar la Producción de Energía Eléctrica con Turbinas Michell-Banki*. Universidad Nacional del Centro del Perú.
- Díez, P. F. (n.d.). *Turbinas Hidráulicas*. <https://pfernandezdiez.es/es/libro?id=10>
- Egusquiza, G. J. C., & Sanchez, C. J. C. (2009). *Diseño nn Banco de Pruebas para Turbinas Michel Banki para el Laboratorio de Energía de la Pontificia Universidad Catolica Del Peru* (Vol. 1). Pontificia Universidad Católica del Perú.
- Galarza, H. J. L. (2015). *Metodología Para El Diseño De Turbinas En Pequeñas Centrales Hidroeléctricas Con Capacidad Menor a 10 Mw- Con Ejemplo De Aplicación Proyecto*. Escuela Politécnica Nacional.
- Girón, C. (2007). *Proyecto De Rehabilitación De 4 Pequeñas Centrales Hidroeléctricas*. Alianza en Energía y Ambiente con Centroamérica.
- HIDROSTAL. (2015). *Folleto Bomba Centrifuga Iso/Dis 2858* (p. 82). <http://www.hidrostal.com.pe/pdf/catalogos/L1/CATALOGO LINEA-1 EjeLibre2858.pdf>
- ITDG, T. desafiando la pobreza. (2009). *Ficha Técnica Turbina Michell Banki 2*. Soluciones Practicas, 511, 1–9. <http://www.solucionespracticadas.org.pe/ficha-tecnica-n2-turbina-michell-banki>
- Leiva, R. W. A., Portillo, T. J. E., & Saade, B. J. E. (2007). *Evaluación para Rehabilitación de Pequeñas*. Universidad Centroamericana “José Simeón Cañas.”
- Marchegiani, A. R., & Kurtz, V. H. (2019). *Comprobación de algunas Hipótesis de Diseño de una Turbina de Flujo Transversal o Michell-Banki , mediante CFD*. I, 1–10.

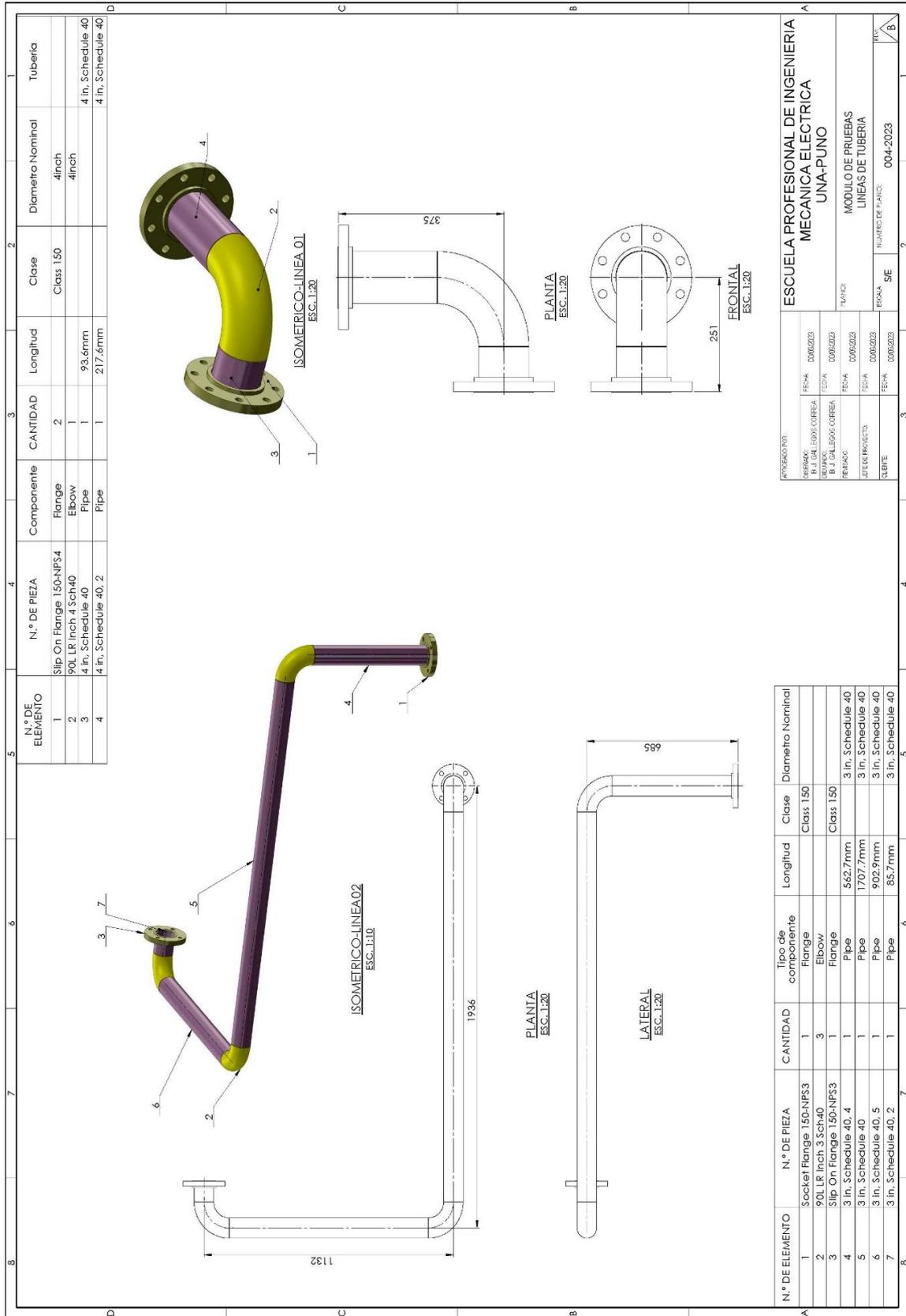


- Mataix, C. (1986). *Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas* (C. Mataix (ed.); Segunda ed). Ediciones del Castillo.
- Milla, A. J. I. (2015). *Diseño de una Turbina Michell Banki para su Implementación en el Banco de ensayos de Turbinas del laboratorio de Energía* (Vol. 1). Pontificia Universidad Católica del Perú.
- Moncayo, E. L. A. (2019). *Estudio para la Rehabilitación de la Minicentral Hidroeléctrica Valladolid*. Universidad Nacional De Loja.
- OLADE. (1982). *Manual de diseño estandarizacion y Fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroelectricas* (Vol. 1, p. 118).
<https://biblioteca.olade.org/opac-tmpl/Documentos/old0194.pdf>
- Picone, C., Sinagra, M., Gurnari, L., Tucciarelli, T., & Filianoti, P. G. F. (2023). *A New Cross-Flow Type Turbine for Ultra-Low Head in Streams and Channels*. *Water* (Switzerland), 15(5). <https://doi.org/10.3390/w15050973>
- Romero, F., Velásquez, L., & Chica, E. (2020). *Consideraciones de diseño de una turbina Michell-Banki*. *Revista UIS Ingenierías*, 20(1), 23–46.
<https://doi.org/10.18273/revuin.v20n1-2021003>
- Sammartano, V., Aricò, C., Carravetta, A., Fecarotta, O., & Tucciarelli, T. (2013). *Banki-Michell optimal design by computational fluid dynamics testing and hydrodynamic analysis*. *Energies*, 6(5), 2362–2385.
<https://doi.org/10.3390/en6052362>
- Sobachkin, A., & Dumnov, G. (2014). *Base numérica de CFD integrada en CAD*. 19.
- Vega, A. Á. (2016). *Rehabilitación De La Central Minihidráulica “Salto Del Águila.”* Universidad de Cantabria.
- Villagrán, F. J. C. (2007). *Metodología para la rehabilitación y repotenciación de pequeñas centrales hidroeléctricas* (Issue June 2007). Escuela Politécnica Nacional.
- Zamora, P. B., & Viedma, R. A. (2016). *Máquinas Hidráulicas Teoría y Problemas* (CRAI biblioteca (ed.)). Universidad Politécnica de Cartagena.

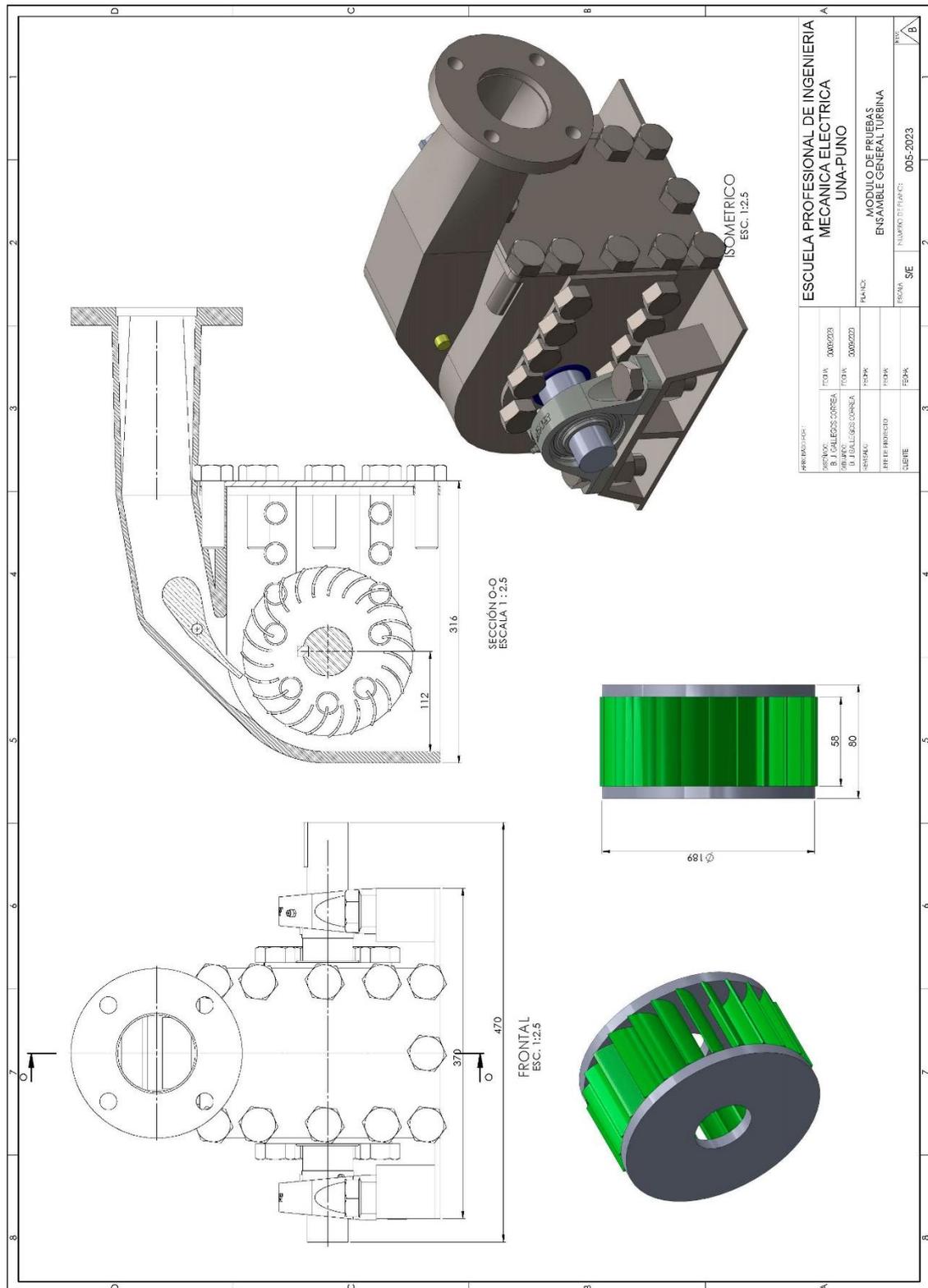
ANEXO 2: Plano 002-2023 módulo de pruebas tanque metálico



ANEXO 4: Plano 004-2023 líneas de tuberías



ANEXO 5: Plano 005-2023 módulo de pruebas ensamble turbina



ANEXO 6: Catálogo de bombas centrífugas HIDROSTAL para el modelo 65-250



100-200

BOMBA CENTRIFUGA ISO 2858

DESCRIPCION GENERAL

La bomba centrífuga ISO 2858 es una bomba fabricada según los estándares de la ISO. Esto garantiza intercambiabilidad de piezas, facilidad de reparación y mantenimiento y una sustitución perfecta con las bombas de otros fabricantes sin necesidad de cambios en la instalación. Un mínimo de componentes, y una construcción simple y robusta garantizan un servicio eficiente y libre de mantenimiento.

DETALLES CONSTRUCTIVOS

Caja: Fabricada en hierro fundido gris o nodular con recubrimiento cerámico. Diseñada con sistema "back pull out" que permite un rápido desmontaje para una eventual reparación o inspección. Alternativamente se suministra en bronce o acero inoxidable sin recubrimiento cerámico.

Impulsor: Del tipo centrífugo cerrado. Fabricado en hierro fundido gris o nodular, alternativamente se suministra en bronce y en acero inoxidable. Está diseñado para una máxima eficiencia de bombeo. Balanceado electrónicamente para evitar vibraciones.

Prensaestopa: Como ejecución estándar se suministra el equipo con prensaestopas de fibra acrílica trenzada. Alternativamente se suministra con sello mecánico.

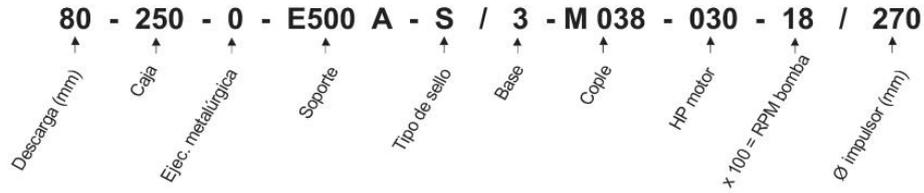
Soporte: Construido en hierro fundido gris con rodamientos lubricados por grasa, especialmente seleccionados para severas condiciones de operación. Eje de acero al carbono dimensionado con amplio factor de seguridad.

Contrabridas: Para permitir una fácil instalación. Opcionalmente se puede suministrar a pedido contrabridas para los modelos de hasta 80 mm de diámetro de succión, para conexión a tuberías con rosca estándar americana.

APLICACIONES

Agricultura, suministro de agua potable, alimentación de calderos, riego en general, sistemas de calefacción y aire acondicionado, bombeo de líquidos viscosos, compuestos químicos, construcción, minería, industria en general.

DESIGNACION DE LA BOMBA



DATOS TECNICOS

MODELO	EJECUCION METALURGICA		SOPORTE				DIAMETRO DEL EJE				PRESION DE PRUEBA HIDROSTATICA (m)	ESPESOR DE CAJA (mm)	N° DE ALABES	T MAX (°C)	
	STD	ALTER-NATIVA	TRANS. DIRECTA	TRANS. FAJAS	PRENSA ESTOPA	SELLO MECANICO	RPM MAX	IMPULSOR	PRENSA ESTOPA	SELLO					COPELE
32-125	0		B385-A	B385-B								60	5.5	7	105
32-160	0	1,5,6,7,9	C385-C	C385-D								100	7	6	
32-160L	0	1,5,6,7,9	C385-C	C385-D								70	5.5	7	
40-125	0		B385-A	B385-B								100	6	6	
40-160	0*	1*,5,6,7*,9	C385-C	C385-D								160	7	7	
40-200	1*	5,9	D385-E	D385-F								250	9	7	
40-250	9**	5,6	E500-A	E500-B								70	7	6	
50-125	0	1,5,6,7,9	C385-E	C385-F								100	6.5	6	
50-160	1*	5,6,7,9	D385-E	D385-F								160	7	7	
50-200	1	5,9	D385-E	D385-F								250	9	7	
50-250	9	5	E500-A	E500-B								100	7	6	
65-160	1	5,6,7,9	D500-A	D500-B								160	7.5	6	
65-200			(D500-A)	(D500-B)								250		7	
65-200		5	D500-0	D500-1										6	
65-250	9		E500-A	E500-B										7	
65-315		5,6,7	(F530-A)	(F530-B)								100	11	7	
80-200	0	1,5,6,7,9	D500-A	D500-B								40	7	6	
80-250		1,5,9	(E500-A)	(E500-B)								65	9	6	
80-250			E500-0	E500-1										7	
80-315	1	5,9	(F530-A)	(F530-B)								100	11	6	
80-315			F530-0	F530-1										7	
100-200	0	1,5,6,7,9	(D500-A)	(D500-B)								40	9	7	
100-200			D500-0	D500-1										6	
125-250		1,5,9	(E530-A)	(E530-B)								65		7	
125-250			E530-0	E530-1										6	
125-315		5	(F530-A)	(F530-B)								100	11	7	
125-315			F530-0	F530-1										6	
125-400	9		(H530-C)	(H530-D)								160		7	
125-400			H670-A	H670-B										6	
150-315		--	F670-A	F670-B								70	12	7	
150-400			H750-A	H750-B***								165		6	
200-400			H750-A	H750-B****								159	13	7	

* : CAJA EN FIERRO FUNDIDO NODULAR ** : IMPULSOR EN BRONCE AL SILICIO () : SOPORTE ANTIGUO
 *** : CON FAJAS Y POLEAS SOLO @ 1200 RPM. **** : CON FAJAS Y POLEAS USAR CONTRAEJE

EJECUCIONES METALURGICAS

NOMINACION COMPONENTE	EJECUCION METALURGICA					
	0	1	5	6	7	9
CAJA	A48CL30B	A48CL30B	AISI-316	B584-872	A48CL30B	A536-8060
IMPULSOR	A48CL30B	A536-8060	AISI-316	B584-872	B584-872	A536-8060
PERNO CENTRAL	AISI-316	AISI-316	AISI-316	AISI-316	AISI-316	AISI-316
ANILLO DESGASTE	A48CL30B	A48CL30B	AISI-316	B584-872	B584-872	A48CL30B
GUIADOR	A48CL30B	A48CL30B	AISI-316	B584-872	B584-872	A536-8060
PIEZA INTERMEDIA	A48CL30B	A48CL30B	AISI-316	B584-872	A48CL30B	A536-8060
CAJA PRENSAESTOPA	A48CL30B	A48CL30B	AISI-316	B584-872	A48CL30B	A48CL30B
BOCINA PRENSAESTOPA	B584-836	B584-836	AISI-316	B584-836	B584-836	B584-836
LUNETAS	A536-8060	A536-8060	AISI-316	B584-872	A536-8060	A536-8060
BOCINA EJE	AISI-420	AISI-420	AISI-316	AISI-420	AISI-420	AISI-420
EJE	AISI-1045	AISI-1045	AISI-316	AISI-416	AISI-416	AISI-1045
CASCO RODAMIENTO	A48CL30B	A48CL30B	A48CL30B	A48CL30B	A48CL30B	A48CL30B
TAPA RODAMIENTO DELANTERO	A48CL30B	A48CL30B	AISI-316	A48CL30B	A48CL30B	A48CL30B

MATERIALES

- A48CL30B : FIERRO FUNDIDO GRIS
- A536-8060 : FIERRO FUNDIDO NODULAR
- B584-872 : BRONCE AL SILICIO
- B584-836 : BRONCE EMPLOIMADO
- AISI-1045 : ACERO AL CARBONO
- AISI-420 : ACERO AL CARBONO ANTICORROSIVO
- AISI-416 : ACERO INOXIDABLE
- AISI-316 : ACERO INOXIDABLE

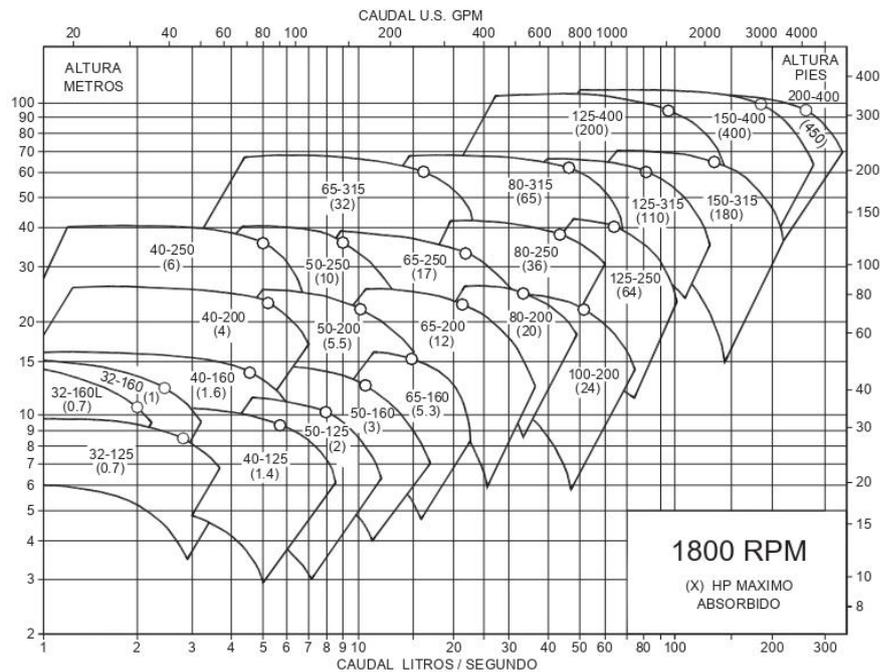
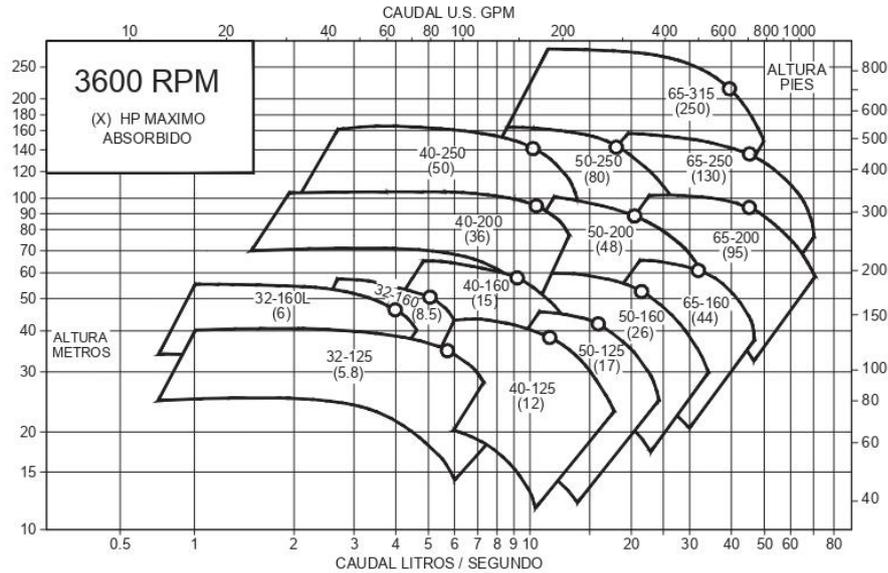
NOTA:
 LAS EJECUCIONES 0, 1, 7 Y 9 TIENEN SOLO LA CAJA CON RECUBRIMIENTO CERAMICO. LAS EJECUCIONES 5 Y 6 TIENEN CAJA SIN RECUBRIMIENTO CERAMICO.

NOTA: PARA UNA SELECCION CORRECTA DE MATERIALES CONSULTE CON EL DEPARTAMENTO DE VENTAS

BOMBA CENTRIFUGA ISO 2858
 CATALOGO | VERSIÓN: F REV.15 02/2016 2



RANGOS DE OPERACION A 60 Hz



NOTA: PARA UNA CORRECTA SELECCION DIRIJASE A LAS CURVAS INDIVIDUALES DE LAS BOMBAS DE ACUERDO A SU EJECUCION METALURGICA:

SECCION 10 A: BOMBAS CON CAJA EN FIERRO FUNDIDO GRIS O NODULAR CON RECUBRIMIENTO CERAMICO

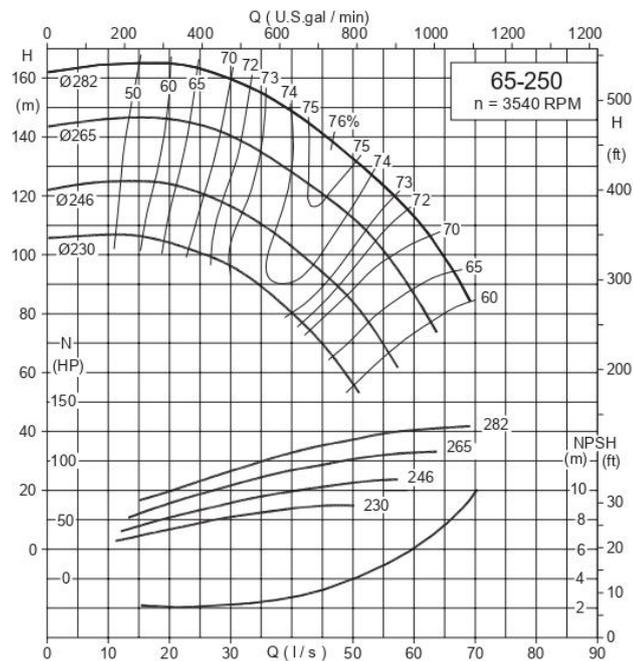
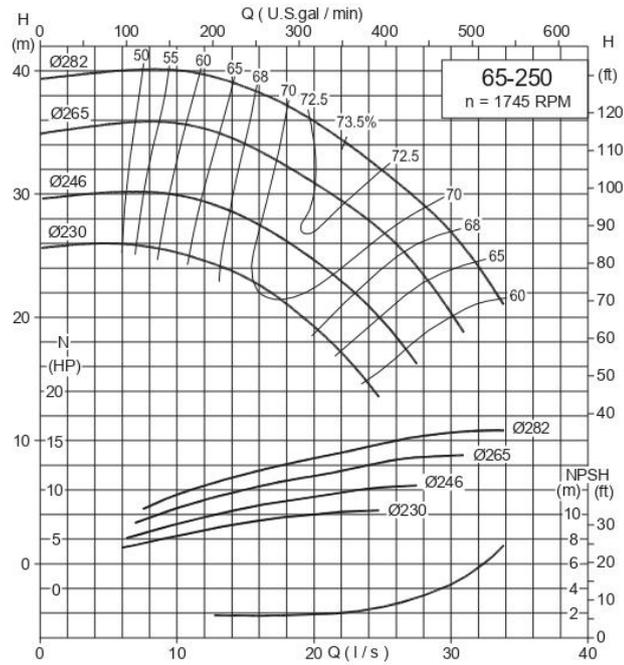
SECCION 10 B: BOMBAS CON CAJA EN ACERO INOXIDABLE O EN BRONCE SIN RECUBRIMIENTO CERAMICO

BOMBA CENTRIFUGA ISO 2858
CATALOGO | VERSIÓN: F REV.14 12/2015 3



CURVAS DE OPERACION A 60 Hz

65 - 250

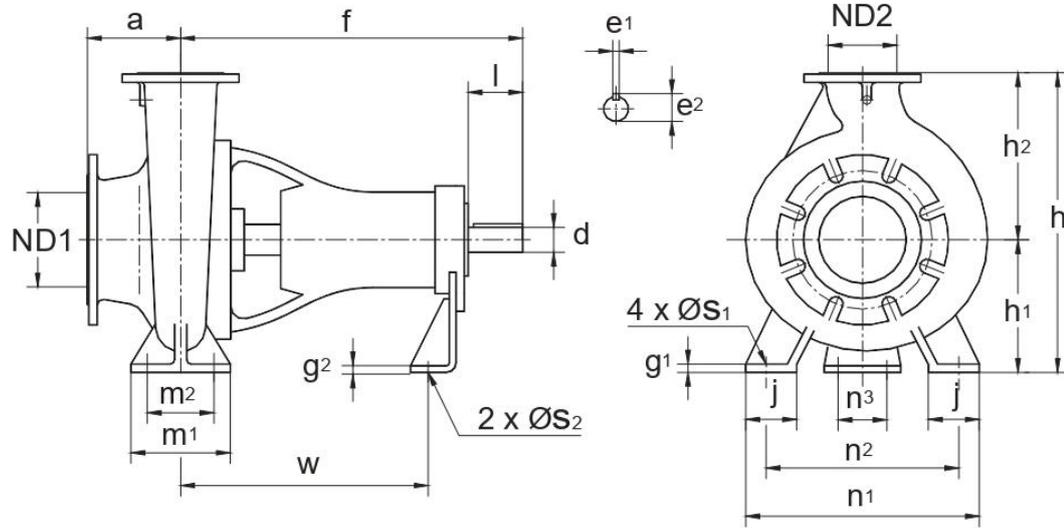


CURVAS MOSTRADAS PARA BOMBAS CON CAJA EN FIERRO FUNDIDO GRIS O NODULAR CON RECUBRIMIENTO CERAMICO.
CURVAS EN CONDICIONES NORMALES DE OPERACION (AGUA LIMPIA A 20°C) DE ACUERDO A NORMA ISO 9906:2012 GRADO 2B

BOMBA CENTRIFUGA ISO 2858
CATALOGO I VERSIÓN: F REV.14 12/2015 18



TABLA DE MEDIDAS



MODELO	ND1	ND2	a	f	g1	g2	h	h1	h2	j	m1	m2	n1	n2	n3	øS1	øS2	w	EJE				PESO (kg)								
																			d	e1	e2	l									
32-125	50	32	80	385	13	3	252	112	140	50	100	70	190	140	15	15	15	285	24	8	27	50	33								
32-160					10		292	132	160				240	190									31								
32-160L					10		292	132	160				240	190									36								
40-125	65	40	100	385	13	3	252	112	140	50	100	70	210	160	15	15	15	285	24	8	27	50	29								
40-160					10		292	132	160				240	190									33								
40-200					10		340	160	180				265	212									41								
40-250					12		405	180	225				65	125									95	320	250	370	32	10	35	80	75
50-125	80	50	100	385	14	3	292	132	160	50	100	70	240	190	15	15	15	285	24	8	27	50	34								
50-160					10		340	160	180				265	212									35								
50-200					10		360	160	200				200	212									42								
50-250					12		405	180	225				65	125									95	320	250	370	32	10	35	80	76
65-160					100		65	100	500				10	3									360	160	200	65	125	95	280	212	110
65-200	10	405	180	225		320				250	69																				
65-250	13	450	200	250		80				160	120	360	280		368	42	12	45	110	106											
65-315	15	530	225	280		80				160	120	400	315		368	42	12	45	110	106											
80-200	125	80	125	500	12	3	430	180	250	65	125	95	345	280	18	18	18	370	32	10	35	80	72								
80-250					15		505	225	280				80	160									120	400	315	368	42	12	45	110	118
80-315					6		565	250	315				80	160									120	400	315	368	42	12	45	110	118
100-200					12		500	480	200				280	80									160	120	360	280	370	32	10	35	80
125-250	150	125	140	530	15	6	605	250	355	100	200	150	400	315	22	22	22	370	32	10	35	80	108								
125-315					20		635	280	400				100	200									150	500	400	368	42	12	45	110	157
125-400 (63)					6		715	315	400				100	200									150	500	400	533	60	18	64	110	225
150-315	200	150	160	670	20	6	715	315	400	100	200	150	550	450	140	18	18	500	48	14	52	140	197								
150-400					20		765	315	450				100	200									150	550	450	542	60	18	64	140	276
200-400					22		875	375	500				130	250									200	630	510	545	60	18	64	140	339

BRIDAS SEGUN NORMA ISO 2858

MEDIDAS EN MM.

BOMBA CENTRIFUGA ISO 2858

CATALOGO | VERSIÓN: F REV.14 12/2015 75





ANEXO 7: Declaración jurada de autenticidad de tesis



Universidad Nacional
del Altiplano Puno



Vicerrectorado
de Investigación



Repositorio
Institucional

DECLARACIÓN JURADA DE AUTENTICIDAD DE TESIS

Por el presente documento, Yo Bruno Jesús Gallegos Correa, identificado con DNI 71849309 en mi condición de egresado de:

Escuela Profesional, **Programa de Segunda Especialidad**, **Programa de Maestría o Doctorado**
Ingeniería Mecánica Eléctrica

informo que he elaborado el/la **Tesis** o **Trabajo de Investigación** denominada:

“REHABILITACIÓN DEL MÓDULO DE PRUEBAS PARA TURBINA MICHELL BANKI Y SU EFICIENCIA EN TÉRMINOS DEL DIAGRAMA DE OPERATIVIDAD EPIME UNA - PUNO”

Es un tema original.

Declaro que el presente trabajo de tesis es elaborado por mi persona y **no existe plagio/copia** de ninguna naturaleza, en especial de otro documento de investigación (tesis, revista, texto, congreso, o similar) presentado por persona natural o jurídica alguna ante instituciones académicas, profesionales, de investigación o similares, en el país o en el extranjero.

Dejo constancia que las citas de otros autores han sido debidamente identificadas en el trabajo de investigación, por lo que no asumiré como tuyas las opiniones vertidas por terceros, ya sea de fuentes encontradas en medios escritos, digitales o Internet.

Asimismo, ratifico que soy plenamente consciente de todo el contenido de la tesis y asumo la responsabilidad de cualquier error u omisión en el documento, así como de las connotaciones éticas y legales involucradas.

En caso de incumplimiento de esta declaración, me someto a las disposiciones legales vigentes y a las sanciones correspondientes de igual forma me someto a las sanciones establecidas en las Directivas y otras normas internas, así como las que me alcancen del Código Civil y Normas Legales conexas por el incumplimiento del presente compromiso

Puno 11 de diciembre del 2023



FIRMA (obligatoria)

Huella



ANEXO 8: Autorización para el depósito de tesis en el Repositorio Institucional



Universidad Nacional
del Altiplano Puno



Vicerrectorado
de Investigación



Repositorio
Institucional

AUTORIZACIÓN PARA EL DEPÓSITO DE TESIS O TRABAJO DE INVESTIGACIÓN EN EL REPOSITORIO INSTITUCIONAL

Por el presente documento, Yo Bruno Jesús Gallegos Correa, identificado con DNI 71849309 en mi condición de egresado de:

Escuela Profesional, Programa de Segunda Especialidad, Programa de Maestría o Doctorado

Ingeniería Mecánica Eléctrica

informo que he elaborado el/la Tesis o Trabajo de Investigación denominada:

“REHABILITACIÓN DEL MÓDULO DE PRUEBAS PARA TURBINA MICHELL BANKI Y SU EFICIENCIA EN TÉRMINOS DEL DIAGRAMA DE OPERATIVIDAD EPIME UNA – PUNO”

para la obtención de Grado, Título Profesional o Segunda Especialidad.

Por medio del presente documento, afirmo y garantizo ser el legítimo, único y exclusivo titular de todos los derechos de propiedad intelectual sobre los documentos arriba mencionados, las obras, los contenidos, los productos y/o las creaciones en general (en adelante, los “Contenidos”) que serán incluidos en el repositorio institucional de la Universidad Nacional del Altiplano de Puno.

También, doy seguridad de que los contenidos entregados se encuentran libres de toda contraseña, restricción o medida tecnológica de protección, con la finalidad de permitir que se puedan leer, descargar, reproducir, distribuir, imprimir, buscar y enlazar los textos completos, sin limitación alguna.

Autorizo a la Universidad Nacional del Altiplano de Puno a publicar los Contenidos en el Repositorio Institucional y, en consecuencia, en el Repositorio Nacional Digital de Ciencia, Tecnología e Innovación de Acceso Abierto, sobre la base de lo establecido en la Ley N° 30035, sus normas reglamentarias, modificatorias, sustitutorias y conexas, y de acuerdo con las políticas de acceso abierto que la Universidad aplique en relación con sus Repositorios Institucionales. Autorizo expresamente toda consulta y uso de los Contenidos, por parte de cualquier persona, por el tiempo de duración de los derechos patrimoniales de autor y derechos conexos, a título gratuito y a nivel mundial.

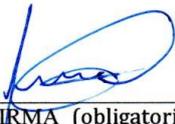
En consecuencia, la Universidad tendrá la posibilidad de divulgar y difundir los Contenidos, de manera total o parcial, sin limitación alguna y sin derecho a pago de contraprestación, remuneración ni regalía alguna a favor mío; en los medios, canales y plataformas que la Universidad y/o el Estado de la República del Perú determinen, a nivel mundial, sin restricción geográfica alguna y de manera indefinida, pudiendo crear y/o extraer los metadatos sobre los Contenidos, e incluir los Contenidos en los índices y buscadores que estimen necesarios para promover su difusión.

Autorizo que los Contenidos sean puestos a disposición del público a través de la siguiente licencia:

Creative Commons Reconocimiento-NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional. Para ver una copia de esta licencia, visita: <https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>

En señal de conformidad, suscribo el presente documento.

Puno 11 de diciembre del 20 23


FIRMA (obligatoria)



Huella