

201923885: Estudiante de Ingeniería Mecánica

Trabajo de grado de pregrado: Ingeniería Mecánica

Septiembre, 2025

Un trabajo de grado titulado
Desarrollo de una turbina biomimética en un
hidrogenerador de cámaras de vórtice
verticales

Jimmy Esteban Aguilar Ayala

Escuela de Ingeniería Mecánica

Facultad de Ingeniería

Universidad del Valle

Valle del Cauca - 2025, Colombia

Un trabajo de grado titulado
**Desarrollo de una turbina biomimética en
un hidrogenador de cámaras de vórtice
verticales**

*Trabajo de grado enviado para optar por
el título de*

Profesional
en
Ingeniería Mecánica

por

Jimmy Esteban Aguilar Ayala

Director: Ing. Efrain Baldemar del Risco Moreno PhD
Co-director: Ing. Camilo Penagos Realpe BEng

Escuela de Ingeniería Mecánica
Facultad de Ingeniería
Universidad del Valle, Cali
Valle del Cauca, Colombia

Abril, 2025

DEDICATORIA

A mis padres

*Jimmy Osvaldo Aguilar Moreno,
Lidia Ayala Viveros ...*

AGRADECIMIENTOS

Enaltezco primeramente el nombre de Dios, por ser la luz que guía mis pasos en los senderos más oscuros. Después a mi madre, por ser la personificación de la fortaleza y la dedicación, además del ejemplo de superación más grande que se puede conocer en la vida. A mi padre, por ser el espejo en el que me miro y la fuente de inspiración de mi camino.

También quisiera extender mis más sinceros agradecimientos a mi director de trabajo de grado el profesor Efraín del Risco; por su paciencia, dedicación y diligencia, por siempre ofrecer una palabra de aliento y un buen consejo incluso en los momentos más tumultuosos del proyecto. A mi codirector, el ingeniero Camilo Penagos Realpe por su diligencia, espíritu de colaboración y compañerismo. También agradezco a todos los miembros del Laboratorio de Fluidos e Hidráulica por su invaluable contribución al cumplimiento de este trabajo, en especial al ingeniero Pablo Trujillo y al técnico de laboratorio Hebert Hernández.

Por último, quiero reconocer la contribución a este proyecto del arquitecto de software Anthony Dang por proveer esta plantilla de trabajo de grado, la cual fue adaptada de la plantilla original del Dr. Chandranath Adak.

CONTENIDO

Dedicatoria	I
Agradecimientos	III
Contenido	V
Lista de figuras	VII
Lista de cuadros	XI
Resumen	XIII
1 Introducción	1
1.1. Antecedentes	1
1.2. Formulación del problema	3
1.2.1. Árbol del problema	3
1.3. Objetivos	4
1.3.1. Árbol de objetivos	4
1.3.2. Objetivo general	4
1.3.3. Objetivos específicos	4
1.4. Estado del arte	5
2 Marco teórico	7
2.1. Flujo rotacional	7
2.1.1. Vorticidad y circulación	9
2.1.2. Vórtice libre	11
2.1.3. Vórtice forzado	12
2.2. Hidrogeneradores de vórtice vertical	13

2.2.1.	Rodetes comúnmente empleados en hidrogeneradores de vórtice verticales	16
2.3.	Perfiles hidrodinámicos	17
2.4.	La biomimética como metodología de solución en ingeniería	20
2.5.	Análisis dimensional	23
3	Marco metodológico	25
3.1.	Dimensionamiento de un hidrogenerador de cámaras de vórtice vertical . .	25
3.1.1.	Etapas de planteamiento	25
3.1.2.	Etapas de desarrollo	25
3.1.3.	Modelado 3D del dispositivo	28
3.2.	Dimensionamiento y propuesta de rodete	29
3.2.1.	Etapas de planteamiento	29
3.2.2.	Etapas de desarrollo	30
3.2.3.	Modelado 3D del rodete	32
3.3.	Construcción del dispositivo hidrogenerador	33
3.3.1.	Manufactura aditiva	33
3.4.	Montaje experimental	35
3.4.1.	Descripción del procedimiento de adquisición de datos experimentales	42
3.5.	Estimación experimental del rendimiento del hidrogenerador	43
3.6.	Análisis Dimensional	45
4	Resultados y discusión	51
4.1.	Resultados experimentales	51
4.2.	Discusión	60
5	Conclusiones	65
6	Recomendaciones	67
Apéndice A	DATOS EXPERIMENTALES	69
	Resultados de las pruebas experimentales	70
	Cuadros de datos para cada cámara de vórtice - carga	70
	Gráficas por cámara de vórtice - carga	71
	Cuadros de datos para cada cámara de vórtice - descarga	80
	Gráficas por cámara de vórtice - descarga	81

Apéndice B - PLANOS	92
Bibliografía	99

LISTA DE FIGURAS

FIGURA	Página
1.1. Dispositivo hidrogenerador de cámaras de vórtice horizontal. Fuente: [24] . . .	3
1.2. Árbol del problema.	3
1.3. Árbol de objetivos.	4
1.4. Corrientes oceánicas más importantes del planeta. Las flechas rojas indican corrientes cálidas y las azules corrientes frías. Fuente: [45]	5
2.1. Fotografía del vórtice que se desprende de una de las alas de un avión de fumigación agrícola. Fuente: [6]	7
2.2. Diagrama esquemático de un tubo de vórtice. Fuente: [12]	8
2.3. Flujo laminar en desarrollo a lo largo de un ducto horizontal recto. Fuente: [6] .	9
2.4. Traslación de cuerpos pequeños en un vórtice no viscoso. Fuente: [6]	10
2.5. Diagrama esquemático de un vórtice forzado. Fuente: [6]	12
2.6. Planta hidrogeneradora de vórtice vertical instalada en Obergrafendorf, Austria. Fuente: [42].	14
2.7. Partes de un hidrogenerador de vórtice vertical típico. Fuente: [25].	15
2.8. Rodetes típicos utilizados en hidrogeneradores de vórtice vertical. De izquierda a derecha, por la forma de sus palas: planas, curvas, de flujo cruzado y con ángulo de torsión. Fuente: [4]	16
2.9. Geometría típica de un perfil aerodinámico. Fuente: [23]	18
2.10. Bocetos de Leonardo da Vinci para la máquina voladora. Fuente: [11]	20
2.11. Relación entre el martín pescador y el diseño del tren Shinkansen, destacando la biomimética como enfoque de diseño eficiente. Fuente: [11]	22
3.1. Geometría interna del hidrogenerador.	26
3.2. Geometría de la cámara de vórtice.	27

3.3.	Piezas modeladas en 3D del dispositivo.	28
3.4.	Modelo 3D del hidrogenerador con todas sus partes ensambladas.	29
3.5.	Perfil aerodinámico Gottingen 623. Fuente: [44].	30
3.6.	Vista de una sola pala.	32
3.7.	Modelado 3D del rodete.	32
3.8.	Impresora 3D Creality Ender 3 V3 Plus.	33
3.9.	Diagrama ilustrativo del canal experimental y sus componentes principales. . .	37
3.10.	Reservorio experimental.	37
3.11.	Canal experimental.	37
3.12.	Las dos mitades del hidrogenerador después de haber sido post-procesadas. . .	38
3.13.	Posición de los rodetes dentro del hidrogenerador.	38
3.14.	Instrumentos de medición del montaje experimental.	39
3.15.	Tubos de descarga acoplados a las descargas del hidrogenerador.	40
3.16.	Vista general del hidrogenerador instalado y detalle del sistema de su sistema de sujeción dentro del canal experimental.	41
3.17.	Vista panorámica del montaje experimental.	42
4.1.	Variación del torque mecánico con respecto a la velocidad angular.	52
4.2.	Variación de la potencia generada con respecto a la velocidad angular.	53
4.3.	Variación de la eficiencia hidráulica con respecto a la velocidad angular.	54
4.4.	Variación del coeficiente de potencia con respecto al coeficiente de caudal. . . .	55
4.5.	Variación de la eficiencia hidráulica con respecto al coeficiente de caudal. . . .	56
4.6.	Variación del coeficiente de torque con respecto al coeficiente de velocidad de punta.	57
4.7.	Variación de la eficiencia hidráulica con respecto al número de Reynolds.	58
4.8.	Variación del coeficiente de potencia con respecto al número de Reynolds. . . .	59
4.9.	Variación del coeficiente de potencia con respecto al coeficiente de velocidad de punta.	60
1.	Variación del torque mecánico con respecto a la velocidad angular por rodete - carga.	71
2.	Variación de la potencia generada con respecto a la velocidad angular por rodete - carga.	72
3.	Variación de la eficiencia hidráulica con respecto a la velocidad angular por ro- dete - carga.	73
4.	Variación del coeficiente de potencia con respecto al coeficiente de caudal - carga.	74

5.	Variación de la eficiencia hidráulica con respecto al coeficiente de caudal - carga.	75
6.	Variación del coeficiente de torque con respecto al coeficiente de velocidad de punta - carga.	76
7.	Variación del coeficiente de potencia con respecto al número de Reynolds - carga.	77
8.	Variación de la eficiencia hidráulica con respecto al número de Reynolds - carga.	78
9.	Variación del coeficiente de potencia con respecto al coeficiente de velocidad de punta - carga.	79
10.	Variación del torque mecánico con respecto a la velocidad angular por rodete - descarga.	81
11.	Variación de la potencia generada con respecto a la velocidad angular por rodete - descarga.	82
12.	Variación de la eficiencia hidráulica con respecto a la velocidad angular por rodete - descarga.	83
13.	Variación del coeficiente de potencia con respecto al coeficiente de caudal - descarga.	84
14.	Variación de la eficiencia hidráulica con respecto al coeficiente de caudal - descarga.	85
15.	Variación del coeficiente de torque con respecto al coeficiente de velocidad de punta - descarga.	86
16.	Variación del coeficiente de potencia con respecto al número de Reynolds - descarga.	87
17.	Variación de la eficiencia hidráulica con respecto al número de Reynolds - descarga.	88
18.	Variación del coeficiente de potencia con respecto al coeficiente de velocidad de punta - descarga.	89

LISTA DE CUADROS

CUADRO	Página
3.1. Dimensiones básicas de la tobera de admisión	27
3.2. Dimensiones básicas de la cámara de vórtice	27
3.3. Parámetros del rodete	31
3.4. Especificaciones técnicas de la impresora Creality Ender 3 V3 Plus.	33
3.5. Detalles del proceso de impresión	35
3.6. Variables incluidas en el Análisis Dimensional centrado en la tobera	45
3.7. Variables incluidas en el Análisis Dimensional centrado en el rodete	46
3.8. Grupos adimensionales resultantes del análisis dimensional centrado en la tobera	48
3.9. Grupos adimensionales resultantes del análisis dimensional centrado en el rodete	49
1. Resultados experimentales de la cámara de vórtice izquierda - carga.	70
2. Resultados experimentales de la cámara de vórtice derecha - carga.	70
3. Resultados experimentales de la cámara de vórtice izquierda - descarga.	80
4. Resultados experimentales de la cámara de vórtice derecha - descarga.	80

RESUMEN

El impacto ambiental ocasionado por las fuentes no renovables de generación de energía, tales como el carbón, el petróleo y el gas natural, ha impulsado la búsqueda de alternativas sostenibles que contribuyan a mitigar el cambio climático. Por esta razón, y considerando el potencial hidroeléctrico de la región, se desarrolló y evaluó experimentalmente un hidrogenerador de doble cámara de vórtice vertical. Este dispositivo puede llegar a consolidarse como una alternativa viable de generación eléctrica en un futuro cercano, principalmente en aplicaciones que involucren corrientes fluviales, y en menor medida, corrientes oceánicas.

El dispositivo fue conceptualizado tras una cuidadosa revisión literaria, adaptando sus dimensiones y características a las condiciones experimentales del Laboratorio de Mecánica de Fluidos e Hidráulica de la Universidad del Valle. El hidrogenerador emuló la forma hidrodinámica de los peces, reconocida por minimizar la resistencia hidrodinámica, lo que le confirió un carácter biomimético. Además, se incorporó un rodete con inspiración en los álabes en J de turbinas eólicas y en las turbinas de Gorlov, utilizando un perfil aerodinámico GOE623. Tanto el hidrogenerador como los rodetes fueron fabricados mediante impresión 3D con una Ender 3V3-Plus, utilizando filamento de PLA.

Se realizó una evaluación experimental del dispositivo con once caudales. El torque mecánico osciló entre $0.0020 \pm 0.0001 \text{ N}\cdot\text{m}$ (a $233.3 \pm 0.1 \text{ RPM}$) y $0.0117 \pm 0.0009 \text{ N}\cdot\text{m}$ (a $458.8 \pm 0.1 \text{ RPM}$). La potencia generada varió de $0.0489 \pm 0.0037 \text{ W}$ (a $233.3 \pm 0.1 \text{ RPM}$) hasta $0.5628 \pm 0.0422 \text{ W}$ (a $458.8 \pm 0.1 \text{ RPM}$). La eficiencia hidráulica creció con la velocidad, partiendo de $0.0489 \pm 0.0037 \%$ en la velocidad mínima y alcanzando un máximo de $43.02 \pm 3.23 \%$ a $458.8 \pm 0.1 \text{ RPM}$.

Cada uno de los análisis dimensionales realizados identificaron 15 grupos adimensionales cada uno, mediante el teorema Pi de Buckingham. De estos se destacaron el coeficiente de potencia (C_p), el coeficiente de torque (C_T), el número de Reynolds (Re), el coeficiente de velocidad de punta (λ) y el coeficiente de caudal (χ), pues los demás permanecieron estáticos ya que dependían exclusivamente de condiciones geométricas constantes. Los resultados revelaron que C_T aumenta con λ sin mostrar límite visible, mientras que C_p y η caen al aumentar Re , reportándose un mínimo de C_p de 0.03 ± 0.0045 durante las velocidades de operación más altas (atribuyéndose de manera probable a efectos de separación de flujo y disipación de energía); en contraste, ambos aumentan con χ , donde C_p alcanza $0.39 \pm$. Por otro lado, también se evidenció que C_p es creciente con respecto a λ .

Los anteriores resultados validaron tanto la funcionalidad como la viabilidad del dispositivo, presentándolo como una alternativa limpia de generación hidroeléctrica, especialmente en aplicaciones de corrientes fluviales.

Palabras clave: Hidrogenerador, Potencia, Biomimética, Cámara de vórtice gravitacional

INTRODUCCIÓN

1.1. Antecedentes

El desarrollo de sistemas de generación sostenible representa un desafío multidisciplinario que ha adquirido un papel central en la ingeniería moderna. La transición energética global, impulsada por compromisos internacionales y avances tecnológicos, ha generado un creciente interés en fuentes limpias y renovables. Esto se debe a que los combustibles fósiles, aunque históricamente predominantes, presentan desventajas de toda clase como: disponibilidad limitada, costo volátil y alto impacto ambiental. En contraste, las fuentes de generación sostenible ofrecen mayor estabilidad ambiental, social y económica a largo plazo. Sin embargo, su implementación enfrenta barreras de diversa índole, como la económica, citando a la inflación y el encarecimiento de materiales clave como obstáculos notables. Tales dificultades han ralentizado las inversiones en el sector, lo que ha llevado a diversos expertos a vaticinar que una transición energética completa podría incluso tardar varias décadas si las condiciones actuales no cambian [2]. Ante este panorama, se vuelve evidente la necesidad imperante de investigar y desarrollar tecnologías sostenibles que sean económicamente viables y técnicamente accesibles, con el fin de acelerar la adopción de fuentes de generación sostenible a gran escala.

Uno de los efectos adversos ocasionados por las fuentes tradicionales de generación de energía es el calentamiento global, resultado directo de la actividad humana. Este aumento gradual de temperatura provoca cambios en las condiciones climáticas, alterando los patrones meteorológicos y aumentando la frecuencia e intensidad de desastres naturales,

como huracanes, sequías y olas de calor. Además, el descongelamiento de las capas polares y glaciares, consecuencia directa del calentamiento global, contribuye al ascenso del nivel del mar, lo que representa una amenaza para las comunidades costeras y los ecosistemas locales [59].

En el caso de Colombia, el país destaca por su potencial latente para la implementación de tecnologías de hidrogenación limpia, especialmente en regiones como el Pacífico colombiano, donde se registran diversas corrientes submarinas de alta velocidad [28]. Sin embargo, aunque dicho potencial es innegable, la velocidad de los flujos presentes en los océanos estables como los de dichas regiones suele ser baja en comparación con las corrientes marinas, lo que requiere el desarrollo de sistemas capaces de generar potencia en estas condiciones [28, 3]. Esta clase de alternativas, si son implementadas masivamente, podrían contribuir considerablemente a aliviar varias de las principales consecuencias ambientales causadas por las plantas hidroeléctricas tradicionales, como la alteración de los ecosistemas acuáticos y terrestres por la construcción de represas, la interrupción de los flujos naturales de los ríos, la pérdida de hábitats naturales, la fragmentación de paisajes, la sedimentación de ríos, la alteración de la calidad del agua y la emisión de gases de efecto invernadero [41, 3].

En este contexto, según un informe de la Unidad de Planeación Minero Energética (UPME), la tecnología hidráulica representa aproximadamente el 44 % de la capacidad total instalada en el país, equivalente a 7784.2 MW [30]. En cuanto a lo que a generación eléctrica se refiere, esta tecnología constituye aproximadamente el 55.6 % de la energía producida en Colombia, lo que equivale a 184.27 GWh/día. Sin embargo, aproximadamente el 2.8 % de las viviendas en Colombia aún no cuentan con acceso a la electricidad, especialmente en regiones como la Pacífica y la Oriental, que tienen una menor concentración de potencia disponible comparada al resto del país [30]. A pesar de la ausencia de capacidad instalada en estas regiones, ambas cuentan con un gran recurso hídrico, que podrían ser aprovechado para su beneficio. Entre los grandes ríos de la costa pacífica se encuentran el San Juan, el Patía, el Baudó, el Atrato y el Mira [26, 51].

En vista de lo expuesto anteriormente, se resalta la necesidad de intensificar la producción de investigaciones que exploren y evalúen alternativas de generación que hagan uso de las fuentes de energía renovable, especialmente en aquellas regiones más desfavorecidas de Colombia donde dichos recursos no están siendo aprovechados. Se vuelve claro, por tanto, que la transición hacia una matriz energética limpia no solo es posible, sino crucial para el futuro del país.

1.2. Formulación del problema

Una primera versión de un dispositivo biomimético hidrogenerador de cámaras de vórtice horizontal fue desarrollado en el Laboratorio de Mecánica de Fluidos e Hidráulica de la Universidad del Valle (figura 1.1). Equipado con un rodete tipo Tesla, el hidrogenerador evidenció su capacidad operativa al recibir y liberar el agua a través de su frente, confirmando su potencial para la generación de energía. No obstante, dado que se trata de una máquina de fluido poco conocida, este trabajo tiene como objetivo generar conocimientos que contribuyan a una mejor comprensión de su funcionamiento.

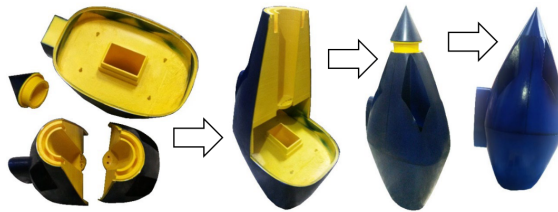


Figura 1.1: Dispositivo hidrogenerador de cámaras de vórtice horizontal. Fuente: [24]

1.2.1. Árbol del problema

En la figura 1.2 se presenta el árbol del problema para este trabajo de grado, el cual de manera gráfica y en una secuencia lógica define el problema central, sus causas y consecuencias.

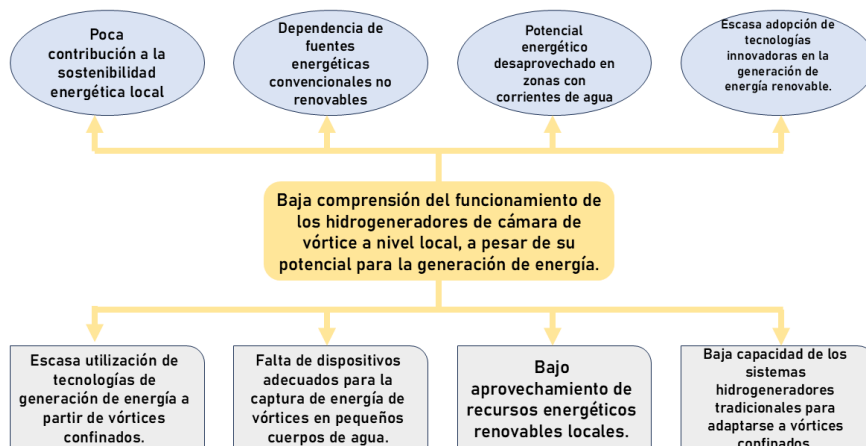


Figura 1.2: Árbol del problema.

1.3. Objetivos

1.3.1. Árbol de objetivos

En la figura 1.3 se presenta el árbol de objetivos, el cual convierte los problemas identificados en el árbol del problema en soluciones, transformando las causas en medios y los efectos en fines.

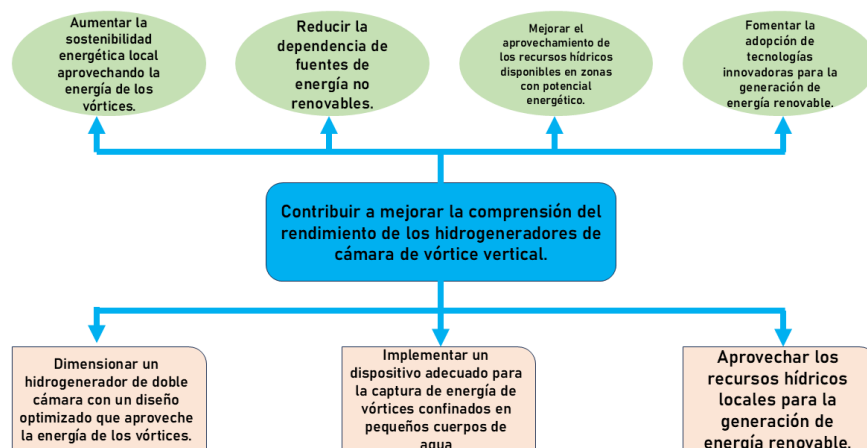


Figura 1.3: Árbol de objetivos.

1.3.2. Objetivo general

El presente trabajo tiene como objetivo profundizar en el estudio de la generación de energía a partir de vórtices confinados en cuerpos de agua, mediante la evaluación experimental del rendimiento de un hidrogenerador de doble cámara de vórtice vertical, con base en un estudio previo. Se propone diseñar y construir un rodete más adecuado para las condiciones de flujo, que logre aprovechar de manera adecuada la energía del vórtice hidráulico.

1.3.3. Objetivos específicos

- Dibujar el diseño CAD del hidrogenerador, teniendo en cuenta las condiciones de experimentación como las dimensiones del canal de agua donde este va a ser evaluado.
- Verificar experimentalmente el funcionamiento del dispositivo.

- Realizar un análisis dimensional que incluya las variables relevantes del fenómeno físico, útil para los análisis y diseños posteriores.
- Medir torque y velocidad angular para determinar la potencia mecánica generada.

1.4. Estado del arte

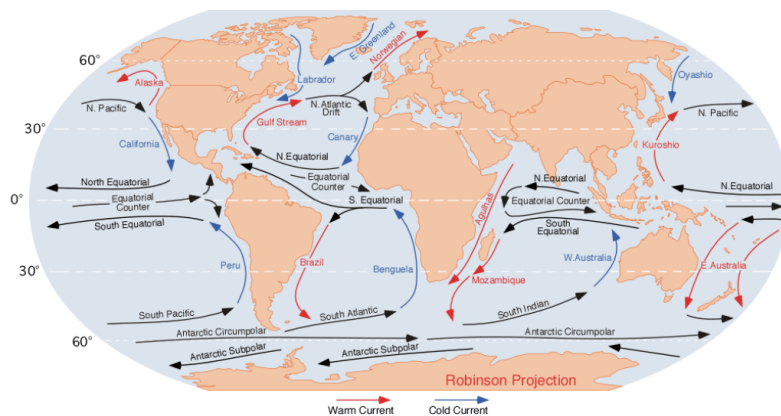


Figura 1.4: Corrientes oceánicas más importantes del planeta. Las flechas rojas indican corrientes cálidas y las azules corrientes frías. Fuente: [45]

En el campo de la hidrogenación limpia, se han explorado diversas propuestas que buscan aprovechar la energía de las corrientes submarinas. Fundamentalmente hablando, las corrientes oceánicas son flujos de agua dentro de los océanos que transportan masa y energía alrededor del globo terráqueo. A su vez, dichas corrientes son impulsadas principalmente por la energía del sol, creando patrones de viento que cambian el movimiento del agua [1, 45].

En este contexto, las plantas de generación eléctrica a partir de vórtices gravitacionales, se han establecido como alternativas innovadoras y versátiles, especialmente en áreas rurales o aisladas y de acceso limitado a redes eléctricas [60]. Varios estudios han analizado cómo optimizar estos sistemas, identificando cuáles son los parámetros clave que afectan directamente su desempeño [43, 38].

Por ejemplo, S. Edirisinghe et al. [10] utilizaron simulaciones de dinámica de fluidos computacional (CFD) para analizar numéricamente el impacto de los parámetros de dimensionamiento en el rendimiento de la planta de generación a partir de vórtices gravitacionales de agua (GWVPP, por sus siglas en inglés). Los principales hallazgos de esta investigación señalan que ubicar la turbina en la parte inferior de la cámara de descar-

ga maximiza la intensidad del vórtice, lo que a su vez incrementa la eficiencia hidráulica del sistema. Además, observaron que, en general, las palas cónicas con ángulo de inclinación generaron más potencia, mientras que las palas con ángulo de torsión exhibieron mayor eficiencia hidráulica, especialmente a diámetros de descarga mayores. Por otro lado, también se evidenció que aumentar el diámetro de la descarga favorece la formación de núcleos de aire en el vórtice, reduciendo la acumulación de agua y, por ende, optimizando la generación de energía [10].

Por su parte, el estudio realizado por Huwae et al. [18] proporcionó una recopilación de los principales hallazgos de investigaciones previas centradas en este tipo de plantas, destacando el potencial de esta tecnología para aplicaciones de pico-hidroelectricidad (hidrogeneración por debajo de los 5 kW), especialmente en zonas rurales. Al revisar una gran cantidad de estudios, el trabajo constató que tanto el diseño como las dimensiones del canal de entrada tienen un impacto significativo en la velocidad tangencial del remolino y en la intensidad del vórtice, destacándose la superioridad de las cámaras de descarga cónicas sobre las cilíndricas debido a su capacidad para generar vórtices de mayor intensidad. Además, se subrayó la importancia de optimizar el diámetro de la descarga para maximizar la estabilidad del vórtice a lo largo del tiempo.

Por otro lado, Dhakal et al [8] evaluaron el desempeño de cámaras de descarga cilíndricas y cónicas mediante simulaciones CFD, las cuales fueron validadas posteriormente por pruebas experimentales. Los resultados demostraron que las cámaras de descarga cónicas son superiores en términos de intensidad de vórtice y generación de energía debido a su forma convergente, pues esta geometría incrementa la velocidad del agua. El estudio también señaló que la posición óptima de la turbina se encuentra entre el 65% y el 75% de la altura de la cámara de descarga, siendo esta clave para maximizar la producción de energía.

A pesar de que los estudios citados difieren en enfoque y objetivos, todos coinciden en que un adecuado diseño y dimensionamiento de las plantas de vórtice gravitacional es crucial para lograr el desempeño óptimo de las mismas. Esto pone en relieve la importancia de realizar investigaciones adicionales que permitan refinar las configuraciones existentes y evaluar su aplicabilidad en distintos contextos, teniendo en cuenta las condiciones geográficas, climáticas y tecnológicas específicas de cada región.

MARCO TEÓRICO

2.1. Flujo rotacional

El flujo rotacional es un fenómeno fundamental en la dinámica de fluidos, presente en diversas aplicaciones tanto de ingeniería como de ciencias naturales. La descripción y predicción de las características de un flujo rotacional es particularmente relevante para el diseño de varios sistemas de ingeniería, tales como turbinas y motores.



Figura 2.1: Fotografía del vórtice que se desprende de una de las alas de un avión de fumigación agrícola. Fuente: [6]

Dentro de un flujo rotacional aparecen regiones de rotación concentrada, las cuales son conocidas por el nombre de vórtice, como por ejemplo aquellos que se desprenden de los aviones de fumigación agrícola (figura 2.1)). Estos son causados por la diferencia de presión entre la parte superior e inferior de las alas de esta clase de aeronaves. Por otro lado, en los flujos rotacionales también pueden presentarse flujos secundarios, resultantes

de la interacción entre el fluido y las fronteras físicas del sistema. Estos son clasificados de acuerdo a su nivel de vorticidad [6].

Por otro lado, definir y clasificar la configuración geométrica de un flujo rotacional permite predecir su evolución y características principales. Para estudiar su comportamiento, se han desarrollado dispositivos conocidos como tubos de vórtice, dentro de los cuales se inducen vórtices confinados de manera artificial, para posteriormente ser observados a detalle a través de paredes hechas de material acrílico. En la figura 2.2 se ilustra una representación esquemática de este tipo de dispositivos.

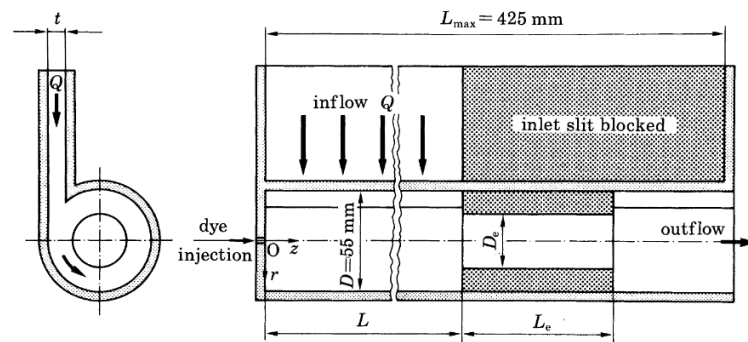


Figura 2.2: Diagrama esquemático de un tubo de vórtice. Fuente: [12]

Las evaluaciones experimentales de tubos de vórtice con diferentes configuraciones geométricas, han demostrado que estas tienen gran influencia en las características del vórtice generado, tales como su campo de velocidad y su intensidad. Los resultados obtenidos en estos estudios permiten describir cómo se generan y sostienen los vórtices a través del tiempo [12]. Las principales variables geométricas de un tubo de vórtice son:

- **Ancho de la rendija de entrada (t):** el ancho de la rendija a través de la cual el flujo de agua. La rendija de entrada tiene un impacto significativo en la distribución inicial del flujo y en la generación de vórtices dentro del tubo.
- **Longitud del tubo generador (L):** la longitud del tubo generador es fundamental para el desarrollo del flujo y la formación de vórtices. Un tubo generador más largo proporciona un mayor espacio para que el flujo se estabilice, comúnmente dando lugar a patrones de vórtice más complejos.
- **Diámetro del Tubo Generador (D):** el diámetro del tubo generador afecta la intensidad y la estructura del flujo generado, a su vez que su valor está fuertemente ligada a la forma y el tamaño de los vórtices.

- **Diámetro del Tubo Generador (L_e):** la longitud del tubo de descarga afecta las características finales del flujo, además de ser la variable primaria que gobierna la interacción flujo-paredes del tubo. Los cambios en L_e pueden alterar significativamente el patrón de vórtice en la región de salida.
- **Diámetro del Tubo de Descarga (D_e):** el diámetro del tubo de descarga influye en la forma en que el flujo es expulsado del sistema y en la eficiencia de la separación de vórtices. Un diámetro demasiado pequeño puede concentrar excesivamente el flujo, dando lugar a un vórtice de comportamiento alterado e indeseable.

2.1.1. Vorticidad y circulación

Es común observar, a los términos *vórtice* y *vorticidad* ser utilizados de manera intercambiable; sin embargo, esto es erróneo y un malentendido. En términos simples, un vórtice puede ser descrito como una región de rotación concentrada dentro de un fluido. Algunos ejemplos de apariciones naturales de vórtices son los remolinos, los huracanes o los tornados [6].

Por su parte, es posible ilustrar la vorticidad como concepto a partir del siguiente ejemplo, el cual demuestra que puede existir vorticidad dentro un flujo incluso si no se identifica de manera aparente un vórtice dentro del mismo. En la figura 2.3 se puede observar el diagrama esquemático de un flujo uniforme de un fluido viscoso a través de un ducto. Si el flujo logra desarrollarse completamente, exhibirá una distribución parabólica de velocidad. Si se inyecta lentamente tinta o colorante en el flujo, esta se moverá describiendo trayectorias rectilíneas. Sin embargo, si se introducen cuerpos pequeños en el flujo, estos rotarán a su vez que simultáneamente se desplazan en línea recta. Esto indica que el flujo presenta vorticidad, la cual es ocasionada por la condición viscosa del fluido [6].

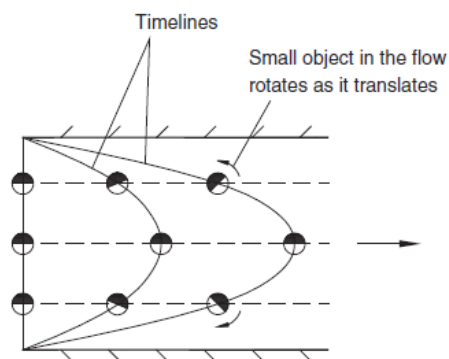


Figura 2.3: Flujo laminar en desarrollo a lo largo de un ducto horizontal recto. Fuente: [6]

Como en las paredes del ducto, las partículas del fluido tienen velocidad cero, debido a la condición de no deslizamiento, es posible concluir que, al alejarse de las paredes del ducto, los elementos infinitesimales de fluido adquieren velocidad axial. Por efecto de la viscosidad, esta diferencia en el campo de velocidades ocasiona una diferencia en los esfuerzos cortantes en los elementos infinitesimales del fluido, lo que causa la rotación local del elemento.

Sin embargo, una situación diferente se presenta cuando un fluido se desplaza describiendo trayectorias circulares sin presentar vorticidad en ningún punto dentro de su dominio. Este tipo de flujo rotacional se clasifica como vórtice no viscoso. Una representación esquemática de este fenómeno se enseña en la figura 2.4. Si se colocaran pequeñas partículas dentro del fluido, estas no girarían, sino que simplemente se trasladarían siguiendo trayectorias circulares, y, por tanto, un elemento infinitesimal de fluido no experimentaría diferencias en esfuerzos cortantes. Cuando el movimiento entre partículas es únicamente de traslación, sin rotación ni deformación asimétrica del elemento infinitesimal de fluido, el flujo se considera irrotacional.

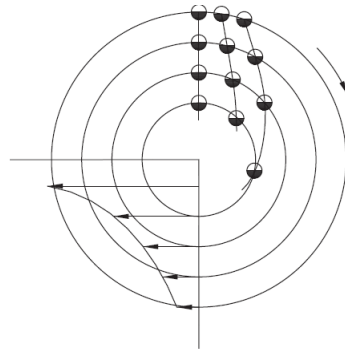


Figura 2.4: Traslación de cuerpos pequeños en un vórtice no viscoso. Fuente: [6]

Así pues, si un elemento esférico infinitesimal de fluido se congelara de manera repentina, y este hace parte de un fluido en movimiento, es posible concluir lo siguiente: si la esfera tiene una rotación asociada cuando está viajando a través del flujo, entonces el fluido tiene una vorticidad no nula en ese punto y esta será igual a dos veces la velocidad angular de la esfera sólida, como puede ser demostrado gracias al cálculo vectorial. Por tanto, se puede asegurar que la vorticidad ω está dada por:

$$(2.1) \quad \omega = \text{rot } \mathbf{u} = \nabla \times \mathbf{u}$$

donde $\mathbf{u}$ representa el campo de velocidad del fluido. Otro concepto complementario necesario para describir la rotación de las partículas de un fluido es la circulación. Gracias

al teorema de Stokes, se puede demostrar que dicha cantidad, representada por la letra Γ , se puede escribir como:

$$(2.2) \quad \Gamma = \int_A \boldsymbol{\omega} \cdot \mathbf{n} dA$$

para un contorno que contiene a una superficie A , donde $\mathbf{n}$ es el vector normal a la superficie y apunta hacia afuera. Se hace claro, por tanto, que si el flujo es irrotacional ($\omega = 0$), entonces tampoco existirá circulación. Si se impone la condición de flujo bidimensional:

$$(2.3) \quad \omega = \frac{\Gamma}{A}$$

lo que constituye una formulación que ilustra la relación matemática entre la circulación y la vorticidad de manera simple y conveniente para flujos bidimensionales [6].

2.1.2. Vórtice libre

Un vórtice libre, también conocido como vórtice de flujo irrotacional, se puede describir como un flujo donde la circulación es constante a lo largo de las líneas de corriente del flujo. Para un flujo irrotacional, como la vorticidad es cero ($\omega = 0$), se cumplirá que:

$$(2.4) \quad u_\phi r = C$$

donde u_ϕ es la velocidad tangencial, r el radio medido desde el centro del vórtice y C su intensidad, constante para un vórtice libre. Esta ecuación implica que la velocidad tangencial en un vórtice libre es inversamente proporcional al radio y tiende a infinito en el centro del vórtice. Sin embargo, en la práctica, los efectos de la fricción no pueden ser ignorados cerca del centro del vórtice, por lo que la región central rota como un cuerpo rígido.

Por otro lado, la circulación de una línea de corriente alrededor de un circuito cerrado en el fluido y evaluada en un radio r se puede determinar con:

$$(2.5) \quad \Gamma = 2\pi u_\phi r$$

donde es posible identificar que $u_\phi r$ es una constante, y por lo tanto, la circulación también es constante para todo el vórtice, incluyendo su centro. Como la circulación es

constante y diferente de cero, su centro experimentará rotación, a pesar de ser parte de un vórtice libre (con vorticidad nula).

Los resultados comentados hasta el momento asumen una condición de flujo ideal, con viscosidad nula, por lo que en un vórtice libre, la presión cae mientras que la velocidad tangencial aumenta cuando el radio se hace más pequeño. Ejemplos de flujos que aproximan el comportamiento de vórtice libre incluyen: el flujo que aparece alrededor del codo de una tubería, el vórtice que se forma en los desagües de los lavamanos, los remolinos, los tornados o los vórtices que se desprenden de las alas de los aviones [6].

2.1.3. Vórtice forzado

Un vórtice forzado, se caracteriza por el movimiento de un fluido que rota en conjunto con una velocidad angular constante, ω . En este caso, el fluido se comporta como un cuerpo rígido, por lo que la velocidad tangencial crece linealmente con el radio. Esto se expresa matemáticamente como:

$$(2.6) \quad u_\phi = \omega r$$

A diferencia del vórtice libre, en el que la velocidad disminuye al aumentar el radio, en el vórtice forzado cada partícula del fluido se mueve con la misma velocidad angular. Como no existe movimiento relativo entre las partículas, no se generan tensiones de corte, permitiendo el uso de una aproximación inercial viscosa. La ausencia de deformación interna implica que las únicas fuerzas a considerar son las resultantes de la aceleración centrífuga y la gravedad.

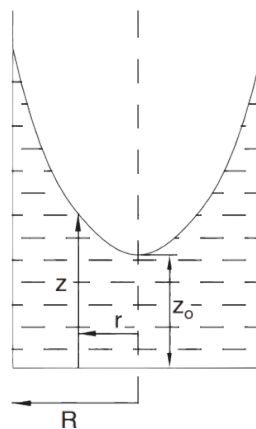


Figura 2.5: Diagrama esquemático de un vórtice forzado. Fuente: [6]

La aceleración centrífuga, que actúa en dirección radial, está dada por $\omega^2 r$. En condiciones de equilibrio, esta aceleración se equilibra con la variación de la presión en la dirección radial, lo que lleva a la siguiente relación:

$$(2.7) \quad \frac{\partial p}{\partial r} = \rho \omega^2 r$$

donde ρ es la densidad del fluido. La integración de esta ecuación permite determinar la distribución de la presión en el interior del fluido. En un recipiente que rota con velocidad angular constante, la energía necesaria para mantener este flujo es suministrada por una fuente externa, como puede ser el motor que impulsa la rotación.

La influencia de la gravedad en el fluido actúa en la dirección vertical y se refleja en la distribución de la presión a lo largo del eje z . Al integrar las ecuaciones que describen el equilibrio en las direcciones radial y vertical, se obtiene una expresión que permite conocer la forma de la superficie libre del líquido. Dicha superficie adopta la forma de un paraboloide de revolución, cuya ecuación viene dada por:

$$(2.8) \quad z - z_0 = \frac{\omega^2 r^2}{2g}$$

En esta ecuación, z_0 corresponde a la altura de la superficie libre en el eje de rotación y g es la aceleración de la gravedad. La forma parabólica evidencia cómo la fuerza centrífuga desplaza el líquido hacia la periferia, haciendo que la presión aumente al incrementar el radio, mientras que en el centro la presión es menor y se iguala a la presión atmosférica en el caso de un sistema abierto.

El vórtice forzado, por tanto, se basa en una rotación uniforme del fluido, en la que la condición de equilibrio se logra a través de la compensación entre la fuerza centrífuga y la gradiente de presión, así como entre la fuerza gravitatoria y la presión en la dirección vertical. Este modelo es aplicable a situaciones prácticas, como el comportamiento de una cuba giratoria, el núcleo de una mezcla agitada o el flujo en el impulsor de una bomba centrífuga, donde la acción externa mantiene la rotación constante [6].

2.2. Hidrogeneradores de vórtice vertical

La fundamentación teórica de los hidrogeneradores de vórtice vertical o gravitacional se basa en los principios de la hidrodinámica. Estos sistemas aprovechan la energía que contienen los vórtices de superficie libre, los cuales aparecen dentro de canales abiertos

equipados con una geometría especialmente ideada para propiciar su aparición, y la convierten en potencia mecánica a través de rodetes. Un ejemplo típico de esta clase de plantas es la planta de Obergrafendorf, en Austria, la cual puede ser observada en la figura 2.6. Esta cuenta con una capacidad de generación 55.00 kWH anuales y funciona a una cabeza de 1.5 m , con un caudal incidente de 0.9 m^3/s y con una eficiencia del 80% [42], demostrando el desempeño excepcional de esta tecnología si se implementa de manera correcta.



Figura 2.6: Planta hidrogeneradora de vórtice vertical instalada en Obergrafendorf, Austria. Fuente: [42].

Comúnmente, para obtener resultados numéricos que faciliten el diseño y dimensionamiento de esta hidrogeneradores de vórtice vertical, se llevan a cabo estudios especializados de CFD que modelen la interacción entre el aire, el agua y los componentes de la turbina, con especial énfasis en las condiciones transitorias. A partir de estos resultados, acompañados de pruebas experimentales y de campo, es posible optimizar el rendimiento de la turbina [42]. Las investigaciones actuales indican que la eficiencia hidráulica de estos dispositivos se encuentra en un valor promedio de alrededor del 54%, valor inferior a la eficiencia de turbinas tradicionales como las Kaplan o las turbinas Francis. Sin embargo, la portabilidad, facilidad de instalación y capacidad para generar electricidad incluso con corrientes de baja velocidad ($< 1 m/s$) de esta clase de plantas las vuelve candidatas preferenciales para ser instaladas zonas rurales o en aquellas afectadas por desastres naturales [42, 34].

Como lo evidencia lo anteriormente expuesto, estos dispositivos poseen un rendimiento competente si se implementan de manera correcta y, por tanto, resulta esencial explorar los principios teóricos que subyacen y gobiernan el comportamiento del flujo dentro de estas turbinas. En particular, el tipo de vórtices que aparece en estos hidrogeneradores es conocido como vórtice gravitacional o vertical, los cuales se aproximan, pero no son exac-

tamente vórtices libres ideales. Las características de los vórtices verticales están fuertemente influenciadas por el comportamiento del rodete dentro de las cámaras de vórtice, en particular, por la velocidad y geometría de los mismos. Además, suele presentar una alta velocidad tangencial en su núcleo, la cual es aprovechada para impulsar el rodete y, posteriormente, producir electricidad gracias a la acción de un generador [25].

En estos dispositivos, la magnitud de la circulación está principalmente gobernada por la geometría del canal. En este sentido, factores como el ancho de entrada, el radio de entrada y la profundidad del agua en la entrada desempeñan un papel crucial, similar a lo que ocurría con los tubos de vórtice. Además, se ha demostrado que el diseño y dimensionamiento de la cámara de vórtice influye significativamente en las características del vórtice. Por ejemplo, la implementación de una cámara cilíndrica podría ocasionar que el núcleo del vórtice no sea completamente gravitacional, debido a una distribución asimétrica de la velocidad tangencial, ocasionada por la geometría de entrada [1, 48].

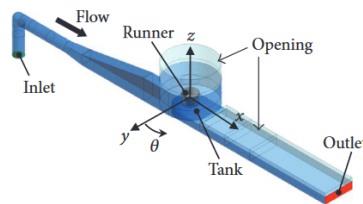


Figura 2.7: Partes de un hidrogenerador de vórtice vertical típico. Fuente: [25].

En cuanto a la eficiencia hidráulica de estos sistemas, varias investigaciones han mostrado que esta se encuentra principalmente influenciada por los siguientes parámetros:

- **Geometría de la cámara de descarga:** las cámaras cónicas han demostrado propiciar una mayor formación de vórtices, además de alcanzar mayores velocidades en comparación con sus contrapartes cilíndricas. Normalmente, campos de velocidades de mayor magnitud conducen a mayor potencia generada.
- **Diseño del Canal de Entrada:** la forma y las dimensiones del canal de ingreso, especialmente el ángulo y el ancho de la entrada, influyen de manera significativa en la rotación inicial y la intensidad del vórtice.
- **Diámetro de descarga:** el tamaño del orificio de descarga afecta directamente la altura del vórtice y la velocidad tangencial. Por consiguiente, una proporción óptima entre el diámetro de la salida y el diámetro del depósito resulta crucial para maximizar la producción energética.

- **Diseño de la Turbina:** la disposición, tamaño y número de palas en el rodete influyen decisivamente en su capacidad para capturar eficientemente la energía del vórtice.

2.2.1. Rodetes comúnmente empleados en hidrogeneradores de vórtice verticales

Existen cuatro tipos principales de rodetes empleados comúnmente en estos dispositivos, los cuales se encuentran diferenciados por su forma. Cada uno de estos tipos presenta características geométricas específicas que influyen directamente en su rendimiento. Típicamente, se conocen como: rodetes de palas planas, de palas curvas, de flujo cruzado y de palas con ángulo de torsión. En la figura 2.8 se presenta una ilustración de dicha clasificación.

En primer lugar, los rodetes de palas rectas se caracterizan por una disposición simple de palas, las cuales se orientan de manera perpendicular al eje de rotación. La principal ventaja de esta clase de diseño radica en su facilidad de fabricación y simplicidad, lo que las convierte en una opción adecuada para aplicaciones que requieren bajos costos y producción masiva. No obstante, su eficiencia en la captura de la energía del vórtice es limitada, especialmente cuando el flujo no es completamente tangencial al rodete [39].

Por otro lado, los rodetes de palas curvas han sido diseñados específicamente para optimizar el contacto con el vórtice y, de esta manera, incrementar la eficiencia hidráulica del sistema. Idealmente, la curvatura de las palas se adecúa a la disposición del flujo rotacional para una configuración. En comparación con los rodetes de palas rectas, este tipo de rodete generalmente ofrece un rendimiento superior, aunque presenta un costo añadido debido a los radios de curvatura que deben ser alcanzados [38].



Figura 2.8: Rodetes típicos utilizados en hidrogeneradores de vórtice vertical. De izquierda a derecha, por la forma de sus palas: planas, curvas, de flujo cruzado y con ángulo de torsión. Fuente: [4]

En tercer lugar, se encuentran los rodetes de flujo cruzado, los cuales son virtualmente idénticos a los curvos a excepción de encontrarse parcialmente abiertos cerca a su centro. Cuando se colocan dentro de un hidrogenerador, el flujo golpea sus palas y les transfiere parte de su energía cinética, continuando su trayectoria en espiral a través de la parte inferior del rodete [38]. Se ha demostrado experimentalmente que, incluso en condiciones de bajo caudal y baja cabeza hidráulica, esta clase de rodete presentan una eficiencia hidráulica superior a los rodetes planos y curvos [39]. Es por su desempeño estable y confiable que son la elección predilecta en aplicaciones de pico hidro-generación [39, 38]. No obstante, su rendimiento puede verse afectado considerablemente por pérdidas hidráulicas internas, además de que para una aplicación dada se hace necesario encontrar el ángulo de ataque y la curvatura de palas óptimas para lograr un buen desempeño [21].

Finalmente, se listan los rodetes con palas con ángulo de torsión, cuyo diseño se caracteriza por introducir una variación angular a lo largo de la pala, demostrándose experimentalmente que suelen presentar la mayor eficiencia hidráulica comparados con las otras tres alternativas [39]. Sin embargo, para su correcta implementación, es necesario identificar el ángulo de torsión óptimo para una aplicación dada, por lo que su proceso de dimensionamiento y fabricación es considerablemente más complejo, lo que puede incrementar significativamente los costos de producción [43].

Cada tipo de rodete presenta, por tanto, diversas ventajas y desventajas, por lo que para seleccionar uno de ellos correctamente para una aplicación dada, se debe tener cuales son los requerimientos a cumplir y cuáles son las características que deben ser priorizadas.

2.3. Perfiles hidrodinámicos

Los perfiles hidrodinámicos pueden describirse como estructuras con forma de ala, que generan fuerzas de sustentación al pasar a través del agua. Es por esta razón que son componentes esenciales de botes, embarcaciones y también de varios tipos de turbinas hidrocínéticas. Estos perfiles se aprovechan principalmente del principio de Bernoulli y del concepto de circulación para llevar a cabo su función.

El principio de Bernoulli, bajo la suposición de flujo estacionario, incompresible y sin la presencia de fricción a lo largo de una línea de flujo, declara que el incremento en la velocidad del flujo corresponde a una pérdida de presión. La superficie curva superior acelera el flujo, reduciendo la presión estática relativa a la superficie inferior del perfil y es este diferencial de presiones el que genera una fuerza neta conocida como sustentación [54]. La forma típica de un perfil aerodinámico, el cual comparte principio de funcionamiento y

elementos con su contraparte hidrodinámica, se aprecia en la figura 2.9.

Por otro lado, la existencia de circulación dentro del flujo implica la generación de un patrón de flujo rotacional alrededor del perfil hidrodinámico. A medida que el perfil hidrodinámico se desplaza a través del agua, genera un vórtice inicial. En respuesta, se desarrolla una circulación igual y opuesta alrededor del perfil hidrodinámico [37, 56]. Esta circulación, junto con la velocidad de la corriente libre, conduce a velocidades más altas y presiones más bajas en la superficie superior, lo que aumenta aún más la sustentación.

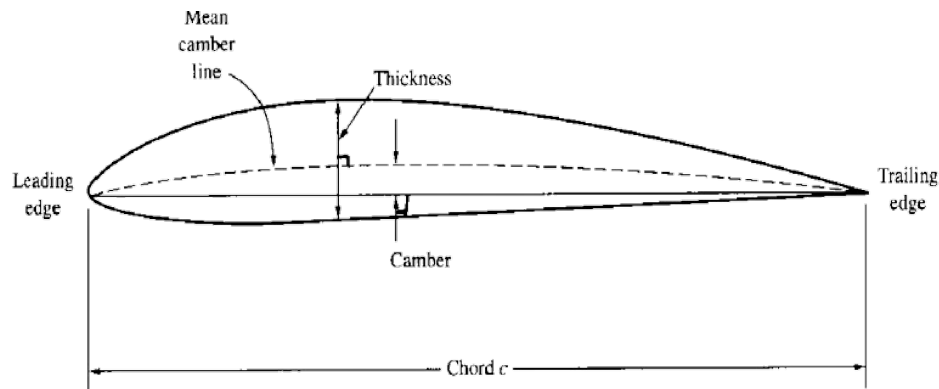


Figura 2.9: Geometría típica de un perfil aerodinámico. Fuente: [23]

Es por lo anterior que para dimensionar y seleccionar adecuadamente un perfil hidrodinámico se deben tener en cuenta los elementos principales que lo conforman, los cuales se pueden listar como:

- **Forma y curvatura (*camber*):** la forma y curvatura de un perfil hidrodinámico, particularmente su arqueamiento, juegan un papel crucial en la generación de sustentación. Un arqueamiento mayor generalmente resulta en una mayor sustentación para un ángulo de ataque dado debido al incremento del flujo sobre la superficie superior y la diferencia de presión resultante.
- **Borde de ataque y borde de salida:** un borde de ataque redondeado previene la separación temprana del flujo, mientras que el borde de salida afilado asegura una salida de flujo suave y paralela a la cuerda del perfil. Esta combinación es fundamental para la formación del vórtice de arranque y la generación de sustentación.
- **Ángulo de ataque (α):** la sustentación (L) y la resistencia (D) varían con el ángulo de ataque. A bajos ángulos, la sustentación crece linealmente, mientras que a ángulos críticos (entre 15° y 20°) el flujo se separa completamente de la superficie superior, provocando una pérdida súbita de sustentación, conocida como *entrada en pérdida*.

- **Coeficientes adimensionales:** la sustentación y la resistencia se expresan mediante los coeficientes adimensionales de sustentación (C_L) y resistencia (C_D), definidos como:

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2}\rho V^2 A_p},$$

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2}\rho V^2 A_p},$$

donde A_p es el área de la plataforma (como la del ala de una aeronave), V es la velocidad de la corriente libre y ρ la densidad del fluido.

- **Efecto del número de Reynolds (Re_c):** a velocidades bajas o medias, con flujo turbulento, los coeficientes C_L y C_D dependen del número de Reynolds, definido como:

$$Re_c = \frac{Vc}{\nu},$$

donde c es la cuerda del perfil y ν es la viscosidad cinemática del fluido. A mayores valores de Re_c , la sustentación máxima y el ángulo de pérdida pueden incrementarse, mientras que la resistencia tiende a disminuir.

- **Estabilidad de flujo:** durante el inicio del flujo sobre el perfil, un vórtice de arranque se genera en el borde de salida debido a la imposibilidad del flujo de girar bruscamente. Este vórtice se desprende aguas abajo, estabilizando las líneas de corriente y permitiendo la generación completa de sustentación.
- **Pérdida (*stall*):** en ángulos de ataque superiores al límite crítico, el flujo sobre la superficie superior se separa completamente, reduciendo drásticamente la sustentación y aumentando la resistencia. La transición hacia la pérdida puede ser gradual o repentina, dependiendo del diseño del perfil.

Por otro lado, el diseño biomimético también ha surgido como un enfoque prometedor para mejorar el rendimiento de los perfiles hidrodinámicos, tomando inspiración de los diseños eficientes de la naturaleza. Un ejemplo notable es el uso de protuberancias en bordes de ataque, inspiradas en las aletas de las ballenas jorobadas [20].

Estas ballenas, conocidas por su excepcional maniobrabilidad, poseen tubérculos en sus aletas. Los estudios sugieren que estos tubérculos crean vórtices longitudinales que ayudan a retrasar la separación del flujo y mejorar la sustentación a altos ángulos de ataque [20]. Los investigadores han estudiado diversas formas de estas modificaciones bioinspiradas en el borde de ataque, incluidas estructuras sinusoidales, con *tubérculos* y tipo

joroba [20, 37]. Dichos hallazgos indican que estas modificaciones pueden mejorar significativamente las características hidrodinámicas de los hidroperfiles, particularmente a altos ángulos de ataque [20, 36].

2.4. La biomimética como metodología de solución en ingeniería

La biomimética, entendida como la práctica de inspirarse en la naturaleza para resolver problemas humanos, ofrece un enfoque poderoso en como herramienta de solución en ingeniería, que va más allá de la sostenibilidad. En lugar de ver la naturaleza únicamente como un recurso a explotar, la biomimética invita al investigador a percibirla como un modelo, medida y mentor para el diseño [11].

La aplicación práctica de la biomimética como herramienta de solución en ingeniería implica la comprensión de los procesos biológicos, funciones y adaptaciones presentes en la naturaleza y su aplicación para resolver desafíos de diseño. Uno de los ejemplos documentados más antiguos de este enfoque de diseño en la historia es el de la máquina de volar de Leonardo da Vinci, ilustrada en la figura 2.10, donde la inspiración de da Vinci en la morfología de las aves es evidente.

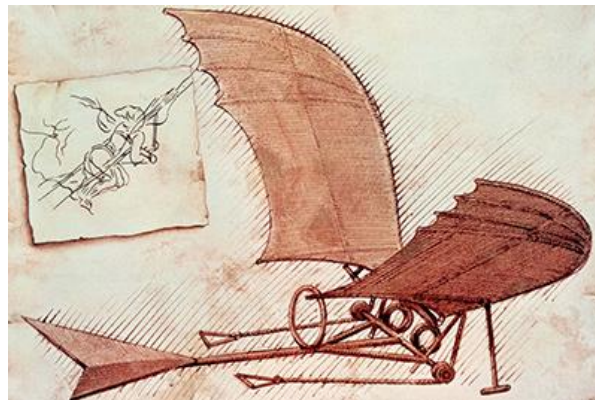


Figura 2.10: Bocetos de Leonardo da Vinci para la máquina voladora. Fuente: [11]

De manera general, se pueden resumir los dos enfoques principales de la biomimética aplicada al diseño de la siguiente manera:

- **Diseño inspirado en la biología:** Este enfoque parte de una necesidad humana o un problema de diseño y busca soluciones en la naturaleza.

- **Biología influyendo en el diseño:** Este enfoque comienza con la identificación de una característica, comportamiento o función específica en un organismo o ecosistema, que luego se traduce en diseños humanos.

Dentro de estos enfoques, la biomimética puede aplicarse en diferentes niveles:

- **Nivel de organismo:** Implica la imitación de la forma, material, construcción, proceso o función de un organismo específico. Un ejemplo es el Centro Hidrológico de la Universidad de Namibia, diseñado por Matthew Parkes, que emula el mecanismo de recolección de agua del escarabajo del desierto de Namibia.
- **Nivel de comportamiento:** Se enfoca en imitar cómo un organismo se comporta o interactúa con su entorno. El Edificio Eastgate en Zimbabue y el Edificio CH2 en Australia son ejemplos de diseños inspirados en las técnicas de ventilación pasiva de los termitarios.
- **Nivel de ecosistema:** Este nivel involucra la imitación de los principios y funciones de ecosistemas completos. Promueve un enfoque holístico, considerando el entorno construido como un sistema integrado con los ciclos y procesos naturales.

Por otro lado, al adoptar un enfoque biomimético, los arquitectos pueden crear edificios que no solo sean estéticamente atractivos, sino también altamente funcionales, eficientes en el uso de recursos y completamente integrados con el medio ambiente. Este enfoque tiene el potencial de transformar el entorno construido, creando estructuras que se adapten a su entorno, optimicen el uso de recursos y contribuyan a la salud del planeta [11].

Un ejemplo destacado de biomimética en ingeniería lo encontramos en el desarrollo del tren bala japonés, el Shinkansen, que se inspiró en el martín pescador. Esta línea de trenes es conocida por su velocidad y eficiencia, pero enfrentaron un obstáculo de ingeniería significativo: las explosiones sónicas. Estos ruidos perturbadores ocurrían cuando el tren salía de los túneles a altas velocidades, creando intensas ondas de presión. Para abordar este problema, los ingenieros recurrieron al martín pescador en busca de inspiración. Esta especie de aves se caracteriza por su capacidad de zambullirse desde el aire al agua con un mínimo de salpicaduras, una hazaña posible gracias a la forma aerodinámica de su pico.

Inspirándose en la destreza del martín pescador para realizar transiciones a alta velocidad entre diferentes medios, los ingenieros rediseñaron la nariz del Shinkansen. El diseño

resultante, una nariz alargada con forma de pico, mitigó con éxito el problema de las explosiones sónicas. Esta solución biomimética no solo redujo la contaminación acústica, mejorando significativamente la comodidad de los pasajeros y minimizando las interrupciones para las comunidades a lo largo de la ruta del tren, sino que también mejoró la eficiencia general del tren. El nuevo diseño (figura 2.11, literal **(b)**) redujo la resistencia al aire, permitiendo que el Shinkansen viajara un 10 % más rápido mientras consumía un 15 % menos de electricidad.

El rediseño del Shinkansen es una prueba evidente del impacto transformador de la biomimética en la ingeniería. Al observar y aplicar meticulosamente estrategias provenientes de la naturaleza, los ingenieros lograron superar un desafío técnico complejo, alcanzando mejoras significativas en eficiencia y desempeño. Este caso ejemplar destaca el inmenso potencial de la biomimética para impulsar soluciones creativas e innovadoras en diversas áreas de la ingeniería [11].



(a) Fotografía de un martín pescador, ave que se caracteriza por su habilidad para sumergirse en picada y cazar presas acuáticas, lanzándose desde ramas elevadas.



(b) El tren japonés Shinkansen, cuya nariz se inspiró en el martín pescador, para mejorar su eficiencia aerodinámica y mitigar el efecto de las explosiones sónicas.

Figura 2.11: Relación entre el martín pescador y el diseño del tren Shinkansen, destacando la biomimética como enfoque de diseño eficiente. Fuente: [11]

Más allá del Shinkansen, existen una serie de ejemplos convincentes que muestran las diversas aplicaciones de la tecnología biomimética, enfatizando aún más su importancia como herramienta para la resolución de problemas, tales como: [22].

- **Vuelo:** inspirados por las aves, en particular las palomas, los hermanos Wright lograron el primer vuelo exitoso de una máquina más pesada que el aire en 1903. Este

evento trascendental abrió el camino para el desarrollo de la industria de la aviación moderna.

- **Turbinas eólicas:** las protuberancias irregulares, conocidas como tubérculos, que se encuentran en las aletas de los tiburones inspiraron diseños más eficientes para las turbinas eólicas. Estas turbinas biomiméticas, desarrolladas por Frank Fish, exhiben propiedades aerodinámicas mejoradas, lo que aumenta la generación de energía.
- **Carro Biónico:** el pez cofre, con su cuerpo en forma de cubo, sirvió como modelo para el Carro Biónico de Mercedes-Benz. Este diseño bioinspirado cuenta con un coeficiente de arrastre notablemente bajo, lo que mejora la eficiencia de combustible y reduce las emisiones.
- **Velcro:** una invención aparentemente simple, el Velcro, fue inspirada por los diminutos ganchos que se encuentran en los extremos de los cardos, que les permiten adherirse tenazmente a las telas. La observación de este mecanismo natural por parte de George de Mestral llevó al desarrollo de este sistema de sujeción ampliamente utilizado.
- **Superficies autolimpiantes:** la capacidad autolimpiante de la flor de loto, resultado de su estructura micro y nanométrica única, inspiró la creación de pinturas y superficies autolimpiantes. Estos materiales innovadores repelen el agua y la suciedad, reduciendo la necesidad de productos químicos de limpieza agresivos y minimizando el mantenimiento.

Estas diversas aplicaciones demuestran el vasto potencial de la biomimética para impulsar la innovación en ingeniería y ofrecer soluciones sostenibles a varios de los desafíos más apremiantes de la época contemporánea.

2.5. Análisis dimensional

El análisis dimensional es una herramienta matemática útil para reducir el número y la complejidad de las variables experimentales que afectan a un fenómeno físico en específico. Es por ello que el teorema π es un método utilizado en el análisis dimensional para reducir el número de variables en un problema, para así lograr describir el comportamiento de una cantidad física como función del menor número de parámetros posible.

El teorema establece que si un proceso físico satisface el Principio de Homogeneidad Dimensional (*PDH*) e involucra n variables dimensionales, puede reducirse a una relación

entre solo k variables adimensionales o grupos π . La resta $j = n - k$ es igual al número máximo de variables que no forman un grupo π entre sí y siempre es igual al número de dimensiones que describen los parámetros incluidos en el análisis [54].

El teorema π , organizado en pasos ordenados, consiste en:

1. Listar y contar las n variables involucradas en el fenómeno, tanto independientes como dependientes. Si faltan variables importantes, el análisis dimensional resultante será inefectivo.
2. Listar las dimensiones de cada variable.
3. Encontrar j al suponer inicialmente que j es igual al número de dimensiones fundamentales diferentes presentes en las variables escogidas. Si el anterior procedimiento no funciona, se le resta 1 al j escogido inicialmente y se repite este paso hasta llegar a un resultado satisfactorio.
4. Seleccionar j parámetros de escalamiento de tal manera que estos no puedan formar un grupo π entre ellos. En la medida de lo posible, se escogen parámetros con la mayor generalidad posible, pues al menos uno de ellos aparecerá en cada uno de los grupos π , a excepción de aquellos formados por parámetros que ya eran adimensionales desde un comienzo.
5. Plantear un producto de potencias con los parámetros de escalamiento y uno de los parámetros inicialmente definidos.
6. Encontrar algebraicamente los exponentes que hacen que el grupo π sea adimensional.
7. Repetir los pasos cinco y seis hasta encontrar $k = n - j$ grupos adimensionales.
8. Escribir la expresión final de la función en forma adimensional, revisando que todos los grupos π sean adimensionales.

MARCO METODOLÓGICO

3.1. Dimensionamiento de un hidrogenerador de cámaras de vórtice vertical

3.1.1. Etapa de planteamiento

Para cumplir con los objetivos establecidos en la definición del dispositivo hidrogenerador, resultó indispensable realizar una conceptualización inicial, encargada tanto de determinar las dimensiones base o fundamentales como de decidir su forma y componentes principales. Estas dimensiones fueron cuidadosamente seleccionados teniendo en cuenta la revisión bibliográfica realizada, los recursos disponibles y el cronograma a cumplir.

3.1.2. Etapa de desarrollo

Un hidrogenerador de vórtice vertical, comúnmente, se compone de una sola cámara de vórtice. En términos generales, pueden ser descritas como canales abiertos, con una geometría optimizada para propiciar la aparición de vórtices. En esta propuesta, sin embargo, se planteó un generador de doble cámara simétrico con respecto a un plano vertical, con el objetivo de lograr que el dispositivo contara con la capacidad de generar potencia en dos cámaras separadas de manera simultánea. Esta configuración permitiría incluso evaluar el desempeño de dos rodets diferentes de manera simultánea.

Gracias a los cálculos de configuración hidrodinámica realizados por L.C. Avilés [24], se evidenció que una entrada con forma elíptica reduce la resistencia al flujo hacia el dispositivo en un 69.8%; en comparación con una entrada de sección rectangular, del mismo área transversal. Para llegar a dicha conclusión, L.C. Avilés se valió del trabajo de L. F. Díaz y S. A. Zárate, quienes obtuvieron las condiciones locales del flujo gracias a una caracterización del canal de pruebas del Laboratorio de Fluidos e Hidráulica [9]. Por lo tanto, dicha recomendación también fue acatada en la presente propuesta.

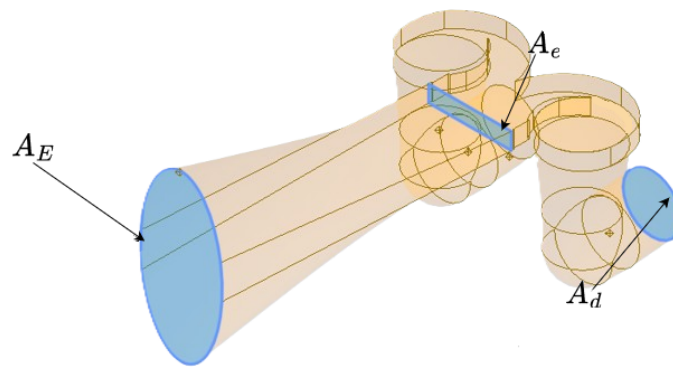


Figura 3.1: Geometría interna del hidrogenerador.

La figura 3.1 ilustra un diagrama esquemático de la geometría interna del hidrogenerador, la cual está compuesta de una tobera de admisión de sección elíptica, dos cámaras de vórtice vertical y dos cámaras de descarga cónicas que desembocan en codos de descarga a 90°.

En dicha figura se pueden identificar varias de las secciones clave del dispositivo, destacando al área de entrada A_E , la cual se define como aquella sección a través de la cual ingresa el flujo captado por el dispositivo, mientras que el área de garganta A_e es la sección que precede a las cámaras de vórtice, hace parte de la tobera y al ser menor que A_E acelera el flujo, pero disminuye su presión. Por su lado, A_d es la sección a través de la cual el dispositivo expulsa el flujo después de haberle sustraído energía por medio de rodets. Es de destacar que el dispositivo cuenta con dos descargas idénticas de sección A_d , una en su mitad derecha y otra en la izquierda.

El siguiente paso consistió en dimensionar la tobera de admisión, la garganta y la descarga del hidrogenerador. En el cuadro 3.1 se presentan las dimensiones seleccionadas. Se optó por ejes a y b de la mayor dimensión posible con el objetivo de maximizar la captación de caudal, tomando en cuenta que estas no podían sobrepasar las del canal de pruebas (50.0 cm de profundidad y 35.0 cm de ancho). Para la longitud axial de la tobera (L_n)

y el área de la garganta ($A_e = h_t h_w$), se siguieron las recomendaciones de la literatura, que proponen maximizar sus dimensiones para evitar el estancamiento del flujo [31, 17].

Cuadro 3.1: Dimensiones básicas de la tobera de admisión

	Longitud (cm)
Eje mayor, a	35.0
Eje menor, b	22.0
Longitud axial de la tobera, L_n	35.0
Alto de garganta, h_t	7.0
Ancho de garganta, h_w	10.0

Concluido el dimensionamiento de la tobera de admisión, se procedió con el de la cámara de vórtice, cuya geometría y parámetros principales se muestran en la figura 3.2, mientras que el cuadro 3.2 detalla los valores que finalmente fueron seleccionados.

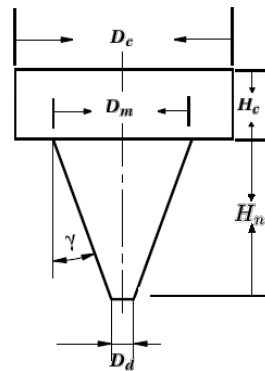


Figura 3.2: Geometría de la cámara de vórtice.

Cuadro 3.2: Dimensiones básicas de la cámara de vórtice

	Longitud (cm)
Diámetro de cámara, D_c	10.0
Diámetro mayor de la sección cónica, D_m	7.0
Diámetro de descarga, D_d	3.4
Altura de cámara, H_c	7.0
Altura de sección cónica, H_m	5.0

Al haber dimensionado la tobera de admisión, la altura de la cámara de vórtice, H_c , también quedó fija, pues esta debe ser igual al alto de la garganta. Por otro lado, para procurar la formación de un vórtice libre dentro de las cámaras, se seleccionaron un ángulo

de cono γ de 20° y un diámetro de cámara D_c de 10.0 cm [43, 4], mientras que el diámetro mayor de sección cónica D_m se fijó en 7.0 cm para minimizar la resistencia al flujo. Por su parte, la altura de sección cónica H_m , con el fin de proporcionar la suficiente profundidad para fomentar la aparición de vórtices artificiales dentro del hidrogenerador [8].

Por último, se procedió a seleccionar un proceso de manufactura apropiado, considerando las características específicas del dimensionamiento llevado a cabo. En este caso, se optó por la impresión 3D, debido a su capacidad para lograr formas complejas con precisión y eficiencia de tiempo. Este proceso, que utiliza filamentos depositados capa a capa sobre una cama caliente, permite construir geometrías previamente modeladas con un alto nivel de control y detalle, asegurando la fidelidad del resultado final.

3.1.3. Modelado 3D del dispositivo

Con las dimensiones establecidas, se procedió a realizar el modelo 3D del dispositivo, haciendo uso de la herramienta de diseño asistido por computadora *SolidWorks*. Las piezas dibujadas se muestran en los literales de la figura 3.3.

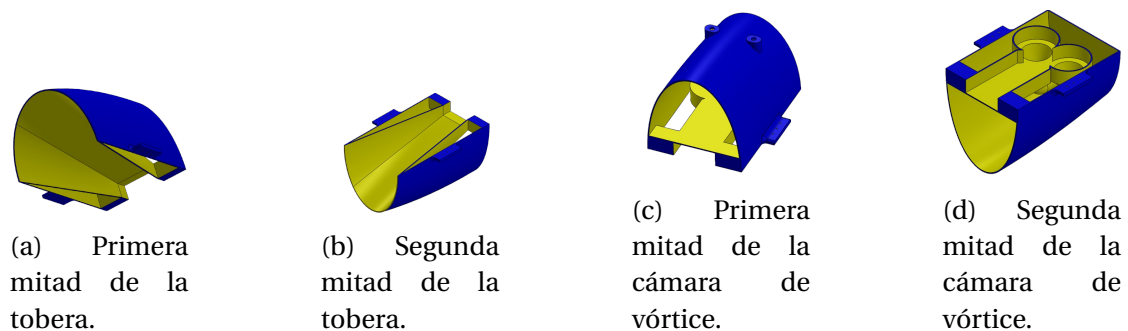


Figura 3.3: Piezas modeladas en 3D del dispositivo.

En las figuras 3.3(c) y 3.3(d) se puede apreciar cómo el hidrogenerador incorpora las cavidades de las cámaras de vórtice, mostradas previamente de manera esquemática en la figura 3.1. Esta geometría se diseñó con la capacidad de alojar los ejes y rodamientos, permitiendo así que los rodets giren de manera continua y sin interrupciones. Asimismo, se añadieron pestañas laterales. Estas se dispusieron como punto de anclaje para sostener al dispositivo dentro del canal, permitiendo el desmontaje y/o montaje del mismo a conveniencia.

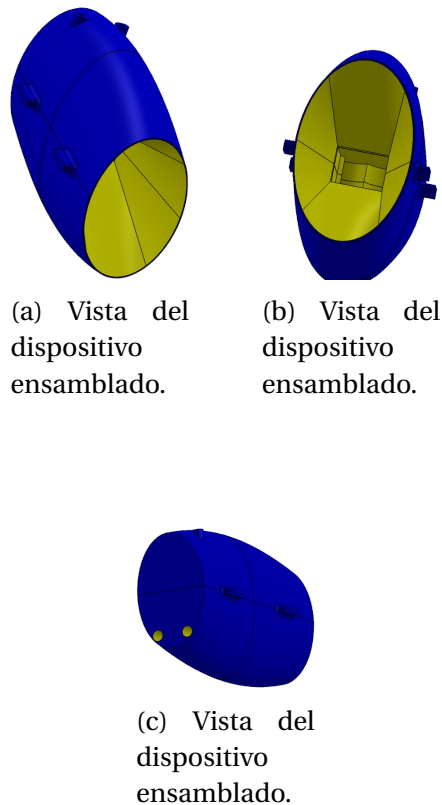


Figura 3.4: Modelo 3D del hidrogenerador con todas sus partes ensambladas.

Finalmente, en la figura 3.4 se presenta el hidrogenerador ensamblado. Se evidencia claramente la inspiración biomimética en su diseño, particularmente en la geometría externa del dispositivo, que recuerda a pescados largos y delgados, como las merluzas y los atunes. Esta forma podría llegar a reducir el arrastre hidrodinámico, inspirándose en los peces que naturalmente se mueven a través del agua con mínima resistencia [35, 49, 50].

3.2. Dimensionamiento y propuesta de rodete

3.2.1. Etapa de planteamiento

Al igual que el hidrogenerador, el rodete también pasó por una etapa inicial de conceptualización, considerando tanto sus aspectos geométricos como los funcionales. Además, se tuvo en cuenta la viabilidad de su fabricación, adecuando su forma para que se ajustara a las dimensiones generales del hidrogenerador utilizando. De esta manera, se garantizó que el prototipo fuera realizable tanto desde el punto de vista técnico como experimental.

3.2.2. Etapa de desarrollo

En su trabajo, L.C. Avilés asumió que el flujo seguía el modelo de Rice, lo que le permitió encontrar las dimensiones más apropiadas del rodete de para maximizar la extracción de energía [24]. En su propuesta, se decantó por un rodete tipo Tesla, también conocido como turbina de capa límite o de discos múltiples, dado que estos dispositivos suelen alcanzar una alta eficiencia. Generalmente, este tipo de rodetes se utiliza en aplicaciones con flujos de alta presión; sin embargo, en el caso de dicha experiencia se exploró su desempeño dentro de cámaras de vórtice [57, 40].



Figura 3.5: Perfil aerodinámico Gottingen 623. Fuente: [44].

A pesar de las modificaciones que L.C. Avilés le realizó al rodete Tesla, como la incorporación de separadores con forma de rodete entre los discos, el rendimiento general de su hidrogenerador de vórtice horizontal no fue el esperado. En particular, la cámara inferior funcionaba en contra de la gravedad, lo que afectó su rendimiento, mientras que la eficiencia global fue considerablemente baja en comparación con las expectativas [24, 16].

Teniendo en cuenta lo discutido hasta el momento, este trabajo propone un rodete inspirado tanto en los diseños tradicionales utilizados en hidrogeneradores de vórtice vertical, como en las palas en forma de J de las turbinas eólicas y en las turbinas de Gorlov. Se han modificado ciertas características de dichos diseños para adaptarlos a las condiciones específicas del sistema, considerando las características del flujo y las restricciones geométricas del dispositivo. La principal razón para basarse en los rodetes tradicionales de los hidrogeneradores de vórtice gravitacional radica en su capacidad comprobada para manejar flujos de agua turbulentos y asegurar una conversión eficiente de la energía cinética en energía mecánica [4]. En particular, se incorporó al rodete una inclinación igual a la de las cámaras de descarga (20°), adaptando esta característica distintiva de los rodetes tradicionales a la propuesta actual, con el propósito de favorecer su funcionamiento en condiciones de bajo salto hidráulico y caudal reducido [33, 35].

Por otra parte, la presente propuesta también se inspiró en las turbinas eólicas de eje vertical con palas en forma de J, conocidas como palas J, las cuales introducen una mejora adicional en términos de torque de arranque y uniformidad de operación. Las palas J poseen una geometría distintiva que incluye un corte estratégico en el borde de fuga, el cual

fomenta la formación de vórtices localizados, optimizando por tanto la captura de energía proveniente del flujo regiones localizadas y puede contribuir a aumentar la eficiencia hidráulica [29].

Por otro lado, como base para las palas del rodete del hidrogenerador se eligió un perfil aerodinámico Gottingen GOE623 (figura 3.5). Este perfil fue seleccionado debido a varios atributos favorables destacados en la literatura, como su elevada relación de sustentación a arrastre (C_l/C_d) y un comportamiento aerodinámico uniforme a lo largo de la cuerda. Además, se ha documentado que su geometría favorece la generación de vórtices de alta intensidad, sugiriendo posibles beneficios en aplicaciones de baja cabeza hidráulica [27, 19, 58].

En base a lo previamente discutido, se procedió a dimensionar el rodete. Como recomienda la literatura [4, 47], se escogió una altura de rodete igual a la de la cámara de descarga cónica (5.0 cm) y con una inclinación igual al ángulo de cono (20°). Por otra parte, con el fin de maximizar la interacción flujo-rodete para así capturar más energía, se siguieron las recomendaciones de la literatura, escogiendo un diámetro máximo de rodete ϕ (6.0 cm) cercano al diámetro mayor de la sección cónica D_m (7.0 cm) [15]. Considerando que el perímetro máximo de la cámara de descarga cónica es de aproximadamente 44.0 cm, se optó por utilizar perfiles con una cuerda de 3.0 cm y tres palas por rodete, elección inspirada por el desempeño de las turbinas de Gorlov, pues se ha comprobado que este número de palas es óptimo para maximizar la capacidad de inicio autónomo de la turbina, sin necesidad de un motor externo [5, 52, 13].

Cuadro 3.3: Parámetros del rodete

	Longitud (cm)
Cuerda, c	3.0
Diámetro máximo de rodete, ϕ	6.0
Altura de rodete, H_r	5.0

Por último, siguiendo las recomendaciones de la literatura, se cortó el perfil GOE623 en el borde de fuga a una distancia igual 90% de su cuerda, para adoptar la geometría en forma de J. Como ya se había mencionado previamente, las turbinas eólicas que emplean estas palas se destacan por su uniformidad de operación y bajo torque de arranque [27, 19], características deseables para el hidrogenerador. De esta manera, se concluyó el dimensionamiento del rodete, cuyos valores se presentan en el cuadro 3.3.

3.2.3. Modelado 3D del rodete

El siguiente paso a completar fue el modelado 3D del rodete para su posterior fabricación. Para ello se hizo uso nuevamente de la herramienta de modelado 3D *SolidWorks*. En la figura 3.6 se enseña una vista destacando a una de las palas del rodete de manera aislada, dibujada de acuerdo al dimensionamiento que se mencionó anteriormente.

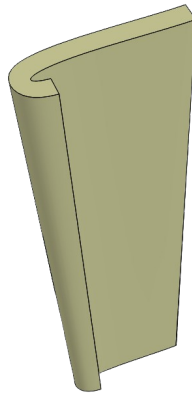


Figura 3.6: Vista de una sola pala.

En la figura 3.7 se enseña una vista que enseña al rodete completo. En esta figura se aprecia un cordón central, el cual está encargado de unir a las tres palas, ocasionando que giren las tres como un solo cuerpo rígido.

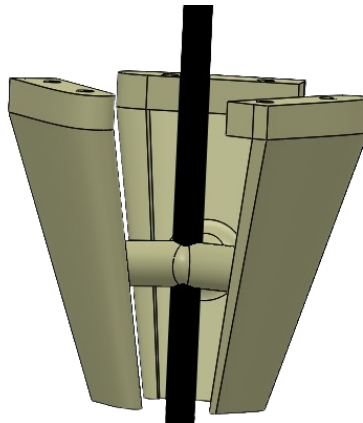


Figura 3.7: Modelado 3D del rodete.

3.3. Construcción del dispositivo hidrogenerador

3.3.1. Manufactura aditiva

El proceso de manufactura aditiva conocido como impresión 3D, es una alternativa que guarda similitudes con el funcionamiento de una máquina CNC (control numérico computarizado), donde los códigos G son descifrados por el equipo para materializar el modelo capa por capa. Para la conversión de los archivos STL, que contienen los modelos tridimensionales, en los correspondientes códigos G, se utilizó el software laminador *Creality Print 6.0*, garantizando así una compatibilidad óptima con la impresora 3D empleada.



Figura 3.8: Impresora 3D Creality Ender 3 V3 Plus.

Cuadro 3.4: Especificaciones técnicas de la impresora Creality Ender 3 V3 Plus.

Parámetro	Especificación
Volumen de impresión	300 × 300 × 330 mm ³
Altura de capa	0.1–0.35 mm
Precisión de impresión	±0.2 mm
Velocidad de impresión	Hasta 600 mm/s
Temperatura máxima de la boquilla	Hasta 300°C
Temperatura máxima de la cama caliente	Hasta 100°C
Materiales compatibles	PLA, TPU, PETG, ABS, PLA-CF, PETG-CF
Pantalla	Pantalla táctil a color de 4.3 pulgadas
Conectividad	USB, WLAN, Creality Cloud
Dimensiones de la impresora	410 × 445 × 577 mm
Peso neto	11.5 kg

En la figura 3.8 se puede apreciar la impresora 3D Creality Ender 3 V3 Plus. Este equipo fue utilizado para la fabricación de las piezas que componen el hidrogenador a partir de capas sucesivas de ácido poliláctico (PLA) de 1.75 *mm* de diámetro, mediante fusión por calor utilizando cautín tipo lápiz de 45W. Las especificaciones técnicas del dispositivo se detallan en el cuadro 3.4.

3.3.1.1. Parámetros utilizados en el proceso de impresión

Algunos de los parámetros del proceso de impresión que se controlaron desde el laminador *Creality Slicer* se listan a continuación:

- **Velocidad de impresión:** la velocidad de impresión se fijó en 300 *mm/s*.
- **Soportes de impresión:** los soportes para geometrías en voladizo se realizaron con una densidad del 10 %, facilitando su remoción y garantizando una buena calidad de impresión final. Se utilizó un ángulo en voladizo de 50° y el patrón de soporte en zigzag.
- **Relleno de impresión:** la densidad de relleno varió entre el 15 % y el 30 %, utilizando mayor relleno para aquellas piezas que iban a estar más exigidas mecánicamente hablando. Se utilizó una densidad variable para optimizar el balance entre resistencia, peso y consumo de material en diferentes zonas de la pieza.
- **Temperatura de impresión:** la temperatura de impresión para la primera capa se configuró a 210°C y para las capas restantes a 200°C. Una mayor temperatura en la primera capa asegura su adherencia y proporciona un soporte adecuado en la placa.
- **Temperatura de la cama:** la temperatura de la cama para la primera capa se configuró a 65°C y para las capas restantes a 60°C. Una temperatura mayor en la primera capa asegura su adherencia y proporciona un mejor soporte en la placa.
- **Altura de capa:** este parámetro indica el tamaño de cada capa. Una menor altura de capa resulta en una mayor calidad de impresión, pero un mayor tiempo de impresión, y viceversa. Se configuró una altura de 0.25 *mm* para la primera capa y 0.2 *mm* para las restantes. La primera capa es más gruesa para asegurar su adherencia a la base de la impresora y proporcionar un mejor soporte.

Los demás parámetros para la impresión fueron recomendados por defecto por el laminador. En el cuadro 3.5 se especifican el nombre, tiempo de impresión y material de las piezas del dispositivo, utilizando los parámetros descritos previamente.

Cuadro 3.5: Detalles del proceso de impresión

Pieza	Unidades	Tiempo (h)	Material (g)
Palas J	2	8.1	68
Primera mitad de la cámara de vórtice	1	14.2	690
Segunda mitad de la cámara de vórtice	1	14.9	769
Primera mitad de la tobera	1	12.2	747
Segunda mitad de la tobera	1	12.2	747
Total	6	59.5	2953

El tiempo total empleado para la impresión de todas las piezas fue de 59.5 horas, mientras que en cuanto a material empleado se utilizaron 2953 gramos de PLA, excluyendo cualquier pérdida por piezas defectuosas durante el proceso de impresión.

3.4. Montaje experimental

La caracterización experimental del desempeño del hidrogenerador se llevó a cabo en el canal abierto del Laboratorio de Fluidos e Hidráulica de la Universidad del Valle. Este canal es parte de un sistema de circuito cerrado que incluye los siguientes componentes principales:

- Un reservorio que recibe la descarga de agua.
- Una bomba centrífuga con una motobomba de 30 HP, controlada mediante un arrancador con interruptor *on/off* y un variador de velocidad *Altivar 71* de la marca *TE-LEMECANIQUE SCHNEIDER*. Esta bomba tiene una descarga circular de 4 pulgadas de diámetro y una cabeza de 40 m, proporcionando un caudal aproximado de $0.035 \text{ m}^3/\text{s}$.
- Una tubería de conducción equipada con válvulas y accesorios, incluyendo:
 - una válvula de compuerta para regular el caudal.
 - un caudalímetro *DFM-5* de la marca Greyline Instruments INC, instalado en una de las tuberías.
- un tanque de alimentación y un canal prismático de sección constante.
- un reservorio donde se completa el ciclo.

El ciclo hidráulico funciona de la siguiente manera:

1. el agua es succionada desde el tanque de descarga por la bomba.
2. el caudal es regulado mediante la válvula de compuerta y el variador de velocidad.
3. el flujo es impulsado a través de la tubería hasta el tanque de alimentación, que alimenta el canal experimental.
4. finalmente, el flujo retorna al tanque de descarga, reiniciando el ciclo.

Las dimensiones del canal experimental son:

- **Largo:** 8.00 m,
- **Ancho:** 0.35 m,
- **Profundidad:** 0.50 m.

El canal está construido con láminas de acrílico reforzado con ángulos y láminas de acero, lo que permite una visualización clara del comportamiento del fluido dentro de él.

El tanque de alimentación tiene las siguientes características:

- **Altura:** 1.80 m,
- **Ancho:** 0.35 m,
- **Largo:** 1.00 m,
- Orificio de 0.03 m de diámetro, controlado por una compuerta deslizante.

Por otro lado, el tanque de descarga está construido en láminas de acero calibre 18 (1,6 mm de espesor) y cuenta con las siguientes dimensiones:

- **Ancho:** 1.22 m,
- **Largo:** 2.44 m,
- **Profundidad:** 1.22 m.

La figura 3.9 presenta todos los elementos que hacen parte del canal experimental en un diagrama ilustrativo, mientras que la figura 3.11 muestra una fotografía real del mismo. Por su parte, en la figura 3.10 se aprecia el reservorio del sistema.

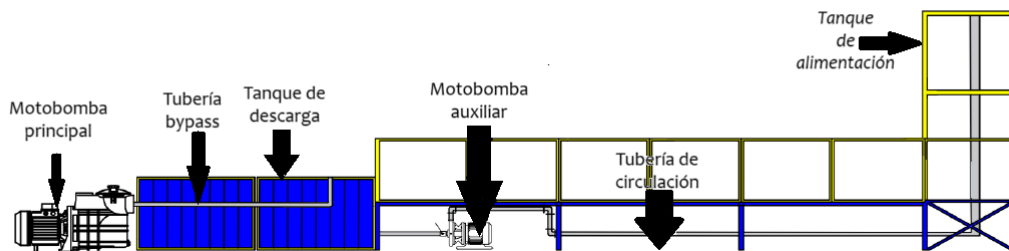


Figura 3.9: Diagrama ilustrativo del canal experimental y sus componentes principales.

Por otro lado, para realizar las pruebas experimentales, el flujo de agua a través del canal se controló con la ayuda de una válvula principal tipo mariposa, que va conectada sobre la tubería, después de que el flujo sale de impulsor de la bomba.



Figura 3.10: Reservorio experimental.



Figura 3.11: Canal experimental.

Las piezas del hidrogenerador, registradas en el cuadro 3.5, fueron post-procesadas después de haber sido fabricadas, con el objetivo de procurar un correcto funcionamiento del

hidrongereador. Primeramente, se unieron todas las piezas pertenecientes a una misma sección, utilizando fusión por calor, de tal manera que solo resultaron dos piezas finales de encaje, la mitad superior del hidrogenerador y su contraparte inferior. Luego, se prepararon todas las piezas con lijas de grado # 150, bajando paulatinamente hasta un grado # 60, para posteriormente masillarlas, con el objetivo de rellenar todas las imperfecciones surgidas durante la impresión y lijado. Por último, las piezas del hidrogenerador se lijaron nuevamente para posteriormente pintarlas. Su región exterior se pintó de negro mientras que en la interior se aplicó un color amarillo, como se observa en la figura 3.12.



(a) Mitad superior del hidrogenerador.



(b) Mitad inferior del hidrogenerador.

Figura 3.12: Las dos mitades del hidrogenerador después de haber sido post-procesadas.

A continuación, se procedió a ensamblar los rodetes, haciendo uso rodamientos cerámicos de bolas 685 de dimensiones $5 \times 11 \times 3 \text{ mm}^3$. En la figura 3.13 se ilustra la posición en la que fueron dispuestos dentro del hidrogenerador.



Figura 3.13: Posición de los rodetes dentro del hidrogenerador.

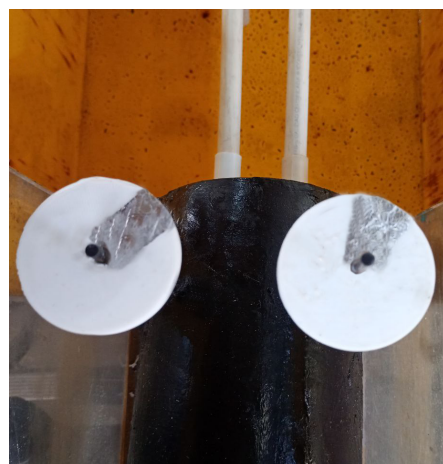
Con el fin de cuantificar el rendimiento del dispositivo, se desarrolló un montaje experimental, capaz de medir la velocidad angular y de estimar el torque mecánico de los rodetes

del hidrogenerador.

Por su parte, la velocidad angular de los rodetes se midió con un tacómetro digital SM6236E (figura 3.14(a)), el cual posee una resolución de 0.1 RPM si se miden velocidades angulares menores a las 1000 revoluciones por minuto [14]. Este se utilizó en modo óptico, de tal manera que fuera capaz de registrar la velocidad angular de los rodetes sin entrar en contacto con los ejes de estos. Para dicho fin, sobre los ejes se montaron discos con una tira de papel aluminio de longitud mayor a 12mm, como se observa en la figura, 3.14(b), siguiendo las recomendaciones del fabricante [14].



(a) Tacómetro digital SM6236E.



(b) Discos de medición de velocidad angular.



(c) Probeta de aforo volumétrico.



(d) Cronómetro de aforo volumétrico.



(e) Caudalímetro Doppler DFM 5.0.

Figura 3.14: Instrumentos de medición del montaje experimental.

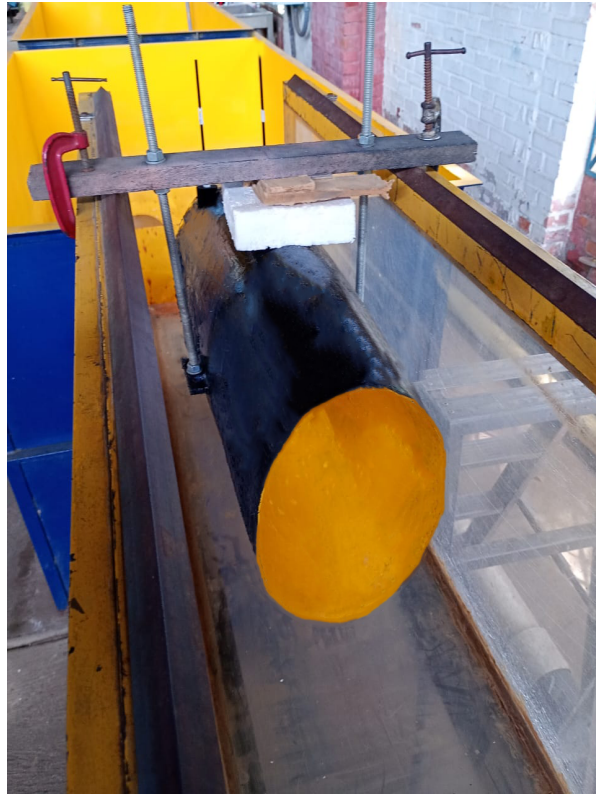
El aforo volumétrico se llevó a cabo para cada una de las cámaras de manera individual, para constatar de manera cuantitativa la diferencia entre ellas. Para dicho fin, se utilizaron los instrumentos detallados de la figura 3.14(c) y 3.14(d). Además, al hidrogenerador se le acoplaron los tubos de descarga que se observan en la figura 3.15, ubicación en donde se midió el caudal descargado. También se registró el caudal de circulación del canal Q_c con ayuda del caudalímetro de la figura 3.14(e).



Figura 3.15: Tubos de descarga acoplados a las descargas del hidrogenerador.

Por último, fue necesario fijar el hidrogenerador dentro del canal para realizar las pruebas experimentales, lo cual se logró con ejes roscados y mordazas. En la figura 3.16(a) se

detalla el sistema de sujeción así como la ubicación del hidrogenerador dentro del canal experimental.



(a) Hidrogenerador de cámaras de vórtice vertical instalado en el canal experimental.



(b) Detalle del sistema de sujeción.

Figura 3.16: Vista general del hidrogenerador instalado y detalle del sistema de su sistema de sujeción dentro del canal experimental.

Finalmente, en la figura 3.17 se presenta una vista panorámica del montaje completo, compuesto de todos y cada uno de los elementos anteriormente descritos, acoplados de manera sinérgica para una correcta realización de la evaluación experimental.



Figura 3.17: Vista panorámica del montaje experimental.

3.4.1. Descripción del procedimiento de adquisición de datos experimentales

Para evaluar el rendimiento del hidrogenerador, se estableció un caudal de circulación en el canal experimental, de menor a mayor, empezando por Q_0 y culminando en Q_{10} . Para asegurar que el flujo que circulaba a través del caudal alcanzara el estado estacionario, de manera metódica se aguardaba cinco minutos antes de registrar datos experimentales. Luego, de manera individual para ambas descargas, se llevó a cabo un aforo volumétrico.

Para ello, se acoplaron tubos a las descargas del hidrogenerador, para posteriormente medir con el cronómetro el tiempo que tardaba el flujo en llenar la probeta hasta cierto punto. Dicho procedimiento se repitió diez veces por lado de descarga (derecha e izquierda), tomando el promedio de dichos valores como el valor representativo.

Finalmente, en estado estacionario, con el tacómetro digital SM6236E en modo óptico, se medía la velocidad angular por rodete, posicionándolo a una distancia de entre 5 a 10 cm de los discos de medición, siguiendo las recomendaciones del fabricante. Dicho instrumento tiene una tasa de muestreo de 1 Hz, por lo que se registraron datos durante un minuto y medio por rodete, para después transferirlos a la computadora para su post-procesamiento. Este procedimiento se repitió para los demás caudales hasta alcanzar el caudal máximo Q_{10} . Por último, se replicó el procedimiento de adquisición de datos en sentido contrario, es decir, en la fase de descarga, partiendo del caudal máximo Q_{10} hasta el caudal mínimo Q_0 . Esto permitió comparar las diferencias existentes con el proceso de carga.

3.5. Estimación experimental del rendimiento del hidrogenerador

Para la estimación del torque dinámico proporcionado por los rodetes del hidrogenerador, se empleó la formulación propuesta por Ullah et al [47]. Entre sus ventajas se encuentra que permite estimar el torque dinámico (y por extensión, la potencia generada) a partir de datos experimentales de torque y velocidad angular para un fluido conocido. Entre sus restricciones se encuentran que solo puede ser aplicada correctamente después de que la turbina alcance el equilibrio, pues esta expresión se deriva de la conservación de momentum lineal en condiciones estacionarias. El torque dinámico de uno de los rodetes, se puede determinar, teniendo en cuenta que es una estimación que aproxima el valor real, por tanto, como:

$$(3.1) \quad \tau = \dot{m} v_r r_{max}$$

donde $\dot{m}$ es el flujo descargado en circulación a través de la cámara en la que se encuentra funcionando el rodete ($\dot{m} = \rho Q$), v_r es la velocidad relativa entre la velocidad de un álabe del rodete y la velocidad tangencial de vórtice ($v_r = u - v_\theta$). La longitud r_{max} es el radio máximo del rodete cónico ($r_{max} = \phi/2$), numéricamente igual a 3.0 cm. Por su parte, la velocidad tangencial de vórtice v_θ se puede calcular como:

$$(3.2) \quad v_{\theta} = \frac{Q_i + Q_d}{h_w h_t}$$

donde Q_i es el caudal descargado por la cámara de vórtice izquierda, Q_d el descargado por la cámara derecha, mientras que h_w (5.0 cm) y h_t (7.0 cm) representan el ancho y el alto de la garganta del hidrogenerador, la cual actúa como entrada a las cámara de vórtice. Por su parte, la velocidad de álabe u puede ser determinada con:

$$(3.3) \quad u = \frac{\pi \phi \omega}{60}$$

donde ω es la velocidad angular del rodete cuyo rendimiento se esté evaluando en RPM. Asimismo, por definición, se puede escribir la potencia mecánica generada por un rodete dado P_g como:

$$(3.4) \quad P_g = \tau \omega$$

mientras que la eficiencia hidráulica de una cámara vórtice del hidrogenerador [60] está dada por:

$$(3.5) \quad \eta = \frac{P_g}{\rho g (Q_i + Q_d) H_n}$$

donde ρ es la densidad del agua, H_n la altura de columna del agua circulando por el canal, Q_i es el caudal descargado por la cámara izquierda del hidrogenerador mientras que Q_d representa la contraparte derecha. Por lo tanto, $(Q_i + Q_d)$ representa el caudal a la entrada de la turbina. Finalmente, g es (9.81 m/s^2) la aceleración debida a la gravedad.

Finalmente, la velocidad de aproximación v_{∞} , se halló con:

$$(3.6) \quad v_{\infty} = \frac{Q_c}{H_n B}$$

donde Q_c es el caudal de circulación en el canal, medido por el caudalímetro Doppler DFM 5.0, y B es el ancho del canal (35.0 cm).

3.6. Análisis Dimensional

Cuadro 3.6: Variables incluidas en el Análisis Dimensional centrado en la tobera

Variable	Símbolo	Dimensiones fundamentales
Número de palas	Z	Adimensional
Ángulo de cono	γ	Adimensional
Alto de la pala	H_r	L
Cuerda de la pala	c	L
Eje mayor de la boca elíptica	a	L
Altura de columna de agua	H_n	L
Altura de sección cónica	H_m	L
Diámetro de la cámara de vórtice	D_c	L
Diámetro de la cámara de descarga	D_d	L
Altura de la garganta	h_t	L
Ancho de la garganta	h_w	L
Velocidad angular de rodete	ω	T^{-1}
Velocidad de aproximación	v_∞	LT^{-1}
Caudal descargado	Q	LT^{-3}
Densidad del agua	ρ	ML^{-3}
Viscosidad dinámica del agua	μ	$ML^{-1}T^{-1}$
Torque mecánico	τ	ML^2T^{-2}
Potencia generada	P_g	ML^2T^{-3}

Cuadro 3.7: Variables incluidas en el Análisis Dimensional centrado en el rodete

Variable	Símbolo	Dimensiones fundamentales
Número de palas	Z	Adimensional
Ángulo de cono	γ	Adimensional
Diámetro máximo del rodete	ϕ	L
Alto de la pala	H_r	L
Cuerda de la pala	c	L
Altura de columna de agua	H_n	L
Altura de sección cónica	H_m	L
Diámetro de la cámara de vórtice	D_c	L
Diámetro de la cámara de descarga	D_d	L
Altura de la garganta	h_t	L
Ancho de la garganta	h_w	L
Velocidad angular de rodete	ω	T^{-1}
Velocidad de aproximación	v_∞	LT^{-1}
Caudal descargado	Q	LT^{-3}
Densidad del agua	ρ	ML^{-3}
Viscosidad dinámica del agua	μ	$ML^{-1}T^{-1}$
Torque mecánico	τ	ML^2T^{-2}
Potencia generada	P_g	ML^2T^{-3}

Con el objetivo de reunir la mayor información posible acerca del comportamiento experimental del dispositivo, con el menor número de pruebas experimentales posibles, se llevaron a cabo dos análisis dimensionales utilizando el teorema Pi de Buckingham; uno centrado en la tobera del hidrogenerador y otro centrado en el rodete.

En términos generales, ambos análisis incluyen en su mayoría a las mismas variables pero difieren en la elección de la longitud característica; para el primero se escoge al eje mayor de la entrada elíptica de la tobera, mientras que en el segundo dicho lugar lo ocupa el diámetro del rodete. Las variables empleadas se consignan en los cuadros 3.6 y 3.7. Esta decisión se tomó porque al incluir ambos análisis, a excepción de uno solo, se encuentran a los grupos adimensionales comúnmente empleados en la literatura en la forma en que suelen escribirse.

Se consideró, por tanto, que la variable potencia generada P_g se puede escribir tal que:

$$(3.7) \quad P_g = f(Z, \gamma, H_r, c, a, H_n, H_m, D_c, D_d, h_t, h_w, \omega, v_\infty, Q, \rho, \mu, \tau)$$

$$(3.8) \quad P_g = f(Z, \gamma, \phi, H_r, c, H_n, H_m, D_c, D_d, h_t, h_w, \omega, v_\infty, Q, \rho, \mu, \tau)$$

Cuadro 3.8: Grupos adimensionales resultantes del análisis dimensional centrado en la tobera

Grupo Adimensional	Nombre
$\Pi_1 = \frac{8P_g}{\pi \rho a b v_\infty^3}$	Coeficiente de potencia
$\Pi_2 = \frac{\tau}{\rho a^3 v_\infty^2}$	Coeficiente de torque
$\Pi_3 = \frac{\rho v_\infty a}{\mu}$	Número de Reynolds de tobera
$\Pi_4 = \frac{\omega a}{2v_\infty}$	Coeficiente de velocidad de punta de tobera
$\Pi_5 = \frac{Q}{v_\infty a^2}$	Coeficiente de caudal
$\Pi_6 = \frac{H_r}{a}$	Relación altura de pala - eje mayor de la sección elíptica
$\Pi_7 = \frac{c_h}{a}$	Relación cuerda de pala - eje mayor de la sección elíptica
$\Pi_8 = \frac{H_n}{a}$	Relación altura de columna de agua - eje mayor de la sección elíptica
$\Pi_9 = \frac{H_m}{a}$	Relación altura de sección cónica - eje mayor de la sección elíptica
$\Pi_{10} = \frac{D_d}{a}$	Relación diámetro de descarga - eje mayor de la sección elíptica
$\Pi_{11} = \frac{D_c}{a}$	Relación diámetro de cámara - eje mayor de la sección elíptica
$\Pi_{12} = \frac{h_t}{a}$	Relación altura de garganta - eje mayor de la sección elíptica
$\Pi_{13} = \frac{h_w}{a}$	Relación ancho de garganta - eje mayor de la sección elíptica
$\Pi_{14} = \gamma$	Ángulo de cono
$\Pi_{15} = Z$	Número de palas

Cuadro 3.9: Grupos adimensionales resultantes del análisis dimensional centrado en el rodete

Grupo Adimensional	Nombre
$\Psi_1 = \frac{P_g}{\frac{1}{2}\rho\phi^2 v_\infty^3}$	Coefficiente de potencia de rodete
$\Psi_2 = \frac{\tau}{\rho\phi^3 v_\infty^2}$	Coefficiente de torque de rodete
$\Psi_3 = \frac{\rho v_\infty \phi}{\mu}$	Número de Reynolds
$\Psi_4 = \frac{\omega\phi}{2v_\infty}$	Coefficiente de velocidad de punta
$\Psi_5 = \frac{Q}{v_\infty \phi^2}$	Coefficiente de caudal de rodete
$\Psi_6 = \frac{H_r}{\phi}$	Relación altura de pala - diámetro del rodete
$\Psi_7 = \frac{c_h}{\phi}$	Relación cuerda de pala - diámetro del rodete
$\Psi_8 = \frac{H_n}{\phi}$	Relación altura de columna de agua - diámetro del rodete
$\Psi_9 = \frac{H_m}{\phi}$	Relación altura de sección cónica - diámetro del rodete
$\Psi_{10} = \frac{D_d}{\phi}$	Relación diámetro de descarga - diámetro del rodete
$\Psi_{11} = \frac{D_c}{\phi}$	Relación diámetro de cámara - diámetro del rodete
$\Psi_{12} = \frac{h_t}{\phi}$	Relación altura de garganta - diámetro del rodete
$\Psi_{13} = \frac{h_w}{\phi}$	Relación ancho de garganta - diámetro del rodete
$\Psi_{14} = \gamma$	Ángulo de cono
$\Psi_{15} = Z$	Número de palas

Los grupos adimensionales resultantes de los análisis dimensionales realizados se presentan en los cuadros 3.8 y 3.9. Analizando cuidadosamente los grupos adimensionales, se observa que en su mayoría son relaciones geométricas de los diferentes parámetros tanto del hidrogenerador como de los rodetes. Como se construyó un solo hidrogenerador y una sola clase de rodetes con unas dimensiones dadas, la mayoría de estos grupos adimensionales tienen un solo valor. Es por esta razón que, para analizar el rendimiento del hidrogenerador, se seleccionaron $\Pi_1(C_p)$, $\Pi_2(C_T)$, $\Psi_3(R_e)$, $\Psi_4(\lambda)$ y $\Pi_5(\chi)$, ya que son los únicos que realmente presentan variación durante las pruebas experimentales para un único dimensionamiento del hidrogenerador y del rodete, como es posible deducir directamente de sus expresiones.

Es preciso aclarar, que en la literatura [55], el coeficiente de potencia C_p para turbinas eólicas se define como:

$$(3.9) \quad C_p = \frac{P_g}{\frac{1}{2} \rho A v_\infty^3}$$

Por tanto, según esta definición, el grupo obtenido directamente del análisis dimensional centrado en la tobera $\epsilon_1 = \frac{P_g}{\rho a^2 v_\infty^3}$ pasa a ser el coeficiente de potencia de la literatura al reemplazar a^2 por el área de la entrada de la tobera y multiplicar el denominador por $\frac{1}{2}$, esto es, $A = \pi(\frac{a}{2})(\frac{b}{2})$, notando que a y b representan los ejes completos de la boca elíptica y no sus semiejes. Por tanto, al simplificar, $C_p = \frac{P_g}{\frac{1}{2} \rho A v_\infty^3} = \frac{P_g}{\frac{1}{2} \rho (\pi)(\frac{a}{2})(\frac{b}{2}) v_\infty^3} = \frac{8P_g}{\pi \rho a b v_\infty^3}$. Esta cantidad pasaría a cuantificar, por tanto, la relación entre la potencia generada y la potencia cinética presente en el flujo, por rodete.

Por otro lado, teniendo en cuenta que la potencia generada P_g se define como $P_g = \tau \omega$ se puede mostrar de manera directa que:

$$(3.10) \quad \begin{aligned} P_g &= \tau \omega, \quad C_p = \frac{8 P_g}{\pi \rho a b v_\infty^3}, \\ \Pi_2 &= \frac{\tau}{\rho a^3 v_\infty^2} \Rightarrow \tau = \Pi_2 (\rho a^3 v_\infty^2), \\ \Psi_4 &= \frac{\omega \phi}{2 v_\infty} \Rightarrow \omega = \Psi_4 \frac{2 v_\infty}{\phi}, \\ C_p &= \frac{8}{\pi \rho a b v_\infty^3} [\Pi_2 (\rho a^3 v_\infty^2)] \left[\Psi_4 \frac{2 v_\infty}{\phi} \right] \\ &= \frac{16 a^2}{\pi b \phi} \Pi_2 \Psi_4 = f(\Pi_2, \Psi_4) \\ \text{Con } C_T &:= \Pi_2, \quad \lambda := \Psi_4, \quad \Rightarrow \quad C_p = \frac{16 a^2}{\pi b \phi} C_T \lambda. \end{aligned}$$

También vale la pena aclarar, que, el grupo dimensional $\kappa_4 = \frac{\omega \phi}{v_\infty}$ se convierte en el coeficiente de velocidad de punta de la literatura λ al multiplicar κ_4 por $\frac{1}{2}$ para convertir la longitud evaluada en el radio máximo del rodete cónico en vez de su diámetro.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. Resultados experimentales

A continuación, se presentan los resultados experimentales obtenidos al evaluar el hidrogenerador en el canal experimental del Laboratorio de Fluidos e Hidráulica de la Universidad del Valle. Las pruebas se llevaron a cabo para once caudales de circulación ($Q_0 - Q_{10}$), comprendidos entre 32.322 ± 0.001 y 60.197 ± 0.001 l/s. Es importante señalar que, durante los ensayos experimentales, se observó que el rodete derecho no operó en los dos primeros caudales (Q_0 y Q_1). Por lo tanto, los valores generales reportados consideran únicamente el rango en el que ambos rodets estuvieron en funcionamiento, es decir, $Q_2 - Q_{11}$. No obstante, en el Apéndice A se presentan los datos completos correspondientes a cada rodete para todos los caudales evaluados.

También vale la pena precisar que para representar los valores generales de: torque mecánico, potencia generada, eficiencia hidráulica, coeficiente de torque, coeficiente de potencia y coeficiente de caudal se sumaron las contribuciones individuales para considerar una cantidad total; mientras que para la velocidad angular, el coeficiente de velocidad de punta y el número de Reynolds se tomó el promedio. Además, conviene destacar que, para mostrar las barras de error de los gráficos incluidos, se adoptó un valor conservador equivalente al 15 % de la magnitud representada.

La figura 4.1 ilustra el comportamiento general del torque mecánico a diferentes velocidades angulares, para nueve caudales distintos. Se observó que el torque mecánico aumentaba a medida que la velocidad angular incrementaba. El valor global máximo registrado fue de $0.0117 \pm 0.0009 \text{ N}\cdot\text{m}$ a $458.8 \pm 0.1 \text{ RPM}$, mientras que el mínimo global ocurrió a Q_2 con $0.0020 \pm 0.0001 \text{ N}\cdot\text{m}$ a $233.3 \pm 0.1 \text{ RPM}$.

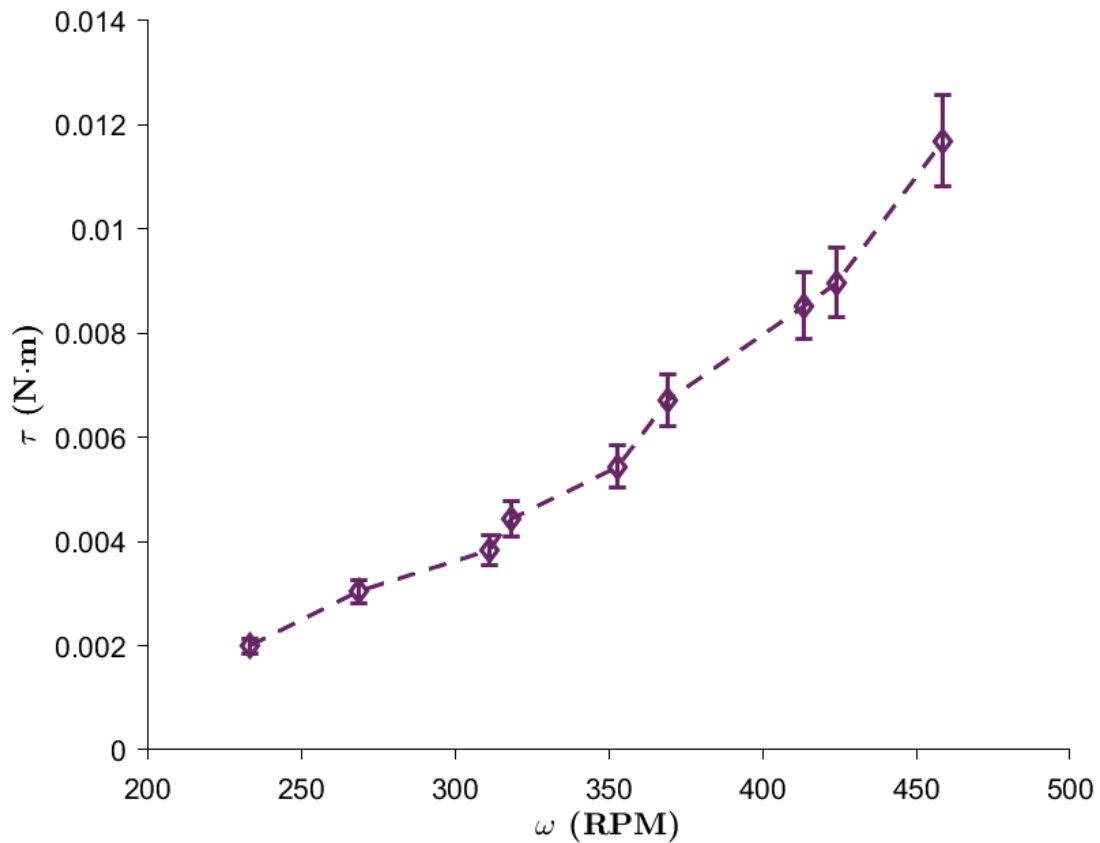


Figura 4.1: Variación del torque mecánico con respecto a la velocidad angular.

La figura 4.2 presenta la variación de la potencia generada con la velocidad angular. Se evidenció que la potencia generada se maximizaba conforme incrementaba la velocidad, alcanzando un máximo de 0.5629 ± 0.00422 W a 458.8 ± 0.1 RPM. En contraste, el valor mínimo global de 0.0489 ± 0.0037 W se encontró en el caudal más bajo del rango presentado (Q_2), a una velocidad de 233.3 ± 0.1 RPM.

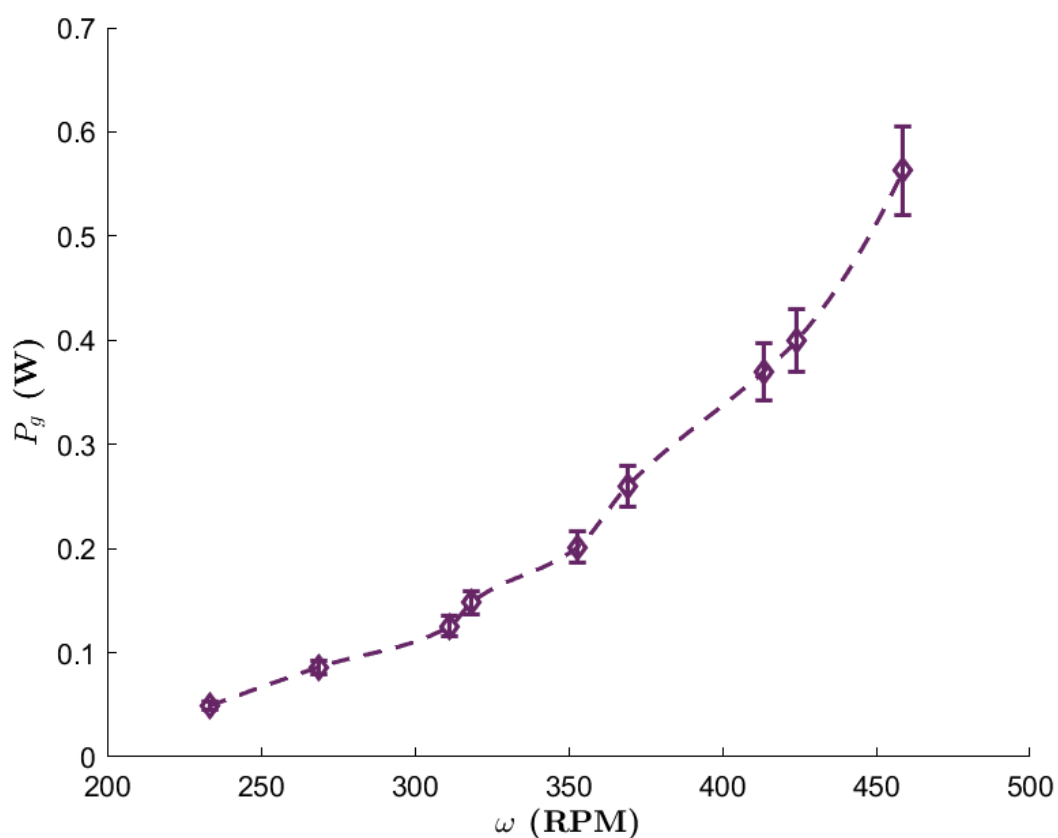


Figura 4.2: Variación de la potencia generada con respecto a la velocidad angular.

Por su parte, la figura 4.3 ilustra la relación encontrada entre eficiencia hidráulica y la velocidad angular. Se apreció que, en general, la eficiencia hidráulica aumentaba con el incremento de la velocidad angular. Se registró un máximo global de 43.02 ± 3.23 % a 458.8 ± 0.1 RPM y un mínimo de 21.72 ± 1.63 % en Q_{10} a 233.3 ± 0.1 RPM.

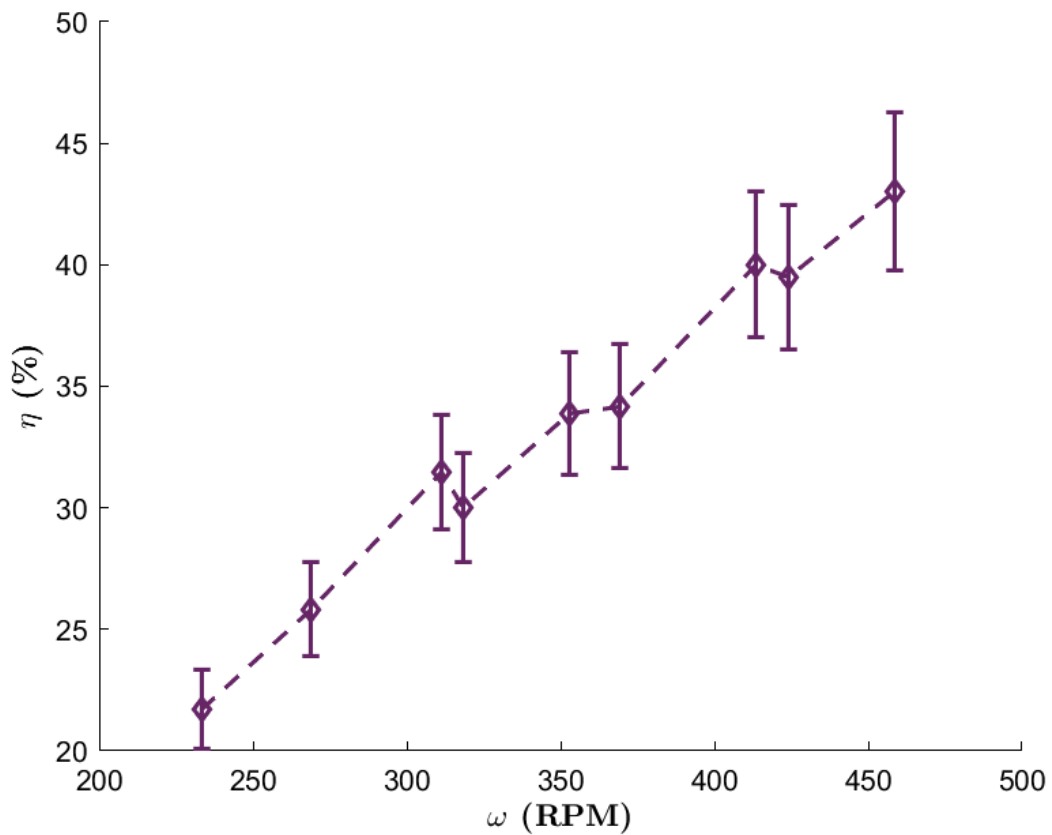


Figura 4.3: Variación de la eficiencia hidráulica con respecto a la velocidad angular.

En la figura 4.4, se aprecia la relación que se observó experimentalmente entre el coeficiente de potencia C_p y el coeficiente de caudal χ . Es posible identificar que el coeficiente de potencia se maximiza a 0.39 ± 0.003 para el coeficiente de caudal más alto evaluado experimentalmente.

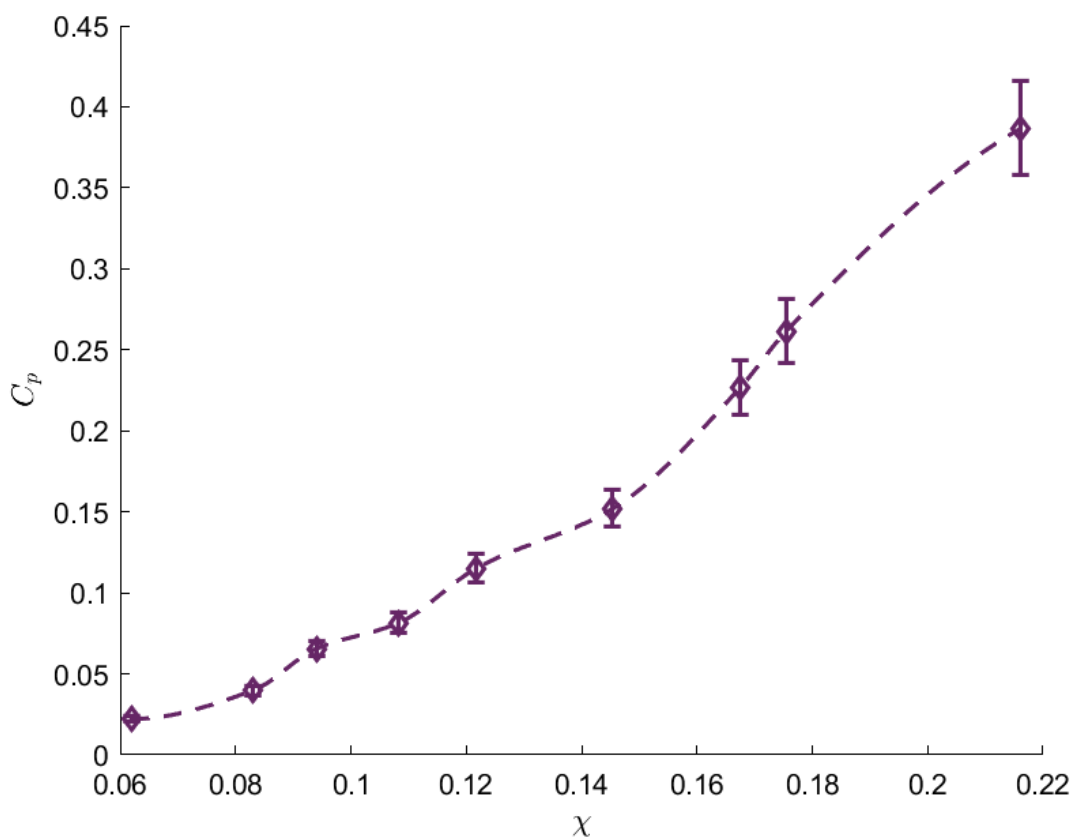


Figura 4.4: Variación del coeficiente de potencia con respecto al coeficiente de caudal.

A su vez, en la figura 4.5 se muestra la relación experimental entre la eficiencia hidráulica y el coeficiente de caudal. Experimentalmente, se apreció que la eficiencia hidráulica aumentó conforme crecía el coeficiente de caudal.

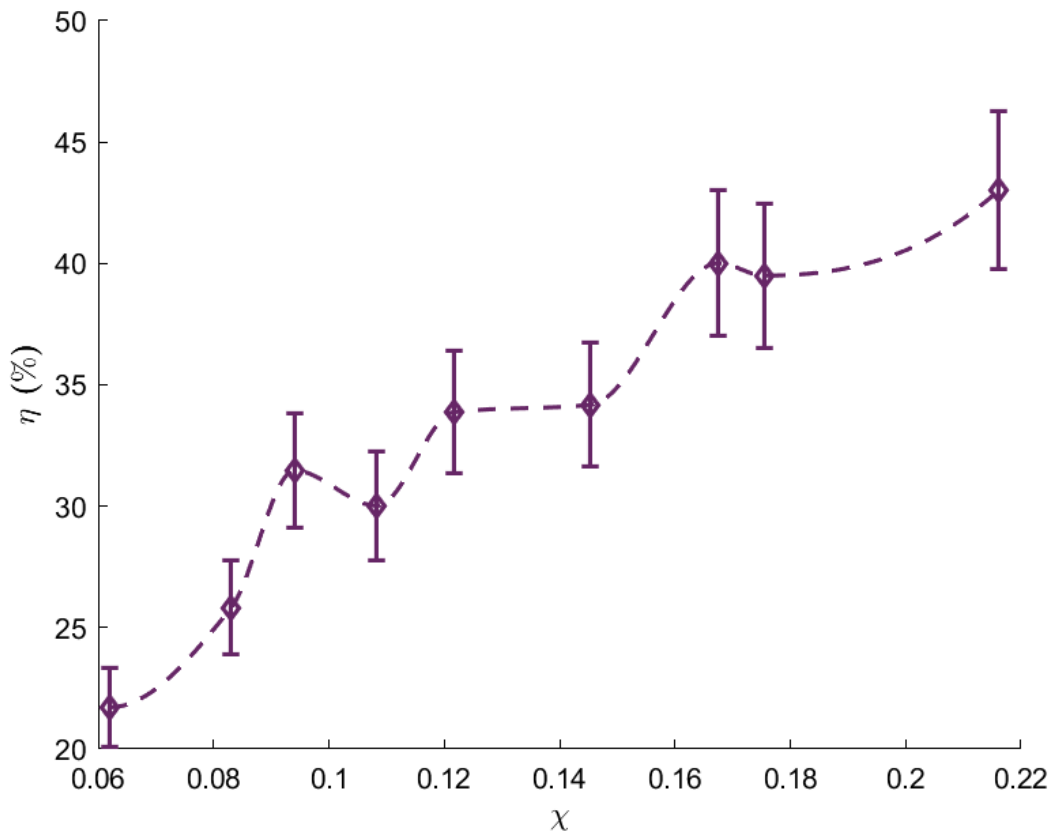


Figura 4.5: Variación de la eficiencia hidráulica con respecto al coeficiente de caudal.

En la figura 4.6 se consigna la relación experimental entre el coeficiente de torque y el coeficiente de velocidad de punta. Se detecta claramente que el coeficiente de torque creció conforme subía el coeficiente de velocidad de punta.

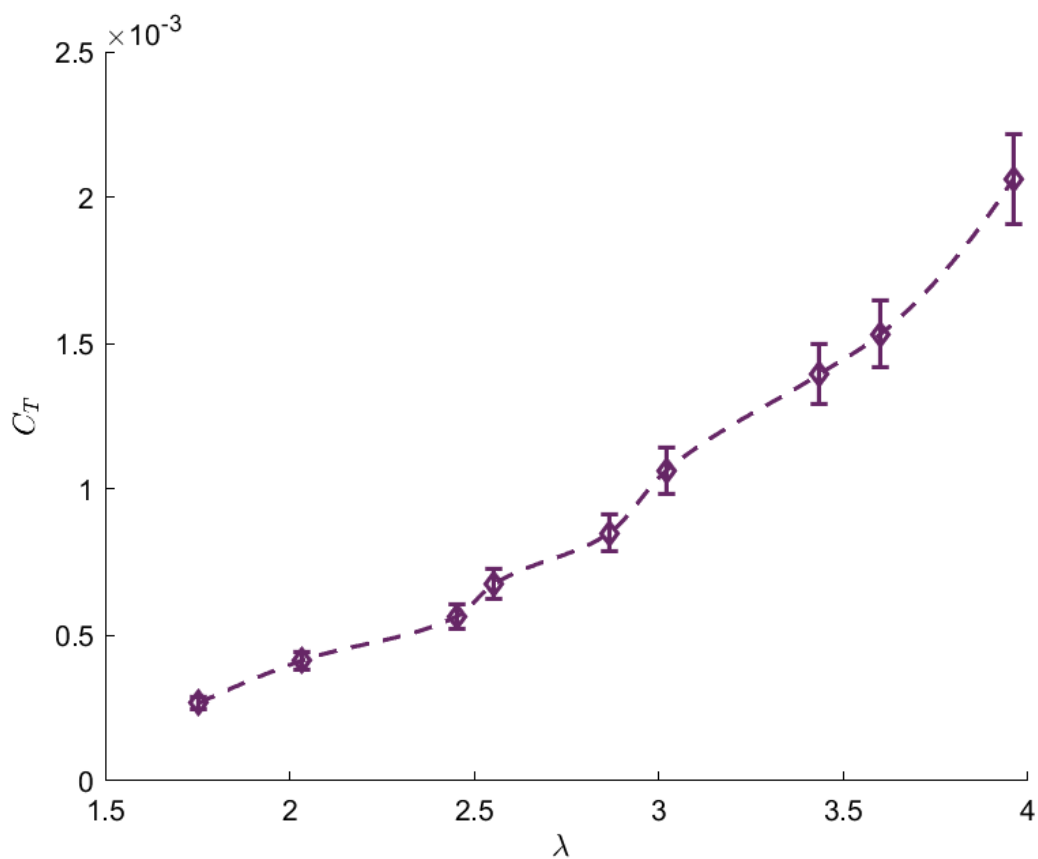


Figura 4.6: Variación del coeficiente de torque con respecto al coeficiente de velocidad de punta.

En la figura 4.7 se grafica la relación encontrada entre la eficiencia hidráulica y el número de Reynolds. Se evidenció que la eficiencia hidráulica caía a medida que el número de Reynolds incrementaba.

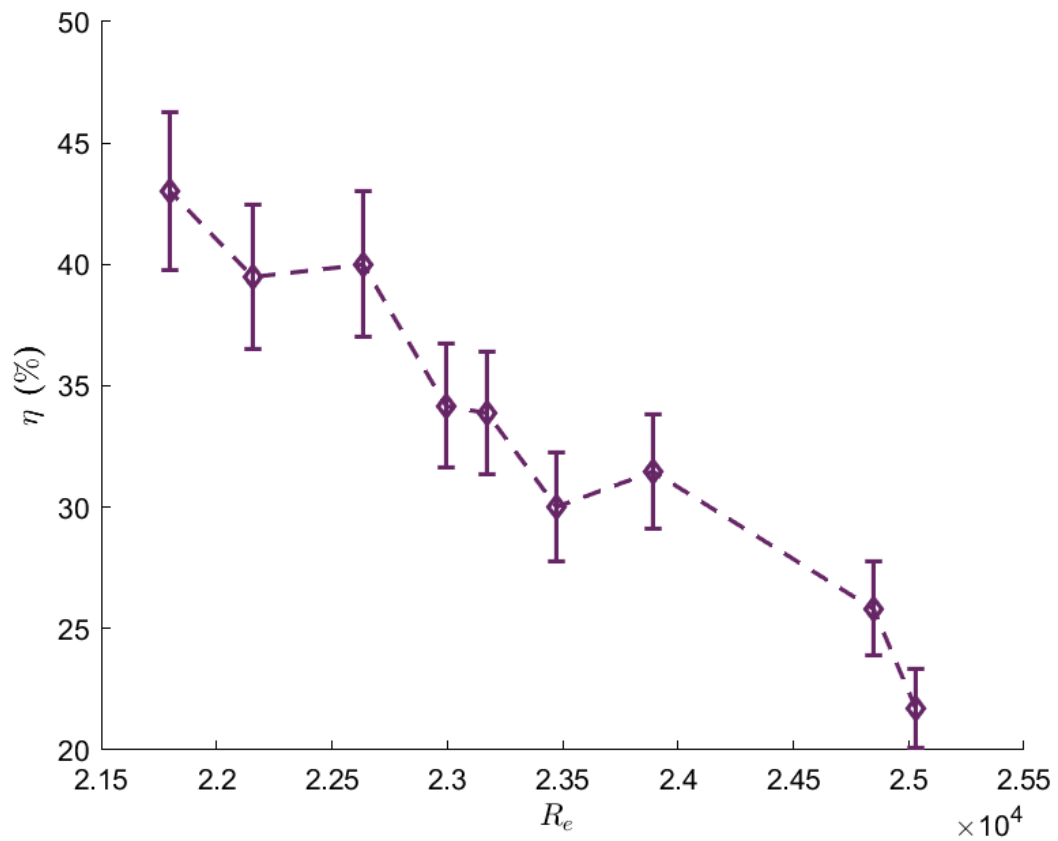


Figura 4.7: Variación de la eficiencia hidráulica con respecto al número de Reynolds.

Además, en la figura 4.8 se grafica la relación entre el coeficiente de potencia y el número de Reynolds. Se aprecia que el coeficiente de potencia alcanza sus valores más bajos a los números de Reynolds más altos.

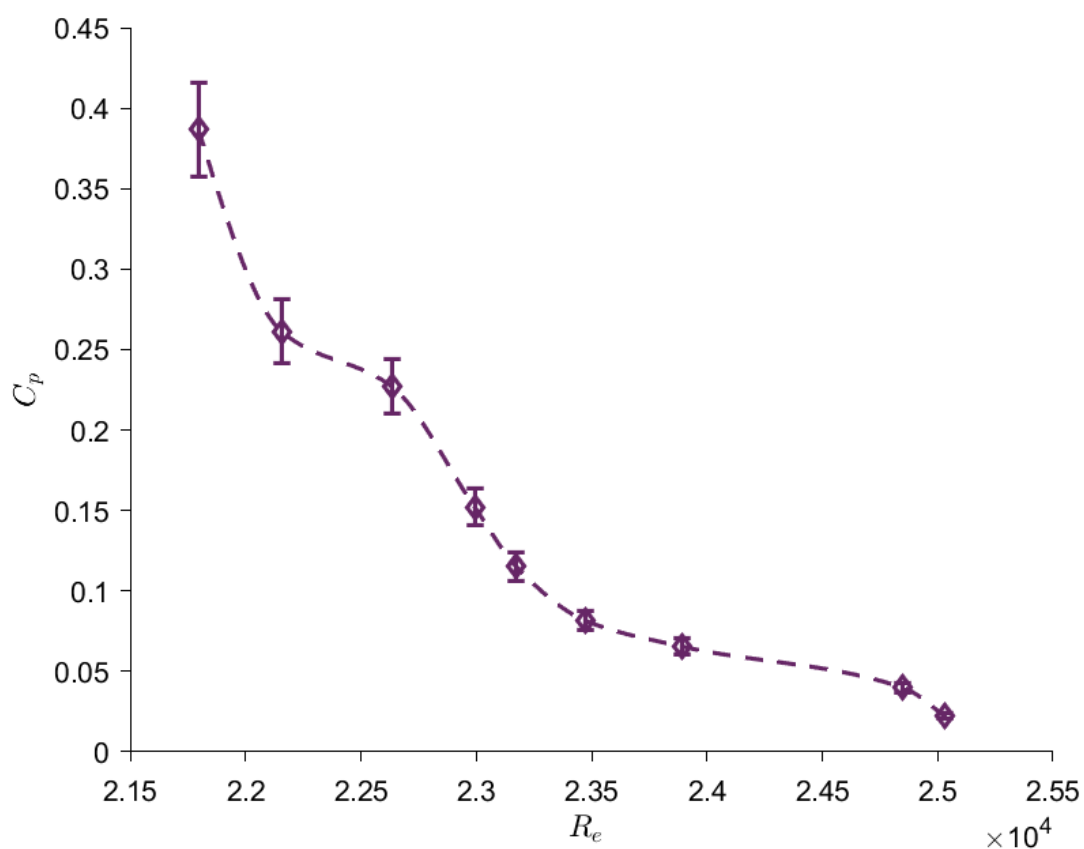


Figura 4.8: Variación del coeficiente de potencia con respecto al número de Reynolds.

Por último, en la figura 4.9 se grafica la relación que se evidenció entre el coeficiente de potencia y el coeficiente de velocidad de punta. Se evidenció que la eficiencia hidráulica aumentaba a medida que lo hacía el número de Reynolds.

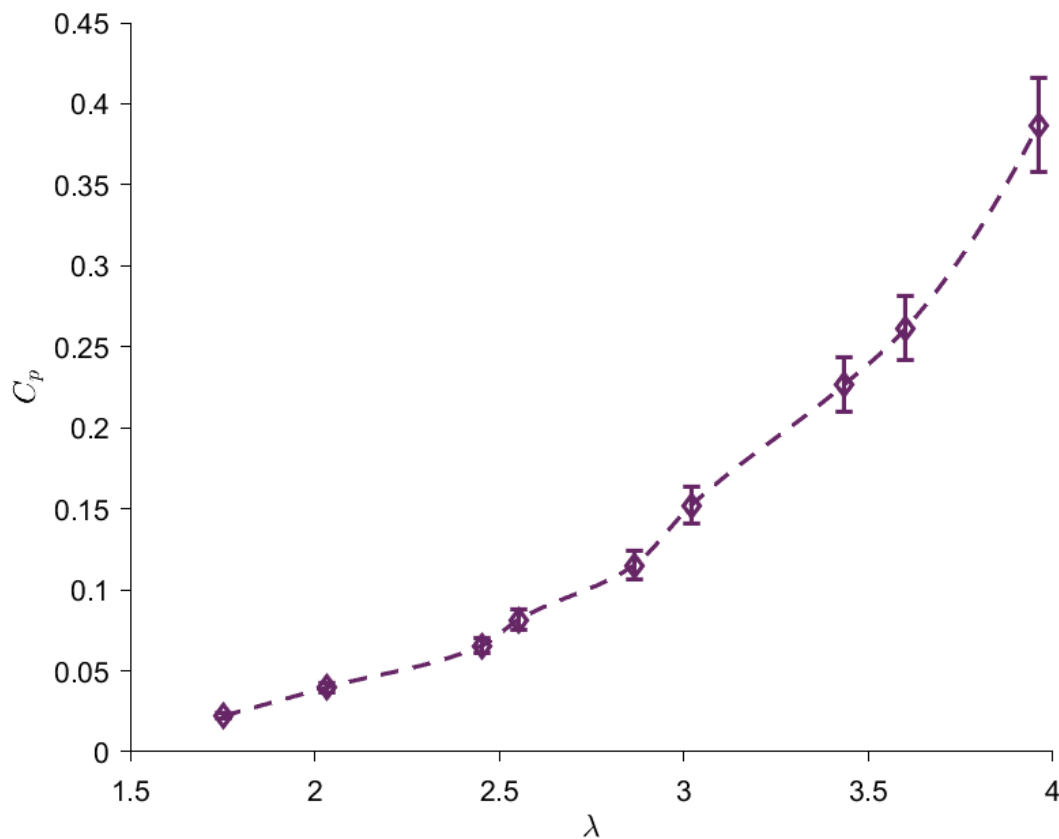


Figura 4.9: Variación del coeficiente de potencia con respecto al coeficiente de velocidad de punta.

4.2. Discusión

Los resultados previamente desglosados describen claramente comportamiento del hidrogenerador, sugiriendo rangos de operación óptimos y otros a evitar. Además, comprueban experimentalmente tanto la funcionalidad como la viabilidad del dispositivo y su rodet.

En particular, se registró un torque mecánico máximo de $0.0117 \pm 0.0009 \text{ N} \cdot \text{m}$ a $458.8 \pm 0.1 \text{ RPM}$, mientras que el mínimo global se reportó como $0.0020 \pm 0.0001 \text{ N} \cdot \text{m}$ a $233.3 \pm 0.1 \text{ RPM}$. Estos valores reflejan una tendencia decreciente del torque con el incremento de la velocidad angular.

En comparación con otros estudios, Edirisinghe et al. [10] reportaron un máximo de $0.20 \text{ N} \cdot \text{m}$, mientras que Subekti et al. [39] alcanzaron un pico de $0.1 \text{ N} \cdot \text{m}$. Asimismo, los autores Regmi et al. [32] mostraron un valor máximo de $0.38 \text{ N} \cdot \text{m}$. Aunque el torque del hidrogenerador evaluado experimentalmente es significativamente menor, debe considerarse que los hidrogeneradores de los estudios mencionados son de escala mucho mayor al del presente documento.

En cuanto a la potencia generada, el máximo global registrado fue de $0.5628 \pm 0.0422 \text{ W}$ a $458.8 \pm 0.1 \text{ RPM}$, mientras que el mínimo se situó en $0.0489 \pm 0.0037 \text{ W}$ en el caudal más bajo del rango conjunto (Q_2) a $233.3 \pm 0.1 \text{ RPM}$. Particularmente hablando, los investigadores Regmi et al. [32] reportaron un máximo de 2.4 W generados, mientras que Subekti et al. [39] alcanzaron picos de 2.6 W . Por su parte, Ullah et al. [46] mostraron un pico de potencia de 4.5 W , mientras que L.C. Avilés [24] reportó un máximo de 0.142 W , por lo que la presente propuesta superó dicho valor.

La eficiencia hidráulica mantuvo un patrón creciente con el incremento de la velocidad angular, con un máximo global de $43.02 \pm 3.23 \%$ a $458.8 \pm 0.1 \text{ RPM}$ y un mínimo de $0.0489 \pm 0.0037 \%$ en Q_{10} a $233.3 \pm 0.1 \text{ RPM}$. En la revisión bibliográfica se encontraron eficiencias hidráulicas pico del 35% [10], del 55% [53] y hasta del 72% [7], mientras que L.C. Avilés [24] reportó un máximo de 4.1% . La notable eficiencia hidráulica alcanzada en este trabajo puede ser atribuida principalmente al dimensionamiento cuidadoso de la cámara de descarga cónica, en particular a la selección de un ángulo γ (20°) adecuado. Se ha documentado que este parámetro es clave para la formación de vórtices estables, los cuales favorecen la transferencia de energía al rodete y, en consecuencia, mejoran la eficiencia del generador [46, 39].

La figura 4.6 muestra un incremento de C_T con respecto λ . Esto puede deberse a que al aumento de la velocidad de los rodetes lleva a que estos capturen una mayor cantidad de momentum, incrementándose por tanto el torque mecánico. En el rango evaluado, no se aprecia un límite o caída notable hasta $\lambda \approx 4.0$, sugiriendo que los rodetes podrían girar incluso más rápido y lograr generar más torque mecánico. Para una versión comercial del dispositivo, sin embargo, la velocidad máxima seguramente estaría limitada por el efecto de la cavitación, pues a partir de cierta velocidad las burbujas de vapor empezarían a debilitar los álabes del rodete.

Por su parte, la figura 4.7 revela una caída proporcional de la eficiencia hidráulica cuando R_e sube de 2.2×10^4 a 2.5×10^4 . Se presume que este comportamiento se debe a que aparecen capas límite más delgadas a valores altos de R_e , las cuales explicarían una posible separación de flujo. Lo anterior implicaría que el agua sobre las paredes del hidrogenera-

dor y sobre los álabes no es capaz de permanecer pegado a la superficies de estos y por el contrario, se separa. También es posible que al ocurrir la separación de flujo el agua al forme vórtices pequeños dentro de las cámaras, disipando energía en forma de calor y energía cinética debida al movimiento caótico y aleatorio, en lugar de entregársela a los rodets.

De manera similar, la figura 4.8 ilustra como el coeficiente de potencia C_p decrece cuando sube el número de Reynolds Re , pasando de un máximo de 0.39 ± 0.03 a un mínimo global de 0.03 ± 0.0045 , tal como la eficiencia hidráulica decrece considerablemente cuando el número de Reynolds aumenta. Lo anterior podría confirmar que a las velocidades de operación más altas las capas límites viscosas del hidrogenerador no son capaces de vencer los gradientes de presión adversos, por lo que ocurre la separación de flujo llevando a disipación de energía.

En la figura 4.4 se ilustra como C_p incrementa de manera proporcional con respecto a χ : alrededor del rango de χ que va desde 0.06 a 0.10 aproximadamente, el coeficiente de potencia se maximiza a 0.39 ± 0.03 . Probablemente, mientras mayor sea el coeficiente de caudal χ las cámaras de vórtices se llenan más, llevando seguramente a una mayor carga sobre los álabes de los rodets y, por tato, a una mayor generación de potencia.

La figura auxiliar 4.5 sigue la misma tendencia: cuando las cámaras de vórtices se encuentran poco llenas induce las peores eficiencias hidráulicas, mientras que a un χ de 0.20 aproximadamente la eficiencia se maximiza con $43.02 \pm 3.23\%$. Lo anterior podría confirmar que un mayor flujo másico dentro de la turbina le provee una mayor energía cinética a los rodets.

También vale la pena mencionar que la figura 4.9 muestra como el coeficiente de potencia crece con respecto a λ en el rango evaluado. Lo anterior podría señalar, que la generación de potencia se beneficiaría de aumentar cada vez más la velocidad de operación, donde el límite práctico lo podría indicar las limitaciones mecánicas e hidráulicas del montaje.

Los cuadros del Anexo A, junto a los gráficos de rendimiento de las cámaras de vórtice por separado, muestran la diferencia de rendimiento entre las cámaras de vórtice del hidrogenerador. Es importante destacar que, para los caudales Q_0 y Q_1 , el rodete derecho no logró arrancar. En el rango en el que ambos rodets operaron de manera simultánea, se observó que la velocidad angular del rodete derecho fue consistentemente menor a lo largo de todo el rango de operación, con una diferencia promedio de aproximadamente 20.0 RPM.

Dicha diferencia podría deberse a que, como se aprecia en el cuadro 2, el caudal de descarga en la cámara derecha fue sistemáticamente inferior al de la izquierda. Este com-

portamiento sugiere la presencia de una condición de asimetría, posiblemente originada ya sea por anomalías en el flujo dentro del canal o irregularidades en la geometría del hidrogenerador, derivadas ya sea del proceso de fabricación o ensamble. Además, es posible añadir que también se evaluó el rendimiento del hidrogenerador en sentido contrario o "descarga", es decir, de Q_{10} a Q_0 y no se encontraron diferencias significativas, como lo constatan los cuadros 3 y 4.

Por último, es posible comentar que el presente trabajo de grado ofrece una base sólida para futuras investigaciones y aplicaciones prácticas de tecnologías de hidrogenación a pequeña escala, facilitando su integración en comunidades rurales y áreas con recursos hídricos limitados, promoviendo el acceso a fuentes de energía limpia y sostenible.

CONCLUSIONES

En este trabajo se analizó el desempeño de un hidrogenerador de doble cámara vertical con inspiración biomimética. Se estimaron experimentalmente el torque, la potencia y la eficiencia hidráulica, obteniéndose los siguientes resultados: un torque mecánico máximo de 0.0117 ± 0.0009 N·m a 458.8 ± 0.1 RPM; un torque mínimo de 0.0020 ± 0.0001 N·m en a 233.3 ± 0.1 RPM; una potencia generada máxima de 0.5628 ± 0.0422 W a 458.8 ± 0.1 RPM; y una potencia mínima de 0.0489 ± 0.0037 W en Q_2 a 233.3 ± 0.1 RPM. La eficiencia hidráulica alcanzó un máximo global de 43.02 ± 3.23 % a 458.8 ± 0.1 RPM y un mínimo de 0.0489 ± 0.0037 a 233.3 ± 0.1 RPM.

Se llevaron a cabo dos análisis dimensionales, uno centrado en la entrada de la turbina y otra centrada en su rodete, mediante el teorema Pi de Buckingham, del cual surgieron 15 grupos adimensionales por análisis. Se destacaron cinco como primordiales: el coeficiente de potencia C_p , el coeficiente de torque C_T , el número de Reynolds Re , el coeficiente de velocidad de punta λ y el coeficiente de caudal χ . El coeficiente de potencia C_p alcanzó un pico de 0.39 ± 0.03 a caudales máximos, mientras que el coeficiente de torque C_T registró un pico de 0.021 ± 0.0002 nuevamente a caudales máximos.

Las curvas de eficiencia hidráulica η y del coeficiente de potencia C_p mostraron una disminución continua a medida que el número de Reynolds Re aumentó de 2.2×10^4 a 2.5×10^4 . Este comportamiento se atribuye a que las capas límite más delgadas, al enfrentar gradientes de presión adversos, se separan de las superficies internas del hidrogenerador, generando vórtices que disipan energía en forma de calor y turbulencia en lugar de transferirla eficientemente a los rodetes.

De igual manera, al analizar el desempeño en función del coeficiente de caudal χ , tanto C_p como η aumentaron de manera casi lineal hasta alcanzar sus valores máximos alrededor de $\chi = 0.20$. Esto sugiere que un flujo másico mayor llena mejor las cámaras de vórtices, incrementando la carga hidrodinámica sobre los álabes y, por tanto, la extracción de energía. No obstante, para valores más altos de χ podría esperarse que un exceso de caudal reduzca el ángulo de ataque efectivo y favorezca desprendimientos en el borde de salida, aumentando la turbulencia y disminuyendo el rendimiento.

Aunque el rendimiento absoluto fue inferior al reportado por Edirisinghe et al. y Subekti et al., probablemente por diferencias de escala, superó al hidrogenerador de cámaras horizontales de Avilés. Se atribuye esto al perfil de pala GOE-623 y a la cámara de descarga cónica con $\gamma = 20^\circ$, que mejoran la transferencia de energía.

Se observó una asimetría entre las dos cámaras de vórtice: el rodete derecho no arrancó en Q_0 y Q_1 , y giró en promedio 20 RPM menos que el izquierdo en el rango compartido. Al invertir el sentido de operación de Q_{10} a Q_0 no se apreciaron variaciones significativas, y la asimetría entre las cámaras se evidenció nuevamente, descartando efectos de histéresis en los resultados.

Como mejoras, se sugiere un sistema de transmisión ligero que conduzca el giro vertical a un eje coaxial para implementar un freno de Prony con actuador caracterizado. Esto permitiría aplicar cargas constantes y aumentar la repetibilidad, obteniendo más puntos de rendimiento por caudal.

Finalmente, el presente trabajo establece una base sólida para futuras investigaciones y aplicaciones en hidrogenación a pequeña escala, facilitando su integración en comunidades rurales y zonas con recursos hídricos limitados, y promoviendo el acceso a energía limpia y sostenible.

RECOMENDACIONES

A la luz de los resultados obtenidos, se sugiere realizar estudios experimentales adicionales para evaluar el impacto de diferentes configuraciones geométricas del hidrogenerador en su rendimiento. Por otro lado, se recomienda la construcción de un montaje experimental más robusto, lo cual podría llevar a un aumento de la confiabilidad, repetibilidad y precisión de los resultados alcanzados.

Adicionalmente, se aconseja realizar la implementación de simulaciones de dinámica de fluidos computacional, CFD, las cuales permitirían conocer numéricamente el comportamiento del hidrogenerador en rangos de operación más amplios que los permitidos por las condiciones experimentales del canal abierto del Laboratorio de Mecánica de Fluidos e Hidráulica. Además, en estas simulaciones también se podrían evaluar varias configuraciones geométricas, tanto del rodete como del hidrogenerador. Estas simulaciones, junto a verificaciones experimentales de las mismas, podrían contribuir a predecir de manera más precisa el comportamiento del flujo, acelerando considerablemente el proceso de optimización del hidrogenerador.

Por último, se sugiere refinar el análisis dimensional, identificado qué variables deben ser agregadas al mismo y cuáles son de poca relevancia. Para dicho fin, son útiles los resultados de este trabajo y de otros similares. Un análisis dimensional más detallado y preciso permitirá una mayor comprensión del fenómeno, a su vez que permitiría evaluar el rendimiento del dispositivo con un número mínimo de pruebas experimentales.

APÉNDICE A - DATOS EXPERIMENTALES

Resultados de las pruebas experimentales

Cuadros de datos para cada cámara de vórtice - carga

Cuadro 1: Resultados experimentales de la cámara de vórtice izquierda - carga.

$H_n(m)$	$v_\infty(m/s)$	$Q_c(l/s)$	$Q(m^3/s)$	$\omega(RPM)$	$\tau(N \cdot m)$	$P_g(W)$	$\eta(\%)$	C_p	C_T	$Re \times 10^{-4}$	λ	χ
0.192	0.481	32.322	0.0000260	208.5	0.0004983	0.0109	11.62	0.0032	0.000050	2.88	1.36	0.0150
0.218	0.443	33.795	0.0000421	216.6	0.0008267	0.0188	10.75	0.0071	0.000098	2.65	1.54	0.0264
0.246	0.418	35.950	0.0000512	239.3	0.0011076	0.0278	12.33	0.0126	0.000148	2.50	1.80	0.0340
0.274	0.415	39.798	0.0000680	278.6	0.0017022	0.0497	14.92	0.0230	0.000231	2.49	2.11	0.0455
0.302	0.399	42.196	0.0000724	320.9	0.0020953	0.0704	17.65	0.0367	0.000308	2.39	2.53	0.0504
0.330	0.392	45.295	0.0000811	329.9	0.0024041	0.0831	16.81	0.0457	0.000366	2.35	2.64	0.0575
0.358	0.387	48.520	0.0000913	358.9	0.0029384	0.1104	18.59	0.0631	0.000459	2.32	2.91	0.0655
0.386	0.384	51.865	0.0001126	374.5	0.0037486	0.1470	19.36	0.0860	0.000594	2.30	3.06	0.0815
0.414	0.378	54.789	0.0001192	423.9	0.0045095	0.2002	21.66	0.1228	0.000738	2.26	3.52	0.0876
0.442	0.370	57.285	0.0001249	436.8	0.0048648	0.2225	22.00	0.1456	0.000830	2.22	3.71	0.0938
0.473	0.364	60.197	0.0001560	466.9	0.0064348	0.3146	23.98	0.2162	0.001135	2.18	4.03	0.1190

Cuadro 2: Resultados experimentales de la cámara de vórtice derecha - carga.

$H_n(m)$	$v_\infty(m/s)$	$Q_c(l/s)$	$Q(m^3/s)$	$\omega(RPM)$	$\tau(N \cdot m)$	$P_g(W)$	$\eta(\%)$	C_p	C_T	$Re \times 10^{-4}$	λ	χ
0.192	0.481	32.322	0.0000238									
0.218	0.443	33.795	0.0000397									
0.246	0.418	35.950	0.0000422	227.3	0.000888	0.0211	9.39	0.0096	0.000119	2.50	1.71	0.0280
0.274	0.415	39.798	0.0000561	258.8	0.001339	0.0363	10.90	0.0168	0.000182	2.49	1.96	0.0376
0.302	0.399	42.196	0.0000626	302.0	0.001743	0.0551	13.82	0.0287	0.000256	2.39	2.38	0.0436
0.330	0.392	45.295	0.0000718	307.0	0.002029	0.0652	13.21	0.0359	0.000308	2.35	2.46	0.0509
0.358	0.387	48.520	0.0000783	346.9	0.002501	0.0909	15.29	0.0520	0.000390	2.32	2.82	0.0562
0.386	0.384	51.865	0.0000884	363.6	0.002957	0.1126	14.82	0.0659	0.000469	2.30	2.97	0.0639
0.414	0.378	54.789	0.0001088	402.8	0.004021	0.1696	18.35	0.1041	0.000658	2.26	3.35	0.0800
0.442	0.370	57.285	0.0001088	411.4	0.004109	0.1770	17.50	0.1158	0.000701	2.22	3.49	0.0817
0.473	0.364	60.197	0.0001273	450.7	0.005258	0.2482	19.04	0.1705	0.000928	2.18	3.89	0.0971

Gráficas por cámara de vórtice - carga

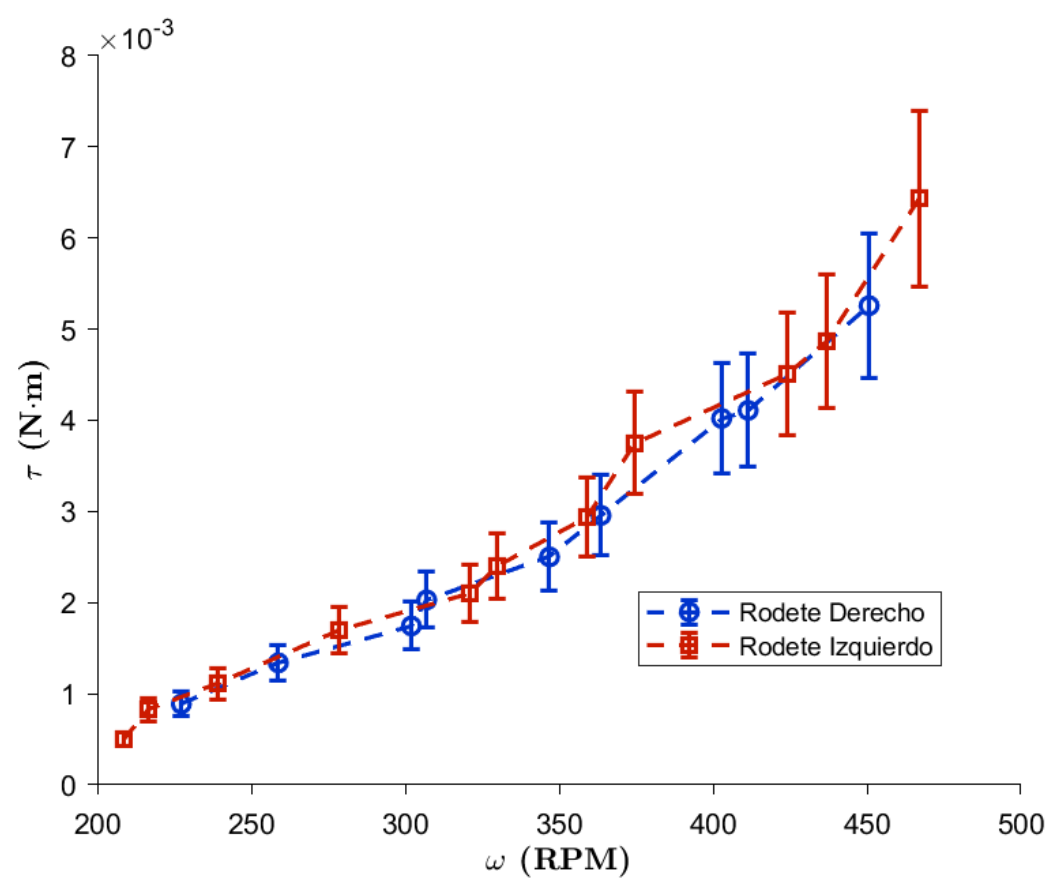


Figura 1: Variación del torque mecánico con respecto a la velocidad angular por rodete - carga.

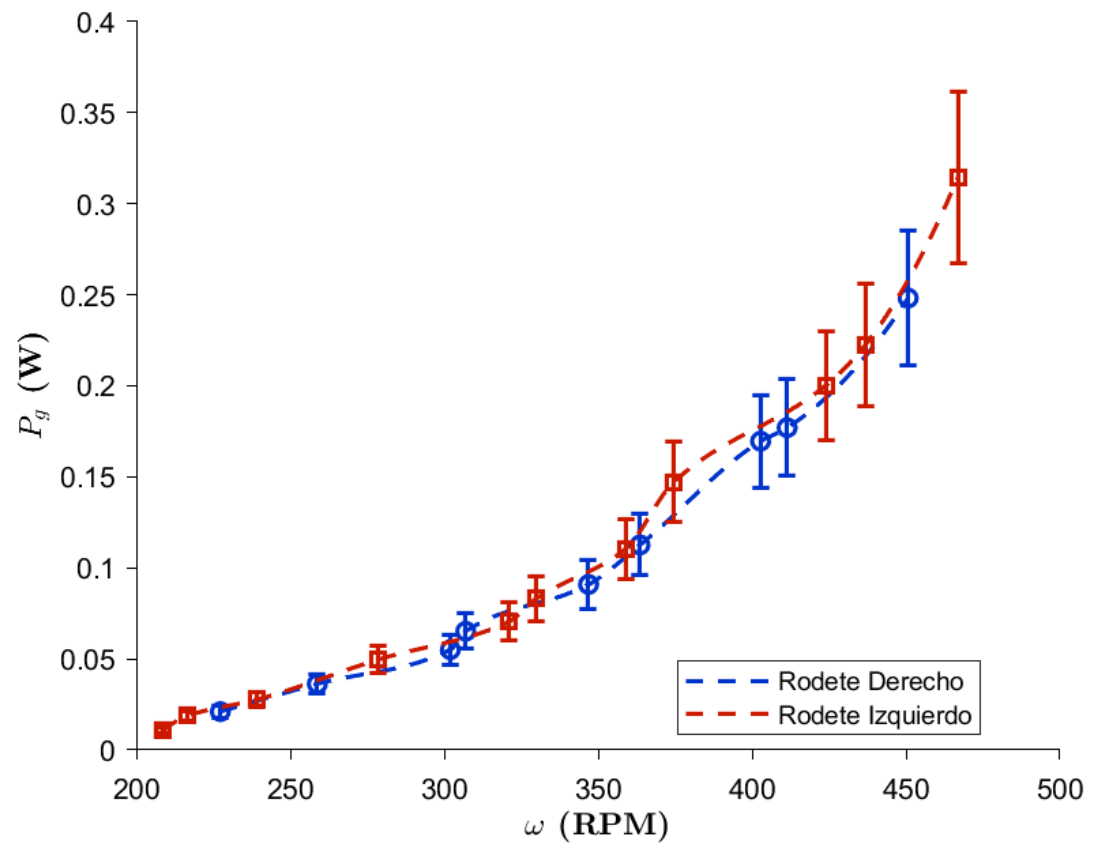


Figura 2: Variación de la potencia generada con respecto a la velocidad angular por rodete - carga.

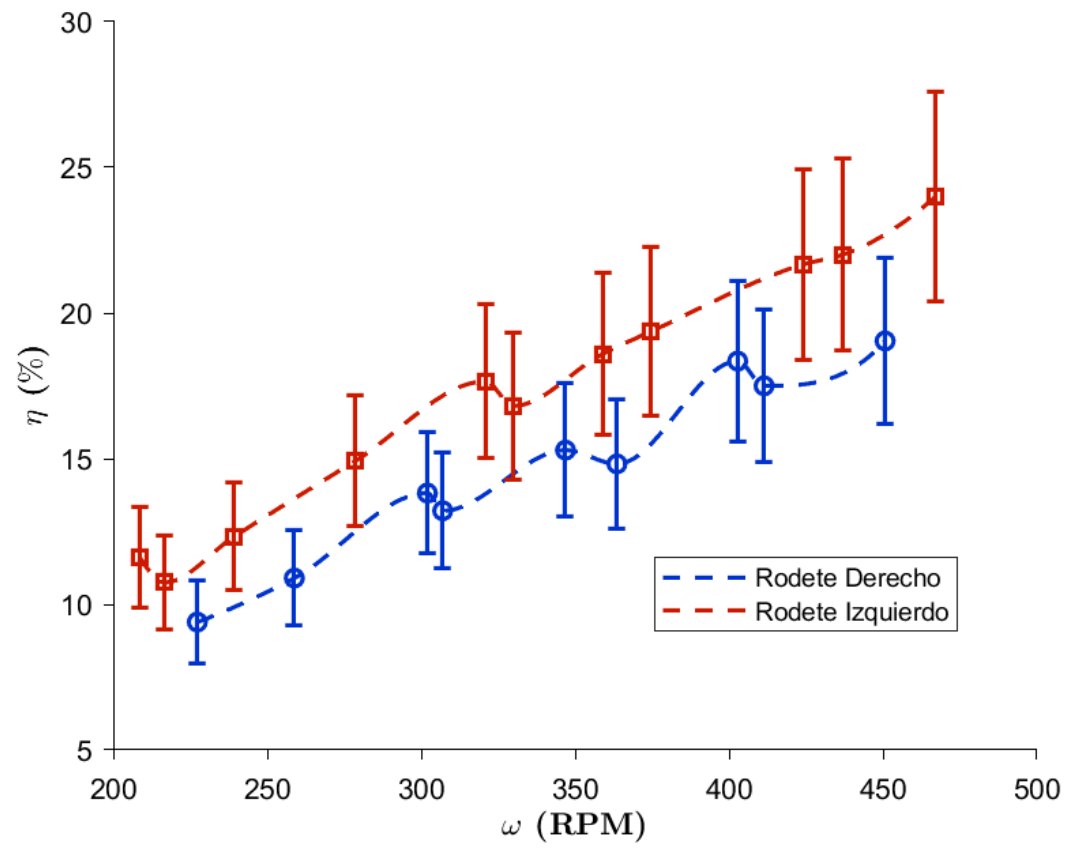


Figura 3: Variación de la eficiencia hidráulica con respecto a la velocidad angular por rodete - carga.

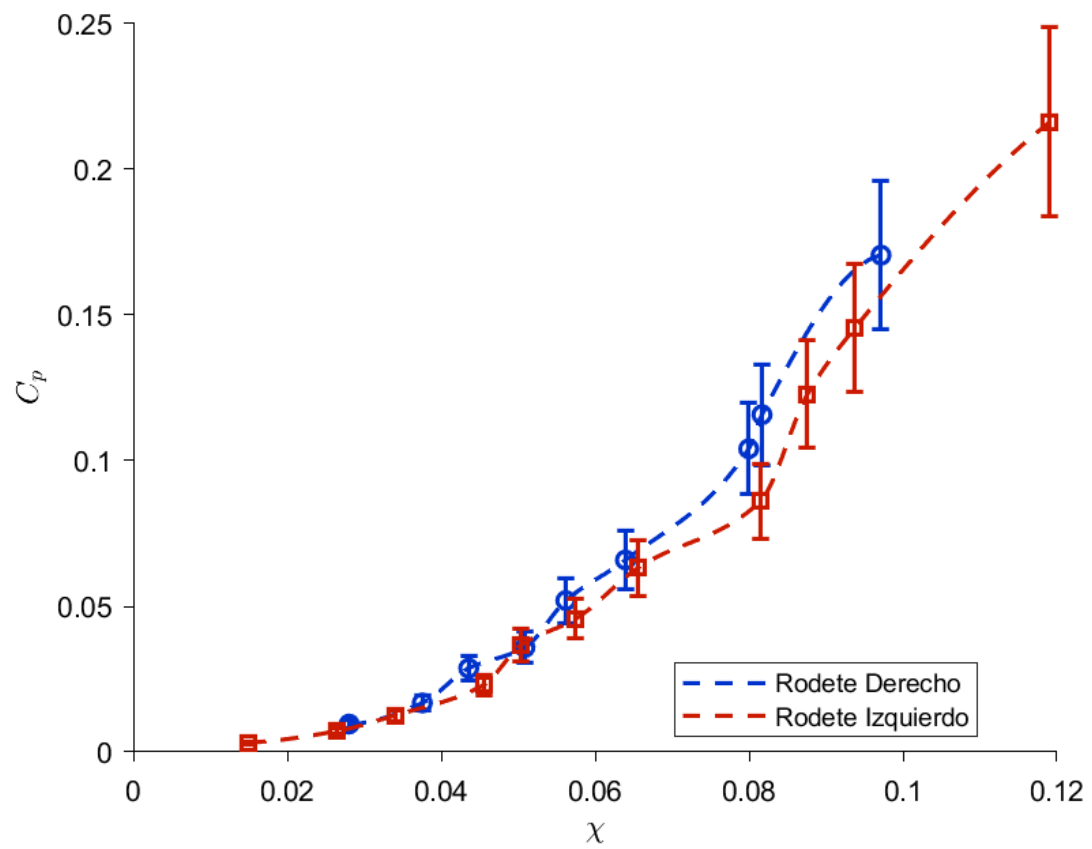


Figura 4: Variación del coeficiente de potencia con respecto al coeficiente de caudal - carga.

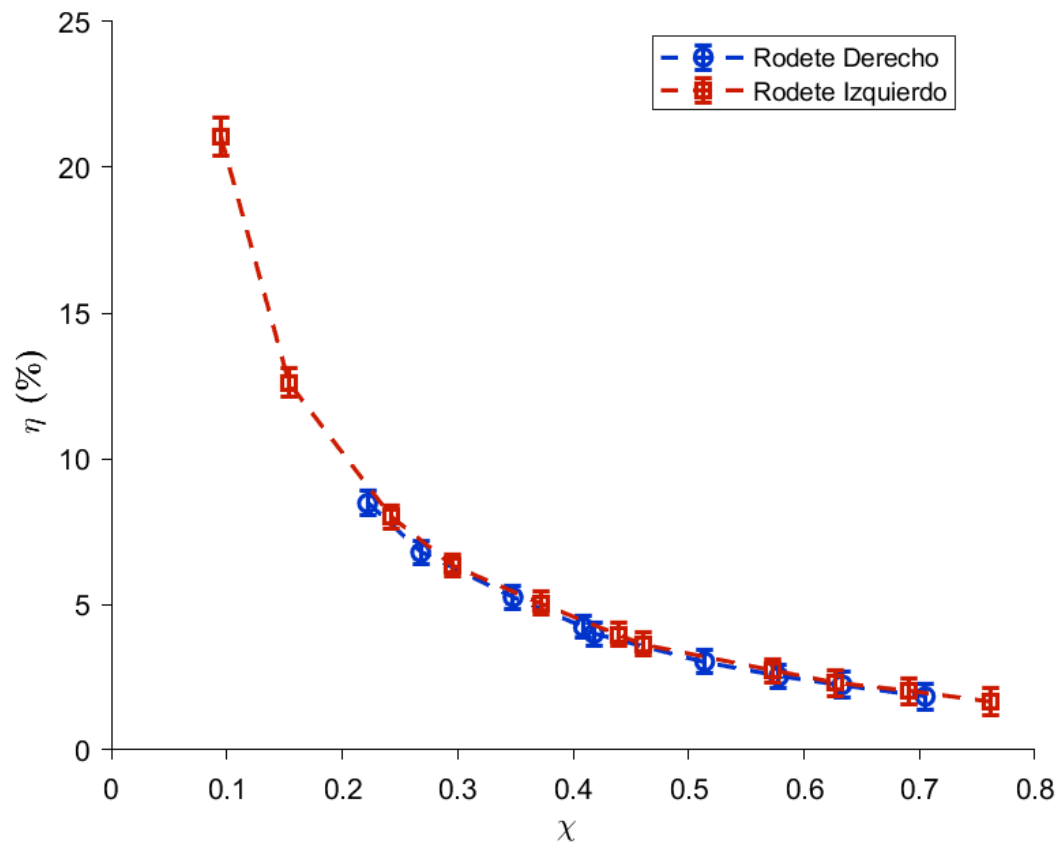


Figura 5: Variación de la eficiencia hidráulica con respecto al coeficiente de caudal - carga.

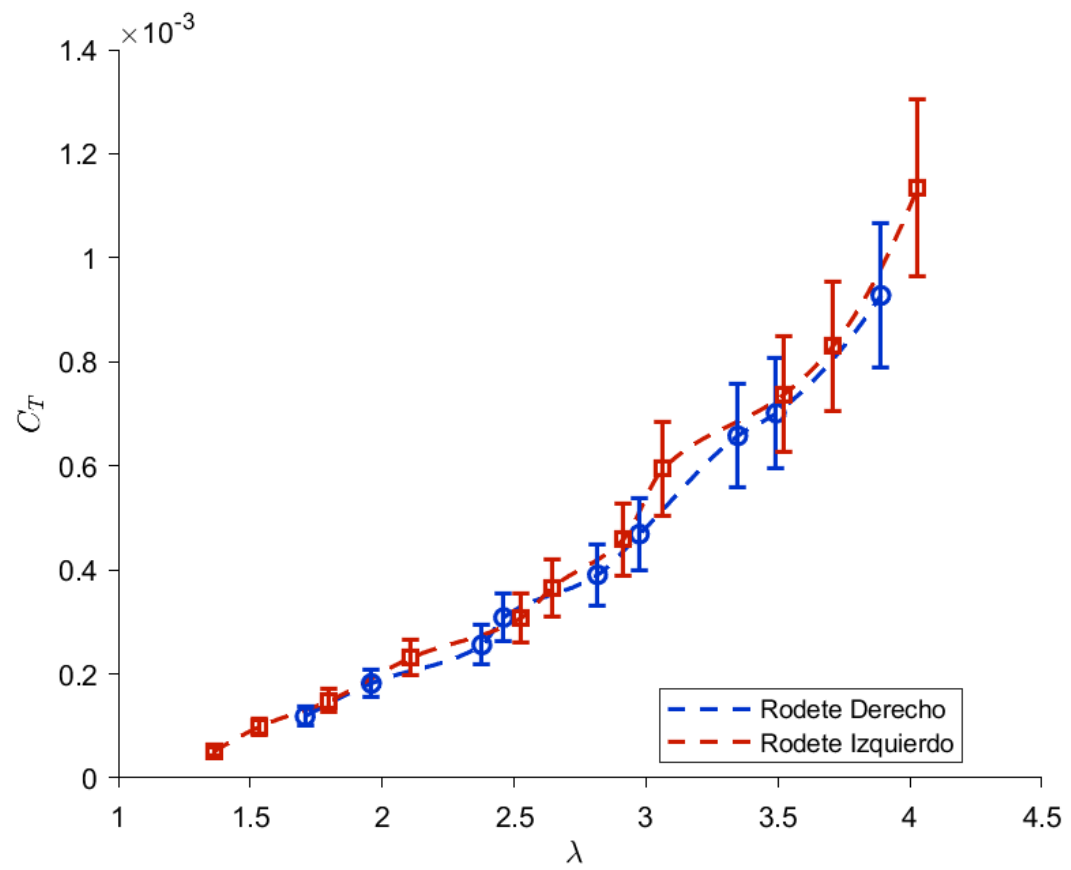


Figura 6: Variación del coeficiente de torque con respecto al coeficiente de velocidad de punta - carga.

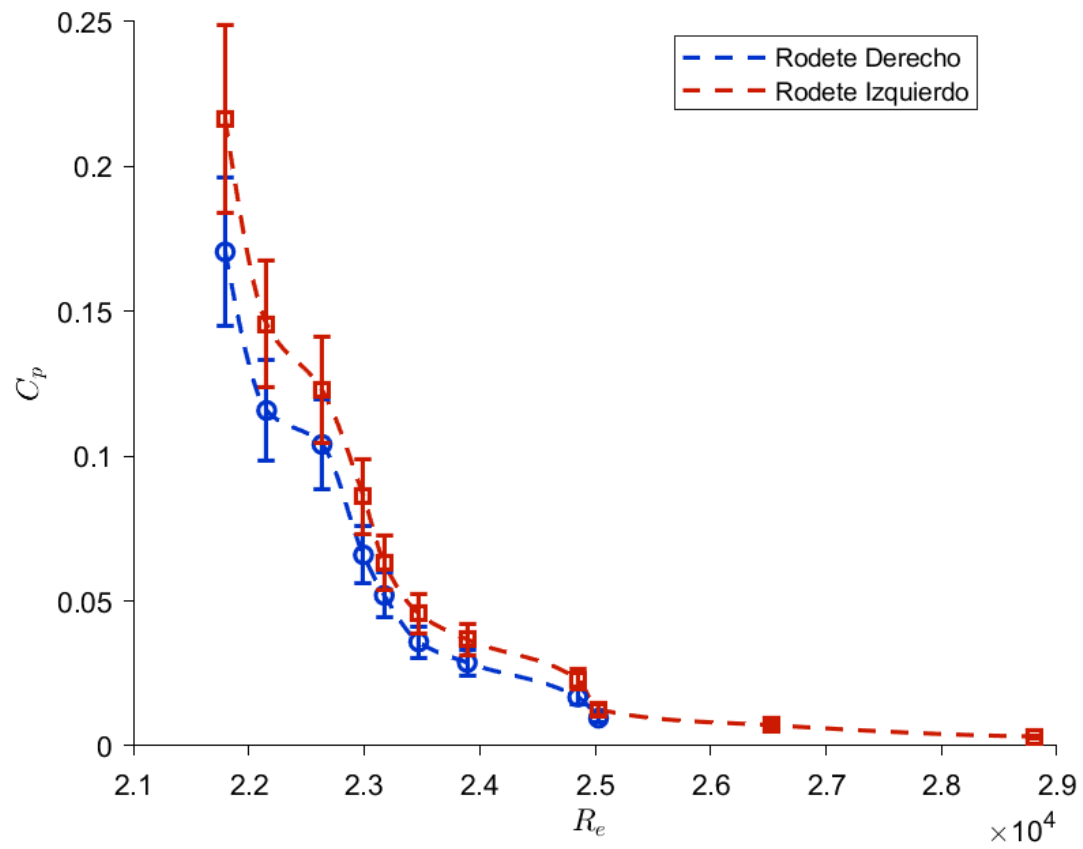


Figura 7: Variación del coeficiente de potencia con respecto al número de Reynolds - carga.

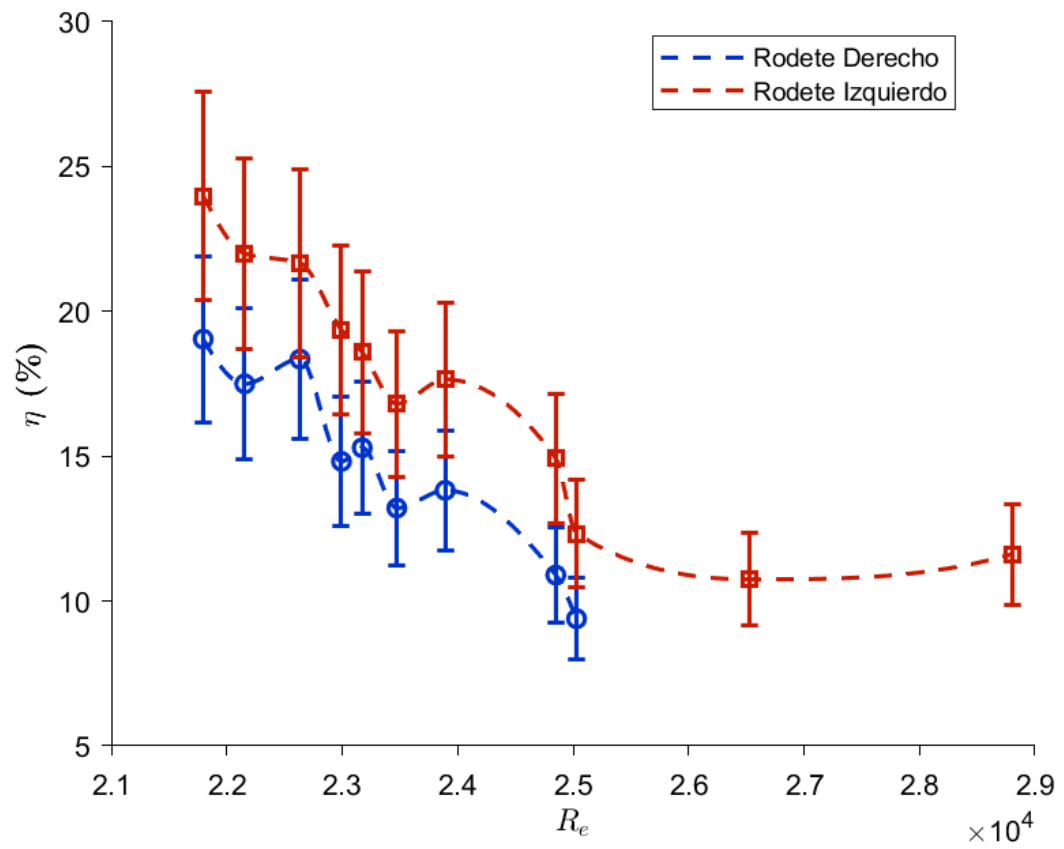


Figura 8: Variación de la eficiencia hidráulica con respecto al número de Reynolds - carga.

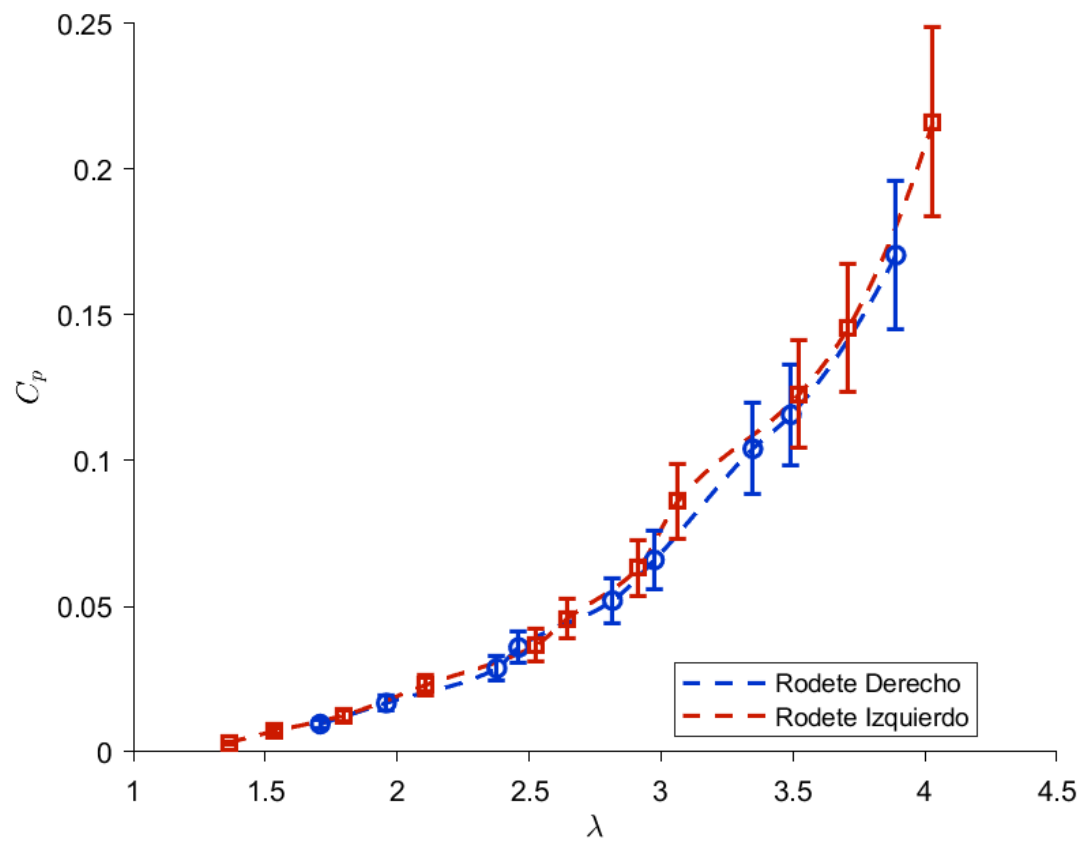


Figura 9: Variación del coeficiente de potencia con respecto al coeficiente de velocidad de punta - carga.

Cuadros de datos para cada cámara de vórtice - descarga

Cuadro 3: Resultados experimentales de la cámara de vórtice izquierda - descarga.

$H_n(m)$	$v_\infty(m/s)$	$Q_c(l/s)$	$Q(m^3/s)$	$\omega(RPM)$	$\tau(N \cdot m)$	$P_g(W)$	$\eta(\%)$	C_p	C_T	$R_e \times 10^{-4}$	λ	χ
0.192	0.481	32.322	0.0000254	215.8	0.0005043	0.0114	12.19	0.0034	0.000051	2.88	1.41	0.0147
0.218	0.443	33.795	0.0000438	222.1	0.0008830	0.0205	11.27	0.0078	0.000105	2.65	1.58	0.0275
0.246	0.418	35.950	0.0000453	248.1	0.0010213	0.0265	12.38	0.0120	0.000137	2.50	1.86	0.0301
0.274	0.415	39.798	0.0000594	284.7	0.0015303	0.0456	14.62	0.0212	0.000208	2.49	2.16	0.0398
0.302	0.399	42.196	0.0000650	330.6	0.0019490	0.0675	17.78	0.0352	0.000286	2.39	2.60	0.0453
0.330	0.392	45.295	0.0000742	335.9	0.0022492	0.0791	16.49	0.0435	0.000342	2.35	2.69	0.0526
0.358	0.387	48.520	0.0000832	368.0	0.0027618	0.1064	18.70	0.0608	0.000431	2.32	2.99	0.0597
0.386	0.384	51.865	0.0000899	382.9	0.0030997	0.1243	18.43	0.0727	0.000491	2.30	3.13	0.0650
0.414	0.378	54.789	0.0001139	428.6	0.0043699	0.1961	21.66	0.1203	0.000715	2.26	3.56	0.0837
0.442	0.370	57.285	0.0001114	446.5	0.0044649	0.2088	21.87	0.1366	0.000762	2.22	3.79	0.0836
0.473	0.364	60.197	0.0001313	469.1	0.0054991	0.2701	22.40	0.1856	0.000970	2.18	4.05	0.1002

Cuadro 4: Resultados experimentales de la cámara de vórtice derecha - descarga.

$H_n(m)$	$v_\infty(m/s)$	$Q_c(l/s)$	$Q(m^3/s)$	$\omega(RPM)$	$\tau(N \cdot m)$	$P_g(W)$	$\eta(\%)$	C_p	C_T	$R_e \times 10^{-4}$	λ	χ
0.192	0.481	32.322	0.0000243									
0.218	0.443	33.795	0.0000415									
0.246	0.418	35.950	0.0000437	223.3	0.000902	0.0211	9.84	0.0096	0.000121	2.50	1.68	0.0290
0.274	0.415	39.798	0.0000569	262.3	0.001376	0.0378	12.12	0.0175	0.000187	2.49	1.99	0.0381
0.302	0.399	42.196	0.0000633	302.9	0.001771	0.0562	14.80	0.0293	0.000260	2.39	2.38	0.0441
0.330	0.392	45.295	0.0000743	310.4	0.002122	0.0690	14.38	0.0380	0.000323	2.35	2.49	0.0527
0.358	0.387	48.520	0.0000792	342.8	0.002499	0.0897	15.76	0.0513	0.000390	2.32	2.78	0.0568
0.386	0.384	51.865	0.0000885	362.1	0.002947	0.1118	16.58	0.0654	0.000467	2.30	2.96	0.0640
0.414	0.378	54.789	0.0001095	400.1	0.004018	0.1683	18.59	0.1033	0.000657	2.26	3.33	0.0805
0.442	0.370	57.285	0.0001092	412.1	0.004131	0.1783	18.68	0.1166	0.000705	2.22	3.50	0.0820
0.473	0.364	60.197	0.0001291	455.2	0.005384	0.2566	21.42	0.1763	0.000949	2.18	3.93	0.0985

Gráficas por cámara de vórtice - descarga

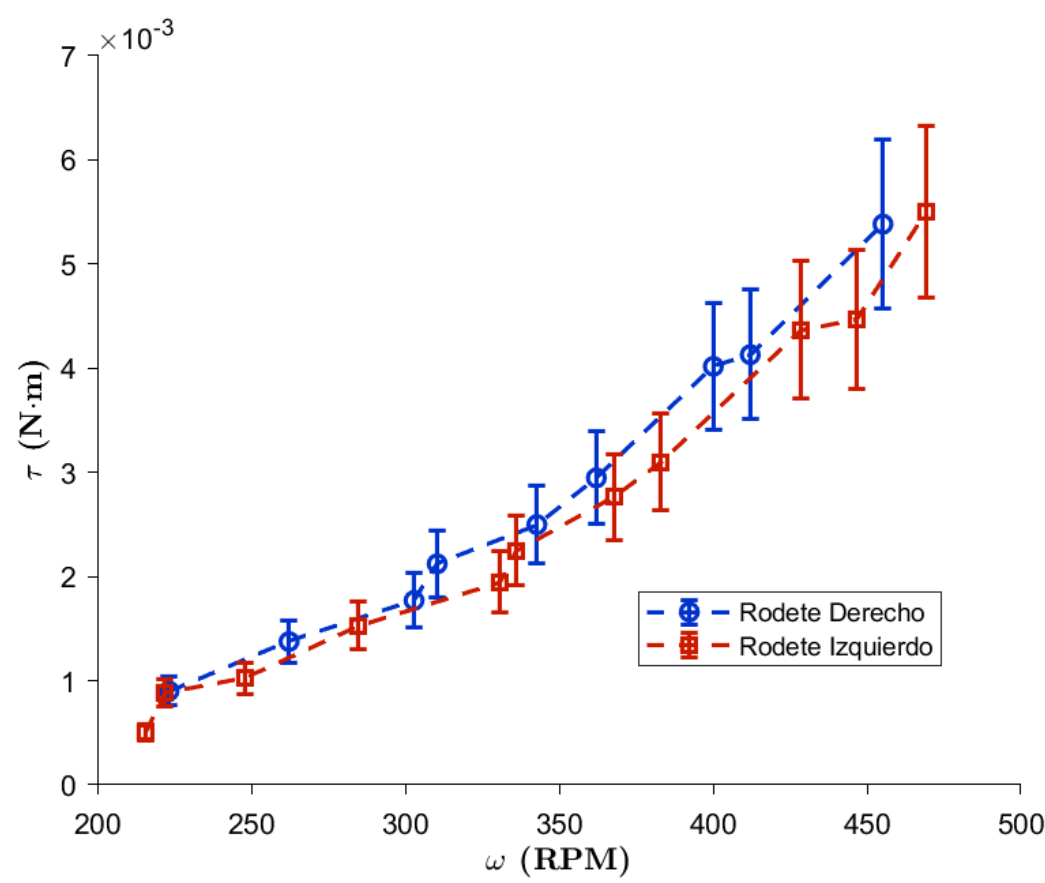


Figura 10: Variación del torque mecánico con respecto a la velocidad angular por rodete - descarga.

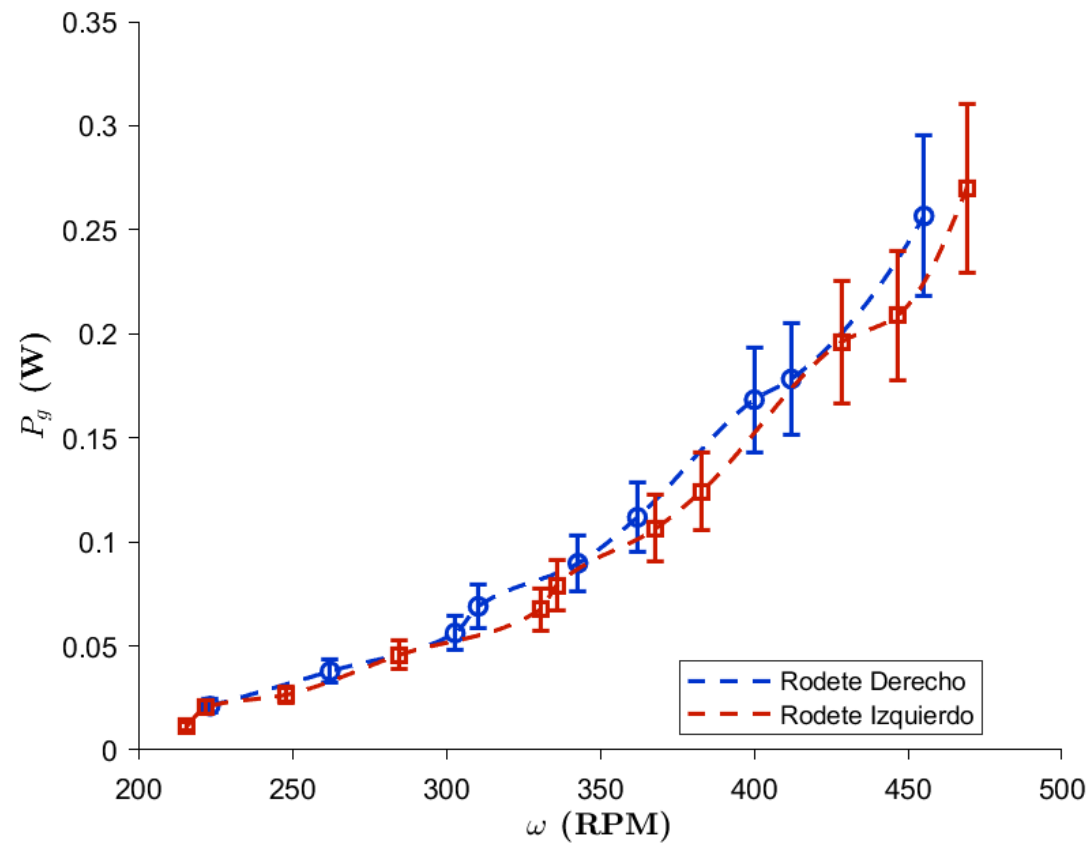


Figura 11: Variación de la potencia generada con respecto a la velocidad angular por rodete - descarga.

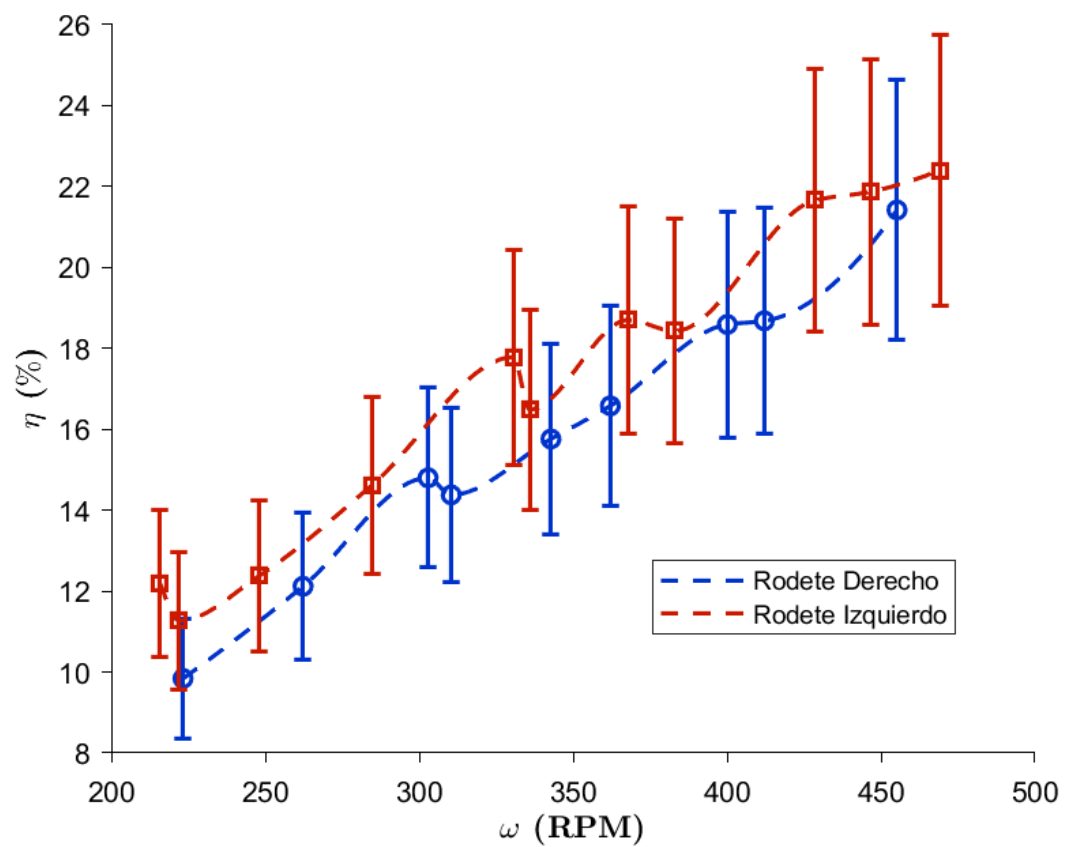


Figura 12: Variación de la eficiencia hidráulica con respecto a la velocidad angular por rodete - descarga.

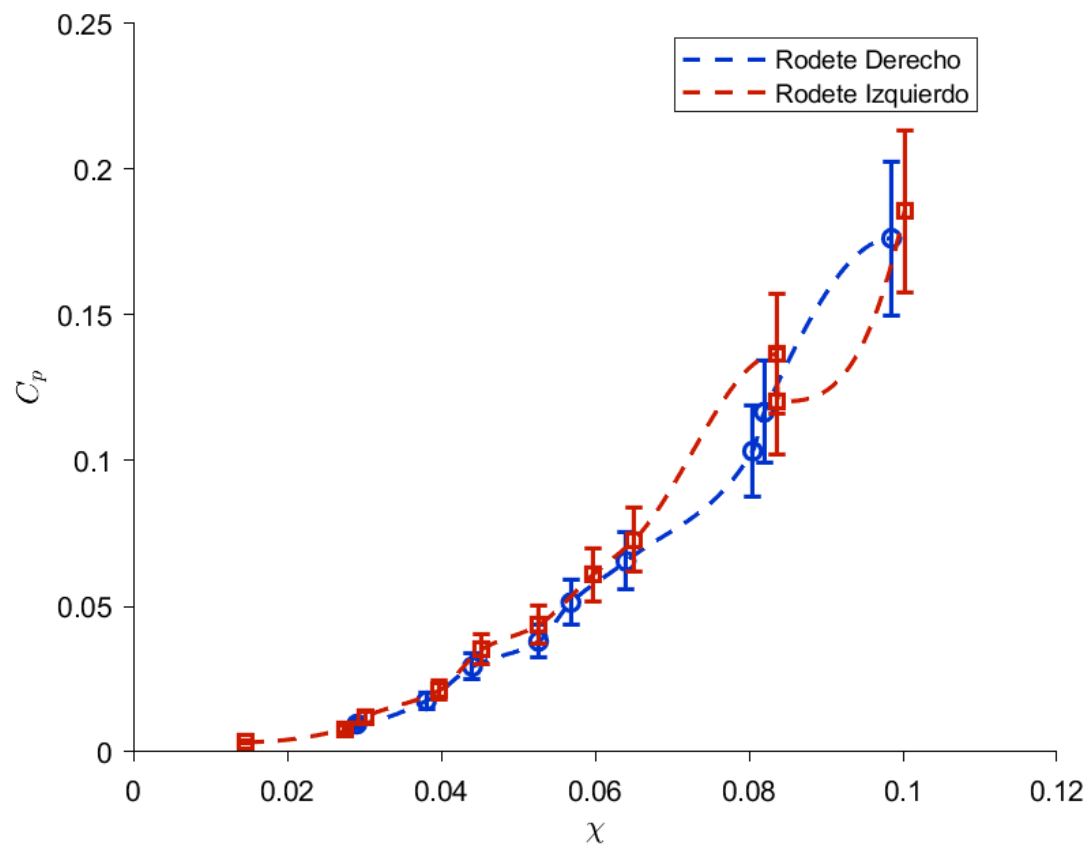


Figura 13: Variación del coeficiente de potencia con respecto al coeficiente de caudal - descarga.

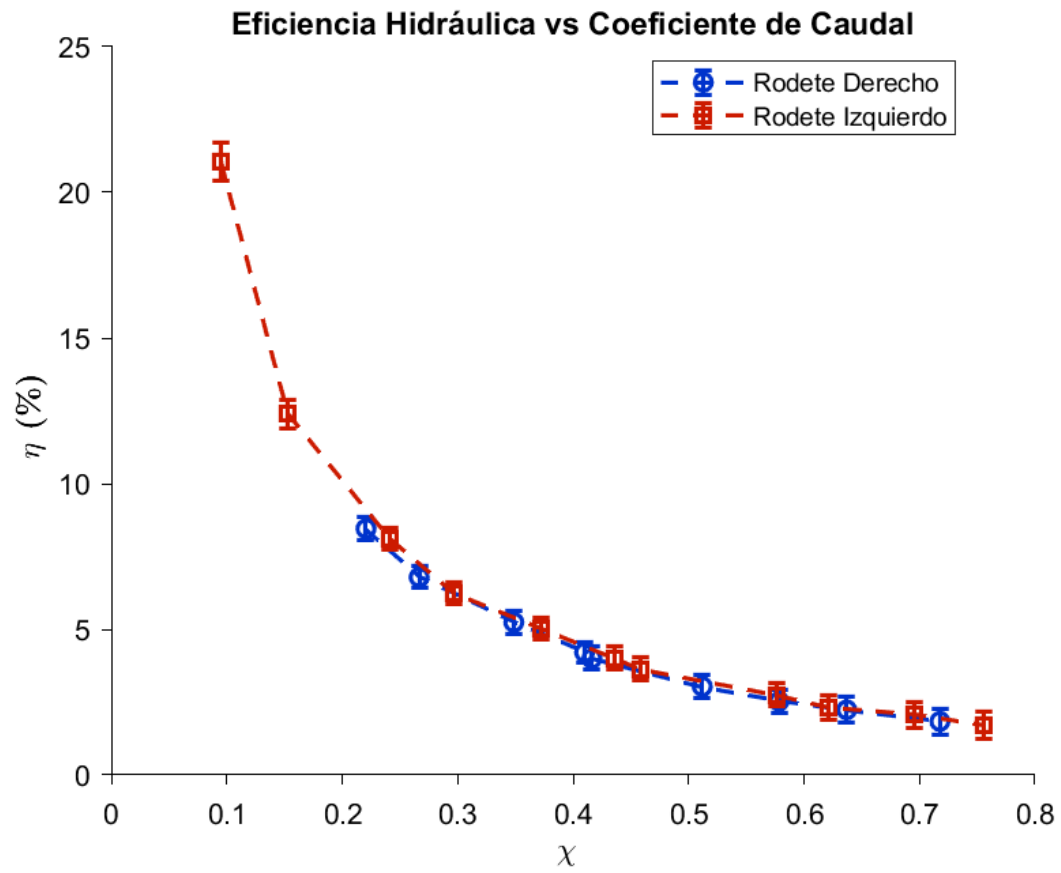


Figura 14: Variación de la eficiencia hidráulica con respecto al coeficiente de caudal - descarga.

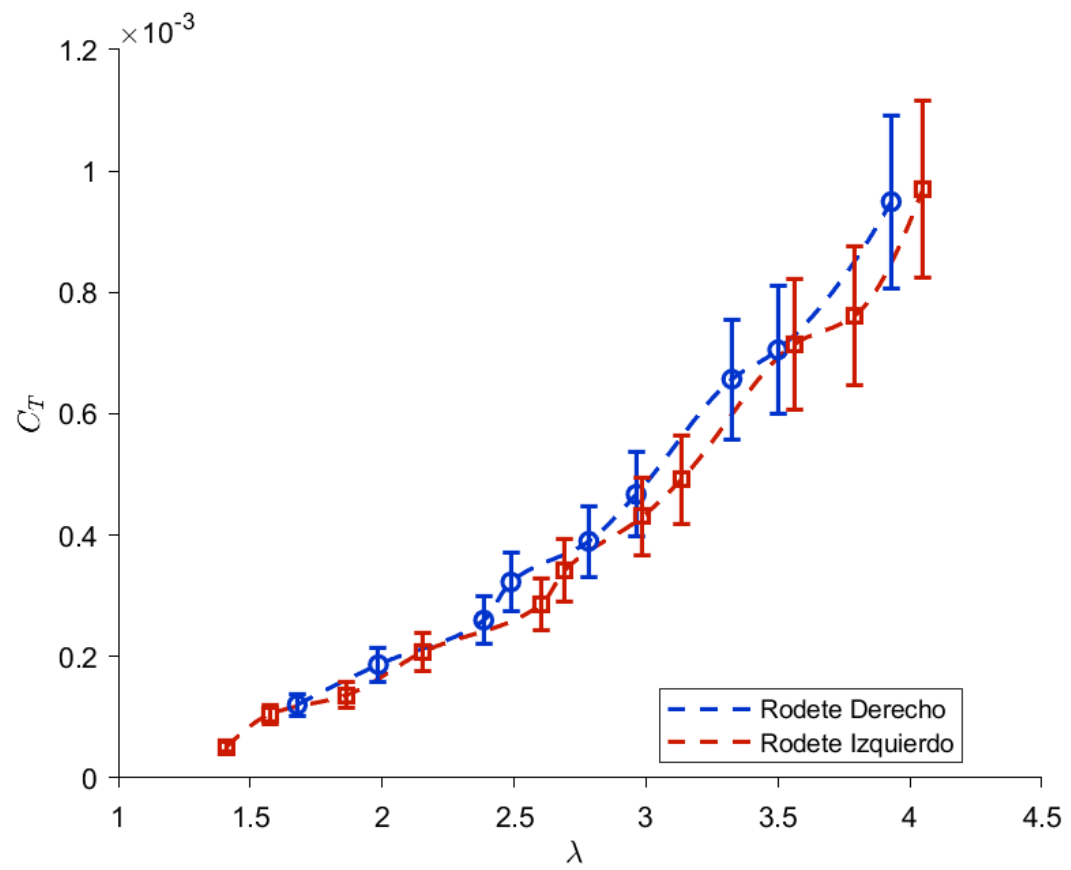


Figura 15: Variación del coeficiente de torque con respecto al coeficiente de velocidad de punta - descarga.

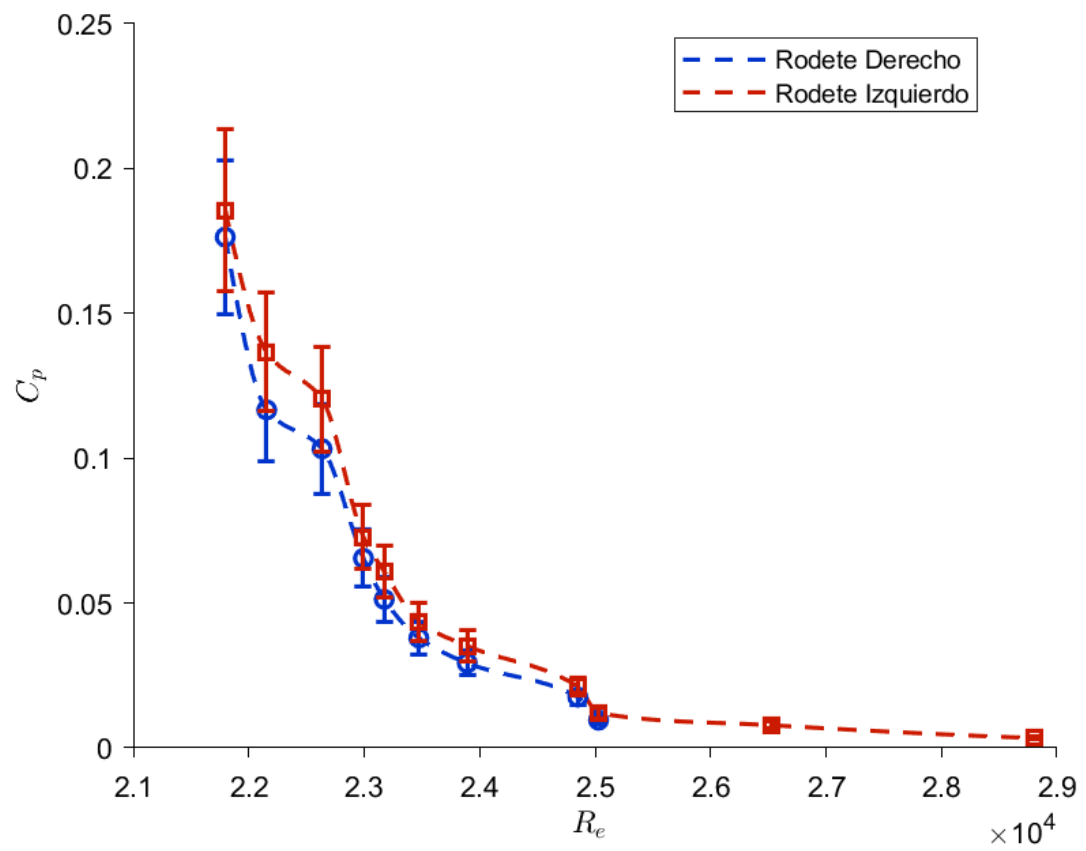


Figura 16: Variación del coeficiente de potencia con respecto al número de Reynolds - descarga.

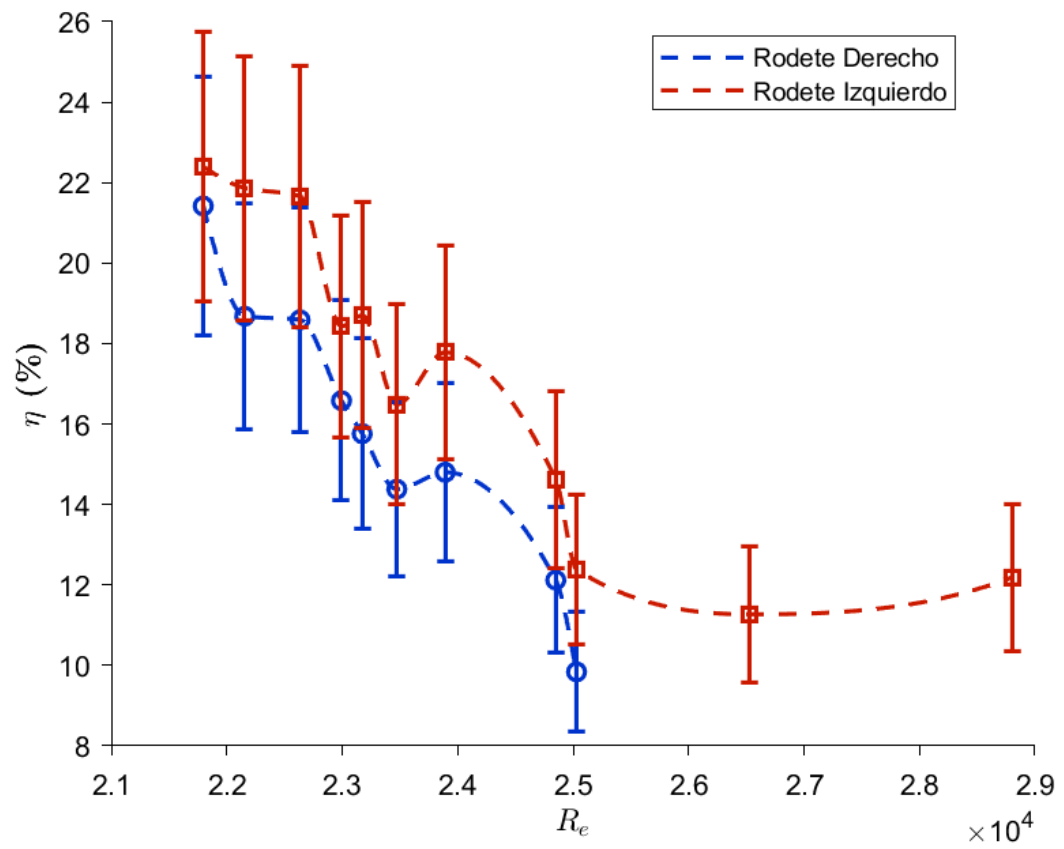


Figura 17: Variación de la eficiencia hidráulica con respecto al número de Reynolds - descarga.

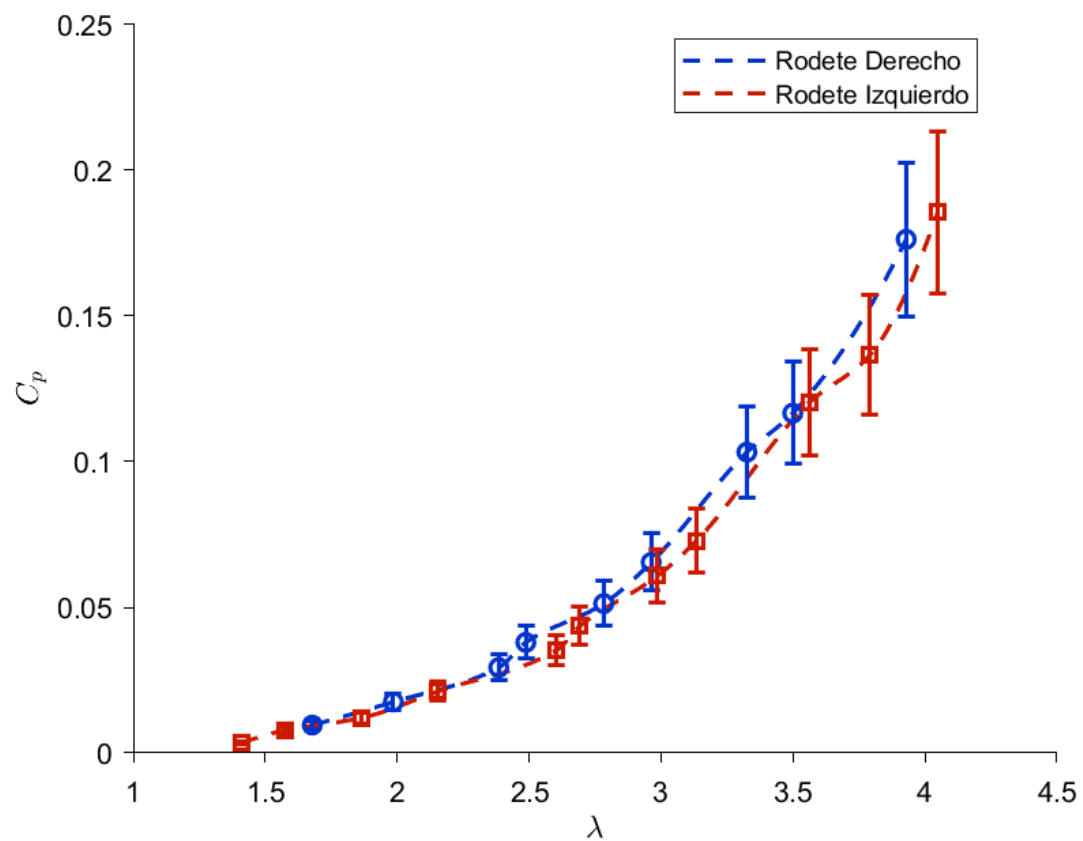
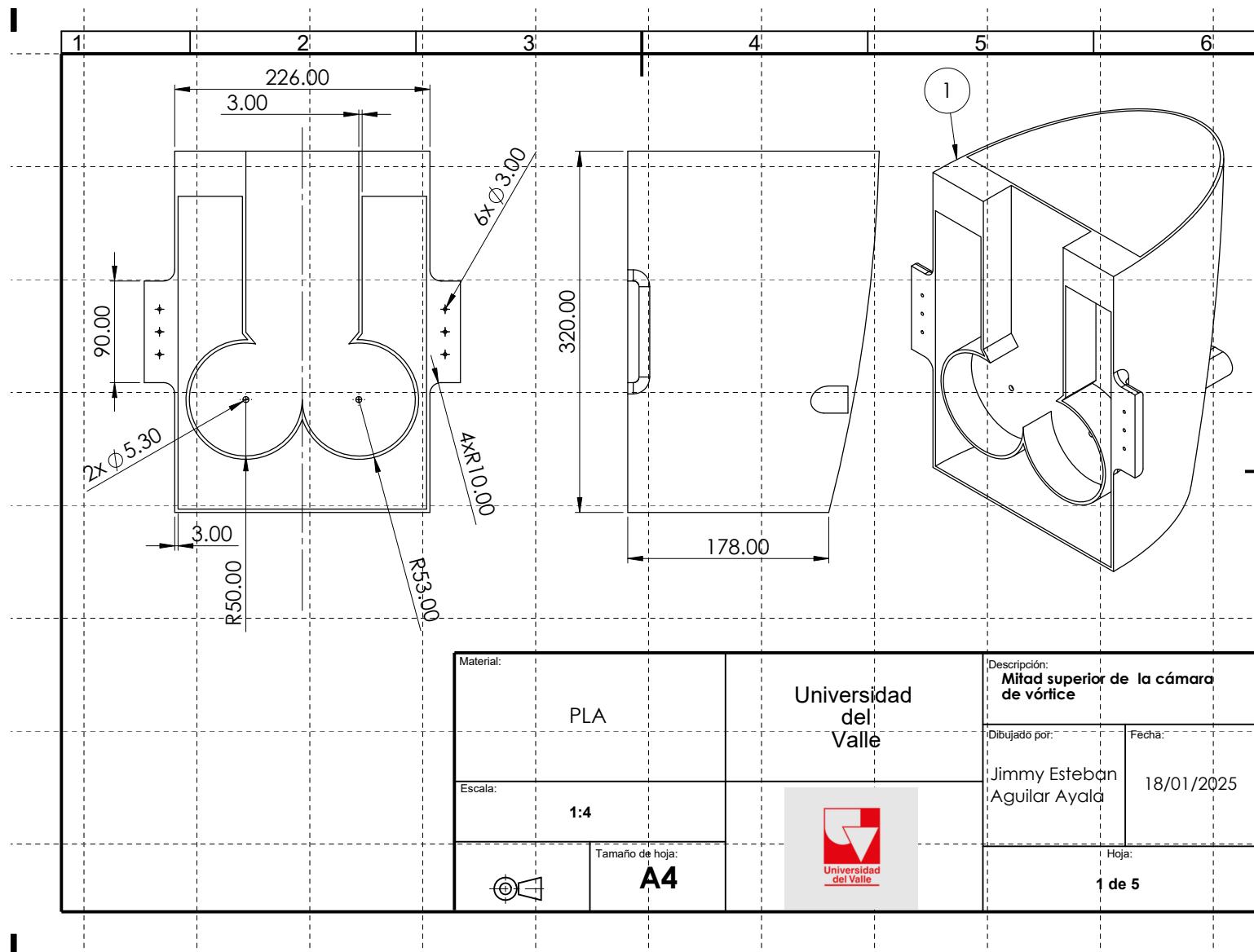
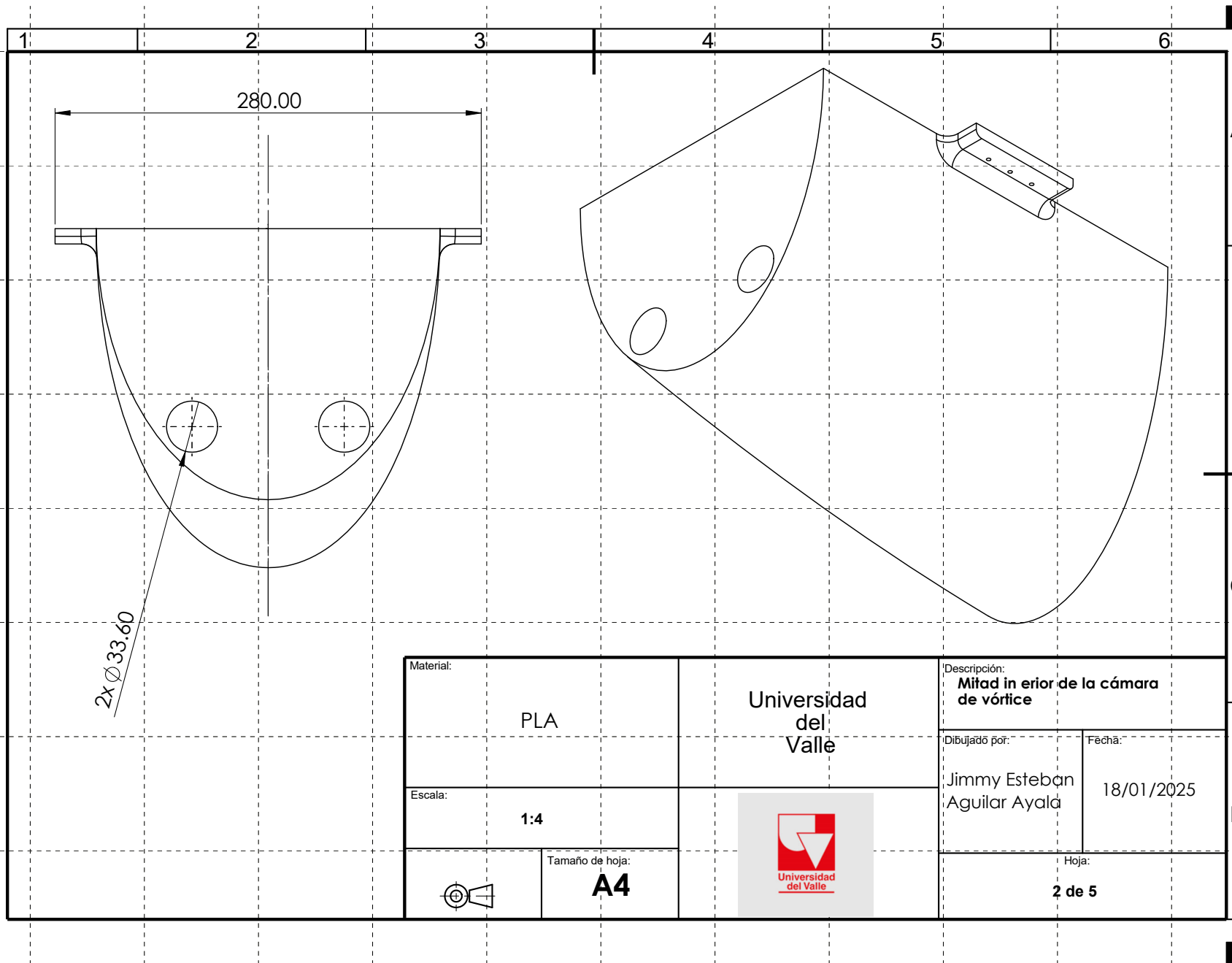


Figura 18: Variación del coeficiente de potencia con respecto al coeficiente de velocidad de punta - descarga.

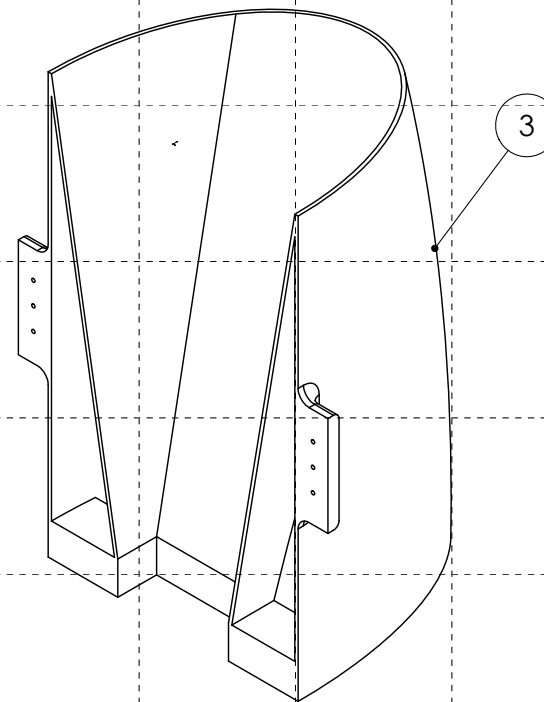
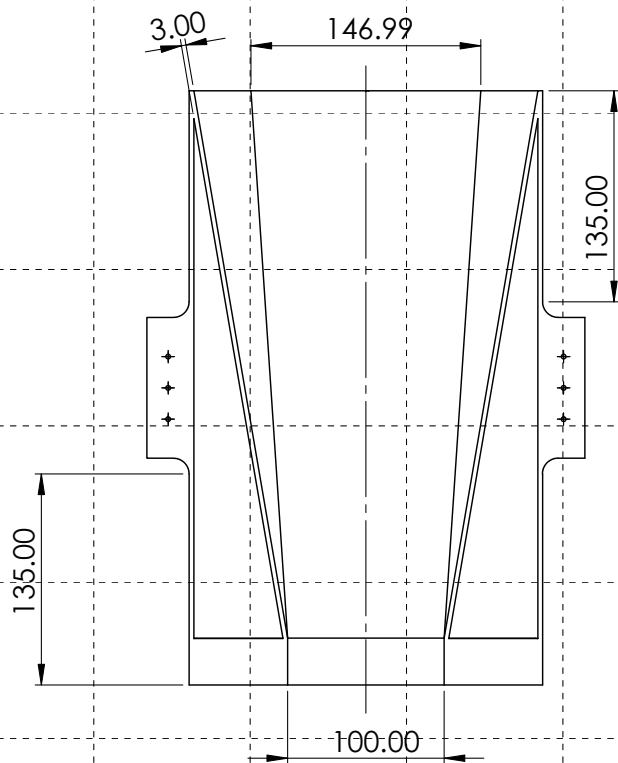
APÉNDICE B - PLANOS

APÉNDICE B - PLANOS

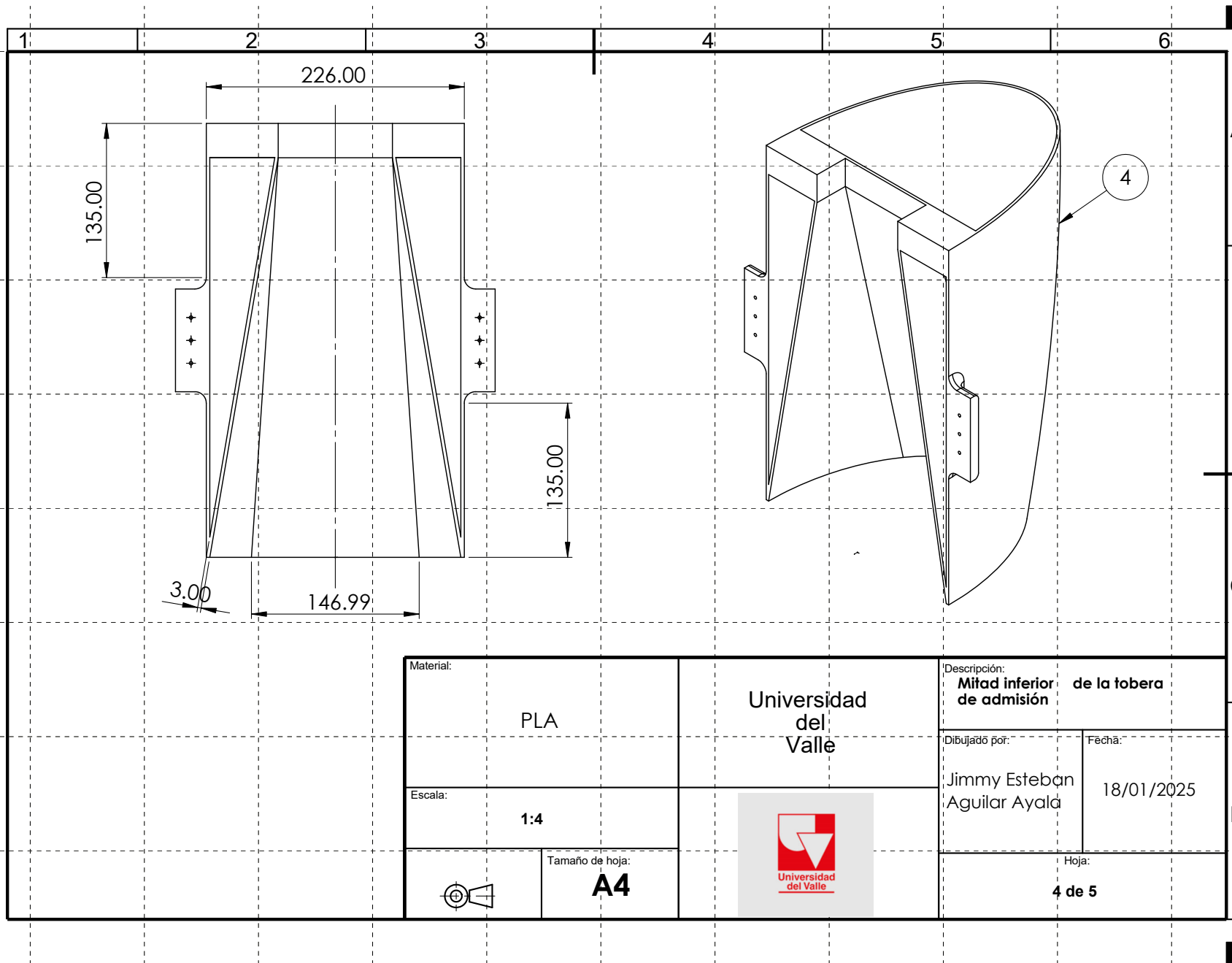


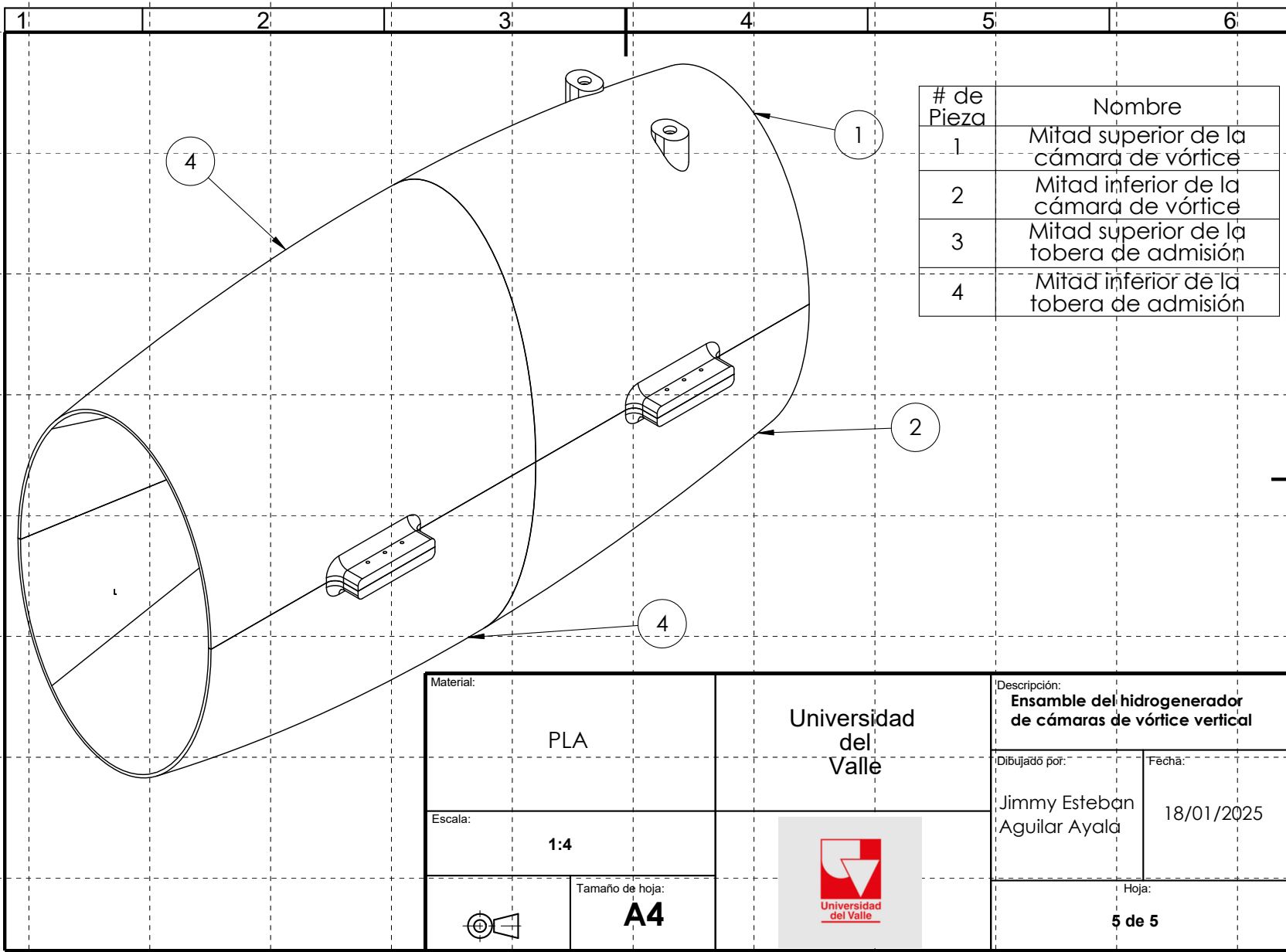


Material:		Universidad del Valle		Descripción: Mitad interior de la cámara de vórtice	
PLA				Dibujado por:	Fecha:
Escala:				Jimmy Esteban Aguilar Ayala	18/01/2025
		Tamaño de hoja:		Hoja:	
		A4			
				2 de 5	



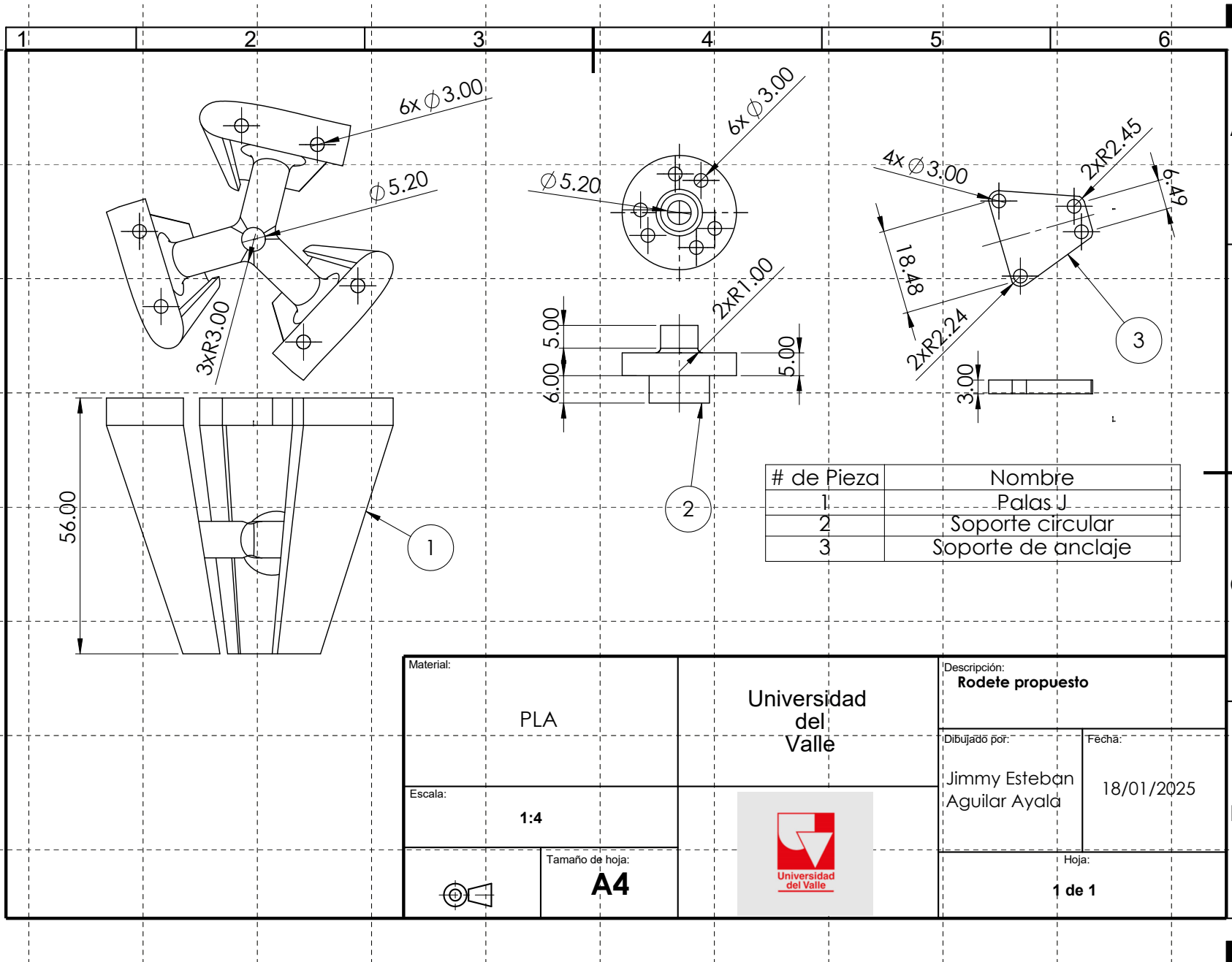
Material:		Universidad del Valle	Descripción: Mitad superior de la tobera de admisión	
PLA			Dibujado por:	Fecha:
Escala:			Jimmy Esteban Aguilar Ayala	18/01/2025
1:4				
	Tamaño de hoja: A4		Hoja: 3 de 5	





# de Pieza	Nombre
1	Mitad superior de la cámara de vórtice
2	Mitad inferior de la cámara de vórtice
3	Mitad superior de la tobera de admisión
4	Mitad inferior de la tobera de admisión

Material:		Universidad del Valle		Descripción: Ensamble del hidrogenerador de cámaras de vórtice vertical	
PLA				Dibujado por:	Fecha:
Escala:				Jimmy Esteban Aguilar Ayala	18/01/2025
		Tamaño de hoja:		Hoja:	
		A4		5 de 5	



BIBLIOGRAFÍA

- [1] Jasper Ahamefula Agbakwuru y Umar Ukkasha Ibrahim. «A novel initiative on vertical-axis underwater turbine suitable for low underwater current velocities». En: *Underwater Technology* 36.3 (nov. de 2019), págs. 43-51. DOI: 10.3723/ut.36.043.
- [2] IEA - International Energy Agency. *World Energy Outlook 2023*. <https://iea.blob.core.windows.net/assets/86ede39e-4436-42d7-ba2a-edf61467e070/WorldEnergyOutlook2023.pdf>: IEA - International Energy Agency, 2023.
- [3] Santiago Arango-Aramburo et al. «Climate impacts on hydropower in Colombia: A multi-model assessment of power sector adaptation pathways». En: *Energy Policy* 128 (mayo de 2019), págs. 179-188. ISSN: 0301-4215. DOI: 10.1016/j.enpol.2018.12.057. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301421518308632> (visitado 27-02-2024).
- [4] Johan Betancour et al. «Design and optimization of a runner for a gravitational vortex turbine using the response surface methodology and experimental tests». En: *Renewable Energy* 220 (2023), pág. 119676. DOI: 10.1016/j.renene.2023.119676.
- [5] Niranjwan Chettiar et al. «Design of a Gorlov Turbine for Marine Current Energy Extraction». En: *Applied Mechanics and Materials*. Vol. 772. Laucala Campus, Suva, Fiji, 2015, págs. 556-560. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.772.556.
- [6] Peter R. N. Childs. «Chapter 3 - Vorticity and Rotation». En: *Rotating Flow*. Ed. por Peter R. N. Childs. Oxford: Butterworth-Heinemann, ene. de 2011, págs. 53-79. ISBN: 978-0-12-382098-3. DOI: 10.1016/B978-0-12-382098-3.00003-2. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780123820983000032> (visitado 26-02-2024).

- [7] R. Dhakal et al. «Computational and experimental investigation of runner for gravitational water vortex power plant». En: *2017 IEEE 6th International Conference on Renewable Energy Research and Applications (ICRERA 2017)* (2018), págs. 365-373. DOI: 10.1109/ICRERA.2017.8191087. URL: <https://doi.org/10.1109/ICRERA.2017.8191087>.
- [8] Sagar Dhakal et al. «Comparison of cylindrical and conical basins with optimum position of runner: Gravitational water vortex power plant». En: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 48 (abr. de 2015), págs. 662-669.
- [9] L. F. Diaz y S. A. Zárate. «Desarrollo de un Hidrogenerador de Vórtice de Eje Horizontal». Tesis doct. Santiago de Cali: Universidad del Valle, 2014.
- [10] Dylan S. Edirisinghe et al. «Enhancing the performance of gravitational water vortex turbine by flow simulation analysis». En: *Renewable Energy* 194 (jul. de 2022), págs. 163-180. DOI: 10.1016/j.renene.2022.05.053.
- [11] Reem Elsamadisy et al. «Biomimicry as a Design Approach for Adaptation». En: *Journal of Al-Azhar University Engineering Sector* 14.53 (oct. de 2019), págs. 1516-1533.
- [12] M.P. Escudiert, J. Bornsteint y T. Maxworthy. «The Dynamics of Confined Vortices». en. En: *JSTOR* (2024).
- [13] Vahid Etemadeasl et al. «Application of Entropy Production Theory for Evaluating the Performance of a Gorlov Hydrokinetic Turbine». En: *Shiraz University* (jul. de 2024).
- [14] Extech Instruments Corporation. *Model 461895 Combination Contact/Photo Tachometer Instruction Manual*. Extech Instruments Corporation. Waltham, MA, 2001.
- [15] Ankit Gautam et al. «Study on Effect of Adding Booster Runner in Conical Basin: Gravitational Water Vortex Power Plant: A Numerical and Experimental Approach». En: *[Journal Name]* [Volume Number] (2025), [Page Range]. DOI: [DOI].
- [16] Alexander N. Gorban, Alexander M. Gorlov y Valentin M. Silantyev. «Limits of the Turbine Efficiency for Free Fluid Flow». En: *Journal of Renewable and Sustainable Energy* (2015). URL: <https://doi.org/10.1063/1.4905565>.

- [17] Vladimir Joel Alzamora Guzmán y Julie Anne Glasscock. «Analytical solution for a strong free-surface water vortex in gravitational vortex hydropower systems». En: *Journal of Fluid Mechanics* 860 (2019), págs. 323-354. DOI: 10.1017/jfm.2018.824.
- [18] R. Huwae et al. «A Review: Gravitational Water Vortex Power Plant». En: *2020 International Conference on Sustainable Energy Engineering and Application 1* (2020).
- [19] Kamal A. R. Ismail, Willian M. Okita y Mohamed Teggat. «Effects of the Hydrofoil Geometry on the Small Horizontal Hydrokinetic Turbines' Performance». En: *Arabian Journal for Science and Engineering* 48 (2023), págs. 3681-3695. DOI: 10.1007/s13369-022-07207-4. URL: <https://doi.org/10.1007/s13369-022-07207-4>.
- [20] R. Kant y A. Bhattacharyya. «A bio-inspired twin-protuberance hydrofoil design». En: *Ocean Engineering* 218 (2020), pág. 108209. URL: <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2020.108209>.
- [21] Amanuel Tesfaye Kora, Venkata Ramayya Ancha y Getachew Shunki Tibba. «Numerical analysis of the effect of runner-to-basin diameter ratio on the performance of gravitational water vortex turbine in a scroll basin». En: *International Journal of Energy and Environmental Engineering* 13 (2022), págs. 1317-1333. DOI: 10.1007/s40095-022-00495-4. URL: <https://doi.org/10.1007/s40095-022-00495-4>.
- [22] Shafagat Mahmudova. «Biomimetics: Notions, Problems and Technologies». En: *Institute of Information Technology of ANAS, Software Engineering, Azerbaijan* 31 (2019), pág. 31.
- [23] Rubiat Mustak, Md. Habib Ullah Khan y Md. Harun-Or-Rashid Molla. «Design and construction of NACA-4415 airfoil with various shaped surface modifications». En: *Asia Pacific Journal of Engineering Science and Technology* 3.1 (2017), págs. 28-38.
- [24] Luis Carlos Avilés Narvaéz. «Desarrollo de un prototipo de turbina tesla implementada en un hidrogenerador de vórtice horizontal». Tesis de pregrado. Santiago de Cali, Valle del Cauca: Universidad del Valle, 2016.

- [25] Y. Nishi y T. Inagaki. «Performance and Flow Field of a Gravitation Vortex Type Water Turbine». En: *International Journal of Rotating Machinery* 1 (2017), págs. 1-11.
- [26] Banco de Occidente. *Deltas y Estuarios de Colombia - Colección Ecológica del Banco de Occidente*. URL: <https://www.imeditores.com/banocc/deltas/cap7.htm> (visitado 27-02-2024).
- [27] Willian M. Okita y Kamal A. R. Ismail. «Aerodynamic assessment of airfoils for use in small wind turbines». En: *Advances in Energy Research* 6.1 (2019), págs. 35-54. ISSN: 2287-6316. DOI: 10.12989/eri.2019.6.1.035. URL: <http://www.techno-press.org/?journal=eri&subpage=7>.
- [28] A.F. Osorio, Santiago Ortega y Santiago Arango-Aramburo. «Assessment of the marine power potential in Colombia». en. En: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 53 (ene. de 2016), págs. 966-977. ISSN: 13640321. DOI: 10.1016/j.rser.2015.09.057. URL: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032115010278> (visitado 25-02-2024).
- [29] Lin Pan et al. «Research on Aerodynamic Performance of J-type Blade Vertical Axis Wind Turbine». En: *School of Logistics Engineering, Wuhan University of Technology* (2020).
- [30] UPME - Unidad de Planeación Minero Energética. *INFORME MENSUAL DE VARIABLES DE GENERACION Y DEL MERCADO ELECTRICO COLOMBIANO – AGOSTO DE 2018*. <https://www.scribd.com/document/583514362/Informe-de-Variables-Ago-2018>: UPME - Unidad de Planeación Minero Energética, 2018.
- [31] Christine Power, Aonghus McNabola y Paul Coughlan. «A Parametric Experimental Investigation of the Operating Conditions of Gravitational Vortex Hydropower». En: *Renewable Energy* 113 (2017), págs. 195-206. DOI: 10.1016/j.renene.2017.06.060.
- [32] Nipesh Regmi, Hari Dura y Shree Raj Shakya. «Design and Analysis of Gravitational Water Vortex Basin and Runner». En: 7 (dic. de 2019). ISSN: 2350-8914 (Online), 2350-8906 (Print).

-
- [33] Abdul Samad Saleem et al. «Parametric study of single-stage gravitational water vortex turbine with cylindrical basin». En: *Energy* 200 (2020), pág. 117464. URL: <https://www.elsevier.com/locate/energy>.
- [34] Polish Academy of Sciences, Université de Lorraine y Poznan University of Technology. «Experimental analysis of flow in an open channel vortex chamber». En: *36th IAHR World Congress, The Hague, Netherlands*. Jun. de 2015.
- [35] Erna Septyaningrum, Sutardi y Ridho Hantoro. «Vortex Characteristic of The Conical Basin for Gravitational Vortex Water Turbine (GVWT)». En: *Proceedings of the 2022 International Conference and Utility Exhibition on Energy, Environment and Climate Change (ICUE)*. Pattaya City, Thailand, 2022. DOI: 10.1109/ICUE55325.2022.10113544.
- [36] Prashant Sharma et al. «Recent advancements in optimization methods for wind turbine airfoil design: A review». En: *JEC, Jabalpur, India* (2022). URL: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.123456>.
- [37] Henry Shiu et al. «Design of a hydrofoil family for current-driven marine-hydrokinetic turbines». En: *ASME 2012 20th International Conference on Nuclear Engineering collocated with the ASME 2012 Power Conference*. Anaheim, California, USA, 2012.
- [38] Punit Singh y Franz Nestmann. «Experimental optimization of a free vortex propeller runner for micro hydro application». En: *Institute for Water and River Basin Management (IWG), University of Karlsruhe* (2009).
- [39] Ridwan Arief Subekti et al. «Runner profile optimisation of gravitational vortex water turbine». En: *International Journal of Electrical and Computer Engineering (IJECE)* 13.5 (oct. de 2023), págs. 4777-4788. ISSN: 2088-8708. DOI: 10.11591/ijece.v13i5.pp4777-4788. URL: <http://ijece.iaescore.com>.
- [40] L. Talluri et al. «Design and optimization of a Tesla turbine for ORC applications». En: *Applied Energy* 239 (2019), págs. 357-371. ISSN: 0306-2619. URL: <https://www.elsevier.com/locate/apenergy>.

- [41] S Tanigaki et al. «Development of ocean current marine turbine». en. En: *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* 240 (mar. de 2019), pág. 052012. ISSN: 1755-1315. DOI: 10.1088/1755-1315/240/5/052012. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/240/5/052012> (visitado 27-02-2024).
- [42] A. B. Timilsina, S. Mulligan y T. R. Bajracharya. «Water Vortex Hydropower Technology: A State-of-the-Art Review of Developmental Trends». En: *Clean Technologies and Environmental Policy* 20.8 (2018), págs. 1737-1760.
- [43] Ashesh Babu Timilsina, Sean Mulligan y Tri Ratna Bajracharya. «Water vortex hydropower technology: a state-of-the-art review of developmental trends». En: *International Journal of Energy and Environmental Engineering* (2018). DOI: doi.org/10.1007/s10098-018-1589-0. URL: <https://doi.org/10.1007/s40095-022-00495-4>.
- [44] Airfoil Tools. *NACA 4-digit Airfoil Generator*. <http://airfoiltools.com/airfoil/naca4digit>. 2016.
- [45] Vasileios Tzelepis. «Electromechanics of an Ocean Current Turbine». en. Tesis doct. University of New Orleans1, 2015.
- [46] Rizwan Ullah et al. «Preliminary experimental study on multi-stage gravitational water vortex turbine in a conical basin». En: *Renewable Energy* 145 (2020), págs. 2516-2529. URL: <https://www.elsevier.com/locate/renene>.
- [47] Rizwan Ullaha et al. «Performance analysis of multi-stage gravitational water vortex turbine». En: *Energy Conversion and Management* 198 (2019), pág. 111788. URL: <https://www.elsevier.com/locate/enconman>.
- [48] Laura Velásquez et al. «Numerical optimization and experimental validation of the runner of a gravitational water vortex hydraulic turbine with a spiral inlet channel and a conical basin». En: *Renewable Energy* 35 (2019), págs. 131-138. URL: <https://www.x-mol.com/paper/1726429785469243392>.
- [49] Laura Velásquez et al. «Numerical optimization and experimental validation of the runner of a gravitational water vortex hydraulic turbine with a spiral inlet channel

- and a conical basin». En: *Renewable Energy* 220 (2024), pág. 119676. DOI: 10.1016/j.renene.2023.119676.
- [50] Laura Velásquez et al. «Parametric study of single-stage gravitational water vortex turbine with cylindrical basin». En: *Journal of Engineering Science and Technology Review* 14.3 (2022), págs. 1-14. DOI: 10.21817/jest.v14i3.25366.
- [51] Colombia Verde. *Ríos más importantes de la región Pacífica - Colombia Verde*. es. Abr. de 2023. URL: <https://colombiaverde.com.co/geografia/regiones-naturales/rios-mas-importantes-de-la-region-pacifica/> (visitado 27-02-2024).
- [52] Jayaram Vijayan y Bavanish Balac Retnam. «A Brief Study on the Implementation of Helical Cross-Flow Hydrokinetic Turbines for Small Scale Power Generation in the Indian SHP Sector». En: *International Journal of Renewable Energy Development* 11.3 (2022), págs. 676-693. DOI: 10.14710/ijred.2022.45249.
- [53] Ede Mehta Wardhana, Agoes Santoso y Asep Rahmat Ramdani. «Analysis of Gottingen 428 Airfoil Turbine Propeller Design with CFD Method on Gravitational Water Vortex Power Plant». En: *International Journal of Marine Engineering Innovation and Research* 3.3 (mar. de 2019), págs. 69-77. ISSN: 2541-5972.
- [54] Frank M. White. «Chapter 5 - Dimensional Analysis and Similarity». En: *Fluid Mechanics*. McGrawHill, ene. de 2011, págs. 302-312. ISBN: 978-0-07-352934-9.
- [55] Yuanye Xia, Khaled H. Ahmed y Barry W. Williams. «Wind Turbine Power Coefficient Analysis of a New Maximum Power Point Tracking Technique». En: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 60.3 (2013), págs. 1122-1132. ISSN: 0278-0046. DOI: 10.1109/TIE.2012.2206332. URL: <https://ieeexplore.ieee.org/document/6235065>.
- [56] LUO Xing-qi, ZHU Guo-jun y FENG Jian-jun. «Multi-point design optimization of hydrofoil for marine current turbine». En: *Journal of Hydrodynamics* 26.5 (2014), págs. 807-817. DOI: 10.1016/S1001-6058(14)60089-5.
- [57] B. P. Ho-Yan. «Tesla Turbine for Pico Hydro Applications». En: *Guelph Engineering Journal* 4 (2011), págs. 1-8. ISSN: 1916-1107.

- [58] B. Yang y X.W. Shu. «Hydrofoil optimization and experimental validation in helical vertical axis turbine for power generation from marine current». En: *Ocean Engineering* 43 (2012), págs. 82-90. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2012.01.004.
- [59] Kelvin O. Yoro y Michael O. Daramola. «CO2 emission sources, greenhouse gases, and the global warming effect». En: *Advances in Carbon Capture*. Ed. por Mohammad Reza Rahimpour, Mohammad Farsi y Mohammad Amin Makarem. Woodhead Publishing, ene. de 2020, págs. 3-28. ISBN: 978-0-12-819657-1. DOI: 10.1016/B978-0-12-819657-1.00001-3. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780128196571000013> (visitado 28-02-2024).
- [60] Miguel Angel Zamora-Juárez et al. «Performance of modified gravitational water vortex turbine through CFD for hydro power generation on micro-scale». En: *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* (oct. de 2022).