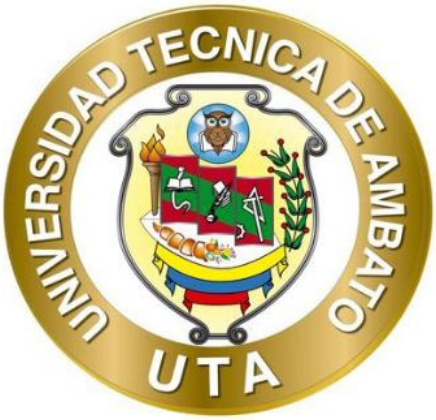


UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

CARRERA DE MECÁNICA

TEMA:

"Diseño y construcción de una turbina de flujo cruzado para el laboratorio de mecánica de fluidos"

Trabajo de Titulación, Modalidad proyecto técnico previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico.

AUTORES: Avalos Poaquiza Jairo Leonardo

Sivinta Almachi Erick Jesus

TUTOR: Ing. Alex Santiago Mayorga Pardo Mg.

Ambato-Ecuador

Junio-2026

APROBACIÓN DEL TUTOR

En mi calidad de tutor del proyecto técnico, previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico, con el tema: **"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBINA DE FLUJO CRUZADO PARA EL LABORATORIO DE MECÁNICA DE FLUIDOS"**, elaborado por el estudiante Avalos Poaquiza Jairo Leonardo, portador de la cédula de ciudadanía C.C.: 2200689947 y Sivinta Almachi Erick Jesus, con cédula de ciudadanía C.C.: 1753759735 estudiantes de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

Certifico:

- Que el presente Proyecto Técnico es original de su autor.
- Ha sido revisado cada uno de sus capítulos componentes.
- Está concluido en su totalidad.

Ambato, junio 2026

.....

Ing. Alex Santiago Mayorga Pardo, Mg.

C.C.: 1802165785

TUTOR

AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Nosotros, Avalos Poaquiza Jairo Leonardo, con C.C.: 2200689947 y Sivinta Almachi Erick Jesus, con C.C.: 1753759735 declaramos que todos los contenidos y actividades expuestos en el desarrollo del presente proyecto técnico con el tema: **"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBINA DE FLUJO CRUZADO PARA EL LABORATORIO DE MECÁNICA DE FLUIDOS"** así como también las ideas de diseño, gráficos, conclusiones y recomendaciones son de nuestra exclusiva responsabilidad como autores del Proyecto Técnico, a excepción de las referencias bibliográficas citadas en el mismo. En tal virtud, el contenido, efectos legales y académicos que se desprenden del mismo son de exclusiva responsabilidad de los autores.

Ambato, junio 2026

LOS AUTORES



.....

Avalos Poaquiza Jairo Leonardo

C.C.: 2200689947



.....

Sivinta Almachi Erick Jesus

C.C.: 1753759735

DERECHOS DE AUTOR

Autorizamos a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga de este Proyecto Técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura consulta y procesos de investigación, según las normas de la Institución.

Cedemos los Derechos en línea patrimoniales de nuestro Proyecto Técnico, con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este documento dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, junio 2026



Avalos Poaquiza Jairo Leonardo

C.C.: 2200689947



Sivinta Almachi Erick Jesus

C.C.: 1753759735

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

Los miembros del Tribunal de Grado aprueban el informe del Proyecto Técnico, realizado por los estudiantes Avalos Poaquiza Jairo Leonardo y Sivinta Almachi Erick Jesus, de la Carrera de Ingeniería Mecánica bajo el tema: **"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBINA DE FLUJO CRUZADO PARA EL LABORATORIO DE MECÁNICA DE FLUIDOS".**

Ambato, junio 2026

Para constancia firma:

Ing. Carlos Mauricio Carrillo Rosero, Mg.
C.C. 1802147890
MIEMBRO CALIFICADOR

Ing. Maria Belen Paredes Robalino, Mg.
C.C. 1803745395
MIEMBRO CALIFICADOR

DEDICATORIA

A Dios, por darme la vida, la fortaleza y la sabiduría necesarias para superar cada obstáculo y permitirme alcanzar esta importante meta profesional.

A mis queridos padres, María y Guilber, por su amor incondicional, sus sacrificios, consejos y apoyo constante a lo largo de mi formación académica. Gracias por creer siempre en mí y por ser el motor que me impulsó a seguir adelante en los momentos más difíciles.

A mis hermanas Nelly, Juleny, Maylin y Leslie, por su cariño, compañía y palabras de aliento, que fueron una fuente de motivación para continuar luchando por mis sueños.

Y de manera muy especial, a mi hermano Edgar (†), quien fue un pilar fundamental en mi vida. Su apoyo incondicional, sus enseñanzas y su confianza en mí dejaron una huella imborrable en mi corazón. Aunque hoy no se encuentre físicamente a mi lado, su recuerdo y ejemplo me acompañan en cada paso que doy. Este logro también le pertenece, porque fue parte importante de mi camino y de la persona que soy hoy.

A todos ustedes, con profundo amor, gratitud y respeto, dedico este logro que representa el fruto de muchos años de esfuerzo y dedicación.

Jairo Leonardo Avalos Poaquiza

Dedico este Proyecto Técnico, en primer lugar, a Dios, por ser mi guía, mi fortaleza y la luz que ha iluminado cada paso de mi vida. Gracias por bendecirme con salud, sabiduría y perseverancia para superar cada desafío y permitirme alcanzar esta importante meta profesional.

A mis amados padres, María Asucena Almachi Aymacaña y Luis Octavio Sivinta Iza, quienes, con su amor incondicional, sacrificio, esfuerzo y apoyo constante hicieron posible este logro. Gracias por cada consejo, por cada enseñanza y por ser el ejemplo de trabajo, honestidad y perseverancia que ha guiado mi camino. Este triunfo también les pertenece a ustedes, porque detrás de cada uno de mis logros siempre han estado sus manos sosteniéndome y su confianza impulsándome a seguir adelante.

A mis queridos hermanos: Jhon Richard Sivinta Almachi, Luis Octavio Sivinta Almachi, Steeven Alexander Sivinta Almachi y Juan Manuel Sivinta Almachi, por su cariño, compañía y apoyo durante esta etapa de mi vida. Gracias por compartir conmigo los momentos difíciles y los momentos de alegría, y por motivarme a continuar cuando las circunstancias parecían adversas.

A mi familia, que siempre creyó en mí y me brindó su respaldo incondicional, les dedico este trabajo como muestra de gratitud por todo el amor y la confianza depositados en mi persona.

Con profundo cariño y agradecimiento, dedico este logro a todos ustedes, quienes han sido la inspiración y la fuerza que me permitieron convertir este sueño en una realidad.

Erick Jesus Sivinta Almachi

AGRADECIMIENTO

Al culminar este Proyecto Técnico, deseo expresar mi más sincero agradecimiento a Dios, por brindarme la vida, la fortaleza y la sabiduría necesarias para superar cada desafío y permitirme alcanzar esta importante meta profesional.

A mis queridos padres, María y Guilber, por su amor incondicional, esfuerzo, sacrificio y apoyo constante a lo largo de mi formación académica. Gracias por creer siempre en mí y por enseñarme que con dedicación y perseverancia es posible alcanzar los sueños.

A mis hermanas, Nelly, Juleny, Maylin y Leslie, por su cariño, comprensión y motivación durante esta etapa de mi vida.

A mi hermano Edgar (†), por el apoyo, la confianza y las enseñanzas que me brindó. Su recuerdo permanecerá siempre en mi corazón y será una inspiración constante para seguir adelante.

A mis familiares, especialmente a Edgar de la Cruz, mi tía Carina y mi tío Efraín, por su apoyo, confianza y consejos durante mi formación profesional. Su ayuda y respaldo fueron de gran importancia para alcanzar esta meta.

A mis amigos Jesús Sivinta, Justin Cadena, Sandra Tiván, Carlos Velasco y Brayan Peralta, por los momentos compartidos, el compañerismo, la amistad y el apoyo brindado a lo largo de esta etapa universitaria. Gracias por formar parte de este camino y contribuir de una u otra manera a este logro.

Asimismo, agradezco a mis docentes por compartir sus conocimientos, experiencias y enseñanzas, contribuyendo significativamente a mi crecimiento personal y profesional.

Finalmente, agradezco a todas las personas que, de una u otra manera, estuvieron presentes durante este proceso y aportaron con una palabra de aliento, un consejo o un gesto de apoyo.

A todos ustedes, muchas gracias por acompañarme en este camino y por ser parte de este importante logro.

Jairo Leonardo Avalos Poaquiza

Al culminar este Proyecto Técnico, deseo expresar mi más profundo agradecimiento a Dios, por ser mi guía en cada paso de este camino, por darme la fortaleza para enfrentar los desafíos, la sabiduría para tomar las mejores decisiones y la fe necesaria para no rendirme cuando las dificultades parecían superar mis fuerzas. Sin su bendición, este logro no habría sido posible.

A mis queridos padres, María Asucena Almachi Aymacaña y Luis Octavio Sivinta Iza, les agradezco con todo mi corazón por ser el pilar fundamental de mi vida. Gracias por cada sacrificio realizado, por cada consejo brindado, por las palabras de aliento en los momentos de incertidumbre y por creer en mí incluso cuando yo mismo llegué a dudar. Todo lo que soy y todo lo que he alcanzado ha sido posible gracias a su amor, esfuerzo y apoyo incondicional. Este logro también les pertenece a ustedes.

A mis hermanos, Jhon Sivinta, Luis Sivinta, Steeven Sivinta y Juan Sivinta, gracias por acompañarme a lo largo de este recorrido, por brindarme su apoyo, comprensión y motivación. Su presencia en mi vida ha sido una fuente constante de fortaleza e inspiración para seguir adelante y luchar por mis objetivos.

Quiero agradecer también a mis amigos Jairo Avalos, Justin Cadena, Brayan Satuquinga, Sandra Tiván, Brayan Peralta y Carlos Velasco. Gracias por compartir conmigo momentos inolvidables durante esta etapa, por las conversaciones, las risas, el apoyo en los momentos difíciles y por demostrarme el verdadero valor de la amistad. Cada uno de ustedes dejó una huella importante en este camino y contribuyó, de una u otra manera, a que esta meta pudiera hacerse realidad.

Mi gratitud se extiende a mis docentes y tutor académico, quienes compartieron sus conocimientos, experiencia y orientación, contribuyendo significativamente a mi formación profesional y al desarrollo de este proyecto.

Finalmente, agradezco a todas las personas que estuvieron presentes durante este proceso y que, con una palabra de ánimo, un consejo o un gesto de apoyo, me ayudaron a continuar avanzando. Este logro representa años de esfuerzo, dedicación, sacrificio y aprendizaje. Por ello, lo recibo con profunda gratitud hacia todas las personas que caminaron a mi lado y formaron parte de esta importante etapa de mi vida. A todos ustedes, gracias por creer en mí y por ayudarme a convertir este sueño en una realidad.

Erick Jesus Sivinta Almachi

ÍNDICE DE CONTENIDO

APROBACIÓN DEL TUTOR ii
AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN iii
DERECHOS DE AUTOR iv
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO v
DEDICATORIA vi
AGRADECIMIENTO viii
ÍNDICE DE CONTENIDO x
ÍNDICE DE TABLAS xiii
ÍNDICE DE FIGURAS xiv
RESUMEN EJECUTIVO xvi
Abstract xvii
CAPÍTULO I MARCO TEÓRICO 1
1.1. Antecedentes investigativos 1
1.2. Justificación 3
1.3. Objetivos 5
1.4. Fundamentación teórica 6
1.4.1. Turbinas de flujo cruzado 6
1.4.2. Configuraciones de turbinas de flujo cruzado 8
1.4.3. Clasificación de turbomáquinas hidráulicas 11
1.4.4. Principio de funcionamiento de la turbina de flujo cruzado 12
1.4.5. Parámetros de diseño y eficiencia hidráulica 14
1.4.6. Campo de aplicación 16
1.4.7. Dimensionamiento 17
1.4.7.1. Análisis del diseño hidráulico de la turbina de flujo cruzado 17

CAPÍTULO II MARCO METODOLÓGICO 24
2.1. Orientación metodológica 24
2.2. Modalidad de investigación 25
2.3. Población y muestra 25
2.4. Ubicación 26
2.5. Materiales 26
Herramientas 32
2.6. Software de simulación y diseño 33
2.7. Fases del proyecto 34
CAPÍTULO III RESULTADOS Y DISCUSIÓN 36
3.1. Análisis y discusión de los resultados 36
3.1.1. Diseño hidráulico 36
Selección del diámetro y velocidad de giro de la turbina 36
Resolución del triángulo de velocidades a la entrada del rotor 37
Número de álabes del rotor 39
Geometría del alabe 40
Ancho del rodete 44
Diseño del inyector 46
3.1.2. Diseño equipo de bombeo 49
Determinación de la carga dinámica total de la bomba 49
3.1.3. Diseño mecánico 55
Diseño del eje 66
Verificación de los pernos de la brida de acople 69
3.2. Modelo tridimensional del sistema 71
3.3. Proceso de construcción del prototipo 73
3.4. Balance energético mediante diagrama Sankey 75
3.5. Evaluación experimental del sistema hidráulico 76

3.6. Presupuestos 79
CAPÍTULO IV CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 82
4.1. Conclusiones 82
4.2. Recomendaciones 84
Referencias 86
Anexos 88

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.Variación del ángulo [18]. 22
Tabla 2. Datos hidráulicos..... 36
Tabla 3.Resumen de resultados geometría del alabe [18]..... 44
Tabla 4. Coordenadas de la curva envolvente del inyector (cara superior) 48
Tabla 5. Características geométricas e hidráulicas del sistema..... 50
Tabla 6. Accesorios del sistema 52
Tabla 7. Proceso constructivo del prototipo..... 73
Tabla 8.Velocidad de rotación obtenida..... 77
Tabla 9. Parámetros eléctricos obtenidos experimentalmente 78
Tabla 10. Costo de los elementos de la turbina..... 79
Tabla 11.Velocidad de rotación obtenida..... 80
Tabla 12. Costo del sistema de generación eléctrica..... 80
Tabla 13.Velocidad de rotación obtenida..... 81
Tabla 14. Costo total del proyecto 81

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Etapas de transferencia de energía en una turbina Michell Banki [14]. 7
Figura 2. Campo operativo típico de la turbina Michell-Banki dentro del diagrama general de selección de turbinas [1]. 8
Figura 3. Componentes de la turbina Michell Banki [7]. 10
Figura 4. Etapas de trabajo turbina Michell Banki [17]. 13
Figura 5. Entrada del agua al rodete de la turbina, (a) horizontal, (b) vertical [14]... 14
Figura 6. Triangulo de velocidades a lo largo del rotor [14]. 18
Figura 7. Triangulo de velocidades unificados de la 1º y 2º etapa [1]. 20
Figura 8. Flujograma del diseño y construcción de la máquina 24
Figura 9. Plancha de AISI 304 [18]. 27
Figura 10. Planchas de acrílico [21]. 27
Figura 11. Planchas de acero A36 [22]. 28
Figura 12. Torno paralelo [1]. 28
Figura 13. Soldadora electrodo TIG-MIG [13]. 29
Figura 14. Fresadora universal [1]. 29
Figura 15. Cortadora láser [15]. 30
Figura 16. Bomba de 1.5 HP [18]. 31
Figura 17. Generador de imán permanente de 400W [18]. 31
Figura 18. Esmeril angular [18]. 32
Figura 19. Juegos de llaves [22]. 32
Figura 20. Prensa de banco [22]. 33
Figura 21. Calibrador Vernier [22]. 33
Figura 22. Geometría del Alabe [8]. 40
Figura 23. Ángulos fundamentales del alabe [8]. 41
Figura 24. Esquema del rodete 45
Figura 25. Esquema del inyector 46
Figura 26. Esquema banco de pruebas 50
Figura 27. Curvas de operación de la bomba marca Hidropump 55
Figura 28. Ángulos de velocidad absoluta, a la entrada y salida del álabe 58
Figura 29. Ángulos de velocidad 58
Figura 30. Ángulos de velocidad absoluta, a la entrada y salida del álabe 60
Figura 31. Longitud del álabe $q = 1159.76Nm$ 61

Figura 32. Fuerzas generadas en el inyector 64
Figura 33. Modelado tridimensional de la turbina de flujo cruzado en SolidWorks. 72
Figura 34. Diagrama de SANKEY – balance energético del sistema..... 76
Figura 35. Presión de operación registrado en la linea de descarga..... 77

RESUMEN EJECUTIVO

El presente trabajo desarrolla el diseño y construcción de una turbina de flujo cruzado tipo Michell-Banki destinada a la implementación de un banco de pruebas para aplicaciones académicas relacionadas con mecánica de fluidos y conversión de energía, considerando la necesidad de disponer de equipos experimentales que permitan analizar el comportamiento de sistemas hidroeléctricos de pequeña escala, para lo cual se estableció como propósito diseñar y fabricar un prototipo capaz de transformar la energía hidráulica en energía mecánica mediante el dimensionamiento de sus componentes principales, empleando una metodología que integró cálculos hidráulicos y mecánicos, modelado tridimensional asistido por computadora, selección de materiales y procesos de manufactura, además de la evaluación de las condiciones de operación previstas para el sistema, obteniéndose como resultados un rotor de 125 mm de diámetro conformado por 18 álabes, un ancho de rodete de 41.22 mm, un sistema de bombeo con capacidad para suministrar un caudal aproximado de 0.005 m^3/s y una altura dinámica cercana a 10.6 m, junto con la definición geométrica del inyector, eje y elementos de acople, mientras que las verificaciones estructurales determinaron esfuerzos inferiores a los límites admisibles de los materiales seleccionados, manteniendo márgenes adecuados para la operación del equipo, adicionalmente el modelado tridimensional permitió comprobar la compatibilidad geométrica entre los diferentes componentes antes de su fabricación, por lo que se concluye que el prototipo diseñado cumple con los requerimientos hidráulicos y mecánicos establecidos, constituyéndose en una alternativa adecuada para actividades experimentales orientadas al estudio y análisis de sistemas hidroeléctricos de pequeña potencia.

Palabras clave: TURBINA MICHELL-BANKI, FLUJO CRUZADO, ENERGÍA HIDRÁULICA, BANCO DE PRUEBAS, GENERACIÓN HIDROELÉCTRICA.

Abstract

This study presents the design and construction of a Michell-Banki cross-flow turbine intended for the implementation of an experimental test bench for academic applications related to fluid mechanics and energy conversion, addressing the need for experimental equipment that enables the analysis of small-scale hydroelectric systems. The main objective was to design and manufacture a prototype capable of converting hydraulic energy into mechanical energy through the dimensioning of its principal components. The methodology included hydraulic and mechanical calculations, three dimensional computer-aided modeling, material selection, manufacturing processes, and the evaluation of the system's operating conditions. The results led to the design of a rotor with a diameter of 125 mm composed of 18 blades, a runner width of 41.22 mm, and a pumping system capable of supplying a flow rate of approximately 0.005 m^3/s with a total dynamic head close to 10.6 m. In addition, the geometric parameters of the nozzle, shaft, and coupling elements were defined, while the structural assessments determined stress levels below the allowable limits of the selected materials, ensuring safe operation under the expected hydraulic and mechanical loads. Furthermore, the three-dimensional model enabled verification of the geometric compatibility among the different components before fabrication. It is concluded that the designed prototype satisfies the established hydraulic and mechanical requirements and represents a suitable alternative for experimental activities focused on the study and analysis of small-scale hydroelectric systems.

Keyworks: MICHELL-BANKI TURBINE, CROSS-FLOW TURBINE, HYDRAULIC ENERGY, TEST BENCH, HYDROELECTRIC POWER GENERATION.

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

1.1.Antecedentes investigativos

A nivel internacional, la investigación sobre las turbinas hidráulicas de flujo cruzado, ha adquirido gran relevancia por su aplicación en proyectos de generación eléctrica a pequeña escala y en entornos experimentales. En diversas regiones de Europa y Asia se ha comprobado que este tipo de turbina representa una alternativa eficiente para aprovechar caudales bajos y saltos medios, gracias a su diseño sencillo y a su capacidad para mantener una buena eficiencia en un amplio rango de operación [1].

Los estudios desarrollados mediante simulaciones CFD permitieron analizar la distribución de velocidades y presiones en el interior del rodete, facilitando ajustes en el ángulo de entrada y en la cantidad de álabes para mejorar el aprovechamiento de la energía hidráulica, además, estas herramientas posibilitaron una evaluación más detallada de los fenómenos que ocurren durante la interacción entre el flujo y los componentes de la turbina, permitiendo perfeccionar el diseño geométrico y la verificación estructural, razón por la cual su aplicación se ha extendido tanto en proyectos de generación renovable como en laboratorios universitarios destinados a la formación técnica y experimental [2] [3].

En el contexto latinoamericano, diferentes proyectos de micro y pico centrales hidroeléctricas han incorporado turbinas de flujo cruzado debido a su bajo costo de fabricación, mantenimiento sencillo y buenos niveles de eficiencia. Países como Perú, Colombia y Brasil han demostrado, a través de investigaciones aplicadas en zonas rurales, que estas turbinas son una opción viable para la generación eléctrica descentralizada [4]. En particular, estudios realizados por la Universidad Nacional de Ingeniería y la Universidad de São Paulo han abordado el diseño y dimensionamiento de las turbinas considerando el perfil hidráulico de los cauces naturales y la eficiencia del rodete. Los resultados obtenidos muestran que, al seleccionar de manera adecuada parámetros como el diámetro del rodete, el caudal y la altura de caída, se pueden alcanzar rendimientos superiores al 75%, consolidando así su utilidad en ámbitos educativos e industriales [5].

A nivel nacional, Ecuador ha incrementado el interés por el aprovechamiento de fuentes renovables de energía, particularmente mediante la implementación de microcentrales hidroeléctricas orientadas al suministro eléctrico en comunidades rurales y al desarrollo de proyectos académicos, además, diversas instituciones de educación superior han impulsado la construcción de prototipos y bancos de pruebas destinados al estudio de turbinas hidráulicas a pequeña escala, permitiendo fortalecer la formación práctica de los estudiantes y ampliar el conocimiento técnico relacionado con la generación hidroeléctrica.

Universidades como la Escuela Politécnica Nacional y la Universidad Técnica de Ambato han trabajado en el diseño de prototipos de turbinas de flujo cruzado con fines educativos e investigativos. Estos proyectos han permitido que los estudiantes comprendan de manera práctica los procesos de conversión de energía hidráulica en energía mecánica y eléctrica, analizando variables como la velocidad específica, la eficiencia hidráulica y la potencia desarrollada. Asimismo, el Ministerio de Energía y Minas ha impulsado políticas que fomentan el uso de tecnologías sostenibles, fortaleciendo la aplicación de turbomáquinas en el ámbito técnico y académico [6].

De igual manera, investigaciones desarrolladas en el país han incorporado programas de simulación computacional como ANSYS Fluent y SolidWorks Flow Simulation para estudiar el comportamiento del flujo en el interior de las turbinas Michell–Banki, permitiendo contrastar los resultados teóricos con datos obtenidos de manera experimental, además, estas herramientas han facilitado el análisis de variables hidráulicas relacionadas con la distribución de velocidades, las pérdidas de energía y la interacción del flujo con los álabes, generando información útil para realizar ajustes en la configuración geométrica de los prototipos [7].

Asimismo, diversos trabajos han evaluado parámetros de operación como el número de Reynolds y el ángulo de ingreso del flujo al rodete, determinando su influencia sobre el aprovechamiento de la energía hidráulica, mientras que otros estudios han examinado el comportamiento mecánico de componentes fabricados con distintos materiales, considerando esfuerzos, deformaciones y condiciones de carga presentes durante el funcionamiento, permitiendo seleccionar alternativas de fabricación que mejoren la resistencia de los elementos y favorezcan una mayor durabilidad de los equipos empleados en laboratorios y plantas piloto [8].

1.2.Justificación

El impulso global hacia la transición energética ha incentivado el desarrollo de tecnologías que aprovechan fuentes renovables con menor impacto ambiental. En este marco, la energía hidráulica se posiciona como una alternativa confiable y eficiente gracias a su capacidad de generación continua y estable [8]. Aunque los grandes proyectos hidroeléctricos poseen mayor visibilidad, la generación distribuida y de pequeña escala ha tomado relevancia para atender necesidades puntuales de forma sostenible. En este contexto, las turbinas de flujo cruzado destacan por su capacidad de operar en rangos hidráulicos reducidos y aprovechando recursos hídricos locales que, de otro modo, no serían utilizados [9].

Las turbinas de flujo cruzado se caracterizan por un diseño simple, compuesto por un rodete cilíndrico con álabes dispuestos radialmente, lo que permite que el fluido atraviese dos veces el rotor, incrementando la transferencia de energía. Su construcción no requiere de métodos altamente especializados ni de materiales costosos, lo cual las convierte en una alternativa económicamente viable para proyectos educativos, comunitarios o experimentales. Además, su desempeño se mantiene eficiente incluso ante variaciones del caudal, lo que las hace apropiadas para escenarios reales donde el recurso hídrico no es constante [10].

Desde el punto de vista formativo, el estudio de las turbomáquinas hidráulicas forma parte de la preparación académica del ingeniero mecánico, debido a que permite comprender los procesos asociados a la conversión de energía, el comportamiento de los fluidos y el diseño de sistemas mecánicos utilizados en aplicaciones hidráulicas [3], sin embargo, el aprendizaje basado únicamente en teoría o simulaciones limita la interacción con las condiciones reales de operación, por lo que la utilización de prototipos funcionales facilita la realización de pruebas, ajustes y mediciones experimentales, permitiendo relacionar los conocimientos adquiridos con situaciones prácticas propias del ejercicio profesional.

Actualmente, el laboratorio de mecánica de fluidos de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato carece de turbinas hidráulicas operativas destinadas al desarrollo de prácticas experimentales, por lo que los estudiantes no disponen de equipos que les permitan analizar de manera directa la

interacción del flujo de agua con los elementos rotativos de una turbina, además, esta situación restringe la ejecución de ensayos relacionados con la medición de variables hidráulicas y mecánicas, así como las actividades de instrumentación, adquisición de datos y análisis de resultados, aspectos que forman parte de la formación práctica en el área de la generación hidroeléctrica.

La construcción del prototipo permitirá evaluar parámetros como el caudal, la velocidad del flujo, el par transmitido al eje y la potencia generada, además, facilitará el análisis de la relación existente entre estas variables durante diferentes condiciones de operación, permitiendo comprender de mejor manera los factores que intervienen en el aprovechamiento de la energía hidráulica y en el desempeño de la turbina [11], mientras que la interacción directa con el equipo favorecerá la aplicación de conocimientos teóricos mediante procedimientos experimentales orientados al estudio de máquinas hidráulicas y sistemas de generación basados en fuentes renovables.

Asimismo, la disponibilidad de un prototipo funcional permitirá desarrollar proyectos de investigación y trabajos de titulación orientados al análisis de configuraciones geométricas del rotor, la evaluación de materiales de fabricación y el estudio de variables relacionadas con el desempeño hidráulico de la turbina, además, facilitará la incorporación de sistemas de monitoreo, instrumentación y automatización para ampliar las posibilidades de experimentación, generando información técnica que podrá ser utilizada en futuras investigaciones y actividades académicas dentro de la facultad.

La implementación del prototipo también puede contribuir a la vinculación con la sociedad, ya que el estudio del comportamiento de estas turbinas puede derivar en soluciones prácticas para comunidades rurales que cuenten con ríos o quebradas, pero que no dispongan de un sistema de generación eléctrica. Su bajo costo y fácil instalación representan una tecnología accesible que puede cubrir necesidades energéticas básicas de manera sostenible [12].

La investigación se encuentra relacionada con las iniciativas orientadas al desarrollo tecnológico y al fortalecimiento de las capacidades profesionales mediante actividades de carácter práctico, además, la incorporación de equipos destinados a la experimentación permite complementar los conocimientos adquiridos en el aula y

ampliar las oportunidades de aprendizaje en áreas vinculadas con la ingeniería aplicada, mientras que la disponibilidad de infraestructura adecuada favorece la ejecución de ensayos, el análisis de resultados y el desarrollo de competencias demandadas en sectores productivos asociados al aprovechamiento de recursos energéticos renovables.

Adicionalmente, este prototipo constituirá un recurso de uso permanente para las futuras cohortes de estudiantes, permitiendo ampliar las actividades experimentales desarrolladas en el laboratorio y facilitando la interacción directa con equipos hidráulicos en condiciones reales de operación, además, su utilización favorecerá una comprensión más amplia de los principios que gobiernan el funcionamiento de las turbomáquinas, mientras que la experiencia obtenida durante la ejecución de ensayos, mediciones y análisis de resultados aportará conocimientos prácticos valorados en el ámbito profesional y en las actividades relacionadas con la ingeniería aplicada.

El proyecto se justifica por la incorporación de una turbina de flujo cruzado destinada a actividades académicas, experimentales y de investigación, debido a que su implementación permitirá ampliar los recursos disponibles en el laboratorio para la realización de prácticas relacionadas con máquinas hidráulicas, además, el equipo podrá ser utilizado en el desarrollo de trabajos de titulación, proyectos estudiantiles y estudios orientados al aprovechamiento de la energía hidráulica, mientras que su disponibilidad facilitará la ejecución de ensayos y mediciones bajo condiciones reales de operación, generando mayores oportunidades para la aplicación práctica de los conocimientos adquiridos durante la formación profesional.

1.3.Objetivos

1.3.1. Objetivo General

Diseñar y construir un prototipo de turbina de flujo cruzado para el laboratorio de mecánica de fluidos de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato (FICM-UTA)

1.3.2. Objetivos Específicos

- Investigar los parámetros de diseño hidráulico de turbinas de flujo cruzado para determinar las condiciones de operación del prototipo.

- Analizar y calcular las dimensiones de las partes principales de la turbina para definir la geometría óptima que garantice un funcionamiento eficiente.
- Construir y validar el prototipo de turbina para evaluar su desempeño experimental en el laboratorio de la FICM-UTA.

1.4.Fundamentación teórica

Para seleccionar el tipo de sistema más adecuado en el diseño y construcción de la turbina de flujo cruzado destinada al laboratorio de mecánica de fluidos, se abordarán los aspectos más relevantes que guiarán el proceso de diseño y construcción:

1.4.1. Turbinas de flujo cruzado

La turbina de flujo cruzado, también conocida como turbina Michell-Banki, tiene su origen a inicios del siglo XX. Fue desarrollada y patentada en 1903 por el ingeniero australiano Anthony George Maldon Michell, basándose en los principios hidráulicos establecidos por el ingeniero francés Jean-Victor Poncelet (1788–1867), quien estudió y perfeccionó el funcionamiento de las ruedas hidráulicas. Este desarrollo marcó un avance importante en la generación hidroeléctrica para pequeños y medianos aprovechamientos, debido a su sencillez y eficiencia [5].

Una turbina Michell-Banki pertenece al grupo de turbinas de acción y se caracteriza por emplear un rodete cilíndrico atravesado por un chorro de agua proyectado mediante un inyector. Su objetivo es convertir la energía potencial y cinética del fluido en energía mecánica a través de una interacción secuencial del agua con los álabes [2].

En la Figura 1 se muestra el comportamiento del flujo dentro del rodete, donde se observa claramente cómo el chorro interactúa con los álabes en dos contactos consecutivos. En la primera etapa, el fluido ingresa desde el inyector e impacta sobre los álabes superiores, transfiriendo una parte significativa de su energía. Luego, el agua cambia de dirección dentro del rodete y vuelve a incidir sobre los álabes inferiores en la segunda etapa, donde se realiza una transferencia energética adicional. Este doble aprovechamiento del chorro permite alcanzar mayores eficiencias comparado con otras turbinas de acción [7].

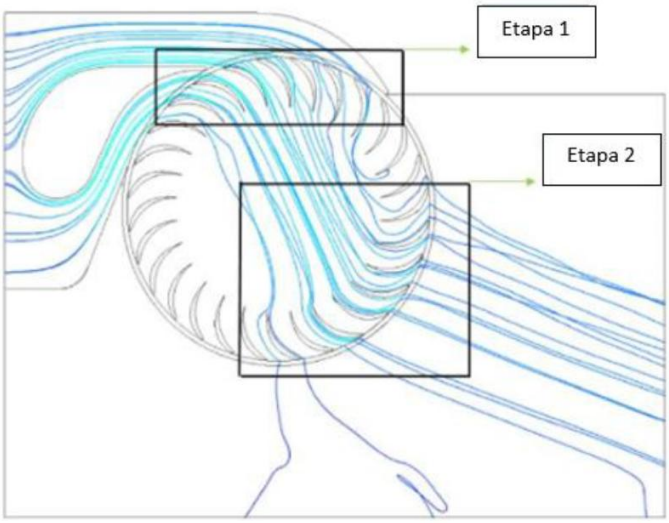


Figura 1. Etapas de transferencia de energía en una turbina Michell Banki **[14]**.

El diseño de esta turbina se caracteriza por una configuración constructiva simple que facilita los procesos de fabricación, ensamblaje y mantenimiento, además, sus componentes pueden ser elaborados mediante procedimientos convencionales de manufactura, por lo que resulta adecuada para aplicaciones académicas y experimentales, mientras que su geometría permite analizar de forma directa la interacción del flujo de agua con los álabes del rotor, facilitando el estudio de fenómenos relacionados con el intercambio de energía, la trayectoria del flujo y las condiciones de funcionamiento presentes durante la operación de la máquina [5].

Las turbinas Michell-Banki están diseñadas para operar con caudales que varían entre 0,2 y 10 m^3/s, y con saltos mínimos del orden de 5 m, pudiendo alcanzar saltos máximos entre 100 y 200 m. Bajo estas condiciones de operación, logran eficiencias del 80 % al 85 % y pueden generar potencias comprendidas entre 750 kW y 1 MW [2] [5].

En la Figura 2 se presenta el diagrama general de selección de turbinas hidráulicas, donde el eje vertical representa el salto neto (H) en metros y el eje horizontal el caudal (Q) en m^3/s. La zona correspondiente a la turbina Michell-Banki se encuentra ubicada aproximadamente entre 5 y 250 m de salto, y entre 0,05 y 15 m^3/s de caudal, lo que indica que su diseño es especialmente adecuado para romper eficientemente el chorro en condiciones de energía disponible moderada. Este posicionamiento también evidencia una superposición parcial con las turbinas Francis en saltos medios y con las

turbinas Kaplan en caudales mayores, aunque la Michell-Banki mantiene su ventaja en contextos de infraestructura limitada.

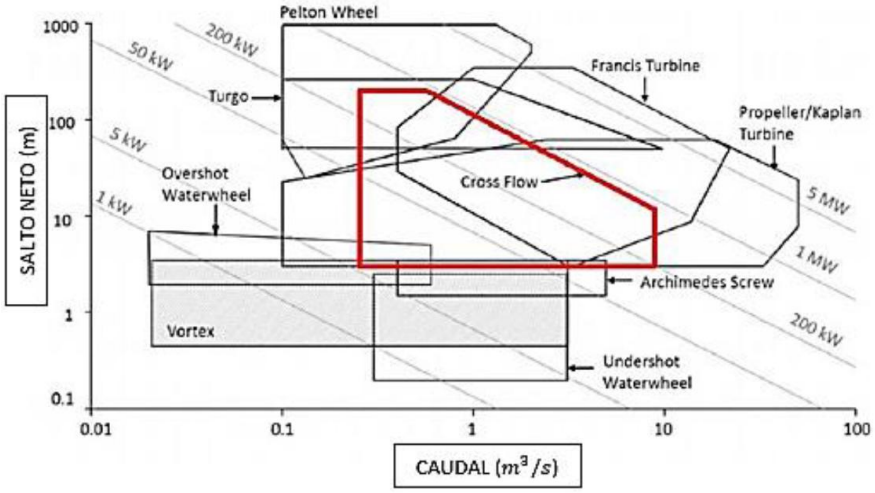


Figura 2. Campo operativo típico de la turbina Michell-Banki dentro del diagrama general de selección de turbinas **[1]**.

Asimismo, su campo de operación se encuentra entre el rango característico de la turbina Pelton, utilizada en condiciones de altos saltos y bajos caudales, y el de la turbina Kaplan, empleada en bajos saltos y elevados caudales, debido a que la turbina Michell–Banki aprovecha la energía de un chorro libre que interactúa directamente con el rotor, además, esta configuración permite mantener condiciones de funcionamiento adecuadas ante variaciones de caudal, por lo que resulta apropiada para sistemas de pequeña y microhidrogeneración donde se dispone de saltos bajos o medios y caudales moderados, evitando la necesidad de instalaciones más complejas para su implementación.

En conjunto, su simplicidad, versatilidad y eficiencia hacen de la turbina Michell-Banki una de las opciones más utilizadas en proyectos de micro y pequeña hidroenergía, especialmente en zonas rurales o de difícil acceso [11].

1.4.2. Configuraciones de turbinas de flujo cruzado

Las turbinas de flujo cruzado presentan diversas configuraciones que varían principalmente en función del número de toberas, el ángulo de ataque del flujo, la cantidad de álabes del rodete y el diámetro del mismo. Estas variables influyen directamente en la eficiencia hidráulica, la estabilidad operativa y el rendimiento energético del sistema [1].

Generalmente, el agua ingresa al rodete a través de una tobera regulable encargada de controlar el caudal y la velocidad del chorro, además, el flujo atraviesa el rotor de forma tangencial interactuando con los álabes durante su ingreso y posteriormente durante su salida, permitiendo aprovechar la energía disponible en dos etapas dentro de un mismo ciclo de trabajo, mientras que una adecuada configuración geométrica del rodete y de la carcasa favorece una circulación más ordenada del flujo, disminuyendo las pérdidas asociadas a turbulencias y zonas de recirculación, lo que permite obtener un mejor desempeño hidráulico de la turbina [3].

Entre las principales características de las turbinas Michell–Banki se encuentra su capacidad para operar bajo diferentes condiciones de velocidad de giro, permitiendo adaptar su funcionamiento a diversos requerimientos de generación, además, presentan valores de eficiencia cercanos al 82 % en un amplio rango de caudales, lo que favorece su utilización en sistemas donde las condiciones hidráulicas pueden variar durante la operación, mientras que su configuración constructiva sencilla facilita los procesos de fabricación mediante recursos disponibles localmente, particularmente en zonas rurales, sumado a ello, sus componentes requieren procedimientos básicos de inspección y mantenimiento, permitiendo disminuir los costos asociados a la operación del sistema.

La Figura 3 muestra los principales componentes de una turbina Michell-Banki, los cuales se describen a continuación [7]:

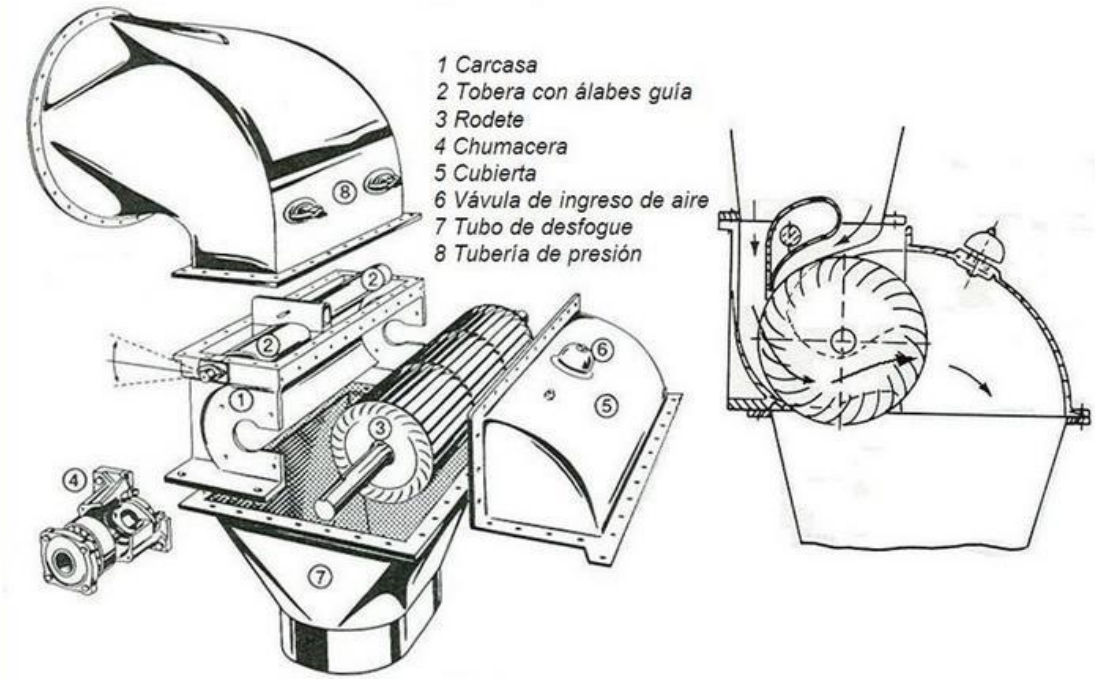


Figura 3. Componentes de la turbina Michell Banki **[7]**.

- **Inyector:** Elemento encargado de regular y direccionar el flujo de agua hacia el rodete, además, su diseño permite que el chorro incida sobre los álabes con el ángulo de ataque requerido para favorecer el intercambio de energía entre el fluido y el rotor, mientras que la pared envolvente superior guía la trayectoria del agua y limita las pérdidas hidráulicas durante el ingreso, por otra parte, su configuración constructiva permite la instalación tanto en posición vertical como horizontal de acuerdo con las condiciones de diseño y operación del sistema [15].
- **Rodete:** Es el elemento principal de la turbina, encargado de transformar la energía cinética del flujo de agua en energía mecánica de rotación, además, está formado por dos discos laterales unidos mediante álabes curvados distribuidos alrededor de su periferia, mientras que la geometría de estos elementos permite dirigir adecuadamente el paso del agua a través del rotor, por otra parte, los bordes afilados de los álabes disminuyen la resistencia al flujo y favorecen un mayor aprovechamiento de la energía disponible durante el proceso de conversión [8].
- **Carcaza:** Su función consiste en contener el flujo de agua durante su paso por el rodete, evitando la dispersión del fluido hacia el exterior, además, proporciona soporte mecánico a los diferentes componentes que integran la turbina, mientras que su estructura permite transmitir las cargas y esfuerzos generados durante la operación hacia los apoyos o bases de soporte del sistema [4].

- **Tubería de conducción:** Su función consiste en transportar el agua desde la captación hasta el inyector de la turbina, además, las características del material y las dimensiones de la tubería influyen sobre las pérdidas de energía durante el recorrido del flujo, por lo que una longitud elevada o una mayor rugosidad interna pueden disminuir la altura neta disponible (H_n) y, en consecuencia, afectar la potencia desarrollada por el sistema [13].

La potencia hidráulica disponible se determina mediante la siguiente expresión:

$$P_{(U)} = \rho g Q H_n \qquad \text{Ec.1}$$

donde:

ρ: Densidad del fluido (kg/m³)

g: Aceleración de la gravedad (m/s²)

Q: Caudal. (m³/s)

Hn: Altura neta. (m)

Considerando las pérdidas hidráulicas en el inyector y el rodete, Banki estableció que el rendimiento teórico máximo de la turbina se obtiene mediante la ecuación:

$$n_{max} = 0.771 - 0.384\frac{D}{H_n} \qquad \text{Ec.2}$$

donde:

D: Diámetro exterior del rodete.

Hn: Altura neta.

1.4.3. Clasificación de turbomáquinas hidráulicas

Las turbomáquinas hidráulicas se clasifican de acuerdo con el modo de conversión de la energía entre el fluido y el rodete, así como por la dirección del flujo y el régimen de operación [13] [7].

a) Según el modo de conversión de energía

- **Turbinas de acción:** La conversión de energía ocurre cuando el fluido impacta sobre los álabes del rodete, sin que exista variación de presión dentro del mismo. Ejemplos típicos son las turbinas Pelton y las de flujo cruzado.
- **Turbinas de reacción:** En este tipo de turbinas la presión del fluido varía durante su paso a través del rodete, además, la energía se transfiere mediante cambios simultáneos de presión y velocidad que generan fuerzas sobre los álabes, mientras que las turbinas Francis y Kaplan forman parte de esta clasificación debido a que su funcionamiento se basa en la acción continua del flujo sobre los elementos móviles del rotor.

b) Según la dirección del flujo

Las turbomáquinas también pueden clasificarse según la trayectoria del flujo respecto al eje del rodete [14]:

- **Radiales:** el fluido se desplaza perpendicularmente al eje (ej. Francis).
- **Axiales:** el flujo se mueve paralelo al eje (ej. Kaplan).
- **Mixtas:** combinan componentes radiales y axiales.

c) Según el régimen de operación

Dependiendo del salto hidráulico disponible, las turbinas se agrupan en [4]:

- **Alta caída:** mayores a 300 m
- **Media caída:** entre 30 m y 300 m
- **Baja caída:** menores a 30 m

La turbina de flujo cruzado presenta un comportamiento intermedio entre las turbinas de acción puras y las de reacción, ya que combina componentes radiales y tangenciales en el flujo, ofreciendo una operación estable y un buen aprovechamiento energético en condiciones variables de caudal y altura [11].

1.4.4. Principio de funcionamiento de la turbina de flujo cruzado

El funcionamiento de la turbina de flujo cruzado se basa en el impacto controlado de un chorro de agua sobre un rodete cilíndrico provisto de álabes curvados. El agua ingresa a través de una tobera o inyector, donde su energía potencial se transforma en

energía cinética, para luego incidir tangencialmente sobre el rodete, generando el movimiento rotacional [12].

Durante la primera pasada del flujo a través del rodete se produce la transferencia de una parte considerable de la energía disponible hacia los álabes, además, al atravesar la región interior de la turbina el agua vuelve a interactuar con el rotor por el lado opuesto, permitiendo aprovechar la energía que aún permanece en el flujo [15], mientras que esta doble interacción incrementa el aprovechamiento energético del sistema y permite obtener un mejor desempeño en comparación con otras turbinas de acción que utilizan una sola etapa de transferencia de energía.

La energía mecánica generada en el eje del rodete puede utilizarse directamente con fines experimentales o acoplarse a un generador eléctrico, permitiendo el análisis y estudio de la conversión energética [10].

La turbina trabaja en dos etapas claramente diferenciadas [4]:

- En la primera etapa, el agua ingresa a través del inyector, donde se encuentra la válvula reguladora de caudal. Este mecanismo permite controlar la velocidad de rotación del eje de salida de acuerdo con la demanda de generación requerida. A continuación, el agua impacta sobre la parte externa del rotor, entregando una porción de su energía al sistema.
- En la segunda etapa, el flujo realiza un nuevo contacto con los álabes interiores del rotor, efectuando una última transferencia de energía antes de abandonar la turbina mediante una descarga a presión atmosférica, tal como se ilustra en la Figura 4.

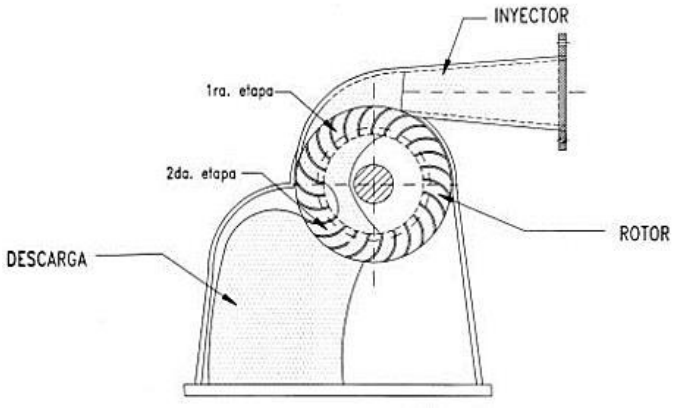


Figura 4. Etapas de trabajo turbina Michell Banki **[17]**.

La instalación de la turbina puede realizarse mediante diferentes configuraciones de entrada del caudal, las cuales dependen de la orientación con la que el chorro de agua es dirigido hacia el rodete, además, la disposición seleccionada influye en aspectos relacionados con el montaje, la distribución del flujo y las condiciones de operación del sistema, por lo que su elección debe considerar las características hidráulicas y constructivas de cada aplicación. [11]:

- Entrada horizontal, en la que el flujo impacta lateralmente sobre el rodete.
- Entrada vertical, en la que el flujo se dirige desde la parte superior hacia el rodete.

Estas dos disposiciones se muestran en la Figura 5, donde se observa la entrada del agua al rodete de la turbina en las configuraciones (a) horizontal y (b) vertical.

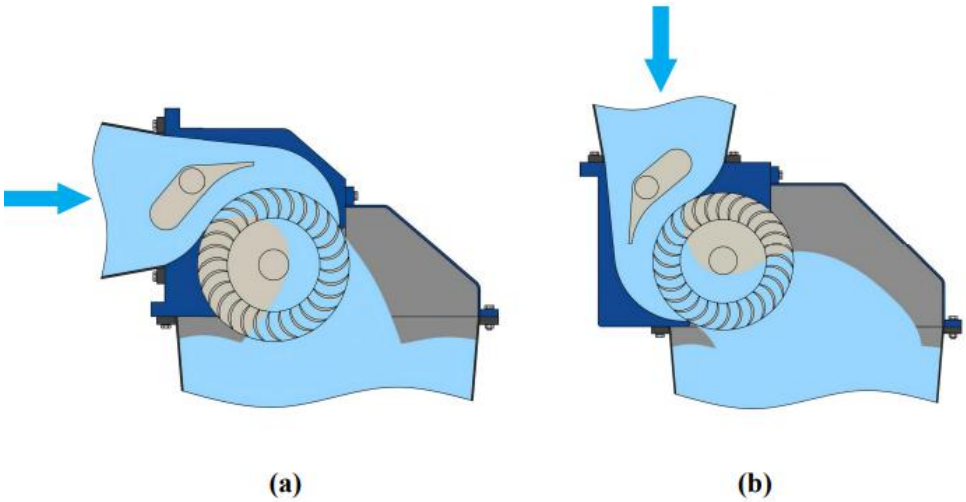


Figura 5. Entrada del agua al rodete de la turbina, (a) horizontal, (b) vertical **[14].**

1.4.5. Parámetros de diseño y eficiencia hidráulica

El diseño de una turbina de flujo cruzado implica determinar una serie de parámetros hidráulicos fundamentales que aseguran su correcto funcionamiento y optimización del rendimiento. Entre los más importantes se encuentran [7]:

- **Caudal (Q):** volumen de agua que atraviesa la turbina por unidad de tiempo.
- **Altura de caída (H):** diferencia entre el nivel de agua en la entrada y la salida, que determina la energía potencial disponible.

- **Velocidad específica (Ns):** parámetro adimensional que permite comparar turbinas de diferentes tamaños y condiciones hidráulicas.
- **Número de álabes:** influye directamente en la suavidad del flujo y la transferencia de energía.
- **Diámetro del rodete (D):** determina la velocidad periférica y el torque generado.
- **Ángulo de ataque del flujo (α):** controla la incidencia del chorro sobre los álabes, afectando la eficiencia del impacto.

La eficiencia hidráulica (η) expresa la relación entre la potencia útil obtenida en el eje y la potencia hidráulica disponible en el flujo, y se determina mediante la ecuación [9]:

$$n = \frac{T * w}{\rho * g * Q * H} \qquad \text{Ec.3}$$

donde:

- T = torque generado (N·m),
- ω = velocidad angular del eje (rad/s),
- ρ = densidad del agua (kg/m³),
- g = aceleración de la gravedad (9.81 m/s²),
- Q = caudal (m³/s),
- H = altura neta de caída (m).

La optimización de estos parámetros permite alcanzar rendimientos hidráulicos entre el 70 % y el 85 %, dependiendo de la geometría del rodete, la calidad del flujo y las pérdidas por fricción o turbulencia. Un adecuado diseño de los álabes y del sistema de tobera es determinante para maximizar la conversión de energía cinética en energía mecánica útil [4] [2].

1.4.6. Campo de aplicación

Las turbinas de flujo cruzado tipo Michell–Banki son fabricadas generalmente en acero estructural, mediante soldadura de precisión, utilizando materiales normalizados que garantizan durabilidad y resistencia a la corrosión. Un ejemplo representativo es la turbina OSSBERGER, de admisión radial y chorro parcial libre (Figura 7), ampliamente utilizada en pequeñas centrales hidroeléctricas (PCH) por su simplicidad, confiabilidad y facilidad de mantenimiento [3].

Este tipo de turbinas es adecuado para alturas de caída bajas o medias (2 a 200 m) y caudales variables, manteniendo un buen rendimiento incluso en condiciones de carga parcial. Entre sus principales aplicaciones se destacan [3]:

Otras áreas de aplicación:

- Suministro de agua potable
- Salidas de plantas de tratamiento.
- Sistema de riego
- Desagües de represas
- Sistema de enfrentamiento en plantas convencionales
- Dosificación de aguas residuales.

Materiales de construcción de la turbina Michell Banki

La selección de los materiales utilizados en la fabricación de turbinas hidráulicas depende de las condiciones de operación y del entorno donde serán instaladas, debido a que factores como las cargas mecánicas, la humedad, las variaciones de temperatura y las características físicas y químicas del agua influyen directamente sobre el desempeño y la vida útil de los componentes, además, el agua proveniente de distintas fuentes puede contener sedimentos o agentes que aceleran procesos de desgaste y corrosión, por lo que la elección del material debe realizarse considerando las exigencias particulares de cada aplicación y las condiciones de funcionamiento previstas para el sistema [8] [3].

- Acero al carbono
- Acero inoxidable
- Acero resistente al desgaste

1.4.7. Dimensionamiento

El dimensionamiento de la turbina de flujo cruzado implica determinar las dimensiones óptimas del rodete, la tobera, la carcasa y el eje, garantizando un equilibrio entre rendimiento, resistencia mecánica y facilidad de construcción [7] [11].

El diámetro del rodete se calcula en función de la velocidad periférica y de la energía disponible del flujo, mientras que la anchura del rodete depende del caudal a manejar. Asimismo, se define el número y la curvatura de los álabes para asegurar una interacción eficiente con el chorro de agua [2] [7].

En el ámbito académico, el dimensionamiento del sistema debe considerar características que faciliten su utilización durante actividades prácticas, además, es conveniente que los componentes permitan procesos de desmontaje, inspección y montaje sin dificultad, mientras que la incorporación de puntos de medición favorece el registro de variables hidráulicas durante los ensayos, permitiendo desarrollar prácticas experimentales orientadas al análisis del comportamiento de la turbina dentro del laboratorio de mecánica de fluidos [3].

1.4.7.1.Análisis del diseño hidráulico de la turbina de flujo cruzado

El diseño hidráulico de la turbina de flujo cruzado se desarrolla a partir de los parámetros de operación definidos en el prediseño, considerando que este tipo de máquina corresponde a una turbina de acción [16]. Bajo esta condición, el fluido atraviesa el rodete con presión prácticamente constante, por lo que la conversión de energía se produce fundamentalmente a partir de la variación de la cantidad de movimiento del chorro. En consecuencia, el grado de reacción es nulo, lo que permite analizar el funcionamiento de la turbina mediante el estudio de los triángulos de velocidades [18].

Con el fin de visualizar de manera integral el comportamiento del flujo a lo largo del rotor, en la Figura 6 se presenta el esquema general del rodete de la turbina de flujo cruzado, en el cual se integran la geometría del rotor, la disposición de los álabes y los

triángulos de velocidades correspondientes a las distintas etapas de operación [17]. Este esquema permite identificar claramente las velocidades absolutas, relativas y periféricas en la entrada y salida de los álabes primarios y secundarios, así como los ángulos asociados a cada uno de estos vectores, constituyendo la base conceptual para el desarrollo del análisis cinemático e hidráulico de la turbina [18].

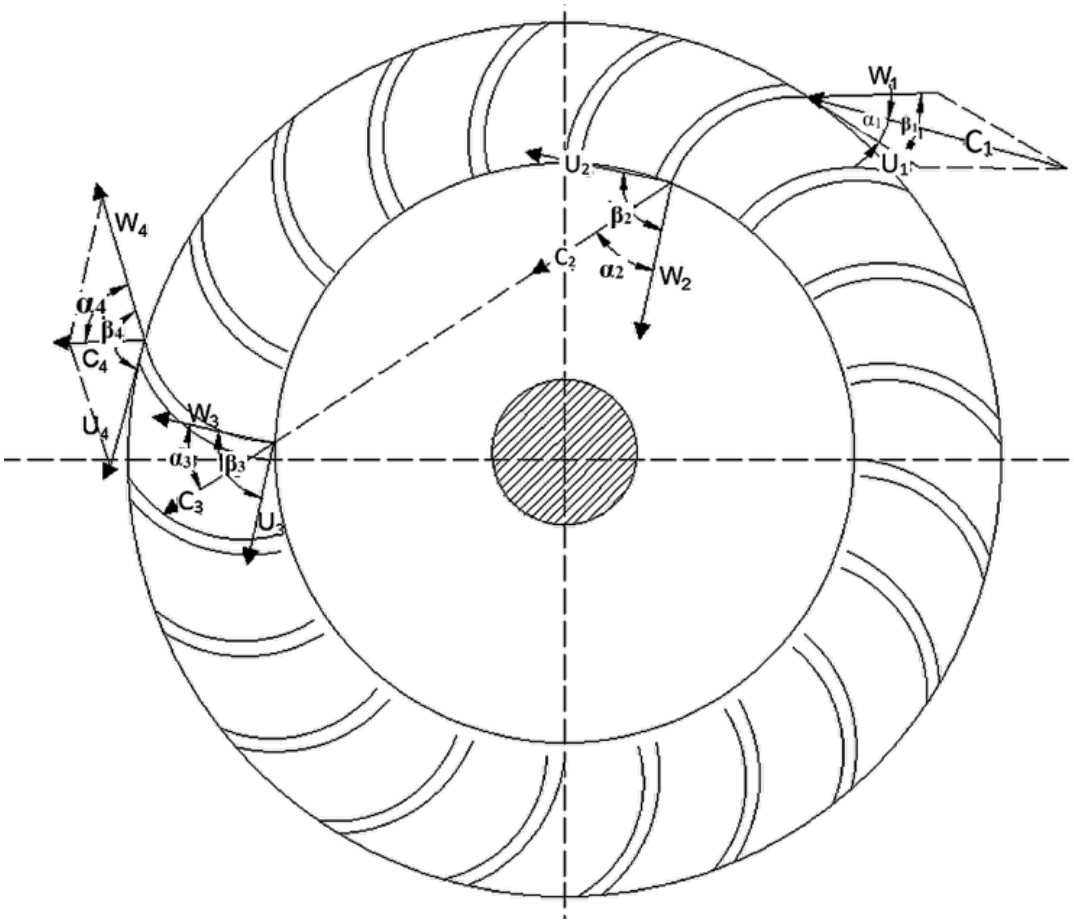


Figura 6. Triangulo de velocidades a lo largo del rotor [14].

El triángulo de velocidades correspondientes a las dos etapas de operación mencionadas. Se observa que el triángulo de velocidades a la salida de la primera etapa es prácticamente idéntico al de entrada a la segunda etapa. Esto se debe a que el flujo en esa transición es una corriente libre que no interfiere con elemento alguno del rotor.

Como se indicó previamente, el diseño hidráulico de la máquina se desarrollará bajo el supuesto de que opera como una turbina de acción [1].

Debido a las características de funcionamiento de este tipo de turbinas, resulta necesario realizar ajustes en los criterios utilizados para el aprovechamiento de la

energía hidráulica disponible, además, uno de los aspectos que requiere especial atención corresponde a la relación entre la velocidad del flujo y la velocidad periférica del rodete, debido a que esta condición influye directamente en el intercambio de energía entre el agua y los álabes durante el proceso de operación [17].

A partir de estas consideraciones, se establece que, para alcanzar la máxima eficiencia operativa, deberá cumplirse lo siguiente:

$$U1 = \frac{Cu1}{2} \qquad \text{Ec.4}$$

$$Cu1 = C1 * \cos(\propto 1) \qquad \text{Ec.5}$$

Donde:

- U1 = Velocidad tangencial de la turbina expresada en metros sobre segundo (m/s).
- Cu1 = Componente de la velocidad absoluta en la dirección tangencial expresada en metros sobre segundo (m/s).

La semejanza de triángulos en salida de alabes primarios y entrada de alabes secundarios, esto se debe a que el flujo de agua no ingresa de manera completamente paralela al plano longitudinal que contiene al eje, a diferencia de lo que ocurre en una turbina Pelton.

En una turbina de acción, la velocidad absoluta con la que el agua accede al inyector se define mediante la siguiente expresión:

Se verfique todos los Hn altura neta

$$C_1 = k_c\sqrt{2gH_n} \qquad \text{Ec.6}$$

- C1 = Velocidad absoluta expresada en metros sobre segundo (m/s).
- Kc = Coeficiente de velocidad del inyector.
- g = Aceleración de gravedad expresada en metros sobre segundo cuadrado (m/s^2).

- Hn= Altura neta expresada en metros (m).

Antes de continuar con el diseño hidráulico, es necesario analizar el coeficiente de velocidad del inyector, k_c. Este coeficiente representa las pérdidas asociadas al escurrimiento del fluido dentro del inyector y, por tanto, influye directamente en la velocidad absoluta de entrada. En consecuencia, variaciones en $k_c$repercuten en el rendimiento hidráulico de la turbina. Cuando $k_c$se reduce indicando un inyector menos eficiente la turbina requiere incrementar el ángulo de admisión para compensar dicha disminución.

El valor de $k_c$suele obtenerse experimentalmente. Para turbinas de acción como la Pelton, este coeficiente se sitúa entre 0,96 y 0,99, mientras que en turbinas de doble efecto los valores reportados también son inferiores a la unidad. Diversos estudios señalan intervalos típicos comprendidos entre 0,95–0,97 y 0,98.

De acuerdo a esto y analizando los triángulos de velocidades se obtiene la Figura 7 se tendrá

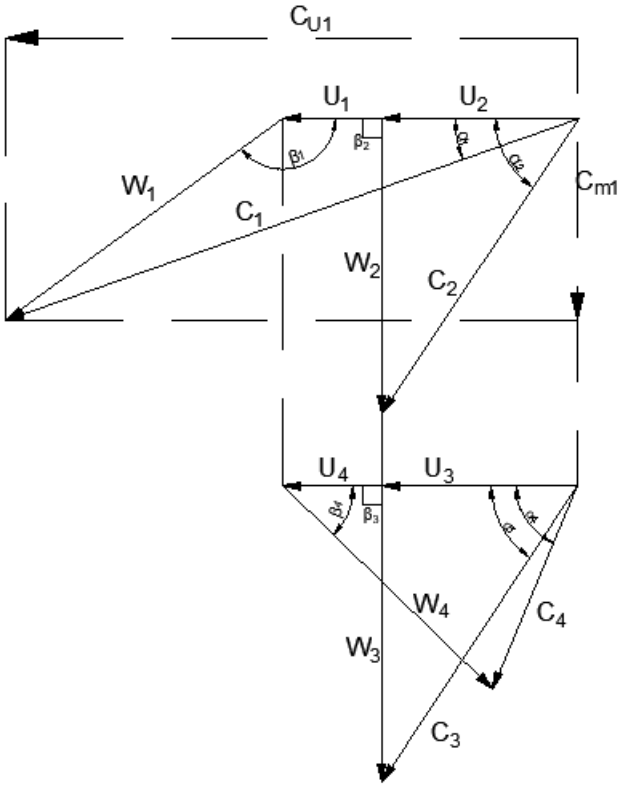


Figura 7. Triangulo de velocidades unificados de la 1º y 2º etapa **[1].**

Triangulo de velocidades unificado a la entrada de los alabes primarios

$$w_1{}^2 = C_1{}^2 + U_1{}^2 - 2 * C_1 * U_1 * cos * (\alpha 1) \qquad \text{Ec.7}$$

Donde:

- W1 = Velocidad relativa del fluido expresada en metros sobre segundo (m/s).
- C1 = Velocidad absoluta expresada en metros sobre segundo (m/s).
- U1 = Velocidad tangencial de la turbina expresada en metros sobre segundo (m/s).
- α1= Angulo entre la velocidad absoluta y la velocidad tangencial expresado en grados (°).

Por lo tanto, para la máxima utilización de la energía utilizaremos la siguiente ecuación:

$$w_1{}^2 = C_1{}^2 + \left(\frac{C_{U1}}{2}\right)^2 - 2 * C_1 * \frac{C_{U1}}{2} * cos * (\alpha 1) \qquad \text{Ec.8}$$

Observando los vectores de la Figura 7 obtenemos la siguiente ecuación:

$$w_1{}^2 = C_1{}^2 + \left(\frac{C1 * cos * (\alpha)}{2}\right)^2 - 2 * C_1 * \frac{C_{U1}}{2} * cos * (\alpha 1) \qquad \text{Ec.9}$$

Finalmente reduciendo la ecuación anterior obtenemos que:

$$w_1{}^2 = C_1{}^2 + \left(1 - \frac{3}{4} * cos^2(\alpha 1)\right)^2 \qquad \text{Ec.10}$$

Si se cumple que:

$$C_{m1} = C_1 * sen\ \alpha_1 \qquad \text{Ec.11}$$

$$C_{m1} = W_1 * sen\ \beta_1 \qquad \text{Ec.12}$$

Relacionando las ecuaciones 8 9 y 10 se obtiene el ángulo β_1

$$\beta_1 = arcsen \frac{sen\ \alpha 1}{\sqrt{1 - \frac{3}{4} * cos^2 \alpha 1}} \qquad \text{Ec.13}$$

El ángulo de entrada del flujo, α_1, suele encontrarse entre 14° y 17°, aunque la mayoría de autores recomienda no superar los 16°. A partir de este valor, el ángulo entre la velocidad relativa y la velocidad tangencial β_1 se determina mediante las relaciones mostradas en la Tabla 1 del presente documento.

Tabla 1. Variación del ángulo **[18]**.

α1	β1
15	28.18
15.2	28.51
15.4	28.85
15.6	29.17
16	29.83
16.102	30
16.2	30.15
16.4	30.48
16.8	31.12

El ángulo β_1 influye directamente en el proceso de construcción del rotor, por lo que es importante seleccionar un valor que facilite su fabricación y asegure un desempeño hidráulico adecuado. En este diseño se adopta un ángulo de entrada $\alpha_1 = 16{,}102°$, valor que se encuentra dentro del rango recomendado por la literatura y que, al aplicarse en la relación geométrica correspondiente, conduce a un ángulo $\beta_1 = 30°$ esto se puede aplicar remplazando en la ecuación 11.

$$\beta_1 = arcsen \frac{sen\ 16.102}{\sqrt{1 - \frac{3}{4} * cos^2 16.102}}$$

$$\beta_1 = 30°$$

La elección de $\beta_1 = 30°$ no es arbitraria: este valor es estándar, sencillo de reproducir en procesos de corte y mecanizado, y reduce la posibilidad de errores en la fabricación. Además, mantiene un equilibrio adecuado entre eficiencia hidráulica y correcta alineación del flujo, coincidiendo con prácticas y recomendaciones habituales en el diseño de rotores.

El triángulo de velocidades a la salida de los álabes secundarios se establece a partir de las condiciones de flujo entre etapas. Considerando que el flujo abandona los álabes primarios y se dirige hacia los secundarios como un chorro libre, sin interacción con elementos mecánicos ni variaciones apreciables de presión, se asume la conservación de la componente meridional de la velocidad.

Bajo este criterio, y aplicando la ecuación de continuidad $Q = A \cdot C_m$, donde el caudal se mantiene constante y el área efectiva del chorro no presenta cambios significativos, se cumple que:

$$Cm4 = Cm1$$

A partir de esta condición, se definen las relaciones del triángulo de velocidades de salida:

$$W4 = \frac{Cm4}{sen\ \beta}$$

$$C4 = \sqrt{(W4 * sen(\beta))^2 + (U4 - W4 * cos(\beta))^2}$$

Dado que el radio de operación se mantiene constante entre etapas, la velocidad tangencial del rodete no varía, por lo que:

$$U4 = U1$$

La componente tangencial de la velocidad absoluta a la salida se expresa como:

$$C_{U4} = C_4 * \cos \alpha 4$$

El ángulo α_4 se determina a partir de los valores de W_4 y U_4. Es importante señalar que la velocidad absoluta a la salida no permanece constante; esta cambia conforme la turbina incrementa su velocidad de operación. En consecuencia, el ángulo α_4 también se modifica, ajustándose a las variaciones que experimentan los vectores de velocidad relativa y de velocidad tangencial del rodete.

CAPÍTULO II

MARCO METODOLÓGICO

2.1. Orientación metodológica

La investigación se desarrolla bajo una perspectiva mixta, combinando la obtención de datos cuantitativos con la evaluación cualitativa del desempeño del prototipo. Este enfoque permite integrar la medición de variables hidráulicas, como presión y velocidad del flujo, con la observación directa del comportamiento mecánico de la máquina, proporcionando una comprensión integral del proceso de transformación de energía [13]. Para describir las etapas desarrolladas durante el diseño, construcción y validación del prototipo, se elaboró el flujograma metodológico presentado en la Figura 8.

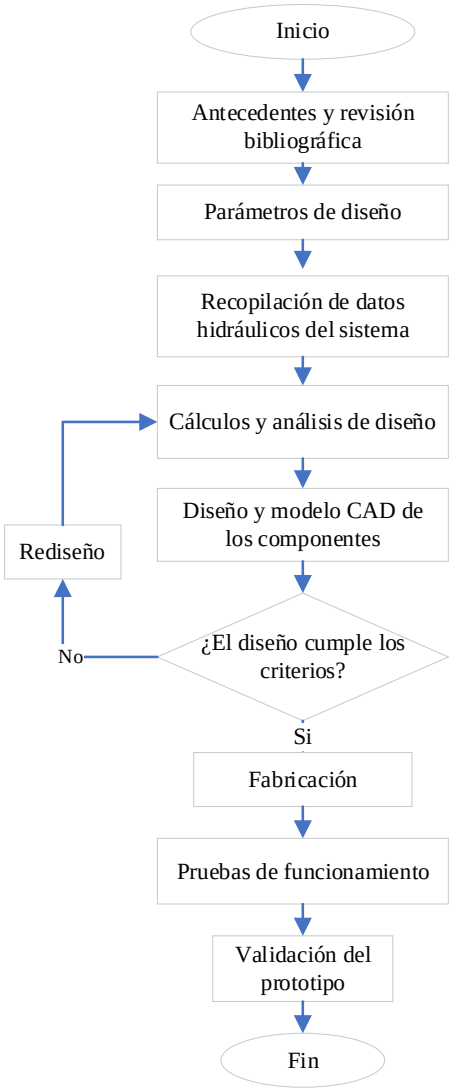


Figura 8. Flujograma del diseño y construcción de la máquina

La Figura 8 presenta el procedimiento seguido para el diseño y construcción del prototipo. El proceso inicia con la recopilación de antecedentes y la definición de los parámetros de diseño, seguido del desarrollo de cálculos, modelado CAD y selección de materiales. Posteriormente, se verifica el cumplimiento de los criterios técnicos antes de proceder con la elaboración de planos, fabricación y ensamblaje. Finalmente, se realizan pruebas de funcionamiento y el análisis de resultados para validar el desempeño del prototipo desarrollado.

El componente cuantitativo se centra en el registro y análisis de los parámetros hidráulicos obtenidos mediante instrumentos de medición instalados en el banco de pruebas. Estos datos permiten determinar las condiciones de operación del sistema y evaluar el comportamiento de la turbina en función del caudal y la altura disponible, verificando el cumplimiento de los parámetros de diseño establecidos.

Por otra parte, el componente cualitativo se enfoca en el seguimiento de las etapas de fabricación y ensamblaje realizadas en el taller de metalmecánica. Esta evaluación permite verificar que los componentes cumplan con las especificaciones dimensionales y constructivas requeridas, asegurando el correcto funcionamiento del prototipo y facilitando la identificación de posibles ajustes durante el proceso de construcción.

2.2. Modalidad de investigación

Para el desarrollo del trabajo se emplea una modalidad aplicada y experimental, orientada a la construcción física de un micro generador hidroeléctrico con admisión inferior, lo cual requiere el dimensionamiento previo de las variables hidráulicas para someter el equipo a ensayos bajo distintas presiones, logrando así comprobar la viabilidad operativa del diseño mediante la alteración deliberada del flujo volumétrico en 1 entorno controlado.

2.3. Población y muestra

La población de estudio comprende las instalaciones destinadas a la enseñanza de mecánica de fluidos dentro de la institución, seleccionando como muestra específica el laboratorio donde se implementará la turbina para las prácticas de los estudiantes,

garantizando un espacio con los caudales requeridos para medir la conversión de energía cinética en mecánica, limitando las pruebas a las condiciones operativas de dicha infraestructura.

2.4. Ubicación

La manufactura y ensamblaje de las piezas metálicas se llevará a cabo en las instalaciones de taller metalmecánico asignado para este proyecto, facilitando el acceso a tornos y fresadoras indispensables para el dimensionamiento exacto del rodete, posteriormente el equipo terminado será trasladado al laboratorio designado para su anclaje definitivo y la posterior recolección de los datos de rendimiento hidráulico.

2.5. Materiales

2.5.1. Recursos

La selección de los insumos constructivos para el prototipo de flujo cruzado exige un análisis detallado de las propiedades mecánicas frente a la fatiga, por lo que resulta imperativo emplear aleaciones metálicas y polímeros de alta resistencia técnica, garantizando así la durabilidad de los elementos sometidos a la fricción hídrica continua [19].

Para la elaboración del rodete y la carcasa de la turbina se utilizará acero inoxidable de calidad AISI 304 por su alta resistencia a la oxidación al estar en contacto permanente con el agua, garantizando la durabilidad de las piezas bajo situaciones de presión continua, mientras que la estructura de soporte principal se fabricará con acero recubierto de zinc ASTM 653 por su alta maquinabilidad en procesos metalmecánicos.

Acero Inoxidable AISI 304

Este material de grado austenítico se distingue por su aleación de cromo y níquel que previene la corrosión intergranular ante medios agresivos, siendo el insumo ideal para la fabricación de los discos y los 18 álabes del rodete debido a su capacidad para soportar altas cargas dinámicas sin deformarse plásticamente [10].



Figura 9. Plancha de AISI 304 **[18]**.

Acrílico

El empleo de este termoplástico transparente responde a la necesidad didáctica de visualizar el comportamiento hidrodinámico en el interior de la turbina, permitiendo estudiar experimentalmente el impacto del chorro sobre la geometría interna mediante un elemento ligero que además ofrece una elevada protección ante los impactos accidentales durante las prácticas operativas [20].

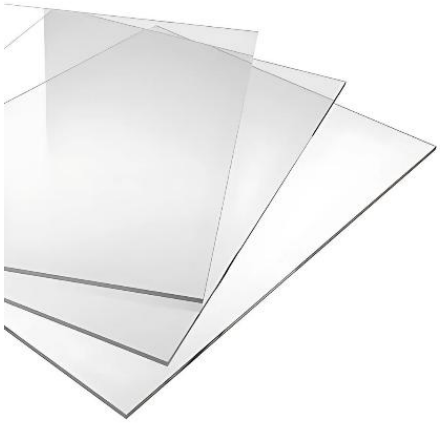


Figura 10. Planchas de acrílico **[21]**.

Acero A36

Este acero al carbono proporciona un límite de fluencia adecuado para soportar el peso de los ensambles mecánicos y contrarrestar las vibraciones generadas por la rotación del sistema, por lo cual se destina principalmente a la estructuración de la bancada o base de soporte del banco de pruebas [21].

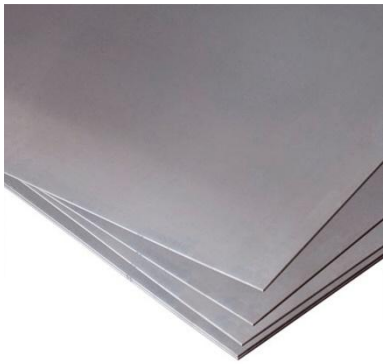


Figura 11. Planchas de acero A36 **[22]**.

2.5.2. Máquinas y Equipos

El proceso de manufactura de los componentes rotativos y estacionarios requiere de instrumentación industrial de alta precisión geométrica para mantener las tolerancias dimensionales exigidas por los planos, combinando herramientas de mecanizado por arranque de viruta con tecnologías de unión térmica para conformar un ensamblaje armónico capaz de operar sin fallos mecánicos [13].

Torno paralelo

Esta máquina herramienta se emplea específicamente para el mecanizado del eje central de transmisión de potencia mediante operaciones de cilindrado y refrentado, garantizando una concentricidad exacta que resulta indispensable para evitar desalineaciones o desgastes prematuros en los rodamientos de la turbina durante su funcionamiento a altas revoluciones [10].



Figura 12. Torno paralelo **[1]**.

Máquina de soldadura TIG/MIG

La fijación estructural de los componentes curvos a los discos laterales del rodete se ejecuta mediante este equipo de arco protegido con gas inerte, logrando un cordón de soldadura continuo y libre de escoria que no altera las propiedades térmicas del acero inoxidable, asegurando así una transferencia de energía hidrodinámica sin perturbaciones [21].



Figura 13. Soldadora electrodo TIG-MIG **[13]**.

Fresadora universal

El perfilado de componentes planos y la apertura de cuñeros en el eje principal se realizan con este equipo de corte multidireccional, el cual asegura encajes milimétricos entre los elementos de acople, facilitando la transmisión ininterrumpida del torque generado por el fluido hacia el sistema de medición o generador externo [20].



Figura 14. Fresadora universal **[1]**.

Cortadora por plasma o láser

Este sistema de corte automatizado se utiliza para seccionar las planchas de acero y acrílico con contornos altamente definidos, agilizando el proceso de obtención de las piezas iniciales con medidas exactas, lo cual minimiza el desperdicio de material y acelera drásticamente los tiempos de ensamblaje en el taller de fabricación [13].



Figura 15. Cortadora láser **[15]**.

Bomba de 1.5 HP

Para asegurar el suministro constante de agua hacia la turbina de flujo cruzado se requiere la instalación de una bomba centrífuga con capacidad operativa de 1.5 HP, permitiendo impulsar el líquido desde el estanque de almacenamiento inferior hasta la tubería de admisión del banco de pruebas, logrando así una presión hidráulica adecuada para vencer todas las pérdidas por fricción del circuito de tuberías, además el uso de estos sistemas rotativos en los laboratorios permite simular distintas alturas de caída para efectuar mediciones exactas del caudal circulante [21].

El dimensionamiento de este equipo de bombeo responde directamente a las necesidades específicas de las instalaciones universitarias dedicadas a la mecánica de fluidos, considerando que un motor de 1.5 HP proporciona la fuerza mecánica necesaria para mantener un flujo continuo de agua sin exceder los límites de seguridad de la turbina, asegurando que las presiones internas se mantengan en niveles totalmente manejables por los alumnos durante sus sesiones prácticas, propiciando un entorno de trabajo sumamente seguro para analizar el rendimiento del rodete.



Figura 16. Bomba de 1.5 HP **[18]**.

Generador de imán permanente de 400 W

La conversión final de la energía mecánica en electricidad se realizará acoplando el eje principal a un generador de imanes permanentes diseñado específicamente para entregar 400 W de potencia máxima, logrando alcanzar altas eficiencias de operación incluso girando a bajas revoluciones sin requerir ninguna fuente de excitación electromagnética externa, esto facilita enormemente las prácticas al disminuir al mínimo las pérdidas mecánicas por rozamiento y simplificar el armado de todo el sistema de acople, garantizando lecturas de voltaje y corriente sumamente exactas.

La elección técnica de una máquina eléctrica de 400 W resulta completamente ideal para instalaciones de tipo microhidráulico destinadas a la experimentación académica, debido a que permite visualizar el proceso físico de generación mediante la conexión de pequeñas cargas resistivas o lámparas LED sin demandar altas velocidades del fluido, logrando una interacción formativa muy directa del estudiante con los dispositivos de medición del tablero de control, asegurando una obtención de parámetros de rendimiento totalmente confiable para calcular la eficiencia global del prototipo hidroeléctrico.



Figura 17. Generador de imán permanente de 400W **[18]**.

Herramientas

La fase de ensamblaje manual y ajuste mecánico de la turbina Michell-Banki requiere la implementación de un grupo específico de útiles de taller, permitiendo así la sujeción firme de las piezas metálicas durante los procesos de desbaste o alineación, por lo cual se garantiza que las dimensiones geométricas de los álabes y el eje concuerden exactamente con los planos de diseño previamente establecidos en la etapa inicial [21].

Esmeril angular

El acabado superficial de los bordes cortados con plasma y la limpieza de los cordones de soldadura se ejecutan empleando discos abrasivos de desbaste, eliminando así cualquier irregularidad o escoria que pudiera generar turbulencia en el flujo de agua al ingresar al rodete cilíndrico de la máquina [7].



Figura 18. Esmeril angular **[18]**.

Llaves mixtas y de copa

La fijación de los componentes modulares como la carcasa externa y las chumaceras de soporte se realiza aplicando el par de apriete idóneo mediante estas herramientas manuales, asegurando de esta forma la hermeticidad del ensamble frente a las presiones del fluido y previniendo fugas durante los ensayos de laboratorio [13].



Figura 19. Juegos de llaves **[22]**.

Prensa de banco

La inmovilización estática de los tubos de acero inoxidable y las planchas de acrílico durante las operaciones de taladrado o roscado se facilita enormemente con esta herramienta de sujeción, asegurando el material de trabajo para evitar vibraciones indeseadas que perjudiquen la exactitud del mecanizado de las piezas metálicas [10].

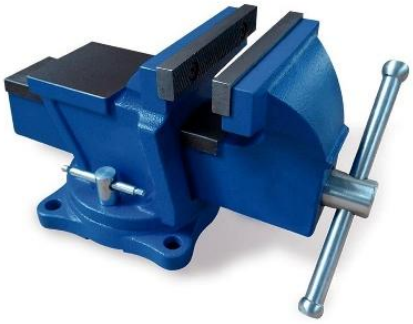


Figura 20. Prensa de banco **[22]**.

Calibrador Vernier

La inspección de los diámetros internos y externos del eje junto con el espesor de 4 mm de los discos de acero inoxidable se efectúa utilizando este instrumento de alta resolución, garantizando así que los acoples mecánicos cumplan con las tolerancias requeridas para evitar inestabilidades durante la operación [21].

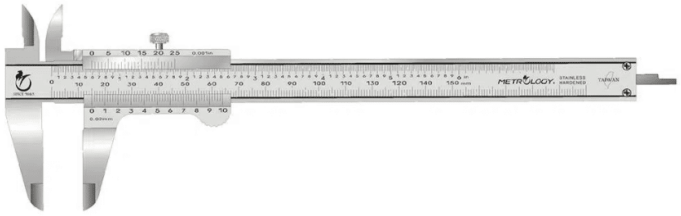


Figura 21. Calibrador Vernier **[22]**.

2.6. Software de simulación y diseño

La fase de modelado tridimensional del equipo se ejecutará en la plataforma Solidworks para generar los planos de fabricación con sus respectivas medidas, pasando posteriormente a una simulación de fluidos computacional utilizando el mismo software para analizar el comportamiento del agua al impactar contra los elementos giratorios, logrando predecir el rendimiento hidráulico antes de proceder

con el corte de los metales en el taller. Se desarrolla el estudio de esfuerzo cortante en puntos críticos de elementos de sujeción del prototipo.

2.7. Fases del proyecto

La materialización de la turbina hidro cinética se despliega mediante una secuencia lógica de etapas operativas delineadas para asegurar la correcta conversión de energía, partiendo desde el dimensionamiento matemático hasta la puesta en marcha del prototipo físico en el banco de ensayos, permitiendo de esta manera ordenar las actividades técnicas sin omitir pasos indispensables en la construcción de máquinas de flujo cruzado [21].

2.7.1. Diseño y cálculos hidráulicos

La fase inicial comprende la resolución de los triángulos de velocidades y la determinación de las dimensiones de los álabes a partir del salto neto y el caudal disponible, estableciendo los parámetros geométricos del rodete mediante ecuaciones cinemáticas para garantizar el máximo aprovechamiento del chorro de agua que ingresa desde el inyector hacia la parte interna de la máquina [13].

2.7.2. Adquisición de materiales y manufactura

Una vez aprobados los planos constructivos se procede con la obtención del acero inoxidable y los accesorios de acople mecánico, dando paso al mecanizado del eje central en el torno paralelo y al corte de las planchas metálicas para conformar la geometría de los componentes curvos, asegurando que cada pieza cumpla con las tolerancias exigidas antes de someterlas a la acción de la soldadura [10].

2.7.3. Ensamblaje estructura

La unión física de las partes fabricadas exige una alineación minuciosa de los discos laterales con los álabes para evitar desequilibrios mecánicos, soldando los componentes de forma simétrica e integrando el rodete dentro de la carcasa protectora, logrando de esta forma un acoplamiento exacto con la tubería de conducción y el sistema de succión de la bomba centrífuga [2].

2.7.4. Pruebas y validación

La última etapa abarca la ejecución de ensayos hidrodinámicos dentro del recinto de laboratorio para medir la potencia transmitida al eje bajo diferentes rangos de operación, recolectando datos numéricos sobre la velocidad angular y el caudal real mediante los instrumentos de metrología, lo cual facilita la comprobación del rendimiento del equipo frente a los valores teóricos propuestos al inicio del trabajo [20].

CAPÍTULO III

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1.Análisis y discusión de los resultados

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos durante las etapas de diseño, construcción y evaluación del prototipo de turbina hidráulica. Inicialmente se exponen los cálculos y criterios empleados para el dimensionamiento de los componentes principales, seguidos por el desarrollo constructivo y la selección de los elementos mecánicos requeridos. Posteriormente, se analizan los resultados obtenidos en las pruebas de funcionamiento, con el propósito de verificar el desempeño del sistema y contrastar el comportamiento experimental con las condiciones establecidas durante la fase de diseño.

3.1.1. Diseño hidráulico

Dimensionamiento de la turbina

El dimensionamiento de la turbina permite establecer las características geométricas y las condiciones de operación del sistema a partir de los parámetros hidráulicos disponibles, además, durante esta etapa se determinan las dimensiones y variables necesarias para el diseño de los principales componentes, mientras que la definición adecuada de estos parámetros permite mantener correspondencia entre las condiciones del flujo y el comportamiento mecánico esperado del equipo durante su funcionamiento, en la Tabla 2 se presentan los datos hidráulicos.

Tabla 2. Datos hidráulicos

Caudal de diseño	0.0050 m^3/s
Altura neta disponible	6.5 m
Densidad del agua	1000 kg/m^3
Gravedad	9.81 m/s^2
Eficiencia global estimada (turbina + pérdidas)	(70 %).
Velocidad de giro objetivo	800 rpm

Selección del diámetro y velocidad de giro de la turbina

La determinación del diámetro del rotor y su velocidad de giro se realiza a partir de la condición de velocidad periférica óptima en la entrada del rodete, la cual depende directamente de la altura neta disponible.

Una vez fijado el diámetro, se determina la velocidad periférica o de giro mediante la expresión:

$$u1 = \frac{\pi * n}{60} * D$$

$$\frac{\pi * n}{60} * D = 2.217 k_c \sqrt{H_n}$$

$$D = 40.62\ k_c \frac{\sqrt{H_n}}{n}$$

Dado que el proyecto corresponde a un banco de pruebas de laboratorio, se asume una velocidad de giro de diseño de 800 rpm, valor adecuado para ensayos experimentales y compatible con sistemas de transmisión mecánica si se requiere modificar el régimen de rotación.

$$D = 40.62 * 0.97 * \frac{\sqrt{6.5}}{800}$$

$$D = 0.125\ m$$

$$D = 125\ mm$$

Resolución del triángulo de velocidades a la entrada del rotor

Tomando a consideración el coeficiente de velocidad Kc afectando directamente la velocidad de absoluta de entrada y tomando en cuenta las pérdidas que se generan dentro del inyector, afectando directamente en el rendimiento hidráulico. En este diseño se adopta un valor de 0,97, representativo de un inyector bien construido.

Como se presentó en la Ec. 6 de la velocidad del inyector reduciendo la expresión se obtiene:

$$C_1 = 4.429\ k_c \sqrt{H_n}$$

$$C_1 = 10.95\ m/s$$

De acuerdo con la hipótesis de impuso y tomando a consideración el triángulo de velocidades de la Figura 6 con un ángulo alfa de 16.102º la velocidad tangencial se presenta a continuación:

$$U_1 = 2.217 k_c \sqrt{H_n}$$

$$U_1 = 5.76\ m/s$$

Para completar la resolución del triángulo de velocidades en dirección meridiana se obtiene Cm1:

$$C_{m1} = 1.229\ kc \sqrt{H_n}$$

$$C_{m1} = 3.03\ m/s$$

- **Triángulo de velocidades a la salida de la primera etapa**

Para el cálculo de la velocidad tangencial a la salida de la primera etapa se obtiene de la ecuación expresada en $[m/s]$:

$$u_2 = \frac{\pi * Di * n}{60}$$

$$u_2 = 3.45\ m/s$$

Del teorema de división armónica de un segmento y al despejar la velocidad absoluta en la dirección meridiana a la salida se determinará que:

$$C_{m2} = \frac{R}{r} * C_{m1} = W_2$$

Donde:

R = radio externo del rodete $[m]$

r = radio interno del rodete $[m]$

$$C_{m2} = 5.05\ m/s = W_2$$

Se aplica el teorema de Pitágoras y se llega a la ecuación de la velocidad absoluta a la salida de la primera etapa:

$$C_2 = \sqrt{{u_2}^2 + {W_2}^2}$$

$$C_2 = 6.11\ m/s$$

- **Determinación de la velocidad absoluta a la salida del rotor C4**

Para la segunda etapa de la turbina de flujo cruzado, el flujo reingresa al rotor conservando condiciones similares a la entrada inicial, debido a la simetría geométrica del sistema. En este sentido, la componente meridiana de la velocidad se mantiene aproximadamente constante a lo largo del proceso.

Dado que previamente se obtuvo:

$$C_{m2} = 5.05\ m/s$$

se asume que:

$$Cm4 = Cm2$$

Por criterios de diseño hidráulico, se busca que la componente tangencial de la velocidad a la salida del rotor sea mínima, es decir:

$$Cu4 = 0$$

Por lo tanto, la velocidad absoluta de salida se determina mediante:

$$C4 = \sqrt{Cu4^2 + Cm4^2}$$

obteniéndose:

$$C4 = 5.05\ m/s$$

Este valor representa la velocidad residual del fluido a la salida de la turbina, asociada principalmente a su componente meridiana.

Número de álabes del rotor

Una vez determinado el diámetro exterior del rotor, se procede a definir la geometría del álabe y el número de álabes que conformarán el rodete. Estos parámetros influyen directamente en la adecuada captación del chorro, la distribución del flujo en el interior del rotor y el rendimiento hidráulico de la turbina.

La configuración geométrica del álabe se muestra en la Figura 6, donde se presentan los principales parámetros constructivos que definen su curvatura y disposición radial.

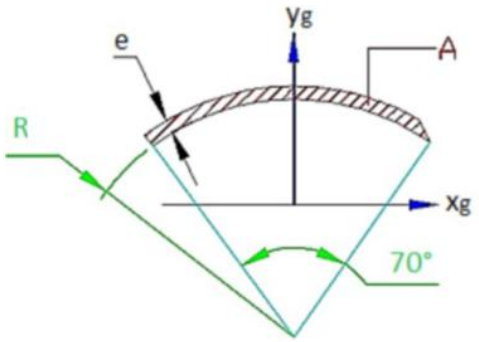


Figura 22. Geometría del Alabe **[8].**

El número de álabes se selecciona en función del diámetro exterior del rotor, con el fin de garantizar una correcta interacción entre el chorro y la superficie activa del rodete, evitando interferencias en el flujo y manteniendo una separación angular adecuada entre elementos.

De acuerdo con los criterios de diseño establecidos, el número de álabes recomendado depende directamente del diámetro del rotor.

$$Z = \frac{\pi * D}{t}$$

Para turbinas tipo Banki, el paso debe ser aproximadamente:

$$t = (0.15\ a\ 0.25)\ D$$

$$Z = \frac{\pi * 0.125}{0.022}$$

$$Z = 17.84$$

$$Z = 18$$

Geometría del alabe

Una vez analizadas las características geométricas de la turbina de flujo cruzado, se establece que los álabes poseen una sección circular, debido a que esta configuración

permite una interacción adecuada entre el chorro de agua y el rodete durante el proceso de transferencia de energía, además, al definir el número de álabes queda determinado el espaciamiento existente entre ellos, por lo que dicho parámetro puede obtenerse directamente mediante la siguiente ecuación:

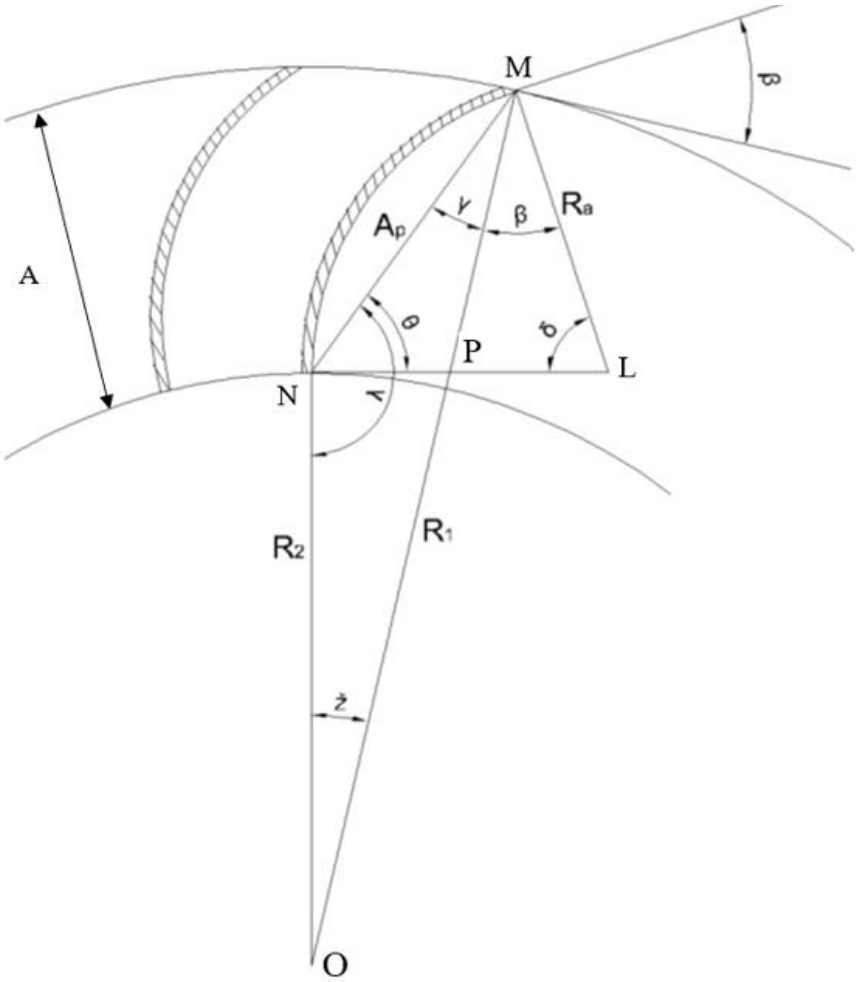


Figura 23. Ángulos fundamentales del alabe **[8].**

$$\hat{z} = \frac{360}{z}$$

$$\hat{z} = \frac{360}{18}$$

$$\hat{z} = 20$$

Una vez establecidas las dimensiones principales del rodete, es necesario definir los parámetros geométricos asociados a la ubicación y orientación de los álabes, además, la disposición espacial de estos elementos influye en la trayectoria del flujo durante su paso por la turbina, por lo que el análisis de la Figura 22 permite identificar los ángulos

característicos empleados en el diseño y funcionamiento del rotor, cuyos valores y definiciones se presentan a continuación:

$$\theta = \gamma + 30°$$

$$\theta = 20° + 30°$$

$$\theta = 50°$$

Del vértice N y del triángulo OMN respectivamente se puede deducir que:

$$\lambda = 90° + \theta$$

$$\lambda = 140°$$

$$\gamma = 30° - \frac{z}{2}$$

$$\gamma = 30° - \frac{20°}{2}$$

$$\gamma = 20°$$

Por relación geométrica en el triángulo LMN se obtiene:

$$\delta = 180° - \gamma - 30° - \theta$$

$$\delta = z + 60$$

$$\delta = 20 + 60$$

$$\delta = 80$$

Definiendo el ancho radial del álabe A como:

$$A = R1 - R2$$

El ancho radial del álabe corresponde a un parámetro geométrico que influye en la interacción entre el chorro de agua y el rodete, debido a que una dimensión reducida limita el contacto del flujo con la superficie del álabe y disminuye el aprovechamiento de la energía disponible, mientras que un incremento excesivo de este ancho puede generar mayores pérdidas por rozamiento y alteraciones en la trayectoria del flujo durante su salida, particularmente en configuraciones con eje pasante, por lo que es necesario establecer una relación entre el ancho radial Ay los parámetros principales

de la turbina, permitiendo definir una geometría adecuada para las condiciones de operación consideradas.

Por el teorema del seno:

$$\frac{sen(\lambda)}{R1} = \frac{sen(\gamma)}{R2}$$

$$R2 = \frac{sen(\gamma) * R1}{sen(\lambda)}$$

$$R2 = \frac{sen(20) * 62.5}{sen(140)}$$

$$R2 = 33.25\ mm$$

Por lo tanto:

$$A = R1 - \frac{sen(\gamma) * R1}{sen(\lambda)}$$

$$A = 62.5 - \frac{sen(20) * 62.5}{sen(140)}$$

$$A = 62.5 - 33.25$$

$$A = 29.25$$

La cuerda *Ap* puede determinarse de la siguiente manera y está dada por el teorema de senos aplicado en el triángulo (MNO):

$$\frac{sen(\hat{z})}{Ap} = \frac{sen(\lambda)}{R1}$$

$$Ap = R1\ \frac{sen(\hat{z})}{sen(\lambda)}$$

$$Ap = 62.5 * \frac{sen(20)}{sen(140)}$$

$$Ap = 33.25\ mm$$

Por último, el radio del álabe *Ra* se obtiene como sigue:

$$\frac{sen(\delta)}{Ap} = \frac{sen(\theta)}{Ra}$$

$$Ra = Ap * \frac{sen(\theta)}{sen(\delta)}$$

Posteriormente:

$$Ra = \frac{sen(\theta)}{sen(\delta)} * R1 \frac{sen(\hat{z})}{sen(\lambda)}$$

$$Ra = \frac{sen(50)}{sen(80)} * 62.5 * \frac{sen(20)}{sen(140)}$$

$$Ra = 25.86\, mm$$

Como se observa, todos los parámetros de diseño han sido formulados en función del radio R_1de la turbina. En consecuencia, una vez definido el diámetro del rodete, el resto de los parámetros geométricos se determinan de manera directa y automática, simplificando el proceso de dimensionamiento y garantizando coherencia geométrica en el diseño de la turbina, se prestan en la Tabla 3 las dimensiones geométricas del alabe:

Tabla 3. Resumen de resultados geometría del alabe **[18]**.

Parámetro	**Valor**
R_1	62.5 mm
R_2	30.46 mm
Ancho radial (A)	29.24 mm
Paso angular (z)	20°
γ	20°
θ	50°
δ	80°
λ	140°
Cuerda Ap	33.26 mm
Radio del álabe Ra	25.87 mm

Ancho del rodete

El ancho del rodete se determina a partir del área de admisión necesaria para garantizar el paso del caudal de diseño hacia el interior del rotor, tal como se muestra en la Figura 12. A partir de la relación entre el caudal y el área efectiva de paso se obtiene la siguiente expresión.

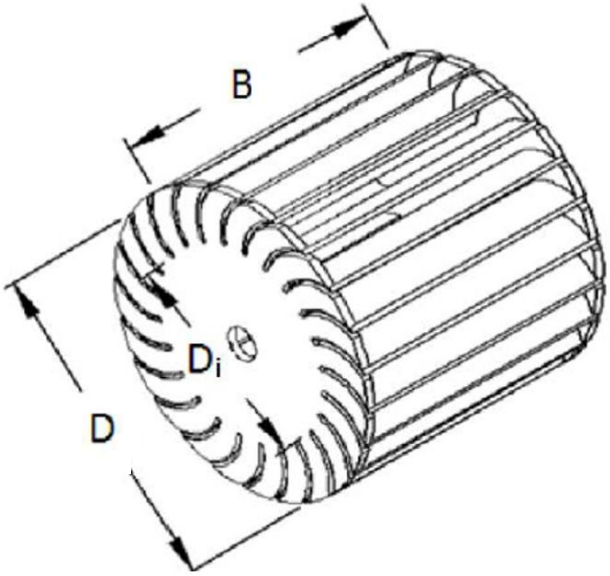


Figura 24. Esquema del rodete **[8].**

$$B = 0.259 * \frac{Q}{kc * D * \sqrt{H_n} * (\pi * D - e * z) * x_z}$$

El número de álabes en la admisión se calcula a través del coeficiente de admisión x_z, este coeficiente varía entre 0.05 y 0.35, con el fin de evitar el efecto reja esta valoración se asume un valor de 0.3.

$$x_z = \frac{Z_a}{Z}$$

Donde:

Z_a= Número de álabes que reciben el flujo de agua

$$Z_a = Z * x_z$$

$$Z_a = 6\ álabes$$

Sustituyendo en la ecuación para el ancho del rodete:

$$B = 0.259 * \frac{0.005}{0.97 * 0.125 * \sqrt{6.5} * (\pi * 0.125 - 0.003 * 18) * 0.3}$$

$$B = 0.04122\ m$$

$$B = 41.22\ mm$$

El cálculo del ancho del rotor se encuentra en función del caudal y del diámetro del rotor donde el calculado es de 42 mm, tomando en cuenta el caudal que ingresa y la tubería de alimentación que es de 1.5” pulgadas.

Diseño del inyector

El inyector de una turbina de flujo transversal tiene la función de dirigir y acelerar el flujo de agua hacia el rotor, permitiendo transformar la energía potencial del fluido en energía cinética antes de su interacción con los álabes.

Uno de los parámetros más importantes en su diseño es el ángulo de admisión del chorro, el cual determina la inclinación con la que el flujo ingresa al rotor. Diferentes investigaciones sobre turbinas de flujo transversal indican que este ángulo puede variar entre 30° y 120°, dependiendo de la geometría del inyector y las condiciones de operación.

En este sentido, el ángulo de admisión adoptado en el presente diseño se determina en función de los cálculos hidráulicos y geométricos desarrollados posteriormente, con el objetivo de garantizar una adecuada interacción entre el chorro de agua y los álabes del rotor, favoreciendo la transferencia de energía y minimizando las pérdidas hidráulicas dentro de la turbina.

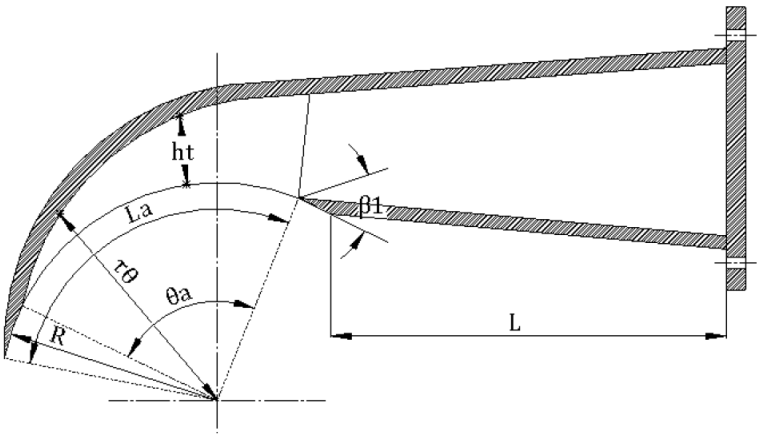


Figura 25. Esquema del inyector

$$L_a = \frac{\pi * D}{z} * Z_a + Z_a * e$$

$$L_a = \frac{\pi * D}{z} * Z_a + Z_a * e$$

$$L_a = \frac{\pi * 125}{18} * 6 + 6 * 3$$

$$L_a = 148.89\ mm$$

Angulo de admisión

$$\theta_a = \frac{360°}{\pi * D} * L_a$$

$$\theta_a = 136.49°$$

La forma geométrica de la cara superior del inyector queda definida por la espiral logarítmica de Euler:

$$\tau\theta = R * e^{\left(\frac{\left(1-\frac{\theta}{\theta_a}\right)}{B*C}\right)*Q}$$

La constante del vórtice se define como:

El valor de la constante **C** se puede determinar de la siguiente manera:

$$n * g * H_n = C_{U1} * U1$$

Con esta información considerando la velocidad de giro del rotor:

$$C = n * g * H_n * \frac{60}{2\pi} * \frac{1}{40.778 * K_c * \frac{\sqrt{H_n}}{D}}$$

$$C = 2.3 * n * \frac{D\sqrt{H_n}}{K_C}$$

$$C = 2.3 * 0.80 * \frac{0.125 * \sqrt{6.5}}{0.97}$$

$$C = 0.604$$

$$C = 0.604\ \frac{m^2}{s}$$

Este valor caracteriza la intensidad del vórtice libre que gobierna el comportamiento del flujo dentro del inyector.

Con el valor definido de la constante de vórtice se define la ecuación de Euler de la siguiente forma:

$$\tau\theta = 0.0625 * e^{\left(0.2*\left(1-\frac{\theta}{136.49°}\right)\right)}$$

Esta ecuación permite calcular el radio de la curva envolvente para cualquier ángulo dentro del arco de admisión.

La altura del inyector en cada punto de la curva se obtiene como:

$$h_t = \tau - R$$

Tabla 4. Coordenadas de la curva envolvente del inyector (cara superior)

θ	θ rad	τ (m)	ht(m)	ht(mm)
0	0,00	0,07483	0,012326	12,33
5	0,09	0,07433	0,011834	11,83
10	0,17	0,07385	0,011346	11,35
15	0,26	0,07336	0,010860	10,86
20	0,35	0,07288	0,010378	10,38
25	0,44	0,07240	0,009899	9,90
30	0,52	0,07192	0,009424	9,42
35	0,61	0,07145	0,008951	8,95
40	0,70	0,07098	0,008481	8,48
45	0,79	0,07051	0,008015	8,01
50	0,87	0,07005	0,007551	7,55
55	0,96	0,06959	0,007091	7,09
60	1,05	0,06913	0,006634	6,63
65	1,13	0,06868	0,006179	6,18
70	1,22	0,06823	0,005728	5,73
75	1,31	0,06778	0,005279	5,28
80	1,40	0,06733	0,004834	4,83
85	1,48	0,06689	0,004391	4,39
90	1,57	0,06645	0,003952	3,95
95	1,66	0,06602	0,003515	3,52
100	1,75	0,06558	0,003081	3,08
105	1,83	0,06515	0,002650	2,65
110	1,92	0,06472	0,002222	2,22
115	2,01	0,06430	0,001797	1,80
120	2,09	0,06387	0,001374	1,37
125	2,18	0,06345	0,000954	0,95
130	2,27	0,06304	0,000537	0,54
135	2,36	0,06262	0,000123	0,12
136,49	2,38	0,06250	0,000000	0,00

La longitud del inyector se aprecia en la Figura 11.

$$\mathrm{L} = \frac{5}{3} * \mathrm{R}$$

$$\mathrm{L} = \frac{5}{3} * 0.0625$$

$$\mathrm{L} = 0.104\ m$$

Para poder obtener el diámetro del eje que pasa por el interior del rotor se trabaja con la siguiente ecuación que está en función del diámetro externo del rodete.

$$d_{emax} = 0.325 * \mathrm{D}$$

$$d_{emax} = 0.0203\ \mathrm{m}$$

3.1.2. Diseño equipo de bombeo

En esta sección se desarrollará el diseño hidráulico del sistema de bombeo empleado en el banco de pruebas de la turbina de flujo cruzado, para ello se determinará la carga dinámica total que debe suministrar la bomba considerando las pérdidas de energía producidas en las tuberías, accesorios y elementos de conducción, además de la energía requerida para generar la velocidad del chorro a la salida del inyector, posteriormente se analizarán las características geométricas e hidráulicas del circuito cerrado de recirculación mediante el estudio de diámetros de tubería, longitudes de conducción, velocidades del fluido y régimen de flujo, finalmente a partir de la curva característica del sistema se seleccionará una bomba centrífuga que cumpla con las condiciones de operación necesarias para el funcionamiento del banco experimental.

Determinación de la carga dinámica total de la bomba

Para el banco de pruebas propuesto Figura 12, el sistema hidráulico opera en un circuito cerrado con recirculación, en el cual el fluido es impulsado desde el tanque mediante una bomba centrífuga, circula a través de la tubería, acciona la turbina y retorna nuevamente al tanque. En este tipo de configuración, la bomba no trabaja contra una altura estática permanente, sino que su función principal es compensar las pérdidas de energía del sistema y proporcionar la energía necesaria para generar la velocidad del chorro en el inyector.

Equipos-tuberías

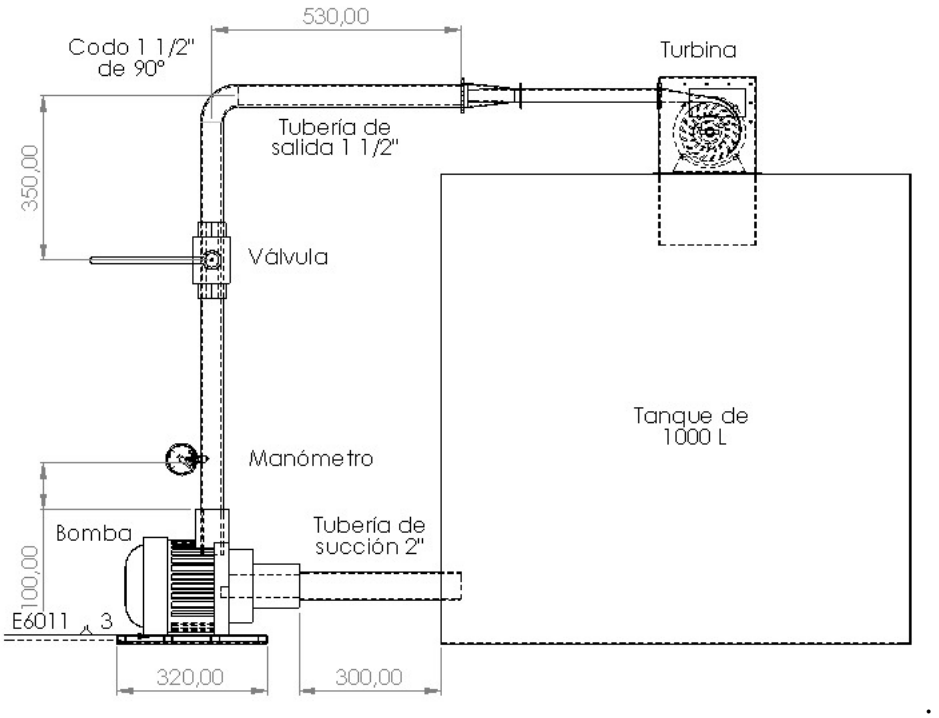


Figura 26. Esquema banco de pruebas

Tabla 5. Características geométricas e hidráulicas del sistema

Parámetro	**Símbolo**	**Valor**	**Unidad**
Caudal de diseño	Q	0.005	m^3/s
Diámetro tubería de succión	Ds	0.0508	m
Diámetro tubería de descarga	Dd	0.0381	m
Longitud línea de succión	Ls	0.300	m
Longitud línea de descarga	Ld	1.0	m
Material de tubería	—	PVC	—
Rugosidad absoluta PVC	ε	3*10 ^7	m
Velocidad en succión	Vs	2.47	m/s
Velocidad en descarga	Vd	4.38	m/s
Número de Reynolds	Re	7.58*10 ^4	—
Factor de fricción	f	0.0189	—
Altura neta requerida	Hn	6.5	m
Velocidad del chorro	C1	10.95	m/s
Pérdidas por accesorios	Ha	2.15	m
Pérdidas por fricción	Hf	0.101	m
Carga dinámica total	HB	10.041	m

La ecuación general de energía se expresa como:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{{V_1}^2}{2g} + z1 + H_B = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{{V_2}^2}{2g} + z2 + h_f + H_n + h_a$$

En el presente sistema se consideran las siguientes simplificaciones, válidas para un banco de pruebas de laboratorio:

- Presión atmosférica en la superficie del tanque y en la salida del inyector
- Velocidad despreciable en la superficie libre ($V_1 \approx 0$)
- Sin diferencia de altura significativa ($z_1 \approx z_2$)

Bajo estas condiciones, la ecuación se reduce a:

$$H_B = H_n + \frac{{V_2}^2}{2g} + h_f + h_a$$

donde $H_n$representa la altura neta disponible para la turbina.

La velocidad del chorro a la salida del inyector es un parámetro fundamental en las turbinas de flujo cruzado, ya que de ella depende directamente la transferencia de energía al rotor. En el presente análisis se establece que la velocidad del fluido a la salida del inyector V_2es equivalente a la velocidad absoluta de entrada al rotor C_1, es decir, $V_2 = C_4$, garantizando coherencia con el triángulo de velocidades.

La expresión utilizada es:

$$V_2 = C_4$$

se obtiene:

$$V_2 = 5.05\ m/s$$

Para la determinación de la velocidad promedio del flujo, es necesario considerar las características geométricas de las líneas de succión y descarga del sistema. En el presente diseño, se selecciona un diámetro de 2 pulgadas para la línea de succión y 1 1/2 pulgadas para la línea de descarga, valores que responden al caudal de 0.005 m^3/s.

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

$$V = \frac{4 * Q}{\pi * D^2}$$

Para la línea de succión:

$$V_s = \frac{4 * 0.005}{\pi * 0.0508^2}$$

$$V_s = 2.47\ m/s$$

Para la línea de descarga:

$$V_d = \frac{4 * 0.005}{\pi * 0.0381^2}$$

$$V_d = 4.38\ m/s$$

Las pérdidas por accesorios, también denominadas pérdidas locales, se producen debido a elementos como codos, válvulas, entradas, salidas y conexiones presentes en el sistema hidráulico. Estos elementos generan perturbaciones en el flujo, provocando disipación de energía.

La expresión general utilizada es:

$$ha = \sum k * \frac{V^2}{2g}$$

Para el sistema propuesto se consideran los siguientes accesorios típicos:

Tabla 6. Accesorios del sistema

Accesorio	**Cantidad**	**(K) individual**	**(K) total**
Entrada	1	0.50	0.50
Codo 90°	1	0.52	0.52
Válvula	1	0.208	0.208
Salida	1	1.00	1.00
Total			**2.228**

En la línea de succión, se considera solo el accesorio de entrada con k de 0.50:

$$has = 0.50 * \frac{2.47^2}{2 * 9.81}$$

$$has = 0.16\, m$$

En la línea de descarga, se consideran la sumatoria del codo, válvula y salida k total de 1.728:

$$had = 1.728 * \frac{4.38^2}{2 * 9.81}$$

$$had = 1.69\, m$$

Finalmente, las pérdidas locales totales del sistema son:

$$ha = has + had$$

$$ha = 0.16 + 1.69$$

$$ha = 1.85\, m$$

Las pérdidas por fricción, también conocidas como pérdidas distribuidas, se originan debido al rozamiento del fluido con las paredes internas de la tubería a lo largo de su recorrido. Estas pérdidas dependen principalmente de la longitud de la tubería, el diámetro, la velocidad del flujo y las características del régimen de flujo.

La expresión general utilizada para su cálculo es la ecuación de Darcy–Weisbach:

$$hf = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g}$$

Para determinar el flujo de una tubería se determina mediante el número de Reynolds, permitiendo clasificar el comportamiento del fluido como laminar, transicional o turbulento.

$$Re = \frac{V * D}{v}$$

$$Re = \frac{4.38 * 0.0381}{1x10^{-6}}$$

$$Re = 1.67x10^5$$

Para el cálculo del factor de fricción, se emplea la ecuación explícita de Swamee–Jain:

$$f = \frac{0.25}{\left[log_{10}\left(\frac{\varepsilon}{3.7}\right) + \frac{5.74}{Re^{0.9}}\right]^2}$$

Como la Tubería que se tiene instalada es de material PVC se toma un valor de rugosidad para plástico de 3 ∗ 10−7 m.

$$f = \frac{0.25}{\left[log_{10}\left(\frac{3x10^{-7}}{3.7} + \frac{5.74}{1.67x10^{5^{0.9}}}\right)\right]^2}$$

$$f = 0.0162$$

El factor de fricción f1 según la ecuación de Swamee–Jain es: 0,0162 entonces aplicando ecuación se tiene:

$$hf = 0.0162 * \frac{1}{0.0381} * \frac{4.38^2}{2 * 9.81}$$

$$hf = 0.416\, m$$

La carga total requerida de la bomba resulta:

$$H_B = H_n + \frac{{V_2}^2}{2g} + h_f + h_a$$

$$H_B = 6.5 + 1.3 + 0.416 + 1.85$$

$$H_B = 10.06\, m$$

Este valor representa la energía que la bomba debe suministrar al fluido para compensar las pérdidas del sistema y garantizar la altura neta necesaria para el correcto funcionamiento de la turbina.

Posteriormente bajo esta consideración, se procede a la selección de la bomba utilizando el catálogo de Pearl, mediante el análisis de las curvas características de bombas centrífugas. A partir de dichas curvas, se selecciona la serie CQP, la cual cumple con los requerimientos hidráulicos del sistema.

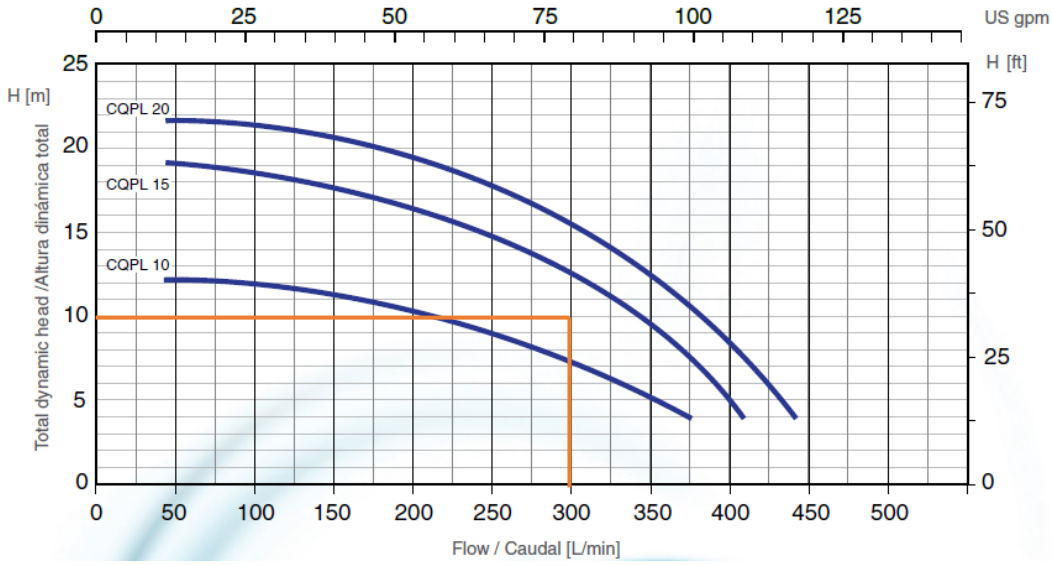


Figura 27. Curvas de operación de la bomba marca Hidropump

En la figura correspondiente a las curvas características de la bomba CQP, se selecciona el modelo CQPL 15 debido a que presenta un punto de operación compatible con los requerimientos hidráulicos del sistema, proporcionando el caudal y la carga dinámica total necesarios para el funcionamiento del banco de pruebas, además este equipo cuenta con una potencia de 1.5 HP, adecuada para las condiciones de operación establecidas en el diseño.

3.1.3. Diseño mecánico

Para el diseño mecánico se estudiará los esfuerzos que se ejerce en cada uno de los componentes principales de la máquina.

a) Fuerza en los álabes

- **Caudal que se integra en un álabe**

$$Q_a = \frac{Q_{max}}{z_a}$$

$$Q_a = \frac{0.005}{6}$$

$$Q_a = 0.00083 \frac{m^3}{s}$$

- **Peso del álabe**

El álabe será fabricado a partir de un tubo de acero inoxidable de 2 pulgadas de diámetro y 3 mm de espesor, cuyas propiedades comerciales se presentan en el Anexo 1. El peso lineal del tubo es de 3.54 kg/m, valor utilizado para determinar el peso correspondiente a la longitud desarrollada de cada álabe.

El peso del álabe se calcula mediante la siguiente expresión:

$$P_a = P_u * B$$

Donde:

P_u: Peso total de un tubo de 2 pulg de 3mm de espesor

$$P_a = 3.54\ kg/m * 0.04122\ m$$

$$P_a = 0.1459\ kg$$

$$P_a = 0.1459\ kgf * 9.81\ N$$

$$P_a = 1.43\ N$$

- **Peso de los platos**

Las planchas de acero inoxidable por lo general vienen de una dimensión de 1220mm x 2440mm (estándar) con un espesor de 4 mm, tiene un peso de 94.42 Kg y un área de 2.9762 m^2 que se encuentra en el Anexo 2.

$$A_{plato} = \frac{\pi * D^2}{4} - \text{área eje}$$

$$A_{plato} = 0.01194\ \text{m}^2$$

Se debe multiplicar por 2 ya que se utilizará 2 platos

$$A_{tp} = 0.02389\ \text{m}^2$$

Se selecciona un espesor de 4 mm para los discos del rotor. El peso de los dos platos se determina mediante una relación de áreas respecto a una plancha comercial de acero inoxidable:

$$P_{plato} = 94.42 * \frac{0.02389}{2.9762}$$

$$P_{plato} = 0.7579\ kg$$

$$P_{plato} = 0.7579\ kgf * 9.81\ N$$

$$P_{plato} = 7.43\ N$$

- **Peso de la brida**

Las bridas de acople serán fabricadas a partir de una plancha de acero comercial de 3 pulgadas, cuyo peso lineal es de $35.9358\ kg/m$, valor que se presenta en el Anexo 3.

Peso de la brida se obtiene con una relación de áreas:

$$At = A1 + A2 - A3$$

$$At = 0.00478\ m^2$$

Se debe multiplicar por 2 ya que se utilizará 2 bridas

$$Atp = 0.0095\ m^2$$

$$P_{brida\ de\ acople} = 5.81\ N$$

- **Peso total del rotor**

$$P_{tr} = (Z * Pa) + P_{plato} + P_{Bridas\ de\ acople}$$

$$P_{tr} = 38.98\ N$$

- **Fuerza hidráulica sobre el álabe**

Esto se debe al cambio de dirección que sufre el fluido al pasar por los álabes del rotor, esta fuerza se calcula aplicando la ecuación de cantidad de movimiento en un álabe.

$$F = \rho * \int (C_2 dQ - C_1 dQ)$$

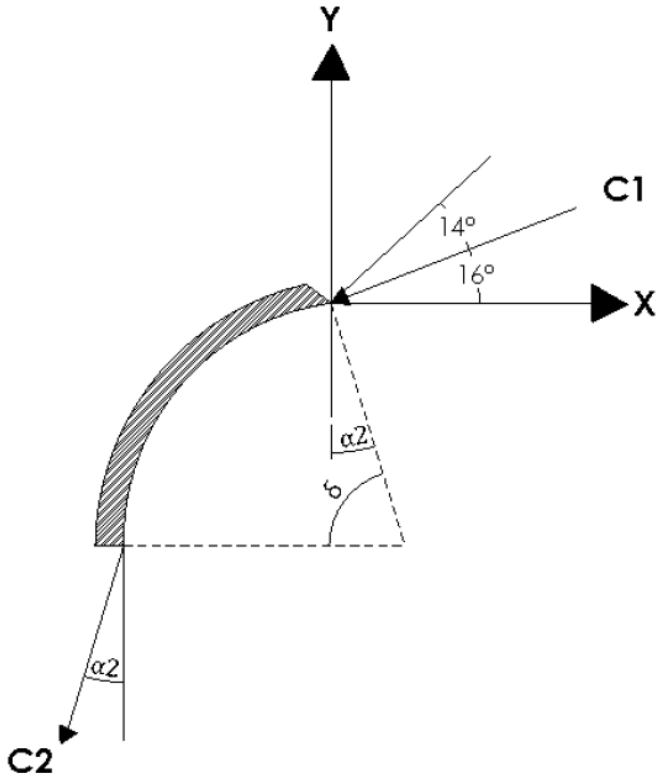


Figura 28. Ángulos de velocidad absoluta, a la entrada y salida del álabe

Para calcular el ángulo $\alpha 2$ se utilizará la siguiente ecuación:

$$\alpha_2 = 90° - \delta$$

$$\alpha_2 = 10°$$

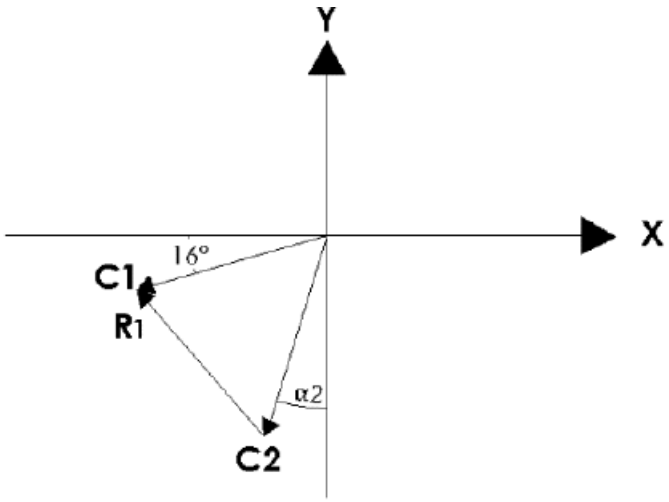


Figura 29. Ángulos de velocidad

Para determinar las fuerzas en x y en y se aplicara:

$$\sum F_x = Q_a * \rho(C_2 x - C_1 x)$$

$$\sum F_x = 7.85\ N$$

$$\sum F_y = Q_a * \rho(C_2 y - C_1 y)$$

$$\sum F_y = -2.49\ N$$

Y la fuerza resultante será:

$$R_1 = \sqrt{\sum F_x^{\ 2} + \sum F_y^{\ 2}}$$

$$R_1 = 8.23\ N$$

- **Fuerza centrífuga sobre el álabe**

$$F_C = 0.895 * \frac{(Pa * H)}{D}$$

$$F_C = 45.6\ N$$

- **Fuerza total sobre el álabe**

Esta fuerza se calcula para la condición de trabajo más desfavorable, debido a que en esta posición la resultante entre la fuerza centrífuga y la fuerza hidráulica alcanza la mayor magnitud, para ello se empleó el ángulo $\varphi = 17.59°$, obtenido mediante relaciones trigonométricas a partir de las componentes de fuerza, tal como se presenta en la Figura 30, permitiendo determinar la dirección de la fuerza resultante aplicada sobre el álabe.

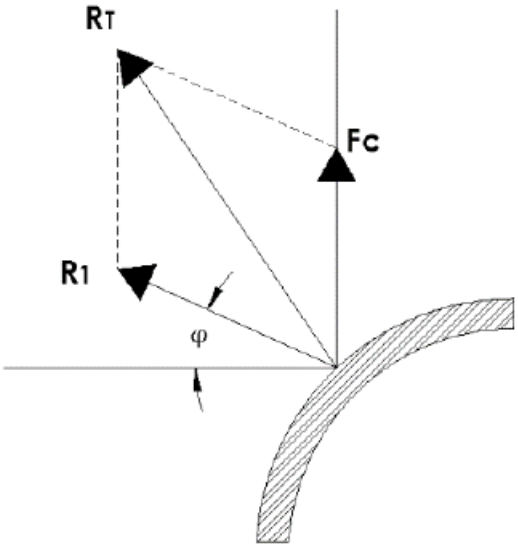


Figura 30. Ángulos de velocidad absoluta, a la entrada y salida del álabe

$$R_x = R_1 * \cos\varphi$$

$$R_x = 7.84\ N$$

$$R_y = (R_1 * \text{sen}\,\varphi) + Fc$$

$$R_y = 8.23 * \text{sen}(17.59) + 45.6$$

$$R_y = 48.08\ N$$

$$R_T = \sqrt{(R_x)^2 + (R_y)^2}$$

Donde:

Rx= Fuerza resultante sobre el álabe en dirección X [N].

Ry= Fuerza resultante sobre el álabe en dirección Y [N].

RT= Fuerza resultante sobre el álabe [N].

$$R_T = 48.71\ N$$

- **Torque producido por los álabes**

$$T_a = Q_a * \rho\ (R * C_1 x)$$

$$T_a = 0.00083 * 1000\ (0.0625 * 10.83)$$

$$T_a = 0.546\ N * m$$

$$T = Za * Ta$$

Donde:

Ta= Torque en un álabe

T=Torque total

$$T = 3.37\ N * m$$

- **Carga distribuida en el álabe**

$$q = \frac{R_T}{la}$$

Donde:

RT =fuerza total del alabe [N]

la =longitud del álabe es 0.034 m es la diferencia entre el ancho del rodete menos el espesor de los dos discos.

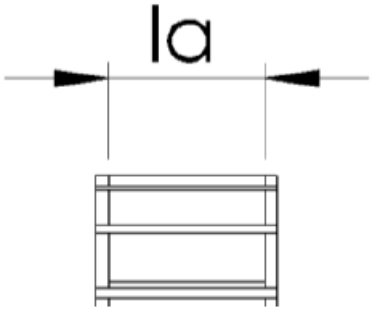


Figura 31. Longitud del álabe

$$q = 1159.76 \frac{N}{m}$$

- **Momento flector máximo sobre el alabe**

$$Mmax = \frac{q * la^2}{12}$$

$$Mmax = \frac{1159.76 * 0.034^2}{12}$$

$$Mmax = 0.111\ N * m$$

- **Distancia en las ordenadas al centroide**

Para la fabricación de los álabes es necesario seleccionar un espesor que permita mantener la estabilidad geométrica del rotor durante el proceso de ensamblaje, además, en este diseño se adopta un espesor de 3 mm debido a que valores inferiores pueden generar mayores deformaciones durante la soldadura de los platos laterales con los álabes, mientras que esta condición puede afectar la alineación de los componentes y modificar las dimensiones previstas en el diseño del rodete.

$$c = \frac{e}{2}$$

$$c = \frac{0.003}{2}$$

$$c = 0.0015\ m$$

- **Desarrollo del álabe**

$$b = Ra * \delta$$

$$b = 0.04779\ m$$

- **Momento de inercia**

$$Ix = \frac{b * e^3}{12}$$

$$Ix = \frac{0.04779 * 0.003^3}{12}$$

$$Ix = 1.075x10^{-10} m^4$$

- **Esfuerzo máximo en el álabe**

$$\sigma = \frac{Mmax * C}{Ix}$$

$$\sigma = \frac{0.111 * (0.0015)}{1.075x10^{-10}}$$

$$\sigma = 1.54\ MPa$$

- **Factor de seguridad del álabe**

Para el cálculo del factor de seguridad se utiliza la resistencia a la fluencia (S_y) del acero inoxidable, cuyo valor corresponde a 276 MPa según los datos presentados en el Anexo A4, además, se considera el esfuerzo máximo desarrollado en el álabe obtenido previamente mediante la ecuación 77, por lo que a partir de estos parámetros es posible determinar el factor de seguridad mediante la siguiente expresión:

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

$$n = 179.22$$

El valor obtenido para el factor de seguridad resulta elevado debido a que los álabes fueron diseñados con un espesor de 3 mm, además, esta dimensión fue seleccionada considerando las condiciones de fabricación del rodete, ya que espesores menores pueden generar deformaciones durante el proceso de soldadura entre los álabes y los discos laterales, mientras que una mayor rigidez geométrica permite conservar las dimensiones establecidas en el diseño y mantener condiciones adecuadas para el funcionamiento hidráulico del sistema.

b) Fuerzas generadas en el inyector

Todas las fuerzas que se produce en el inyector son generadas por la entrada y salida del fluido, la velocidad absoluta de entrada va ser tangencial en cualquier punto de la curva del inyector

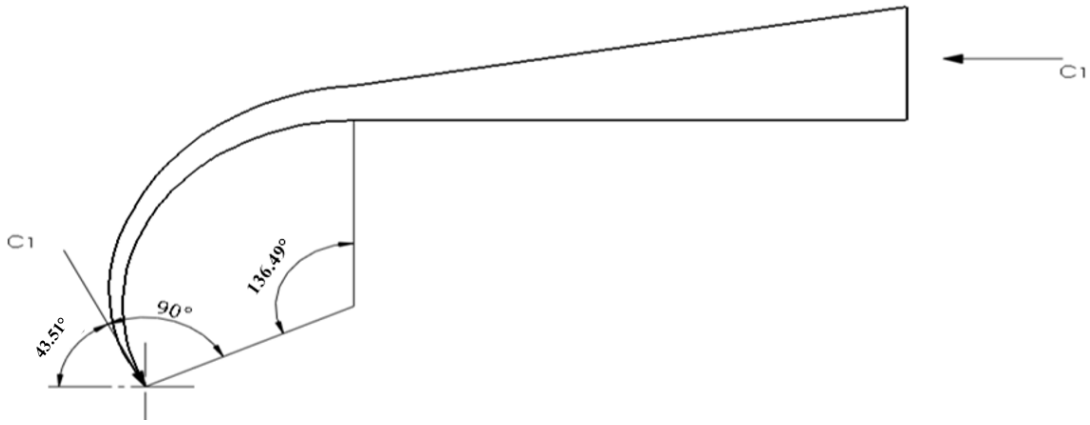


Figura 32. Fuerzas generadas en el inyector

$$\sum F_x = Q * \rho(C_1 x)$$

$$\sum F_x = -39.7\ N$$

$$\sum F_y = Q * \rho(C_1 y)$$

$$\sum F_y = 39.7\ N$$

Y la fuerza resultante será:

$$F_r = \sqrt{\left(\sum F_x\right)^2 + \left(\sum F_y\right)^2}$$

$$F_r = 56.144\ N$$

- **Carga distribuida en el inyector**

$$q = \frac{Fr}{B}$$

Donde:

Fr =fuerza en el inyector $[N]$

$$q = 1336.67\ N/m$$

- **Momento flector máximo sobre el inyector**

$$Mmax = \frac{q * Bi^2}{12}$$

$$Mmax = \frac{1336.67 * 0.042^2}{12}$$

$$Mmax = 0.196\ N.m$$

- **Distancia en las ordenadas al centroide**

$$C = \frac{e}{2}$$

$$C = 0.0015\ m$$

- **Momento de inercia**

$$Ix = \frac{S * e^3}{12}$$

Donde:

S =longitud desarrollada de curva del inyector es de 0.204 m

$$Ix = \frac{0.204 * 0.003^3}{12}$$

$$Ix = 4.59x10^{-10}m^4$$

- **Esfuerzo máximo en el inyector**

$$\sigma = \frac{Mmax * C}{Ix}$$

$$\sigma = 0.64\ MPa$$

- **Factor de seguridad del inyector**

El material es ser de acero inoxidable 304 con un Sy de 276 MPa que se encuentra en el anexo A4.

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

$$n = 431.25$$

El factor de seguridad obtenido es superior a 2, por lo que el espesor seleccionado resulta adecuado para las condiciones de operación consideradas, además, tanto en los álabes como en los elementos que conforman el inyector se adoptaron espesores mayores a los requeridos por resistencia, debido a que estos componentes serán

ensamblados mediante soldadura, mientras que esta decisión permite disminuir posibles deformaciones durante el proceso de fabricación y conservar las dimensiones definidas en el diseño, dando como resultado un factor de seguridad considerablemente superior al mínimo establecido.

Diseño del eje

- **Potencia hidráulica disponible**

La potencia hidráulica disponible representa la energía máxima que el flujo puede entregar a la turbina bajo las condiciones de diseño establecidas. Esta potencia depende directamente del caudal, la altura neta disponible y las propiedades del fluido, y se calcula mediante la expresión:

La potencia útil entregada al eje se determina como:

$$P_h = \rho . g . Q . H_B$$

$$P_h = 1000 * 9.81 * 0.005 * 10.06$$

$$P_h = 493.4\ W$$

- **Potencia mecánica útil en el eje**

No toda la potencia hidráulica puede ser transformada en potencia mecánica útil, debido a las pérdidas asociadas al inyector, al paso del flujo por el rotor y a los rozamientos mecánicos. Para tener en cuenta estos efectos, se adopta una eficiencia global estimada del 70 %, representativa de turbinas de flujo cruzado bien diseñadas en aplicaciones experimentales.

La potencia útil entregada al eje se determina como:

$$P_u = n * P_h$$

$$P_u = 0.7 * 493.4$$

$$P_u = 345.38\ W$$

Este valor representa la potencia mecánica efectiva disponible para ser transmitida por el eje, y constituye un parámetro fundamental para el análisis dinámico y estructural del sistema.

- **Velocidad angular del rotor**

A partir de la velocidad de giro obtenida previamente en el dimensionamiento cinemático, se determina la velocidad angular del rotor, necesaria para el cálculo del par dinámico. La relación entre la velocidad de giro y la velocidad angular está dada por:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}$$

Sustituyendo el valor de $n = 800$ rpm:

$$\omega = \frac{2 * \pi * 800}{60}$$

$$\omega = 83.77\ rad/s$$

Esta velocidad angular corresponde al régimen nominal de operación de la turbina bajo las condiciones de diseño.

- **Par dinámico transmitido por el eje**

El par transmitido por el eje es una de las magnitudes dinámicas más importantes, ya que define la solicitación torsional que debe soportar el eje durante el funcionamiento de la turbina. Este par se calcula a partir de la potencia útil y la velocidad angular mediante la expresión:

$$\mathrm{T} = \frac{Pu}{\omega}$$

$$\mathrm{T} = \frac{345.38}{83.77}$$

$$\mathrm{T} = 4.12\ N/m$$

El valor obtenido indica que el eje debe ser capaz de transmitir un par del orden de 19 N·m, lo cual es coherente con una turbina de pequeña potencia y permite anticipar un diseño mecánico relativamente sencillo, adecuado para un banco de ensayos académicos.

- **Fuerza tangencial ejercida sobre el rotor**

El par transmitido al eje se genera como consecuencia de la fuerza tangencial ejercida por el chorro de agua sobre los álabes del rotor. Esta fuerza puede determinarse a partir del par y del radio medio del rodete, según la relación:

$$\mathrm{Ft} = T/R$$

Considerando un diámetro del rotor de 125 mm, el radio es:

$$\mathrm{R} = 0.0625\ m$$

Por tanto:

$$\mathrm{Ft} = 4.12/0.0625$$

$$\mathrm{Ft} = 65.92N$$

Esta fuerza representa la carga dinámica global que el flujo transmite al rotor en dirección tangencial y es responsable directa de la rotación del conjunto.

- **Distribución de la carga dinámica en los álabes**

Dado que el rotor cuenta con 18 álabes, la fuerza tangencial total se distribuye entre ellos durante el contacto con el chorro. Si bien en la práctica esta distribución no es perfectamente uniforme, para un análisis preliminar se puede estimar una carga promedio por álabe:

$$\mathrm{F_{alabe}} = Ft/Z$$

$$\mathrm{F_{alabe}} = 65.92/18$$

$$\mathrm{F_{alabe}} = 3.66\ N$$

Este valor resulta útil para evaluar el orden de magnitud de las fuerzas que actúan sobre cada álabe y constituye una referencia inicial para el análisis estructural del rotor.

- **Dimensionamiento del eje**

El eje se diseña considerando principalmente los esfuerzos de torsión generados por la transmisión de potencia. Para un eje circular macizo, el esfuerzo cortante máximo está dado por:

$$\sigma = \frac{16T}{\pi * d^3}$$

Despejando el diámetro:

$$d = \left(\frac{16T}{\pi * \sigma}\right)^{1/3}$$

Para el diseño del eje se considera un acero estructural tipo AISI 1045, el cual presenta un límite de fluencia aproximado de:

$$S_y = 370MPa$$

Adoptando un factor de seguridad de $n = 2$, el esfuerzo cortante admisible se determina como:

$$\sigma = \frac{S_y}{2n}$$

$$\sigma = 92.5\ MPa$$

Sustituyendo los valores obtenidos previamente:

$$d = \left(\frac{16 * 4.10}{\pi * 92.5}\right)^{1/3}$$

$$d = 0.0061\ m$$

$$d = 6.1\ mm$$

El diámetro mínimo teórico del eje es de 6.1 mm; sin embargo, considerando criterios de diseño práctico y condiciones reales de operación, se selecciona un eje de 20 mm de diámetro. Esta elección garantiza un adecuado margen de seguridad, mayor rigidez estructural y un comportamiento estable del sistema, siendo apropiado para aplicaciones de laboratorio y bancos de ensayo.

Verificación de los pernos de la brida de acople

Los pernos de la brida cumplen la función de transmitir el par generado en el eje hacia el sistema de acople de la tubería, por lo que se encuentran sometidos principalmente a esfuerzos cortantes. La verificación de estos elementos es fundamental para garantizar la integridad mecánica del conjunto y evitar fallas por cizallamiento durante la operación.

El torque transmitido por el eje, calculado previamente, es:

$$T = 6.87\ \text{N. m}$$

Este torque es resistido por un conjunto de pernos distribuidos uniformemente sobre un círculo de radio r_b. La fuerza cortante que actúa sobre cada perno se determina mediante la siguiente relación:

donde:

- T: torque transmitido [N·m]
- n: número de pernos
- r_b: radio del círculo de pernos [m]

Para el presente diseño se consideran:

- Número de pernos: $n = 4$
- Radio del círculo de pernos: $r_b = 0.04\,m$

Sustituyendo:

$$F = \frac{6.87}{4 \cdot 0.04} = 42.94\,N$$

Este valor corresponde a la fuerza cortante que actúa sobre cada perno de la brida.

Cálculo del esfuerzo cortante en los pernos

El esfuerzo cortante se obtiene a partir de la relación entre la fuerza aplicada y el área resistente del perno:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

Para el diseño se adoptan pernos de diámetro nominal:

$$d = 8\,mm = 0.008\,m$$

El área transversal del perno es:

$$A = 5.03 \times 10^{-5}\,m^2$$

Por lo tanto, el esfuerzo cortante resulta:

$$\tau = \frac{42.94}{5.03 \times 10^{-5}} = 0.85\ MPa$$

Verificación con el esfuerzo admisible

Para pernos de acero estructural se considera un esfuerzo cortante admisible aproximado de:

$$\tau_{adm} \approx 75\ MPa$$

Comparando:

$$\tau = 0.85\ MPa \ll \tau_{adm}$$

Factor de seguridad

El factor de seguridad se determina como:

$$n = \frac{\tau_{adm}}{\tau}$$

$$n = \frac{75}{0.85} \approx 88$$

El valor del esfuerzo cortante obtenido en los pernos es significativamente inferior al esfuerzo admisible del material, lo que evidencia que el sistema de fijación presenta un amplio margen de seguridad frente a fallas por cizallamiento. Este resultado es coherente con la baja potencia del sistema (del orden de 0.5 kW), característica de bancos de ensayo de laboratorio.

Si bien el factor de seguridad es elevado, esta condición es aceptable en aplicaciones experimentales, ya que garantiza rigidez estructural, facilidad de montaje y confiabilidad en la operación. En consecuencia, la selección de pernos de 8 mm de diámetro resulta adecuada para el presente diseño.

3.2.Modelo tridimensional del sistema

Con el propósito de verificar la compatibilidad geométrica entre los diferentes componentes de la turbina, se desarrolló el modelado tridimensional del sistema mediante software CAD, permitiendo representar de manera detallada el rotor, el inyector, el eje, las bridas y la estructura de soporte, además, este procedimiento

facilitó la comprobación dimensional de cada elemento antes del inicio de la etapa de fabricación, evitando interferencias mecánicas y posibles inconvenientes durante el ensamblaje del prototipo experimental.

De igual manera, el modelado virtual permitió establecer la disposición espacial de los componentes hidráulicos y mecánicos del banco de pruebas, considerando criterios relacionados con montaje, accesibilidad y alineación entre el rotor y el sistema de transmisión, además, a partir de este procedimiento se generaron planos constructivos y vistas isométricas necesarias para el proceso de manufactura y fabricación de las diferentes piezas que conforman el sistema.

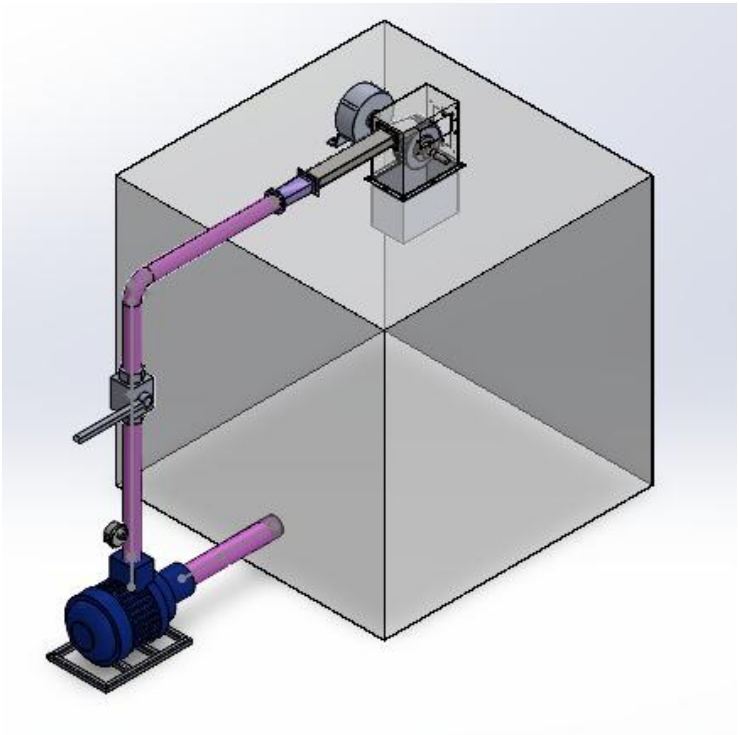


Figura 33. Modelado tridimensional de la turbina de flujo cruzado en SolidWorks.

Asimismo, el entorno CAD permitió realizar una simulación preliminar del ensamblaje general de la máquina, facilitando la verificación de la ubicación de pernos, la unión entre discos y álabes, así como la posición del inyector respecto al rodete, además, durante esta etapa se efectuaron pequeñas correcciones geométricas antes de iniciar la construcción física del equipo, disminuyendo posibles errores durante las actividades de montaje y fabricación del prototipo.

3.3.Proceso de construcción del prototipo

Una vez definidos los parámetros geométricos e hidráulicos del diseño, se inició la etapa de construcción del prototipo experimental de la turbina de flujo cruzado, desarrollándose actividades relacionadas con corte, mecanizado y conformado de los diferentes componentes estructurales y mecánicos, tomando como referencia las dimensiones obtenidas en el diseño teórico y los planos generados previamente mediante el software CAD.

La fabricación del rotor se desarrolló mediante el ensamblaje de discos laterales y álabes curvos fabricados en acero inoxidable, considerando tolerancias adecuadas para mantener la simetría y el balance del sistema rotativo, además, paralelamente se avanzó en la construcción del inyector y de la estructura metálica de soporte del banco de pruebas, elementos necesarios para garantizar estabilidad mecánica y correcta conducción del flujo durante las pruebas experimentales.

Tabla 7. Proceso constructivo del prototipo

Elemento construido	**Descripción / Proceso de fabricación**	**Material principal**	**Evidencia fotográfica**
Rotor de la turbina	Corte de discos laterales, conformado y soldadura de álabes curvos; posteriormente se realizó el ensamblaje y verificación de concentricidad para garantizar el balance dinámico.	Acero inoxidable 304	
Álabes	Trazado, corte de tubo según la curvatura del alabe según las dimensiones obtenidas en el diseño.	Acero inoxidable 304	

Elemento construido	Descripción / Proceso de fabricación	Material principal	Evidencia fotográfica
Eje principal	Torneado y mecanizado para alojar rodamientos y elementos de transmisión.	Acero inoxidable 304	
Inyector	Fabricación mediante corte, conformado y soldadura de láminas para dirigir adecuadamente el flujo hacia el rotor.	Acero inoxidable 304 y Acrílico	
Estructura de soporte	Corte, perforado y soldadura de perfiles metálicos para conformar la base de la bomba.	Acero estructural ASTM A36	
Carcasa que cubre el rotor	Fabricada en acero inoxidable mediante corte y soldadura. Permite contener el flujo y proteger el rotor durante la operación.	Acero inoxidable 304	
Cambio de sección	Elaborado en acero inoxidable mediante conformado y soldadura. Facilita la transición entre diámetros de conducción reduciendo pérdidas hidráulicas.	Acero inoxidable 304	

Elemento construido	Descripción / Proceso de fabricación	Material principal	Evidencia fotográfica
Tubería de conducción	Construida en acero inoxidable mediante corte y soldadura. Estabiliza y direcciona el flujo hacia el sistema de inyección.	Acero inoxidable 304	
Sistema hidráulico	Instalación de tuberías, válvulas y accesorios para el suministro y control del caudal de ensayo.	PVC y accesorios hidráulicos	
Banco de pruebas ensamblado	Integración de todos los componentes mecánicos e hidráulicos para realizar las pruebas experimentales.	Conjunto de materiales	

3.4.Balance energético mediante diagrama Sankey

Con el propósito de visualizar la distribución de la energía a lo largo del sistema hidroeléctrico implementado, se desarrolló un diagrama Sankey Figura 36 que representa el flujo energético desde la potencia hidráulica disponible hasta la potencia eléctrica obtenida en el generador de imanes permanentes. Este análisis permite identificar las pérdidas asociadas a fenómenos hidráulicos, mecánicos y electromecánicos presentes durante la conversión de energía, proporcionando una representación gráfica del rendimiento global alcanzado por el prototipo experimental.

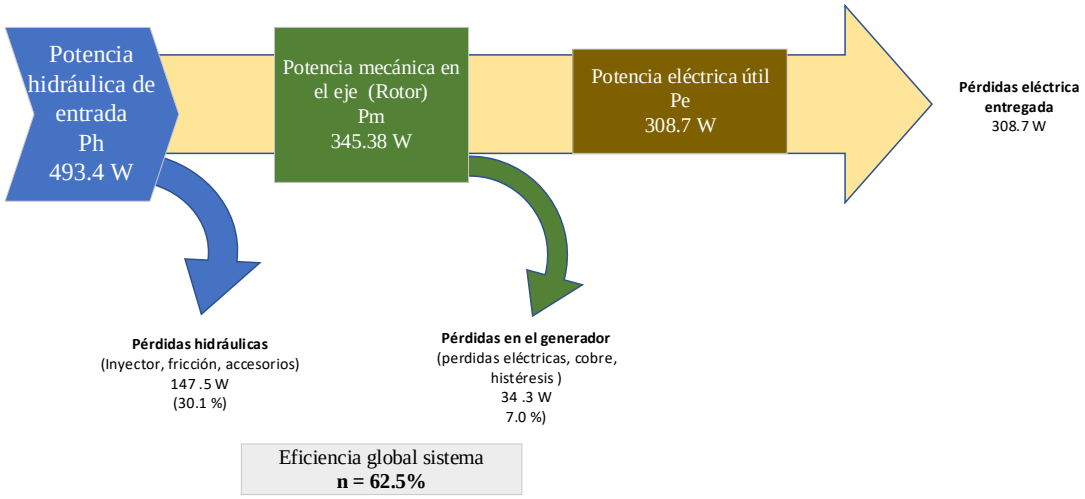


Figura 34. Diagrama de SANKEY – balance energético del sistema

El balance energético obtenido muestra que la mayor parte de la energía hidráulica disponible es transformada en energía mecánica en el eje de la turbina, mientras que una fracción corresponde a pérdidas generadas por efectos de fricción, turbulencia y disipación del flujo durante su paso por el inyector y el rotor. Posteriormente, la energía mecánica transmitida al generador experimenta pérdidas adicionales asociadas a fenómenos eléctricos y mecánicos propios del proceso de generación, obteniéndose una potencia eléctrica útil de 308.7 W. La eficiencia global alcanzada fue del 62.5 %, valor que se encuentra dentro del rango esperado para prototipos experimentales de pequeña escala, permitiendo verificar que el sistema diseñado aprovecha adecuadamente la energía disponible y que las pérdidas presentes no comprometen su funcionamiento para fines académicos y de investigación.

3.5.Evaluación experimental del sistema hidráulico

La evaluación experimental del sistema hidráulico se realizó con el propósito de analizar el comportamiento operativo de la turbina de flujo cruzado bajo diferentes condiciones de caudal, además, los ensayos se desarrollaron mediante la variación progresiva de la apertura de la válvula de alimentación, registrando para cada condición el caudal suministrado y la velocidad de rotación alcanzada por el rotor, mientras que los datos obtenidos permitieron establecer la relación entre las variables hidráulicas y mecánicas del sistema, así como comparar los resultados experimentales con los parámetros definidos durante la etapa de diseño.

Tabla 8. Presión de operación y altura hidráulica equivalente

Apertura de válvula	Presión (psi)	HB (m)
25 %	30	13.80
50 %	22	10.52
75 %	14	9.85
100 %	10	7.03

Los resultados evidencian que la altura hidráulica disponible disminuye conforme aumenta la apertura de la válvula, debido a la reducción de la presión en la línea de descarga asociada al incremento del caudal. Este comportamiento es propio de sistemas hidráulicos, donde la energía del fluido se redistribuye en función del caudal circulante.

En la condición de 75 % de apertura se obtuvo una altura hidráulica de 9.85 m, valor cercano a la altura dinámica de diseño 10.06 m, con una variación aproximada del 1.9 %, lo que refleja una adecuada concordancia entre el comportamiento experimental y el diseño del banco de pruebas.

Asimismo, en la condición de máxima apertura 100 % se registró una presión de 10 psi, equivalente a 7.03 m de columna de agua, mientras que en aperturas intermedias se obtuvieron valores de 14 psi y 22 psi, asociados a mayores cargas hidráulicas, confirmando la relación inversa entre caudal y presión.



Figura 28. Presión de operación registrado en la línea de descarga

La conversión de presión a altura permitió validar los valores obtenidos experimentalmente, evidenciando coherencia con los parámetros de diseño y confirmando el adecuado desempeño del sistema de alimentación hidráulica, en particular de la bomba centrífuga utilizada.

Con el propósito de complementar el análisis experimental, se determinó la potencia eléctrica producida por el generador mediante la medición del voltaje y la corriente suministrada en cada condición de operación. Para ello se empleó la ecuación:

$$P_e = V \cdot I \qquad \text{Ec.14}$$

donde P_e corresponde a la potencia eléctrica generada, V representa el voltaje medido e I la corriente suministrada por el generador.

Tabla 9. Parámetros eléctricos obtenidos experimentalmente

Apertura de válvula	Fuerza electromotriz (V)	Intensidad de corriente (A)	Potencia (W)
25 %	1.6	2.5	4.0
50 %	3.6	8.3	29.9
75 %	10.8	18.5	199.8
100 %	12.9	23.3	300.6

Los resultados obtenidos muestran que la potencia eléctrica aumentó conforme se incrementaron el caudal y la velocidad de rotación del rotor, debido a que una mayor energía hidráulica disponible permitió transmitir una cantidad superior de energía mecánica al generador, por consiguiente, la corriente registrada pasó de 2.5 A a 23.3 A, mientras que la potencia eléctrica evolucionó desde 4.0 W hasta alcanzar 300.6 W bajo la condición de máxima apertura de la válvula.

La potencia máxima obtenida corresponde aproximadamente al 75 % de la capacidad nominal del generador de imanes permanentes de 400 W, valor que guarda relación con las condiciones hidráulicas disponibles durante las pruebas, además, el nivel de generación alcanzado permitió aprovechar una parte considerable de la energía

suministrada por la turbina, obteniéndose una respuesta estable del sistema de conversión electromecánica.

3.6.Presupuestos

Para determinar el costo de construcción del banco de pruebas de la turbina de flujo cruzado se consideraron los materiales utilizados en la fabricación del rodete, el sistema hidráulico, la estructura de soporte, la mano de obra y los gastos complementarios necesarios para la implementación del proyecto.

Elementos de la turbina

La Tabla 10 presenta los materiales utilizados para la fabricación del rodete, carcasa y elementos mecánicos principales de la turbina.

Tabla 10. Costo de los elementos de la turbina

Elemento	**Descripción**	**Cantidad**	**Valor unitario (USD)**	**Costo final (USD)**
Plancha acero inoxidable AISI 304 (4 mm)	Fabricación de discos y elementos de conexión	1	69.00	69.00
Tubería de acero inoxidable	2” 3mm de espesor	1	30.00	30.00
Eje acero inoxidable AISI 304	Ø 25 mm, L = 40 cm	1	10.00	10.00
Rodamientos	Ø 20 mm	2	4.00	8.00
Acrílico transparente 4 mm	Cubierta de visualización	1/4	25.00	25.00
Tornillería, tuercas y arandelas	Acero inoxidable	1 lote	25.00	25.00
Sellos y empaques	Hermeticidad del sistema	1 lote	10.00	10.00
Total				180.00

Sistema hidráulico

La Tabla 11 muestra los costos de los elementos utilizados para el suministro y control del flujo de agua hacia la turbina.

Tabla 11. Velocidad de rotación obtenida

Elemento	Descripción	Cantidad	Valor unitario (USD)	Costo final (USD)
Bomba centrífuga	1.5 HP, 450 L/min	1	185.00	185.00
Tubería PVC presión	Ø 1½ pulg	3 m	2.00	6.00
Tubería PVC presión	Ø 2 pulg	1 m	2.00	2.00
Codos y accesorios PVC	Conexiones hidráulicas	1 lote	25.00	25.00
Válvula de control	Tipo esfera	1	3.00	3.00
Manómetro	Rango 0 – 40 psi	1	20.00	20.00
Teflón y sellantes	Instalación hidráulica	1 lote	8.00	8.00
Tanque de almacenamiento	Recirculación de agua de 1000 litros	1	95.00	95.00
Total				**336.00**

Sistema de generación eléctrica

La Tabla 12 presenta los elementos utilizados para la conversión de energía mecánica en energía eléctrica y la medición de parámetros operativos.

Tabla 12. Costo del sistema de generación eléctrica

Elemento	Descripción	Cantidad	Valor unitario (USD)	Costo final (USD)
Generador de imán permanente	400 W, 12 V	1	390.00	180.00
Multímetro digital	Medición de voltaje y corriente	1	10.00	336.00
Cableado eléctrico	Conexiones del sistema	1	5.00	5.00
Borneras y terminales	Conexiones eléctricas	1	1.00	1.00
Pulsador	Pulsador de accionamiento de 30 A	1	4.00	4.00
Conector macho	Conector de 220 V	1	6.00	6.00
Total				410.00

Estructura para banco de pruebas

La Tabla 13 muestra los costos asociados a la fabricación de la estructura metálica utilizada para soportar el conjunto turbina-generador.

Tabla 13. Velocidad de rotación obtenida

Elemento	**Descripción**	**Cantidad**	**Valor unitario (USD)**	**Costo final (USD)**
Perfil A 36	Tubo estructural	1 m	5.00	5.00
Pintura anticorrosiva	Protección superficial	1 litro	10.00	10.00
Electrodos E6011	Soldadura estructural	2 lb	3.00	6.00
Total				21.00

Costo total del proyecto

La Tabla 14 resume la inversión total requerida para la construcción y validación experimental del banco de pruebas de la turbina de flujo cruzado.

Tabla 14. Costo total del proyecto

Concepto	**Valor (USD)**
Elementos de la turbina	180.00
Sistema hidráulico	336.00
Sistema de generación eléctrica	410.00
Estructura para banco de pruebas	21.00
Mano de obra	730.00
TOTAL, DEL PROYECTO	1,677.00

El costo total estimado para la implementación del banco de pruebas asciende a USD 1.677,00, siendo los rubros de mayor incidencia la mano de obra especializada, el sistema hidráulico y los materiales empleados en la fabricación de la turbina. Esta inversión resulta adecuada para el desarrollo de un prototipo experimental destinado a la evaluación del desempeño hidráulico y energético de una turbina Michell-Banki en aplicaciones de microgeneración hidroeléctrica.

CAPÍTULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

Se diseñó y construyó un banco experimental basado en una turbina de flujo cruzado para el aprovechamiento de energía hidráulica a pequeña escala, partiendo de un caudal de diseño de 0.005 m^3/s y una altura neta de 6.5 m, a partir de estos parámetros se definieron las dimensiones principales del sistema, obteniendo un rotor de 125 mm de diámetro, un ancho de 42 mm y 18 álabes, lo que permitió mantener compatibilidad entre las condiciones del flujo y el comportamiento mecánico durante la operación del prototipo.

El análisis hidráulico permitió establecer las características del flujo dentro de la turbina, donde se obtuvo una velocidad absoluta de entrada de 10.95 m/s junto con una velocidad periférica de 5.76 m/s, además el diseño del inyector basado en la espiral logarítmica de Euler permitió fijar un ángulo de admisión de 136.49°, lo que facilitó la distribución del agua sobre los álabes y mejoró la interacción entre el fluido y el rotor durante el proceso de transferencia de energía.

El sistema de bombeo fue calculado considerando una carga dinámica total de 10.06 m, tomando en cuenta pérdidas por fricción, pérdidas locales y energía asociada al movimiento del flujo, posteriormente la bomba centrífuga seleccionada permitió abastecer las condiciones hidráulicas requeridas para el funcionamiento del banco experimental, asegurando la continuidad del suministro durante el desarrollo de las pruebas operativas.

El análisis mecánico de los componentes principales permitió verificar el comportamiento estructural de la turbina durante su operación, donde los esfuerzos obtenidos en álabes, eje, inyector y bridas permanecieron dentro de los valores permitidos por los materiales utilizados, lo que proporcionó niveles adecuados de seguridad en la estructura y permitió mantener estabilidad durante el funcionamiento del sistema.

El modelado tridimensional realizado en SolidWorks facilitó la verificación de la geometría general del sistema, además permitió realizar el ensamblaje virtual de los

componentes y la elaboración de planos constructivos, lo que ayudó a mejorar la precisión en el proceso de fabricación y disminuyó inconvenientes durante el montaje físico del prototipo.

Las pruebas experimentales permitieron evaluar el desempeño del sistema construido, donde se alcanzó un caudal máximo de 0.005 m^3/s junto con un voltaje de 12.9 V en condiciones de operación completa, lo que permitió confirmar la conversión de energía hidráulica hacia energía eléctrica mediante un generador de imanes permanentes de 400 W en condiciones de funcionamiento controladas.

El análisis energético realizado mediante el diagrama de Sankey permitió determinar la distribución de pérdidas en las etapas de conversión hidráulica, mecánica y eléctrica, obteniendo una eficiencia global cercana al 62.5 %, valor que corresponde a un prototipo de laboratorio y permite comprender el comportamiento energético del sistema bajo condiciones reales de operación.

4.2. Recomendaciones

Se recomienda ejecutar ensayos de funcionamiento una vez finalizado el montaje de todos los componentes del sistema, considerando distintas condiciones de caudal y velocidad de operación, debido a que mediante estas pruebas será posible obtener información experimental sobre el comportamiento real de la turbina, además los resultados permitirán contrastar la respuesta mecánica e hidráulica del equipo frente a los valores obtenidos en la etapa de diseño y cálculo teórico.

Para mejorar la adquisición de datos durante las pruebas experimentales, resulta conveniente instalar dispositivos de medición en diferentes puntos del banco hidráulico, entre ellos manómetros, tacómetros y caudalímetros, debido a que estos instrumentos permiten controlar de mejor manera las variables operativas del sistema, además facilitan el registro continuo de información necesaria para análisis técnicos posteriores y evaluaciones de desempeño.

Antes de la puesta en marcha del prototipo conviene verificar el balance dinámico del rotor y la alineación del eje, debido a que durante los procesos de fabricación pueden presentarse deformaciones o desajustes asociados al mecanizado y la soldadura, generando vibraciones no deseadas que afectan el comportamiento del sistema rotativo y aumentan los esfuerzos sobre rodamientos y elementos de soporte.

En futuras etapas del proyecto puede considerarse la modificación de parámetros geométricos del inyector y la disposición de los álabes, debido a que variaciones en estas características alteran la distribución del flujo dentro del rodete y la interacción del fluido con la superficie activa del rotor, permitiendo realizar comparaciones entre configuraciones para identificar alternativas con mejores condiciones de funcionamiento.

También resulta conveniente incorporar herramientas de simulación numérica para estudiar el comportamiento interno del flujo y la distribución de esfuerzos en los componentes mecánicos de la turbina, debido a que mediante análisis CFD y métodos de elementos finitos es posible obtener una representación más detallada de las condiciones hidráulicas y estructurales presentes durante el funcionamiento del sistema experimental.

El banco de pruebas construido puede emplearse posteriormente como recurso académico dentro de asignaturas relacionadas con mecánica de fluidos, turbomáquinas hidráulicas y sistemas de conversión energética, debido a que permite desarrollar prácticas experimentales orientadas al análisis del comportamiento hidráulico y mecánico de turbinas de flujo cruzado bajo condiciones reales de laboratorio.

Referencias

[1] F. Romero, «Design considerations for a Michell-Banki turbine,» Revista UIS Ingenierías, 23-46, 2024.

[2] J. Benavides , «Propuesta de un manual de diseño, estandarización y fabricacion de turbinas,» UPS, Cuenca, 2022.

[3] A. Cosi y N. Zeballos, Criterios de construcción de micro generadores hidroeléctricos basados en turbinas de flujo cruzado de admisión inferior, Chimborazo: Editorial Los Andes y El Sufragio , 2024.

[4] S. Cuichan y L. Vera , «Micro hydroelectric plants with turbulent hydro technology for the generation of electricity in isolated communities,» *Revista Electrónica Multidisciplinaria de Ciencias Básicas, Ingeniería y Arquitectura*, vol. VI, nº 10, pp. 4-21, 2023.

[5] K. Camayo, «Turbina Hidráulica con tecnología biométrica para zonas con afluente hídrico de bajo caudal para generar energía eléctrica renovable,» Alicia, Lima, 2019.

[6] E. Moya y J. Santana, «Implementacion de un sistema de bombeo de agua potable,» UTA, Ambato, 2025.

[7] M. Capera y F. Capera, «Numerical Study of the Opening Angle Incidence in Michell-Banki Turbine's Performance without Guide Blades,» *International Journal of Engineering Research in Africa*, vol. II, nº 67, pp. 101-122, 2023.

[8] J. Quituisaca, «Verificación mediante simulación de las caracteristicas operativas de una pico turbina,» UPS, Cuenca, 2023.

[9] B. Jiménez, J. Gomez, J. Ramírez y J. Vera, «Impacto de las tecnologías de energía renovable en la mitigación del cambio climático: una revisión de literatura de los últimos 5 Años,» Ciencia Latina , Quevedo, 2025.

[10] E. Mendoza, «Evaluación de opciones de inversión en eficiencia energética y fuentes renovables de energía en hoteles de Santa Lucía, Camagüey.,» *Revista de Arquitectura e Ingeniería,* vol. XVI, nº 1, pp. 1-12, 2022.

[11] N. Zeballos, A. Cosi y V. Mamani, «Construction of a micro-hydroelectric generator based on a lower intake crossflow turbine,» *MASK,* vol. XIV, nº 2, pp. 8-16, 2024.

[12] J. Morales y J. Toapanta , «Diseño y cosntruccion de un prototipo de turbina eólica de eje vertical para su utilizacion en equipos de baja potencial hasta 20W,» UPS, Quito, 2024.

[13] J. Vargas y F. Velásquez , «Development of the prototype of an electric hydro generator as an alternative for generating clean energy in rural areas,» *NGENIARE,* vol. XX, nº 12, pp. 91-101, 2022.

[14] M. Ardila, M. Ávila y L. Martínez, «Evaluation of the influence of the number of blades on a Michell Banki turbine on the power generated under given flow and head conditions,» *EUREKA: Physics and Engineering,* vol. I, nº 12, pp. 56-69, 2025.

[15] R. Proaño, «Optimizacion del angulo de ataque del alabe inyector de una turbina Michulell Banki en Python,» *Escuela Politecnica Nacional,* vol. XXII, nº 1, pp. 1-5, 2019.

[16] S. Holguin, «Numerical validation of a design methodology for cross-flow turbine type Michell-Banki,» *Ciencia del agua,* vol. XII, nº 5, pp. 53-62, 2021.

[17] A. Ketata, «Impact of blade number on performance, loss and flow characteristics of one mixed flow turbine,» vol. II, nº 203, 2020.

[18] J. Quituisaca, «Verificación mediante simulación de las características operativas de una pico turbina de aprovechamiento,» Universidad Politécnica Salesiana, Cuenca, 2023.

[19] INE, «Manual para el diseño de turbinas tipo Banki-Mitchell.,» Instituto Nicaragüense de Energía, Managua, 1986.

[20] S. Galvis, J. Sierra, D. Hincapié y E. Chica, «Numerical validation of a design methodology for cross-flow turbine type Michell-Banki (Validación numérica de una metodología de diseño para turbinas de flujo cruzado tipo Michell-Banki),» *Tecnología y ciencias del agua,* vol. 12, nº 5, pp. 111-141, 2021.

[21] F. Romero, L. Velásquez y E. Chica, «Consideraciones de diseño de una turbina Michell-Banki,» *Revista UIS Ingenierías,* vol. 20, nº 1, p. 23–46, 2021.

Anexos

Anexo 1. Especificaciones del tubo redondo de acero inoxidable proveedor DIPAC



Dimensiones			Propiedades	
Pulg	mm	Espesor (e) mm	Peso Kg/m	Área Sección Pulg²
1"	25.40	1.2	0.7235	0.1414
1"	25.40	1.5	0.8391	0.1745
1"	25.40	2.0	1.1659	0.2278
1 1/4"	31.75	1.2	0.9148	0.1785
1 1/4"	31.75	1.5	1.1323	0.2209
1 1/2"	38.10	1.2	1.1031	0.2156
1 1/2"	38.10	1.5	1.3677	0.2673
2"	50.80	1.2	1.4828	0.2898
2"	50.80	1.5	1.8423	0.3600
2"	50.80	2.0	2.4315	0.4752
2"	50.80	3.0	3.5400	0.6917

Anexo 2. Especificaciones de plancha de acero inoxidable proveedor DIPAC



Anexo 3. Eje para elaboración de las bridas proveedor DIPAC



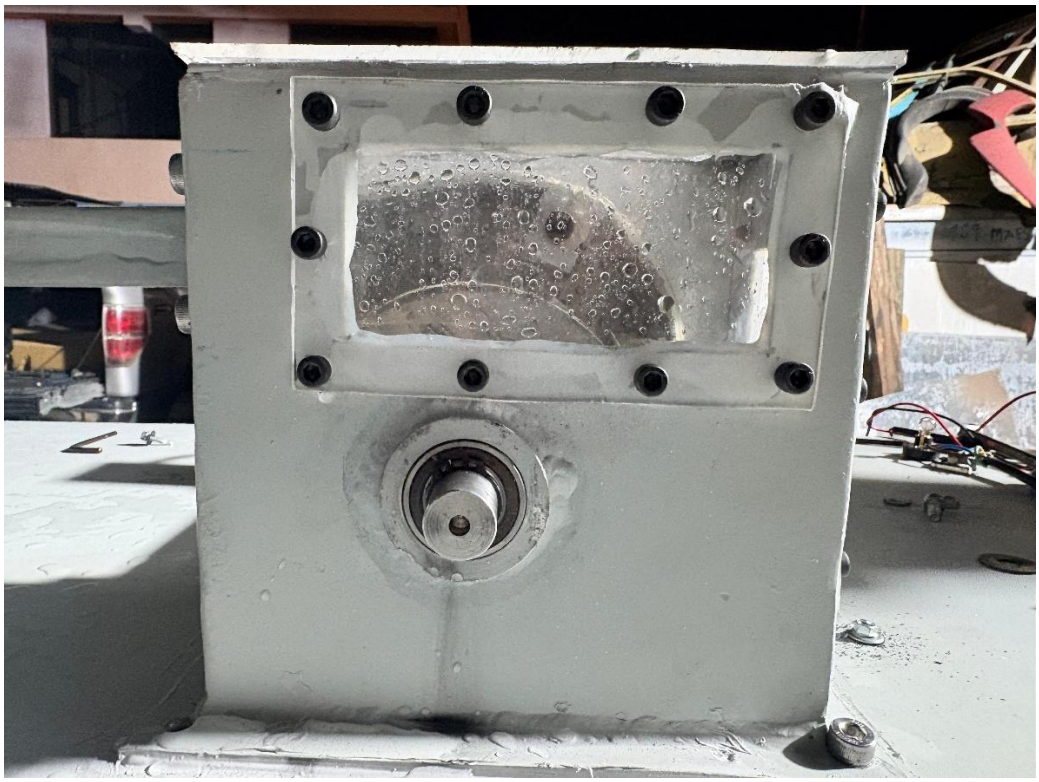
Anexo 4. Propiedades de los aceros

Tabla A-22

Resultados de ensayos a la tensión de algunos metales* *Fuente:* J. Datsko, "Solid Materials", capítulo 32, en Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke y Thomas H. Brown, Jr. (editores en jefe). *Standard Handbook of Machine Design*, 3a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 2004, pp. 32.49-32.52.

			Resistencia (a la tensión)					
Número	Material	Condición	Fluencia S_y MPa (kpsi)	Última S_u MPa (kpsi)	A la fractura, σ_f MPa (kpsi)	Coeficiente σ_0, MPa (kpsi)	Resistencia a la deformación, exponente m	Resistencia a la fractura ϵ_f
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1)†	620 (90.0)	0.25	1.05
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130)†	992 (144)	0.14	0.49
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106)†	758 (110)	0.24	0.85
1045	Acero	TyR 600°F	1 520 (220)	1 580 (230)	2 380 (345)	1 880 (273)†	0.041	0.81
4142	Acero	TyR 600°F	1 720 (250)	1 930 (210)	2 340 (340)	1 760 (255)†	0.048	0.43
303	Acero inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1 520 (221)†	1 410 (205)	0.51	1.16
304	Acero inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1 600 (233)†	1 270 (185)	0.45	1.67

Anexo 5. Construcción y partes de la turbina





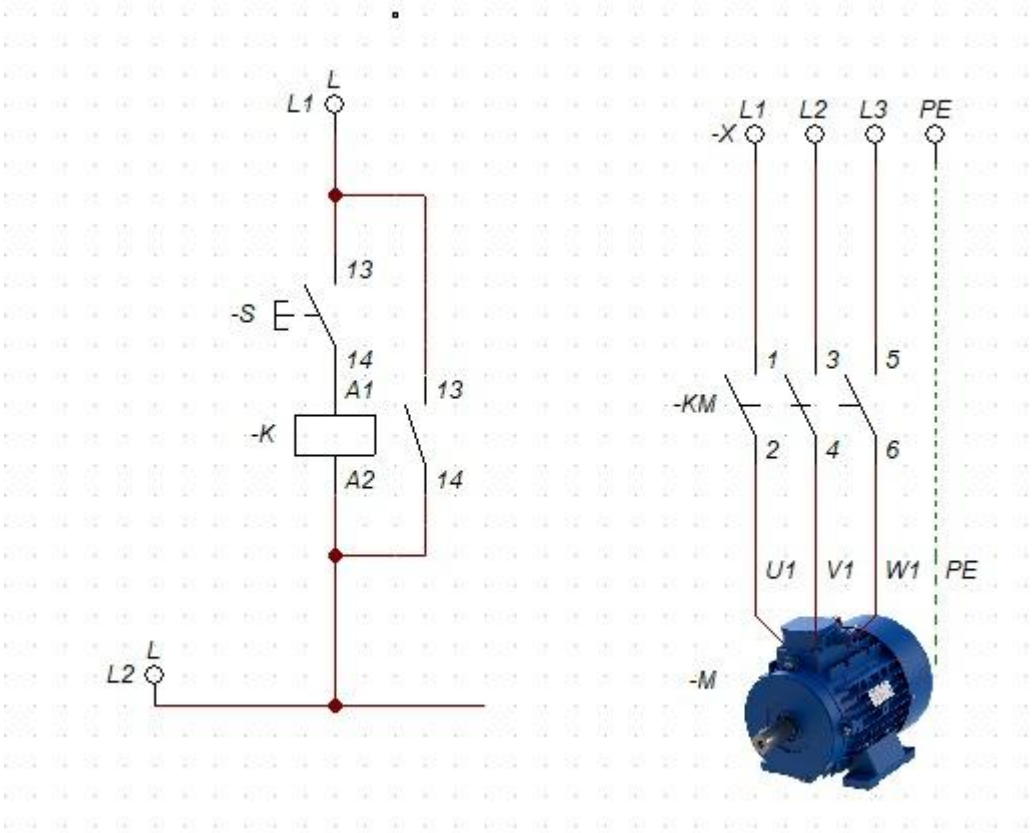




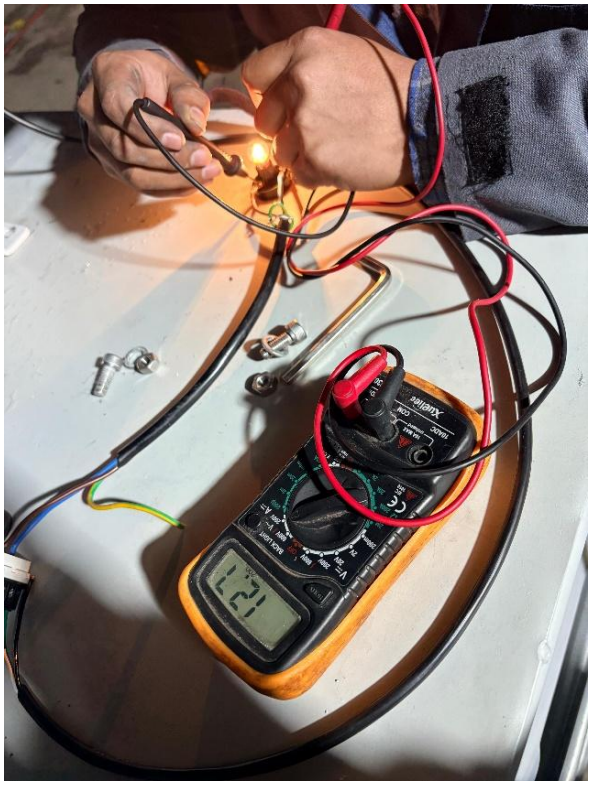


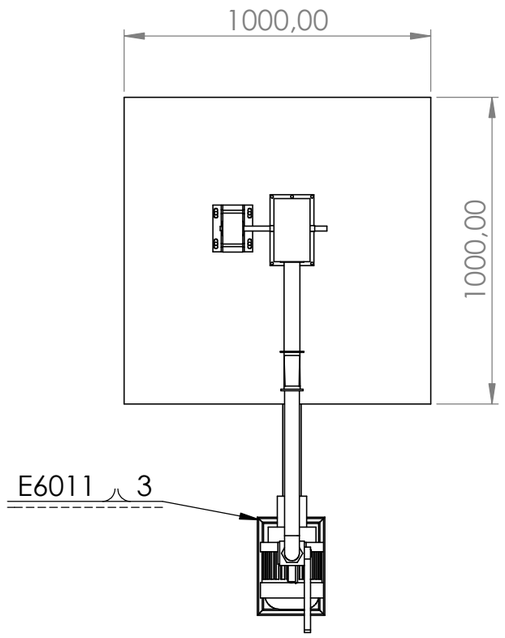


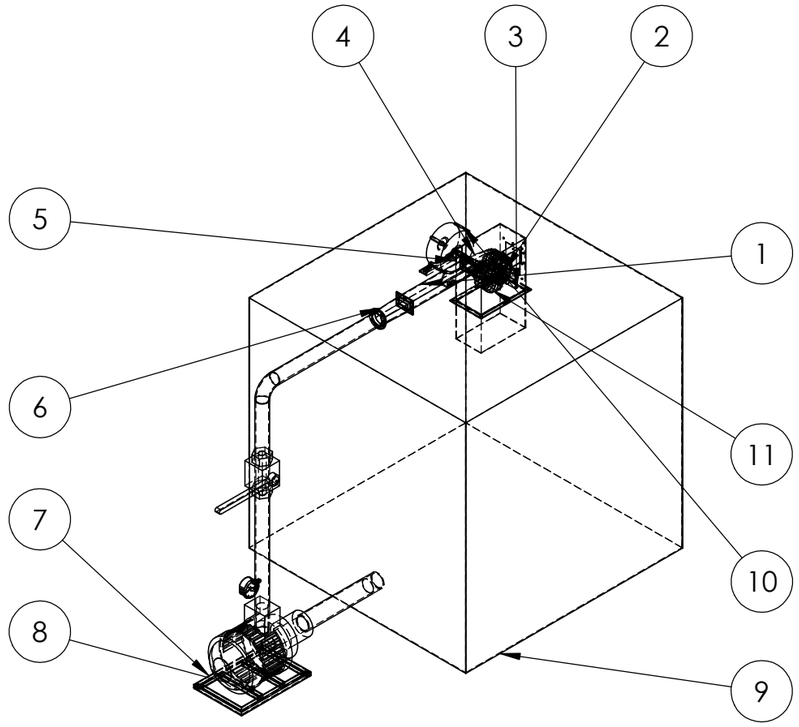
Anexo 6. Diagrama eléctrico de conexión

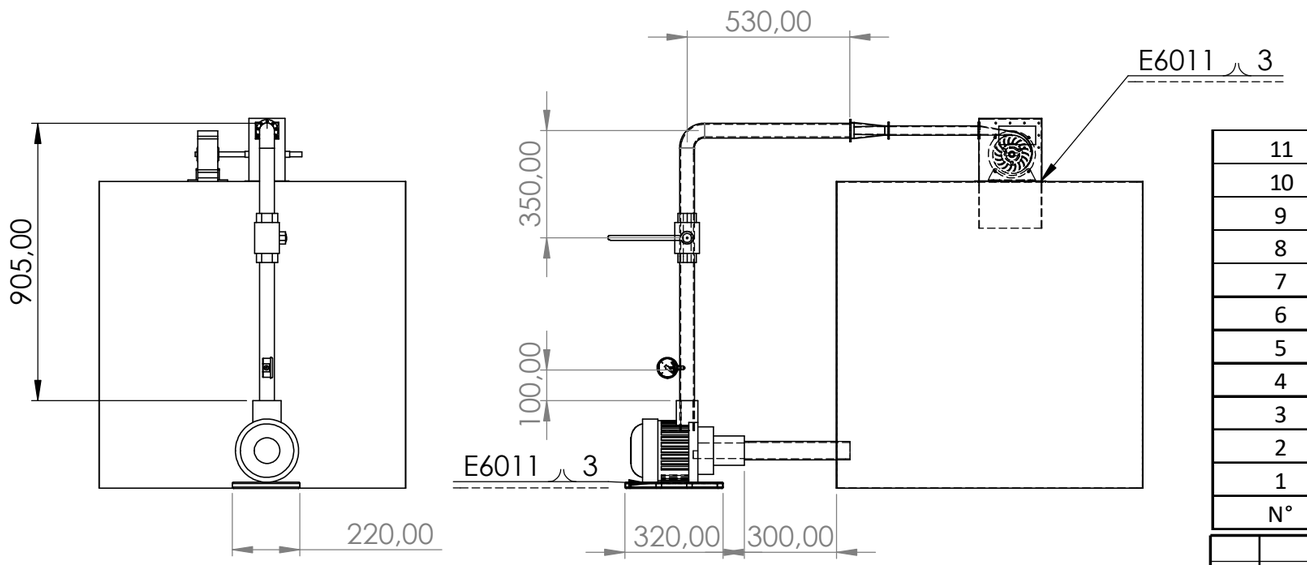


Anexo 7. Tomas de medidas y pruebas de funcionamiento









N°	Denominación	Cantidad	Material	Observaciones
11	Turbina	1	Tol galvanizado ASTM 653	2mm
10	Generador de imán permanente	1	Aleación de aluminio 5052-H32	2mm
9	Tanque	1	Plástico	2 mm
8	Bomba	1	Hierro fundido ASTM A536	8 mm
7	Esructura	1	Acero A36	20 x 20 mm
6	Adaptador recto	1	Tol galvanizado ASTM 653	2mm
5	Carcasa de entrada	1	Tol galvanizado ASTM 653	2mm
4	Inyector	1	Tol galvanizado ASTM 653	2mm
3	Eje	1	Acero AISI 304	20mm
2	Acople eje	2	Tol galvanizado ASTM 653	20mm
1	Sección recatangular	1	Tol galvanizado ASTM 653	20mm

EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:

TOLERANCIA: ±1

PESO: 11.59 Kg

MATERIAL: VARIOS

	FECHA	NOMBRE
DIBUJO:	31/03/2026	Avalos.J-Sivinta.E
REVISO:	03/06/2026	Ing. Alex Mayorga
APROBO:	03/06/2026	Ing. Alex Mayorga

U.T.A.
INGENIERIA MECANICA

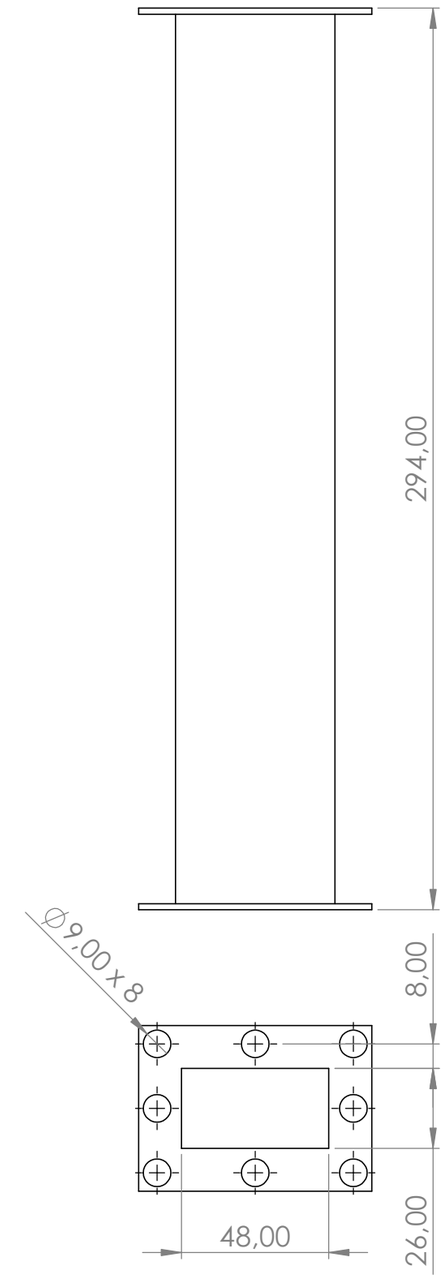
TÍTULO: ENSAMBLAJE

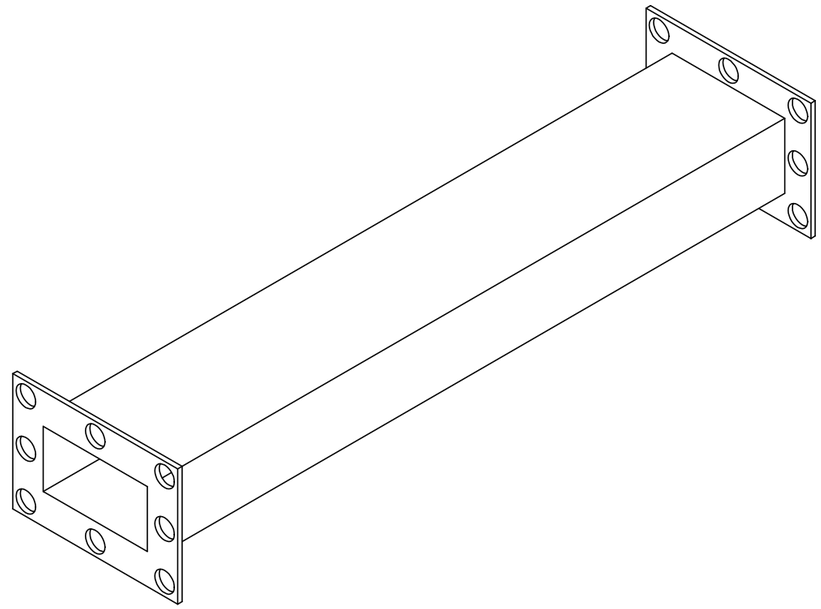
ESCALA: 1:20

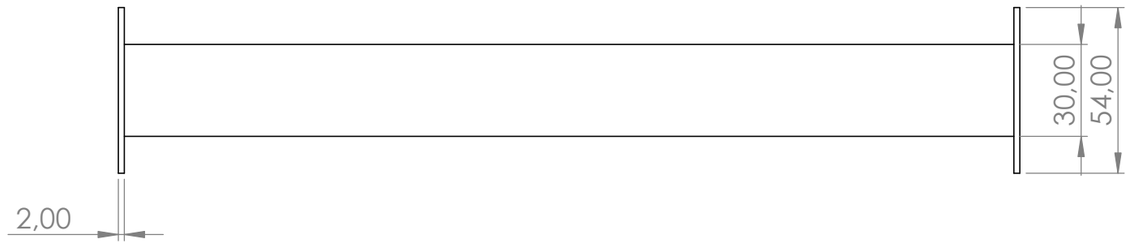
N.° DE LAMINA: HOJA 1 DE 11

REGISTRO:

SUSTITUCION:

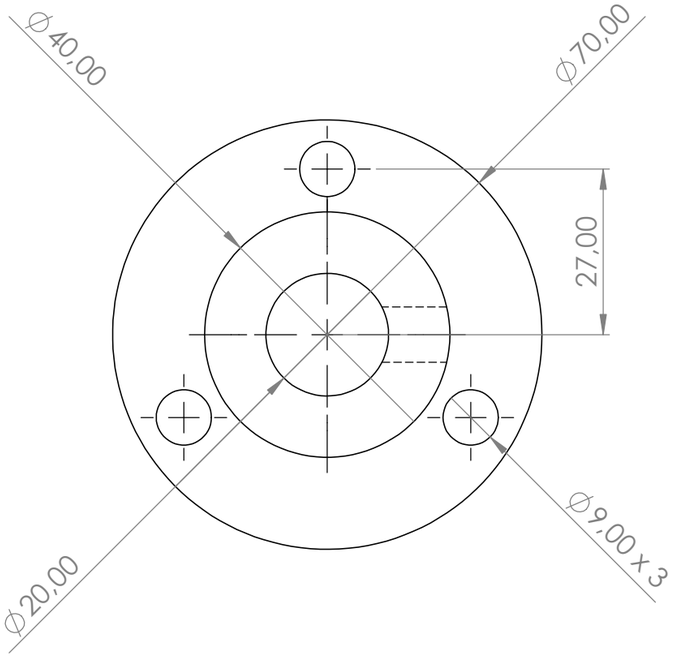


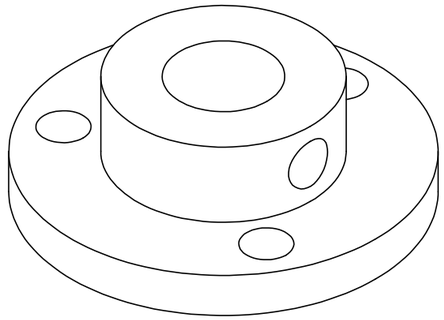


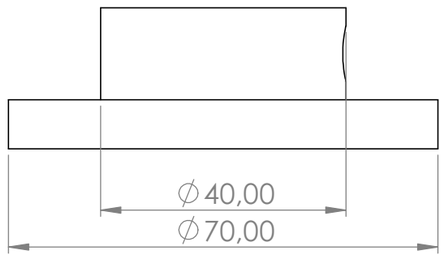


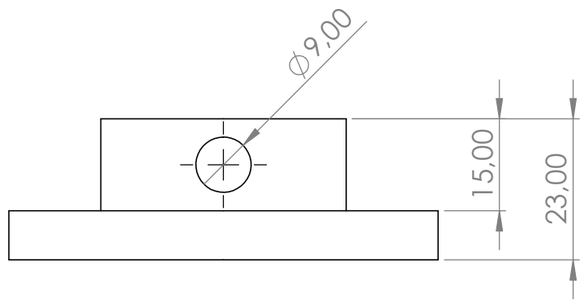
				TOLERANCIA: ±1	PESO: 789 gr	MATERIAL: ASTM 653	
					FECHA	NOMBRE	
				DIBUJO:	31/03/2026	Avalos.J-Sivinta.E	TÍTULO: SECCIÓN RECTANGULAR
				REVISO:	03/06/2026	Ing. Alex Mayorga	ESCALA: 1:2
				APROBO:	03/06/2026	Ing. Alex Mayorga	
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA			N.° DE LAMINA HOJA 2 DE 11
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:				SUSTITUCION:

REGISTRO:

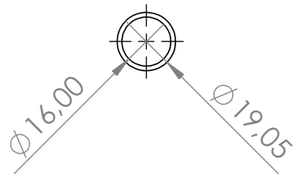


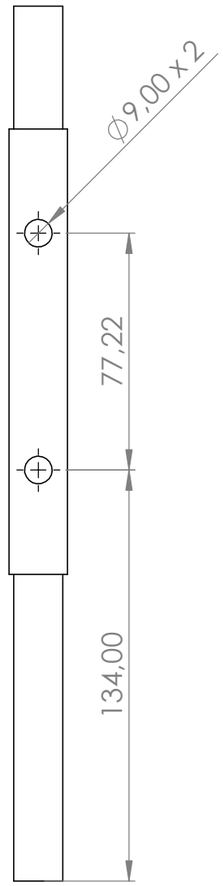


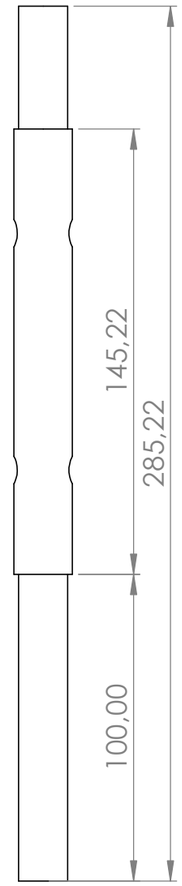


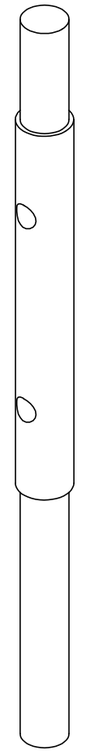


				TOLERANCIA: ±1	PESO: 317.9 gr	MATERIAL: ASTM 653	
					FECHA / NOMBRE	TÍTULO: ACOPLE EJE	ESCALA: 1:1
					DIBUJO: 31/03/2026 Avalos.J-Sivinta.E		
					REVISO: 03/06/2026 Ing. Alex Mayorga		
					APROBO: 03/06/2026 Ing. Alex Mayorga		
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.° DE LAMINA HOJA 3 DE 11	REGISTRO:
						SUSTITUCION:	

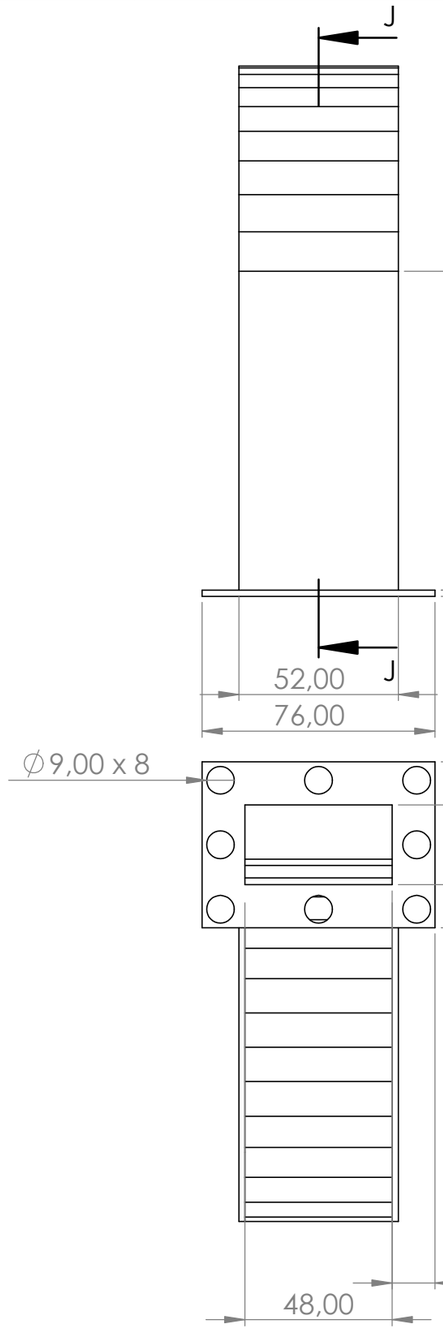


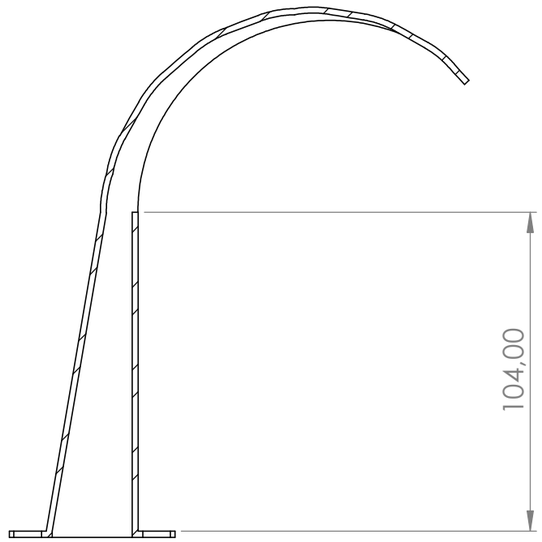


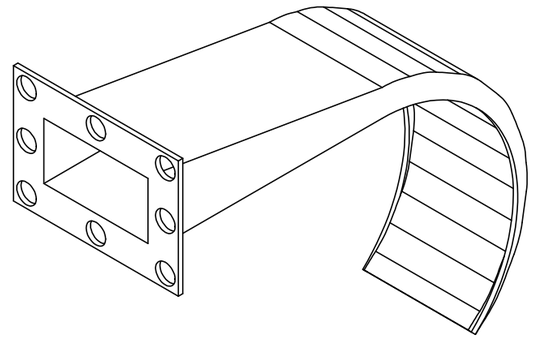




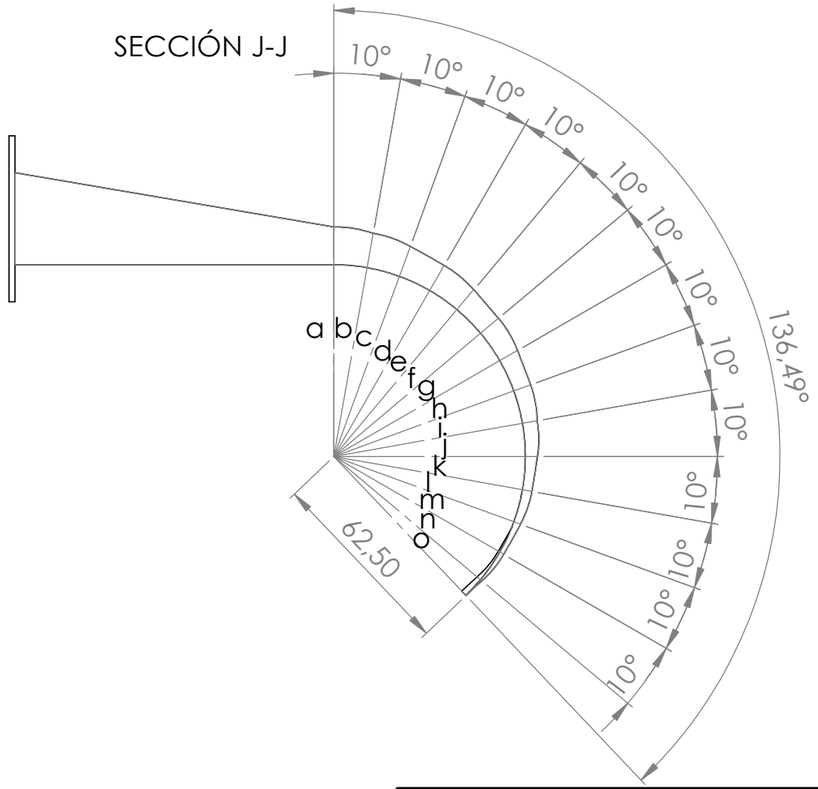
				TOLERANCIA: ±1	PESO: 537.49 gr	MATERIAL: AISI 304	
					FECHA / NOMBRE	TÍTULO: EJE	ESCALA: 1:2
				DIBUJO:	31/03/2026 Avalos.J-Sivinta.E		
				REVISO:	03/06/2026 Ing. Alex Mayorga		
				APROBO:	03/06/2026 Ing. Alex Mayorga		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.° DE LAMINA HOJA 4 DE 11	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCION:	







SECCIÓN J-J



Rádio de velocidad	
a	74.83
b	73.85
c	72.88
d	71.92
e	70.98
f	70.05
g	69.13
h	68.23
i	67.33
j	66.45
k	65.58
l	64.72
m	63.87
n	63.04
o	62.5

EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:

TOLERANCIA: ±1

PESO: 1.4 Kg

MATERIAL: ASTM A653

	FECHA	NOMBRE
DIBUJO:	31/03/2026	Avalos.J-Sivinta.E
REVISO:	03/06/2026	Ing. Alex Mayorga
APROBO:	03/06/2026	Ing. Alex Mayorga

U.T.A.
INGENIERIA MECANICA

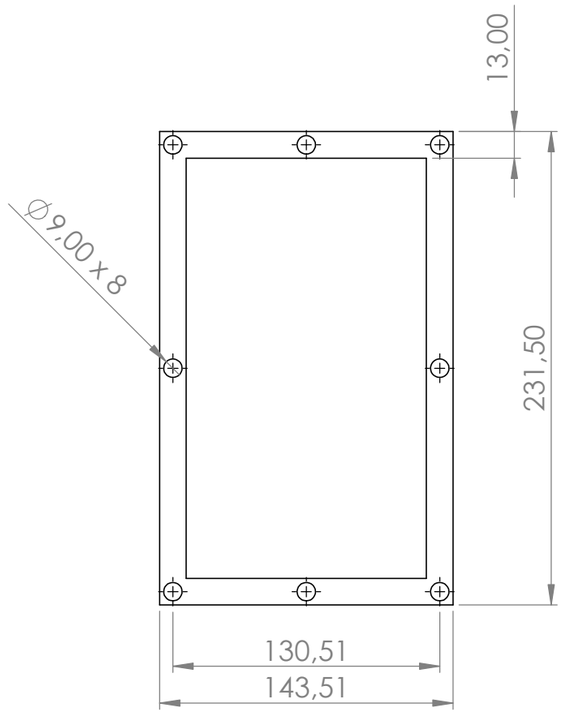
TÍTULO: INYECTOR

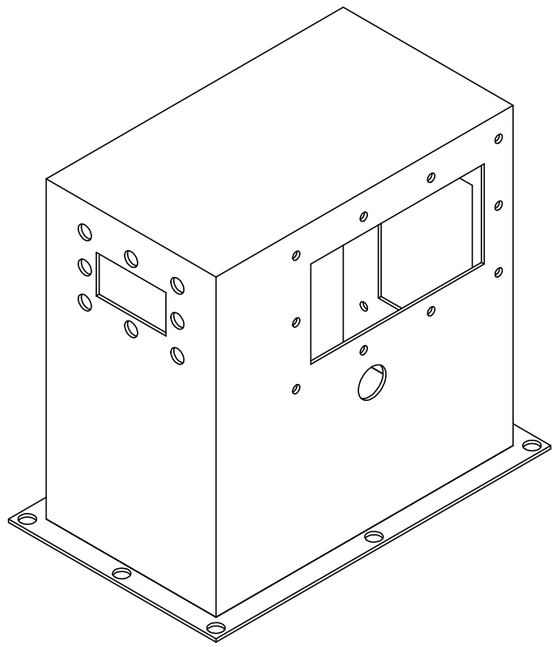
ESCALA: 1:2

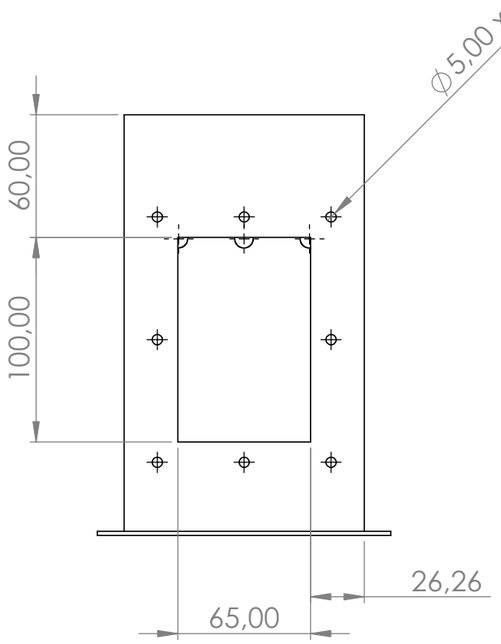
N.° DE LAMINA: HOJA 5 DE 11

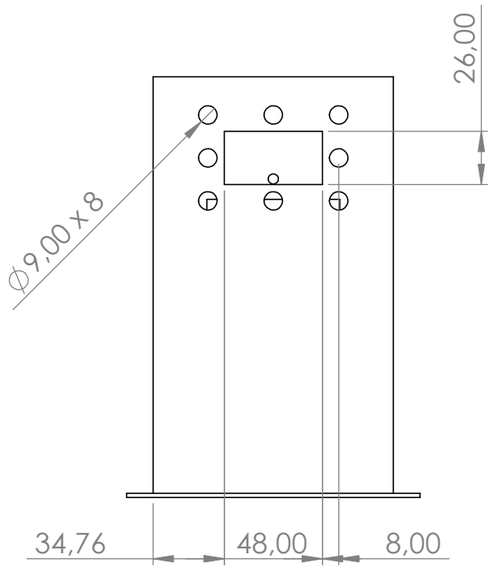
REGISTRO:

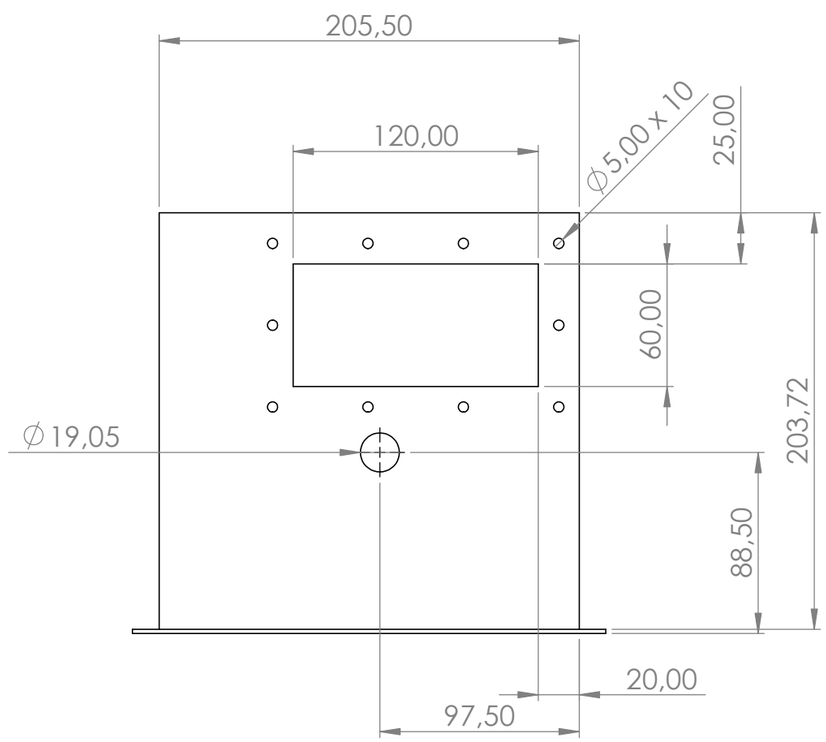
SUSTITUCION:



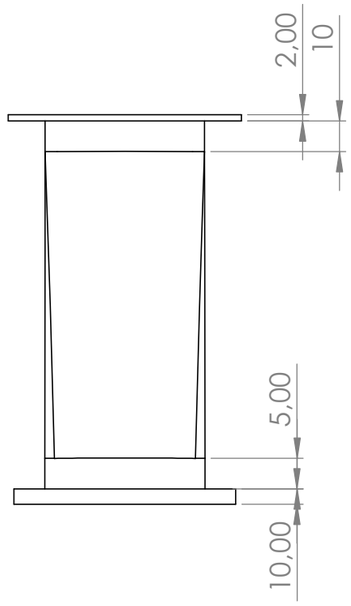


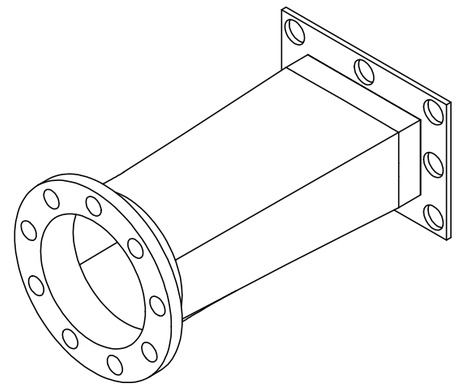


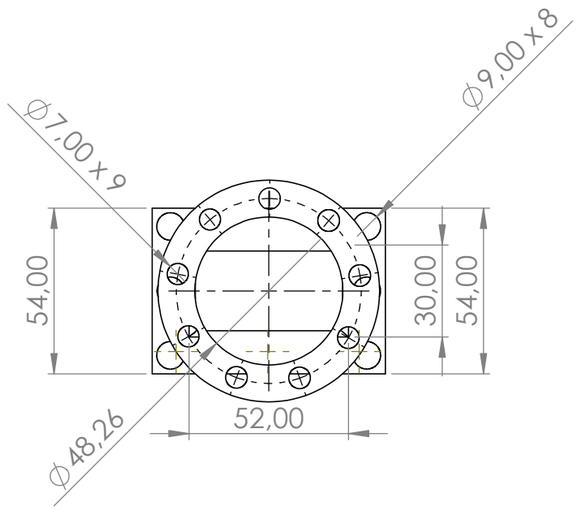


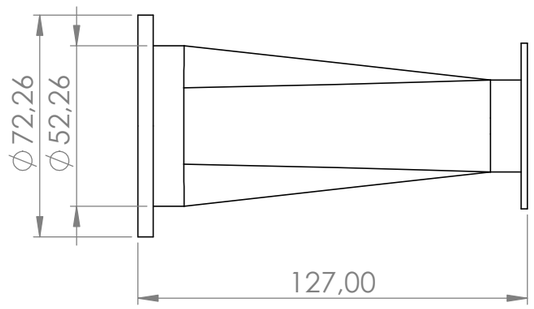


				TOLERANCIA: ±1	PESO: 410.74 gr	MATERIAL: ASTM A653	
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO: CARCASA DE ENTRADA
				DIBUJO:	31/03/2026	Avalos.J-Sivinta.E	ESCALA: 1:3
				REVISO:	03/06/2026	Ing. Alex Mayorga	
				APROBO:	03/06/2026	Ing. Alex Mayorga	
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA			N.° DE LAMINA HOJA 6 DE 11
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:				SUSTITUCION:
							REGISTRO:

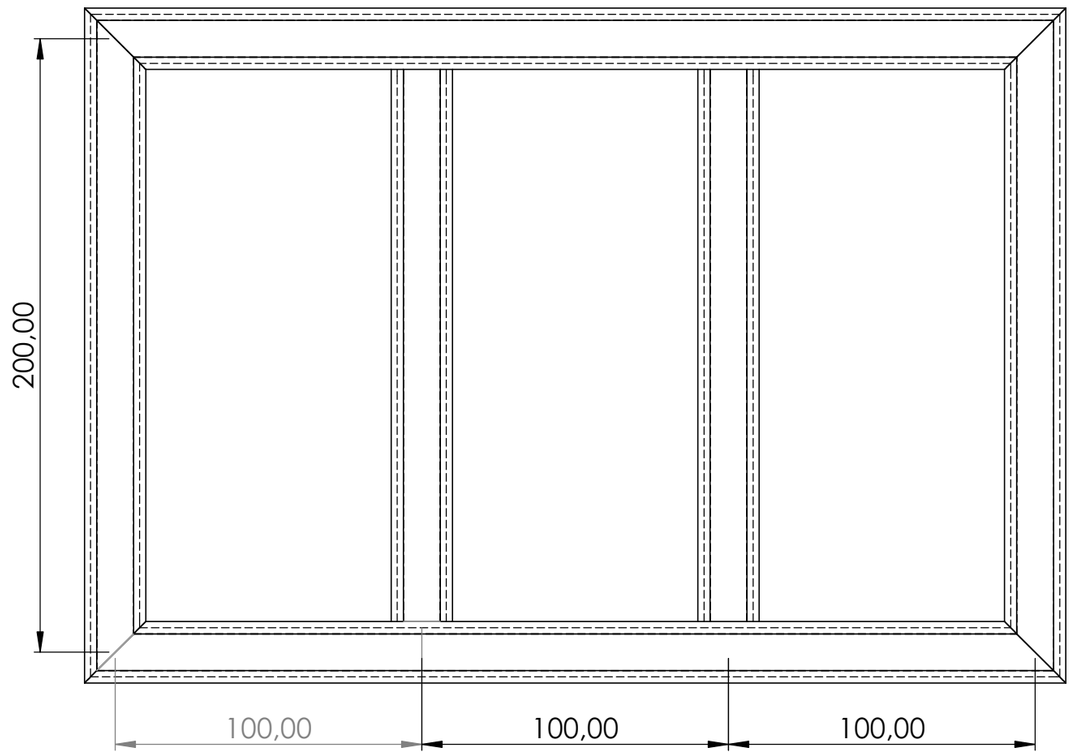


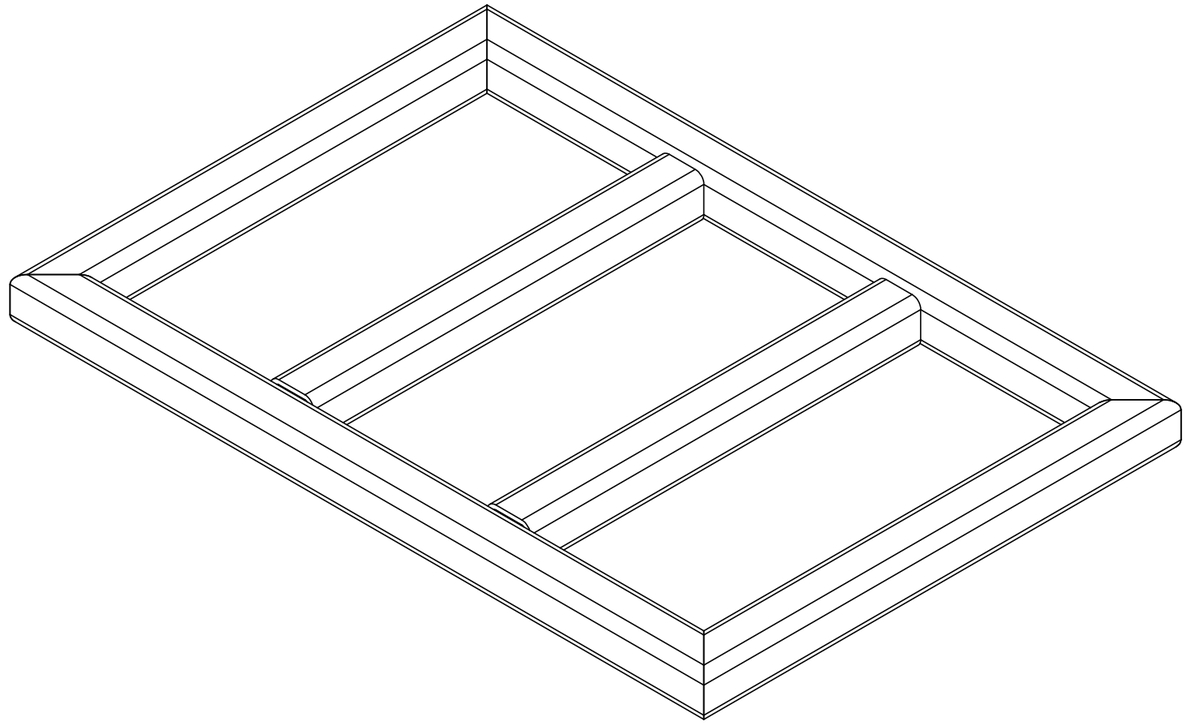


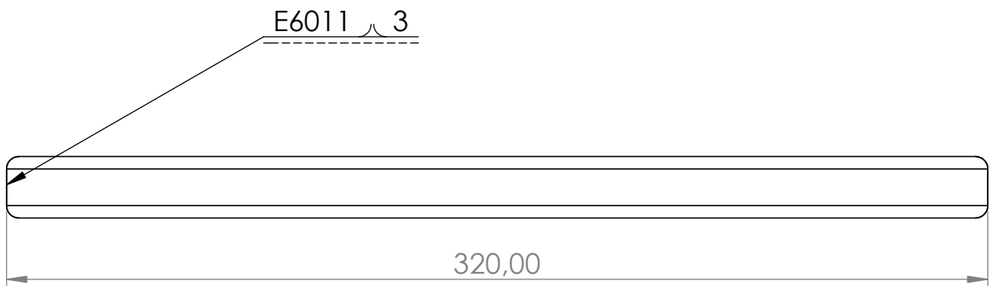


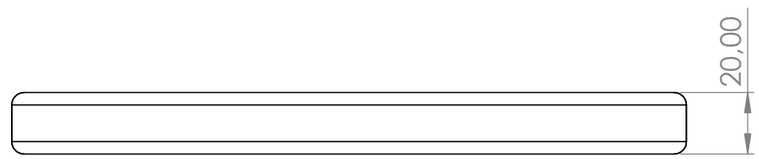


				TOLERANCIA: ±1	PESO: 494.14 gr	MATERIAL: ASTM 653	
					FECHA / NOMBRE	TÍTULO: ADAPTADOR RECTO	ESCALA: 1:2
				DIBUJO:	31/03/2026 Avalos.J-Sivinta.E		
				REVISO:	03/06/2026 Ing. Alex Mayorga		
				APROBO:	03/06/2026 Ing. Alex Mayorga		
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.° DE LAMINA HOJA 7 DE 11	REGISTRO:
						SUSTITUCION:	

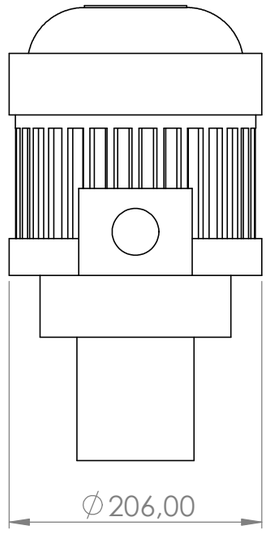


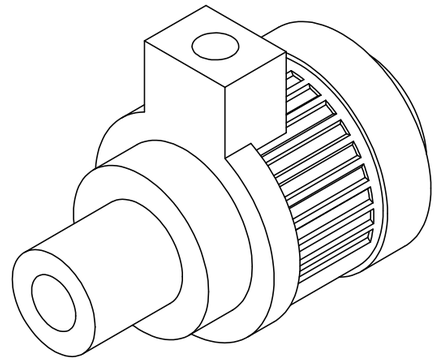


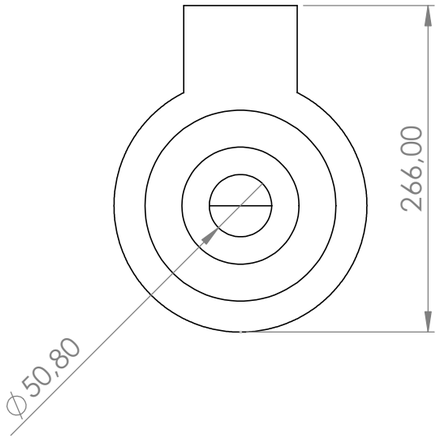


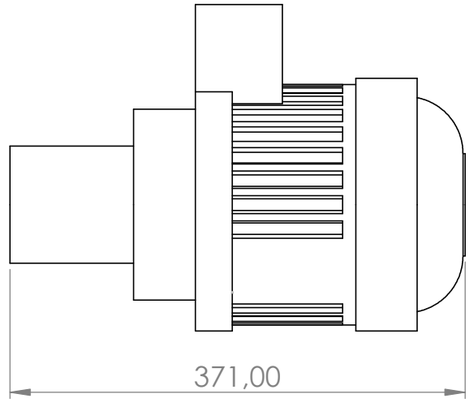


				TOLERANCIA: ±1	PESO: 5.83 Kg	MATERIAL: ACERO A36	
					FECHA / NOMBRE	TÍTULO: ESTRUCTURA	ESCALA: 1:2
					DIBUJO: 31/03/2026 Avalos.J-Sivinta.E		
					REVISO: 03/06/2026 Ing. Alex Mayorga		
					APROBO: 03/06/2026 Ing. Alex Mayorga		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.° DE LAMINA HOJA 8 DE 11	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCION:	

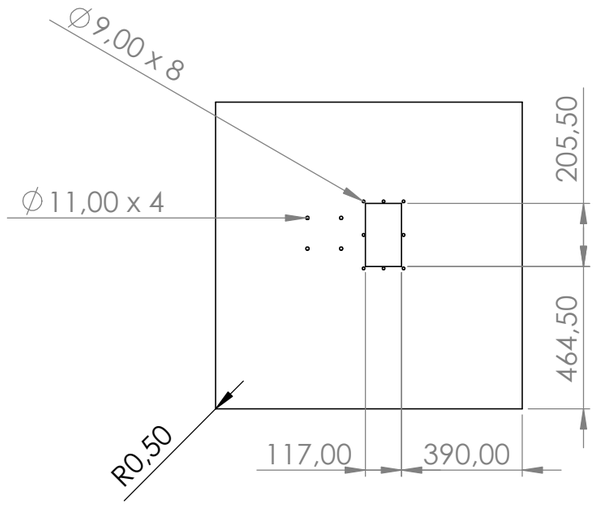


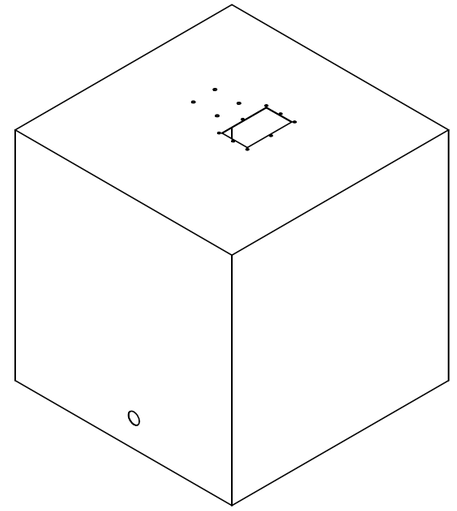


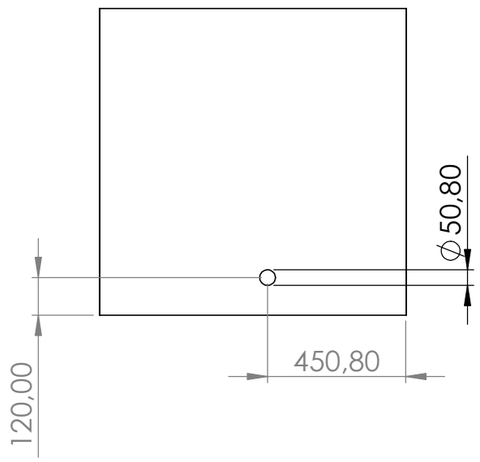


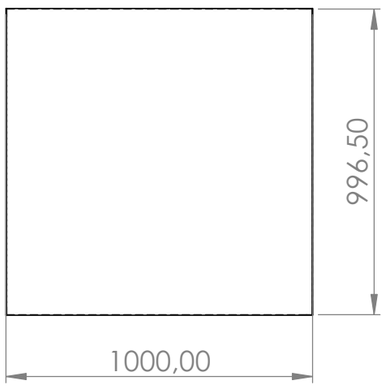


				TOLERANCIA: ±1	PESO: 56.77 Kg	MATERIAL: ASTM A536	
					FECHA / NOMBRE	TÍTULO: BOMBA	ESCALA: 1:5
				DIBUJO: 31/03/2026 Avalos.J-Sivinta.E			
				REVISO: 03/06/2026 Ing. Alex Mayorga			
				APROBO: 03/06/2026 Ing. Alex Mayorga			
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.° DE LAMINA HOJA 9 DE 11	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCION:	

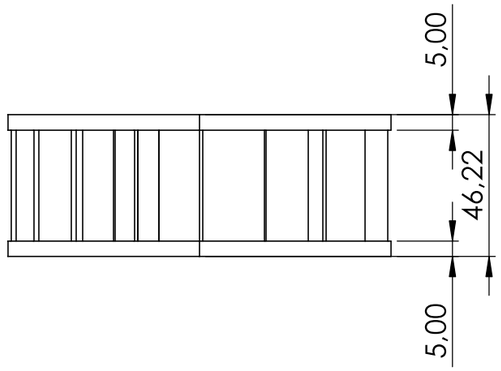


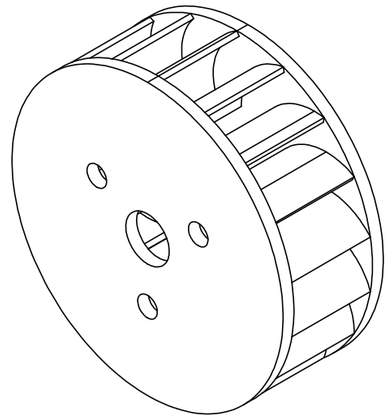


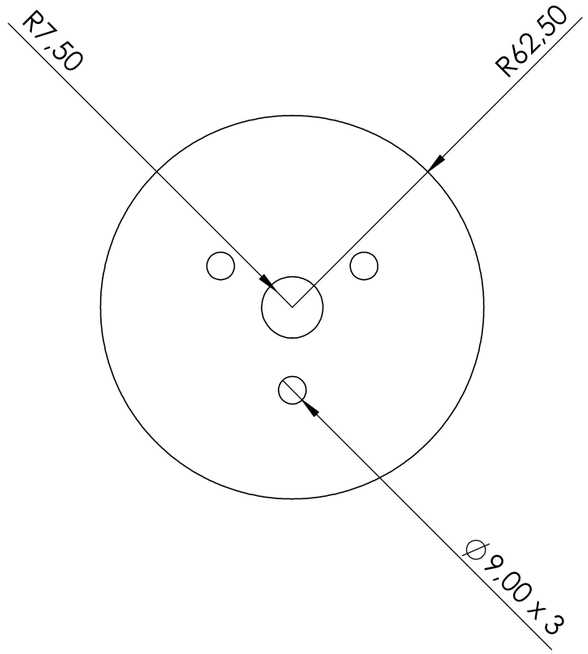


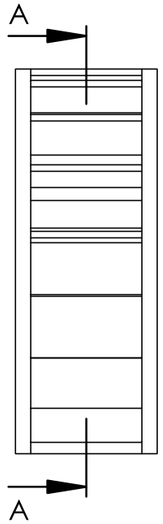


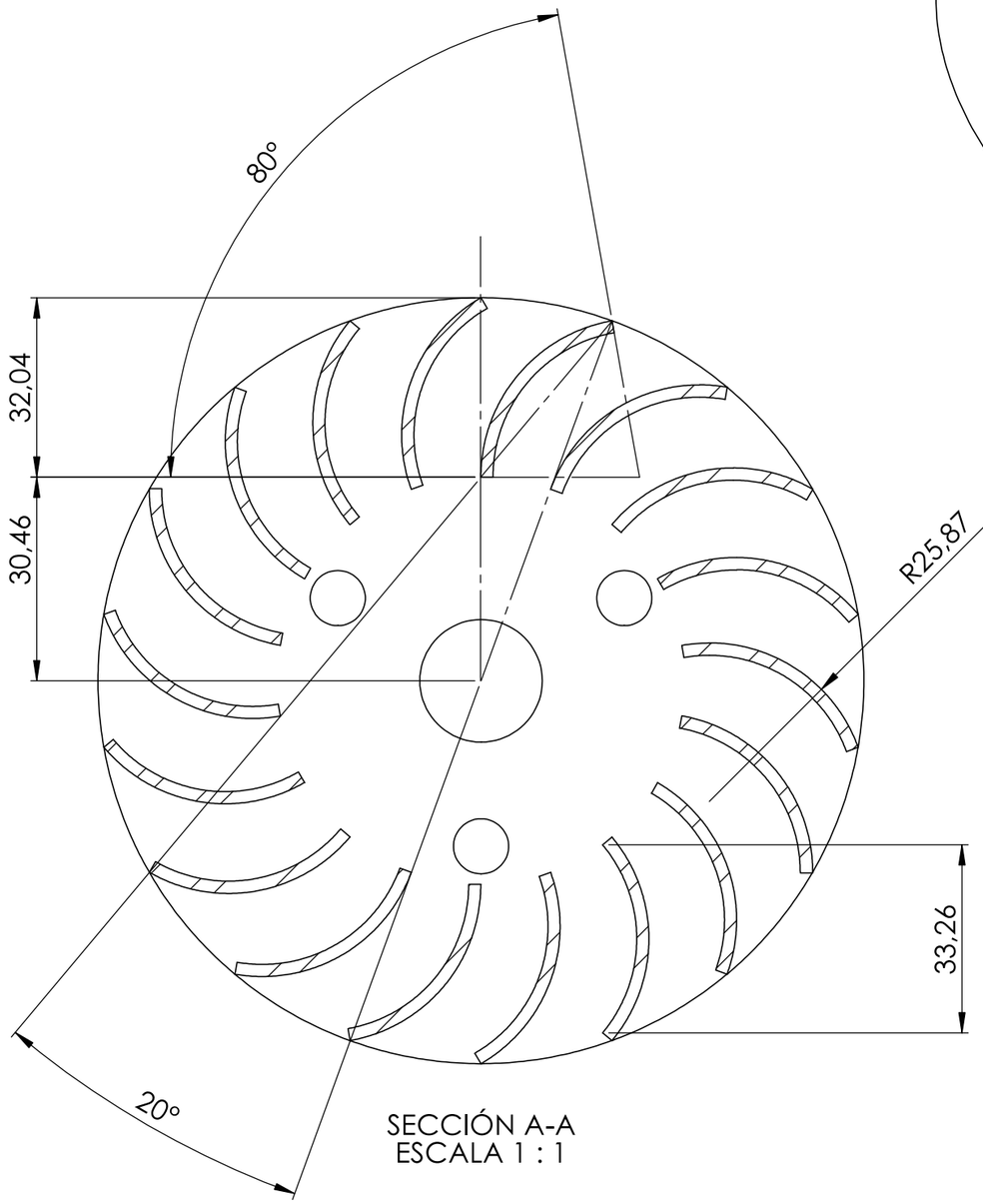
				TOLERANCIA: ±1		PESO: 5.74 kg	MATERIAL: ASTM 653
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO: TANQUE
				DIBUJO:	31/03/2026	Avalos.J-Sivinta.E	ESCALA: 1:20
				REVISO:	03/06/2026	Ing. Alex Mayorga	
				APROBO:	03/06/2026	Ing. Alex Mayorga	
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	U.T.A. INGENIERIA MECANICA			N.° DE LAMINA HOJA 10 DE 11
							SUSTITUCION:
							REGISTRO:











SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

				TOLERANCIA: ±1	PESO: 1.33 Kg	MATERIAL: ASTM 653	
					FECHA / NOMBRE	TÍTULO: TURBINA	ESCALA: 1:2
				DIBUJO: 31/03/2026			
				REVISO: 08/05/2026			
				APROBO: 08/05/2026			
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.° DE LAMINA HOJA 11 DE 11	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCION:	