



ESTUDIO DE LA EFICIENCIA DE UNA TURBINA PELTON VARIANDO PARÁMETROS EN EL INYECTOR

**ALGARIN PACHECO LAURA VANESA
RANGEL JACOME LUIS ANGEL**

**PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
FACULTAD DE INGENIERÍA
BARRANQUILLA
2025**



UNIVERSIDAD
AUTÓNOMA
DEL CARIBE

ESTUDIO DE LA EFICIENCIA DE UNA TURBINA PELTON VARIANDO PARÁMETROS EN EL INYECTOR

Algarin Pacheco Laura Vanesa
Rangel Jacome Luis Ángel

Trabajo de grado como requisito parcial para optar por el título de:
Ingeniero Mecánico

Director
M.Sc. Henry Santamaria De la Cruz
Co-director
M.Sc. Carlos Soto Montaña
M.Sc. Luis Carbonell Arnedo

Facultad de Ingeniería
Programa de Ingeniería Mecánica
Barranquilla, Colombia
2025



Nota de Aceptación

Firma Coordinador de Opción de Grado

Firma del Jurado

Firma del Jurado

Agradecimientos

Primeramente, queremos dar gracias a Dios, por guiarnos en cada paso de nuestro camino y permitirnos culminar con éxito esta importante etapa, ya que gracias a eso hemos podido llegar hasta este momento.

También agradecer a nuestras familias, quienes han sido nuestro pilar fundamental, gracias por su compañía incondicional, comprensión, apoyo constante y por creer en nosotros incluso cuando se presentaron dificultades, sus consejos y sacrificios han sido impulso para seguir adelante y no rendirnos ante las circunstancias.

A nuestros compañeros y amigos, agradecemos por su compañía, por las experiencias compartidas, las largas jornadas de estudio y el apoyo mutuo en cada obstáculo del camino. Ya que, al pasar el tiempo, aprendimos no solo conocimientos académicos, sino también valores de trabajo en equipo, empatía y amistad.

De igual manera, extendemos nuestro profundo agradecimiento a nuestros profesores, quienes con su dedicación, paciencia y compromiso nos guiaron desde el inicio de nuestra formación hasta el final. Gracias por compartir con nosotros su conocimiento, su tiempo y su vocación de enseñanza e inspiración y formarnos como profesionales íntegros.

Finalmente, agradecemos a la institución que nos acogió, por brindarnos las herramientas necesarias para nuestro desarrollo académico y personal, por abrirnos las puertas a nuevas oportunidades y permitirnos crecer en un entorno de aprendizaje y valores. Gracias por ser parte esencial de nuestra historia y por contribuir a forjar en nosotros el deseo de ser profesionales comprometidos con el bienestar de la sociedad.

Resumen

En este documento se busca analizar y mejorar la eficiencia de una turbina Pelton ubicada en el banco de pruebas del laboratorio de la Universidad Autónoma del Caribe. El estudio se centra en las variables del inyector, principalmente en las boquillas y en los ángulos de entrada y salida del chorro que impacta los álabes. Estas variables se ajustan con el propósito de que la turbina alcance un régimen de velocidad angular adecuado, expresado en revoluciones por minuto, que permita el correcto funcionamiento del freno Prony. Este dispositivo se utiliza para aplicar una carga mecánica controlada y medir la potencia desarrollada por la turbina durante las pruebas experimentales.

De acuerdo con lo anterior, se evalúa la potencia y eficiencia del sistema bajo diferentes aperturas del inyector, en este contexto, se realizaron ensayos experimentales utilizando boquillas de 6 mm y 12 mm, tanto con freno como sin freno. Los resultados obtenidos permiten establecer con precisión que el rendimiento de la turbina Pelton depende directamente del diámetro de la boquilla, la presión y el caudal. Al incrementar el diámetro del inyector de 3,8 mm (posición 1) a 6,0 mm (posición 5), el área de paso aumentó de 11,34 mm² a 28,27 mm², representando un incremento del 149,3%. Este cambio geométrico produjo un aumento del caudal de 7,35 L/min a 14,1 L/min (+91,8%) y elevó la potencia hidráulica disponible de 33,77 W a 43,74 W (+29,5%). En consecuencia, la eficiencia mecánica del conjunto pasó de 0,619 a 0,975, es decir, un incremento absoluto de 35,6 puntos porcentuales. La velocidad de chorro experimental c_1 varió entre 7,234 m/s y 8,550 m/s, mientras que la velocidad periférica teórica u_{teo} disminuyó de 10,567 m/s a 8,682 m/s al reducirse la presión de 40 PSI a 27 PSI conforme se abría el inyector. Las RPM del rodete alcanzaron su valor máximo de 1 279 en la posición 3 ($d = 5,73$ mm), reduciéndose a 950 RPM en la posición 5 ($d = 6,0$ mm), lo que refleja el efecto de la carga hidráulica sobre la velocidad angular. La velocidad específica N_s se mantuvo constante en 40,87 en el plano teórico, confirmando la similitud hidráulica del equipo, aunque los valores experimentales N_{s_exp} oscilaron entre 71,19 y 128,59, evidenciando la sensibilidad del parámetro a las condiciones reales de operación.

Se determinó que al incrementar el diámetro de la boquilla de 3,8 mm a 5,73 mm (posiciones 1 a 3), el caudal aumentó de 7,35 L/min a 13,2 L/min (+79,6%) y la potencia hidráulica creció de 33,77 W a 42,46 W (+25,7%). Sin embargo, al continuar abriendo el inyector de 5,73 mm a 6,0 mm (posiciones 3 a 5), la



potencia hidráulica se estabilizó entre 42,12 W y 43,74 W, con una variación máxima de apenas 1,62 W (3,8%), evidenciando la tendencia a la saturación hidráulica. Esta condición implica que la energía adicional aportada por el mayor caudal no se traduce eficientemente en trabajo útil sobre el rotor, generando pérdidas por restricción del flujo. Con la boquilla completamente abierta en 6,0 mm bajo condición de freno, las RPM cayeron de 1 279 (posición 3) a 950 RPM. En general, los inyectores de menor diámetro presentan mejores resultados en términos de caudal, presión y velocidad de chorro, alcanzando valores de eficiencia hidráulica y mecánica. Este comportamiento se refuerza con el número específico de revoluciones, el cual se relacionan directamente con la eficiencia y refleja un mejor aprovechamiento de la energía transmitida por el chorro al rodete.

Palabras clave: turbina Pelton, eficiencia, potencia, álabes, inyectores.



Abstract

This document analyzes and improves the efficiency of a Pelton turbine located at the test bench in the laboratory of the Universidad Autónoma del Caribe. The study focuses on the variables associated with the injector, mainly the nozzle diameter and the inlet and outlet angles of the jet impacting the buckets, with the aim of ensuring that the turbine reaches the angular velocity (RPM) required to properly operate the Prony brake. This device is used to apply a controlled mechanical load and measure the power developed by the turbine.

Based on the above, the power and efficiency of the system are evaluated under different injector openings. Experimental tests were carried out using 6 mm and 12 mm nozzles, both with and without the brake. The results indicate that the performance of the Pelton turbine depends directly on the nozzle diameter, pressure, and flow rate. Variations in the injector diameter significantly modify the flow behavior, affecting the jet velocity, the available hydraulic power, and consequently, the mechanical efficiency of the system.

It was determined that increasing the nozzle diameter leads to an increase in flow rate and hydraulic power; however, the latter tends to stabilize beyond a certain opening, generating losses of useful energy that should be transmitted to the rotor. Specifically, with the 6 mm nozzle, flow restriction losses occur during the tests with the brake, negatively affecting efficiency; unlike the test without the brake, in which the efficiency remains stable.

In general, smaller-diameter injectors show better results in terms of flow rate, pressure, and jet velocity, achieving higher hydraulic and mechanical efficiency values. This behavior is reinforced by the specific speed, which is directly related to efficiency and reflects a better use of the energy transmitted from the jet to the runner.

Keywords: Pelton turbine, efficiency, power, blades, injectors.

Tabla de contenido

Agradecimientos	ii
Resumen.....	iii
Abstract.....	v
Tabla de contenido	viii
Lista de símbolos	viii
Lista de figuras.....	ix
Lista de Tablas.....	xi
1 Introducción	1
1.1 Formulación del problema	3
1.2 Justificación	6
1.3 Antecedentes	7
2 Objetivos	9
2.1 Objetivo general.....	9
2.2 Objetivos específicos	9
3 Metodología.....	10
3.1 Determinar analíticamente los factores que intervienen en el funcionamiento de una turbina Pelton a partir del estado de las variaciones que influyen en la turbina.....	10
3.1.1 Revisión de factores analíticos	10
3.1.1 Investigar las variables finales que influyen en el rendimiento de la turbina. 10	
3.1.2 Análisis del proyecto (estudio experimental del comportamiento hidráulico de una turbina Pelton con freno Prony).....	12
3.2 Diseñar álabes e inyectores de una turbina Pelton a partir de conceptos básicos y de detalle de los componentes variantes del diseño. ..	13
3.2.1 Análisis de turbina Pelton	13
3.2.2 Rediseño del banco experimental	13
3.2.3 Dimensionamiento y construcción	13

3.3	Analizar y comparar el rendimiento de álabes e inyectores de una turbina mediante el desarrollo de experimentos en el laboratorio.	14
3.3.1	Análisis y comparación del rendimiento de la turbina.....	14
4	Resultados y análisis.....	15
4.1	Determinar analíticamente los factores que intervienen en el funcionamiento de una turbina Pelton a partir del estado de las variaciones que influyen en la turbina.....	15
4.2	Diseñar álabes e inyectores de una turbina Pelton a partir de conceptos básicos y de detalle de los componentes variantes del diseño.	19
4.2.1	Montaje del banco	23
4.3	Analizar y comparar el rendimiento de álabes e inyectores de una turbina mediante el desarrollo de experimentos en el laboratorio.....	24
4.3.1	Pruebas y análisis.	28
5	Conclusiones y recomendaciones	¡Error! Marcador no definido.
5.1	Conclusiones.	39
5.2	Recomendaciones.	40
	Anexo: planos del inyector y álabes	41
	Referencias.....	48

Lista de símbolos

Símbolos con letras latinas

Símbolo	Descripción	Unidad SI
A_r	Área	m ²
C₁	Velocidad de entrada del agua	m/s
C₂	Velocidad de salida del agua	m/s
D	Diámetro exterior de la rueda	m
d	Diámetro de salida	m
H	Altura del salto	m
N	Revoluciones de la turbina	rpm
N_s	Número específico de revoluciones	adimensional
P	Potencia de la turbina	W
Q	Caudal	m ³ /s
u	Velocidad tangencial del rodete	m/s
w₂	Velocidad relativa de salida	m/s

Símbolos con letras griegas

Símbol	Descripción	Unidad SI
o		
β₁	Ángulo de entrada	rad
β₂	Ángulo de salida	rad
π	Constante pi	adimensional

Lista de figuras

Figura 1: Distribución de energía eléctrica en Colombia [2].....	1
Figura 2: Distribuidor o inyector de una turbina [7]	2
Figura 3: Forma y distribuciones principales de las cucharas de una turbina Pelton [8].....	2
Figura 4: Inyector con fugas, propia autoría.....	4
Figura 5: Inyector de turbina Pelton, banco de prueba	5
Figura 6: Fallas en fuga de la carcasa de la turbina Pelton del laboratorio Mecánica de Fluidos, propia autoría.	7
Figura 7: Triangulo de velocidad de entrada. [10].....	10
Figura 8: Diseño CAD del banco anterior [10].....	13
Figura 9: Cálculo de cucharas	16
Figura 10: Ángulo de las cucharas y ángulo donde golpea el chorro.....	16
Figura 11: Triangulo de velocidad.....	18
Figura 12: Toma de medidas de la carcasa	19
Figura 13: Toma de medidas rodete	20
Figura 14: Diseño CAD inyector.....	20
Figura 15: Filamento PLA [14]	21
Figura 16: Carcasa: propia autoría.....	22
Figura 17: Vista lateral de la carcasa, propia autoría.....	21
Figura 18: Vista superior, carcasa, propia autoría.	21
Figura 19: Vista trasera de la carcasa, propia autoría.	22
Figura 20: Proceso de impresión del eje en 3D	22

Figura 21: Proceso de impresión rodete.	22
Figura 22: Eje terminado impresión 3D.....	22
Figura 23: Base de carcasa en impresión 3D.	22
Figura 24: Inyector mecanizado, propia autoría.....	23
Figura 25: Boquilla de 12 mm	23
Figura 26: Boquilla de 6 mm.	23
Figura 27: Banco acrílico, propia autoría	25
Figura 28: Bomba y sus especificaciones, propia autoría.....	25
Figura 29: Sistema de tuberías y mangueras, propia autoría	26
Figura 30: Dinamómetro, propia autoría.	26
Figura 31: Manómetro, propia autoría.....	27
Figura 32: Diagrama de cuerpo libre.....	32
Figura 33: Eficiencia vs rpm, dato sin freno 6mm. ¡Error! Marcador no definido.	
Figura 34:Eficiencia vs caudal, datos sin freno 6mm.	33
Figura 35: Eficiencia total vs RPM, boquilla 6 mm con freno	34
Figura 36: Eficiencia total vs caudal, boquilla 6 mm con freno.....	35
Figura 37: Eficiencia vs RPM, boquilla 12 mm sin freno	36
Figura 38:Eficiencia vs caudal, boquilla 12 mm sin freno.....	36
Figura 39: Eficiencia total vs RPM, boquilla 12 mm con freno	37
Figura 40: Eficiencia total vs caudal, boquilla 12 mm con freno..... ¡Error! Marcador no definido.	

Lista de Tablas

Tabla 1: Turbina Pelton en función del número específico de revolución N_s [11]	¡Error! Marcador no definido.
Tabla 2: Tabla para cálculo de diámetro de boquilla, medidas de inyector y cucharas.	15
Tabla 4: Datos practica de laboratorio con boquilla 6mm sin freno.....	28
Tabla 5: Datos prueba de laboratorio con boquilla 6mm con freno.	29
Tabla 6: Datos prueba de laboratorio con boquilla 12mm sin freno	29
Tabla 7: Datos prueba de laboratorio con boquilla 12mm con freno.	30
Tabla 8: Datos obtenidos de boquilla 6 mm sin freno	32
Tabla 9: Datos obtenidos de boquilla 6 mm con freno	34
Tabla 10: Datos obtenidos de boquilla 12 mm sin freno	35
Tabla 11: Datos obtenidos de boquilla 12 mm con freno	37

1 Introducción

Colombia se ha posicionado en el ámbito internacional en la generación hidroeléctrica con 33 plantas en funcionamiento. Entre estas, destaca la Central Hidroeléctrica del Guavio, ubicada en el municipio de Ubalá en Cundinamarca. Esta central cuenta con una capacidad instalada de 1.260 MW, distribuida en 5 unidades, y se distingue por el uso de turbinas Pelton en su proceso de generación eléctrica. [1]

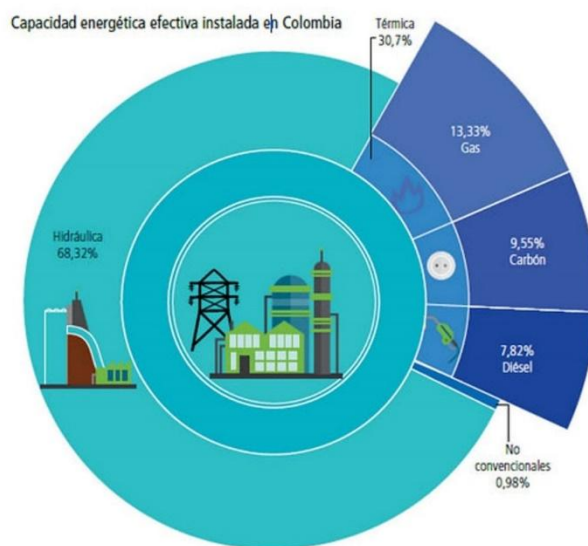


Figura 1: Distribución de energía eléctrica en Colombia [2]

Estas turbinas Pelton se caracterizan por su alta eficiencia en la conversión de energía hidráulica en energía mecánica, logrando alrededor del 92% de eficiencia a plena carga. Su diseño está diseñado para operar con alta presión y bajo caudal, aprovechando flujos tangenciales y utilizando admisión parcial y de acción. Toda la energía cinética del agua que llega a la turbina se emplea para su giro, ya que la energía de presión que posee el agua al entrar se convierte por completo en energía cinética en el rodete. [3] [4]

Los álabes de la turbina Pelton son elementos cruciales que dirigen el flujo de agua hacia la rueda de la turbina, convirtiendo la energía cinética del agua en energía mecánica. Su forma, ángulo y disposición son fundamentales para aprovechar eficazmente la energía del flujo. La falta de variedad en álabes, rodetes y boquillas para los inyectores limita la capacidad del banco experimental para demostrar diversas configuraciones a los estudiantes, limitando su experiencia teórica y práctica en el laboratorio. [5] [6]

El distribuidor de una turbina Pelton es un componente crucial que potencia la energía cinética del fluido al reducir su sección de paso. Este proceso aumenta la cantidad de energía que la turbina puede aprovechar, ya que se centra principalmente en la energía cinética del fluido. Cuando hay un solo inyector, el eje del rodete de la turbina permanece horizontal; sin embargo, si hay múltiples inyectores, el eje se vuelve vertical. Cada inyector está conectado a su propia tubería, equipada con una válvula de aguja que permite regular el flujo de fluido hacia la turbina. [7]

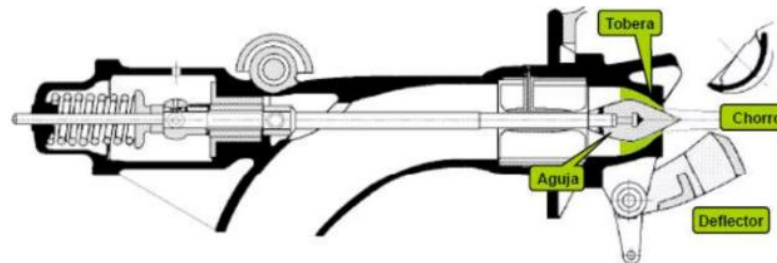


Figura 2: Distribuidor o inyector de una turbina [7]

Los álabes, también conocidos como cucharas o cangilones, son componentes vitales de la turbina Pelton, ya que reciben el chorro de agua proveniente del inyector. El número y tamaño de estos álabes varían según la velocidad específica de la instalación; velocidades más bajas requieren más cucharas pequeñas, mientras que velocidades más altas necesitan menos cucharas, pero de mayor tamaño. Estos álabes están diseñados con el objetivo de desviar el agua de manera eficiente, minimizando las pérdidas de energía. Han establecido relaciones entre el diámetro de salida del chorro de agua y las dimensiones de los, utilizando datos recopilados de varios estudios. [8]

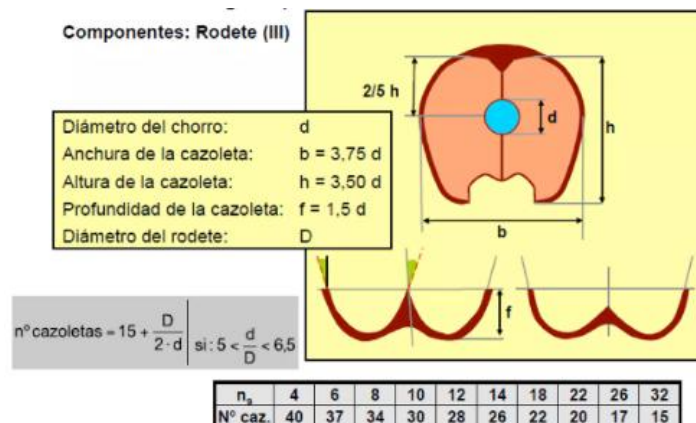


Figura 3: Forma y distribuciones principales de las cucharas de una turbina Pelton [8]

El propósito de este proyecto es rediseñar o evaluar la influencia de ciertos parámetros de la turbina Pelton sobre la eficiencia, para permitir su uso con diversas configuraciones. Se busca estudiar cómo diferentes ángulos de las boquillas del inyector, así como otros componentes, influyen en la velocidad angular, presión y flujo del agua, y en última instancia, en la eficiencia de la turbina. El objetivo es alcanzar una eficiencia cercana al 92% mediante el diseño adecuado de los componentes.

El trabajo se basa en mejorar el banco experimental ubicado en el laboratorio de mecánica de fluidos de la Universidad Autónoma del Caribe, partiendo de investigaciones previas como el proyecto de Rodrigo Cassiani y Gary López **"Estudio experimental del comportamiento hidráulico de una turbina Pelton con freno Prony"** del año 2022. Este proyecto reveló una eficiencia del 75%, atribuida en gran medida a pérdidas de fluido del 35.56% causadas por fallas en el inyector.

Para abordar estas pérdidas y mejorar la eficiencia, se propone diseñar un nuevo inyector con variables ajustables, así como optimizar la geometría y configuración de los álabes de la turbina con base en criterios de diseño establecidos en la literatura. Se utilizará la literatura relacionada y los antecedentes para identificar las configuraciones más eficientes. Este enfoque permitirá corregir las deficiencias del banco experimental existente y habilitar nuevas prácticas, como la capacidad de cambiar rodetes, cucharas y boquillas de inyectores, lo que brindará a los estudiantes una comprensión más profunda del rendimiento de la turbina en diferentes escenarios. [9]

Estos aspectos resaltan cómo el estudio de la turbina Pelton en un laboratorio de ingeniería no solo aborda las deficiencias pasadas, sino que también sienta las bases para la innovación, la comprensión más profunda y la aplicación práctica en la industria. [9] [10]

1.1 Formulación del problema

La turbina Pelton en el banco experimental de la Universidad Autónoma del Caribe, está actualmente inoperativa debido a fallos en el diseño y daños en componentes claves, incluyendo álabes, inyectores y estructuras. Esto afecta tanto la eficiencia como la capacidad del banco para realizar experimentos de manera precisa. [9] [10]

La turbina Pelton ubicada en el banco de prueba del laboratorio de la Universidad Autónoma del Caribe presenta deficiencias en su desempeño operativo. Las mediciones experimentales indican que su eficiencia se

encuentra entre el 55% y el 60%, con una velocidad óptima de rotación entre 950 y 1170 rpm, valores que varían según la altura neta y la apertura del inyector. Estas velocidades son inferiores a las esperadas para una máquina de este tipo, lo cual evidencia que el banco no opera en condiciones óptimas. Lo anterior se atribuye principalmente a fallas en el diseño del inyector y a la geometría inadecuada de los álabes, factores que limitan la transferencia eficiente de energía del chorro al rodete.

Si el inyector está dañado o las cucharas no tienen el ángulo adecuado, la eficiencia de la turbina Pelton se verá afectada negativamente. Esto puede resultar en una menor cantidad de agua golpeando las paletas de la turbina con la fuerza óptima, lo que disminuirá la potencia generada. Además, la desalineación de las cucharas puede causar pérdidas de energía por fricción y turbulencia, lo que también reduce la eficiencia y, por lo tanto, la potencia de la turbina.

Dicho esto, se espera que la eficiencia alcance lo establecido teóricamente 92% y esta turbina pueda habilitarse con mejoras en comparación con la que se encuentra en el laboratorio de mecánica de fluidos encontrando la mejor combinación de parámetros y así los estudiantes del programa de ingeniería puedan interactuar con el banco experimental notando los fenómenos que ocurren por el cambio en variables en su inyector y álabes con su rodete. [10]



Figura 4: Inyector con fugas, propia autoría

El estudio realizado por Rodrigo Cassiani y Gary López en el laboratorio de mecánica de fluidos de la universidad Autónoma del Caribe, se observó que la eficiencia de la turbina Pelton era del 80%, por debajo del rendimiento teórico esperado del 92%. Este proyecto tiene como objetivo mejorar esta eficiencia,

identificando y corrigiendo problemas específicos, como las pérdidas del 35.56% que se ve reflejado en el documento que tiene como título ***“estudio experimental sobre el comportamiento hidráulico de una turbina Pelton con freno Prony”***, asociadas a un diseño defectuoso en los inyectores. [10]

Es crucial realizar modificaciones en el inyector y rediseñar los álabes, permitiendo la variación en forma, ángulo, longitud y número de álabes, así como en el diámetro y geometría de los inyectores. Estos ajustes son esenciales para maximizar la extracción de energía del agua y mejorar la eficiencia global de la turbina Pelton. Además, se propone la implementación de diferentes configuraciones de álabes y rodets, junto con boquillas intercambiables para los inyectores, facilitando la demostración de variaciones a los estudiantes y enriqueciendo la experiencia práctica en el laboratorio. [9] [10]



Figura 5: Inyector de turbina Pelton, banco de prueba

Para lograrlo, se propone diseñar y evaluar nuevos inyectores, considerando diferentes variables que puedan mejorar su rendimiento montaje y desmontaje rápido. Además, se planea realizar ajustes en los álabes, realizando un diseño nuevo, la variación de las boquillas del inyector se hace para ver la eficiencia los cambios que se generan y así encontrar configuraciones más eficientes. Todo esto se basa en las deficiencias que afectaron el banco experimental ubicado en la UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL CARIBE. por los datos dicho en pérdidas de flujo y porcentaje de eficiencia de la turbina [10]

Además, la eficiencia de la turbina Pelton también se ve afectada por las variaciones en los ángulos de salida del inyector. Los inyectores son responsables de dirigir el chorro de agua hacia los álabes de la turbina, y la presión y dirección del chorro son cruciales para el rendimiento general. Cambiar los ángulos de salida del inyector puede alterar la forma en que el flujo de agua incide en los álabes y, por ende, influir en la eficiencia de la turbina.

Una incorrecta modificación de estos ángulos puede generar una inadecuada interacción entre el agua y los álabes, lo que reduce la eficiencia de la conversión de energía. [9] [10]

Por lo tanto, es evidente que las variaciones en los parámetros de los álabes e inyectores de una turbina Paltón tienen un impacto directo en su eficiencia y comportamiento en la generación de energía. El mejoramiento de estos parámetros es crucial para asegurar que la turbina convierte la máxima cantidad de energía hidráulica en energía mecánica de manera eficiente, lo que tiene un impacto directo en la viabilidad económica y ambiental de los proyectos hidroeléctricos. Además, estos ajustes también pueden influir en la estabilidad operativa y la seguridad de la turbina, lo que añade un elemento adicional de importancia en su diseño y funcionamiento. [9] [10]

Teniendo en cuenta lo anterior, se crea la pregunta problema ¿Cómo afecta el tipo de inyector y álabes de acuerdo con su configuración geométrica y comportamiento, en la eficiencia de la turbina Pelton?

1.2 Justificación

La turbina Pelton del laboratorio de mecánica de fluidos permite un análisis detallado de su rendimiento bajo diversas condiciones, siendo ideal para un entorno universitario por su versatilidad. Los estudiantes pueden ajustar parámetros como el tamaño de las boquillas del inyector y la velocidad del agua, facilitando la investigación del impacto de cada variable en el rendimiento.

La interactividad de la turbina permite a los estudiantes cambiar configuraciones y observar el impacto en tiempo real, proporcionando una comprensión profunda de los principios de la generación de energía hidroeléctrica. Esto es relevante para la ingeniería, especialmente en energías renovables y sostenibilidad.

El proyecto, dirigido a la carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Autónoma del Caribe, busca mejorar un banco de pruebas con inyectores adecuados para mejorar la eficiencia. Las prácticas de laboratorio permitirán a los estudiantes aprender de manera práctica, enriqueciendo su conocimiento teórico y adquiriendo habilidades prácticas en ingeniería mecánica, este banco de prueba es portátil, lo que permite que sea fácil de transportar ya sea a otra parte de la universidad, para exposiciones etc.



Figura 6: Fallas en fuga de la carcasa de la turbina Pelton del laboratorio Mecánica de Fluidos, propia autoría.

1.3 Antecedentes

Jhoan Sebastián Suárez Hernández, Daniel Felipe Rincón Olmos “Diseño de un prototipo de inyector hidráulico para una picoturbina tipo Pelton para el laboratorio de hidráulica de la Universidad Libre. (accedido en el 2020).

El proyecto busca mejorar la eficiencia de la picoturbina Pelton en la Universidad Libre mediante ajustes en el diseño del inyector. Se estudian cambios en la geometría de la boquilla y el ángulo de entrada del fluido para alcanzar una mayor eficiencia, que actualmente está en 85.54%. El objetivo es acercarse al rendimiento teórico del 90% de las turbinas Pelton, aumentando la generación de energía de la picoturbina.

Javier Hernán León, Víctor Andrés Rivero “Diseño, construcción, montaje y operación de una turbina Pelton para generar electricidad”. (accedido el 2008)

El proyecto se centró en diseñar y construir una turbina Pelton de 500 watts basada en los estándares del libro "Micro Pelton Turbines". Se utilizó el banco de pruebas del laboratorio de mecánica de fluidos para establecer sus curvas de desempeño, procesando los datos con Matlab. Los resultados se compararon con estudios de otras universidades para validar su eficacia, fortaleciendo así el laboratorio de máquinas hidráulicas en la UPB Bucaramanga.



Rodrigo Istvan Cassiani Acosta, Gary Jesús López Martínez, estudio experimental del comportamiento hidráulico de turbina Pelton con freno Prony. (accedido octubre 2022)

Este proyecto argumenta el comportamiento hidráulico de la turbina según experimentaciones mostró que la potencia generada por una turbina Paltón aumenta con el caudal y la presión de trabajo. Para un caudal de 20 L/s y una presión de trabajo de 200 kPa, el cual se puede adaptar a las variaciones con fines educativos. [10]



2 Objetivos

2.1 Objetivo general

- ✓ Repotenciar el banco de prueba didáctico de una turbina Pelton por impresión y mecanizado del inyector para evaluar la eficiencia, con el fin que pueda ser utilizada en el laboratorio de mecánica fluidos de la universidad Autónoma del Caribe.

2.2 Objetivos específicos

- ✓ Determinar los factores que intervienen en el funcionamiento de una turbina Pelton a partir de las variables que intervienen en la turbina. (inclinación de las boquillas)
- ✓ Analizar y evaluar el rendimiento de álabes e inyectores de una turbina mediante el desarrollo de experimentos en el laboratorio.
- ✓ Diseñar álabes e inyectores de una turbina Pelton a partir de conceptos básicos y de detalle de los componentes variantes del diseño.

3 Metodología

3.1 Determinar analíticamente los factores que intervienen en el funcionamiento de una turbina Pelton a partir del estado de las variaciones que influyen en la turbina.

3.1.1 Revisión de factores analíticos

- ✓ Para esta primera fase es necesario hacer un análisis crítico a profundidad en diferentes fuentes como libros, artículos académicos sobre el funcionamiento de las turbinas Pelton, teniendo como base el proyecto titulado ***estudio experimental del comportamiento hidráulico de una turbina Pelton con freno Prony***, trabajo de grado desarrollado por estudiantes de la universidad autónoma del Caribe, en el año 2023, es necesario tener en cuenta el proceso realizado en el proyecto mencionado anteriormente, datos como los componentes que utilizaron los datos que obtuvieron y los resultados que se necesitaron para finalizar el proyecto, como la eficiencia, las revoluciones entre otros, teniendo presente las recomendaciones dadas por los autores del proyecto, tales como:
 - ✓ cuidado del banco experimental, su correcto uso. [10]
 - ✓ Seguir haciendo énfasis en las turbomáquinas motoras como la turbina Pelton, Kaplan, Francis. [10]

3.1.1 Investigar las variables finales que influyen en el rendimiento de la turbina.

- ✓ Se realiza una comparación con el proyecto de grado realizado anteriormente, analizando los componentes de las turbinas Pelton (el inyector, rodete, los ángulos de salida) para determinar cuáles son las variables influyentes en dicha turbina.
- ✓ Se realiza un análisis del proyecto de grado anterior relacionado junto con artículos, informes de fuentes académicas para identificar cuáles pueden ser los aspectos para comparar.

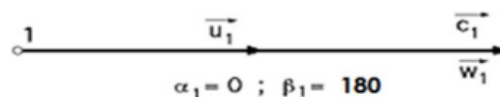


Figura 7: Triángulo de velocidad de entrada. [10]

Triángulos de Velocidades en la Turbina Pelton

El análisis cinemático de la turbina Pelton se basa en los triángulos de velocidades de entrada y salida del álabe. El modelo teórico asume que el chorro impacta completamente sobre el cabezote o álabe con un ángulo de ataque constante; sin embargo, en la práctica, el chorro solo contacta una fracción del álabe y el ángulo de ataque varía a lo largo del proceso. Adicionalmente, aunque la geometría ideal sugiere un ángulo de entrada nulo —dado que la velocidad absoluta del chorro c_1 actúa en la misma dirección que la velocidad tangencial del rodete u_1 —, el espesor real de la arista o nervio central del álabe introduce un ángulo de ataque finito que puede generar un choque hidráulico localizado, efecto que los cálculos convencionales habitualmente no contemplan.

Triángulo de velocidades de entrada

A la entrada del álabe, la velocidad absoluta del chorro c_1 , la velocidad tangencial del rodete u_1 y la velocidad relativa w_1 actúan en la misma dirección y sentido, de modo que [9]:

$$C_1 = u_1 + w_1 \quad (\text{Ec. 1})$$

donde c_1 es igual a la velocidad de salida del chorro desde el inyector. La componente tangencial de la velocidad absoluta a la entrada es, por tanto [9]:

$$C_{u1} = u + w_1 \quad (\text{Ec. 4}) [3]$$

Triángulo de velocidades de salida

A la salida del álabe, la velocidad relativa w_2 sigue la dirección del ángulo de deflexión β_2 . La magnitud de su proyección en la dirección tangencial determina la componente tangencial de la velocidad absoluta de salida C_{u2} , según [3]:

$$C_{u2} \rightarrow = u_2 - w_2 \cos(\beta_2) \quad (\text{Ec. 3}) [3]$$

La fuerza tangencial que ejerce el chorro sobre los álabes es el parámetro que gobierna la transferencia de energía hacia el rodete. Dependiendo de la velocidad relativa y del ángulo de deflexión β_2 de los álabes, esta fuerza varía significativamente y es determinante para el diseño eficiente de la turbina [9]. La Figura 4 ilustra el corte del álabe con los triángulos de velocidad de entrada y salida correspondientes.

Número específico de revoluciones

El número específico de revoluciones N_0 es la medida estándar que permite clasificar el tipo de turbina y determinar sus características de diseño. Para la turbina Pelton se calcula mediante [3]:

$$N_0 = n \cdot \sqrt{P / H^{5/4}} \quad (\text{Ec. 5}) [3]$$

Donde:



N_0 = número específico de revoluciones (adimensional) [9]

n = revoluciones de la turbina (RPM) [9]

P = potencia de la turbina (CV o kW) [9]

H = altura neta del salto (m) [9]

Q = caudal (m^3/s) [9]

η = rendimiento de la turbina (adimensional) — ver lista de símbolos [9]

La Tabla 1 presenta la clasificación de la turbina Pelton según el rango de N_0 y la altura del salto correspondiente [11].

Tabla 1: Turbina Pelton en función del número específico de revolución N_0 [11]

Diámetro del chorro y diámetro de la rueda

Al ser la turbina Pelton una máquina de acción, emplea uno o varios chorros cuyo número y características deben determinarse en el diseño. El diámetro del chorro d se estima mediante [9]:

$$Q = 3,408 \cdot d^2 \cdot \sqrt{H} \quad (\text{Ec. 6})$$

Donde d = diámetro del chorro en metros. A partir de esta expresión, el diámetro exterior de la rueda se obtiene de forma aproximada mediante [9]:

$$N_0 = 220 \cdot (d / D) \quad (\text{Ec. 7}) [9]$$

Finalmente, la relación entre la velocidad de rotación y el diámetro exterior de la rueda Pelton D proporciona una aproximación directa del tamaño del rodete [9]:

$$N / \sqrt{H} = 39,774 / D \quad (\text{Ec. 8}) [9]$$

Donde D = diámetro exterior de la rueda de cuchara Pelton en metros [9].

3.1.2 Análisis del proyecto (estudio experimental del comportamiento hidráulico de una turbina Pelton con freno Prony)

- ✓ En este proyecto se analizan los aspectos importantes y los contratiempos que tuvieron durante su experimentación en el banco de pruebas, para obtener nuevos datos y mejorar con pruebas que puedan crear aportes para concluir el proyecto actual.
- ✓ Se lee críticamente las recomendaciones que los evaluadores les dejaron en su proyecto para tener un enfoque preciso de lo que se requiere mejorar tales como:

La innovación de este proyecto se pueden realizar diversos procesos para mejorar el funcionamiento del dispositivo hidráulico, cambio del inyector y cambios en el sistema de bombeo. [10]

3.2 Diseñar álabes e inyectores de una turbina Pelton a partir de conceptos básicos y de detalle de los componentes variantes del diseño.

3.2.1 Análisis de turbina Pelton

- ✓ Se realiza un análisis al diseño de la turbina Pelton que se encuentra en un banco experimental en el laboratorio de máquinas de flujo de la Universidad Autónoma del Caribe. Se intervendrán, diámetro, ángulos de salida y entrada de salida de los álabes entre otros.
- ✓ Se identifica cuáles fueron los factores que afectaron el rendimiento de la turbina mediante el análisis mencionado en el aspecto anterior, iniciando con el inyector, su proceso de mecanizado y nueva fabricación.

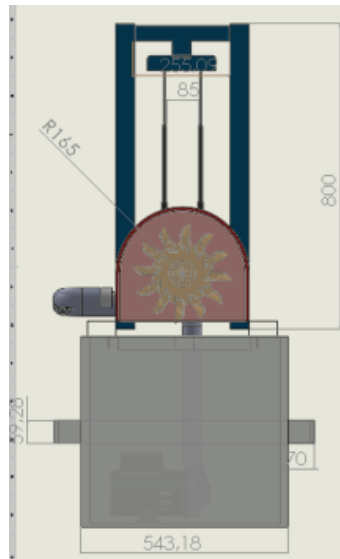


Figura 8: Diseño CAD del banco anterior [10].

3.2.2 Rediseño del banco experimental

Se requiere rediseñar componentes del banco experimental, es decir se cambian algunos componentes como el inyector, sistemas de tuberías, carcasa, sistemas de rodamiento, cucharas, rodete, entre otros. Se realizó impresión de los álabes con el fin de comparar cómo inciden en los resultados de eficiencia.

- ✓ Estudio del diseño del proyecto anterior.
- ✓ Variar el diseño de los álabes e inyectores por medio de diseño CAD

3.2.3 Dimensionamiento y construcción



Para realizar el dimensionamiento y construcción se desarrollaron pasos metodológicos tanto en la teoría como en el diseño y la construcción del banco experimental.

- ✓ Se realizaron planos a mano alzada y toma de medidas del banco anterior.
- ✓ Estudio del diseño del proyecto anterior.
- ✓ Variar el diseño de los álabes e inyectores por medio de diseño CAD
- ✓ Tablas de dimensionamiento de álabes e inyectores.
- ✓ Se tomaron medidas con respecto a la geometría del banco experimental, álabes e inyector actual.
- ✓ Se realizaron planos CAD del inyector y las cucharas pieza a pieza y en conjunto.
- ✓ Se realizó maquinado en CNC para las piezas del inyector.
- ✓ Se realizaron las cucharas en impresión 3D.

3.3 Analizar y comparar el rendimiento de álabes e inyectores de una turbina mediante el desarrollo de experimentos en el laboratorio.

3.3.1 Análisis y comparación del rendimiento de la turbina

- ✓ Para este objetivo se tiene como propósito hacer un análisis del rendimiento de la turbina Pelton y con ello las comparaciones entre los datos obtenidos.
- ✓ Se realiza el montaje del sistema de tuberías, la instalación del manómetro con su racor, montaje del flujómetro, se agrega la válvula, instalación de manguera, instalación de la carcasa junto con el eje, los álabes y el inyector.
- ✓ Se inicia con la prueba del inyector con boquilla de 6mm sin freno y luego con freno.
- ✓ Se realiza el cambio de boquilla a la de 12 mm y se hacen las pruebas con freno y sin freno.
- ✓ Se toman datos del flujómetro.
- ✓ Toma de datos con tacómetro.
- ✓ Toma de datos del manómetro.
- ✓ Corrección de fugas.

4 Resultados y análisis

4.1 Determinar analíticamente los factores que intervienen en el funcionamiento de una turbina Pelton a partir del estado de las variaciones que influyen en la turbina

Para el desarrollo de este proyecto, se tuvieron en cuenta recursos importantes como ensayos, artículos de revistas en sitios web, artículos de libros también encontrados en sitios web, páginas web y tesis académicas que fueron importantes para el enriquecimiento de los conocimientos necesarios para la realización de este proyecto, teniendo en cuenta lo anterior se usó como referencia importante la tesis que lleva como título ***“estudio experimental del comportamiento hidráulico de una turbina Pelton con freno Prony”***, tesis perteneciente a estudiantes de la universidad autónoma del Caribe, Rodrigo Cassiani y Gary López.

Teniendo los conocimientos de los conceptos adquiridos por las referencias anteriores se determinaron los siguientes cálculos para el funcionamiento de este diseño.

4.1.1 Diseño de inyector con relación al rodete y álabes:

Los cálculos que se muestran a continuación, se utilizan para la construcción del diseño de los álabes con diámetros específicos de salida del inyector teniendo ángulos establecidos. En este proyecto, los diámetros de boquillas que se utilizan son de 12 mm y 6mm

Con la siguiente tabla, se realiza el cálculo del diámetro de las boquillas y se utilizó definición de medidas de inyector y cucharas.

Tabla 1: Tabla para cálculo de diámetro de boquilla, medidas de inyector y cucharas.

Variable	12mm	6mm
d_0	12	6
M	14,16	7,08
T	6,5	3,5
B	38,4	19,2

Variable	12mm	6mm
B	16,8	8,4
H	32,4	16,2
E	710,8	5,4
A	20°	25°
β	7°	8°
D	144	72
D_p	172	86
DD_c	184	92

En concordancia al análisis de las mismas, se presentan a continuación las fórmulas tenidas en cuenta.

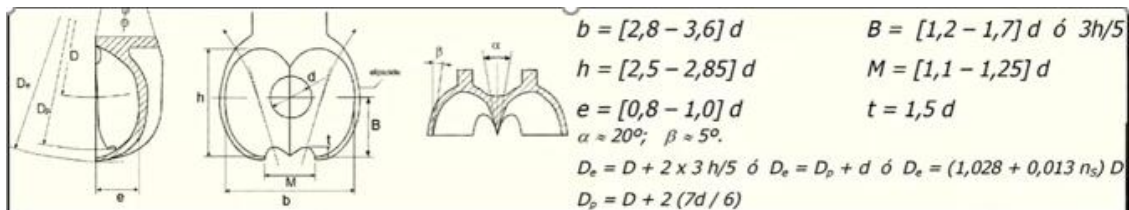


Figura 9: Cálculo de cucharas

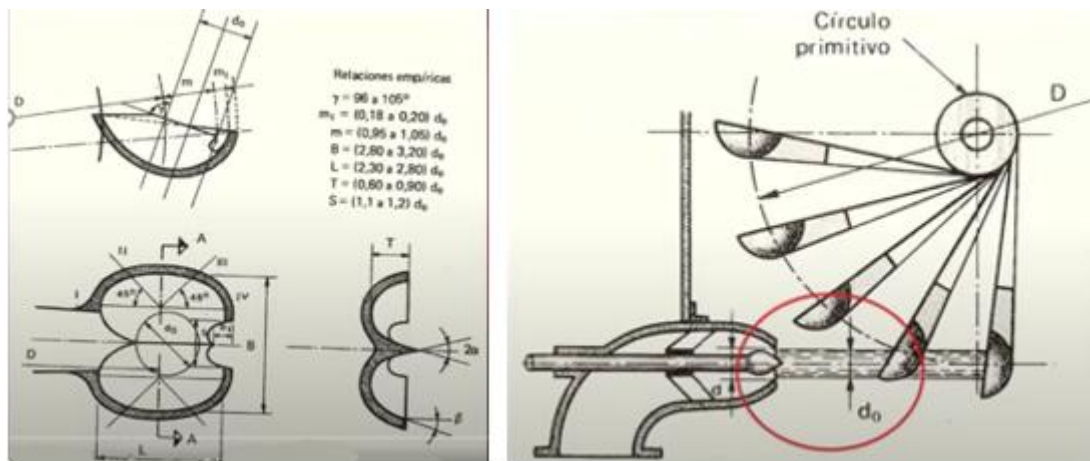


Figura 10: Ángulo de las cucharas y ángulo donde golpea el chorro

Los datos para la formulación de los datos anteriormente mencionados, ya están establecidos por la teoría por ende solo se procede a reemplazar los datos.



$$D = \frac{60 * M}{\pi * n} \quad (\text{Ec 9}) \quad D/d$$

$$t = 2 * d \quad (\text{Ec 10})$$

Donde d es igual al diámetro del rodete

$$Q = \frac{\pi * d^2}{4} \quad (\text{Ec 11})$$

$$u_i(\text{teórico}) = 0,5/u_i(\text{real}) = 0.46 * C_1 \quad (\text{Ec 12})$$

$$C_1(\text{teórico}) = \sqrt{2 * g * H_n} / C_1(\text{real}) = 0,98 * \sqrt{2 * g * H_n} \quad (\text{Ec 13})$$

$$n_s = \frac{n P_a^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}} \quad (\text{Ec 14})$$

n= número de revoluciones

H= altura neta

= potencia en el eje o potencia útil

Entonces

$$D_e = D + 2 * 3 \frac{h}{s} \quad \text{ó} \quad D_e = D_p + d \quad \text{ó} \quad D_e = (1,028 + 0,013 n_s) D \quad (\text{Ec 15})$$

$$D_p = D + (7d/6) \quad (\text{Ec 16})$$

$$n^0 \text{cozoletas} = 15 + \frac{D}{2 * d} \quad (\text{Ec 17})$$

$$\text{Si } s < \frac{d}{D} < 6.5 \quad (\text{Ec 18})$$

$$N_s = \frac{n \sqrt{P}}{H^{\frac{5}{4}}} \quad (\text{Ec 19})$$

El inyector, fue calculado de acuerdo a los ángulos de salida de 60° y con lanceta de 30° para poder determinar los cálculos siguientes para el rendimiento de la turbina.

La potencia está dada por la expresión

(Ec 20)

La altura desarrollada se calcula mediante

(Ec 21)

El diámetro se calcula con

(Ec 22)

Del mismo modo el caudal se puede calcular mediante

$$Q = \frac{A (2.29 + H)}{1.886} \quad (\text{Ec 23})$$

Rendimiento de la turbina

Para calcular el rendimiento de la turbina se necesita tener en cuenta las siguientes fórmulas.

✓ **Ecuación de Euler (primera forma)**

$$H_u = \frac{u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}}{g} \quad (\text{Ec 24})$$

Se tienen en cuenta los triángulos de velocidades Pelton

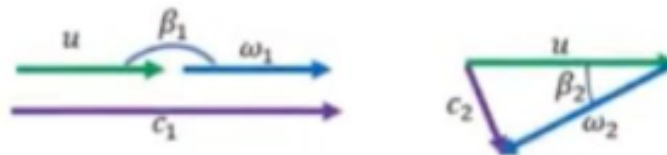


Figura 11: Triangulo de velocidad.

4.2 Diseñar álabes e inyectores de una turbina Pelton a partir de conceptos básicos y de detalle de los componentes variantes del diseño.

Dicho lo anterior, se da inicio con el análisis del banco experimental ubicado en el laboratorio de mecánica de fluidos de la universidad autónoma del caribe iniciando por el inyector, se realizaron medidas tomando como referencia un inyector que se encuentra en el laboratorio mencionado anteriormente, se realizaron planos a mano alzada ajustando medidas para adaptarlas a este proyecto, una vez hecho esto, se procede a la realización de planos CAD y posteriormente a la mecanización de dicho inyector.

En este orden de ideas, se realizan las medidas del rodete, el rotor, la base, los álabes, el eje y carcasa de la turbina del banco de prueba, dicho esto se realizan los planos en CAD ajustándose a las medidas requeridas para nuestro proyecto, estos se fabricaron con impresoras 3D.

En la figura 10 se tomaron medidas de la tapa de la carcasa esto se realizó con el fin de realizar los cortes necesarios del acrílico para que la tapa encaje en la carcasa hecha con impresión 3D.

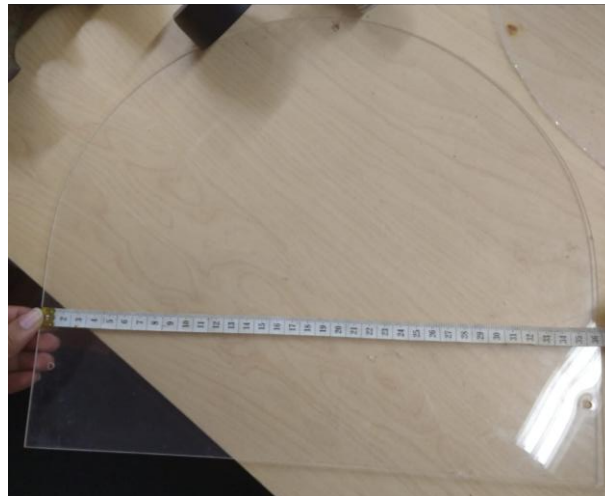


Figura 12: Toma de medidas de la carcasa

Se toman medidas de la base de la carcasa anterior con el fin de tener datos base para la realización del nuevo diseño de la carcasa.

La figura 12 muestra la toma de medidas del rodete, del eje y de las distancias entre el rodete y la carcasa, para poder tener referencias de medidas, para la realización del nuevo diseño.

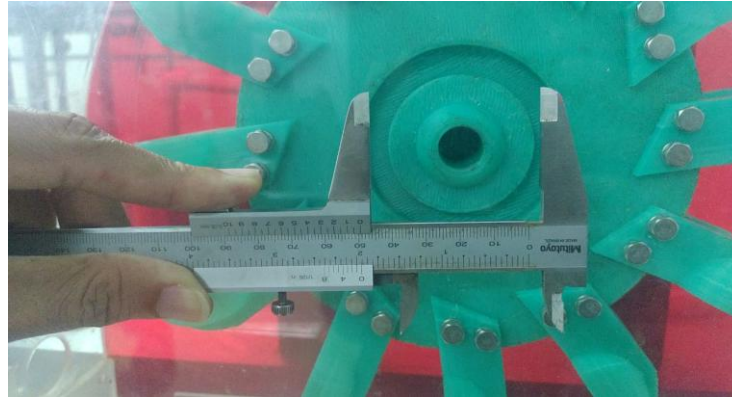


Figura 13: Toma de medidas rodete

la figura 14 es el diseño en 3D del inyector con todas sus piezas unidas para tener en cuenta al momento de hacer el montaje del banco experimental.

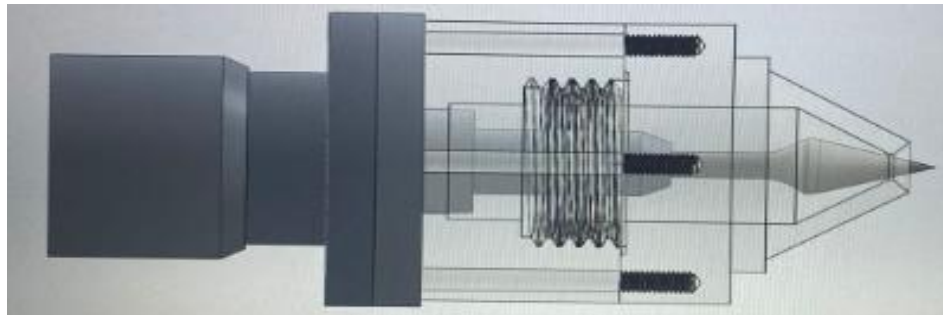


Figura 14: Diseño CAD inyector

Los planos agregados en anexos, muestran el diseño de cada parte impresa en 3D con sus respectivas medidas, ángulos, etc.

Para la realización de estas piezas se utilizaron filamentos de referencia PLA, la carcasa, los rodetes, el rotor, las cucharas, y la base, todos fueron realizados por impresoras 3D con este material cuyas propiedades son:

- ✓ Resistencia a la tracción, por ende, pueden ser utilizados en distintos prototipos funcionales.
- ✓ Rigidez.
- ✓ Alta resistencia al calor relativamente bajas entre 50-60°C.
- ✓ Durabilidad.
- ✓ Densidad.

- ✓ Estabilidad, tolerancia al agua, resistencia química y resistencia a la fatiga.
- ✓ Buen acabado



Figura 15: Filamento PLA [14]

Cabe resaltar que la carcasa fue impresa por partes ya que una sola pieza con estas medidas no era posible imprimirla, como lo son la base de la carcasa y la carcasa como se muestra en las siguientes figuras.

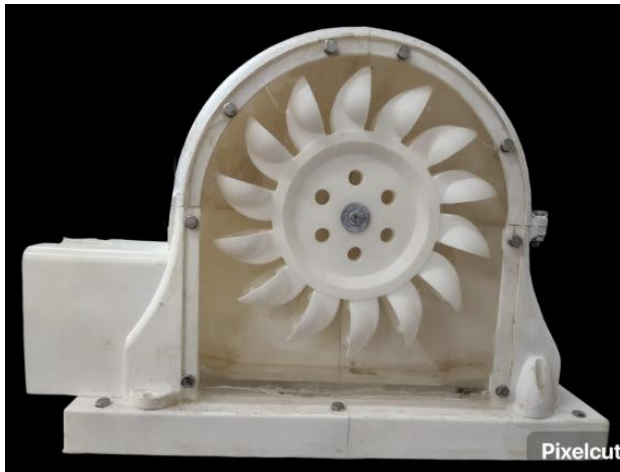


Figura 16: Carcasa: propia autoría.



Figura 17: Vista lateral de la carcasa, propia autoría.



Figura 18: Vista superior, carcasa, propia autoría.



Figura 19: Vista trasera de la carcasa, propia autoría.

Se realizaron dos prototipos de rodetes y cucharas, uno de los prototipos es montar las cucharas en el rodete y otro en el que las cucharas ya están unidas al rodete, en la figura 14, se ilustra lo mencionado anteriormente.

A partir de las figuras 18, 19, 20 y 21 se muestra el proceso y resultado de las piezas realizadas en impresión 3D.



Figura 20: Proceso de impresión del eje en 3D



Figura 22: Eje terminado impresión 3D

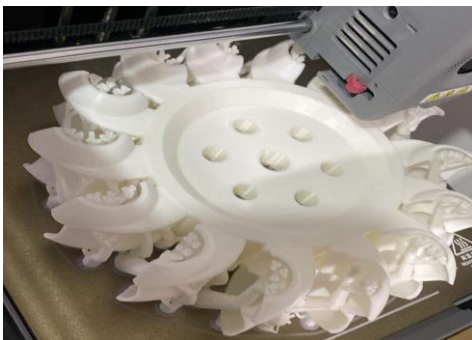


Figura 21: Proceso de impresión rodete.

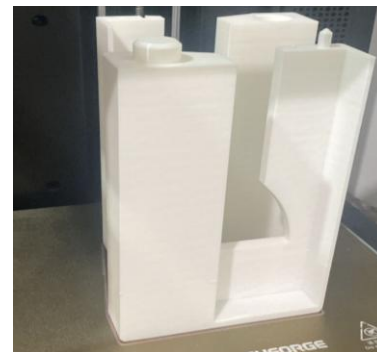


Figura 23: Base de carcasa en impresión 3D.

Siguiendo con el proceso de fabricación de las piezas, se procede con la realización del inyector el cual se realizó por medio del proceso de mecanizado, los materiales que se utilizaron para este proceso fueron el nailon y acero,

ambos materiales mecanizados y seleccionados con el fin de que el inyector tenga larga vida útil.

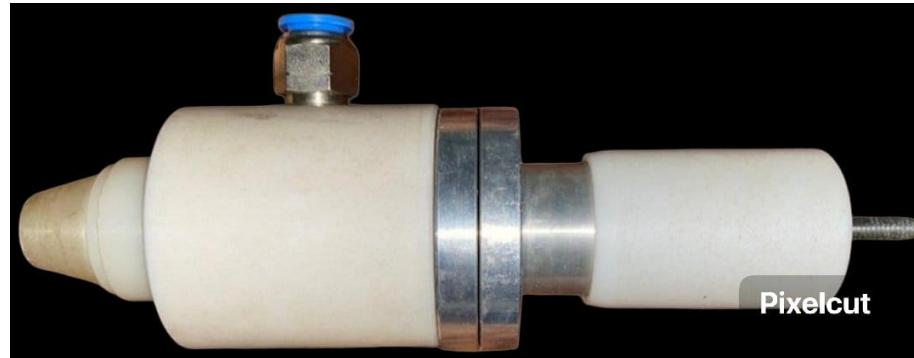


Figura 24: Inyector mecanizado, propia autoría

Para las pruebas de laboratorio se le realizaron dos boquillas las cuales son intercambiables, ambas tienen ángulos de salida diferente, de estas tiene una es d 12 mm con un ángulo de 60° y la otra es de 6 mm con un ángulo de 30° , esto para obtener diferentes resultados entre ambas boquillas y comparar los resultados entre sí.

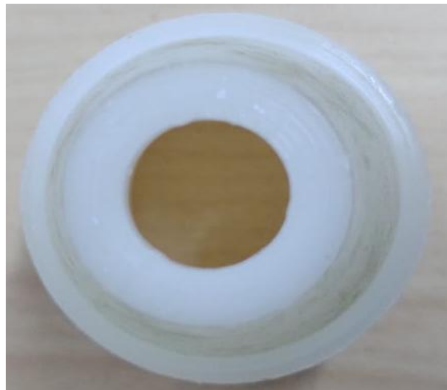


Figura 25: Boquilla de 12 mm

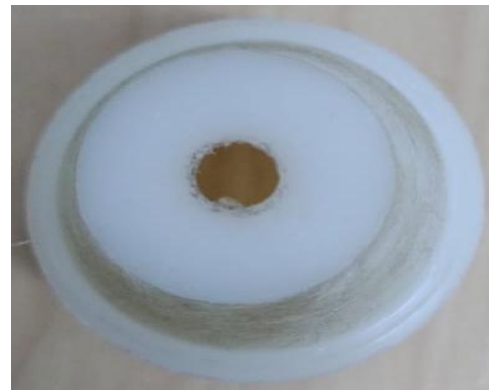


Figura 26: Boquilla de 6 mm.

En la figura 22 se muestra que el inyector tiene en la parte superior un racor, este racor se adaptó al inyector ya que en este proyecto no se utilizara al 100% el sistema de tuberías, lo que se quiere es adaptar una manguera que conecta en el racor.

4.2.1 Montaje del banco

Para realizar el montaje y mejoramiento de esta turbina, se evalúa el estado inicial del banco experimental, se tomaron medidas, se realizaron planos a

mano alzada del inyector y se realizó diseño en 3D del banco anterior, para tener una base para nuestro diseño, como lo muestra anteriormente, esto con el fin de poder crear pizas nuevas que nos ayuden con el montaje del nuevo banco, de manera que este sea funcional.

Se da inicio al proceso de montaje con la carcasa (figura 14, 15 y 16), fue realizada con impresión 3D, al igual que la base, el rodete, eje.

Se revisa la funcionalidad de la bomba, una vez suministrada el agua, se realiza el cebado para la limpieza de la bomba y del sistema de tuberías, se monta el manómetro en la tubería, la válvula, el flujómetro y la manguera la cual fue unida a la tubería con un racor (figura 27).

Siguiendo con el montaje del banco, se procede con la carcasa, se monta la base, luego la carcasa, se une el eje con la polea, el rodamiento y los álabes, se monta la tapa acrílica con tornillos y arandelas, se selló la tapa con silicona para evitar fugas al momento de iniciar las pruebas.

Por último, se instala el inyector el cual también cuenta con un racor el cual permite que el flujo del agua que llegue hasta el inyector y pueda ser posible el inicio de las pruebas.

4.3 Analizar y comparar el rendimiento de álabes e inyectores de una turbina mediante el desarrollo de experimentos en el laboratorio.

Teniendo en cuenta lo dicho anteriormente se da inicio al montaje de cada uno de estos elementos, iniciando con la carcasa, el rodete, cucharas, rotor e inyector, para posteriormente realizar las pruebas pertinentes y toma de datos de los resultados que generen estas pruebas.

Para profundizar más sobre esta parte del proceso, es necesario tener en cuenta cada componente utilizado para esta parte del proyecto.

Banco acrílico: este banco de acrílico tiene las siguientes especificaciones, ancho 50cm, 55cm de longitud, 50cm de altura, las láminas de acrílico transparente tiene un espesor de 5mm y una lámina de 3mm. En la figura 25 se muestra que este banco acrílico cuenta con dos divisiones, una de estas, tiene como función el suministro del fluido, mientras que en la otra está ubicada la bomba, cada parte de esta pieza fue fabricada por separado y ensamblada junto con un producto químico llamado dicloruro, también cuenta con manijas que facilitan el traslado, por último, cabe resaltar que este banco cuenta con una capacidad de 45 L máximo.

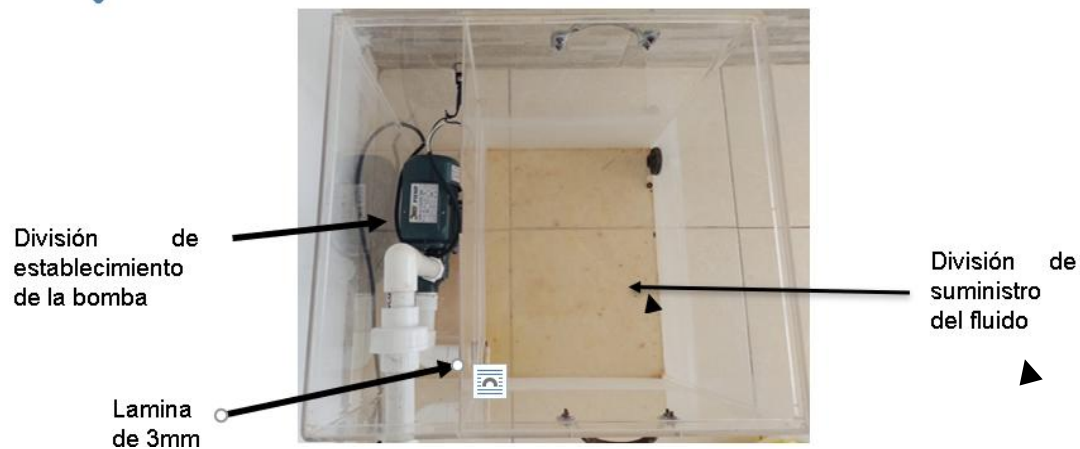


Figura 27: Banco acrílico

Bomba: la bomba escogida para este proyecto es de $\frac{1}{2}$ Hp, tiene una velocidad de rotación de 3450 rpm, tiene un caudal de 35 L/min, su altura máxima es de 35 m, tiene un tamaño de 25x25mm, su conexión es de 110v, la referencia es Joni Tools, es una bomba que nos da el beneficio de costos, no requiere de mucho mantenimiento, es accesible comercialmente y convencional.



Figura 28: Bomba y sus especificaciones

Sistema de tuberías y mangueras: este sistema es esencial para este proceso ya que por medio de estas tuberías pasa el fluido esto, gracias a la bomba, siguiendo con el proceso del fluido, este pasa por el inyector y posteriormente a la turbina, el sistema de tuberías es de PVC cuyo diámetro va desde media pulgada y el acoplamiento que es de una pulgada.

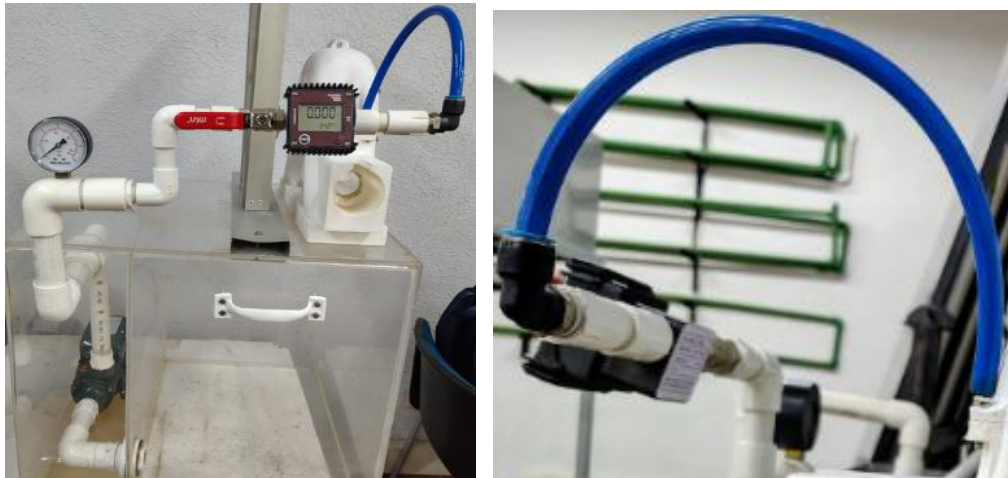


Figura 29: Sistema de tuberías y mangueras

Inyector: el inyector hace parte importante de la turbina ya que este es el que hace que el chorro de agua salga a presión, lo que genera que el fluido choque con las cucharas generando el movimiento del rodete obteniendo así la energía cinética del agua para posteriormente convertirla en energía mecánica, esta pieza fue fabricada por medio del proceso de mecanizado, los materiales utilizados para esta pieza fueron nylon y acero, también se realizaron dos boquillas intercambiables con diferentes ángulos como se muestra en las figuras 22, 23 y 24.

Dinamómetro: este componente se encuentra unido junto a la turbina cuya función es medir la fuerza, las cuales son los determinantes de la potencia de la turbina.



Figura 30: Dinamómetro, propia autoría.

Manómetro: en este proyecto es esencial la toma de datos exactos de la presión del fluido, dicho objeto es de gran ayuda en la toma de datos y con la realización de los cálculos, el manómetro se ubicará en la tubería, esto con el fin de determinar la presión manométrica del fluido, el manómetro está en escala de 0 a 100 psi.



Figura 31: Manómetro, propia autoría

Poleas: la polea fue hecha por medio de un proceso de mecanizado, fue hecho con aluminio, sus medidas son de 60mm de diámetro y reducción de hasta 15 mm con perforación pasante de 4 mm [13]

Flujómetro: el flujómetro o también llamado caudalímetro tiene la función de medir el flujo de agua por unidad de tiempo que pasa por el sistema de tuberías, esto se mide de manera volumétrica o masiva.



Figura 37: Flujómetro, propia autoría

4.3.1 Pruebas y análisis.

Se inician las pruebas con las diferentes boquillas, a partir de la boquilla de 6 mm desde 0 sin el freno, con el inyector cerrado completamente.

Los datos básicos que sacamos de la práctica fueron la presión, el caudal, las RPM, partiendo de ahí, se tomaron los datos siguientes, el área, la velocidad del chorro experimental, potencia hidráulica, U teórica, U experimental, C teórica, fuerza de chorro teórica y eficiencia.

Se prosiguió con las posiciones 1 a la 10 como se muestra en la tabla, teniendo en cuenta los datos obtenidos, resultó evidente que la presión es la misma a partir de la sexta posición. El caudal aumenta según la posición y a partir de la posición 8 el dato es el mismo, a diferencia de las RPM las cuales nos muestran variaciones en cada una de las posiciones, conforme avanza la prueba estas van disminuyendo.

posicion de inyector	Presión	Caudal	RPM
	(PSI)	L /min	
0	60	0	0
1	40	7,35	1240
2	32	11,4	1245
3	28	13,2	1279
4	27	13,9	976
5	27	14,1	950
6	26	14,2	946
7	26	14,2	948
8	26	14,1	948
9	26	14,1	970
10	26	14,1	970

Tabla 2: Datos practica de laboratorio con boquilla 6mm sin freno.

Una vez culminada está primera prueba, se procede con la misma boquilla, pero está vez usando el freno, se toman los mismos datos mencionados anteriormente, para esta prueba se necesita sacar el cálculo de la fuerza 1 y 2.



posicion de inyector	Presión	Caudal	RPM	Fuerza	
	(PSI)	L/min		1	2
1	40	7,3	695	5,1	2,6
2	32	11,3	937	5,6	2,4
3	28	13	752	5,2	2,4
4	27	13,5	695	5,4	2,4
5	26	14	662	5,4	2,4
6	26	14,1	664	5,2	2,4
7	26	14,1	660	5,2	2,4
8	26	14,1	656	5,2	2,4
9	26	14,1	652	5,2	2,4
10	26	14,1	650	5,2	2,4

Tabla 3: Datos prueba de laboratorio con boquilla 6mm con freno.

Los datos arrojados de presión y caudal, son los mismos a partir de la posición 6 hasta la diez, para fuerza 1 los datos que nos arroja están en un rango entre 5,1 y 5,6 que a diferencia de la fuerza des, se mantiene igual a partir de la fuerza 1, en cambio para el caso de la fuerza 2, el resultado fue el mismo a partir de la posición 2 hasta la 10 como se muestra en la tabla 4.

Una vez tomados estos datos, se realiza el cambio de boquilla, pasando de la de 6mm a la de 12mm. Se inicia con la toma de datos de la misma manera como se hizo con la prueba anterior, se da inicio a la prueba sin el freno.

posicion de inyector	Presión	Caudal	RPM
	(PSI)	L/min	
1	32	12	900
2	24	16,2	606
3	22	17	417
4	22	17,4	330
5	21	17,2	255
6	21	17,2	225
7	21	17,5	207
8	21	17,4	200
9	21	17,5	196
10	21	17,4	194

Tabla 4: Datos prueba de laboratorio con boquilla 12mm sin freno

En la tabla 5, se muestran los datos obtenidos de la prueba de laboratorio la presión es la misma a partir de la posición 5 en cambio el caudal y las RPM varían conforme cambian las posiciones. Una vez obtenidos estos datos, se procede a hacer la prueba con el freno.

posicion de inyector	Presión	Caudal	RPM	Fuerza	
	(PSI)	L/min		1	2
1	32	11,8	230	5,4	2,4
2	24	16,2	191	5,4	2,4
3	22	17	0	5,2	2,4
4	22	7,2	0	5,2	2,4
5	21	17,4	0	5,2	2,4

Tabla 5: Datos prueba de laboratorio con boquilla 12mm con freno.

En esta prueba, se tomaron datos solo de 5 posiciones, esto debido a que a partir de la segunda posición las RPM daban como resultado 0, la presión se mantiene entre los 21 y 32 Pa, la fuerza 1 y dos no cambia, en cambio el caudal arroja datos diferentes conforme avanzan las pruebas.

Teniendo en cuenta los siguientes datos, se procede a realizar un cálculo tipo con los datos anteriormente mencionados, iniciando con el área.

$$Ar = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \text{ (Ec 25)}$$

Esto sería igual a

$$\frac{\pi}{4}(6^2 - 3,8^2) = 16,933mm^2 \text{ (Ec 26)}$$

Para hallar la velocidad de chorro experimental, se necesita la siguiente ecuación.

$$V = \frac{Q}{A} \text{ (Ec 27)}$$

Esto es igual a

$$\frac{7,35 \times 10^{-3} m^3 / 60 seg}{\left(16,933 mm^2 \times \frac{1 m^2}{10^6 mm^2}\right)} = 7,2343_s^m \text{ (Ec 28)}$$

Para potencia hidráulica



$$Pot_H = \gamma QH \quad (\text{Ec } 29)$$

$$\gamma \times \left(\frac{Q}{60000} \right) \times \left(\frac{p \times 1 \text{ Psi}}{\gamma} \right) = Pot_H \quad (\text{Ec } 30)$$

Es igual a

$$9810 \times \left(\frac{7,35}{60000} \right) \times \left(\frac{40 \times 6892,85}{9810} \right) = 33,774965 \quad (\text{Ec } 31)$$

U teórica

$$\mu = 0,45 \sqrt{2g \times H} \quad (\text{Ec } 32)$$

Para el cálculo de U experimental se utiliza la siguiente formula

$$\mu = \frac{\pi \times D \times n}{60} \quad (\text{Ec } 33)$$

Lo que es igual a

$$\mu = \frac{\pi \times 0,2 \times 1240}{60} = 12,98524963 \quad (\text{Ec } 34)$$

Para calcular la c teórica

$$C = 0,95 \sqrt{2gH} \quad (\text{Ec } 35)$$

Calculo para fuerza de chorro teórica

$$F = (Q\rho)((c1 - \mu1)\cos\beta1 + (c1 - \mu1)\cos\beta2 * 0,90) = F \quad (\text{Ec } 36)$$

Esto es igual a

$$F = \left(\left(\frac{7,35}{60000} \right) 1000 \right) ((22,30837892 - 10,56712686)\cos5 + (22,30837892 - 10,56712686)\cos30 * 0,90) = 0,618759642 \quad (\text{Ec } 37)$$

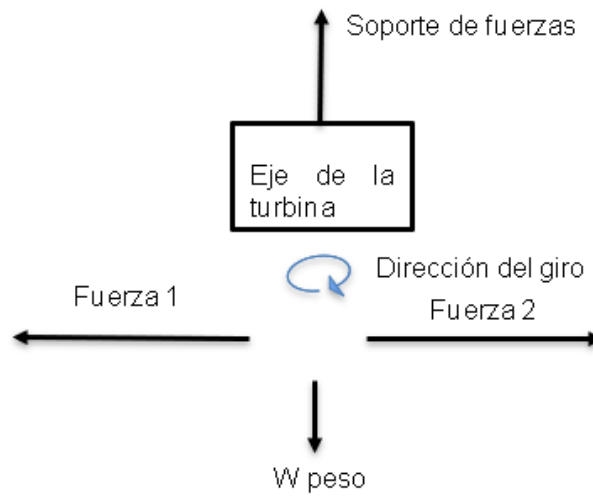


Figura 32: Diagrama de cuerpo libre

teniendo en cuenta todos los datos y formulas mostradas anteriormente, se obtienen las siguientes tablas.

posicion de inyector	Diametro Inyector	Area [mm2]	Presión (PSI)	Caudal L /min	RPM	Velocidad de Chorro Exp	Pot Hid Watts	Uteórica m / s	Uexp m / s	Cteórica m / s	fuerza de chorro teorica N	Eficiencia (Pot impacto/Pot Hid)	Específico de Revolucione
	mm					(m/s)							
1	3,8	16,9331844	40	7,35	1240	7,234315595	33,774965	10,567127	12,98525	22,30837892	0,618759642	40,86910097	71,191709
2	2,65	22,75887528	32	11,4	1245	8,348391459	41,908528	9,4515256	13,03761	19,95322069	0,858389675	40,86910097	105,23697
3	1,8	25,72964383	28	13,2	1279	8,550448713	42,459956	8,8410926	13,393657	18,6645289	0,929731599	40,86910097	128,58729
4	0,92	27,60957288	27	13,9	976	8,39080951	43,11477675	8,6817806	10,220648	18,32820353	0,961393822	40,86910097	103,47691
5	0	28,27433388	27	14,1	950	8,311424806	43,73513325	8,6817806	9,9483767	18,32820353	0,975226827	40,86910097	101,44237
6	0	28,27433388	26	14,2	946	8,370371081	42,41400367	8,51949	9,9064888	17,98559008	0,963783891	40,86910097	104,2832
7	0	28,27433388	26	14,2	948	8,370371081	42,41400367	8,51949	9,9274328	17,98559008	0,963783891	40,86910097	104,50367
8	0	28,27433388	26	14,1	948	8,311424806	42,1153135	8,51949	9,9274328	17,98559008	0,95699668	40,86910097	104,13505
9	0	28,27433388	26	14,1	970	8,311424806	42,1153135	8,51949	10,157816	17,98559008	0,95699668	40,86910097	106,55169
10	0	28,27433388	26	14,1	970	8,311424806	42,1153135	8,51949	10,157816	17,98559008	0,95699668	40,86910097	106,55169

Tabla 6: Datos obtenidos de boquilla 6 mm sin freno

Una vez obtenida esta tabla, se realizan las gráficas las cuales se tiene en cuenta la eficiencia vs las RPM y la eficiencia vs caudal, estas para las pruebas sin freno.

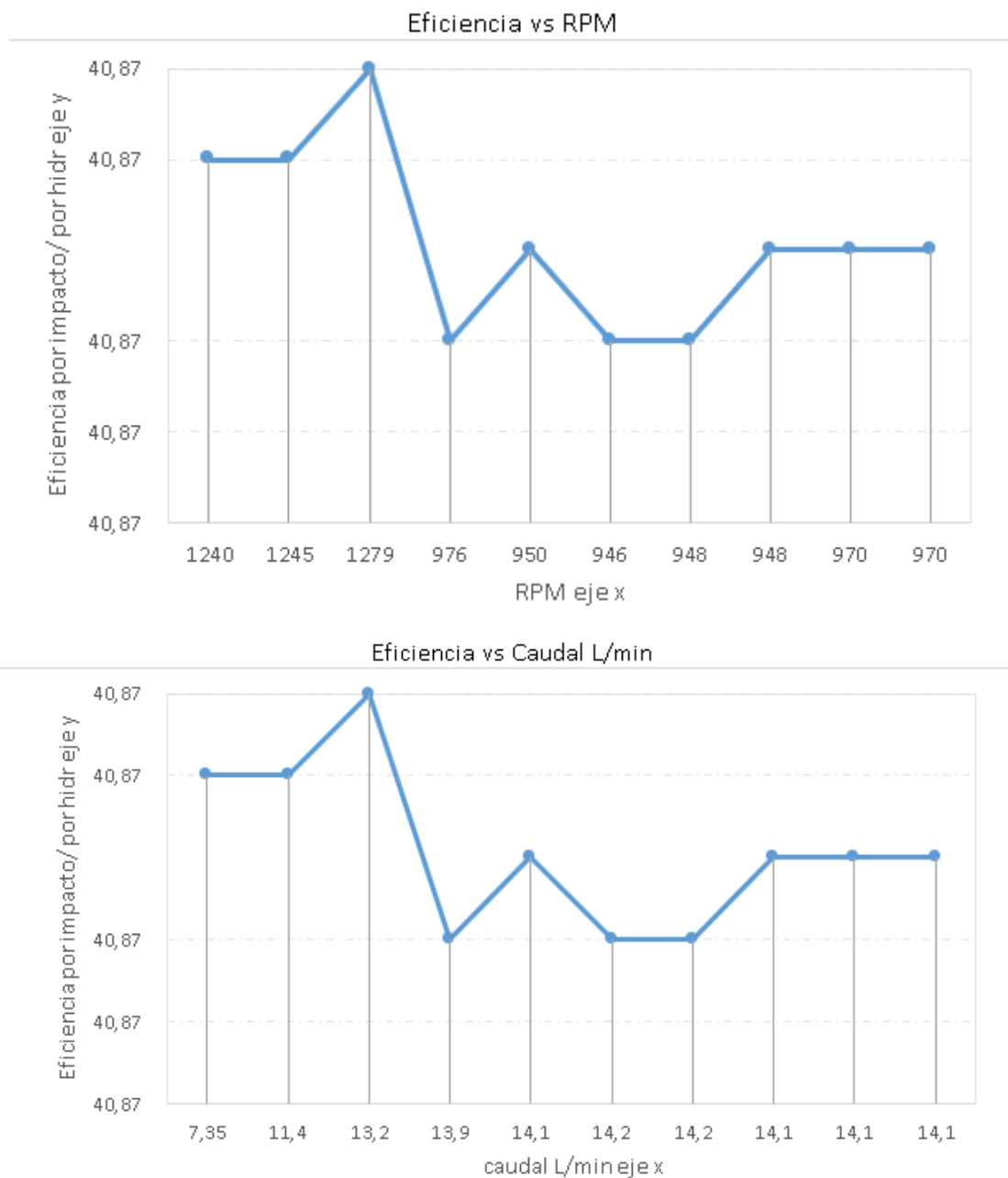


Figura 33: Eficiencia vs caudal, datos sin freno 6mm.

A continuación, los datos obtenidos en la tabla 8, son el resultado de las pruebas con la misma boquilla de 6 mm, esta vez con el freno.



posicion de inyector	Diametro Inyector mm	Area [mm2]	Presión (PSI)	Caudal L/min	RPM	Velocidad de Chorro Exp (m/s)	Pot Hid Watts	Uteórica m / s	Uexp m / s	Cteórica m / s	fuerza de chorro teórica N	Eficiencia Pot impacto/Pot Hid	Fuerza (N)		Potencia Mecanica	Eficiencia total %	Especifico de Revolucion
1	3,8	16,9331844	40	7,3	695	7,185102564	33,5452033	10,5671269	7,27802298	22,3083789	1,98232433	131,8294061	5,1	2,6	4,821690225	14,3737099	62,2032039
2	2,65	22,7588753	32	11,3	937	8,275159955	41,5409093	9,45152559	9,81224105	19,9532207	2,62350929	126,0142367	5,6	2,4	8,320780414	20,030328	123,346787
3	1,8	25,7296438	28	13	752	8,42089646	41,8166233	8,84109264	7,87492558	18,6645289	2,82326433	126,0142367	5,2	2,4	5,843194784	13,9733779	117,363352
4	0,92	27,6095729	27	13,5	695	8,149347366	41,8740638	8,68178062	7,27802298	18,3282035	2,87902094	126,0142367	5,4	2,4	5,78602827	13,8176899	113,590073
5	0	28,2743339	26	14	662	8,252478531	41,8166233	8,51949004	6,93244779	17,9855901	2,92983986	126,0142367	5,4	2,4	5,511295992	13,1796773	113,345298
6	0	28,2743339	26	14,1	664	8,311424806	42,1153135	8,51949004	6,95339174	17,9855901	2,95076729	126,0142367	5,2	2,4	5,159416671	12,2506904	114,093036
7	0	28,2743339	26	14,1	660	8,311424806	42,1153135	8,51949004	6,91150384	17,9855901	2,95076729	126,0142367	5,2	2,4	5,128335848	12,1768911	113,405729
8	0	28,2743339	26	14,1	656	8,311424806	42,1153135	8,51949004	6,86961594	17,9855901	2,95076729	126,0142367	5,2	2,4	5,097255024	12,1030917	112,718421
9	0	28,2743339	26	14,1	652	8,311424806	42,1153135	8,51949004	6,82772803	17,9855901	2,95076729	126,0142367	5,2	2,4	5,066174201	12,0292924	112,031114
10	0	28,2743339	26	14,1	650	8,311424806	42,1153135	8,51949004	6,80678408	17,9855901	2,95076729	126,0142367	5,2	2,4	5,050633789	11,9923927	111,68746

Tabla 7: Datos obtenidos de boquilla 6 mm con freno

Las gráficas obtenidas de los datos mientras los en la tabla 8 fueron sacados teniendo en cuenta la eficiencia total vs las RPM y eficiencia total vs caudal, a diferencia de los datos sin freno.

Eficiencia total vs RPM

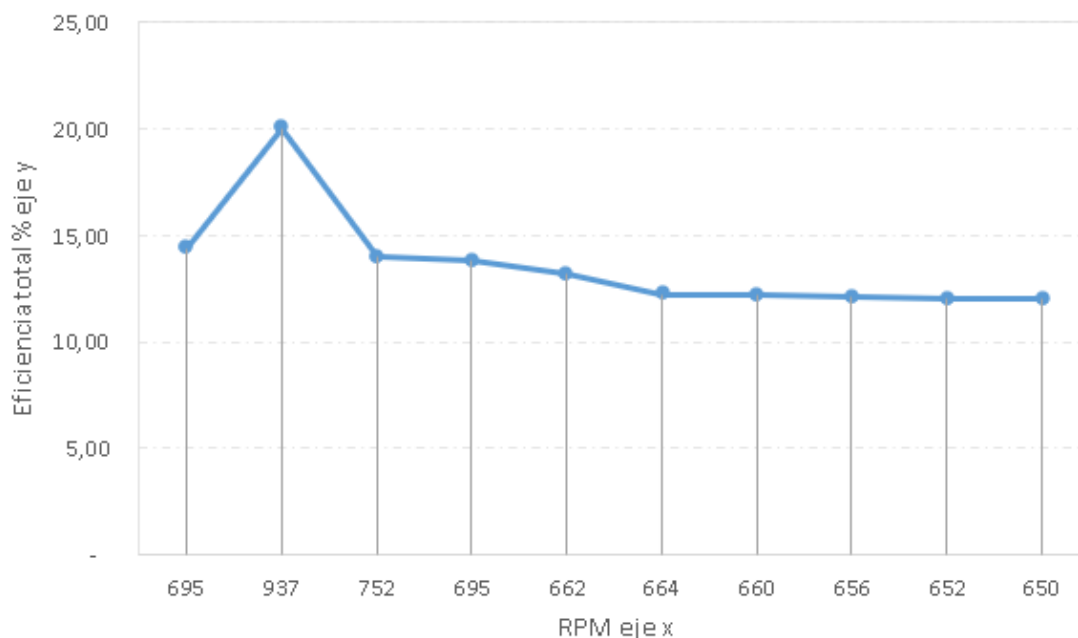


Figura 34: Eficiencia total vs RPM, boquilla 6 mm con freno

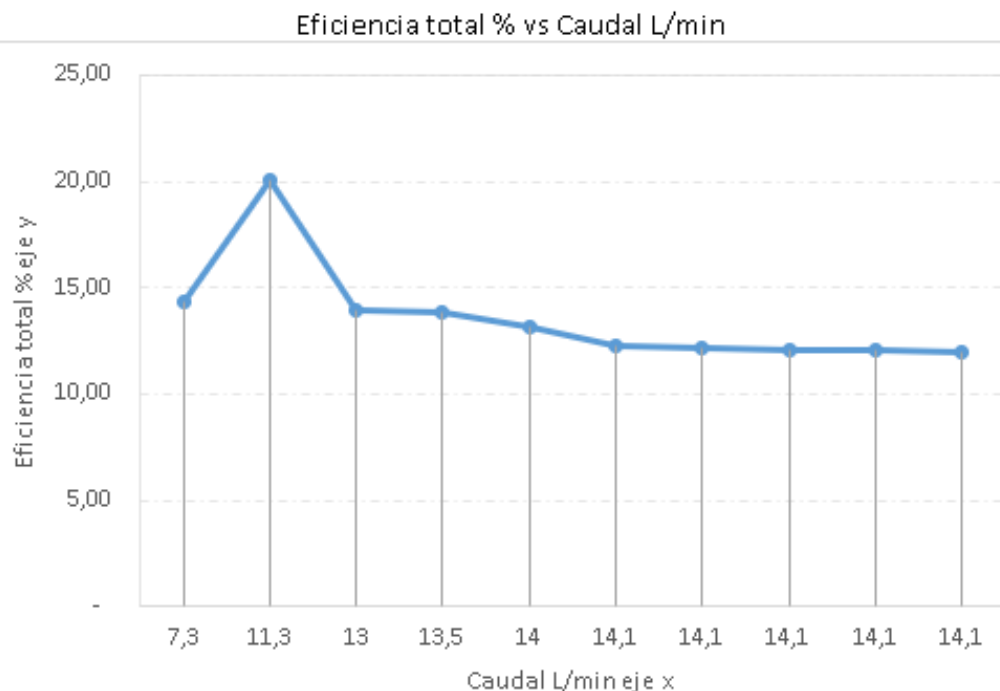


Figura 35: Eficiencia total vs caudal, boquilla 6 mm con freno

Para los datos de la boquilla de 12 mm únicamente se tienen en cuenta ya que hace parte de los objetivos, esto debido a que al tener un diámetro de 12 mm la presión del agua conforme cambia la posición, se mantiene igual, generando que los datos sean iguales, el caudal no varía y las revoluciones son bajas, esto, se ve reflejado en la siguiente tabla.

Tabla 8: Datos obtenidos de boquilla 12 mm sin freno

posicion de inyector	Diametro Inyector mm	Area [mm2]	Presión (Pa)	Caudal L/min	RPM	Velocidad de Chorro Exp (m/s)	Pot Hid Watts	Uteórica m / s	Uexp m / s	Cteórica m / s	Fuerza de chorro teorica N	Eficiencia η (Pot impacto/Pot Hidra)	Número Específico de Revoluciones
1	6,03	84,539551	32	12	900	2,36575658	44,11424	9,45152559	9,42477796	19,9532207	0,90356808	40,86910097	78,0512215
2	5,9	85,757625	24	16,2	606	3,14840807	44,665668	8,18526127	6,34601716	17,279996	1,05639243	40,86910097	75,7671158
3	4,66	96,041943	22	17	417	2,95009997	42,9654317	7,83679102	4,36681379	16,5443366	1,06136535	40,86910097	57,0101995
4	3,57	103,08751	22	17,4	330	2,81314378	43,976383	7,83679102	3,45575192	16,5443366	1,08633866	40,86910097	45,6436755
5	2,45	108,38298	21	17,2	255	2,64494166	41,494957	7,65661082	2,67035376	16,1639562	1,04916245	40,86910097	36,3119012
6	1,19	111,98513	21	17,2	225	2,5598636	41,494957	7,65661082	2,35619449	16,1639562	1,04916245	40,86910097	32,0399128
7	1	112,31194	21	17,5	207	2,5969338	42,2187063	7,65661082	2,16769893	16,1639562	1,0674618	40,86910097	29,732673
8	0	113,09734	21	17,4	200	2,56416297	41,9774565	7,65661082	2,0943951	16,1639562	1,06136201	40,86910097	28,6450249
9	0	113,09734	21	17,5	196	2,57889954	42,2187063	7,65661082	2,0525072	16,1639562	1,0674618	40,86910097	28,1526759
10	0	113,09734	21	17,4	194	2,56416297	41,9774565	7,65661082	2,03156325	16,1639562	1,06136201	40,86910097	27,7856742

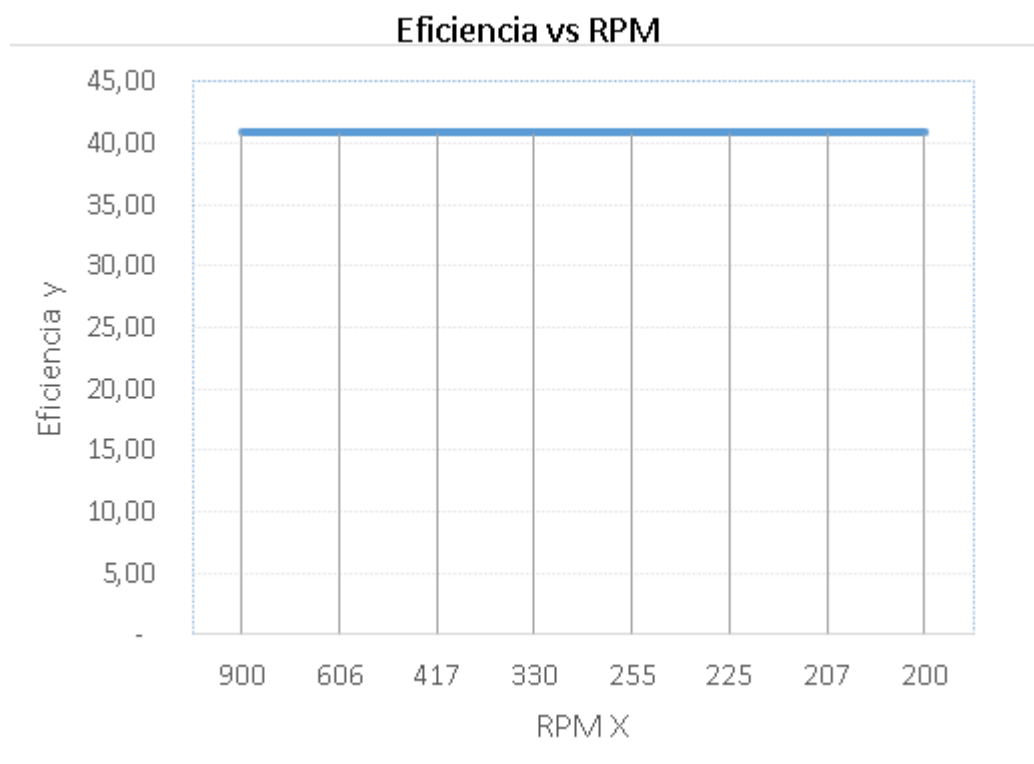


Figura 36: Eficiencia vs RPM, boquilla 12 mm sin freno

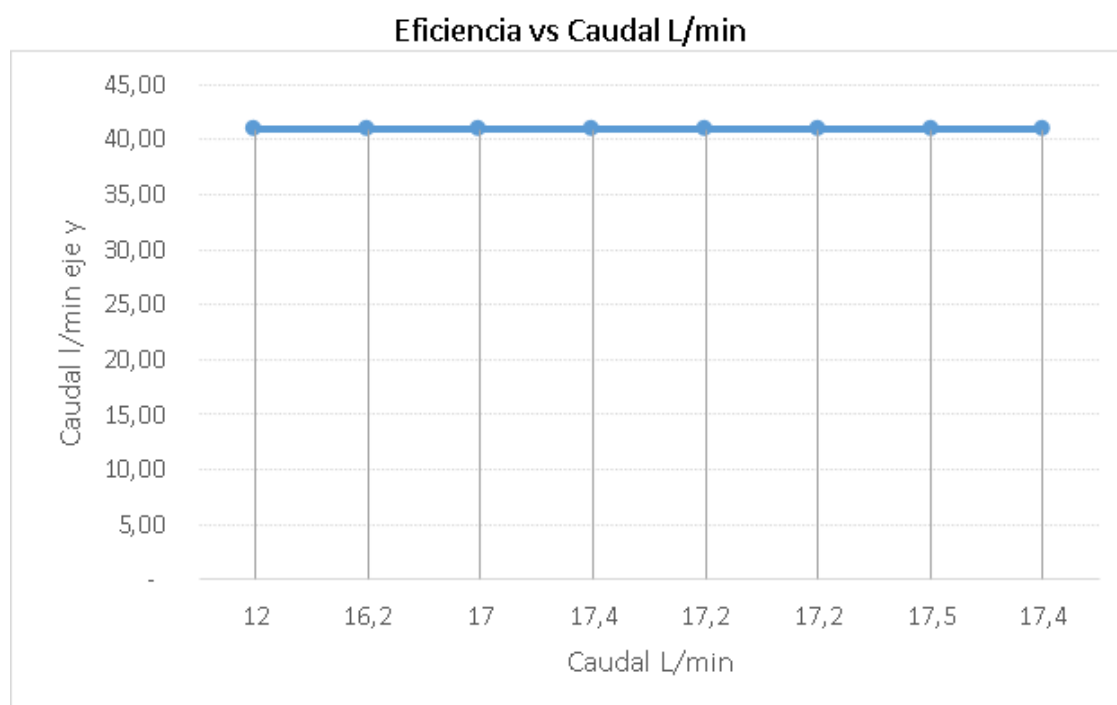


Figura 37: Eficiencia vs caudal, boquilla 12 mm sin freno

Los datos mostrados en la tabla a continuación, son los resultados de la práctica hecha en el laboratorio, utilizando la boquilla de 12 mm con freno.

posición de inyector	Diametro Inyector mm	Area [mm2]	Presión (PSI)	Caudal L/min	RPM	Velocidad de Chorro Esp	Pot Hid	Uteórica	Uexp	Cteórica	fuerza de chorro teorica N	Eficiencia		Fuerza		Potencia Mecanica	Eficiencia total	Número Especifico de Revolucion
						(m/s)	Watts	m / s	m / s	m / s		η (Pot impacto/Pot Hidra)		1	2			
1	6,03	84,539551	32	11,8	230	2,326327302	43,379003	9,4515256	2,4085544	19,953221	0,8885086	40,86910097		5,4	2,4	1,914800722	4,4141188	30,939826
2	5,9	85,757625	24	16,2	191	3,148408069	44,665668	8,1852613	2,0001473	17,279996	1,0563924	40,86910097		5,4	2,4	1,590117122	3,5600433	37,354588
3	4,66	96,041943	22	17	0	2,950099966	42,965432	7,836791	0	16,544337	1,0613654	40,86910097		5,2	2,4	0	0	0
4	3,57	103,08751	22	7,2	0	1,164059495	18,197124	7,836791	0	16,544337	0,4495194	40,86910097		5,2	2,4	0	0	0
5	2,45	108,38298	21	17,4	0	2,675696791	41,977457	7,6566108	0	16,163956	1,061362	40,86910097		5,2	2,4	0	0	0

Tabla 9: Datos obtenidos de boquilla 12 mm con freno

Al igual que las tablas anteriores, fueron graficadas la eficiencia total vs las RPM y la eficiencia total vs el caudal, esta vez con el freno.

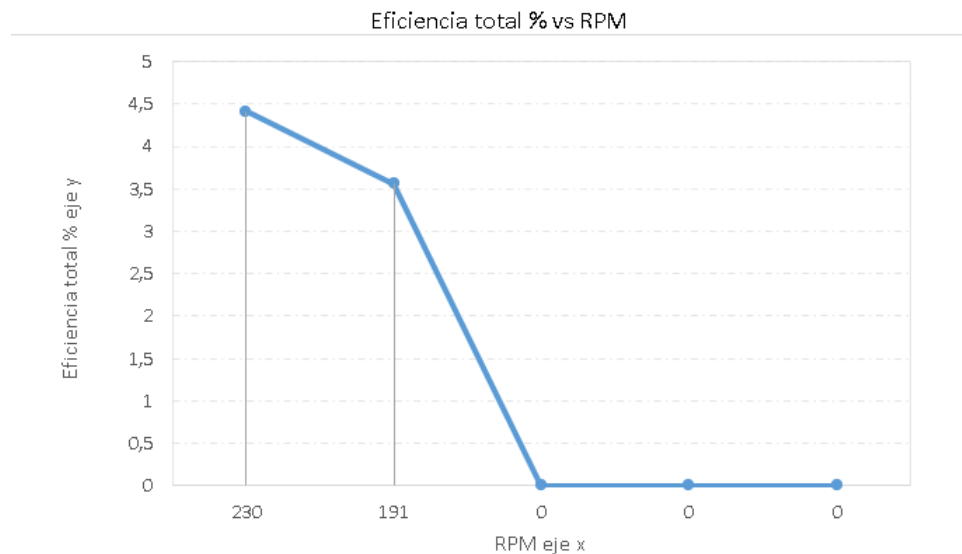


Figura 38: Eficiencia total vs RPM, boquilla 12 mm con freno

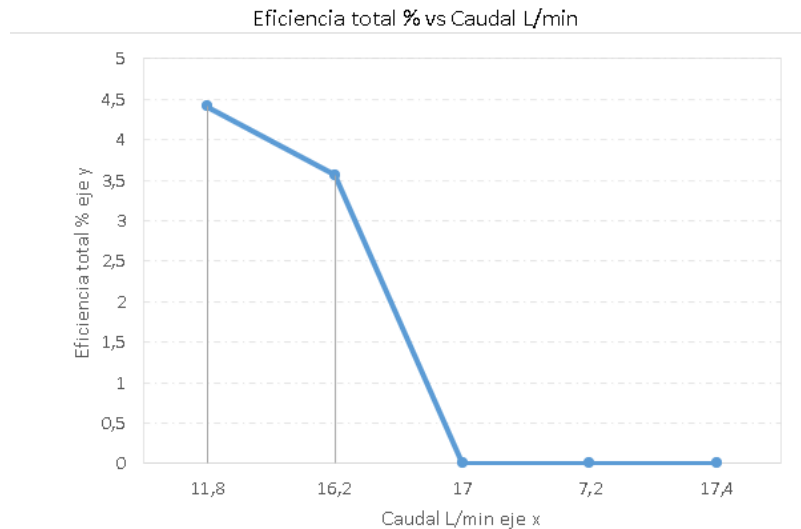


Figura 39: Eficiencia total vs caudal, boquilla 12 mm con freno.

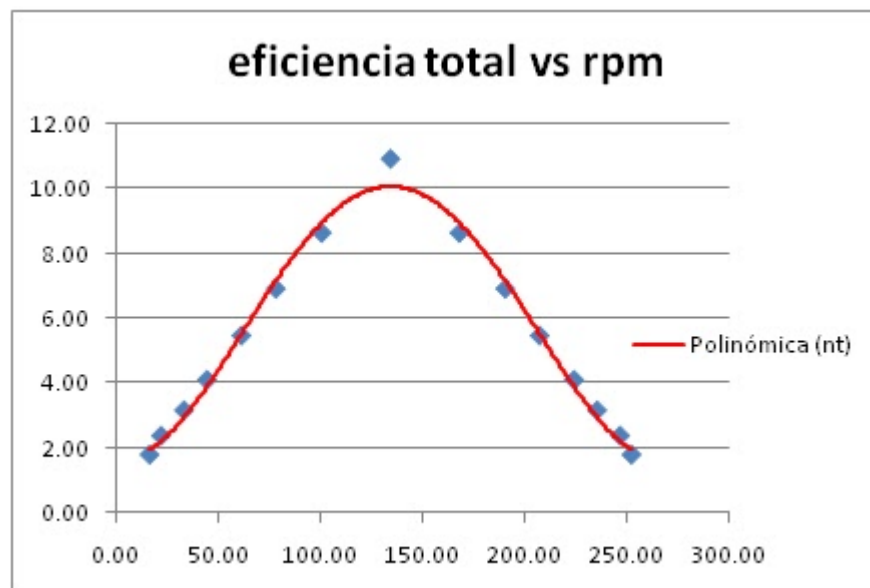


Figura 40: ejemplo de grafica eficiencia vs RPM [11]

La gráfica muestra cómo la eficiencia total varía con las rpm. A medida que aumenta la velocidad, la eficiencia también crece hasta alcanzar un máximo alrededor de 130–150 rpm.

Después de este punto, la eficiencia comienza a disminuir, lo que indica que el sistema tiene un rango óptimo de operación. La curva polinómica confirma esta tendencia, mostrando que tanto velocidades muy bajas como muy altas reducen el rendimiento.

5 Conclusiones y recomendaciones

5.1 Conclusiones.

El cumplimiento de los objetivos planteados permitió repotenciar el banco de pruebas de la turbina Pelton mediante el diseño, impresión y mecanizado de nuevos álabes e inyectores, así como evaluar de manera integral su eficiencia. A partir del análisis de la variable que intervienen en su funcionamiento, principalmente el diámetro de las boquillas, la inclinación del inyector, la presión de entrada y el caudal, se comprobó que estas condicionan directamente el desempeño del sistema y el aprovechamiento energético del chorro sobre los álabes.

Los ensayos realizados con boquilla de 6 mm y 12 mm tanto con freno como sin freno, demostraron que las variables en el diámetro del inyector modifican significativamente el comportamiento del flujo. El aumento del diámetro incrementa el caudal y la potencia hidráulica disponible, pero esta se estabiliza a partir de cierto punto, generando pérdidas de energía útil que no se transmite al rotor, como se observó en la boquilla de 12 mm debido a la disminución de la presión efectiva. Por el contrario, la boquilla de 6 mm presentó limitaciones por restricción del flujo durante las pruebas con freno, lo que redujo la eficiencia, no obstante, en condiciones sin carga, la eficiencia se mantuvo estable.

Los resultados obtenidos evidencian que los inyectores de menor diámetro ofrecen un mejor equilibrio entre caudal, presión y velocidad del chorro, logrando los valores más altos en la eficiencia, este comportamiento se ve reforzado por el número específico de revoluciones indicador que refleja un mayor aprovechamiento de la energía transferida al rodete.

El estudio confirma que, con la correcta adecuación de los diámetros de las boquillas del inyector, genera mejora en el rendimiento de una turbina Pelton. La repotenciación del banco de pruebas no solo mejora operatividad con fines académicos, sino que valida la importancia del diseño de los componentes esenciales de una turbina como boquillas y álabes e inyectores, los cuales garantizan una conversión eficiente de la energía mecánica dentro del laboratorio de mecánica de fluidos de la Universidad Autónoma del Caribe.

5.2 Recomendaciones.

Una de las principales recomendaciones es que, se deben aumentar los diámetros de las boquillas del inyector, se recomienda seleccionar diámetros que tengan un rango entre 6 a 10 mm (puede ser incluso a partir de 5mm) ya que, en los datos obtenidos, se demostró proporcionar un buen equilibrio entre presión, caudal y eficiencia. Estos diámetros se pueden considerar como referencias para referencias de diseño y diámetros del sistema de turbinas Pelton a escalas de laboratorio o turbinas de baja potencia.

Se debe tener en cuenta que se debe ajustar y evaluar la dirección del chorro, analizando distintos ángulos de inclinación del inyector, para mejorar la transferencia de energía al rodete y reducir pérdidas por desviación del flujo.

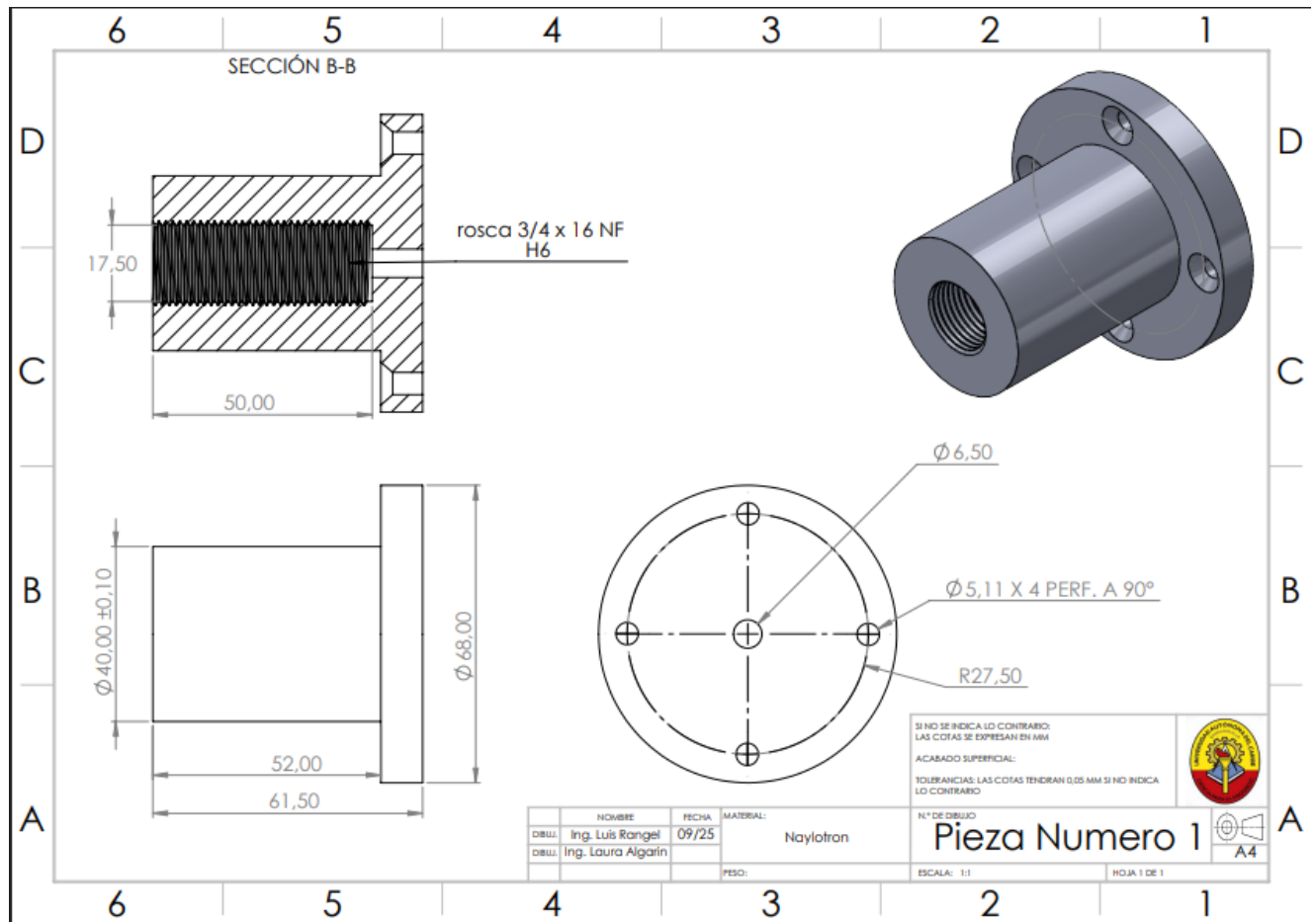
Para la impresión de la turbina se recomienda realizar un post proceso para evitar la rugosidad del material usado para la carcasa que en este caso fue impresa en 3D ya sea por medio de lijado, utilizando masilla o cualquier material que evite la rugosidad en el material a utilizar.

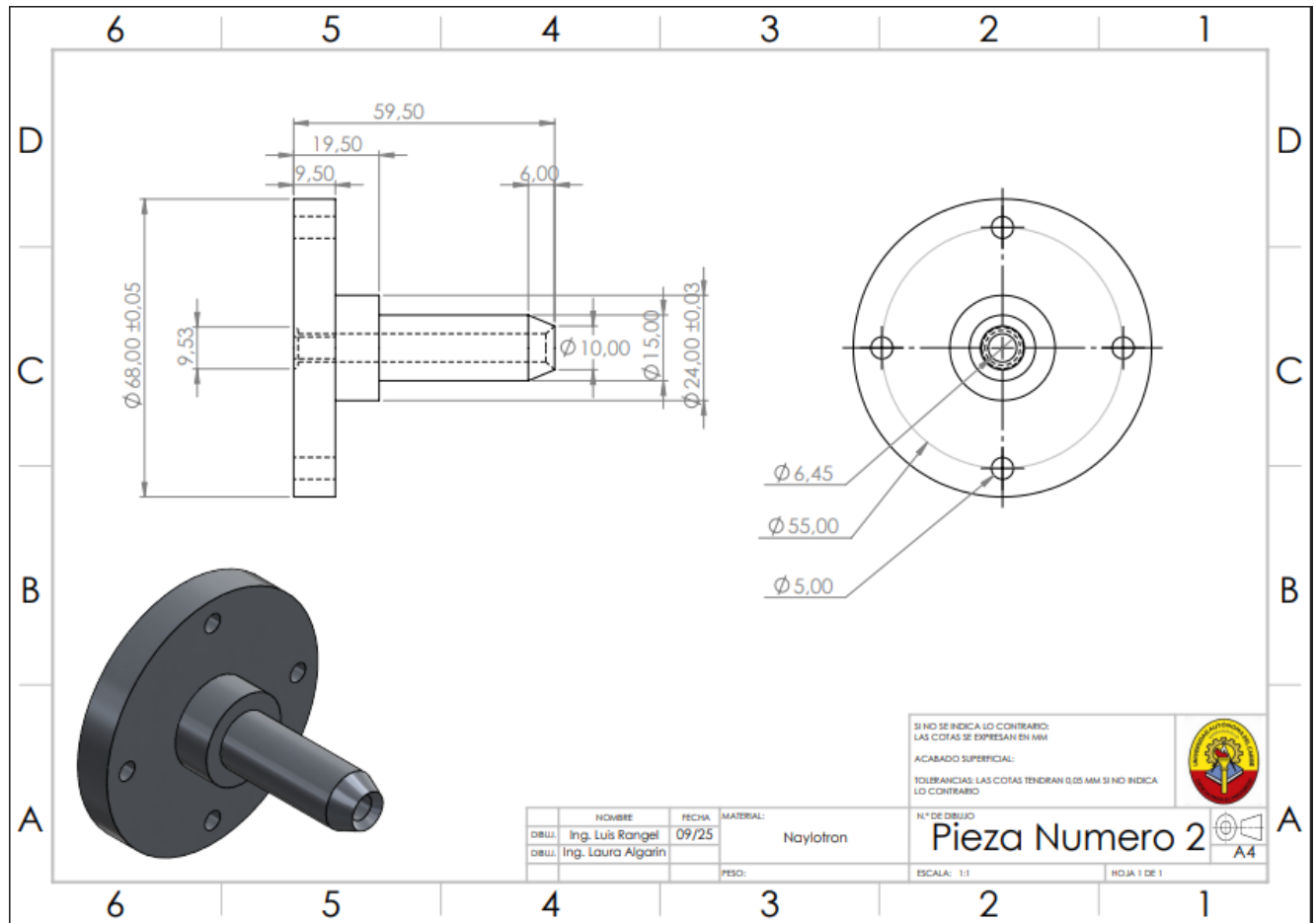
Implementar instrumentos de medición de mayor presión como caudalímetro de alta resolución y tacómetros óptimos para reducir errores en los datos experimentales.

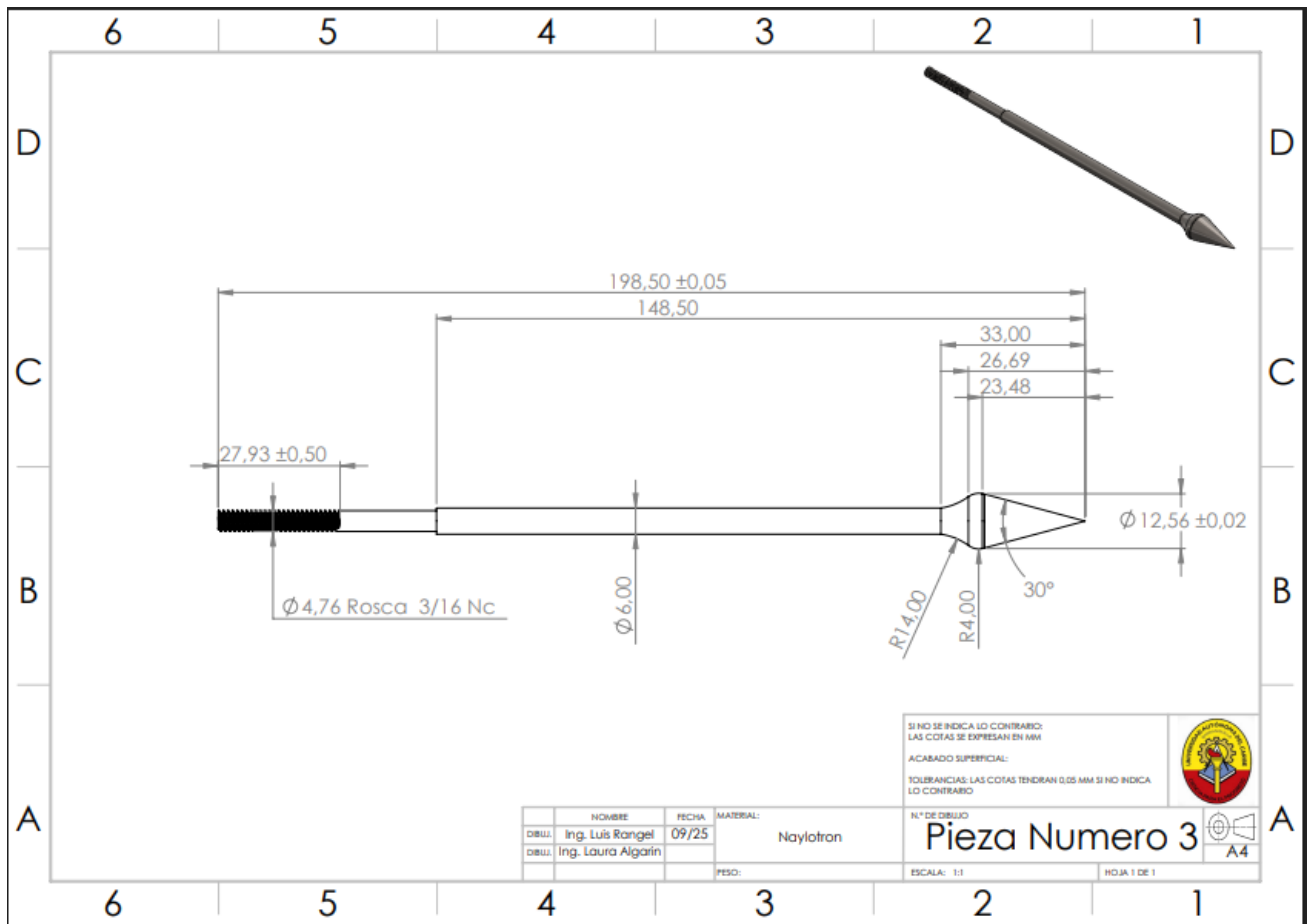
Por último, pero no menos importante, el montaje de álabes e inyectores debe ser de manera limpia y eficiente, de manera que se eviten fugas durante la práctica de laboratorio para evitar errores al momento de obtener los datos necesarios para los cálculos.

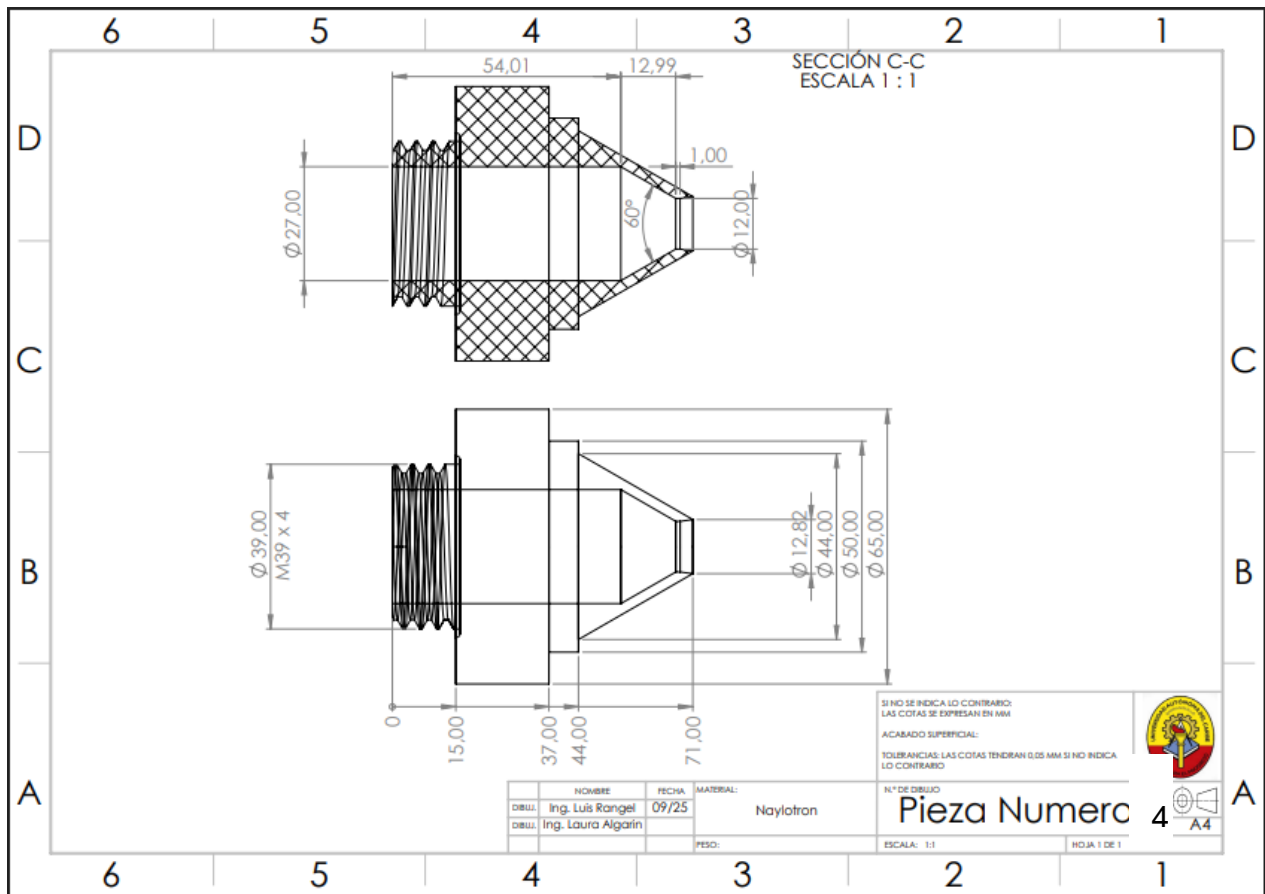


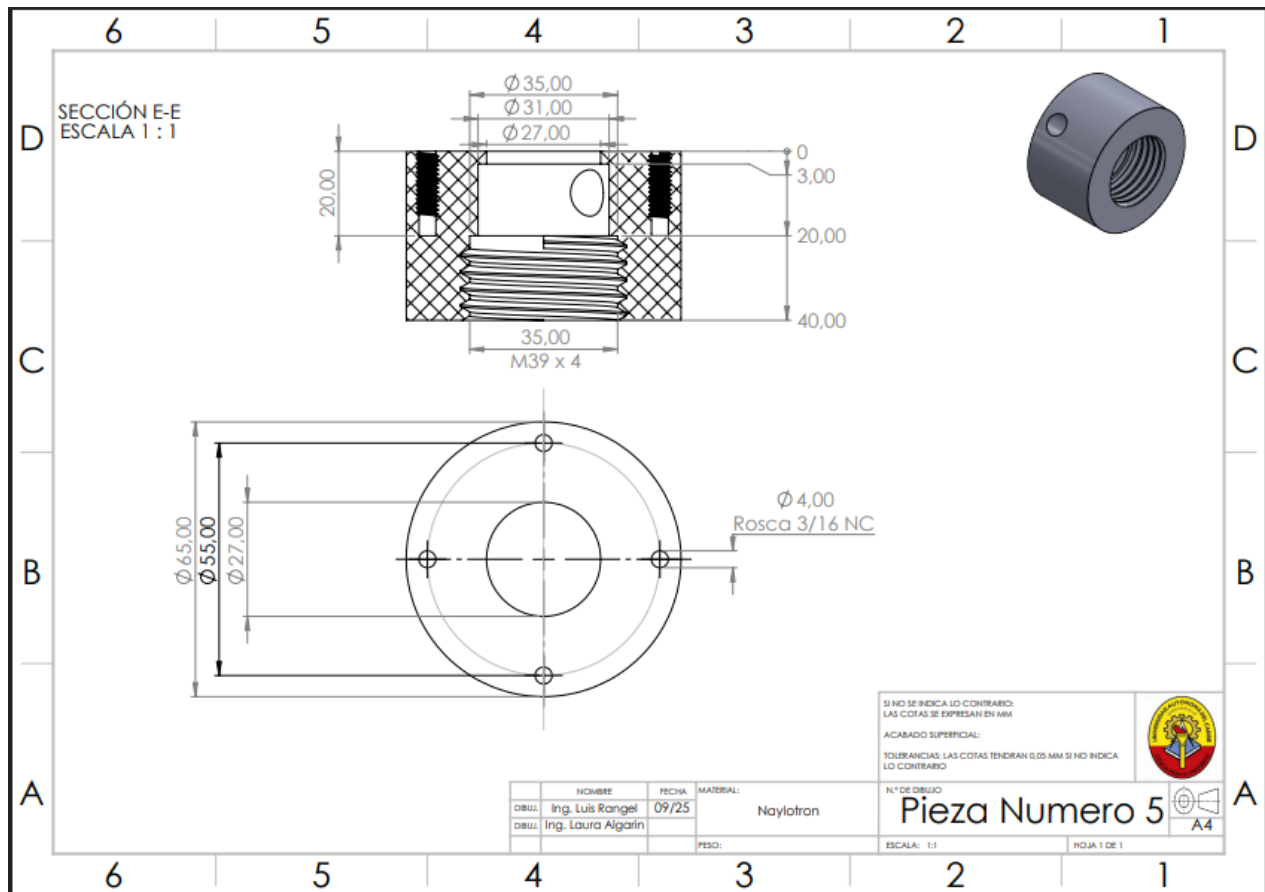
Anexo: planos del inyector y álabes

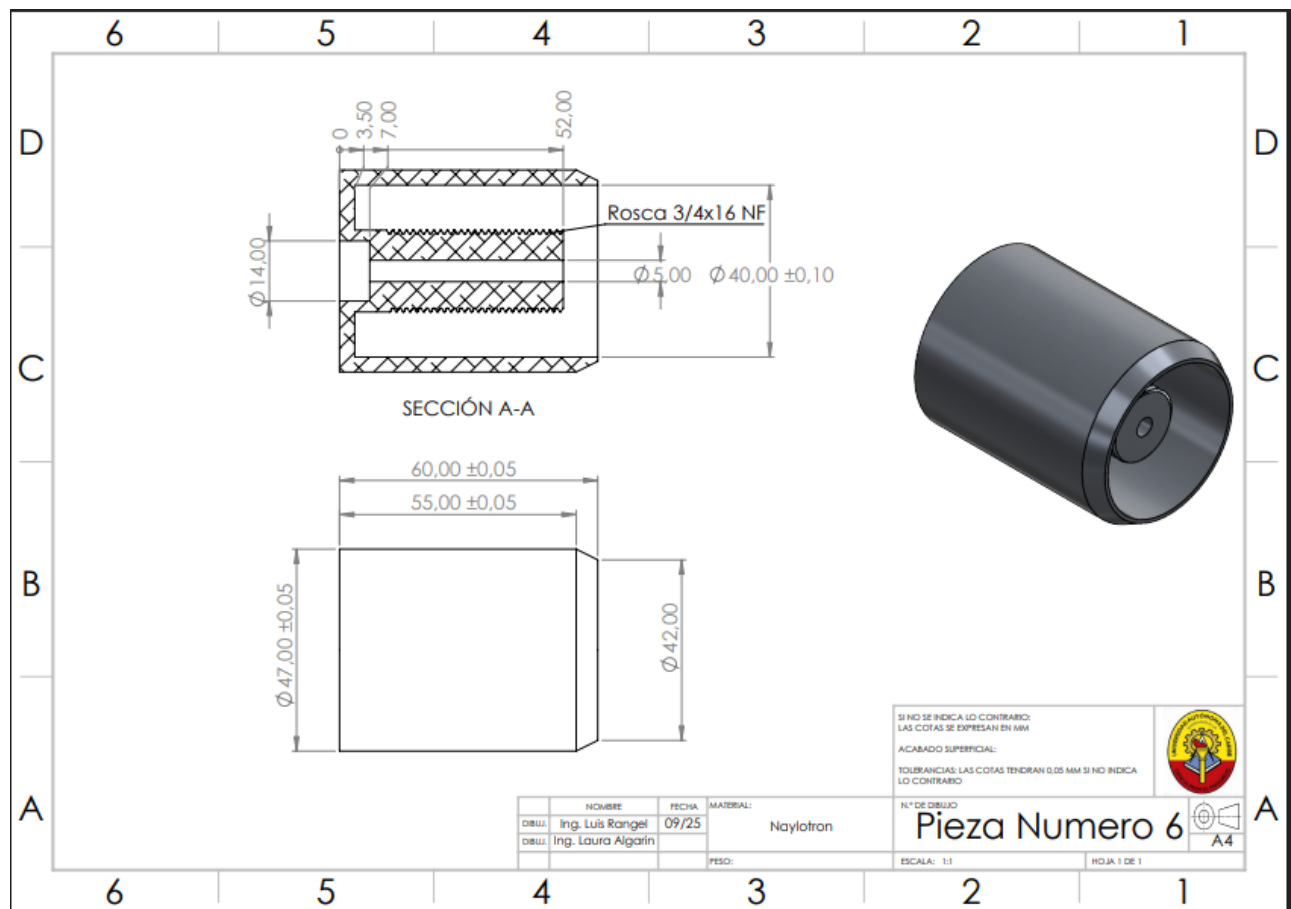


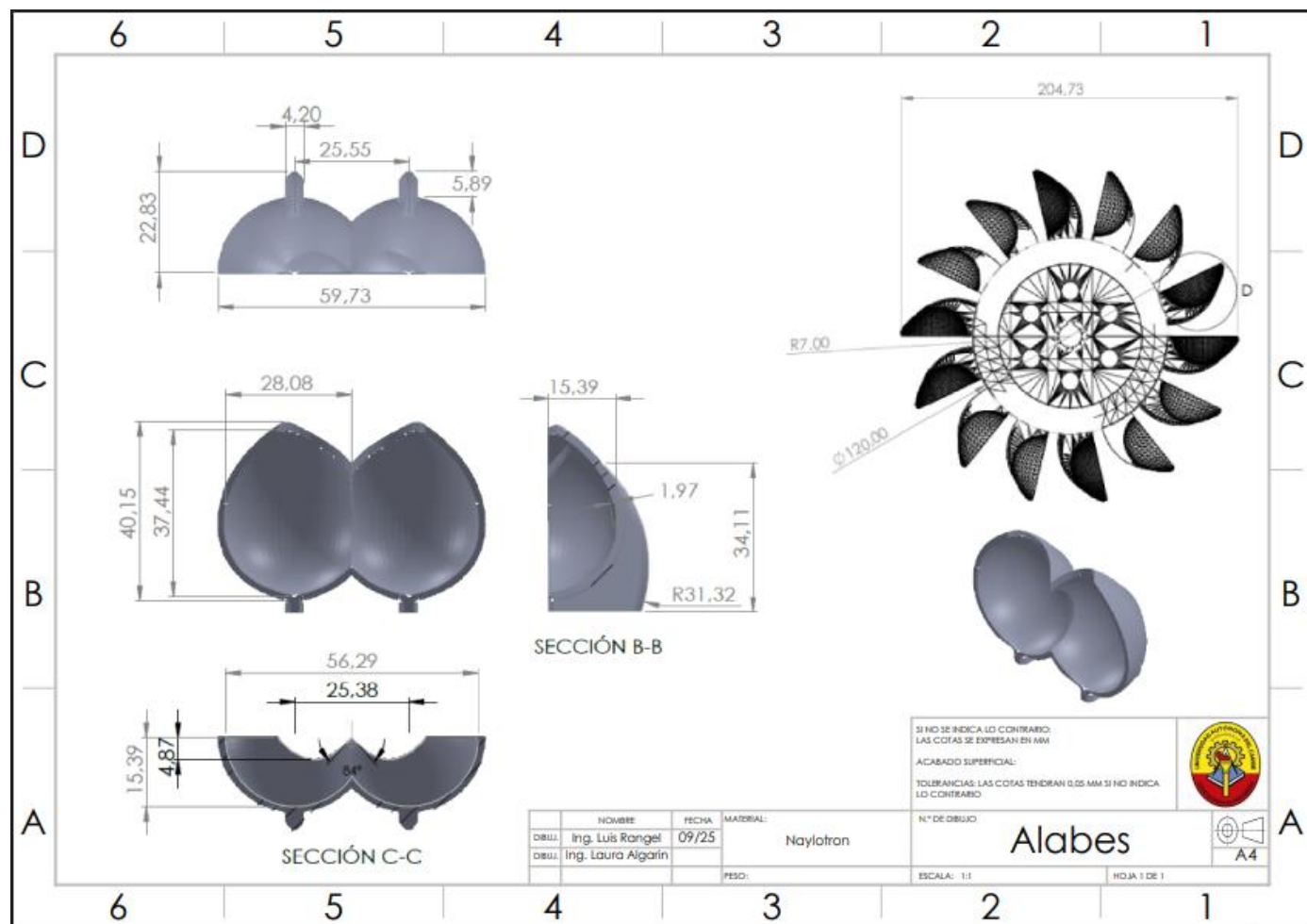












Referencias

- [1 C. Unisalle, «Universidad de la Salle,» 2020. [En línea]. Available:
] https://ciencia.lasalle.edu.co/cgi/viewcontent.cgi?article=1290&context=ing_electrica. . [Último acceso: 23 11 23].
- [2 L. S. Anzola, «Universidad Nacional de Colombia,» 08 02 2023. [En línea].
] Available: <https://periodico.unal.edu.co/articulos/transformar-la-matriz-energetica-complementar-y-no-sustituir-es-el-reto>.
- [3 «Universidad de Alicante,» Introduction to Carbon Technologies, 1997. [En
] línea]. Available:
https://cat.biblioteca.ua.es/discovery/fulldisplay?docid=alma991002567109706257&context=L&vid=34CVA_UA:VU1&lang=es&adaptor=Local%20Search%20Engine&tab=All_resources.
- [4 “ d. p. d. g. d. b. e. u. g. e. A. Gómez, «Universidad Nacional de Colombia,»
] 2002. [En línea]. Available: <https://www.researchsquare.com/article/rs-7095077/v1>. [Último acceso: 2023].
- [5 Iea, «IEA,» 12 11 2001. [En línea]. Available:
] <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2001>.
- [6 I. E. AGENCY, RENEWABLES IN GLOBAL ENERGY SUPPLY, OECD,
] 2007.
- [7 U. d. catabria, « Máquinas de Fluidos Incompresibles,» IEE.
]
- [8 G. Franke, Spezieller Pflanzenbau: Getreide, Obst, Faserpflanzen., German:
] Stuttgart, 1994.
- [9 C. MATAIX, MECANICA DE FLUIDOS Y MAQUINAS HIDRAULICAS,
] Madrid: Edicion del Castillo , S.A , 1986.
- [1 G. L. Rodrigo Cassiani, «Estudio del comportamiento de una turbina pelton
0] con freno Prony,» Barranquilla.