



EVALUACIÓN DE UN PROTOTIPO DE BOMBA ALIMENTADA CON LA ENERGÍA HIDRÁULICA DE FUENTES SUPERFICIALES EN ZONAS RURALES DISPERSAS

Presentado por:

JOHAN ALEJANDRO LARA GUERRERO - 1710090

YURANI RUIZ MOSQUERA - 1610470

Directores:

Ing. MSc. PhD. LUIS DARÍO SÁNCHEZ TORRES

Escuela de Ingeniería de los Recursos Naturales y del Ambiente - Instituto
Cinara

Ing., Esp., M. Sc., PhD. GUILLERMO ANDRES JARAMILLO PIZARRO

Escuela de Ingeniería Mecánica – Equipo de Investigación IMPETUS
INDOMITUS

Universidad del Valle

Facultad de Ingeniería

Programa Académico de Ingeniería Sanitaria y Ambiental

Santiago de Cali

2023

TABLA DE CONTENIDO

1	INTRODUCCIÓN.....	7
2	PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	8
3	JUSTIFICACIÓN	11
4	OBJETIVOS.....	12
4.1	OBJETIVO GENERAL	12
4.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	12
5	MARCO CONCEPTUAL	12
5.1	CONCEPTO DE BOMBEO CINÉTICO	12
5.2	CRITERIOS DE CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS	13
5.2.1	Forma en la que transmiten la energía.....	13
5.2.2	Dirección del flujo.....	14
5.2.3	Forma de Succión	15
5.2.4	Tipos de impulsor	16
5.3	TURBINAS HIDROCINÉTICAS	16
5.3.1	Componentes de una turbina hidrocínética	19
5.4	LEYES DE NEWTON Y CONSERVACIÓN DEL MOMENTO.....	21
6	METODOLOGÍA	22
6.1	SELECCIÓN CANAL DE PRUEBA	23
6.1.1	Canal Pequeño Basculante (1).....	23
6.1.2	Canal Intermedio (2).....	24
6.1.3	Canal Grande Basculante (3).....	25
6.2	SELECCIÓN Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE BOMBEO	26
6.2.1	Criterios de selección de la bomba	26
6.2.2	Diseño del sistema de transmisión.....	29
6.2.3	Diseño de la turbina.....	32
6.2.4	Diseño y ensamble elementos de la bomba	33
6.3	BOMBA SUMERGIBLE CONSTRUIDA	35
6.3.1	Diseño de la carcasa	35
6.3.2	Diseño del rodete	35
6.3.3	Sellos y acoples	36
6.3.4	Manguera y adaptador	37
6.3.5	Adaptador empalme bomba/botella.....	37
6.3.6	Ensamble de elementos de la bomba	37
6.4	TIEMPO DE PRUEBA EXPERIMENTAL	38
6.5	ENSAYO DE RODETES	38
7	RESULTADOS.....	39

7.1	PRUEBA 1: COMPARACIÓN Y SELECCIÓN DE RODETE A ESCALAR.....	39
7.2	PRUEBA 2: BOMBA ESCALADA.....	41
7.3	VELOCIDAD DE OPERACIÓN Y ANGULAR DEL SISTEMA DE BOMBEO	42
7.3.1	Velocidad de operación de la bomba.....	42
7.3.2	Velocidad angular.....	42
7.4	POTENCIA Y TORQUE.....	43
7.5	CONSTRUCCIÓN DE LA CURVA CARACTERÍSTICA	49
7.6	CRITERIOS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.....	51
8	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	53
8.1	CONCLUSIONES	53
8.2	RECOMENDACIONES	54
9	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	56
10	ANEXOS	61
10.1	MECANISMO DE ENGRANAJES	61
10.2	DISEÑO DEL PROTOTIPO DE CAPTACIÓN DEL AGUA	63
10.3	PRESUPUESTO.....	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

LISTA DE FIGURAS

Figura 5.1 Disposición de turbinas de flujo axial.....	17
Figura 5.2 Variación de perfil de velocidad respecto a la profundidad.....	18
Figura 5.3 Perfiles típicos de velocidad de corriente y de la intensidad de la turbulencia	19
Figura 6.1 Esquema de la metodología empleada	22
Figura 6.2 Fotografía de Canal Pequeño Basculante (1).....	24
Figura 6.3 Fotografía de Canal Intermedio (2).....	24
Figura 6.4 Fotografía de Canal Grande Basculante (3).....	25
Figura 6.5 Modelo bomba de engranaje externa	27
Figura 6.6 Elementos de la bomba de engranaje previo al ensamblaje.....	28
Figura 6.7 Sistema de transmisión ensamblado en vista lateral (ejes PLA) y superior (ejes aluminio).....	31
Figura 6.8 Turbina flujo rápido – Modelo OSS-PC1	32
Figura 6.9 Turbina flujo lento – Modelo OSS-B1.....	32
Figura 6.10 Fotografía Ensamble 1	33
Figura 6.11 Fotografía Ensamble 2	34
Figura 6.12 Fotografía Ensamble 3	34
Figura 6.13 Carcasa de bomba sumergible dibujada en el software Autodesk Inventor e impresa en 3D.....	35
Figura 6.14 Rodetes para bomba sumergible en Autodesk Inventor e impresión en 3D	36
Figura 6.15 Acople balinera externo e interno	36
Figura 6.16 Adaptador Succión de la Bomba – Botella captadora de agua	37
Figura 6.17 Turbina modificada y ensamble de los elementos de la bomba.....	38
Figura 7.1 Comparación del funcionamiento de rodets respecto a la altura.....	39
Figura 7.2 Curva característica álabes centrífugos.....	39
Figura 7.3 Diagrama de Velocidades en una Turbomáquina	45
Figura 7.4 Diagrama de Velocidades para el rodete con álabes rectos	46
Figura 7.5 Curva característica de la Bomba construida	49
Figura 7.6 Variación de altura y caudal de bombeo conforme al diámetros	51
Figura 10.1 Nomenclatura de los dientes de engranes rectos.....	61
Figura 10.2 Fotografías de construcción y prueba de dispositivo para captación de agua	64

LISTA DE TABLAS

tabla 5.1 Clasificación de las bombas de acuerdo con la dirección de flujo	15
tabla 5.2 Tipos de succión en las bombas.....	15
tabla 5.3 Clasificación de tipos de impulsores según su forma	16
tabla 5.4 Clasificación de los álabes respecto al número de palas	20
tabla 6.1 Características del canal pequeño basculante	23
tabla 6.2 Características del canal intermedio pendiente fija	24
tabla 6.3 Características del canal grande basculante.....	25
tabla 6.4 Clasificación de las Bombas	26
tabla 6.5 Especificaciones de operación de la bomba sumergible modelo SUNSUN JDP – 3500 DC 24V	29
tabla 6.6 Dibujo, dimensiones y características de la carcasa	29
tabla 6.7 Dibujo, dimensiones y características del par de engranes con una relación 2:1	30
tabla 6.8 Dibujo, dimensiones y características de los elementos del Sistema de Transmisión de Velocidad.....	30
tabla 6.9 Dibujo, dimensiones y características del eje de entrada, eje de salida y eje dual (Impreso en 3D y realizado en aluminio)**	31
tabla 6.10 Turbina diseñada e impresa	33
tabla 7.1 Resultados de Aforo Volumétrico para diferentes alturas de bombeo	42
tabla 7.2 Dimensiones y características del Impulsor seleccionado.....	43
tabla 7.3 Valores de potencia útil, potencia al freno y eficiencia de la bomba	48
tabla 7.4 Criterios de Operación de la Bomba Construida	51
tabla 7.5 Resistencia del material PLA a diferentes sustancias químicas	53
tabla 10.1 Clasificación de los engranajes según la disposición de sus ejes	61
tabla 10.2 Presupuesto de implementación de la bomba centrífuga sumergible	65

RESUMEN

El objetivo de este trabajo es evaluar un prototipo de bomba a escala de laboratorio que emplee la energía hidráulica de una fuente superficial, en la búsqueda de un sistema de bombeo alternativo de abastecimiento de agua a bajo costo, que sea de fácil manejo en sistemas pequeños de abasto de agua. El trabajo presenta el desarrollo y la evaluación de un prototipo de bomba alimentada con la corriente de agua generada en una fuente superficial simulada a escala de laboratorio en un canal de prueba del Laboratorio de Hidráulica y Mecánica de Fluidos de EIDENAR. Este prototipo se construyó a partir de la selección de una bomba centrífuga, implementando una turbina y una configuración de rodete particular luego de que tres diferentes rodetes fueran evaluados, tomando como criterio de selección el de mayor elevación de bombeo.

Las pruebas se realizaron para un caudal de 140 L/s en el canal de prueba, una velocidad de flujo de 3,5 m/s y un tirante de agua de 13 ± 1 cm. Se desarrolló un sistema de bombeo considerando: un primer rodete con 4 álabes rectos que generó una altura 70 ± 1 cm y un caudal de bombeo de $0,19 \pm 0,05$ L/s, el segundo rodete de 4 álabes curvos una altura de 48 ± 1 cm y un caudal de $0,17 \pm 0,05$ L/s; y un tercer rodete con 6 álabes curvos que permitió una altura de 32 ± 1 cm y $0,16 \pm 0,05$ L/s.

La bomba con mayor altura generada alcanzó caudales de bombeo entre 0,21 a $0,43 \pm 0,05$ L/s para alturas de bombeo en un rango de 12 a 65 ± 1 cm. El torque estimado para una máxima altura de 65 cm fue de 0,052 N-m, la potencia al freno demandada del impulsor fue de 3,1W, la potencia útil de 1,34 W y una eficiencia máxima correspondiente a 43,2%. Con los resultados numéricos se construyó la curva característica de la bomba Q vs H y se definieron los criterios básicos de operación.

Palabras claves: Energía hidráulica, fuente superficial, evaluación de un prototipo, bomba centrífuga, turbina, eficiencia.

1 INTRODUCCIÓN

En zonas rurales dispersas el desabastecimiento de agua representa uno de los grandes problemas a nivel mundial, como consecuencia, las poblaciones dispersas de la zona rural presentan un riesgo potencial que puede afectar su salud a través de las enfermedades transmitidas por la falta de acceso en cantidad y calidad del recurso como lo menciona el Programa de Naciones Unidas para el Desarrollo Humano – PNUD (2006), lo que genera a su vez, una limitación en el desarrollo de la comunidad. Debido a las limitaciones técnicas, económicas y sociales que estas zonas suelen tener, ha obligado a las poblaciones a emplear grandes esfuerzos para recoger agua de fuentes lejanas, consumir agua de fuentes no seguras e incluso pagar mucho más, que aquellos que cuentan con el suministro de agua ordinario (PNUD, 2006).

Los sistemas de suministro de agua convencionales a gravedad o bombeo no son siempre factibles por las razones ya mencionadas, destacando la importancia de diseñar e implementar sistemas alternativos que aprovechen la disponibilidad de fuentes de agua aledañas en las zonas rurales dispersas para el suministro de agua y generación de energía eléctrica a partir de la energía hidráulica generada por las fuentes superficiales aplicada desde tiempos remotos. Existen diferentes prototipos de bombas que aprovechan la energía cinética proporcionada por la corriente de río para diferentes usos, siendo una de las más conocidas Río-Bomba, la cual es una máquina robusta, de bajo mantenimiento y alta eficiencia (Hofkes, E. y Visscher, J. 1990). A pesar de su aplicación en diferentes países de Europa, Asia y América del Norte y Sur, son escasas las experiencias registradas para el abastecimiento de agua a pequeña y gran escala.

Las bombas de corriente de río operan de forma independiente de la electricidad u otras fuentes de combustible. Su implementación, operación y mantenimiento presentan bajos costos y no requieren un manejo por personal calificado, convirtiéndola así en una tecnología alternativa costo-efectiva y sostenible que puede implementarse en zonas rurales dispersas con capacidad económica baja y condiciones desfavorables para los sistemas tradicionales (Luna, 2017).

Por todo lo anterior, este trabajo de grado plantea la construcción y la evaluación de un prototipo de bomba alimentada por la fuerza motriz generada a partir del flujo de agua de una fuente superficial, en un estudio a escala laboratorio. El propósito del trabajo es buscar una solución alternativa para abastecer de agua a zonas rurales dispersas con difícil acceso a este recurso, reduciendo el riesgo de enfermedades y mejorando la calidad de vida de las poblaciones.

Este trabajo establece las problemáticas asociadas al desabastecimiento de agua en zonas rurales dispersas y las limitaciones de estas poblaciones. También, se exponen algunas experiencias desarrolladas del tema en estudio, la metodología empleada para alcanzar los objetivos del trabajo y los resultados de todas las pruebas desarrolladas.

2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Uno de los problemas a los que se enfrenta la población mundial se relaciona con el desabastecimiento de agua sobre todo en zonas rurales dispersas. El acceso al agua potable y saneamiento continúa siendo uno de los retos de desarrollo más importantes de América Latina y el Caribe, especialmente en zonas rurales en la que Colombia presenta un panorama desolador, ya que al menos 3 millones de las 11.653.673 personas que habitan el campo colombiano no cuentan con acceso a los servicios básicos de agua potable según cifras a 2015 del Ministerio de Vivienda, Ciudad y Territorio. Como dato concreto, según el Ministerio de Vivienda, las zonas rurales no alcanzan el 75% de cobertura en acueducto y alcantarillado (Departamento Administrativo Nacional de Estadística- DANE, 2018).

Así mismo, la Organización Mundial de la Salud (OMS) registró para el año 2019 que 2.000 millones de personas aún carecen de saneamiento básico, de las cuales 7 de cada 10 viven en zonas rurales y un tercio en los países menos desarrollados. Adicionalmente 297.000 niños menores de 5 años mueren cada año debido a la diarrea relacionada con la falta de agua, saneamiento e higiene. La United Nations Children's Fund - UNICEF (2014) reportó, que sólo el 35% de los municipios que realizan el análisis con datos estadísticos, solo 87 municipios (25%) del área rural tienen cobertura de acueducto mayor al 75% de la población.

Según el DANE (2005) las comunidades dispersas en Colombia representan un 77% de la población rural de Colombia (2014) y presentan dificultades de acceso al agua potable y el saneamiento básico debido a la dispersión de las viviendas, acceso geográfico remoto, bajo nivel socioeconómico de los habitantes y limitada asistencia técnica y capacitación a los pequeño prestadores de los servicios, quienes también tienen reducida capacidad financiera, administrativa y técnica” (Ministerio de Vivienda Ciudad y Territorio (2013).

Según el Reglamento Técnico del Sector de Agua Potable y Saneamiento Básico - RAS (2010), la población con baja densidad poblacional y pocas vías de acceso se ubica primordialmente en viviendas dispersas y pequeños caseríos a lo largo de la orilla de ríos con una densidad promedio 5 h/km². En las zonas rurales dispersas, la densidad poblacional y su distribución espacial posee una estrecha relación con el clima, la oferta hídrica, la precipitación pluvial y la calidad del suelo.

La Organización Mundial de la Salud (2003) menciona que la accesibilidad a este recurso está determinada principalmente por la distancia, el tiempo, la confiabilidad de la fuente disponible y los costos potenciales. Del mismo modo, el acceso al recurso hídrico se encuentra sujeto a la cantidad de agua a proveer, pues si éste es intermitente, la cantidad estimada puede ser menor y la operación de los sistemas de saneamiento relacionados con el suministro de agua podría afectarse y generar mayores riesgos de salud.

Acorde con el Reglamento Técnico del Sector de Agua Potable y Saneamiento Básico - RAS (2010) la dispersión de la vivienda hace difícil o imposible atender técnica y económicamente la provisión de los servicios de agua a través de sistemas de acueducto colectivos y es necesario optar por soluciones individuales. En el RAS se indica que las condiciones topográficas y geológicas de la región limitan el acceso a fuentes superficiales y subterráneas, pues gran parte de las zonas rurales se ubican en regiones planas donde el suministro a gravedad no es posible. Las condiciones geográficas también determinan la falta de suministro de agua, dado que existen regiones donde no hay fuentes de agua disponibles y están sometidas a condiciones de sequía recurrentes o permanente (RAS, 2010).

De acuerdo con el Programa de las Naciones Unidas para el Desarrollo - PNUD (2006), la brecha de desigualdad en el desabastecimiento de agua está ligada no sólo con el acceso y el gasto, sino también con el precio. Según lo menciona el RAS, los costos representan una de las variables más importantes de decisión en las viviendas rurales dispersas, pues entre más baja sea la densidad poblacional resulta más costosa la implementación de una solución colectiva para el servicio de acueducto. Los proyectos de diseño y construcción convencionales no son factibles técnica y económicamente por la dispersión de las viviendas, o en la mayoría de los casos no se ajustan a la capacidad de pago de la población.

Las limitaciones del abastecimiento de agua también se relacionan con la disponibilidad de fuentes de energía empleadas para la operación de sistemas convencionales y no convencionales, resultando la energía eléctrica como una de las principales fuentes de uso en los procesos de suministro de agua (Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía, 2014).

La ausencia de energía eléctrica por interconexiones representa una problemática en Colombia, pues según datos del Instituto de Planificación y Promoción de Soluciones Energéticas- IPSE, se calcula que solo 128.587 personas acceden al servicio entre cuatro y doce horas al día, siendo Nariño, Chocó, Cauca y Valle del Cauca quienes encabezan la lista entre los departamentos con más poblados no interconectados a una red eléctrica. Algunos de los municipios en los departamentos mencionados poseen considerables extensiones selváticas y rurales alejadas, que por sus condiciones naturales (abundante vegetación) y difícil acceso, así como la alta dispersión de familias en zona rural, se dificulta que puedan tener red eléctrica por interconexiones (Ministerio de Minas y Energía, 2019). Esta situación empeora si se tiene en cuenta que los costos de inversión para mantener una sola máquina funcionando con ACPM es elevada, los cuales se suman a los costos por transporte, pues en los territorios dispersos el acceso vial es una barrera sustancial para la población al existir pocas vías de acceso, de ahí que se requiera

disponibilidad de transporte aéreo, fluvial o marítimo para acceder a un número significativo de estos u otros servicios (Ministerio de Salud, 2016).

Dicho lo anterior, las causas del desabastecimiento de agua en zonas rurales dispersas se asocian principalmente a la limitación para el suministro de agua por gravedad, largas distancias a las fuentes de agua, bajos ingresos, disponibilidad de fuentes hídricas, la ausencia de energía eléctrica por interconexiones, variabilidad climática y el desconocimiento de alternativas sostenibles para el suministro de agua.

En la búsqueda de soluciones para abordar ese problema este trabajo de grado planteó el estudio de un sistema alternativo de extracción de agua que simule las condiciones particulares de la zona rural dispersa mediante fuente superficial que aproveche su velocidad de flujo para el bombeo de agua.

Experiencias reportadas con bombeo cinético

En Colombia se desarrolló una bomba con el objetivo de suministrar agua a comunidades ribereñas, aprovechando la energía hidráulica del agua por saltos de agua de 1 a 2 metros que entregan un caudal fluctuante entre 1.5 a 50 l/s en corrientes de río de 1 m/s contra una cabeza de 8 metros (Hofkes, E. y Visscher, J. 1990).

Una aplicación es la Bomba Barsha (Ecoinventos, 2019) que bombea agua sin necesidad de combustible ni electricidad, está en capacidad de bombear agua hasta 25 metros de altura y suministrar hasta 45.000 l/día. Actualmente hay 35 bombas de este tipo operando en Nepal, Indonesia, Turquía, Zambia y España. Los análisis de costos indican que las bombas de corriente de río son competitivas en costos con bombas de Diesel, especialmente donde el combustible es escaso y costoso (Hofkes, E. y Visscher, J. 1990). Además, son de fácil instalación, mantenimiento simple, reducido costo en repuestos, bajo impacto ambiental, entre otros.

3 JUSTIFICACIÓN

Este trabajo de grado emplea la dimensión científica para iniciar la búsqueda de solución a un problema social, ambiental y económico, a partir de la energía cinética de fuentes superficiales para el suministro de agua, mediante el desarrollo de una bomba a escala de laboratorio aprovechando la energía cinética.

En la dimensión social, se busca posibilitar la provisión de agua en zonas rurales dispersas con difícil acceso, mejorar el suministro de agua, la calidad de vida de la comunidad y facilitar a los pobladores el manejo de estos sistemas dimensionando las necesidades de operación y mantenimiento.

Dentro de los aportes ambientales se pretende plantear un sistema alternativo de bombeo hidráulico mediante una fuente energéticamente limpia, del mismo modo, se pretende disminuir el riesgo de contaminación del agua por derrame de lubricantes o líquidos tóxicos dada las condiciones de funcionamiento de la bomba a construir y operar.

En la dimensión económica el proyecto busca reducir la inversión para la construcción e instalación del sistema de bombeo, así como los costos de operación y mantenimiento de la bomba que puedan conducir a reducir los costos para la comunidad.

El trabajo busca dar inicio a un proceso de investigación para desarrollar un prototipo de bomba que pueda ser empleada en comunidades rurales dispersas de difícil acceso al recurso hídrico y limitada suministro de energía, los cuales permitan aprovechar ríos o quebradas para mejorar la calidad de vida de comunidades captando agua a bajos costos. También busca contribuir al desarrollo de conocimiento en sistemas alternativos de energía con menos impactos al ambiente y a los ecosistemas.

4 OBJETIVOS

4.1 Objetivo General

Evaluar un prototipo de bomba construido a escala de laboratorio a partir de la energía hidráulica de fuentes superficiales.

4.2 Objetivos Específicos

- Seleccionar el tipo de bomba más apropiada para aprovechar la velocidad de flujo de fuentes superficiales.
- Experimentar a escala de laboratorio el tipo de bomba seleccionada a partir de la velocidad de flujo superficial.
- Determinar los criterios de operación y mantenimiento requeridos.

5 MARCO CONCEPTUAL

5.1 Concepto de bombeo cinético

La bomba hidráulica es un dispositivo que transforma la energía mecánica (suministrada por lo regular por una flecha rotatoria) en energía hidráulica. El incremento en la energía hidráulica se ve representada como un aumento en la presión del fluido, permitiendo desplazar un fluido de una zona de menor a mayor energía de presión (Cengel, 2006). Cuando una bomba opera, cumple dos funciones: primero, su acción mecánica crea un vacío en la succión lo cual permite que la presión atmosférica fuerce líquido del tanque o reservorio hacia la entrada de esta. Segundo, la misma acción entrega este líquido a la salida de la bomba y lo empuja hacia el circuito hidráulico.

En una máquina hidráulica, el agua intercambia energía con un dispositivo mecánico de revolución que gira alrededor de su eje de simetría; este mecanismo lleva una o varias ruedas, (rodetes o rotores), provistas de álabes, de forma que entre ellos existen unos espacios libres o canales, por los que circula el agua. Los métodos utilizados para su estudio son, el analítico, el experimental y el análisis dimensional (Maldonado, 2005).

Es importante destacar que una bomba produce movimiento del líquido (caudal), las bombas no generan presión. Se genera el caudal necesario para el desarrollo de la presión en el sistema, la cual es realmente resultado de la resistencia al flujo (Solórzano, 2016). Por ejemplo: la presión de un fluido a la salida de la bomba es nula si ésta no está conectada a un sistema o carga.

De igual manera, si una bomba está entregando caudal a un sistema, la presión sólo llegará al nivel necesario para vencer la resistencia de la carga aplicada al mismo.

Para mejorar las condiciones de funcionamiento es indispensable mantener el sello hidráulico en la bomba, el cual tiene como objetivo principal evitar la entrada de aire y el paso de un fluido hacia ciertas partes de la bomba, previniendo fugas y conservando la presión hidráulica del sistema.

5.2 Criterios de clasificación de las bombas

Las bombas son elementos encargados en transformar la energía mecánica en energía hidráulica (Roca, 2000). Pueden clasificarse en dos categorías básicas: desplazamiento positivo(hidrostáticas) o rotodinámicas (hidrodinámicas). Su nombre proviene de cómo transfieren energía al medio que bombean, es decir, moviendo un fluido por desplazamiento o mediante un rotor que transfiere energía por una acción dinámica (Castillo, 2021). A continuación, se describen los diferentes criterios de clasificación de las bombas.

5.2.1 Forma en la que transmiten la energía

5.2.1.1 De desplazamiento positivo o hidrostática

En las bombas de desplazamiento positivo el intercambio de energía se realiza principalmente en forma de presión, mediante el paso de porciones de fluido a través de una cámara de trabajo, donde entra y sale a través de un proceso rotativo y periódico. El órgano de trabajo es un elemento desplazador y no hay conexión simultánea a través del fluido entre la salida y la entrada de la bomba (Zamora, 2016). El cuerpo de desplazamiento ejerce una presión sobre el fluido y al aumentar el espacio de trabajo, esta se vuelve a llenar con fluido.

La homogeneidad de caudal en cada ciclo se consigue gracias a tolerancias muy estrechas entre el elemento de bombeo (émbolo, aspa, engranaje, tornillo, etc.) y la carcasa de la bomba. De esta manera, la cantidad de fluido que se fuga interiormente en la bomba de desplazamiento positivo es mínima y despreciable comparada con el máximo caudal de la misma. Cabe destacar que, si las fugas son significativas, éstas deben ser corregidas, debido a que no trabajan correctamente.

El volumen desplazado por ciclo o revolución permanece casi constante a pesar de las variaciones de presión contra las que trabaja la bomba y el rendimiento volumétrico de las bombas de desplazamiento positivo, aunque varía de un tipo a otro, no debe ser inferior al 85% (Roca, 2000).

Las bombas de desplazamiento positivo pueden ser reciprocantes y rotativas. Las bombas de tipología reciprocantes están formadas por uno o varios pistones en movimiento alternativo y diversas válvulas de aspiración e impulsión, mientras que las rotativas contienen un mecanismo en rotación encargado de transportar el fluido de la aspiración a la impulsión. Las bombas reciprocantes más comunes son las de émbolo o membrana y las rotativas son las de engranajes, paletas, pistones y las peristálticas (Roca, 2000).

5.2.1.2 Bombas rotodinámicas o hidrodinámicas

Las bombas rotodinámicas son siempre rotativas, pueden clasificarse según la dirección de salida del flujo con respecto al eje, es decir en bombas axiales, mixtas y radiales. El nombre común para las radiales son las centrífugas (Toledo, 2016).

Las bombas centrífugas son un tipo de bomba hidráulica que transforma la energía mecánica de un impulsor en energía cinética o de presión de un fluido incompresible. El fluido entra por el centro del rodete, que dispone de unos álabes para conducir el fluido, y por efecto de la fuerza centrífuga es impulsado hacia el exterior, donde es recogido por la carcasa o cuerpo de la bomba, que por el contorno su forma lo conduce hacia las tuberías de salida (Gutiérrez, L & Guzmán, C. 2018).

Las bombas centrífugas son un tipo de bomba hidráulica que transforma la energía mecánica de un impulsor en energía cinética o de presión de un fluido compresible. El fluido entra por el centro del rodete, que dispone de unos álabes para conducir el fluido, y por efecto de la fuerza centrífuga es impulsado hacia el exterior, donde es recogido por la carcasa o cuerpo de la bomba, que por el contorno su forma lo conduce hacia las tuberías de salida (Gutiérrez, L & Guzmán, C. 2018).

La elevación del líquido se produce por la reacción entre éste y el rodete sometido al movimiento de rotación; en la carcasa se transforma parte de la energía dinámica adquirida en el rodete, en energía de presión, siendo lanzados los líquidos contra las paredes del cuerpo de la bomba y evacuados por la tubería de impulsión. Los rodetes pueden estar fabricados en bronce, acero, aluminio o algún polímero (Castillo, 2021).

5.2.2 Dirección del flujo

De acuerdo con la dirección del flujo respecto al impulsor, las bombas se pueden clasificar en bombas de flujo *radial*, *mixto* o *axial*. Esta clasificación es realizada en función de un parámetro muy importante como lo constituye la velocidad específica de la bomba en las condiciones BEP (*Punto de Mejor Eficiencia*). En la **tabla 5.1** se presenta algunas características de los tipos de flujo en las bombas.

tabla 5.1 Clasificación de las bombas de acuerdo con la dirección de flujo

FLUJO AXIAL	FLUJO RADIAL	FLUJO MIXTO
• En las bombas de flujo axial los impulsores son de alta velocidad específica. Los vectores de velocidad absoluta del fluido a la entrada y la salida del rotor no presentan componente radial (o es mínima), es decir, el agua se mueve en la misma dirección del eje. • Son adecuadas cuando hay que elevar un gran caudal (mayores a 400 L/s) a pequeña altura (menor a 6 metros), por ejemplo, en regadíos o en la manipulación de aguas residuales. • El rendimiento de estas bombas es comparable al de las centrífugas, pero su curva de potencia disminuye con el caudal.	• Las bombas de flujo radial generalmente cuentan con impulsores angostos de baja velocidad específica, que desarrollan cargas altas. La presión desarrollada es debida principalmente a la fuerza centrífuga. • El fluido ingresa en la succión de la bomba y pasa al centro del impulsor en donde se acelera hasta alcanzar una gran velocidad. Luego pasa a través de un difusor donde se amplía el área en la salida, disminuyendo la velocidad y convirtiendo la energía cinética en energía de presión (EEI, 2018). • Los impulsores radiales tienen la capacidad de manejar caudales pequeños menores a 150 L/s . Sus características más importantes son su alta cabeza, caudal y eficiencia moderados (Marbello, 2007).	• Son bombas para gastos y cargas intermedias y la velocidad específica de los impulsores es mayor que las de flujo radial. • El fluido entra al impulsor en la dirección axial y sale con componentes en la dirección radial y axial. • La altura que se consigue con este tipo de bombas puede ser de hasta 25 metros por rodete y su curva de potencia es prácticamente horizontal. • El impulsor de estas bombas es más ancho de los de flujo radial y los álabes adquieren una doble curvatura, inclinándose en el extremo de la succión (Valderrama, 2022). Al igual que en las bombas radiales, se emplean los difusores para convertir la energía cinética en energía de presión.

Fuente: De las Heras (2011)

5.2.3 Forma de Succión

Los impulsores tienen como función hacer girar el líquido con la velocidad periférica de las extremidades de los álabes, determinando así la altura de elevación producida a la presión de trabajo de la bomba. Estos presentan dos tipos de succión: *simple* y *doble*, y se describen en la **tabla 5.2**

tabla 5.2 Tipos de succión en las bombas

SUCCIÓN SIMPLE	SUCCIÓN DOBLE
• En un impulsor de simple succión el líquido entra por un solo extremo. • El impulsor de simple succión es más práctico y usado debido a razones de manufactura y a que simplifica considerablemente la forma de la carcasa.	• Un impulsor de doble succión tiene entrada por ambos extremos y una salida común. • Para grandes gastos es preferible usar un impulsor de doble succión, ya que para la misma carga maneja el doble de gasto. • Tiene como ventaja de que debido a la succión por lados opuestos no se produce empuje axial; sin embargo, complica bastante la forma de la carcasa.

Fuente: Viejo y Álvarez (2003)

5.2.4 Tipos de impulsor

El diseño del impulsor define las características de funcionamiento de las bombas, de su disposición y dimensiones depende el caudal y la altura total capaz de suministrar. Los principales tipos según su forma se muestran en la **tabla 5.3**.

tabla 5.3 Clasificación de tipos de impulsores según su forma

IMPULSORES SEGÚN SU FORMA			
IMPULSOR ABIERTO	IMPULSOR SEMIABIERTO (TIPO VORTEX)	IMPULSOR CERRADO	IMPULSOR DOBLE ASPIRACIÓN
• Están conformados solamente por álabes unidos al eje de giro. • Son empleados en bombas radiales pequeñas, para fluidos con sólidos en suspensión (no presenta problemas de obstrucción). • Estructuralmente son débiles y presentan problemas de fugas internas, lo cual genera grandes pérdidas y rendimientos hidráulicos bajos.	• Los álabes poseen una sola pared lateral. • Estos impulsores se emplean en bombas de flujo mixto y axiales, en fluidos con cantidades pequeñas de sólidos en suspensión. • Poseen una gran capacidad, pero presentan presiones bajas.	• Constan de dos paredes que protegen los álabes y dirigen el líquido hacia la periferia. • Permiten el paso limitado de sólidos de pequeños diámetros, por lo que comúnmente se emplean para el bombeo de fluidos limpios. • Estos impulsores presentan mayores rendimientos y permiten que la velocidad del agua aumente y genere una mayor presión de salida.	• Este tipo de rotor permite que el fluido ingrese al centro de los álabes por ambos lados de manera simultánea, lo cual reduce las fuerzas ejercidas sobre el eje y compensa los esfuerzos axiales. • Son empleados para bombas con manejo de grandes caudales superiores a 1000 m³/h. De esta forma la entrada del fluido por ambas partes compensa los esfuerzos axiales.

Fuente: Castillo (2021)

5.3 Turbinas Hidrocinéticas

Las turbinas sumergidas en las corrientes de agua, también llamadas turbinas hidrocinéticas tienen como principal función aprovechar la energía de los ríos, mares y canales artificiales para generar energía eléctrica o transformarla en energía mecánica capaz de bombear y entregar agua a una población sin construcciones civiles de gran magnitud (Cardona, 2018).

Las turbinas hidrocinéticas constan de los mismos elementos que las turbinas eólicas: un rotor, una caja de velocidades y un generador. La energía cinética de la corriente del agua al hacer contacto con las paletas provoca la rotación de la turbina. La caja de velocidades

o caja multiplicadora es usada para convertir el movimiento rotacional del rotor en una salida de velocidad deseada para el generador, con el propósito de bombear o generar electricidad (Cáceres,2018).

Las turbinas hidrocínéticas se clasifican según su orientación del eje rotacional con respecto a la dirección del flujo del agua; las turbinas hidrocínéticas de flujo axial tienen su eje de rotación paralelo a la dirección de la corriente y si el eje de rotación es perpendicular a la corriente, la turbina se denomina turbina hidrocínética de flujo cruzado o transversal (Cardona, 2018).

En las turbinas de flujo axial su orientación puede ser horizontal o inclinada y el rotor puede ser controlado para seguir la dirección de la corriente, empleando rodetes tipo hélice. En la **Figura 5.1** se muestran diferentes disposiciones de este tipo de turbina. La turbina de eje inclinado (i) se usa con más frecuencia en ríos pequeños, las otras tres disposiciones (ii, iii y iv) se usan principalmente para extracción de energía en océanos.

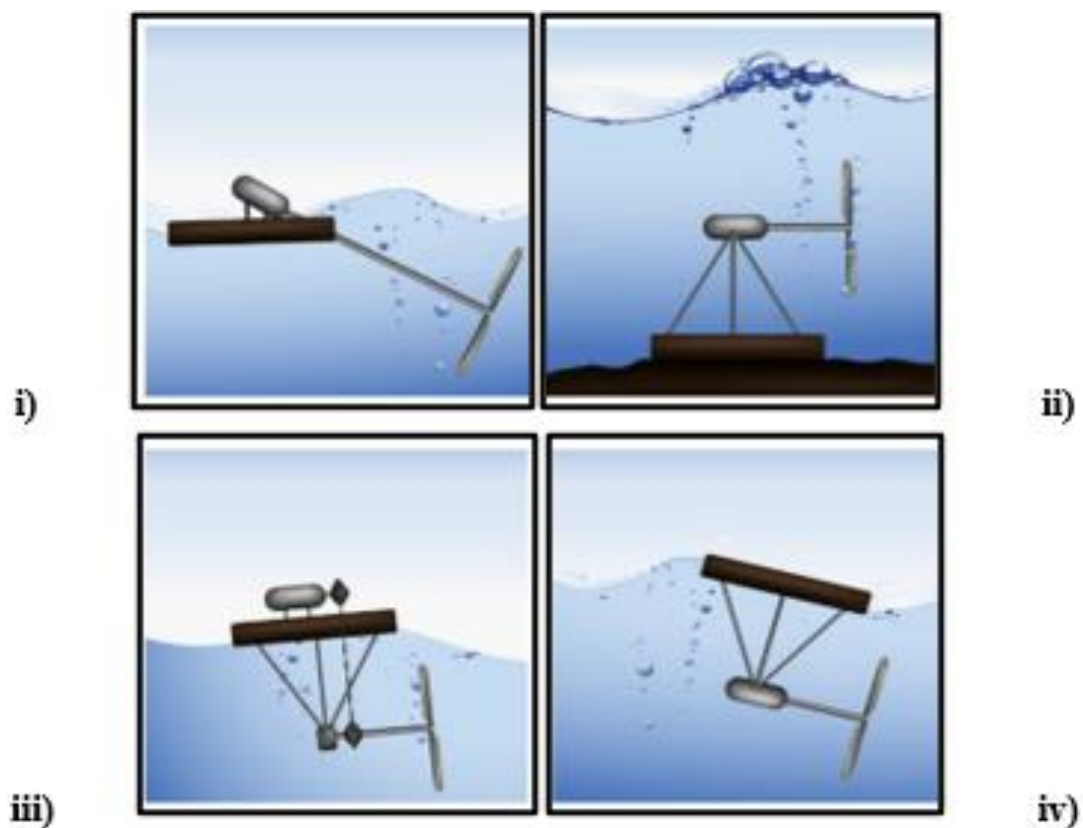


Figura 5.1 Disposición de turbinas de flujo axial

Fuente. Vermaak, H. (2014)

Los parámetros que deben tenerse en cuenta en el diseño de la turbina hidrocínética se encuentran la potencia, la velocidad y sus perfiles para determinar la ubicación óptima de la turbina. La potencia y la velocidad en turbinas de flujo cruzado debe considerar que

operan con bajos coeficientes de potencia y bajas velocidades comparado con las turbinas axiales. Cabe destacar que, las turbinas hidrocínéticas de eje horizontal presentan algunas ventajas sobre las turbinas hidrocínéticas de eje vertical, entre los cuales se destacan una mejor facilidad de auto-arranque, menor fluctuación de torque, mayor eficiencia y velocidad de operación (Chica, 2015).

Por otro lado, la variación del perfil de velocidad permite definir el punto o profundidad de mayor eficiencia donde se debe localizar el sistema. En la **Figura 5.2** se muestra que la velocidad en el fondo es baja debido a la fricción con la superficie inferior, así mismo, va disminuyendo en la superficie por fricción con el aire y en el centro de la corriente se obtiene el valor máximo de velocidad.

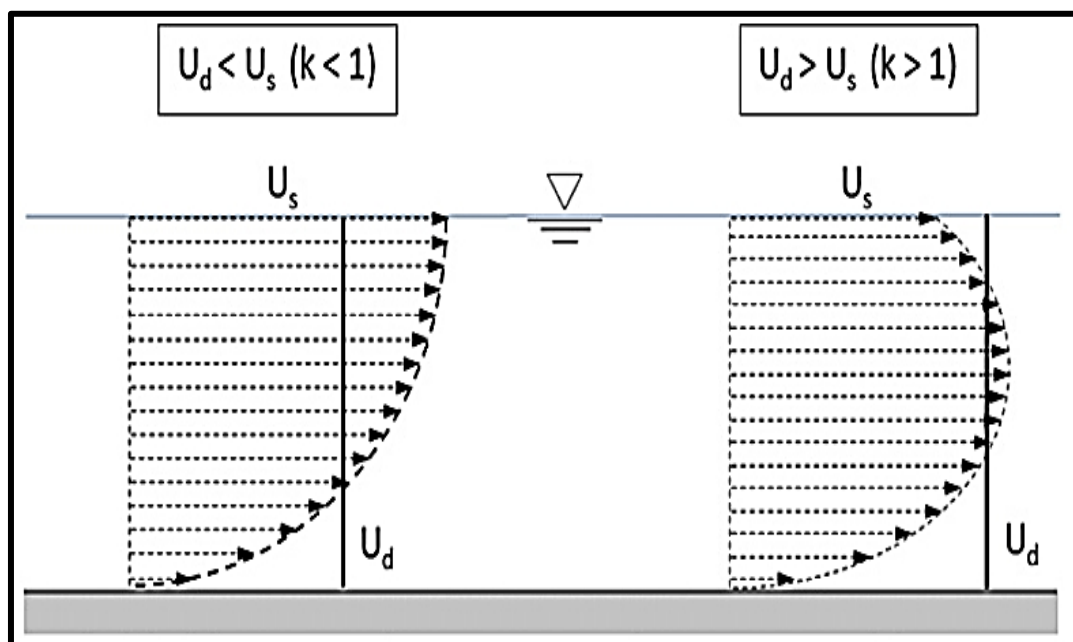


Figura 5.2 Variación de perfil de velocidad respecto a la profundidad

Fuente: Gunawan, B. (2012)

En la **Figura 5.3** se ilustra los perfiles típicos tanto de velocidad de la corriente como de la intensidad de la turbulencia en canales abiertos y muestra cómo puede variar el flujo de entrada a la turbina afectando directamente su eficiencia. Neary et al. 2013, pudieron demostrar que la turbulencia puede incrementar la eficiencia hidráulica de la turbina en aproximadamente un 12%, por lo tanto, si se desea aprovechar esta energía adicional se debe considerar el efecto de esta turbulencia en el diseño estructural del sistema.

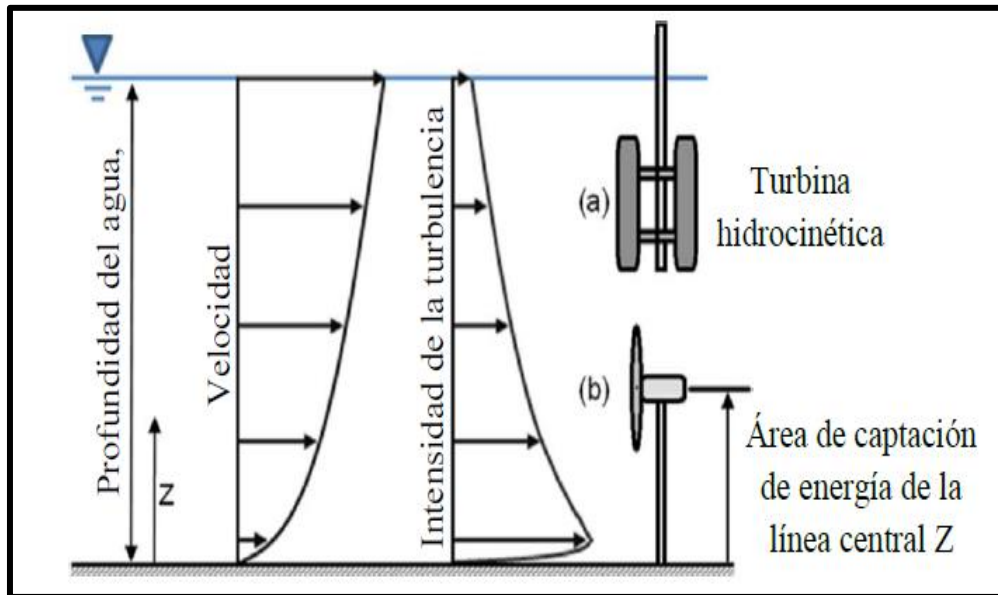


Figura 5.3 Perfiles típicos de velocidad de corriente y de la intensidad de la turbulencia
Fuente: Neary, V. (2013)

Así mismo, el rendimiento de las hidroturbinas también se puede incrementar empleando canales o ductos con el fin de aumentar la concentración del flujo y aprovechar la transformación de energía (Khan, 2008).

5.3.1 Componentes de una turbina hidrocínética

5.3.1.1 Rotor

El rotor o rodete es el componente principal de una turbina hidrocínética, el cual es el encargado de transformar la energía cinética de la corriente de agua a través de los álabes, en energía mecánica de rotación (Cardona, 2018).

El rotor está conformado por varios álabes unidos a un cubo, también conocido como Hub. El diseño de álabes está ligado a la implementación de perfiles hidrodinámicos, siendo los componentes determinantes en la eficiencia presentada por el rotor en la generación de potencia, al interactuar directamente con la corriente de agua (Cardona, 2018).

5.3.1.2 Álabes

Los álabes o palas de las turbinas son los componentes que convierten la fuerza de los ríos en el par necesario para generar potencia útil. El diseño de la turbina y las condiciones aerodinámicas, determinan la forma y dimensiones de los álabes. Los materiales en que puede ser construido son en resinas de poliéster reforzadas con fibra de

vidrio o de carbono, pues estos confieren ligereza, resistencia mecánica y una cierta resistencia a factores ambientales (Ramírez, 2019).

De acuerdo con el número de palas que tenga una turbina hidrocínética se puede clasificar como se aprecia en la **tabla 5.4**.

tabla 5.4 Clasificación de los álabes respecto al número de palas

ÁLABES SEGÚN SU NÚMERO DE PALAS			
MONOPALA	BIPALA	TRIPALA	MULTIPALA
• Se conforman de un solo álabes y un contrapeso en el extremo opuesto que equilibra el sistema y genera mayor velocidad de rotación, reducción de material y peso. • Su geometría proporciona un mayor riesgo de inestabilidad aerodinámica y vibraciones, ocasionando fatiga en los componentes.	• Este tipo de rotores están compuestos por dos álabes. • En estos álabes una de las principales desventajas es que requieren de mayor velocidad en el fluido para su funcionamiento a diferencia del monopala. • Son más ruidosos debido a que necesitan girar a mayor velocidad que los tripala para producir la misma energía.	• Estos álabes constan de tres álabes y cuentan con una mayor estabilidad comparados con los rotores monopala y bipala. • Funcionan en un amplio rango de velocidades de fluido • Al igual que los monopala y bipala, los tripala son rotores rápidos que giran a mayores velocidades y presentan mejores rendimientos que los rotores multipalas por lo que se emplean usualmente en la generación de electricidad.	• Suelen poseer entre 6 y 24 álabes como máximo. • Giran a bajas velocidades y presentan bajos rendimientos. • Generan altos torques con un par de arranque mayor, aumentan los costos de material, el peso del sistema y son usados tradicionalmente en el bombeo de agua

Fuente: Beltrán (2018)

5.3.1.3 Sistemas de transmisión

Un sistema de transmisión es un conjunto de mecanismos y partes que tiene como función principal transmitir entre dos ejes que giran, la potencia mecánica desarrollada en una fuente de energía hasta los órganos motrices. Cabe destacar que una transmisión no genera potencia, sólo sirve para transmitirla variando la velocidad y el par (torque) motor.

La relación de transmisión se define como el cociente entre el número de revoluciones del eje motor y del eje conducido. El eje motor es aquel que está conectado a la máquina que entrega la potencia mecánica (motor a explosión, motor eléctrico, etc.) o es el eje

intermedio que recibe potencia y la entrega a otro eje (conducido). El eje conducido recibe la potencia del eje motor y la entrega para transformarla en la máquina (UNAP, 2015). Los mecanismos de transmisión pueden ser lineales o circulares. Los lineales pueden ser mediante palancas y poleas, mientras tanto los circulares pueden ser por poleas de transmisión circular, ruedas y engranajes. Estos últimos se emplean en un rango amplio de potencias y relaciones de transmisión, además son adecuadas en los casos donde hay distancias cortas entre ejes (UNAP, 2015).

5.4 Leyes de Newton y Conservación del Momento

Las leyes de Newton relacionan el movimiento de los cuerpos y las fuerzas que actúan sobre ellos. La primera Ley de Newton expresa que un cuerpo en reposo permanece en reposo y un cuerpo en movimiento sigue en movimiento a la misma velocidad en una trayectoria recta cuando la fuerza neta que actúa sobre él es cero. Por lo tanto, un cuerpo tiende a mantener su estado de inercia (Cengel, 2006).

La segunda Ley de Newton también que la aceleración de un cuerpo es proporcional a la fuerza neta que actúa sobre él y es inversamente proporcional a su masa. La tercera Ley de Newton establece que cuando un cuerpo ejerce una fuerza sobre un segundo cuerpo, este último ejerce una fuerza igual y opuesta sobre el primero (Cengel, 2006).

En relación con la segunda Ley de Newton se define el momento para los cuerpos rígidos en rotación como $\mathbf{M} = I\vec{\alpha}$, donde $\mathbf{M}$ es el momento neto que se aplica sobre el cuerpo, I es el momento de inercia de este respecto al eje de rotación y $\vec{\alpha}$ es la aceleración angular. Esto también se puede expresar en términos de la razón de cambio del momento angular dH/dt como:

$$\mathbf{M} = I\vec{\alpha} = I \frac{d\vec{\omega}}{dt} = \frac{d(I\vec{\omega})}{dt} = \frac{d\vec{H}}{dt} \quad \text{Ecuación 1}$$

donde $\omega \rightarrow$ es la velocidad angular. Para un cuerpo rígido que gira en torno a un eje x fijo, la ecuación del momento angular puede escribirse en forma escalar como:

- **Momento angular respecto al eje x:**

$$M_x = I_x \frac{d\omega_x}{dt} = \frac{dH_x}{dt} \quad \text{Ecuación 2}$$

La ecuación del momento angular expresa que la razón de cambio del momento angular de un cuerpo es igual al momento neto de torsión que actúa sobre él. El momento angular total de un cuerpo en rotación permanece constante cuando el par neto de torsión que actúa sobre él es cero y, entonces, el momento angular de los sistemas de este tipo se conserva. Esto se conoce como el principio de conservación del momento angular y se expresa como $I\omega = k$, donde k es una constante.

6 METODOLOGÍA

El desarrollo de este trabajo se basó en la búsqueda de un sistema de bombeo que funcionara a partir de la energía cinética proporcionada por un flujo superficial, implementando una turbina que permitiera aprovechar dicha energía cinética y la transformara en energía mecánica capaz de bombear. El desarrollo del trabajo consistió en la selección del canal de prueba que permitiera aprovechar la energía cinética suministrada por el canal y facilitara el montaje y realización de las pruebas para la medición de los parámetros como velocidad de flujo, altura de bombeo y caudal de bombeo. Posteriormente, se seleccionó una bomba que permitiera el ensamble con la carcasa, el eje, la turbina y los demás componentes de la bomba para un adecuado funcionamiento. Finalmente, se eligieron tres tipos de rodets con el fin de comparar, escalar y probar el rotor con mayor altura de bombeo generada. En la **Figura 6.1** se presenta un esquema de la metodología desarrollada en el proyecto.

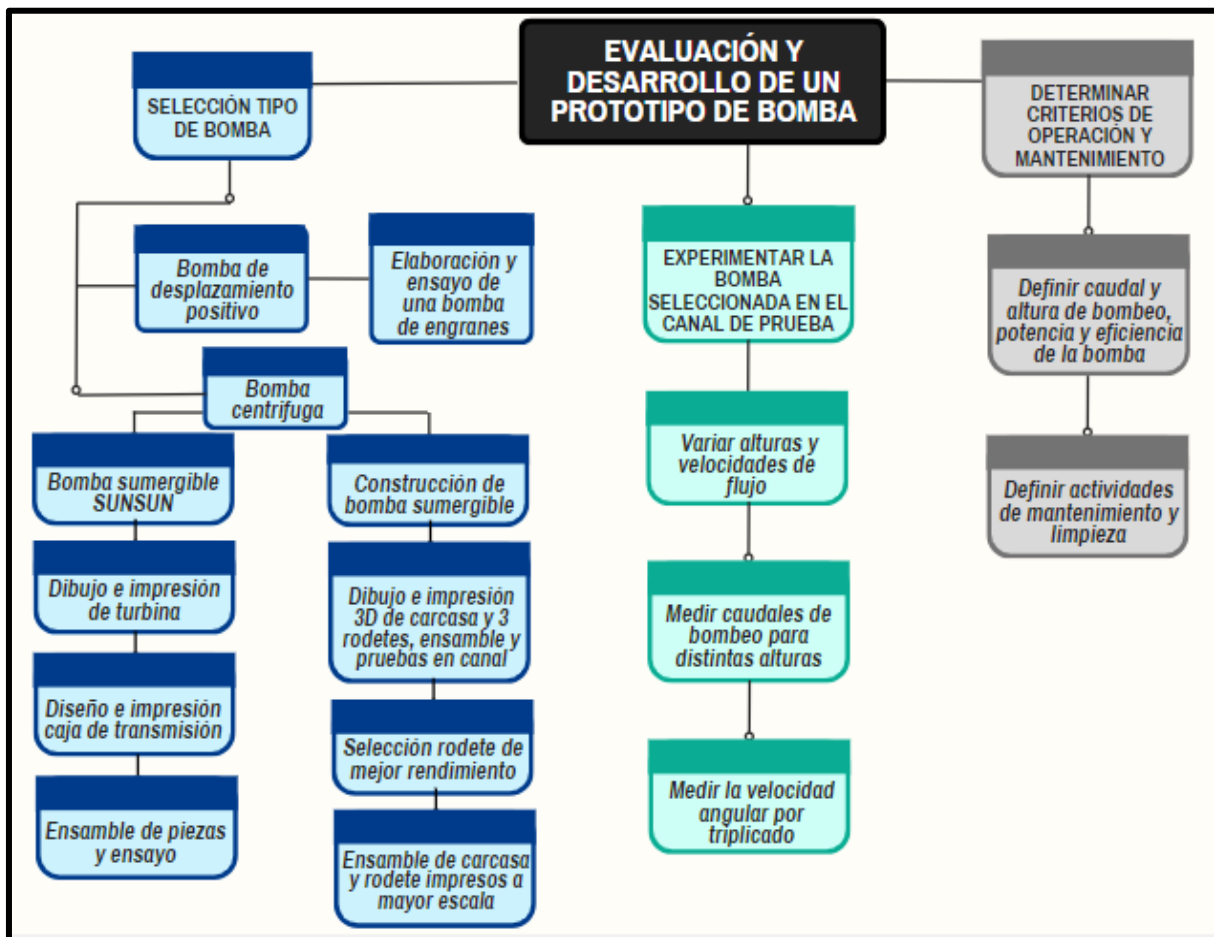


Figura 6.1 Esquema de la metodología empleada

6.1 Selección canal de prueba

La variación de las condiciones de flujo, de los parámetros de medición y de operación de la bomba a evaluar, se desarrolló en un canal de laboratorio para tener mejores condiciones de seguimiento y control, por lo tanto, no se eligió alguna fuente superficial aledaña a alguna zona rural dispersa. Las pruebas experimentales se realizaron en uno de los canales del Laboratorio de Hidráulica de EIDENAR, donde se establecieron las condiciones de caudal, velocidad y tirante hidráulico que simulaban una corriente de río para satisfacer los requerimientos de la bomba y tomar de referente los distintos parámetros de operación como lo son el caudal de bombeo, la altura de bombeo alcanzada, el tirante de agua y el caudal de la fuente. En la selección del canal se tuvieron en cuenta las diferentes características como: ancho de la sección, tirante, velocidad y el rango de caudales para las pruebas.

El análisis de la velocidad debía cumplir al menos la velocidad mínima (1,5 m/s) referenciada por la FAO (1997) en fuentes superficiales y ser lo suficiente para propiciar el movimiento de la bomba. A continuación, se describen los valores correspondientes a las características hidráulicas de cada uno de los tres (3) canales que fueron posibles en el laboratorio.

6.1.1 Canal Pequeño Basculante (1)

Inicialmente se analizó las características del canal 1 (**Figura 6.2**) señaladas en la **tabla 6.1**

tabla 6.1 Características del canal pequeño basculante

PARÁMETRO	UNIDADES	VALOR
Longitud del canal (L_c)	m	5,0
Ancho del canal (bc)	m	0,076
Caudal del canal (Q_c)	m ³ /s	0,002
Altura del canal (hc)	m	0,25
Tirante del canal (Y_c)	m	0,10
Área sección de trabajo (A)	m ²	0,0076
Velocidad (v)	m/s	0,263



Figura 6.2 Fotografía de Canal Pequeño Basculante (1)

6.1.2 Canal Intermedio (2)

En el análisis del canal 2 (Figura 6.3), se evaluaron las variables registradas en la **tabla 6.2**.

tabla 6.2 Características del canal intermedio pendiente fija

PARÁMETRO	UNIDADES	VALOR
Longitud del canal (L_c)	m	8,0
Ancho del canal (bc)	m	0,35
Caudal del canal (Q_c)	m ³ /s	0,035
Altura del canal (hc)	m	0,50
Tirante del canal (Y_c)	m	0,15
Área sección de trabajo (A)	m ²	0,0525
Velocidad (v)	m/s	0,571



Figura 6.3 Fotografía de Canal Intermedio (2)

6.1.3 Canal Grande Basculante (3)

En la **tabla 6.3** se presentan los datos de los parámetros registrados para el tercer canal (**Figura 6.4**)

tabla 6.3 Características del canal grande basculante

PARÁMETRO	UNIDADES	VALOR
Longitud del canal (L_c)	m	12,0
Ancho del canal (bc)	m	0,50
Caudal del canal (Q_c)	m ³ /s	0,140
Altura del canal (hc)	m	0,50
Tirante del canal (Y_c)	m	0,13
Área sección de trabajo (A)	m ²	0,065
Velocidad (v)	m/s	2,154



Figura 6.4 Fotografía de Canal Grande Basculante (3)

De acuerdo con las características de las canales presentadas en las tablas 6.1 a 6.3, se pudo analizar que el canal 1 presenta dimensiones pequeñas, caudales bajos y velocidades que no alcanzan la velocidad mínima referenciada para fuentes superficiales según Fracassi (2019). Además, la velocidad generada en este canal es insuficiente para generar un movimiento en la turbina de la bomba y su óptimo funcionamiento.

El canal 2 presenta una capacidad intermedia de los caudales operados, los cuales simulan el comportamiento de fuentes superficiales en un rango más amplio y su velocidad puede variar en diferentes rangos, debido a la disponibilidad de un variador de velocidad y el uso de una compuerta ubicada en el inicio del canal.

El canal 3 posee dimensiones superiores a los anteriores canales, los caudales son superiores y las velocidades son altas, lo que podría propiciar mayores revoluciones por minuto y favorecer el funcionamiento de la bomba. Fue así como, el canal 2 y 3 se

seleccionan como las opciones más viables para la simulación y pruebas del prototipo de la bomba a diseñar ya que el canal 2 facilita el manejo de condiciones hidráulicas de interés como el tirante, caudal y velocidad a través del variador de velocidad y la compuerta. Mientras que, el canal 3 facilitó velocidades altas para proporcionar condiciones de potencia necesarias para el rendimiento de la bomba y el empleo de la compuerta facilitó la variación de velocidades y tirante.

6.2 Selección y construcción del sistema de bombeo

La bomba a seleccionar debía cumplir con los alcances del proyecto y los criterios de clasificación, ajustando el prototipo suprimiendo el motor integrado a éste y adaptando los elementos de diseño como una carcasa, el rodete y la turbina para lograr obtener el movimiento mediante la conversión de la energía cinética del flujo de la corriente en el canal.

6.2.1 Criterios de selección de la bomba

En el marco de este trabajo de grado, las bombas de mayor interés para analizar fueron las bombas con bajo caudal y baja altura dinámica total, teniendo en cuenta que se busca una solución innovadora a pequeñas comunidades en zonas dispersas del área rural. En la **tabla 6.4**, se relaciona los tipos de bomba que se ajustan a las características mencionadas.

tabla 6.4 Clasificación de las Bombas

PARÁMETROS A EVALUAR	CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS			
	Desplazamiento Positivo	Rotodinámicas		
	Rotativas	Centrifugas		
	Engranaje, paleta, de tornillo, de álabe	Radial	Mixta	Axial
Caudal (L/min)	1 – 600	< 9000	9000 – 24000	> 24000
Altura (m)	7	15 – 60	6 – 15	< 6
Velocidad óptima de operación	Bajas	Altas		
Resistencia a obstrucciones por partículas de gran tamaño	Baja	Variable (Alta, media y baja) según la configuración del rodete	Variable (Alta, media y baja) según la configuración del rodete	Alta

Fuente: Quiroga, E. (2020)

6.2.1.1 Bomba de engranaje

Conforme a los tipos de bombas identificados, se empleó como primera opción un modelo de referencia diseñado por Velasek (2017) denominado Bomba de engranaje externa (**Figura 6.5**), dicha selección se realizó por las propiedades de este tipo de bomba de desplazamiento positivo, el cual ofrece grandes presiones con poco caudal, además de requerir una potencia de consumo baja debido al valor de torque bajo que ejerce el sistema de transmisión.

La construcción de esta bomba consistió en el ensamble de un eje conductor de 15 mm, un eje conducido de 2 mm, dos engranajes rectos, una carcasa, un sello, tuercas, tornillos M3 y una manguera. El principio de funcionamiento de esta bomba consiste en rotar el eje transmisor mediante un taladro ajustado al diámetro del eje que proporciona la velocidad necesaria para succionar un flujo de agua desde un depósito, generando una elevación hacia un segundo depósito (Valasek, 2017). Este referente representa un modelo sencillo, el cual puede ajustarse en la fuente transmisora de velocidad a la fuente superficial, sirviendo como una prueba de concepto.



Figura 6.5 Modelo bomba de engranaje externa

La realización de este modelo adoptó las mismas dimensiones y elementos, considerando diferencias en los materiales de los ejes y el refuerzo con silicona para evitar fugas en estos.

El diseño de este prototipo de bomba se presenta en la **Figura 6.6**, sin embargo, no se logró el funcionamiento de la bomba en las pruebas realizadas. Las posibles causas se asocian a fugas, debido a que no hubo un sello hidráulico efectivo, conllevando a pérdidas de presión en la succión e impulsión del fluido, además que este tipo de bombas están destinadas para fluidos con viscosidad superior a la del agua (Roca, 2000), ya que cuando la viscosidad del fluido disminuye, se aumenta el deslizamiento, es decir que el fluido puede atravesar fácilmente los espacios libres y disminuye su capacidad de bombeo (Ministerio de Minas y Energía, 2018). Las dificultades en la transmisión de potencia del engranaje del eje conductor al eje conducido fue otro factor que impidió obtener un resultado óptimo de la prueba de concepto.

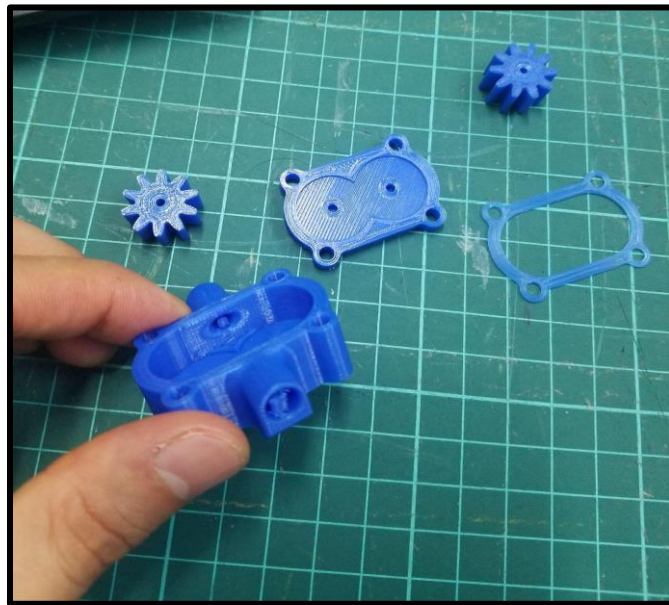


Figura 6.6 Elementos de la bomba de engranaje previo al ensamblaje

6.2.1.2 Bomba sumergible

La selección de esta bomba rotodinámica estuvo sujeta a su capacidad para funcionar bajo el agua, su tamaño, peso, fácil manejo y capacidad para bombear caudales bajos. Teniendo en cuenta los parámetros de evaluación para la selección de la bomba, una máquina centrífuga sumergible de bajo requerimiento en operación, alta resistencia a obstrucciones por partículas de gran tamaño y de funcionamiento óptimo a altas velocidades de flujo, fueron ajustados a los objetivos de selección planteados.

La bomba de referencia para adaptarla a los requerimientos planteados fue la bomba de agua SUNSUN JDP – 3500, cuyas características se presentan en la **tabla 6.5**. Las pruebas realizadas con este tipo de bomba se efectuaron con el fin de identificar los límites de operación y factibilidad para alcanzar los objetivos de este trabajo.

tabla 6.5 Especificaciones de operación de la bomba sumergible modelo SUNSUN JDP – 3500 DC 24V

Niveles de Velocidad	Potencia (W)	Caudal (L/h)	Elevación (m)	Dimensiones (mm)	Velocidad angular (rpm) *Al vacío
1	10	2300	1,7	155 x 72 x 97	3900
2	15	2600	2,2		
3	20	2900	2,7		
4	25	3200	3,2		
5	30	3500	3,5		

6.2.2 Diseño del sistema de transmisión

El diseño de un sistema de transmisión parte del requerimiento mínimo de velocidad de rotación de entrada en la turbina para proporcionar una altura de impulsión en el prototipo de bomba construida, para ello se implementó un sistema de transmisión conformado por un juego de engranes con una relación 4:1 encargado de multiplicar la velocidad giratoria de entrada en una velocidad de rotación superior a la inicial a través de un eje de salida. Se diseñaron las piezas empleando el software **Autodesk Inventor 2022 con licencia estudiantil** para la construcción de la caja de transmisión multiplicadora de velocidad con la relación de engranes antes descrita dividido en dos estaciones cuya relación es de 2:1 con respecto al diámetro primitivo de cada engrane de dientes rectos.

tabla 6.6 Dibujo, dimensiones y características de la carcasa

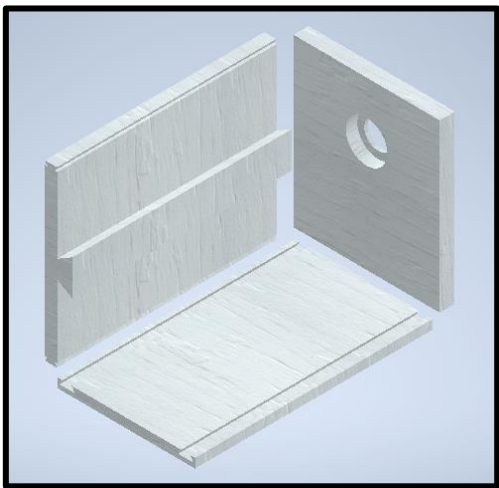
Dibujo en Autodesk Inventor 2022	Características
	<u>Paredes laterales</u> • Ancho: 120 mm • Altura: 90 mm • Espesor: 7 mm
	<u>Paredes Inferior/Superior</u> • Ancho: 75 mm • Altura: 135 mm • Espesor: 7 mm
	<u>Paredes Frontal/Posterior</u> • Ancho: 75 mm • Altura: 90 mm • Espesor: 7 mm

tabla 6.7 Dibujo, dimensiones y características del par de engranes con una relación 2:1

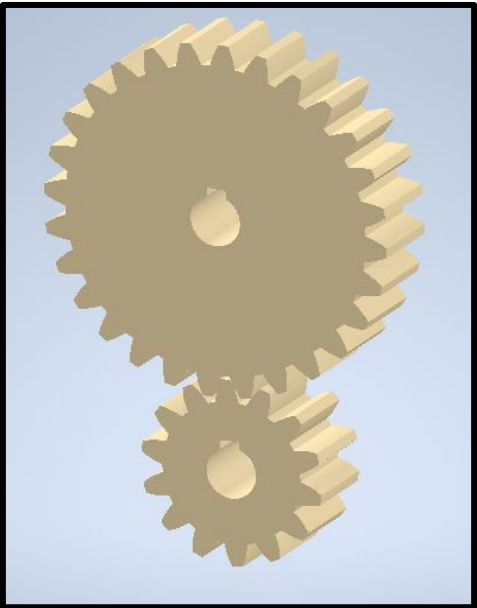
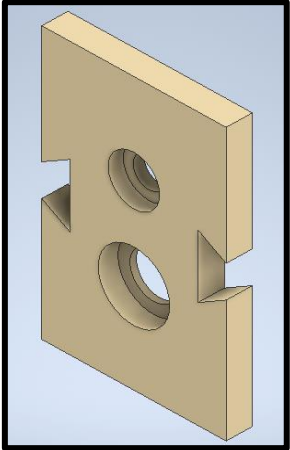
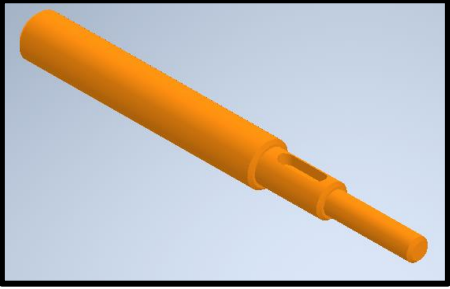
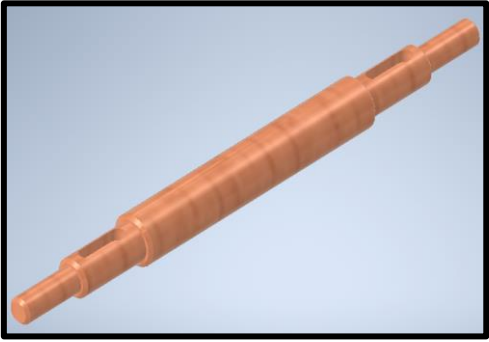
Dibujo en Autodesk Inventor 2022	Características
	<u>Engrane 1 (rueda)</u> • Diámetro primitivo: 40,00 mm • Número de dientes: 28 unidades • Modulo: 1,43 mm • Addendum: 2,29 mm • Dedendum: 3,00 mm • Altura de diente: 5,29 mm • Diámetro de agujero con chavetero: 7,50 mm • Ancho de la cresta: 10,00 mm
	<u>Engrane 2 (piñón)</u> • Diámetro primitivo: 20,00 mm • Número de dientes: 14 unidades • Modulo: 1,43 mm • Addendum: 2,29 mm • Dedendum: 3,00 mm • Altura de diente: 5,29 mm • Diámetro de agujero con chavetero: 7,50 mm • Ancho de la cresta: 10,00 mm

tabla 6.8 Dibujo, dimensiones y características de los elementos del Sistema de Transmisión de Velocidad

Estructura Soporte de Balineras	
Dibujo en Autodesk Inventor 2022	Características
	• Ancho: 60 mm • Altura: 80 mm • Espesor: 8 mm • Diámetro externo (1): 16 mm • Diámetro interno (1): 10 mm • Diámetro externo (2): 22 mm • Diámetro interno (2): 15 mm <i>Nota:</i> El diámetro (1) hará referencia al agujero superior que soportará la balinera de menor tamaño y el diámetro (2) hará referencia al agujero superior que soportará la balinera de menor tamaño.

**tabla 6.9 Dibujo, dimensiones y características del eje de entrada, eje de salida y eje dual
(Impreso en 3D y realizado en aluminio)****

Diseño en Autodesk Inventor 2022	Características
	Este par de ejes está conformado por 3 secciones con diámetros de 9,51 mm, 7,25 mm y 4,98 mm y longitudes de 55 mm, 15 mm y 20 mm respectivamente. Además, en la sección media se diseñó una chaveta para el ajuste con el engrane correspondiente para la entrada y salida de la caja de transmisión.
	El eje dual está conformado por 5 secciones con diámetros de 4,98 mm, 7,25 mm, 9,51 mm, 7,25 mm y 4,98 mm siendo simétrico desde el punto de referencia de la sección intermedia. Las longitudes por sección del eje fueron las siguientes, acorde a los diámetros: 13 mm, 15 mm, 56 mm, 15 mm y 13 mm respectivamente. Al igual que en los ejes de entrada y salida, se diseñó una chaveta para el ajuste a lado y lado del eje dual con los engranes correspondientes para la transmisión de velocidad.

**** Se descartó la impresión en 3D del eje dual y los ejes de entrada y salida, dado que, por la fricción en el sistema y el diámetro tan pequeño, estos se fracturaron al momento de ensamblar y hacer las pruebas, por lo que se optó por fabricarlos en aluminio para mayor durabilidad y resistencia.**

Con los dibujos desarrollados en **Autodesk Inventor 2022 con licencia estudiantil**, se procedió a imprimir las piezas que componen este sistema de transmisión con los detalles de dimensionamiento previamente descritos, para su posterior ensamble. El sistema de transmisión se muestra en la **Figura 5.1Figura 6.7**.

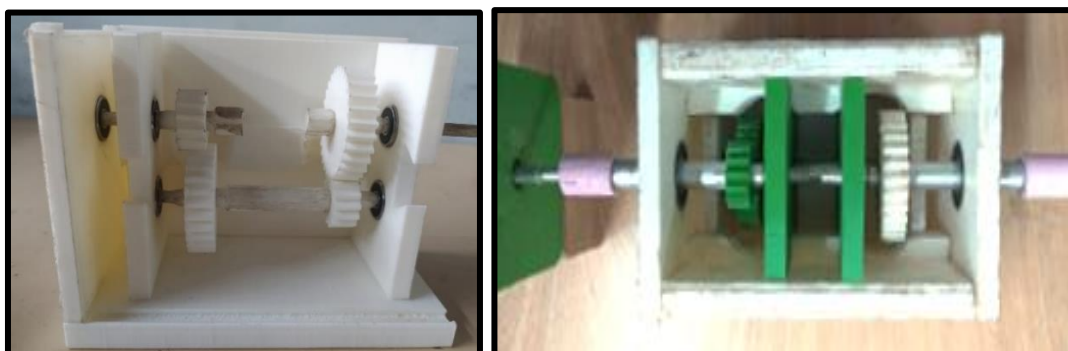


Figura 6.7 Sistema de transmisión ensamblado en vista lateral (ejes PLA) y superior (ejes aluminio)

6.2.3 Diseño de la turbina

Para el diseño de la turbina se tomó como modelo de referencia las turbinas del molinete dispuesto en el laboratorio de hidráulica, mostrados en la **Figura 6.8** y **Figura 6.9**.

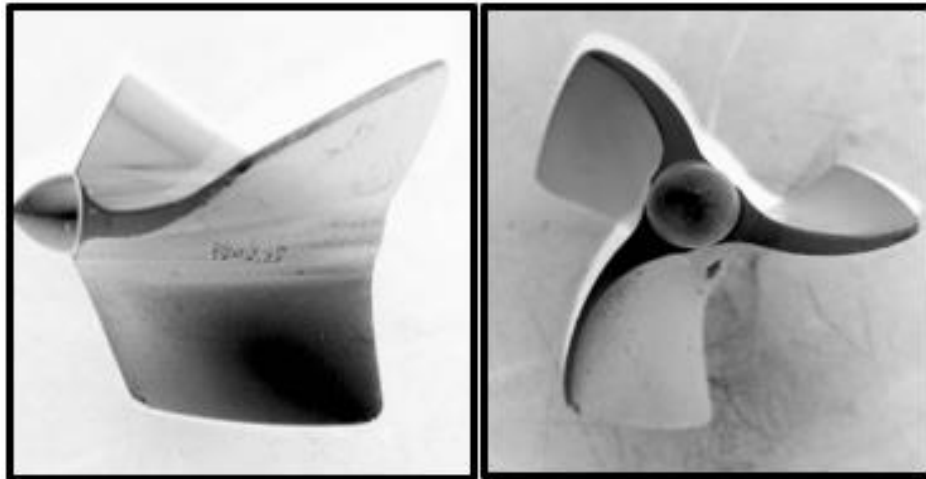


Figura 6.8 Turbina flujo rápido – Modelo OSS-PC1

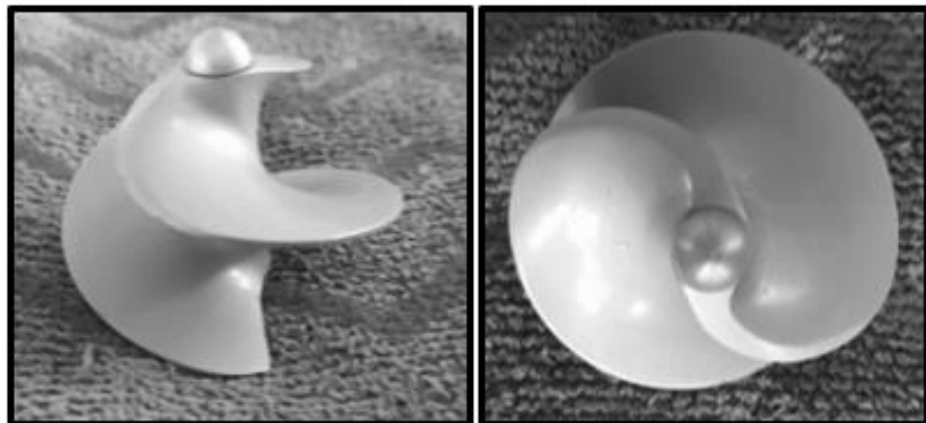


Figura 6.9 Turbina flujo lento – Modelo OSS-B1

De acuerdo con los canales seleccionados inicialmente para realizar las pruebas, se seleccionó para el diseño la turbina de flujo lento, ya que este tipo de hélice se ajusta a los rangos de velocidades y caudal en que operan los canales, el cual permitió un funcionamiento de la hélice más eficiente y el conteo adecuado de las revoluciones por minuto durante la prueba.

Para este proyecto, se aumentó la escala 2:1 respecto al modelo de referencia, con el fin de aumentar y aprovechar el área de contacto con el flujo. En la **tabla 6.10** se presentan las dimensiones del modelo de referencia y el modelo de turbina diseñado.

tabla 6.10 Turbina diseñada e impresa

Diseño en Autodesk Inventor 2022	Características
	La turbina diseñada fue impresa en material PLA con 90% de densidad para mayor rigidez y con las siguientes dimensiones: • Diámetro externo: 110 mm • Altura de Turbina: 115 mm • Geometría: En espiral • Diámetro orificio: 5,5 mm

6.2.4 Diseño y ensamble elementos de la bomba

Esta etapa del trabajo se basó en unificar los componentes del sistema de bombeo requeridos para la operación de la bomba sumergible seleccionada, complementada por una caja de transmisión que multiplicara la velocidad del flujo y permitiera generar mayores revoluciones por minuto en la turbina con el fin de obtener la potencia necesaria para bombear. A continuación, se describen los diferentes ensambles desarrollados y ajustados de acuerdo con las necesidades y limitaciones identificadas en las pruebas.

6.2.4.1 Ensamble 1

El prototipo de esta bomba está compuesto por una bomba sumergible, un sistema de transmisión de velocidad, la turbina, dos piezas de soporte para los ejes, un eje de acople entre la turbina y la caja de transmisión y un eje de acople entre la bomba y la caja de transmisión. En la **Figura 6.10** se puede observar el Ensamble 1.

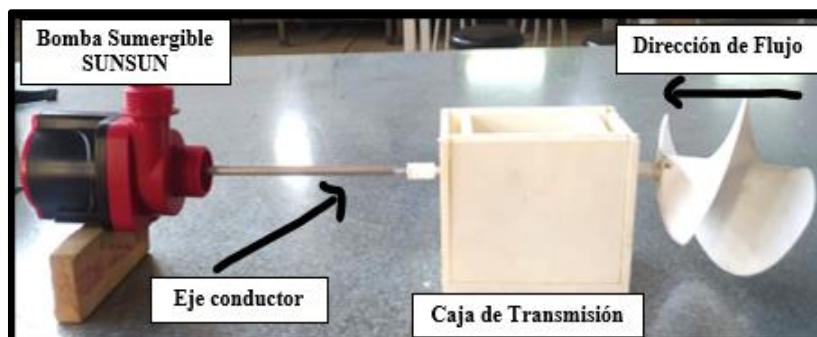


Figura 6.10 Fotografía Ensamble 1

Ese ensamble consta de la conexión entre la bomba completa, un eje de longitud 18 cm y un acople corto de 3 cm que se une al eje conductor. En este ensamble se tuvieron dificultades con la fractura de los ejes impresos por el peso de la turbina, la bomba y la fuerza ejercida por el agua.

6.2.4.2 Ensamble 2

Este ensamble estuvo compuesto por una carcasa (adaptación entre la bomba sumergible usada en el Ensamble 1 y una tapa impresa en 3D) y el rodete diseñado a partir del modelo de bomba sumergible, suprimiendo la sección de la bomba no operable.

En este diseño se procedió a cambiar el material de los ejes del sistema de transmisión, reemplazándolos por ejes fabricados en aluminio, los cuales conservan ligereza y otorgan mayor resistencia que el material de impresión. Además, se incluyeron las piezas de soporte para los ejes del sistema de transmisión. Todas estas características se observan en la **Figura 6.11**.

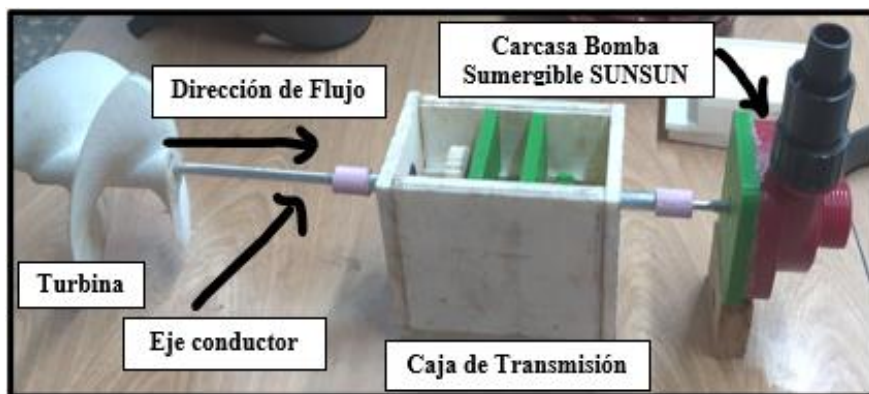


Figura 6.11 Fotografía Ensamble 2

6.2.4.3 Ensamble 3

En el ensamble 3 se suprimió el uso de la caja de transmisión, debido a que la caja y sus demás elementos presentaron problemas de resistencia al giro, vibraciones en el eje, separación de las piezas mientras se operaba el conjunto en el canal. Además, las diferencias en el diseño del rodete incidieron directamente la operación de la bomba. Por lo tanto, el prototipo de la bomba en este ensamble se redujo a la carcasa, el uso del rodete original de la bomba y la turbina, tal como se presenta en la **Figura 6.12**.

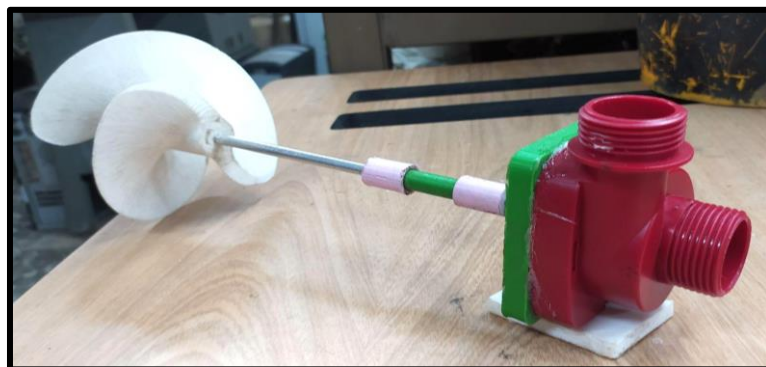


Figura 6.12 Fotografía Ensamble 3

Preliminarmente se realizó una prueba con un taladro con 1800 rpm para evaluar su operación bajo revoluciones que garantizarían su funcionamiento, sin embargo, se identificaron fugas alrededor de la carcasa, las cuales se procedieron a resolver con el ajuste en el diseño de la carcasa, implementando un empaque o-ring como refuerzo al sello hidráulico. Con este ajuste, siguieron ocurriendo fugas, representadas en pérdidas de presión que impidieron la elevación del agua con el trabajo suministrado por el taladro. Fue así, como se descartó para someterla a operación en alguno de los canales.

6.3 Bomba sumergible construida

El diseño de esta bomba sumergible se basó en un modelo encontrado en la biblioteca digital grabcad.com realizada por LetsPrint (2020), el cual consta de una carcasa con su respectiva sección de impulsión y succión, una tapa y un rodete.

Se identificaron tres tipos de rodete para evidenciar y comparar el de mayor eficiencia respecto a la altura que logre elevar. El diseño se complementó con un acople y sello hidráulico para la unión de la carcasa con el eje conductor ensamblada a la turbina.

6.3.1 Diseño de la carcasa

La carcasa consta de una salida o impulsión y 4 orificios para ser ajustados con la tapa que cubre el rodete. En la **Figura 6.13** se presenta el diseño de la carcasa cuyo diámetro fue de 150 mm.

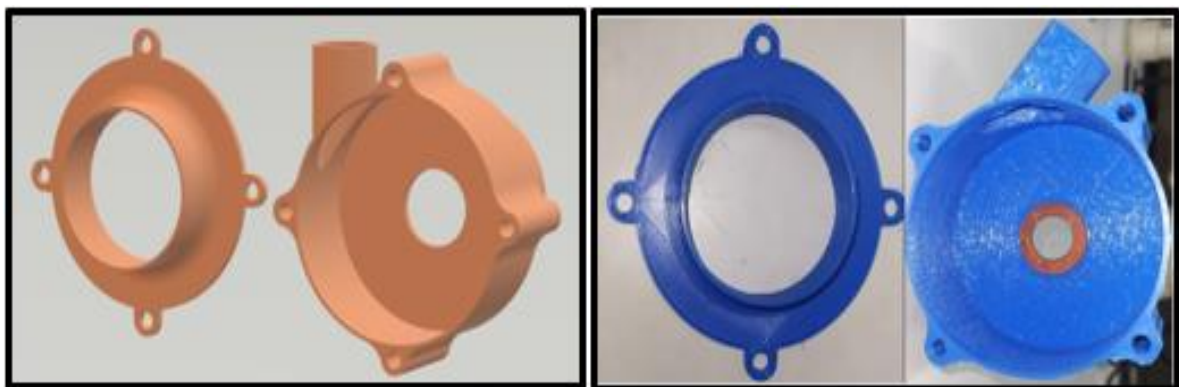


Figura 6.13 Carcasa de bomba sumergible dibujada en el software Autodesk Inventor e impresa en 3D

6.3.2 Diseño del rodete

El diseño del rodete consideró el desarrollo de tres propuestas de rodetes semiabiertos característicos por tener una sola pared lateral de diámetro de 7,5 cm, diferenciadas por el tipo y número de palas que poseen. El primero es un rodete tipo radial que posee 4

palas rectas (ángulo de 90°) y puede clasificarse dentro de los rotores rápidos que giran a mayores velocidades y con mejor rendimiento. El segundo rodete consta de 4 álabes curvados hacia atrás característicos por tener un ángulo menor a 90° , presentando específicamente un ángulo de entrada β_1 de 70° y el ángulo de salida β_2 de 54° ; el tercer rodete cuenta con 6 álabes dirigidos hacia atrás cuyos ángulos beta de entrada y salida corresponden a 29° y 16° respectivamente.

En la **Figura 6.14** se observan los 3 rodetes impresos y utilizados en la prueba experimental.

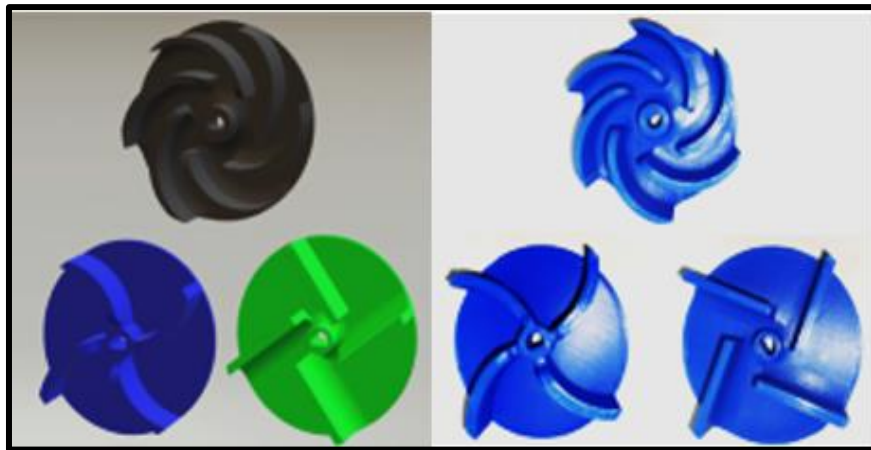


Figura 6.14 Rodetes para bomba sumergible en Autodesk Inventor e impresión en 3D

6.3.3 Sellos y acoples

Para evitar fugas y pérdidas de presión, en el sello de la carcasa se empleó un sello o-ring localizado en el orificio de esta (sello de color naranja que se puede visualizar en la **Figura 6.13**) y se reforzó en la parte externa de la carcasa con una balinera introducida en un acople que va adherido en la carcasa tal como se muestra en la **Figura 6.15**. Adicionalmente, para introducir el eje en la balinera se diseñó un acople cilíndrico de tal manera que se ajustara en la balinera; el diámetro interno tuvo como propósito evitar juegos en el eje de conducción por vibraciones asociados a la gran cantidad de giros por minuto.



Figura 6.15 Acople balinera externo e interno

6.3.4 Manguera y adaptador

Para evidenciar la altura elevada por la bomba se procedió a emplear una manguera de 1 ¼", acoplada directamente al orificio de salida de la bomba de igual diámetro, con el cual se buscaba evitar cambios de sección que condujeran a generar mayores pérdidas y una disminución en la presión de salida. Para la medición del caudal de bombeo se empleó una unión de 1 ¼" acoplado con las tuberías de PVC de mismo diámetro, con longitudes de 20, 30, 40, 50 y 65 cm.

6.3.5 Adaptador empalme bomba/botella

Con el fin de concentrar un volumen de agua en una sección y facilitar la succión de la bomba, se empleó una botella como objeto reciclado que permitiera aprovechar los materiales disponibles y al alcance de todos, reducir el gasto de material PLA y reducir los tiempos de diseño e impresión. A su vez se realizó un acople como se presenta en la **Figura 6.16** que uniera la pieza de captación con la sección de entrada de la bomba.



Figura 6.16 Adaptador Succión de la Bomba – Botella captadora de agua

6.3.6 Ensamble de elementos de la bomba

La bomba ensamblada está conformada por los componentes de la bomba (la carcasa, el rodete, la tapa) escalados a un factor de 1,5 respecto a las 3 bombas impresas inicialmente, además de los sellos, acoples de la manguera, el eje conductor y la turbina modificada en el sentido de giro, donde se pudo verificar que el sentido de giro de la turbina fuese hacia la izquierda. La bomba escalada ensamblada presentó una altura de 14 cm, un ancho de 8,2 cm y un diámetro del rodete de 11 cm, en las cuales se consideró que la bomba quedará sumergida en la lámina de agua máxima obtenida en el canal de prueba.

En la **Figura 6.17** se presenta el sistema con todas las piezas ensambladas, en la cual, el flujo de agua mueve la turbina transformando la energía hidráulica en energía mecánica rotacional y al mismo tiempo se concentra un volumen de agua en la botella que ingresa

a la bomba en la succión y transforma la energía mecánica del impulsor en energía de presión, elevando una altura determinada.

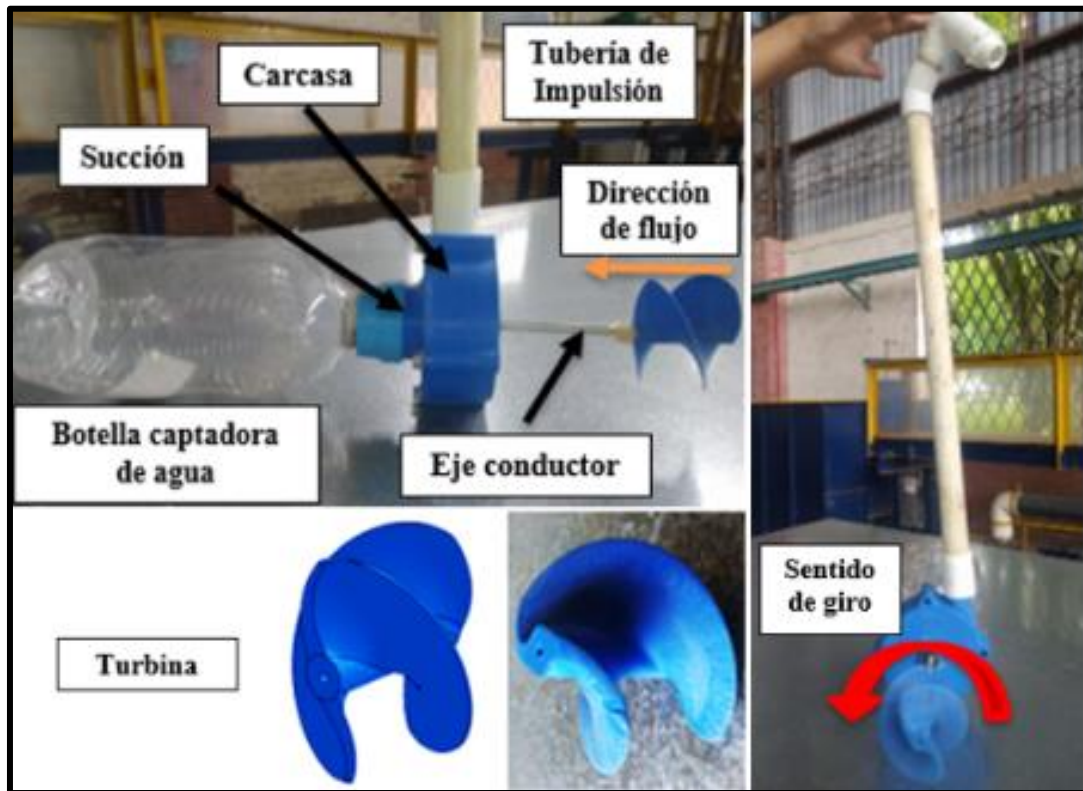


Figura 6.17 Turbina modificada y ensamblaje de los elementos de la bomba

6.4 Tiempo de prueba experimental

Una vez se tuvo el prototipo construido y ensamblado, se desarrollaron las pruebas experimentales del trabajo durante un período de 4 semanas, obteniendo experimentalmente los parámetros de velocidad del flujo, caudal de bombeo, altura de bombeo y revoluciones por minuto generadas por la turbina. Se tuvieron en cuenta factores como sensibilidad y repetibilidad de los resultados registrados para el comportamiento de la bomba.

6.5 Ensayo de rodetes

Se realizaron las pruebas para 3 bombas con los diferentes tipos de rodete (**Figura 6.14**) con el fin de comparar el comportamiento en cada una de ellas bajo el parámetro de altura bombeada. Las condiciones de prueba en los tres casos fueron para un caudal en el canal de 140 L/s y una velocidad de 3,5 m/s. Luego de probar cada una de las bombas centrífugas sumergibles de flujo mixto con sus respectivos rodetes, se procedió a seleccionar la bomba con mayor altura bombeada con el fin de aumentar su escala y mejorar los resultados obtenidos.

7 RESULTADOS

7.1 Prueba 1: Comparación y selección de rodete a escalar

Teniendo en cuenta que la elevación o altura de bombeo es el parámetro de evaluación para la selección del rodete y la bomba a escalar, se puede evidenciar según la **Figura 7.1** que el impulsor con mayor altura de bombeo (70 ± 1 cm) corresponde al rodete de 4 palas rectas, seguido del rodete de 4 palas curvas con una altura máxima de 48 ± 1 cm y por último el rodete de 6 palas curvas con una elevación alcanzada de 32 ± 1 cm. Los caudales de bombeo promedio fueron de $0,189 \pm 0,050$ L/s para el rotor de palas rectas, $0,167 \pm 0,050$ L/s para el rotor de 4 álabes curvo y $0,159 \pm 0,050$ L/s para el rodete de 6 álabes curvos.

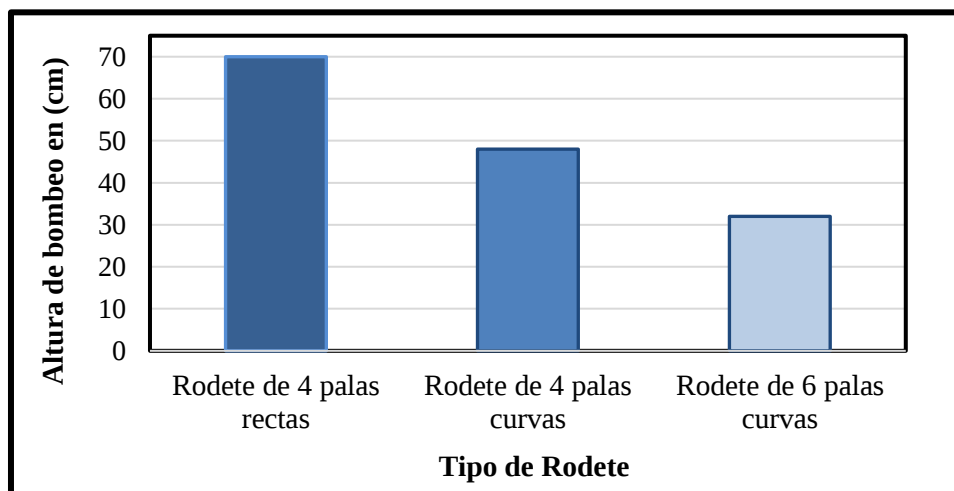


Figura 7.1 Comparación del funcionamiento de rodetes respecto a la altura

En la **Figura 7.2** Curva característica álabes centrífugos se presentan las curvas características de álabes centrífugos y las zonas de trabajo según el tipo y configuración de las palas.

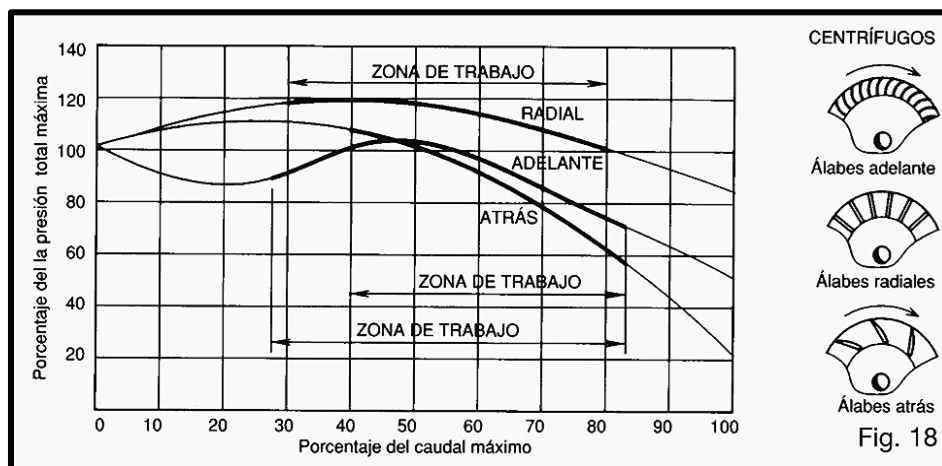


Figura 7.2 Curva característica álabes centrífugos

Fuente: Escoda, S. (2015)

Con los resultados obtenidos, se identifica que los rotores de palas rectas con ángulo igual a 90° son óptimos para obtener mayores presiones, debido a la forma de los canales entre ellos (Aztete, 2021), mientras que los rotores de palas curvas hacia atrás presentan menores presiones que los de pala recta y mejores rendimientos en términos de caudal como lo indica Escoda (2015) según la curva característica de rodets centrífugos. Beltrán (2018), indica que el rotor multipala de 6 álabes presenta la menor altura dado el mayor peso que proporcionan, el mayor torque y la menor velocidad de giro.

Uno de los factores de mayor influencia con relación al caudal es la altura o espesor de los álabes. Si se requiere una cantidad de flujo se recomienda una altura de paletas alta (Herrera, 2016). En este caso, la altura de los álabes fue de 25,5 mm y el espesor de 3,9 mm.

Como lo menciona Fraile, el espesor de álabes juega un papel importante en los factores de eficiencia y durabilidad, ya que un espesor demasiado grueso genera problemas en la dinámica hidráulica por choques y pérdidas en el fluido haciendo que cada partícula del fluido no sea impulsada de igual manera. Un espesor demasiado delgado puede presentar altas eficiencias, pero tendrá poca rigidez y durabilidad ocasionada por erosiones en el material. El espesor de los álabes afecta en el área de entrada y salida del fluido al rodete, así como el caudal, ya que esta área se ve disminuido por la sección de los álabes, pues a medida que aumenta el espesor de los álabes, el caudal efectivo va disminuyendo. Los espesores habitualmente empleados para un material de acero se encuentran entre 3 y 8 mm, por lo cual es importante experimentar espesores para PLA que permitan identificar la resistencia y dinámica hidráulica para este tipo de material.

Como se mencionó en anteriores ítems, los rodets evaluados fueron semiabiertos, caracterizados por tener una sola pared lateral y presentar tolerancias a sólidos de mayor tamaño que los rodets cerrados y tolerancias a sólidos de menor tamaño que los rodets abiertos. El rodete semiabierto de palas rectas, debido a su ángulo recto le confiere una característica de autolimpieza (SDT, 2020). Los rodets semiabiertos presentan una mejor eficiencia que los abiertos, ya que logran canalizar una parte del fluido para suministrar la energía necesaria y transportarlo. Su rendimiento se debe a la tolerancia lateral estrecha, que impide fugas de la periferia al centro y en los canales del rodete entre sí (Buelas, 2014).

Otro factor que afecta el funcionamiento del rodete es el ángulo de entrada β_1 y el ángulo de salida β_2 . El ángulo β_1 es el ángulo que define el caudal de entrada de la bomba, ya que de éste depende la magnitud de c_{1m} a la entrada de la bomba. Así mismo el ángulo β_1 afecta la altura de bombeo, ya que el ángulo debe ser adaptado para que la entrada del

fluido se haga de forma tangencial al álabe en movimiento, de lo contrario provocará choques que generan pérdidas de altura (Fraile, 2021).

De acuerdo con diferentes estudios realizados, se ha recomendado utilizar para β_1 ángulos mayores a 15° , lo más frecuente es usar ángulos entre 15° y 20° , pudiendo llegar a máximos de 30° .

Según Fraile (2021), el ángulo β_2 es posiblemente el parámetro de diseño más importante de una bomba centrífuga, pues de este depende la inclinación de la curva H-Q, el grado de reacción y el tipo de aplicación.

El ángulo β_2 está estrechamente relacionado con la energía total comunicada por el rodete y su grado de reacción, pues la energía aumenta con el ángulo β_2 conforme se reduce el grado de reacción (De las Heras, 2011).

Estudios evidencian que un mayor ángulo de salida del impulsor mejora el rendimiento de la bomba al disminuir la turbulencia y consecuentemente la pérdida hidráulica (Fontalvo, 2020).

Lo más común en una bomba centrífuga es emplear ángulos de β_2 que busquen un equilibrio entre la altura obtenida y las pérdidas en el difusor. Se usan ángulos β_2 en el rango de 14° - 60° , siendo el rango entre 20° y 30° los valores más habituales (Fraile, 2021).

De acuerdo con el diseño de los rodetes se puede explicar porque el rodete de 4 álabes curvos con $\beta_1 = 70^\circ$ y $\beta_2 = 54^\circ$; así como el rodete de 6 álabes curvos con $\beta_1 = 29^\circ$ y $\beta_2 = 16^\circ$, no arrojaron mejores resultados en términos de altura y caudal. En ambos casos, los ángulos β_1 y β_2 , no se ajustan a los valores recomendados para obtener mayores alturas y caudal de bombeo. Por esto, el rodete de álabes rectos, caracterizado por generar mayores presiones que los rodetes de álabes curvos, determinó que este fuese el rodete seleccionado para escalar con base a la mayor altura y caudal de bombeo registrada.

7.2 Prueba 2: Bomba escalada

La **tabla 7.1** presenta los resultados para diferentes alturas de prueba y caudal. Los resultados indican que la altura máxima de bombeo para la bomba escalada a mayor dimensión no presentó un incremento notorio frente a lo esperado, probablemente porque la escala de la bomba fue reducida para evidenciar cambios significativos en la elevación.

tabla 7.1 Resultados de Aforo Volumétrico para diferentes alturas de bombeo

	$h_B = 20 \pm 1$ cm	$h_B = 30 \pm 1$ cm	$h_B = 40 \pm 1$ cm	$h_B = 50 \pm 1$ cm	$h_B = 65 \pm 1$ cm	Unidad
	V = 1000 ± 10 mL	V = 1000 ± 10 mL	V = 1000 ± 10 mL	V = 1000 ± 10 mL	V = 1000 ± 10 mL	
Tiempo (t)	2,23	2,78	3,11	3,95	4,84	$\pm 0,20$ s
	2,62	2,82	3,09	3,12	4,34	$\pm 0,20$ s
	2,65	2,53	3,46	4,31	4,56	$\pm 0,20$ s
	2,15	2,50	3,14	4,33	4,26	$\pm 0,20$ s
	2,52	2,74	3,14	3,84	5,00	$\pm 0,20$ s
	2,32	2,71	3,15	4,67	4,81	$\pm 0,20$ s
	2,76	2,78	3,23	3,26	5,03	$\pm 0,20$ s
	2,11	2,52	3,45	3,32	4,56	$\pm 0,20$ s
	2,16	2,30	3,34	3,72	5,20	$\pm 0,20$ s
	1,97	2,46	2,99	4,23	5,02	$\pm 0,20$ s
Tiempo promedio	2,35	2,61	3,21	3,88	4,76	$\pm 0,20$ s
Caudal promedio	0,426	0,383	0,312	0,258	0,210	$\pm 0,050$ L/s

7.3 Velocidad de operación y angular del sistema de bombeo

7.3.1 Velocidad de operación de la bomba

Como se mencionó en el ensayo de rodets, la velocidad de flujo en que se probó fue de 3,5 m/s para una lámina de agua de 13 cm con las válvulas abiertas al 100% y sin compuerta. Para variar las velocidades de flujo en el canal se procedió a cerrar de manera homogénea y paulatina las 6 válvulas que trabajan en la bomba que alimenta el canal, sin embargo, la variación de la velocidad en las pruebas realizadas fue limitada, debido a la diferencia casi despreciable alcanzada al momento de cerrar las válvulas. Por tal motivo, se empleó la compuerta con un caudal constante de 140 L/s, registrando para una lámina de agua 18 cm, una velocidad promedio de 1,52 m/s, la cual generó una altura de bombeo de aproximadamente 12 cm.

7.3.2 Velocidad angular

La velocidad angular se determinó a partir del conteo de los giros por minuto generados por la velocidad del fluido en contacto con la turbina. Esta medición de la velocidad se

registró mediante una grabación en cámara lenta en el canal de prueba 3 y se realizó por triplicado; arrojando un número de giros promedio de **570 RPM**.

A partir de este dato se reemplazó en la Ecuación 3 y se estimó la siguiente velocidad angular:

$$\omega = \frac{\theta}{t} = \frac{2\pi \text{ rad}}{t} \quad \text{Ecuación 3}$$

$$\omega = \frac{570 \text{ rev}}{\text{min}} \times \frac{2\pi \text{ rad}}{60 \text{ s}} = 59,69 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

El resultado de la velocidad angular representada en RPM muestra que la velocidad de giro del rodete es bajo comparado con las bombas centrífugas convencionales, pues estas suelen estar alrededor de 1500 a 3000 RPM o superior (Salcedo, 2011).

Uno de los factores de este valor pudo estar influenciado por la ausencia de un sistema de transmisión que multiplicara la velocidad y mejorara los resultados de giro, por consiguiente, en la energía de presión representada en la altura de bombeo.

Sin embargo, esta velocidad de giro resulta significativa si se tiene en cuenta que el sistema de bombeo opera netamente con la energía proporcionada por el flujo de agua del canal a la turbina, sin aplicar energía externa o motores eléctricos comúnmente empleados. No obstante, se debe resaltar que, si se eleva la velocidad angular, se contribuye a operar con caudales y presiones más altas, además de aumentar la potencia consumida (Largo, 2022).

7.4 Potencia y Torque

De acuerdo con el rodete seleccionado y la geometría de las palas se realizó la estimación del torque y potencia demandada por esta bomba centrífuga sumergible. En la **tabla 7.2** se presenta la geometría y parámetros correspondientes al impulsor de 4 álabes rectos escalado.

tabla 7.2 Dimensiones y características del Impulsor seleccionado

PARÁMETRO	UNIDADES	DATO
Magnitud de la Velocidad Angular (ω)	RPM	570
Magnitud de la Velocidad Angular (ω)	rad/s	59,69
R ₁	m	$1,27 * 10^{-2}$
R ₂	m	$6,45 * 10^{-2}$

Altura de la pala (b)	m	$3,8 * 10^{-2}$
Caudal de bombeo (Q_B)	m^3/s	$2,10 * 10^{-4}$
Densidad del agua (ρ)	Kg/m^3	998

Con los datos de torque y la potencia se estimó el balance del momento angular (Ecuación 4) con las siguientes asunciones:

- Estado estable
- Flujo incompresible
- Fuerzas del cuerpo despreciadas
- Las magnitudes del triángulo de velocidad son valores medios
- Entrada axial
- De la ecuación del balance de masa $Q_1 = Q_2 = Q$

$$\vec{\tau}_{shaft} = \rho \oint_{cs} (\vec{r} \times \vec{v}) \cdot (\vec{v} \cdot d\vec{s}) \quad \text{Ecuación 4}$$

$$\vec{\tau}_{shaft} = \rho \left\{ (\vec{r}_1 \times \vec{v}_1) \int_{cs1} \vec{v} \cdot d\vec{s} + (\vec{r}_2 \times \vec{v}_2) \int_{cs2} \vec{v} \cdot d\vec{s} \right\}$$

Teniendo en cuenta que:

$$Q = \int \vec{v} \cdot d\vec{s} \quad \text{Ecuación 5}$$

Reemplazando la Ecuación (5) en (4) se tiene que:

$$\vec{\tau}_{shaft} = \vec{r}_1 \times \vec{v}_1 \{\rho Q_1\} + \vec{r}_2 \times \vec{v}_2 \{\rho Q_2\}$$

Donde $\vec{r}_1$ es el vector posición al punto de entrada asumido analíticamente (o vector radio de entrada) y $\vec{r}_2$ es el vector posición al punto de entrada asumido analíticamente (o vector radio de salida).

Como se describió en las asunciones, con la entrada axial, el sistema $\vec{r}_1$ tiende a 0 por lo que:

$$\vec{r}_1 \times \vec{v}_1 \{\rho Q_1\} = 0$$

Y la ecuación queda escrita de esta manera:

$$\vec{\tau}_{shaft} = \vec{r}_2 \times \vec{v}_2 \{\rho Q_2\}$$

Para continuar con el cálculo de torque es importante aplicar el triángulo de velocidades. Según Aztete (2021), en este tipo de máquinas al presentarse puntos de contacto entre el fluido y el rotor, la relación entre los movimientos relativos y absolutos de las partículas

de fluido que fluyen a través de la máquina de flujo se pueden representar geoméricamente en tres vectores de velocidad: la *velocidad absoluta del fluido* (de módulo c), la *velocidad relativa del fluido con respecto al rotor* (de módulo w) y la *velocidad del rotor* (de módulo u) lineal (en dirección tangencial).

En la **Figura 7.3** se puede observar el diagrama de velocidades para la aplicación del triángulo de velocidades para una turbomáquina.

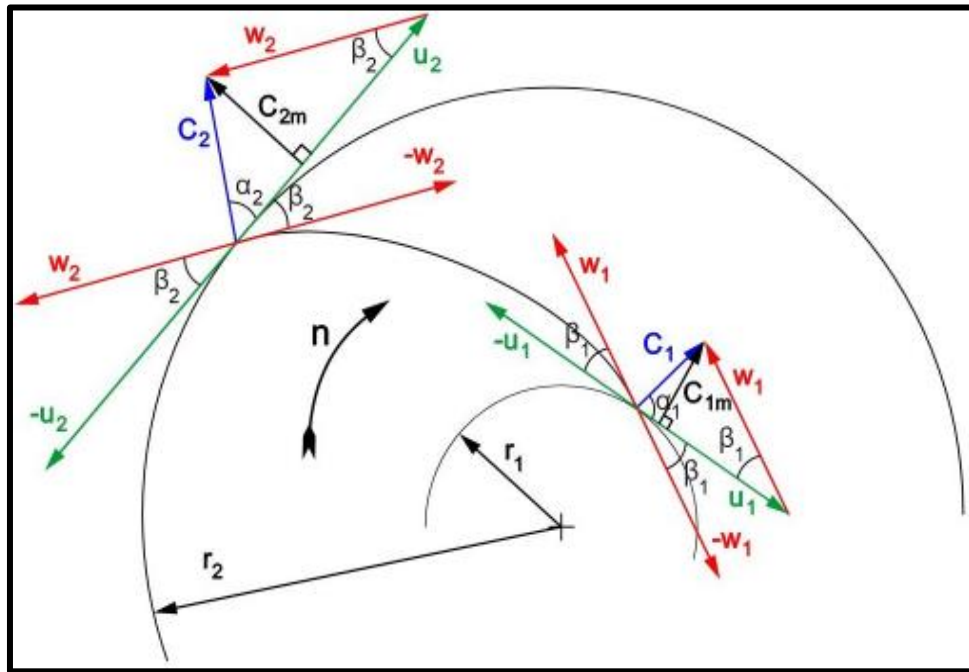


Figura 7.3 Diagrama de Velocidades en una Turbomáquina
Fuente: Aztete, 2021.

Donde:

u: velocidad absoluta del álabe

C: velocidad absoluta del fluido

w: velocidad relativa del fluido con respecto al álabe

C_m: componente meridional de la velocidad absoluta del fluido

C_u: componente periférica de la velocidad absoluta del fluido

α: ángulo que forman las velocidades c y u

β: ángulo que forma w con $(-u)$

El triángulo de velocidades de entrada, C_1 , u_1 y w_1 , va variando en el recorrido del flujo por el rodete, resultando al final el de salida, C_2 , u_2 y w_2 . El diagrama de velocidades también muestra los ángulos de entrada (β_1) y salida (β_2) del rodete, los cuales afectan los resultados de altura y caudal.

Con respecto al rodete seleccionado y escalado, se muestra en la **Figura 7.4** el diagrama de velocidades con las variables vectoriales correspondientes:

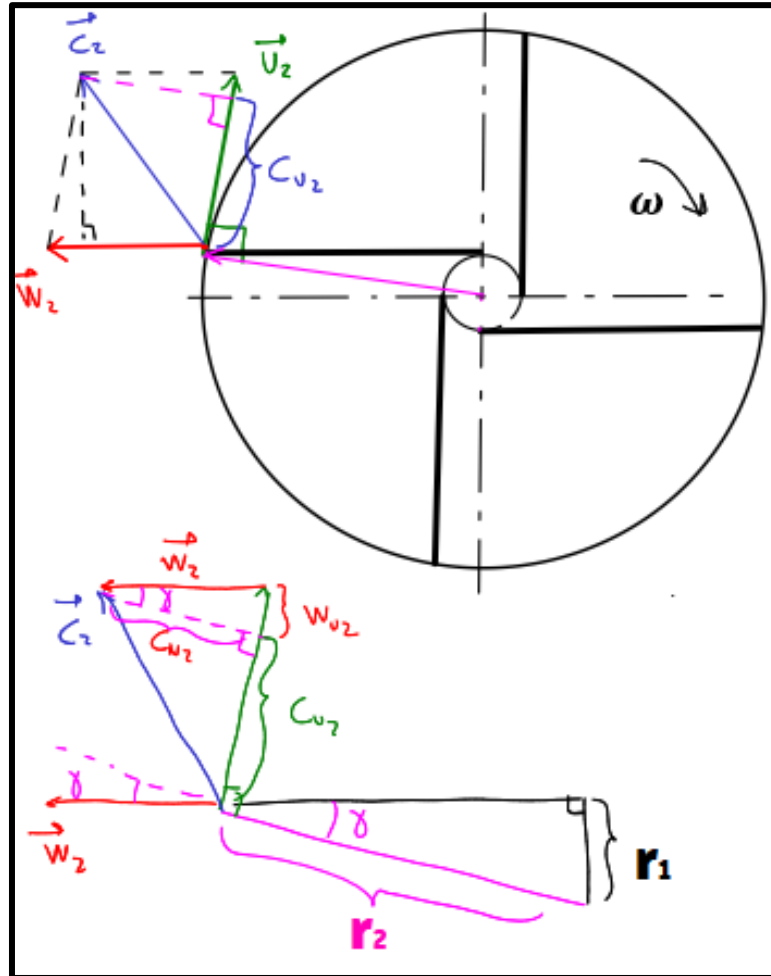


Figura 7.4 Diagrama de Velocidades para el rodete con álabes rectos
Fuente: Jaramillo, 2022.

A partir de la representación gráfica del triángulo de velocidades se tiene que:

$$\vec{\tau}_{shaft} = (\vec{r}_2 \times \vec{C}_{u2}) \rho Q \quad \text{Ecuación 6}$$

Y teniendo en cuenta que la Potencia al freno es igual a:

$$P_f = \vec{\omega} \cdot \vec{\tau}_{shaft} \quad \text{Ecuación 7}$$

donde ω es la velocidad rotacional de la flecha (rad/s) y τ_{shaft} es el momento de torsión o par de torsión que se suministra a la flecha.

Se reemplaza τ_{shaft} en la Ecuación 8 y se obtiene que:

$$P_f = r_2 \cdot C_{u2} \cdot \rho Q \cdot \omega \quad \text{Ecuación 8}$$

El área y caudal de salida se expresan de la siguiente manera:

$$A_{out} = 2\pi \cdot r_2 \cdot b \quad \text{Ecuación 9}$$

$$Q = C_{m2} \cdot A_{out} \quad \text{Ecuación 10}$$

Donde:

A_{out} = Área de salida del fluido impulsado

r_2 = Radio medido desde el centro de rotor hasta la punta del álabe

b = Altura del álabe

Reemplazando (9) en (10):

$$Q = C_{m2} \cdot (2\pi \cdot r_2 \cdot b) \Rightarrow C_{m2} = \frac{Q}{(2\pi \cdot r_2 \cdot b)}$$

A continuación, se determina r a partir de la siguiente expresión:

$$\sin r = \frac{r_1}{r_2} \Rightarrow r = \sin^{-1} \left(\frac{r_1}{r_2} \right)$$

La velocidad absoluta del fluido, la velocidad relativa del fluido con respecto al rotor y la velocidad del rotor en dirección tangencial se expresan en las ecuaciones 11 a 13:

$$\tan r = \frac{W_{u2}}{C_{N2}} \Rightarrow W_{u2} = C_{N2} \cdot \tan r \quad \text{Ecuación 11}$$

$$U_2 = \omega \cdot r_2 \quad \text{Ecuación 12}$$

$$C_{u2} = U_2 - W_{u2} \quad \text{Ecuación 13}$$

Reemplazando (11) y (12) en (13):

$$C_{u2} = (\omega \cdot r_2) - C_{N2} \cdot \tan r$$

Con todo lo anterior la potencia al freno queda expresada de la siguiente forma:

$$P_f = r_2 \cdot \left\{ \omega \cdot r_2 - \frac{Q}{2\pi \cdot r_2 \cdot b} \left(\tan \left[\sin^{-1} \left(\frac{r_1}{r_2} \right) \right] \right) \right\} \cdot \rho Q \cdot \omega \quad \text{Ecuación 14}$$

Así mismo, se calculó la potencia útil entregada al fluido mediante la siguiente ecuación:

$$P_u = \rho g Q H \quad \text{Ecuación 15}$$

Donde:

ρ : Peso específico del fluido (kg/m³)

g : Aceleración de la gravedad (m/s²)

Q : Caudal de bombeo (m³/s)

H : Carga hidrostática (m)

Con los valores de potencia útil y potencia al freno, se halló el % de rendimiento de la bomba con la ecuación 16:

$$\eta = \frac{P_u}{P_f} * 100 \quad \text{Ecuación 16}$$

A partir de las ecuaciones 14, 15 y 16 se calcularon los anteriores parámetros descritos para las diferentes alturas y caudales de bombeo establecidos y ejecutados en la metodología experimental. Los resultados se resumen en la **tabla 7.3**.

tabla 7.3 Valores de potencia útil, potencia al freno y eficiencia de la bomba

Altura de Bombeo (cm)	Potencia Útil (W)	Potencia al freno (W)	Eficiencia (%)
65	1,34	3,10	43,22
50	1,26	3,81	33,15
40	1,22	4,61	26,50
30	1,12	5,66	19,87
20	0,83	6,29	13,26

Teniendo en cuenta que la potencia al freno reportada en la tabla anterior es la medida de la potencia demandada al interior del impulsor por facilidad de medición y no desde el eje de rotación, los valores registrados son inferiores, lo cual afecta directamente la eficiencia reportada. Por esto se recomienda para trabajos futuros medir de manera experimental con un montaje donde se adapte un freno prony y se pueda obtener una medición directa desde el eje.

En la **tabla 7.3** también se puede identificar que la mayor eficiencia es de 43,2 %, la cual es una eficiencia levemente inferior a las eficiencias de bombas pequeñas reportadas en un rango del 50 al 70% (BAPER, 2017). La eficiencia de la bomba pudo verse limitada por variables de diseño en la geometría del rodete como lo son: el diámetro del rodete, el

número de álabes, la altura, el espesor de álabes y los ángulos de entrada (β_1) y salida del rotor (β_2). Además, se debe considerar las pérdidas por fricción o fugas internas, las cuales están ligadas directamente con la potencia útil entregada al fluido (Cengel, 2006).

Por último, despejando de la ecuación 7 con la potencia al freno y la magnitud de la velocidad angular en rad/s se calcula el torque estimado a partir del análisis por triángulo de velocidades obteniendo como resultado un valor de **0,052 N-m** para unas condiciones de caudal (0,21 L/s) y altura (65 cm) de bombeo máximas.

7.5 Construcción de la curva característica

Para la construcción de la curva característica de la bomba diseñada y ensamblada se utilizó la serie de datos registrados y consignados en la **tabla 7.1**. Se calculó para cada altura de bombeo un caudal promedio a partir de la velocidad de flujo caracterizado por el método del molinete y con el promedio de tiempos correspondiente a dicha altura, para posteriormente graficar la curva característica de la bomba presentada como **Figura 7.5**.

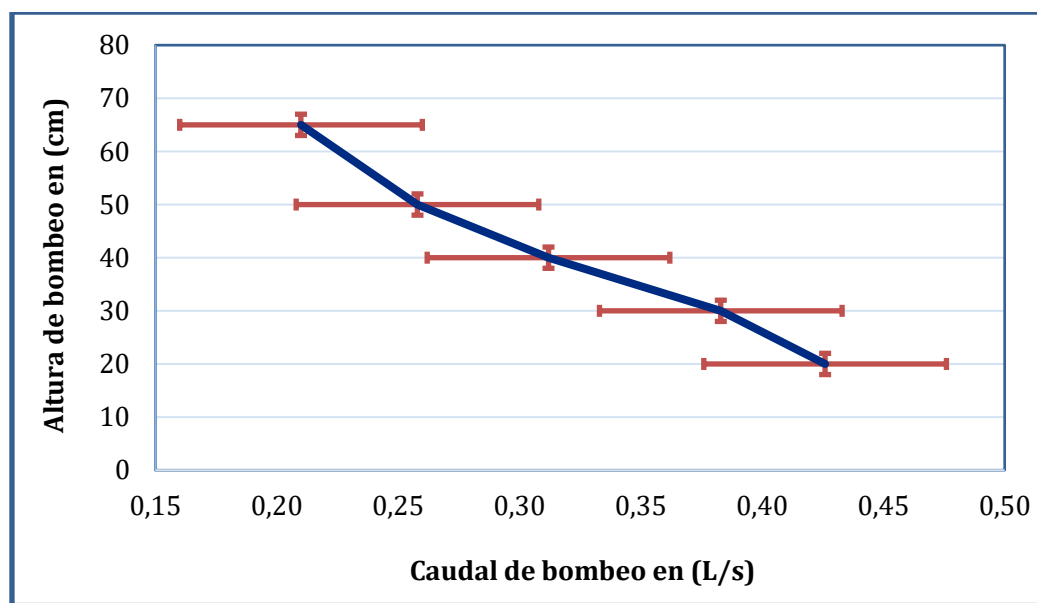


Figura 7.5 Curva característica de la Bomba construida

De acuerdo con los resultados encontrados, se puede inferir que la potencia al freno que ejerce el eje del prototipo de bomba sumergible construida para moverla es baja si se compara con la potencia de la bomba sumergible comercial de referencia SUNSUN con un rango de potencia entre 10 a 30W. Sin embargo, la operación de la bomba construida es posible y suficiente con la velocidad de giro suministrada por la turbina y el rodete elegido.

Por su parte, el torque o par motor es evidentemente bajo, ya que depende de la potencia generada y del número de revoluciones a las que gira el motor en un determinado

momento. Además, es importante destacar que los valores teóricos están afectados por el rozamiento interno de las piezas del rodete, lo cual influye para que la potencia obtenida no sea aprovechable y se pierda en el mismo movimiento del rotor.

Para realizar este trabajo a escala real y mejorar el rendimiento de esta bomba construida se puede emplear por leyes de semejanza, el criterio de bomba de diseño homólogo, el cual plantea que para condiciones de máxima eficiencia la altura de bombeo varía con D^2 (diámetro del impulsor). Del mismo modo el caudal de bombeo (Q), varía con D^3 para unas revoluciones por minuto (N) constante y la potencia al freno (BHP) varía con D^5 obteniendo las siguientes relaciones según Castilla y Galvis (1993):

$$H_2 = H_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \quad \text{Ecuación 17}$$

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 \quad \text{Ecuación 18}$$

$$P_{f2} = P_{f1} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5 \quad \text{Ecuación 19}$$

Conociendo que $H_1 = 65$ cm, $D_1 = 10,8$ cm, $Q_1 = 0,21$ L/s y $P_{f1} = 3,10$ W; si se requiere alcanzar una altura de bombeo de 5 metros, se estima que el diámetro del impulsor sea de 30 cm, el cual podría alcanzar caudales de bombeo de hasta 4,50 L/s y tener una potencia al freno de 512,7 W aproximadamente. Esta condición de aplicación puede ser bastante útil para comunidades pequeñas que habitan cerca a fuentes superficiales y donde no existen condiciones de uso de energía eléctrica o por combustible fósil.

En la **Figura 7.6** se presentan las medidas de diámetros requeridos para alcanzar alturas de bombeo de 5, 8, 10, 12 y 15 m y sus caudales de bombeo respectivos. En esta figura se puede observar que las medidas de diámetros constructivos corresponden a 30, 38 y 42,4 cm aproximadamente, alcanzando caudales de 4,5 ; 9, 1 y 12,7 L/s respectivamente.

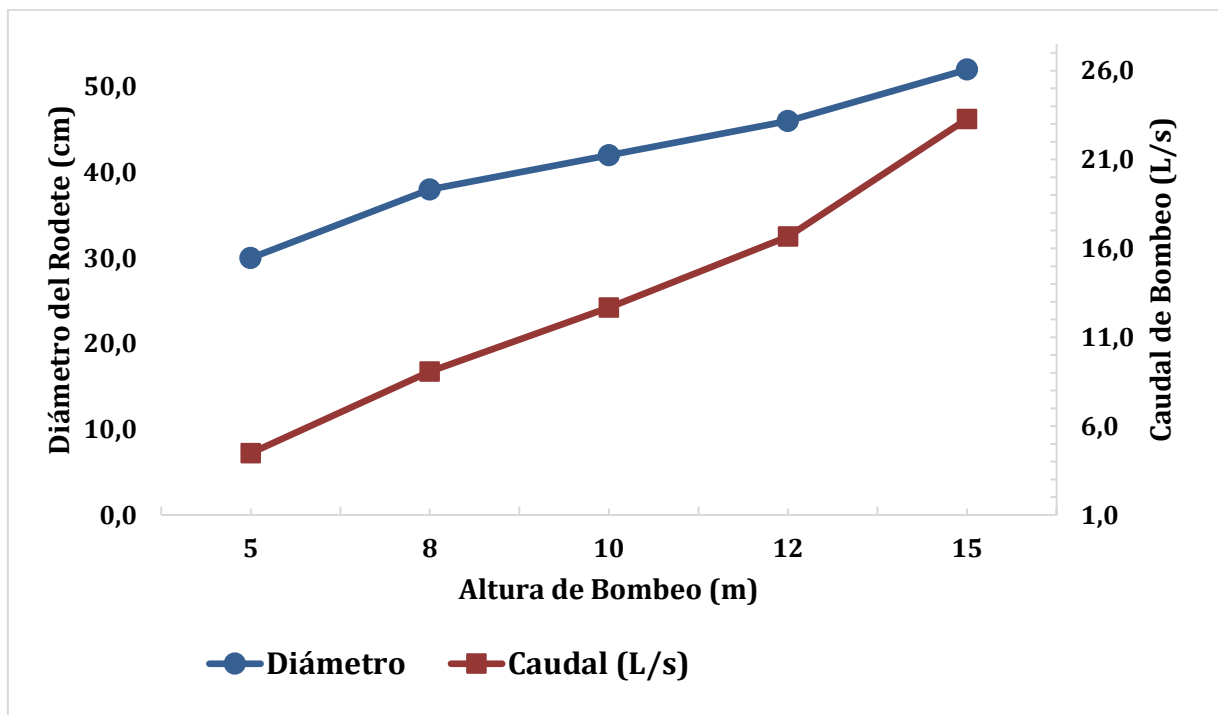


Figura 7.6 Variación de altura y caudal de bombeo conforme al diámetros

7.6 Criterios de operación y mantenimiento

Los criterios de operación de la bomba de acuerdo con los resultados presentados previamente en las distintas pruebas de laboratorio se presentan en la **tabla 7.4**:

tabla 7.4 Criterios de Operación de la Bomba Construida

PARÁMETRO	UNIDADES	VALOR
Caudal del canal para operabilidad de la bomba	L/s	140
Caudales de bombeo	L/s	0,21 – 0,426
Rango Altura de Bombeo	cm	12 – 80
Velocidad del fluido	m/s	1,52 – 3,50
Velocidad angular de referencia de la turbina	RPM	570

Según los datos de la **tabla 7.4** los criterios de operación son reducidos bajo esta condición de caudal constante y sin el apoyo de una caja de transmisión que aporte a mejorar las variables determinantes para el rendimiento de la bomba. Sin embargo, estos resultados establecen las bases para mejorar o escalar el diseño y operabilidad de la misma. Es importante destacar que la bomba puede también operar en caudales inferiores a los 140 L/s, pero por facilidad en el montaje y la sumersión de la bomba se trabajó bajo esta condición.

El sistema de bombeo propuesto en este trabajo no presenta limitaciones para las fuentes con pendientes bajas o altas, pues una de las variables más importantes de la fuente superficial se relaciona con la potencia que proporciona el fluido para alcanzar la velocidad de giro necesaria para la operación de la bomba.

Sin embargo, es necesario considerar aspectos topográficos como la profundidad de la fuente superficial, pues dependiendo del tamaño o escala de la bomba es indispensable garantizar la sumergencia de esta, ya sea en terrenos planos o con pendiente pronunciada, teniendo en cuenta a su vez las temporadas de estiaje para asegurar el funcionamiento del sistema en cualquier época del año. Para cualquier tipo de pendiente de la fuente se debe complementar el sistema de bombeo con adecuaciones para la canalización y captación del flujo.

Entre las actividades de mantenimiento de la bomba realizada con material de impresión PLA (densidad 1,75 mm) se encuentra la revisión, ajuste o cambios de sellos hidráulicos y rodamientos que se pueden dañar por desgaste y contacto con el fluido. Revisión y cambio de piezas por desgaste, fractura o fricción entre estas. En cuanto la limpieza, ésta ofrece la ventaja de autolimpiarse, ya que el ángulo de 90° entre palas evita la adherencia de partículas. Debido a su tamaño y sencillez del sistema se simplifican las labores de prevención, mantenimiento y reparación de la bomba. En caso de incluir el sistema de transmisión es necesario mantener lubricados los engranes.

La implementación de este sistema de bombeo debe considerar que las fuentes superficiales de uso, deben ser fuentes limpias o con una contaminación baja en los parámetros relacionados a los sólidos de gran tamaño, ya que estos pueden atascar el rodete y la turbina, dificultando el normal funcionamiento del sistema. Los parámetros de pH deben ser cercanos a la neutralidad, pues un indicador de acidez en el agua podría alterar el material de las piezas.

Teniendo en cuenta que los materiales de impresión en 3D manejan resistencias diferentes a determinadas sustancias químicas, en la **tabla 7.5** se señalan las distintas sustancias y la clasificación de resistencia de la A a la D. Dicha clasificación permite tener como referencia los parámetros químicos de una fuente superficial que alteran y/o degradan el material de impresión. El A indica que resiste muy bien (verde) - B resiste de forma moderada a buena (amarillo) - C resistencia baja (naranja) - D No resiste (rojo).

tabla 7.5 Resistencia del material PLA a diferentes sustancias químicas

PLA					
Sustancia Química	Valoración	Sustancia Química	Valoración	Sustancia Química	Valoración
Alcohol Isopropílico	C	Ácido Acético	B	Cloruro de Sodio	B
Peróxido de Hidrógeno	B	Ácido Clorhídrico	C	Ácido Fosfórico	C
Hipoclorito de Sodio	B	Ácido Sulfúrico	C	Acetona	D
Ácido Cítrico	C	Ácido Nítrico	C	Etanol	C

Fuente: Prusa Polymers Team. (2020)

8 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1 Conclusiones

Este trabajo de grado evaluó un prototipo de bomba construido a escala de laboratorio a partir de la energía hidráulica. El tipo de bomba que mejor se acopló al prototipo construido fue la bomba centrífuga de flujo radial sumergible de rodete semiabierto, el cual presenta una tolerancia a sólidos de mayor tamaño que los rodetes cerrados. Los mejores resultados en altura y caudal se obtuvieron con el rodete de palas rectas con ángulo de 90°, pues estos son óptimos para obtener mayores presiones que los curvos. Los rodetes de 4 palas se ajustaron mejor a la teoría porque los rotores con menor número de palas aportan mayores velocidades de giro, por consiguiente, mayores potencias que los rotores multipala. Los rodetes de álabes curvos no presentaron valores de altura y caudal de bombeo superiores, debido a que los ángulos de entrada y salida del rodete no se encontraban dentro los rangos recomendados para obtener mejores eficiencias en las bombas centrífugas.

La capacidad de sumersión de la bomba facilitó el aprovechamiento directo de la energía cinética proporcionada por el flujo. Su bajo peso y tamaño simplificó la manipulación del sistema. Condicionado a las limitaciones de variación de velocidad del flujo se pudo establecer que la velocidad mínima a la que opera la bomba construida es de 1,52 m/s.

El sistema de bombeo construido y evaluado operó a en un rango de velocidad entre 1,5 y 3,5 m/s, y su altura de bombeo alcanzado varió entre 12 a 65 ± 1 cm, para un caudal de operación de la bomba de 0,21 a $0,43 \pm 0,05$ L/s, con una potencia al freno de 3 a 6W, una potencia entregada al fluido máxima de 1,34 W y una eficiencia de la bomba del 43,2%. Estos parámetros resultantes son bajos si se comparan con las bombas centrífugas convencionales, pero representan valores significativos en una bomba donde la fuente de energía principal es una fuente superficial y los trabajos desarrollados en este campo han sido poco explorados. Además, los parámetros de operación pueden aumentar si se mejoran y corrigen algunas características de diseño mecánico relacionada con la geometría del rotor (ángulo de álabes, espesor de álabes, diámetro del rotor) entre otros. Los criterios de mantenimiento constan de la revisión, reemplazo de sellos hidráulicos, rodamiento y piezas desgastadas o fracturadas.

Los caudales altos facilitan el montaje para la sumergencia de la bomba, pero no restringen la operación de la bomba para caudales inferiores o mayores a los 140 L/s en el que fue probada la bomba construida.

Se logró identificar que, en los tipos de bomba seleccionados y ejecutados, es indispensable garantizar un sello hidráulico efectivo, pues en varios de los ensayos no se logró la operación de la bomba de manera correcta, debido a las fugas presentadas, representado en pérdidas para el sistema.

8.2 Recomendaciones

Se pueden mejorar las condiciones de velocidad de giro con la implementación de un nuevo sistema de transmisión que multiplique la velocidad y contribuya a obtener mejores resultados en términos de energía de presión y potencia. Para el diseño es importante seleccionar un material distinto al PLA de impresión, pues estos con el movimiento y fuerzas ejercidas se fracturan fácilmente. Una opción es la fabricación de los ejes de transmisión en aluminio, debido a su resistencia y ligereza para favorecer el movimiento.

En futuros trabajos se puede probar con otros diseños de rodets aumentando el diámetro del rotor de acuerdo con los criterios que se deseen alcanzar a escala real a partir de los criterios de leyes de semejanza; y experimentar con otra configuración de álabes que varíe en el espesor, altura del álabe, número de álabe y ángulo en la entrada-salida del impulsor, cumpliendo con los valores recomendados con el fin de ampliar el análisis y mejorar la selección de rotores con mayor eficiencia.

Es conveniente escalar los resultados y evaluarlos experimentalmente sobre el diseño propuesto en condiciones donde la variación de velocidad pueda realizarse en rangos amplios y con mejores condiciones de acople del sistema para el control de caudal,

velocidad del flujo, velocidad angular y torque. Esto permitirá revisar los resultados obtenidos y ajustar las características de funcionamiento de la bomba. Para el montaje del sistema de bombeo se debe proponer un soporte que otorgue mayor estabilidad y precisión en la toma de datos.

También se debe mejorar el sistema de generación de flujo, donde se pueda canalizar y captar en un solo ángulo el fluido, sin generar alteraciones hidráulicas como los remansos.

Este trabajo pudo evidenciar que las bombas de engranes no son recomendables debido a que su funcionamiento está diseñado para sustancias o fluidos con viscosidad superior a la del agua.

9 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Avello, A. (2014). Teoría de máquinas. Clasificación de los engranes. Segunda edición. Universidad de Navarra. Pamplona, España. Disponible en: https://dadun.unav.edu/bitstream/10171/34797/1/Avello_Teoria_de_Maquinas_Edicion_2_Ene_2014.pdf. Consultado el 06 de julio del 2022.
- Aztete, F. (2021). Mejoramiento en el rotor del ventilador para el transporte de materiales. Ventiladores centrífugos de álabes rectos radiales. Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa. Arequipa, Perú.
- BAPER. (2017). Qué es la eficiencia de la motobomba. Disponible en <https://baper.net/blog/que-es-la-eficiencia-en-una-motobomba/>. Consultado el 13 de enero del 2023.
- Beltrán, W. (2018). Optimización de los álabes de una turbina hidrocínética para la generación de energía eléctrica en las zonas ribereñas al río Sinú por medio del análisis de la dinámica de fluidos computacional. Clasificación de número de pala. Universidad Tecnológica de Bolívar. Bolívar, Cartagena.
- Buelbas, M., Mesa, M. & Parra, M. (2014). Bombeo en la industria alimentaria: Bomba centrífuga. Impulsor semiabierto. Universidad de Córdoba. Berastegui
- Bruni, M y Spuhler, D. (2018). Bombeo de agua motorizado. Oxfam México. Disponible en: <https://sswm.info/es/gass-perspective-es/tecnologias-de/tecnologias-de-abastecimiento-de-agua/distribucion/bombeo-de-agua-motorizado>. Consultado el 10 de enero del 2020.
- Budynas, R. & Nisbett, K. (2012). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Engranes. Octava edición. McGraw Hill. México.
- Cáceres, E. (2018). Diseño, construcción y optimización de turbinas hidrocínéticas de ríos y canales para generación de energía eléctrica. Energía hidrocínética. Universidad Nacional San Agustín de Arequipa. Lima, Perú.
- Cardona, C. (2018). Desarrollo de una turbina hidrocínética de eje horizontal de 1 HP para pico generación de energía eléctrica en zonas no interconectadas. Instituto Tecnológico Metropolitano. Medellín, Colombia.
- Castilla, A. & Galvis, G. (1993). Bombas y estaciones de bombeo. Efecto de la variación del diámetro. Instituto Cinara, Universidad del Valle. Cali, Colombia. Ultragraf.
- Cengel, Y & Cimbala, J. (2006). Mecánica de fluidos. Fundamentos y aplicaciones. Primera Edición. McGraw-Hill.
- Chica, F. Perez, A. Rubio-Clemente, and Agudelo, S. (2015). "Design of a hydrokinetic turbine," WIT Trans. Ecol. Environ., vol. 195, pp. 137–148.
- Castillo, J. (2021). Optimización básica del rodete de una bomba centrífuga de 500 vatios mediante Dinámica de Fluidos Computacionales (CFD). Elementos de las bombas centrífugas. Universidad Antonio Nariño. Tunja, Colombia.
- Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía.(2014). Consumo energético del suministro de agua potable -Sistemas de agua potable- Bombeo de agua potable municipal Estados y municipios. Disponible en <https://www.gob.mx/conuee/acciones-y-programas/consumo-energetico-del-suministro-de-agua-potable-sistemas-de-agua-potable-bombeo-de-agua-potable-municipal-estados-y-municipios?state=published>. Consultado el 05 de mayo de 2020.

- Corvalán, J. (2006), "Educación para la población rural en siete países de América Latina. Síntesis y análisis global de resultados por países." *Revista Colombiana de Educación*, Vol. N° 51, pp.40-79. Disponible en: <https://revistas.pedagogica.edu.co/index.php/RCE/article/view/7684/6189>. Consultado el 10 de Marzo del 2020.
- DANE. El Espectador (2018). Lo que falta en suministro de agua y alcantarillado en Colombia. Disponible en: <https://www.elespectador.com/economia/lo-que-falta-en-suministro-de-agua-y-alcantarillado-en-colombia-articulo-802501>. Consultado el 10 de noviembre del 2019.
- DANE. (2015). Censo Agropecuario: Analfabetismo. Comunicado de prensa. Disponible: https://www.dane.gov.co/files/CensoAgropecuario/comunicados/cp_22sep_2015.pdf. Consultado el 15 de marzo del 2020.
- DANE. (2005). Política para el suministro de agua potable y saneamiento básico en la zona rural (Conpes 3810 de 2014). Departamento Nacional de Planeación - DNP. Disponible en: <https://colaboracion.dnp.gov.co/CDT/Vivienda%20Agua%20y%20Desarrollo%20Urbano/Presentaci%C3%B3n%20Conpes%20APSB%20rural%20-%20DNP%20-%20Agosto%2027.pdf>. Consultado el 10 de febrero del 2020.
- DDRS. (2014). Dirección de Desarrollo Rural Sostenible. Definición de categorías de ruralidad. Disponible en: <https://colaboracion.dnp.gov.co/CDT/Estudios%20Economicos/2015ago6%20Documento%20de%20Ruralidad%20-%20DDRS-MTC.pdf>. Consultado el 10 de febrero del 2020.
- De las Heras, S. (2011). Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas. Universidad Politécnica de Cataluña. Barcelona, España. Disponible en: <https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.3/36653/9788476538937.pdf>. Consultado el 03 de marzo del 2020.
- Ecoinventos. (2019). Bomba Barsha es capaz de bombear 45.000 litros de agua al día sin combustible. Disponible en: <https://ecoinventos.com/bomba-agua-sin-combustible-capaz-bombear-45-000-litros-dia/>. Consultado el 19 de abril del 2020.
- Eficiencia Energética Industrial en Colombia. (2018). Manual de optimización de sistemas de bombeo. Bombas rotodinámicas. Disponible en https://www1.upme.gov.co/DemandaEnergetica/EEIColombia/Manual_sistemas_bombeo.pdf. Consultado el 02 de noviembre del 2022.
- Escoda, S. (2015). Manual práctico de ventilación. Clasificación de ventiladores. Segunda Edición. Barcelona, España
- FAO (1997). Caudal y métodos de medición. Disponible en: <http://www.fao.org/3/t0848s/t0848s06.htm>. Consultado el 24 de abril de 2020.
- Fontalvo, C., Pineda, R & Duarte, J. (2020). "Optimización energética de bombas centrífugas a través de un análisis paramétrico en CFD y modelos de pérdida de energía". INGE CUC, vol. 16, no. 1, pp. 1–21.
- Fracassi, G. (2019). Defensas ribereñas con gaviones y geosintéticos. Disponible: <https://books.google.com.co/books?id=TTSjDwAAQBAJ&printsec=frontcover&hl=es#v=onepage&q&f=false>. Consultado el 29 de abril del 2020
- Fraile, J. (2021). Diseño del rodete de una bomba centrífuga y su simulación con un análisis de elementos finitos. Tipos de rodete. Universidad de Cantabria. Cantabria, España.

- Flores, J. (s.f). Sistemas de transmisión mecánica. Mecanismo. Universidad Mayor de San Andrés. La Paz, Bolivia. Disponible en: <https://repositorio.umsa.bo/bitstream/handle/123456789/15454/EG-1080-%20Flores%20Garc%C3%ADa%2C%20Juan%20Carlos.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. Consultado el 06 de julio de 2022.
- Gunawan, X. Sun, M. Sterling, K. Shiono, R. Tsubaki, P. Rameshwaran, & D. W. Knight. (2012). “The application of LS-PIV to a small irregular river for inbank and overbank flows,” Flow Meas. Instrum., vol. 24, pp. 1–12.
- Gutiérrez, L & Guzmán, C. (2018). Automatización de líneas de tratamiento de agua para maquinaria de proceso. Informe técnico de residencia profesional. Tecnológico Nacional de México. Disponible en: <http://repositoriodigital.tuxtla.tecnm.mx/xmlui/bitstream/handle/123456789/2061/MDRPIM2018013.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. Consultado el 21 de febrero del 2022.
- Herrera, C. & Puerto, A. (2016). Estudio de los efectos generados por la variación del número de álabes y el ángulo de descarga en un rodete cerrado de entrada radial. Bogotá: Universidad Distrital Francisco José Caldas.
- Hofkes, E. y Visscher, J. (1990). Fuentes renovables de energía para sistemas de abastecimiento de agua. Bombas de río.
- Khan, M. Iqbal, M and Quaicoe, J. (2008) “River current energy conversion systems: Progress, prospects and challenges,” Renew. Sustain. Energy Rev., vol. 12, no. 8, pp. 2177–2193.
- Lets Print. (2020). Water Pump With 4 Different Turbines. Disponible en: <https://www.thingiverse.com/thing:4382059>. Consultado el 15 de agosto del 2022
- Largo, J. (2022). Simulación aerodinámica de un ventilador para un túnel de viento modular. Desempeño aerodinámico de la propuesta. Tesis de ingeniería mecánica. Universidad del Valle.
- Luna, N. (2017). De bomba al río. Universidad Nacional San Martín. Buenos Aires, Argentina. Disponible en: <https://www.unsam.edu.ar/tss/de-bomba-al-rio/#:~:text=%E2%80%9CLas%20principales%20ventajas%20de%20este,IPAF%20a%20carga%20del%20desarrollo>. Consultado el 15 de julio del 2022.
- Maldonado, F. (2005). Diseño de una turbina de río para la generación de electricidad en el distrito de Mazán-Región Loreto. Monografía técnica. Universidad Nacional Mayor de San Marcos. Lima, Perú. Disponible en Diseño de una turbina de río para la generación de electricidad en el distrito de Mazán-Región Loreto. Consultado el 11 de noviembre del 2020.
- Marbello, R. (2007). Bombas hidráulicas rotodinámicas: teoría y aplicaciones. Clasificación según la dirección del flujo. Universidad Nacional de Colombia. Medellín..
- Ministerio de Vivienda, Ciudad y Territorio. (2015). La realidad del acceso al agua en zonas rurales. Adaptado por Agua y Saneamiento Integral Rural Colombia (ASIR-SABA). Disponible en: <https://asirsaba.com.co/2019/02/la-realidad-del-acceso-al-agua-en-zonas-rurales-de-colombia/>. Consultado el 15 noviembre de 2020.
- Minvivienda (2013). Programa de abastecimiento de agua y manejo de aguas residuales en zonas rurales de Colombia. Principios de intervención del programa. Selección de Tecnologías y eficiencia económica en el uso y asignación de recursos Disponible en:

- <http://www.minvivienda.gov.co/Documents/Sobre%20el%20Ministerio/Planeacion-Seguimiento/Manual%20Operativo%20-%20%20%20%20%20Pr%C3%A9stamo%20No.%202732%20-%20OC-CO.pdf>.
- Ministerio de Minas y Energía (2019.). El mapa de 1.710 poblados que aún se alumbran con velas en Colombia. El Tiempo. Disponible en: <https://www.eltiempo.com/colombia/otras-ciudades/los-lugares-que-aun-viven-sin-energia-electrica-en-colombia-325892>. Consultado el 10 de noviembre del 2019.
 - Naciones Unidas (2015). Derechos para todos: agua y saneamiento a 4.000 metros de altura. Banco Interamericano de Desarrollo-BID. Disponible en: <https://blogs.iadb.org/agua/es/dia-mundial-del-agua-2019/>. Consultado el 01 de mayo del 2020.
 - Neary, V. Gunawan, B.& Sale,D. (2013) “Turbulent inflow characteristics for hydrokinetic energy conversion in rivers,” Renew. Sustain. Energy Rev., vol. 26, pp. 437–445.
 - OMS (2003). Agua, saneamiento y salud. La cantidad de agua domiciliaria, el nivel del servicio y la salud. Disponible en: https://www.who.int/water_sanitation_health/diseases/WSH03.02.pdf. Consultado el 15 de enero del 2020.
 - OMS (2017). 2100 millones de personas carecen de agua potable en el hogar y más del doble no disponen de saneamiento seguro. Disponible en: <https://www.who.int/es/news-room/detail/12-07-2017-2-1-billion-people-lack-safe-drinking-water-at-home-more-than-twice-as-many-lack-safe-sanitation>. Consultado el 01 de mayo del 2020.
 - OMS (2019). Una de cada tres personas en el mundo no tiene acceso al agua potable. Comunicado de prensa. Disponible en: <https://www.who.int/es/news-room/detail/18-06-2019-1-in-3-people-globally-do-not-have-access-to-safe-drinking-water-%E2%80%93-unicef-who>. Consultado el 03 de diciembre del 2019.
 - PNUD- Programa de Naciones Unidas para el Desarrollo. (2006). Informe sobre desarrollo humano. La población pobre paga más, y más de lo que puede afrontar. Disponible en: http://hdr.undp.org/sites/default/files/hdr_2006_es_completo.pdf. Consultado el 20 de abril del 2020.
 - Prusament. (2021). Resistencia química de los materiales de impresión 3D. Disponible en: <https://prusament.com/es/resistencia-quimica-de-los-materiales-de-impresion-3d/>. Consultado el 03 de marzo del 2023.
 - Quiroga, E. (2020). Bombas y estaciones de bombeo. Notas de clase.
 - Ramírez, A. (2019). Diseño de Álabes, Rotor y Transmisión de un Generador Eólico de Eje Horizontal de 500 W. Captación de energía. Instituto Tecnológico de Pachuca. Pachuca, México. Disponible en: http://www.itpachuca.edu.mx/pdf/repositorio_tesis/17201171.pdf. Consultado el 09 de agosto del 2022.
 - RAS. (2010). Alternativas Tecnológicas en Agua y Saneamiento para el Sector Rural. Reglamento Técnico del Sector de Agua Potable y Saneamiento Básico. Ministerio de Ambiente, Vivienda y Desarrollo Territorial. Disponible en: http://www.minvivienda.gov.co/Documents/ViceministerioAgua/100811_titulo_j_ras%20.pdf. Consultado el 01 de mayo del 2020.
 - Roca, F. (2000). Oleohidráulica Básica. Bombas de desplazamiento positivo.

- Salcedo, M. (2011). Mecánica de fluidos: Impulsión de fluidos. Turbobombas. Universidad de Alicante. Alicante, España. Disponible en: https://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/20299/4/tema2_impulsion.pdf. Consultado el 15 de noviembre del 2022.
- SDT. (2020). Ventiladores centrífugos: características y ventajas. Disponible en: <https://www.sdtair.com/ventiladores-centrifugos-caracteristicas-y-ventajas>. Consultado el 10 de octubre del 2022.
- Solórzano, R. (2016). Principios ingenieriles básicos - Bombas Hidráulicas. Disponible en: <https://www.hydraulicspneumatics.com/hp-en-espanol/article/21886594/principios-ingenieriles-bsicos-bombas-hidrulicas>. Consultado el 11 de noviembre del 2020.
- Toledo, D. (2016). Diseño de un sistema de achique para las excedencias del estopero del escudo inferior de la turbina Tipo Francis, con 180 Megawatts de potencia de generación de la Central Hidroeléctrica Belisario Domínguez. Bombas rotodinámicas. Reporte de residencia profesional. Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez. Chiapas, México. Disponible en: <http://repositoriodigital.tuxtla.tecnm.mx/xmlui/bitstream/handle/123456789/1867/MDRPIM2016014.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. Consultado el 21 de diciembre del 2022.
- UNICEF. (2014). El agua potable y el saneamiento básico en los planes de desarrollo. Procuraduría General de la Nación. Disponible en: https://www.procuraduria.gov.co/portal/media/file/parte3_agua.pdf. Consultado el 24 de abril del 2020.
- UNAP. (2015). Universidad Nacional de la Plata. Transmisiones de Potencia. Curso de mecánica aplicada. La Plata, Argentina. Disponible en: https://aulavirtual.agro.unlp.edu.ar/pluginfile.php/84226/mod_resource/content/0/Guia%20Transmisiones.pdf. Consultado el 10 de julio de 2022.
- Valderrama, L.(2022). Optimización energética en sistemas de bombeo con bombas centrífugas, desarrollo de un caso práctico. Universidad EAFIT. Medellín.
- Valasek, A. (2017). Bomba de engranajes externa. Disponible en <https://pinshape.com/items/36475-3d-printed-external-gear-pump-assembly-required>. Consultado el 03 de julio del 2021.
- Vermaak, H. Kusakana, K and Koko, S. (2014).“Status of micro-hydrokinetic river technology in rural applications: A review of literature,” Renew. Sustain. Energy Rev., vol. 29, pp. 625–633.
- Viejo, M & Álvarez, J. (2003). Bombas: Teoría, diseño y aplicaciones. Tercera edición. Editorial Limusa S.A. México. Disponible en <https://es.slideshare.net/EduardoSagredo/teoria-diseo-y-aplicaciones-de-bombas>. Consultado el 03 de marzo del 2020.
- Zamora, B & Viedma, A. (2016). Máquinas hidráulicas. Teoría y problemas. Máquinas de desplazamiento positivo.Universidad Politécnica de Cartagena. Primera edición.

10 ANEXOS

10.1 Mecanismo de Engranajes

Los engranajes son ruedas dentadas que transmiten el movimiento circular entre ejes cercanos mediante el empuje que ejercen los dientes de unas piezas sobre otras, con una relación de velocidades angulares constante.

Los engranajes ofrecen ventajas frente a los demás mecanismos, debido a que son versátiles, presentan menores limitaciones, son compactos, sencillos de fabricar, pueden transmitir grandes potencias y están normalizados, razones por las que es de común uso en todo tipo de máquinas, en forma de reductores, multiplicadores, cajas de cambios, diferenciales, trenes de engranes, etc. (Avello, 2014)

Los engranajes se clasifican en tres grupos, de acuerdo la disposición de sus ejes, los cuales se muestran en la **tabla 10.1**:

tabla 10.1 Clasificación de los engranajes según la disposición de sus ejes

EJES PARALELOS	EJES QUE SE CORTAN	EJES QUE SE CRUZAN
• Dientes rectos • Piñón – cremallera • Dientes helicoidales • Herringbone	• Dientes rectos • Dientes espirales	• Hipoides • Sinfin-corona • Helicoidales de ejes cruzados

Fuente: Avello, A. (2014).

La nomenclatura de los dientes para los engranajes rectos se presenta en la **Figura 10.1**.

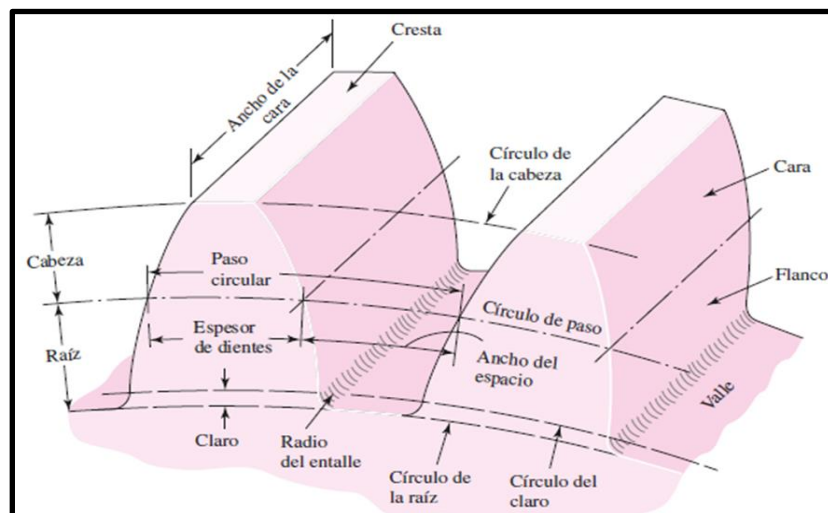


Figura 10.1 Nomenclatura de los dientes de engranes rectos

Fuente: Budynas, R. & Nisbett, K. (2012).

El **paso circular (p)** es la distancia medida sobre el círculo de paso, desde un punto en un diente a un punto correspondiente en un diente adyacente. De esta manera, el paso circular es igual a la suma del espesor del diente y del ancho del espacio.

El **módulo (m)** representa la relación del diámetro de paso con el número de dientes. La unidad de longitud que suele emplearse es el milímetro. El módulo señala el índice del tamaño de los dientes en unidades del sistema inglés (SI).

El **paso diametral (P)** está dado por la relación del número de dientes en el engrane respecto del diámetro de paso. Por lo tanto, es el recíproco del módulo. Debido a que el paso diametral se utiliza sólo con unidades del SI, se expresa en dientes por pulgada.

La **cabeza** también conocida como **addendum (a)** se determina por la distancia radial entre la cresta y el círculo de paso. (Ver **Figura 10.1**; **Error! No se encuentra el origen de la referencia.**)

La **raíz o dedendum (b)** equivale a la distancia radial desde el fondo hasta el círculo de paso. (Ver **Figura 10.1**)

La **altura o profundidad total (h)**, es resultante de la suma de la cabeza y la raíz.

Las Ec.20 a Ec.23 permiten estimar la relación de cada parámetro mencionado para el cálculo del número de dientes, el diámetro primitivo y otras características para el engranaje dentado a dimensionar.

$$P = N/d \quad \text{Ecuación 20}$$

$$m = d/N \quad \text{Ecuación 21}$$

$$p = \pi d/N = \pi m \quad \text{Ecuación 22}$$

$$pP = \pi \quad \text{Ecuación 23}$$

Donde:

P = paso diametral, en dientes por pulgada

N = número de dientes

d = diámetro de paso, en pulgadas

m = módulo, en mm

d = diámetro de paso, en mm

p = paso circular

El mecanismo de los engranajes puede ser simple o múltiple. El simple consta de una rueda motriz con dientes en su periferia exterior que engrana sobre otra similar, lo que evita el deslizamiento entre las ruedas. Al engranaje de mayor tamaño se le denomina rueda y al de menor piñón (Flores, s.f).

Este mecanismo de transmisión (como el de ruedas de fricción) invierte el sentido de giro de dos ejes contiguos, condición que se puede modificar introduciendo una rueda loca o engranaje loco que gira en un eje intermedio Zi.

En el sistema de transmisión múltiple, el objetivo es alcanzar a transmitir un movimiento giratorio entre dos ejes, ya sea para reducir o aumentar significativamente la velocidad de giro. El sistema se diseña con varias ruedas dentadas dobles unidas en cadena, de tal forma que una hace de conducida de la anterior y otra de conductora de la siguiente.

Cuando se requiere multiplicar la velocidad, el piñón es el engranaje conducido y la rueda es el engranaje motriz, siendo la velocidad de salida (piñón) mayor que la velocidad de entrada (rueda), en caso de ser un sistema reductor la velocidad de salida (rueda) es menor que la velocidad de entrada, es decir en el piñón (Flores, s.f).

10.2 Diseño del prototipo de captación del agua

El diseño de este dispositivo de captación consta de una contracción excéntrica teniendo como referencia el ancho de canal de prueba usado en la evaluación del prototipo de bomba.

El uso de esta estructura tuvo como finalidad la generación de mayor velocidad en el fluido y un mayor número de revoluciones por parte de la turbina cuyo movimiento es transmitido directamente al prototipo de bomba sumergible ensamblada a la turbina por medio de un eje conductor. Sin embargo, al posicionar el prototipo que se muestra en la **Figura 10.2 Fotografías de construcción y prueba de dispositivo para captación de agua** en la salida del canal seleccionado para la prueba experimental, se observó claramente un aumento en la velocidad del flujo, pero el diámetro del orificio de la estructura limitaba el ensamble de todas las piezas y la sumersión de la bomba, lo cual es el principio de operación del prototipo de bomba y descartó su posibilidad de uso.



Figura 10.2 Fotografías de construcción y prueba de dispositivo para captación de agua

10.3 Estimación de costos

Para estimar los costos y aplicación de este proyecto se tuvieron en cuenta distintos valores comerciales para el desarrollo del sistema de bombeo propuesto. Se tuvo en cuenta la cantidad de materiales para la impresión 3D, el costo de los equipos de impresión, los softwares y programas de diseño necesarios, así como los recursos humanos requeridos y otros costos. A continuación, se muestra la estimación de costos relacionados con la implementación del sistema de bombeo de este proyecto como una primera aproximación a escala real.

tabla 10.2 Estimativo de costos para la implementación de la bomba centrífuga sumergible

Concepto	Precio unitario	Unidades	Precio total
Software Licencia de Autodesk Inventor mes	1.315.902	2	2.631.804
Materiales Impresora Creality PLA (kg) Rodamientos Barras de aluminio Tornillos Empaques Pegante	1.200.000 70.000 7000 12.000 1000 800 15.000	1 6 10 2 4 4 3	1.200.000 420.000 70.000 24.000 4.000 3.600 45.000
Transporte día	300.000	5	1.500.000
Recursos humanos Ayudante (día laborado)	50.000	2	100.000
Instalación (día)	70.000	1	70.000
Imprevistos	500.000		500.000
Total			\$ 6.568.404