

UNIVERSIDAD NACIONAL DE JAÉN

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
Y ELÉCTRICA**



**UNIVERSIDAD
NACIONAL DE JAÉN**

**CARRERA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA Y
ELÉCTRICA**

**DISEÑO DE UNA TURBINA HIDROKINÉTICA DE EJE
HORIZONTAL PARA GENERAR ENERGÍA ELÉCTRICA EN
EL CASERÍO EL PORVENIR DE LA PROVINCIA DE JAÉN**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO ELECTRICISTA**

**AUTOR(ES): Bach. José Jack Cabrera Fernández
Bach. Víctor Max Cabrera Fernández**

ASESOR: Ing. Mg. Mario Félix Olivera Aldana

Línea de Investigación: ENERGÍAS ALTERNATIVAS

JAÉN – PERÚ, MAYO 2025

José J. Cabrera Fernández; Víctor M. Cabrera Ferná...

DISEÑO DE UNA TURBINA HIDROKINÉTICA DE EJE HORIZONTAL PARA GENERAR ENERGÍA ELÉCTRICA EN EL CA...

 Quick Submit Quick Submit Universidad Nacional de Jaén

Detalles del documento

Identificador de la entrega

tm:oid::1:3262670970

99 Páginas

Fecha de entrega

28 may 2025, 10:54 a.m. GMT-5

21.899 Palabras

Fecha de descarga

28 may 2025, 10:59 a.m. GMT-5

112.916 Caracteres

Nombre de archivo

tesis_final_1_-_Jos_Jack_Cabrera_Fernandez.pdf

Tamaño de archivo

10.2 MB

 UNIVERSIDAD NACIONAL DE JAÉN

Dr. Alexander Huamán Mera
Responsable de la Unidad de Investigación de la Facultad de Ingeniería

18% Overall Similarity

The combined total of all matches, including overlapping sources, for each database.

Filtered from the Report

- Bibliography
- Quoted Text
- Small Matches (less than 15 words)

Top Sources

- 18%  Internet sources
- 1%  Publications
- 4%  Submitted works (Student Papers)

Integrity Flags

0 Integrity Flags for Review

No suspicious text manipulations found.

Our system's algorithms look deeply at a document for any inconsistencies that would set it apart from a normal submission. If we notice something strange, we flag it for you to review.

A flag is not necessarily an indicator of a problem. However, we'd recommend you focus your attention there for further review.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE ICA

 Dr. Alexander Huaman Mera
 Responsable de la Unidad de Investigación de la Facultad de Ingeniería

FORMATO 03: ACTA DE SUSTENTACIÓN

En la ciudad de Jaén, el día miércoles 4 de junio del 2025, siendo las 16:30 horas, se reunieron de manera presencial los integrantes del Jurado:

Presidente: Mg. Jannier Alberto Montenegro Juárez

Secretario: Mg. Jaime Odar Honorio Acosta

Vocal: Mg. Oscar Núñez Mori

Para evaluar la Sustentación del **Informe Final** de:

☐ Trabajo de Investigación

☒ **Tesis**

☐ Trabajo de Suficiencia Profesional

Titulado: **"DISEÑO DE UNA TURBINA HIDROKINÉTICA DE EJE HORIZONTAL PARA GENERAR ENERGÍA ELÉCTRICA EN EL CASERÍO EL PORVENIR DE LA PROVINCIA DE JAÉN"**, presentado por los bachilleres *José Jack Cabrera Fernández* y *Víctor Max Cabrera Fernández*, de la Carrera Profesional de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Nacional de Jaén.

Después de la sustentación y defensa, el Jurado acuerda:

☒ **Aprobar**

☐ Desaprobar

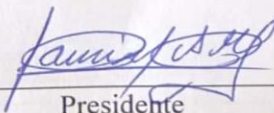
☒ **Unanimidad**

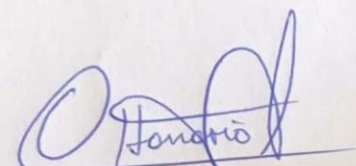
☐ Mayoría Con la

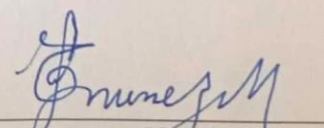
siguiente mención:

- | | |
|----------------|--------------------|
| a) Excelente | 18,19,20() |
| b) Muy bueno | 16, 17 () |
| c) Bueno | 14, 15 (15) |
| d) Regular | 13 () |
| e) Desaprobado | 12 ó menos () |

Siendo las 17:15 horas del mismo día, el Jurado concluye el acto de sustentación confirmando su participación con la suscripción de la presente.


Presidente


Secretario


Vocal

"Nombre del Año"

ANEXO N°06:

**DECLARACIÓN JURADA DE AUTENTICIDAD Y DE NO PLAGIO
DE LA TESIS O TRABAJO DE INVESTIGACIÓN (PREGRADO)**

Yo, José Jack Cabrera Fernández, egresado de la carrera Profesional de ingeniería mecánica y eléctrica de la Facultad de ingeniería de la Universidad Nacional de Jaén, identificado (a) con DNI 71068365.

Declaro bajo juramento que:

1. Soy Autor del trabajo titulado:

"Diseño De Una Turbina Hidrocinética De Eje Horizontal Para Generar Energía Eléctrica En El Caserío El Porvenir De La Provincia De Jaén".

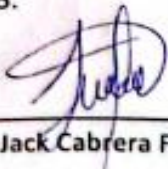
Asesorado por Ing. Mg. Mario Félix Olivera Aldana.

El mismo que presento bajo la modalidad de proyecto tesis para optar; el Título Profesional/Grado Académico de Ingeniero Mecánico Y Eléctrico.

2. El texto de mi trabajo final respeta y no vulnera los derechos de terceros, incluidos los derechos de propiedad intelectual. En el sentido, el texto de mi trabajo final no ha sido plagiado total ni parcialmente, para la cual he respetado las normas internacionales de citas y referencias de las fuentes consultadas.
3. El texto del trabajo final que presento no ha sido publicado ni presentado antes en cualquier medio electrónico o físico.
4. La investigación, los resultados, datos, conclusiones y demás información presentada que atribuyo a mi autoría son veraces.
5. Declaro que mi trabajo final cumple con todas las normas de la Universidad Nacional de Jaén.
6. Soy consciente de que el hecho de no respetar los derechos de autor y hacer plagio, es objeto de sanciones universitarias y/o legales.

El incumplimiento de lo declarado da lugar a responsabilidad del declarante, en consecuencia; a través del presente documento asumo frente a terceros, la Universidad Nacional de Jaén y/o la Administración Pública toda responsabilidad que pueda derivarse por el trabajo final presentado. Lo señalado incluye responsabilidad pecuniaria incluido el pago de multas u otros por los daños y perjuicios que se ocasionen.

Fecha: Jaén, 18 de agosto del 2025.


José Jack Cabrera Fernández.



"Nombre del Año"

ANEXO N°06:

**DECLARACIÓN JURADA DE AUTENTICIDAD Y DE NO PLAGIO
DE LA TESIS O TRABAJO DE INVESTIGACIÓN (PREGRADO)**

Yo, Víctor Max Cabrera Fernández, egresado de la carrera Profesional de ingeniería mecánica y eléctrica de la Facultad de ingeniería de la Universidad Nacional de Jaén, identificado (a) con DNI 71067085.

Declaro bajo juramento que:

1. Soy Autor del trabajo titulado:

"Diseño De Una Turbina Hidrocinética De Eje Horizontal Para Generar Energía Eléctrica En El Caserío El Porvenir De La Provincia De Jaén".

Asesorado por Ing. Mg. Mario Félix Olivera Aldana.

El mismo que presento bajo la modalidad de proyecto tesis para optar; el Título Profesional/Grado Académico de Ingeniero Mecánico Y Eléctrico.

2. El texto de mi trabajo final respeta y no vulnera los derechos de terceros, incluidos los derechos de propiedad intelectual. En el sentido, el texto de mi trabajo final no ha sido plagiado total ni parcialmente, para la cual he respetado las normas internacionales de citas y referencias de las fuentes consultadas.

3. El texto del trabajo final que presento no ha sido publicado ni presentado antes en cualquier medio electrónico o físico.

4. La investigación, los resultados, datos, conclusiones y demás información presentada que atribuyo a mi autoría son veraces.

5. Declaro que mi trabajo final cumple con todas las normas de la Universidad Nacional de Jaén.

6. Soy consciente de que el hecho de no respetar los derechos de autor y hacer plagio, es objeto de sanciones universitarias y/o legales.

El incumplimiento de lo declarado da lugar a responsabilidad del declarante, en consecuencia; a través del presente documento asumo frente a terceros, la Universidad Nacional de Jaén y/o la Administración Pública toda responsabilidad que pueda derivarse por el trabajo final presentado. Lo señalado incluye responsabilidad pecuniaria incluido el pago de multas u otros por los daños y perjuicios que se ocasionen.

Fecha: Jaén, 18 de agosto del 2025.




Víctor Max Cabrera Fernández.

ÍNDICE DE CONTENIDO

ÍNDICE DE CONTENIDO.....	1
ÍNDICE DE FIGURAS.....	3
ÍNDICE DE TABLAS	4
RESUMEN	5
ABSTRAC	6
I. INTRODUCCIÓN	7
1.1. ANTECEDENTES	7
1.2. PROBLEMA.....	11
REALIDAD PROBLEMÁTICA	11
1.2.1. Internacional	11
1.2.2. Nacional.....	13
1.2.3. Local.....	14
1.3. JUSTIFICACIÓN	15
1.3.1. Justificación Tecnológica.....	15
1.3.2. Justificación Económica	15
1.3.3. Justificación Ambiental.....	16
1.3.4. Justificación social	16
1.4. OBJETIVOS	16
1.4.1. Objetivo general.....	16
1.4.2. objetivos específicos	17
II. MATERIALES Y MÉTODO	17
2.1. TIPO DE INVESTIGACIÓN EMPLEADA	17
2.2. VARIABLES	18
2.3. MATERIALES.....	21
2.4. TÉCNICAS	21
III. RESULTADOS	24
3.1. DETERMINAR LOS PARÁMETROS DEL DISEÑO DEL ROTOR PARA UNA T. H. TIPO HORIZONTAL	24
3.2. SIMULAR Y ANALIZAR EL DISEÑO DE LA TURBINA HIDROKINÉTICA DE EJE HORIZONTAL UTILIZANDO EL SOFTWARE DE INGENIERÍA SOLIDWORKS	56
3.3. EVALUAR A TRAVÉS DE LA FUNDAMENTACIÓN ECONÓMICA TIR Y VAN EL DISEÑO DE LA TURBINA HIDROKINÉTICA TIPO HORIZONTAL	77
IV. DISCUSIÓN	87
V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	88

5.1. CONCLUSIONES.....	88
5.2. RECOMENDACIONES.....	89
VI. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	91
VII. ANEXOS	92

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Problema, solución y realidad en el rotor para turbinas hidrocínética	17
Figura 2: Procedimiento para la recolección de datos	23
Figura 3: Caja negra	26
Figura 4: Estructura de función para el rotor de la turbina hidrocínética	27
Figura 5: Diagrama de evaluación VDI 2221.	33
Figura 6: Diámetro del protector del rotor.....	34
Figura 7: Teoría de disco actuador	36
Figura 8: Diagrama de fuerzas en el eje principal de transmisión.....	45
Figura 9: Diagrama de fuerzas en el eje principal de transmisión.....	47
Figura 10: Datos para el cálculo de factor de superficie	49
Figura 11: Factor de temperatura	50
Figura 12: Concentración de esfuerzos	52
Figura 13: Concentración de esfuerzos	52
Figura 14: Configuración en Wizard SolidWorks.....	56
Figura 15: Configuración en Wizard SolidWorks – Global Goals.....	57
Figura 16: Presión en el rotor de la turbina hidráulica de eje horizontal.....	58
Figura 17: Presión en el rotor de la turbina hidráulica de eje horizontal.....	58
Figura 18: Velocidad en el rotor de la turbina hidrocínética tipo horizontal.....	59
Figura 19: Presión [Pa] Vs Velocidad [m/s].....	63
Figura 20: Comportamiento de la velocidad en “Z” del fluido en el rotor de la T.H.....	64
Figura 21: Comportamiento de la velocidad en “Y” del fluido en el rotor de la TH de eje H.....	65
Figura 22: Fuerza de arrastre “Z” Vs Velocidad [m/s].....	65
Figura 23: Fuerza de sustentación “x” Vs Velocidad [m/s]	66
Figura 24: Esfuerzo	67
Figura 25: Torque en el rotor de la TH de eje horizontal	68
Figura 26: Esfuerzo de Flexión	69
Figura 27: Esfuerzo de torsión	70
Figura 28: Configuración de fuerza de arrastre en el rotor	72
Figura 29: Análisis estático tensión nodal.....	72
Figura 30: Análisis estático, desplazamiento	73
Figura 31: Análisis estático, deformación unitaria.....	73
Figura 32: Factor de seguridad.....	74

Figura 33: Análisis estático, deformación unitaria.....	74
Figura 34: Análisis estático tensión nodal.....	75
Figura 35: Análisis estático, desplazamiento	75
Figura 36: Análisis estático, deformación unitaria.....	76
Figura 37: Factor de seguridad.....	76

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Variables independientes.....	19
Tabla 2. Variables Dependientes	20
Tabla 3. Técnicas e instrumentos de recolección de datos	21
Tabla 4. Lista de exigencias y deseos.....	28
Tabla 5. Matriz morfológica.....	30
Tabla 6. Evaluación técnica.....	31
Tabla 7. Evaluación económica.....	32
Tabla 8. Tiempo de recorrido y velocidad del fluido “Río Amojú”	34
Tabla 9. Propiedades Mecánicas	43
Tabla 10. Resultados simulación de SolidWorks	59
Tabla 11. Resultado de SolidWorks “Esfuerzo”	67
Tabla 12. Torque resultado de SolidWorks.....	68
Tabla 13. Esfuerzo de flexión resultado de SolidWorks	69
Tabla 14. Esfuerzo de torsión resultado de SolidWorks	70
Tabla 15. Costo de materiales	77
Tabla 16. Costo de fabricación.....	78
Tabla 17. Costo total.....	78
Tabla 18. Costo Anual de Mantenimiento y operaciones.....	83
Tabla 19. Renovación de equipos a precios privados	83
Tabla 20. Costo Nivelado de Energía	84
Tabla 21. Flujo de Caja a Precios Privados.....	86

RESUMEN

La presente investigación tuvo como objetivo diseñar un rotor para una turbina hidrocínética de eje horizontal, considerando parámetros clave como la velocidad del fluido, altura de instalación y selección de materiales. La metodología utilizada fue de enfoque cuantitativo, permitiendo un control riguroso de las variables; se trata de una investigación aplicada, en la medida que busca vincular teoría con solución de problemas reales mediante el uso de tecnología, con un diseño no experimental ya que no se manipularon variables de forma intencional. En los cálculos realizados se obtuvo una potencia útil de 470.05 W, una energía generada de 14.04 kWh en 24 horas, y un coeficiente de potencia de 0.4025; el análisis CFD arrojó presiones de 101336.53 Pa, velocidades locales de 1.67 m/s, fuerzas de 214.92 N y 64.46 Nm torque generado en el rotor, mientras que el análisis estructural reveló un factor de seguridad mínimo de 2.7, confirmando la resistencia adecuada del diseño. Finalmente, el análisis financiero determinó un VAN positivo de S/. 764.86, una TIR del 9.1%, un índice de rentabilidad mayor a 1 y un periodo de recuperación de 5.64 años, aunque el análisis de sensibilidad advirtió que una tasa de descuento igual o superior al 7% haría inviable el proyecto. En conclusión, se confirma la factibilidad técnica y económica del diseño de la turbina hidrocínética para su implementación en condiciones reales, destacando su potencial para la generación sostenible de energía.

Palabras clave: Rotor, presiones, cuantitativo, análisis, VAN, TIR.

ABSTRAC

The objective of this research was to design a rotor for a horizontal-axis hydrokinetic turbine, considering key parameters such as fluid velocity, installation height, and material selection. The methodology used was quantitative, allowing for rigorous control of variables. This is an applied research project, as it seeks to link theory with the solution of real-world problems through the use of technology. The design is non-experimental, as no variables were intentionally manipulated. The calculations obtained a useful power of 470.05 W, a generated energy of 14.04 kWh in 24 hours, and a power coefficient of 0.4025. CFD analysis yielded pressures of 101336.53 Pa, local velocities of 1.67 m/s, forces of 214.92 N, and torque of 64.46 Nm in the rotor. Structural analysis revealed a minimum safety factor of 2.7, confirming the adequate design strength. Finally, the financial analysis calculated a positive NPV of S/. 764.86, an IRR of 9.1%, a profitability index greater than 1, and a payback period of 5.64 years, although the sensitivity analysis warned that a discount rate equal to or greater than 7% would make the project unviable. In conclusion, the technical and economic feasibility of the hydrokinetic turbine design for implementation under real-world conditions is confirmed, highlighting its potential for sustainable energy generation.

Keywords: Rotor, pressures, quantitative, analysis, VAN, TIR.

I. INTRODUCCIÓN

1.1. ANTECEDENTES

1.1.1. Internacional

(Kamal & Saini, 2023), En su estudio, utilizaron modelamientos numéricos con el software ANSYS para analizar cómo la relación de radio, el ángulo de fijación y la velocidad del flujo de agua afectan el coeficiente de potencia en una turbina hidrocínética híbrida. Encontraron que los valores óptimos son una relación de radio de 0,4 y un ángulo de fijación de 90° para la mejor configuración de la turbina hidrocínética híbrida. Los resultados demostraron que, en comparación con otros modelos con relaciones de radio de 0,2, 0,8 y 0,6 y ángulos de fijación diferentes, la eficiencia del coeficiente de potencia mejoró en un 46,2%, 27,6% y 5,2%, respectivamente, cuando se utilizó una relación de radio de 0,4. Además, la turbina hidrocínética híbrida con un ángulo de fijación de 90° resultó ser un 4,3% más eficiente que las configuraciones híbridas con ángulos de fijación de 30° y un 4,8% más eficiente que las de 150°.

(Saini & Saini, 2020), En su trabajo de investigación analizan el rendimiento de la hidrocínética de flujo cruzado por su rotor de forma híbrido para diferentes parámetros del rotor. Han realizado su investigación considerando la velocidad del flujo que varía en el rango de 0,5 m/s a 2,0 m/s, su rendimiento del rotor se evaluó en términos de coeficiente de potencia (C_p) y coeficiente de par (C_T), por ende, han considerado una comparación de rendimiento entre el rotor híbrido y un rotor Darrieus. Consideraron en el rotor, el coeficiente de potencia máxima ($C_p = 0,109$) y el coeficiente de par promedio ($C_T = 0,1276$) correspondientes a una relación de radio de 0,6 en un ángulo de fijación de 90°, además en su comparación con el rotor Darrieus, el coeficiente de potencia mejora en un 37,97 % y el coeficiente de par del rotor híbrido mejoran en un 35,88 %.

(Cardona-Mancilla et al., 2017), presento su investigación “análisis computacional en modo transitorio de una turbina hidrocínética de eje horizontal realizado en el programa ANSYS”. La turbina seleccionada está constituida por tres álabes hidrodinámico NREL S822 y ángulo de ataque de 5°. Una velocidad de la corriente de agua de 1,5 m/s y una variación de la velocidad angular entre 0 y 300 RPM fueron utilizadas como condiciones de operación para su simulación. Como resultado obtuvieron la potencia generada en función de la velocidad

angular para la turbina con difusor de 879,7 W a 180 RPM y sin difusor 845,9 W a 200 RPM, respectivamente, equivalente a un incremento del 3.84 %.

En Colombia (Rolón Ortiz et al., 2018), Desarrollaron el modelamiento y simulación de un rotor Darrieus para conversión de energía hidrocínética. En primer lugar, estudiaron los perfiles aerodinámicos de manera individual; luego se procedió a realizar un programa que ejecutó el modelo matemático para obtener la curva coeficiente de potencia vs velocidad en la punta del álabe, que es la curva característica de los rotores Darrieus, dicho programa se realizó en MATLAB. Del perfil óptimo obtuvieron un grado de solidez de 0,55 entregando un coeficiente de potencia de 0,56.

(Tian et al., 2018), Su tema de investigación es “Diseño, ensayo y simulación numérica de una turbina hidrocínética de eje horizontal de baja velocidad”, esta turbina que diseñaron será para formar parte en las áreas marítimas de China donde la velocidad de la corriente es baja y que suministre electricidad a islas remotas. Para mejorar su eficiencia de la turbina asumiendo su baja velocidad del flujo, utilizaron un acoplamiento magnético para la transmisión sin contacto del par del rotor. Sus resultados demostraron que la turbina se caracteriza por una velocidad de arranque de 0,25 m/s y un coeficiente de potencia máxima de 0,33; lo que indica la viabilidad de utilizar acoplamientos magnéticos para reducir el par resistivo en las piezas de transmisión.

(Chica et al., 2019), Realizaron una comparación en el uso de un álabe a ciertas velocidad real y promedio, sus resultados muestran diferencia entre los parámetros de diseño del álabe calculado con la velocidad real y la promedio a pesar de que se mantuvieron las RPM de 1662,32 y la celeridad de 5. La potencia generada real fue de 492,19 Kw y 889,0223 Kw de promedio, con un momento de 28,2743 N-m. La reducción de potencia alcanza aproximadamente un 44 % con el perfil real, lo cual sugiere optimizar los parámetros de diseño del alabe para sobreponerse el límite impuesto en las turbinas abiertas.

(Zhao et al., 2020), Su estudio tiene como objetivo revelar las características de arranque de un rotor tipo arrastre, para ello relacionaron la velocidad de rotación del rotor y las cargas hidráulicas ejercidas sobre el rotor. Los procesos de arranque se analizaron en diferentes ángulos, sus resultados muestran que un arranque exitoso del rotor se caracteriza por dos etapas consecutivas como aceleración y de transición, a la que siguen fluctuaciones periódicas de la velocidad angular. La falla de arranque se prueba en dos ángulos acimutales

iniciales de 70° y 150°. El primero está asociado con un coeficiente de par estático positivo. Los dos procesos de arranque fallidos comparten posiciones de rotación similares donde el rotor finalmente se detiene.

(Puertas-Frías et al., 2022), Presentaron un diseño de rotores y análisis de turbinas hidrocínéticas de eje horizontal para aplicaciones domésticas, la turbina presentada genera una potencia de salida de 5 Kw y su función es a un nivel no muy alto para un río de velocidad nominal alrededor de 1 a 4 m/s, como los ríos Mississippi y Amazonas en América. Los resultados han demostrado que las turbinas de tres álabes y con un radio en el rotor va de 1m y una relación de velocidad 5 m/s en la punta del álabe, lo cual es bueno para la recolección de energía en aplicaciones domésticas cerca de ríos medianos y grandes. Algunas turbinas hidrocínéticas con estos parámetros de diseño y álabes de alta relación sustentación/resistencia dan lugar a elevados coeficientes de potencia cercanos a 0,45.

(Wang et al., 2019), Se presentó un método para evaluar la interacción entre el rotor y el difusor para “Turbina hidrocínética aumentada por microdifusor MDAHT” basado en la teoría fue evaluar el comportamiento hidrodinámico y la interacción rotor-difusor. Extrayendo los siguientes valores de coeficiente de potencia C_P y coeficiente de empuje C_T del sistema aumentando las relaciones de contracción del difusor y dentro del rango completo de TSR, por cada 10 % de aumento en la relación de contracción, C_P aumentará en un 5 % y C_T aumentará en un 2 %.

(Patel & Patel, 2022), Investigaron dos diseños de las placas deflectoras “DR-DDP y DR-CDP” para cajas de doble rotor que utilizan un método de simulación numérica. Sus resultados indican que el coeficiente de potencia de la turbina Savonius convencional fue de 0,135 para las dimensiones de los álabes de la turbina. Los resultados DR-DDP su coeficiente de potencia mejora de 0,135 de la turbina convencional a 0,16 con el DR-CDP respecto a la velocidad en la punta del álabe TSR de 0,6 utilizando sus parámetros de diseño del rotor de una turbina. Concluyendo que el rendimiento mejorado en un 18,5 % usando el DR-DDP. Además, DR-CDP su coeficiente de potencia C_p alcanza un valor de 0,20 con una velocidad TSR 0,8 y en Ángulo del deflector interno de 10°, que es un 48% más que la turbina Savonius.

1.1.2. Nacional

(Egúsqiza León, 2020), Realizaron el diseño y simulación del rotor para una turbina hidrocínética de 15 kW de capacidad, el diseño óptimo fue en un rotor de eje horizontal con tres álabes y un radio de 1 m, utilizando un perfil NACA 4412 de cuatro dígitos, el cual obtienen un valor de coeficiente de potencia de 0.496 a una velocidad nominal de 2.75 m/s, determinando una potencia de 15 Kw. Esta capacidad permitirá una generación de 105.88 MWh/año, lo que representa un factor de planta de 81%, por el cual, esta producción eléctrica beneficiaría a 18 familias, lo que representa una cobertura del 7,15% para el Centro Poblado Nuevo Control, ubicado en el distrito de Picota en la región San Martín.

(Ventura Falla, 2018), El propósito de su investigación es llevar a cabo el diseño de una turbina hidrocínética sumergible destinada a la producción de energía eléctrica en el Caserío Pampa Bernilla, ubicado en el Distrito de Salas de la región Lambayeque. Este proceso de diseño se ha llevado a cabo utilizando herramientas como SolidWorks, AutoCAD y RedCAD. Además, se ha realizado la planificación de un sistema de generación eléctrica que es capaz de satisfacer tanto la demanda actual como la proyectada para los próximos 20 años (6,27KW). Los resultados indican que la capacidad de generación eléctrica es factible, con un período de recuperación de la inversión estimado en 7 años.

(Quispe Carpio, 2023), El estudio titulado "Diseño de una turbina hidrocínética de vórtice gravitacional para aumentar el recurso hídrico en el distrito de Lari, Arequipa" tiene como objetivo principal abordar la escasez de agua para la agricultura en el distrito de Lari. Para lograrlo, se inicia determinando la demanda hídrica de los cultivos clave y calculando el caudal diario necesario para un riego efectivo. Con esta demanda diariamente, se selecciona una bomba hidráulica adecuada. Como fuente de energía para alimentar esta bomba hidráulica, se desarrolla el diseño de una turbina hidrocínética basada en el vórtice gravitacional. El diseño se inicia con una altura de caída de 1,80 metros y un caudal de 1,3 metros cúbicos por segundo, lo que resulta en una potencia útil de 18,8 kilovatios.

1.1.3. Local

(Tantaleán Barboza & Polo Vallejos, 2020), investigaron el tema Diseño y construir un prototipo de turbina hidrocínética de eje horizontal para generar electricidad en canales de riego en zonas rurales, aprovechando la energía hidráulica disponible. Evaluando su viabilidad técnica y económica. Implementaron con éxito una turbina hidrocínética en el canal de regadío Chililique en Jaén, Cajamarca, con una eficiencia energética del 34%. El costo total estimado del proyecto fue de 2,281.02 soles, y se demostró que es factible fabricar localmente la turbina utilizando equipamiento y profesionales disponibles en la ciudad. Este proyecto proporciona una fuente de energía renovable a comunidades rurales sin acceso a la red eléctrica y promueve el uso de energías limpias en Perú.

1.2. PROBLEMA

¿Cuáles serán los parámetros del diseño y análisis del rotor para la turbina hidrocínética tipo horizontal mediante la utilización del software SolidWorks?

REALIDAD PROBLEMÁTICA

1.2.1. Internacional

En China La demanda mundial de electricidad ha aumentado considerablemente debido al avance tecnológico y al crecimiento de la población. Las industrias energéticas no todas procesan de energías renovables para satisfacer la demanda de electricidad (Yang et al., 2021). La energía se puede generar utilizando recursos energéticos renovables y no renovables. El uso de recursos energéticos no renovables puede afectar de forma negativa al medio ambiente, como el calentamiento global, la lluvia ácida, las sequías, la emisión de gases de efecto invernadero y entre otras cosas, según la Universidad del Oeste de Escocia, Reino Unido, 2018 (Olabi & Abdelkareem, 2022).

En Alaska Estados Unidos, se puede aprovechar de distintas formas de aguas fluviales que fluye con un rango de velocidad que varía de 0,5 m/s a 2,5 m/s según el tipo de turbina y el caudal del flujo, las turbinas hidrocínéticas convierten la energía cinética del agua en energía mecánica y de forma similar la energía eólica (Johnson & Pride, 2020). La forma de conversión de las turbinas hidrocínéticas está restringida según el límite de Betz, que establece el rendimiento máximo en 59,3% y se puede lograr con condiciones ideales de

operación (Vennell, 2018).

El uso de turbinas hidrocinéticas ayudan promover en el aprovechamiento recursos hídricos para transformar en energía eléctrica y esto se puede emplear en distintos lugares del mundo con acceso a ríos, este sistema puede ser empleadas para suministrar energía eléctrica en zonas no interconectadas como en Colombia, todo esto contribuirá a la mejora de la calidad de vida y sostenibilidad de las zonas donde se emplee (Cardona-Mancilla et al., 2018). Los obstáculos que presentan las Turbinas Hidrocinéticas en cuanto a su infraestructura son las partículas que interactúan en los álabes al momento de rotar y esto es por consecuencia el hombre, para prevenir a este mecanismo se instala en zonas de poca contaminación o suciedad (Anyi & Kirke, 2015).

En la India las turbinas hidrocinéticas se clasifican según la orientación del eje del rotor con respecto a la dirección del flujo de agua, como turbina hidrocinética de flujo axial. Las turbinas hidrocinéticas de flujo axial generalmente se disponen a lo largo de la dirección del flujo de agua y la orientación del eje requiere una profundidad del flujo de agua mayor. Además, las turbinas de flujo axial se obstruyen fácilmente con desechos y requieren un flujo unidimensional (Kumar & Saini, 2017). Algunos investigadores sugieren que las turbinas de flujo axial son más adecuadas para aprovechar su energía en aplicaciones marinas y sugieren la utilización en ríos, quebradas, canales, lo cual tiene poca alimentación de caudal para aprovechar el movimiento del fluido en corrientes libres (Saini & Saini, 2020).

En Europa utilizan este tipo de tecnología turbinas hidrocinéticas, no obstante Brasil viene marcando una gran tendencia en el estudio e implementación de estos mecanismos. La implementación en los difusores permite incrementar el coeficiente de potencia de una turbina hidrocinética tipo horizontal, el problema principal de los difusores es la caída de presión generada a la salida de la tobera para impulsar en el interior de la turbina, este proceso se emplea en este tipo de sistemas, teniendo en cuenta un ángulo de inclinación relativamente pequeño, y una sección divergente con un ángulo de salida más grande (Cardona-Mancilla et al., 2017).

Las turbinas hidrocinéticas de eje horizontal, sus sellos mecánicos aplicados comúnmente en los ejes del generador para evitar la filtración y la corrosión por el fluido. Este proceso lleva un problema en el sello mecánico al aumentar la fricción, el par del rotor de la turbina es proporcional al cuadrado de la velocidad del flujo, el par del rotor se vuelve más pequeño y

la proporción de la fricción aumenta a velocidades de flujo más bajas, lo que resulta en una disminución de la eficiencia dentro de su sistema. Por lo tanto, para mejorar la eficiencia de las turbinas hidrocínéticas de eje horizontal de baja velocidad, aumentar el par del rotor y reducir el par resistivo (Tian et al., 2018).

Los efectos de interacción entre el difusor y el rotor están estrechamente relacionados con parámetros que conforma el difusor. Los factores de inducción del eje basados en la teoría generalizada por el disco del actuador para “turbinas hidrocínéticas aumentada por microdifusor - MDAHT” pueden resultar muy útiles para comprender los efectos de interacción entre cada componente de MDAHT, lo que no solo es relevante para los parámetros de forma del difusor, sino también para los parámetros operativos (Wang et al., 2019).

1.2.2. Nacional

La electricidad se ha vuelto esencial en la vida humana, y enfrentamos un gran reto en la sociedad actual: cambiar nuestra forma de obtener energía. Nuestra matriz energética actual, centrada en el uso de combustibles derivados del petróleo, está causando un grave daño al medio ambiente. La meta es transformarla en una matriz más limpia y ecológica, basada en fuentes de energía renovable, tanto convencionales como no convencionales, para proteger nuestro entorno (Arauco Camargo, 2021).

En Huancayo, el rápido aumento de la población y la urbanización en constante expansión han conducido a la formación de comunidades humanas. En muchas de estas áreas, hay grupos de personas que no tienen acceso a electricidad debido a la lejanía desde el punto más cercano de suministro. Muchas de estas poblaciones rurales y aisladas se ubican cerca de ríos (Arauco Camargo, 2021).

En Lambayeque, una región rural en un país en vías de desarrollo, la densidad poblacional es muy baja y el acceso a la energía eléctrica es limitado. Esto se debe a la distancia de los centros de generación de energía, lo que hace que su provisión sea costosa. Como resultado, gran parte de la población rural no puede disfrutar de los beneficios de la electricidad. En estas áreas, la leña sigue siendo la principal fuente de energía para necesidades como la cocción y la calefacción, lo que tiene un impacto negativo en el medio ambiente. En cuanto

a la iluminación, la gente utiliza velas y mecheros, que no solo proporcionan una luz deficiente, sino que también pueden ser perjudiciales para la salud, especialmente para los ojos y los pulmones (Ventura Falla, 2018).

El distrito de Lari región Arequipa carece de una planta de bombeo para aprovechar su recurso hídrico del cercano Río Colca, lo que resulta en una falta constante de agua para los agricultores. La falta de conocimiento sobre estas tecnologías ha llevado a que no se considere la instalación de una bomba hidráulica para transportar agua desde el Río Colca a los campos de cultivo. Esta falta de inversión en tecnología de riego limita el potencial socioeconómico del distrito al no poder mejorar la infraestructura y la producción agrícola, lo que impactaría en los ingresos y la expansión de áreas de cultivo sostenible y rentable (Quispe Carpio, 2023).

En Perú, más de 700,000 hogares carecen de conexión a una red eléctrica legal. Esta situación es preocupante ya que la pobreza energética tiene efectos perjudiciales al retrasar el progreso educativo y socioeconómico, limitar las oportunidades y deteriorar la calidad de vida de sus residentes. Aquellos que experimentan esta carencia también enfrentan un mayor riesgo de incendios, lo que implica la amenaza tanto para sus vidas como para sus posesiones (Amaya, 2023).

En la mayoría de los asentamientos humanos, como Los Laureles y pueblos distantes en Perú, la falta de acceso al agua potable es común. Además, en muchas ocasiones, la calefacción es inexistente y la electricidad es obtenida de manera clandestina o sustituida por velas y mecheros de escasa y poco confiable iluminación (Amaya, 2023).

Esta situación es un riesgo que enfrentan más de 40,000 hogares en áreas urbanas y 21,000 en áreas rurales de Piura que no están conectados al Sistema Eléctrico Interconectado Nacional, según datos de Electronoroeste (ENOSA), la empresa distribuidora local de electricidad. A nivel nacional, las cifras tampoco son alentadoras, con un 18.24% (281,503 hogares) de viviendas rurales y un 9.93% (471,752 hogares) de viviendas urbanas que carecen de suministro eléctrico (Amaya, 2023).

1.2.3. Local

En Cajamarca las zonas rurales, que suelen ser geográficamente accidentadas y carecer de acceso vial, enfrentan el desafío de la falta de servicio eléctrico. A pesar de un plan nacional

de electrificación rural vigente hasta 2025 “RM N° 579-2015-MEM/DM”, es poco realista electrificar al 100% del territorio debido a limitaciones presupuestarias y logísticas (Tantaleán Barboza & Polo Vallejos, 2020).

El proyecto de Tantaleán se centra en desarrollar un prototipo de turbina hidrocinética (rueda hidráulica), esta tecnología es respetuosa con el medio ambiente y tiene un menor impacto en comparación con sistemas a gran escala, como represas y embalses, que pueden alterar los flujos naturales de agua (Tantaleán Barboza & Polo Vallejos, 2020).

1.3. JUSTIFICACIÓN

La investigación de estudio es diseñar un rotor para una turbina hidrocinética tipo horizontal a fin de encontrar resultados y beneficiar la utilización de este tipo de sistema a nivel local o nacional, se encuentra sustentado en los siguientes aspectos:

1.3.1. Justificación Tecnológica

La justificación tecnológica para el diseño del rotor de una turbina hidrocinética se funda en la necesidad de optimizar la captura de la energía cinética para la generación de electricidad, sin emisiones de gases de efecto invernadero. El desarrollo de un rotor de turbina hidrocinética exige tecnologías avanzadas, incluyendo la modelización en 3D en SolidWorks, simulaciones y análisis fluidodinámicos, para perfeccionar la forma y eficiencia del rotor, maximizando la energía extraída del agua. Asimismo, el diseño del rotor requiere cálculos detallados, contribuyendo a la investigación y el desarrollo tecnológico, lo que, a su vez, puede impulsar el crecimiento económico y la creación de empleos en el sector de energías renovables. Este proyecto de investigación aspira a promover el uso de este sistema, con el objetivo de proporcionar energía a nivel local, beneficiando a quienes carecen de acceso a la electricidad.

1.3.2. Justificación Económica

La justificación económica se basa en su potencial para ofrecer una fuente de energía sostenible y competitiva. Esta inversión tecnológica puede reducir costos operativos a largo plazo al aprovechar el flujo constante de agua como recurso renovable, disminuyendo la dependencia de fuentes de energía costosas y volátiles. Además, al utilizar SolidWorks, se optimiza el diseño y la eficiencia del rotor, maximizando la producción de electricidad y mejorando la rentabilidad del proyecto. Esto puede contribuir al crecimiento económico, la

creación de empleos en la industria de energías renovables y una mayor independencia energética.

1.3.3. Justificación Ambiental

La justificación ambiental se basa en la necesidad de promover el uso de energía renovable y reducir la dependencia de fuentes de energía que emiten gases de efecto invernadero el cual contribuyen al cambio climático. El uso de la energía hidrocinética como fuente de energía renovable contribuye a la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero y otros contaminantes que se emiten durante la producción de energía a partir de combustibles fósiles, como el carbón, el petróleo y el gas natural. También puede promover la diversificación de la matriz energética, lo que puede aumentar la resiliencia energética y reducir la vulnerabilidad a los precios y la interrupción del suministro. Además, puede ayudar a preservar y restaurar los ecosistemas acuáticos, ya que la instalación de turbinas hidrocinéticas puede mejorar la calidad del agua y la salud de los ecosistemas acuáticos al reducir la velocidad del agua y aumentar la oxigenación.

1.3.4. Justificación social

La justificación social se centra en varios aspectos clave. En primer lugar, al promover el uso de energía renovable, se contribuye a la reducción de la contaminación y se protege la salud de las comunidades al disminuir la dependencia de combustibles fósiles. Además, la instalación de estas turbinas en ríos no solo ofrece una fuente de electricidad confiable, sino que también puede generar empleo local en la fabricación, instalación y mantenimiento de los equipos. El acceso a una fuente de energía más asequible puede mejorar la calidad de vida de las comunidades que carecen de acceso confiable a la electricidad, promoviendo la inclusión social y económica. Finalmente, al minimizar el impacto ambiental y mantener la armonía con los ecosistemas acuáticos, este enfoque tecnológico busca garantizar que las generaciones futuras disfruten de un entorno saludable y sostenible.

1.4. OBJETIVOS

1.4.1. Objetivo general

Diseño de una turbina hidrocinética de eje horizontal para generar energía eléctrica en el caserío el Porvenir de la provincia de Jaén.

1.4.2. objetivos específicos

- Determinar los parámetros del diseño del rotor para una turbina hidrocínética tipo horizontal.
- Simular y analizar el diseño de la turbina hidrocínética de eje horizontal utilizando el software de ingeniería SolidWorks.
- Evaluar a través de la fundamentación económica TIR y VAN el diseño de la turbina hidrocínética tipo horizontal.

II. MATERIALES Y MÉTODO

2.1. TIPO DE INVESTIGACIÓN EMPLEADA

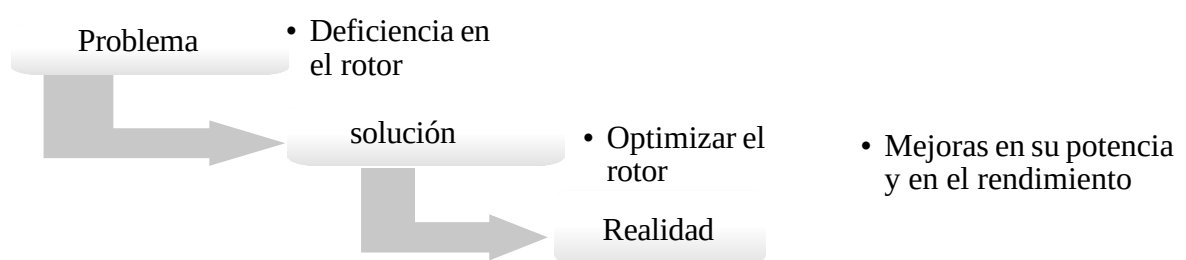
La investigación para el diseño de la turbina hidrocínética de eje horizontal es de enfoque cuantitativo, según Hernández-Sampier et al (2013,p.4), en este enfoque vamos a tratar de tener el mayor control para lograr que otras posibles explicaciones, distintas a la propuesta del estudio (hipótesis), se desechen y se excluya la incertidumbre y minimicemos el error.

La metodología planteada para el cumplimiento de los objetivos es de carácter metódica por lo que se conoce como una investigación de enfoque cuantitativo, según lo descrito por (Montes, 2014).

El tipo de la investigación es aplicada, según Lozada (2014, p.35), este proceso se ocupa de la vinculación entre la teoría y el resultado, con la búsqueda de generación de conocimientos con aplicación a los problemas de la sociedad, apoyándose en descubrimientos tecnológicos de la investigación básica.

El tipo de diseño es no experimental, por lo que no hubo manipulación intencionada de la variable, sino que se observaron las manifestaciones en su entorno natural, para luego ser analizados; además es transversal debido a la recolección de datos en un momento dado Hernández-Sampieri et al. (2013, p. 152-154).

Figura 1: Problema, solución y realidad en el rotor para turbinas hidrocínética.



Fuente: Elaboración propia.

2.2. VARIABLES

2.2.1. Variable independiente

- Parámetros del diseño de la turbina hidrocínética.
- Costos para el diseño

2.2.2. Variable dependiente

- Generación eléctrica

2.2.3. Operacionalización

En las tablas 1 y 2 se muestra la operacionalización de los variables

Tabla 2.

Variables Independientes.

VARIABLE INDEPENDIENTE	DIMENSIONES	INDICADORES	ITEM	TECNICA DE RECOLECCION DE DATOS	
Características del rotor de la turbina hidrocínética	Estructura del rotor	Área	M ²	Análisis de datos bibliográficos	Modelado por CAD
		Velocidad	m/s		Modelado por CAD
		Ángulos de ataque	°		Modelado por CAD
		Esfuerzo	Mpa		Matriz de cálculo de esfuerzo mecánico
		Caudal en los últimos años	m ³ /s		Registros SENAEMI
Arrastre fluido dinámico	Resultado de simulación	Presiones	Pa	Análisis de dinámica de fluidos computacional	
		Fuerza de arrastre	N		
		Fuerza sustentación	N		
		Resistencia hidrodinámico			
		Carga hidrodinámica			
		Velocidades	m/s		
	Desempeño fluidodinámico	fluidodinámico		Análisis de datos bibliográficos	Cálculos propios
		Hidrodinámico			
		Coficiente de arrastre			
		Coficiente de sustentación			
Costo estimado del presupuesto	Costo de diseño para un rotor	Eficiencia	%	Registro tecnológico	
		Software Solidworks	\$		

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 1.

Variables Dependientes.

Variables Dependientes	Dimensiones	Indicadores	Ítem	Técnica de recolección de datos
Generación eléctrica	Suministro	Potencia eléctrica	W	Matriz de cálculo de potencia mecánica
		Energía eléctrica	Kw/h	Matriz de cálculo de la energía eléctrica

Fuente: Elaboración propia

2.3. MATERIALES

2.3.1. Equipos

- Laptop
- Software
- SolidWorks
- Libre office

2.4. TÉCNICAS

La técnica de recolección de datos se refiere al conjunto de procedimientos y herramientas utilizadas para recopilar información relevante y necesaria para una investigación, estudio o análisis de algún tema en particular. Las técnicas de recolección de datos son cruciales para obtener datos precisos y confiables que puedan ser analizados y utilizados para tomar decisiones informadas.

Para el caso de esta investigación cuantitativa, dependen del tipo de información que se busque obtener y la forma en que se recolecte. En conclusión, en la tabla 3 muestra las técnicas e instrumentos de recolección de datos adecuada para garantizar la precisión y la validez de los resultados obtenidos.

Tabla 3. Técnicas e instrumentos de recolección de datos.

Técnicas	Instrumentos
Análisis bibliográfico	Matriz de cálculos
	Registros SENAMHI
Análisis de dinámica de fluidos computacional	Registros tecnológicos
	Informe de resultados de simulación

Fuente: Elaboración propia.

El objetivo del análisis bibliográfico es recopilar información del tema de investigación “rotor para una turbina hidrocínética tipo horizontal”, todos los contenidos en diferentes tipos de documentos, tales como artículos de revistas, libros, informes técnicos, tesis, entre otros. Esto permite a investigadores obtener una visión general de la literatura disponible sobre el tema y comprender mejor sus perspectivas actuales y las posibles áreas de investigación futura.

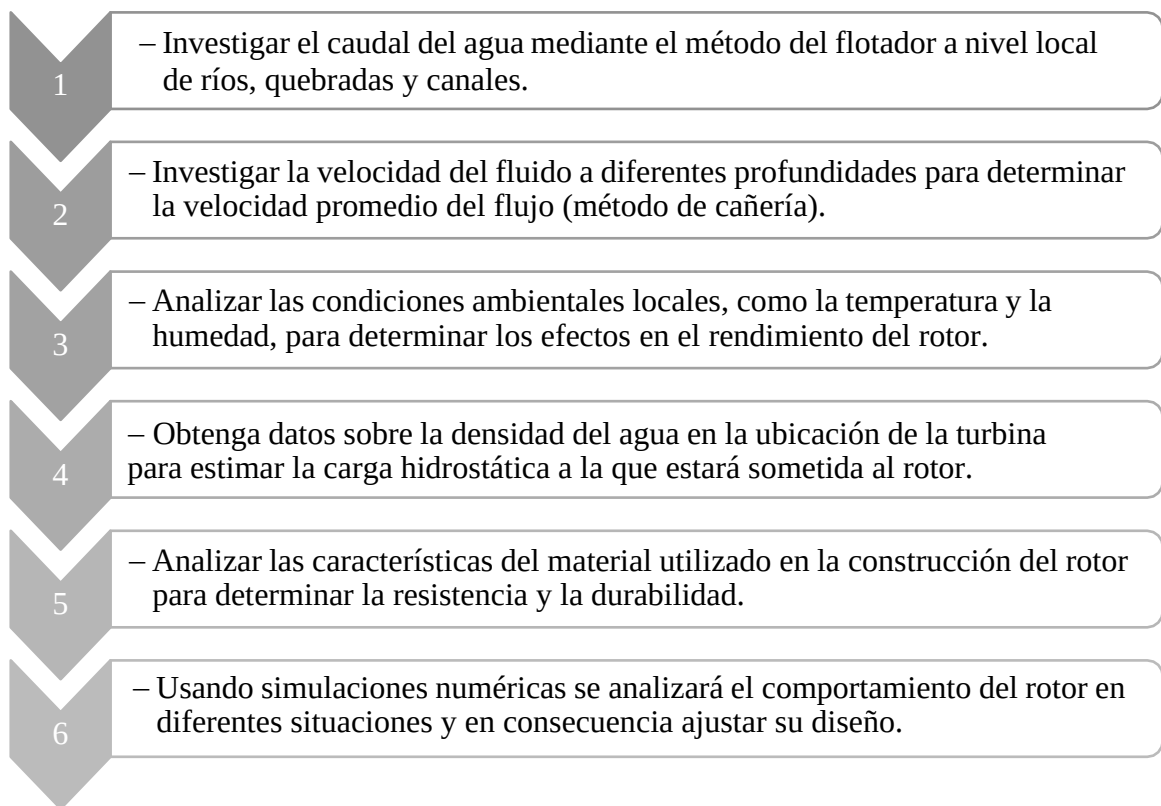
Los instrumentos de recolección de datos incluyen:

- **Matriz de cálculo:** Una matriz de cálculo es una herramienta de recolección de datos el cual sirve para encontrar valores de múltiples variables para cada unidad de análisis. Es útil para estudios que requieren datos de varias variables. La matriz de cálculo permite recopilar datos precisos y coherentes para su posterior análisis.
- **Registros SENAMHI:** El registro de SENAMHI es un instrumento de recolección de datos utilizado para medir las condiciones meteorológicas y climáticas en una determinada ubicación. El cual se divide en diversas variables, tales como temperatura, humedad, presión atmosférica, velocidad del viento, pronóstico del caudal, entre otras, que son recogidas por medio de instrumentos específicos y registradas en intervalos regulares de tiempo.
- **Registros tecnológicos:** Un registro tecnológico es un instrumento de recolección de datos que utiliza dispositivos electrónicos y software especializado para recopilar información. Los datos recopilados pueden incluir información sobre la ubicación, el movimiento, la temperatura, la humedad, la presión y otros factores, y son utilizados para una variedad de propósitos, como la investigación científica.
- **Informe de resultados de simulación:** Un informe de resultados de simulación es un instrumento de recolección de datos que utiliza modelos matemáticos e información sobre un proceso o sistema. Estos informes son utilizados para analizar y optimizar los procesos y sistemas en cuestión, y pueden ser utilizados en una variedad de campos, como los diseños mecánicos en ingeniería.

2.4.1. Procedimiento de recolección de datos

Un procedimiento de recolección de datos para el diseño de un rotor para una turbina hidrocínética tipo horizontal es un conjunto de actividades programadas sistemáticamente que se llevan a cabo para obtener información relevante sobre las condiciones del entorno en el que se instalará la turbina, las características del fluido y los parámetros del rotor, entre otros. Para garantizar su rendimiento y durabilidad en la operación. Estos procedimientos se detallan a continuación:

Figura 2: Procedimiento para la recolección de datos.



Fuente: Elaboración propia.

III. RESULTADOS

3.1. DETERMINAR LOS PARÁMETROS DEL DISEÑO DEL ROTOR PARA UNA T. H. TIPO HORIZONTAL.

3.1.1. Parámetros y requerimientos

Para la realización del diseño del rotor para una turbina hidrocínética tipo horizontal se basa en varios parámetros y requisitos para garantizar su eficiencia, durabilidad y sostenibilidad ambiental, esto debe ser considerado para obtener óptimos resultados. Algunos de los parámetros y requisitos más importantes incluyen:

3.1.1.1. Velocidad del fluido

La velocidad del agua es uno de los factores más importantes a considerar en el diseño de nuestra turbina hidrocínética, se requiere ciertas velocidades del fluido para que la turbina genere energía y saber con exactitud una velocidad máxima para evitar daños en la turbina. Para ello se tomó valores, los cuales son: 0,69; 0,72; 0,76 y 0,58 m/s; estos datos son de acuerdo al Rio Amojú en el caserío el Porvenir provincia de Jaén.

3.1.1.2. Caudal del agua

El caudal de agua es la cantidad de agua que fluye a través de la turbina en un período determinado de tiempo y es importante para determinar la cantidad de energía que puede generar la turbina. Los niveles de caudal y profundidad que pasa el rio Amojú, los cuales son: 2,46; 2,58; 2,71; 2,55; 2,08 m³/s.

3.1.1.3. Altura

Dado que las profundidades varían en el rio Amojú, para el diseño del rotor de una turbina hidrocínética será de tipo horizontal sumergible y al momento de la simulación será representado con una profundidad de 1,2 metro. La altura se refiere a la diferencia de altura entre la superficie del agua debajo de la turbina hidrocínética, esta altura es importante para determinar producción de energía que se puede generar.

3.1.1.4. Tamaño de la turbina

El tamaño de la turbina se refiere a su diámetro y longitud, tomar en cuenta el tamaño de la turbina debe ser adecuado para el caudal y la velocidad del agua. Se tiene consideración de 1000 mm de diámetro en el rotor.

3.1.1.5. Materiales para el análisis – simulación

Los materiales para el análisis deben ser resistentes al agua y duraderos para garantizar una larga vida útil del rotor. Para ello se realizará simulaciones con 4 materiales, Acero AISI 304 y AISI A2, es una buena categoría de "uso general", que se utiliza para cuberterías y aplicaciones de agua dulce. El acero inoxidable 316 y A4, es más duro, resistente al calor, al desgaste y a la corrosión gracias al 2% de molibdeno (*Metales Resistentes a La Corrosión Adecuados*, 2023).

3.1.1.6. Condición e impacto ambiental

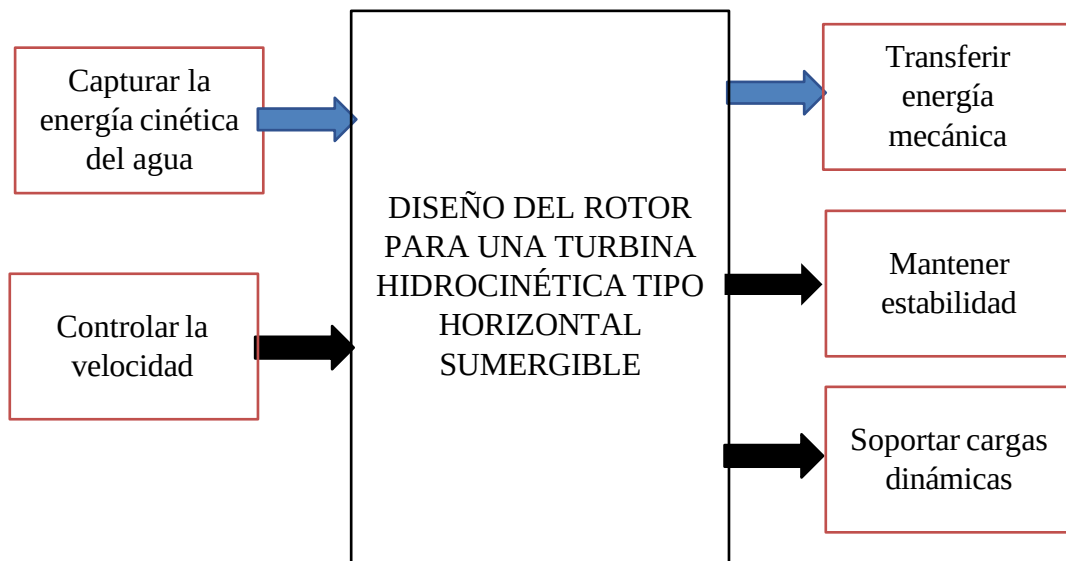
Las condiciones ambientales, como la temperatura del agua, la salinidad y la corrosión, también deben ser consideradas en el diseño del rotor. La simulación en SolidWorks se realizará con temperatura de 20 °C.

El impacto ambiental del rotor para la función como una turbina hidrocínética, se tiene que tener en conocimiento la interferencia con la migración de peces y otros organismos acuáticos, y cómo reducir cualquier impacto negativo.

3.1.1.7. Parámetro del sistema

El parámetro del sistema, se realiza mediante el proceso de la “caja negra” en las cuales se conocerán las entradas y salidas de la función del rotor para una turbina hidrocínética tipo horizontal. La figura 3 es una manera de representar la función del rotor:

Figura 3: Caja negra.



Fuente: Elaboración propia.

Entrada

- Capturar la energía cinética del agua: el rotor está diseñado para capturar la energía del agua en movimiento y convertirla en energía mecánica.
- Transferir la energía mecánica: una vez que el rotor ha capturado la energía del agua, la convierte en energía mecánica que se puede utilizar para impulsar una máquina, como un generador eléctrico.
- Controlar la velocidad: el rotor está diseñado para girar a una velocidad óptima que maximice la cantidad de energía que se puede obtener del agua. El diseño del rotor y las palas pueden ajustarse para optimizar la velocidad de rotación.

Salida

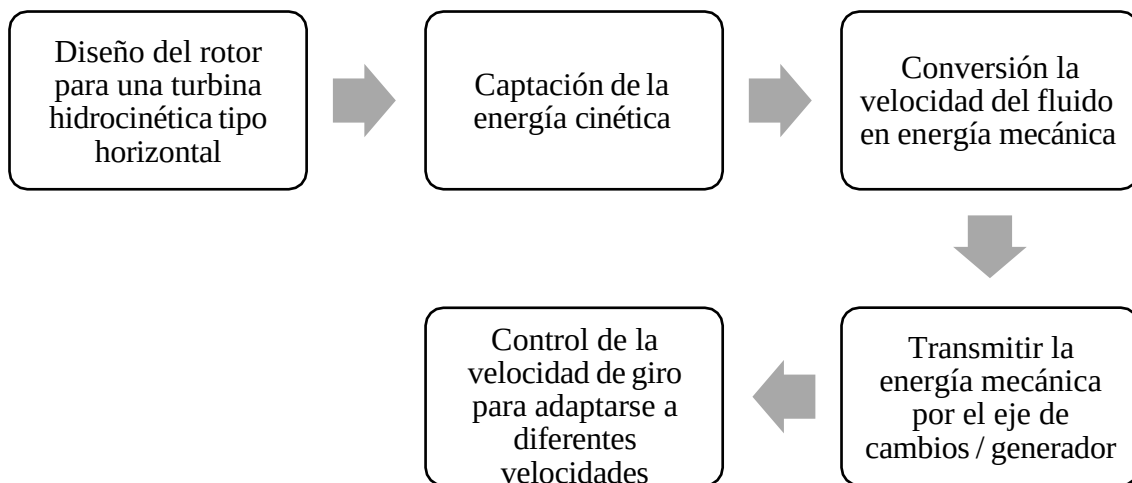
- Mantener la estabilidad: el rotor está diseñado para ser estable y resistir las fuerzas del agua en movimiento, incluidas las turbulencias y corrientes.
- Soportar cargas dinámicas: el rotor está diseñado para soportar cargas dinámicas que resultan de las fluctuaciones de la energía del agua, para evitar daños en la estructura de la turbina hidrocínética.

En conclusión, el rotor de una turbina hidrocínética es una parte fundamental de la máquina, en su diseño y función están cuidadosamente diseñados para maximizar la cantidad de energía que se puede obtener del agua, mantener la estabilidad y seguridad de la turbina.

3.1.1.8. Estructura de funciones

Para la estructura de funciones se ha logrado discernir ciertos parámetros y ver su proceso de operación del rotor, en la figura 4 se observa la función de cada proceso que se tomará en cuenta. Entre las principales funciones del rotor se encuentran la captación de la energía cinética del agua, la transmisión de la energía cinética en mecánica, transmitir la energía mecánica por el eje hacia el generador y el control de la velocidad. El cubo es el componente central del rotor y sostiene los álabes que reciben el impulso del agua. En conclusión, estas partes conforman una estructura eficiente y resistente capaz de aprovechar la energía del agua y generar energía mecánica de manera efectiva.

Figura 4: Estructura de función para el rotor de la turbina hidrocinética.



Fuente: Elaboración propia.

3.1.1.9. Lista de exigencias y anhelos.

Teniendo en cuenta la estructura de funciones indicado en la figura 4, se detalla la lista de exigencias y anhelos que se muestra en la tabla 4.

Tabla 4. Lista de exigencias y Anhelo.

LISTA DE EXIGENCIAS		
PROYECTO	DISEÑO, SIMULACIÓN Y ANÁLISIS EN EL ROTOR DE UNA TURBINA HIDROKINÉTICA TIPO HORIZONTAL MEDIANTE EL SOFTWARE SOLIDWORKS	
Nº	Anhelo (A) Exigencia (E)	DESCRIPCIÓN
EFICIENCIA ENERGÉTICA		
1	E	El rotor debe ser diseñado de tal manera que sea capaz de convertir la mayor cantidad posible de energía cinética en energía mecánica.
DURABILIDAD		
2	E	El rotor debe ser capaz de soportar las condiciones extremas del ambiente en el que operará durante un período prolongado de tiempo.
SEGURIDAD		
3	E	El rotor debe ser diseñado para minimizar los riesgos asociados con la operación de una turbina hidrocíntrica.
FACILIDAD DE MANTENIMIENTO		
4	E	El rotor debe ser diseñado de tal manera que sea fácil de inspeccionar, mantener y reparar.
BAJO COSTO		
5	A	El rotor debe ser diseñado de tal manera que su costo sea lo más bajo posible.
FACILIDAD DE INSTALACIÓN		
6	A	El rotor debe ser diseñado para que su instalación sea rápida y fácil.
BAJO IMPACTO AMBIENTAL		
7	A	El rotor debe ser diseñado para minimizar su impacto en el medio ambiente, en particular en la fauna y flora acuáticas.
FLEXIBILIDAD		
8	A	El rotor debe ser diseñado para poder adaptarse a diferentes tipos de corrientes de agua y velocidades de flujo.

Fuente: Elaboración propia.

3.1.1.10. Requerimientos mecánicos

Anteriormente se ha descrito los parámetros necesarios para la ayuda del diseño, puesto que el tema de investigación en su desarrollo no solo se basa en esos parámetros, por ende, se tomará algunos puntos ideales en su proceso, también un análisis de requerimientos que ayuden en su mejoramiento.

- El rotor debe tener una forma hidrodinámica que le permita girar con el mínimo de resistencia al flujo de agua.
- El material del rotor debe ser resistente a la corrosión ya la fatiga, y ser capaz de soportar la fuerza del flujo de agua.
- Sus dimensiones del rotor / turbina deben ser más adaptables que las del mercado industrial de dichas turbinas, dependiendo del tamaño también se maneja la potencia que se pueda generar, pero también en su función se utilizara un mayor flujo de agua.
- El diseño de los álabes para el rotor debe ser adecuado para capturar la mayor cantidad de energía posible del flujo de agua. Las palas pueden ser rectas y con diferentes ángulos de ataque para la captación óptima de la energía del flujo de agua.
- El número de álabes en el rotor puede variar entre 2 a más, dependiendo del tamaño y diseño del rotor.
- La separación entre álabes debe ser tal que permita un flujo de agua uniforme y sin obstrucciones.
- El rotor debe estar diseñado para protegerse contra obstáculos, como arbustos o troncos, que pueden dañar el rotor o interrumpir el flujo de agua.

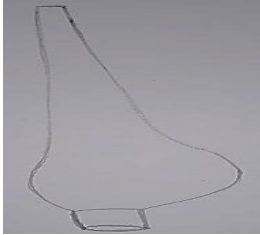
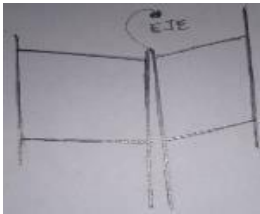
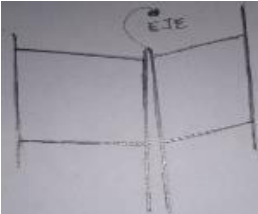
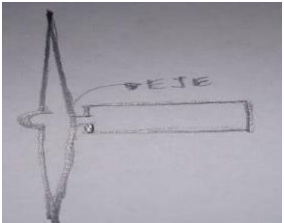
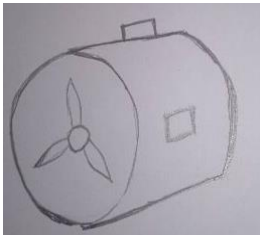
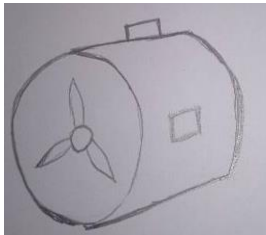
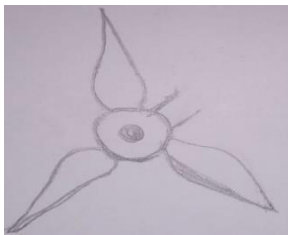
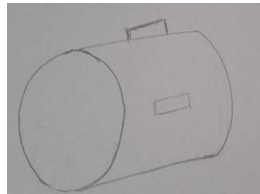
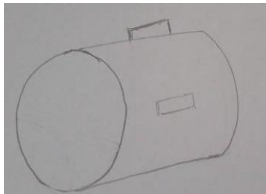
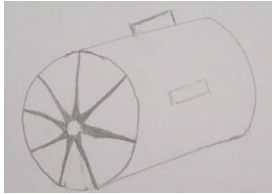
3.1.2. Matriz morfológica

La matriz morfológica para el rotor de una turbina hidrocínética tipo horizontal sumergible se representa mediante la tabla 5.

Tabla 5.

Matriz morfológica.

Fuente: Elaboración propia

Tipo de álabe	Recto	Curvado	Ancho
			
Forma del cubo	Cubo circular	Cubo circular	Cubo plano
			
Tipo de eje	Vertical	Vertical	Horizontal
			
Estructura en el cual funcionara el rotor	Cerrado	Cerrado	Libre
			
Protector del rotor	Libre	Libre	Cerrado
			
Numero de álabes	3	4	5
Tipo de material	Acero	Aluminio	Plata
	C. Solución 1	C. Solucion 2	C. Solución 3

3.1.3. Matriz de evaluación

El proceso para la selección óptima del concepto de solución se eligió la norma alemana VDI 2225. La lista de criterios técnicos y económicos tienen como referencia a la lista de exigencias, mediante la matriz de evaluación, anteriormente se mostraron 3 conceptos de solución, mediante la evaluación técnica tabla 6 se tendrá en cuenta un método de calificación, esto ayudará elegir el más adecuado entre las necesidades que se maneje por ya mencionada en parámetros y requerimientos.

Tabla 6. Evaluación técnica.

Evaluación técnica de Conceptos de Solución								
Valor Técnico (Xi)								
Proyecto: Diseño, simulación y análisis en el rotor de una turbina hidrocínética tipo horizontal mediante el software SolidWorks								
Cliente: Universidad Nacional de Jaén								
P: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según la norma VDI 2225)								
0 = No aceptable, 1 = Poco satisfactorio, 2 = Suficiente, 3 = Bueno, 4 = Óptimo								
g = Peso ponderado (está en función de los criterios de evaluación)								
Criterios de evaluación para diseño en fase de concepto								
Variantes de Concepto			Solución 1		Solución 2		Solución 3	
Nº	Descripción	g	p	gp	p	gp	p	gp
1	Diseño	4	3	12	3	12	4	16
2	Seguridad	4	2	8	2	8	3	12
3	Ergonomía	4	3	12	3	12	3	12
4	Durabilidad	3	3	9	4	12	4	12
5	Estabilidad	4	3	12	3	12	3	12
6	Montaje	4	2	8	2	8	3	12
7	Tamaño	4	2	8	2	8	3	12
8	Mantenimiento	3	2	6	2	6	3	9
Puntaje total		30	20	75	21	78	26	97
Valor técnico Xi			0.75		0.78		0.97	
Orden			1		2		3	

Fuente: Elaboración Propia

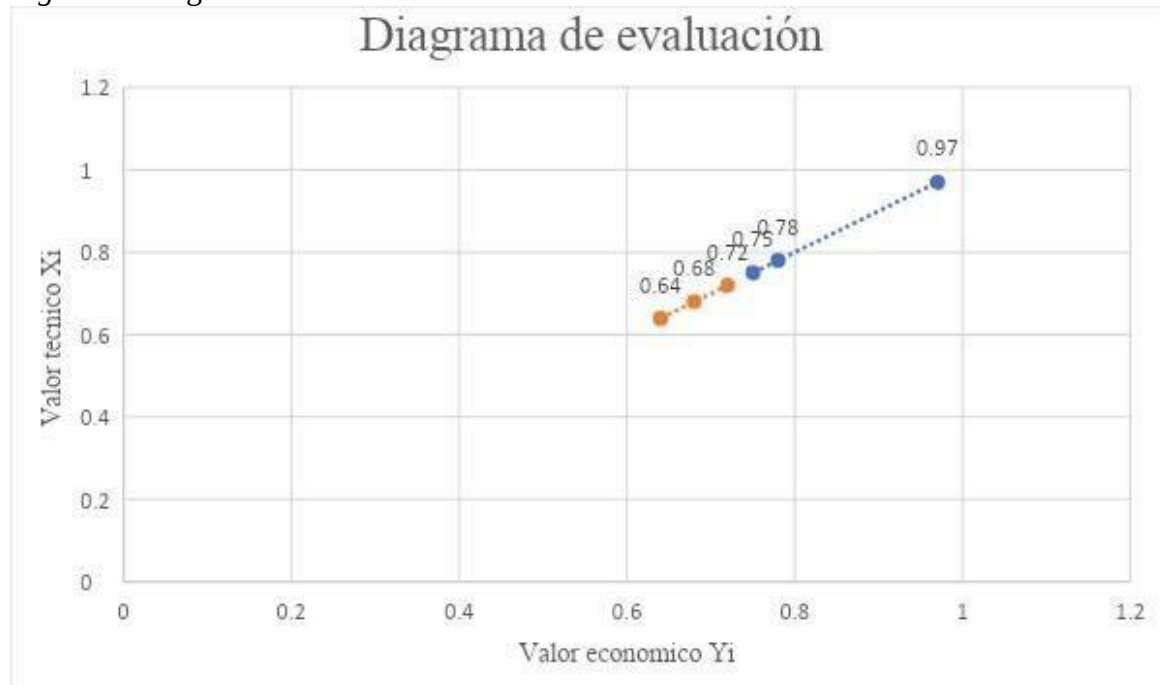
La tabla 7 presenta la evaluación económica para seleccionar el proyecto preliminar más adecuado:

Tabla 7. Evaluación económica.

Valor Económico (Yi)								
Proyecto: Diseño, simulación y análisis en el rotor de una turbina hidrocínética tipo horizontal mediante el software SolidWorks								
Cliente: Universidad Nacional de Jaén								
P: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según la norma VDI 2225)								
0 = No aceptable, 1 = Poco satisfactorio, 2 = Suficiente, 3 = Bueno, 4 = Óptimo								
g = Peso ponderado (está en función de los criterios de evaluación)								
Criterios de evaluación para diseño en fase de concepto								
Variantes de Concepto			Solución 1		Solución 2		Solución 3	
Nº	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	P	gp
1	Costo de diseño	4	3	12	3	12	3	12
2	Costo de Fabricación	4	3	12	4	16	4	16
3	Costo de montaje	4	2	8	2	8	3	12
4	Mantenimiento	4	4	16	4	16	4	16
5	Necesidad de repuestos	4	4	16	4	16	4	16
Puntaje total		20	16	64	17	68	18	72
Valor económico Yi				0.64	0.68		0.72	
Orden				1	2		3	

Fuente: Elaboración Propia

Figura 5: Diagrama de evaluación VDI 2221



. Fuente: Elaboración propia

Para interpretar la selección óptima mediante la matriz de evaluación se muestra en la figura 5 los resultados por puntaje, por ende, la selección concepto de solución es el número 3, es una opción más factible para la elaboración del diseño interpretado mediante la tabla 5, a continuación, se empezará a desarrollar el proyecto con esta solución óptima.

3.1.4. Cálculos para el diseño de la turbina hidrocínética de eje horizontal

En este subcapítulo se realizó los cálculos necesarios previos al diseño de la turbina hidrocínética de eje horizontal, la cual ha sido seleccionada como la alternativa 3 como óptima mediante el uso de una matriz de selección.

– Velocidad del río Amojú

Para validar el diseño del presente proyecto se determinó el caudal en el “río Amojú – Jaén” utilizando métodos específicos de medición, como el uso del tubo de Pitot y el método del flotador. A continuación, se detallan los procesos y cálculos realizados:

- **Selección del Área de Estudio:** Se realizó el aforo del río Amojú, seleccionando un punto de muestreo con una sección constante para facilitar la medición.
- **Medición de la Longitud y Ancho:** Se midió una longitud de 10 metros y un ancho de 7 metros en el tramo seleccionado del río.

- **Medición de la Profundidad:** La profundidad del río fue medida cada 2 metros a lo largo del ancho del río, obteniendo diferentes profundidades en cada tramo.

Tabla 8. Tiempo de recorrido y velocidad del fluido “Río Amojú”.

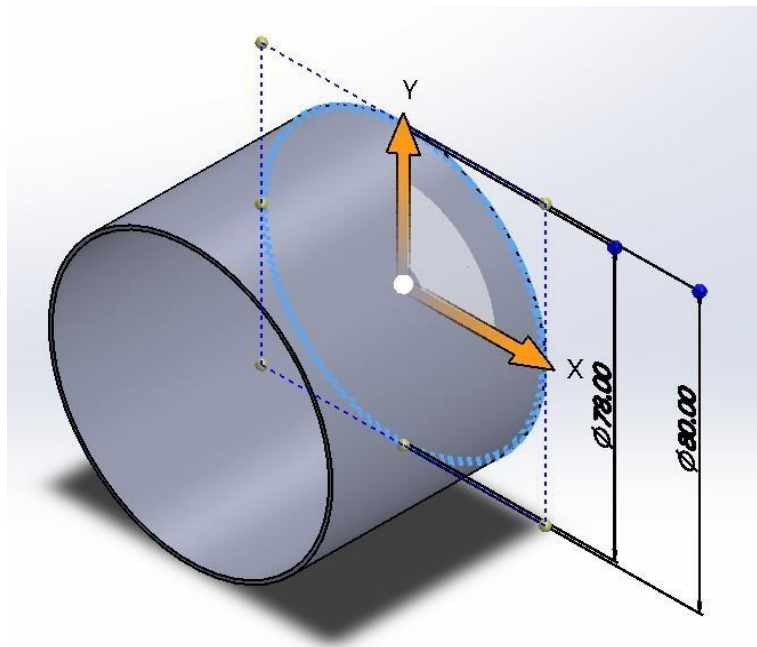
Ancho (m)	Longitud (m)	Profundidad (m)	Tiempo (segundos)	Velocidad (m/s)
7	10	1.2 a 1.5 aprox	7.73	1.294
			9.72	1.029
			8.58	1.165
			9.80	1.02
			8.43	1.186

Fuente: Elaboración propia.

– **Diámetro del protector del rotor de la T. H.**

El diámetro del protector del rotor de la turbina hidrocinética se determinó por la profundidad del río el cual va ser simulado, lo cual se muestra en la tabla 8, que aproximadamente tienen una profundidad de 1.2 a 1.5 m. Por ello, se está tomando esta medida de 0.8 m para el protector, por ende, facilitara el montaje de toda su estructura y componentes.

Figura 6: Diámetro del protector del rotor.



Fuente: Elaboración propia.

– **Potencia disponible en el fluido**

La potencia que se calculara es la cual actúa los alabes de acuerdo impulsa el fluido:

$$P_d = \frac{1}{2} \rho A V_{rel}^3 = \frac{1}{2} \rho \pi R^2 V_{rel}^3$$

Donde:

P_d : Potencia disponible en el fluido, [W].

ρ : Densidad del fluido, [997 Kg/m³].

V : Velocidad del fluido, [De acuerdo a la tabla 5, se calculó el promedio de los datos encontrados y resulta 1.1388 m/s].

R : Radio del rotor, [0.3 m].

$$P_d = \frac{1}{2} \times 997 \times \pi 0.30^2 \times 1.1388^3 = 208.16 \text{ W}$$

– **Potencia útil de la turbina**

La potencia máxima aprovechable está limitada por el coeficiente de Betz ($C_p=0.59$):

$$P_{\text{útil}} = C_p \times P_d$$

Donde:

$P_{\text{útil}}$: Potencia útil, [W].

P_d : Potencia disponible en el fluido, [208.16 W].

C_p : Coeficiente de potencia, [0.59].

$$P_{\text{útil}} = 0.59 \times 208.16 = 122.81 \text{ W}$$

– **Área barrida por las aspas**

El área barrida por las aspas de la turbina hidrocínética de eje horizontal se calcula de la siguiente forma:

$$A = \pi \times R^2$$

Donde:

A : Área barrida, [m²].

R : Radio de las aspas, [30 cm = 0.3m].

$$A = \pi \times 0.30^2 = 0.28 \text{ m}$$

– Teoría del disco actuador

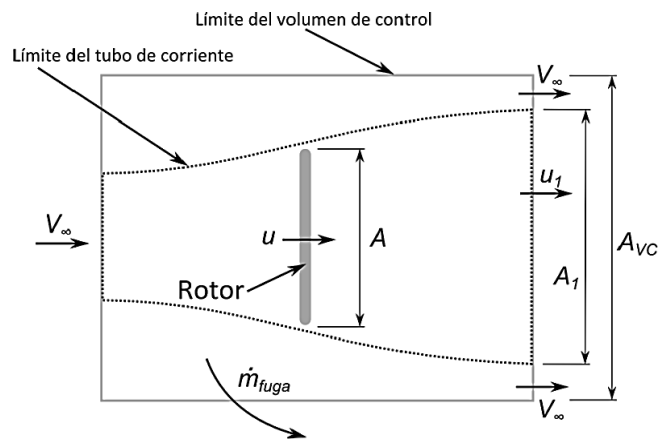


Figura 1: Teoría de disco actuador.

Fuente: Elaboración propia.

Realizando un análisis basado en el principio de Bernoulli aplicado a cada mitad del tubo de corriente, desde y hacia el disco actuador, se obtiene que el cambio de presión está dado por:

$$A_P = \frac{1}{2} \times \rho (V_\infty^2 - u_1^2)$$

Donde:

A_P : Cambio de presión en el disco actuador, [Pa].

ρ : Densidad del fluido, [997 Kg/m³].

V : Velocidad del fluido al ingreso, [1.1388 m/s].

u : Velocidad del fluido a la salida del rotor, [1.5 m/s aprox].

$$A_P = \frac{1}{2} \times 997(1.1388^2 - 1.5^2) = -475.13 \text{ Pa}$$

Una forma de calcular la fuerza de empuje axial es utilizando este cambio de presión, considerando el área del disco actuador:

$$F_x = A_P \times A = \frac{1}{2} \times A \times \rho(V_\infty^2 - u_1^2)$$

Donde:

F_x : Fuerza de empuje, [N].

A_P : Cambio de presión en el disco actuador, [475.13 Pa].

A : Área del disco actuador, [0.28 m²].

$$F_x = 475.13 \times 0.28 = 133.04 \text{ N}$$

A partir de esta expresión para la fuerza de empuje axial, se define el coeficiente de empuje axial CF_x como:

$$a = 1 - \frac{u}{V_\infty}$$

Donde:

a : Extracción de energía.

u : Velocidad del fluido a la salida del rotor, [1.5 m/s aprox].

V : Velocidad del fluido al ingreso, [1.1388 m/s].

$$a = 1 - \frac{1.5}{1.1388} = -0.317$$

Teniendo el cálculo de la extracción de la energía, se procede a calcular el coeficiente de empuje:

$$CF_x = \frac{F_x}{\frac{1}{2} \times \rho \times A \times V^2}$$

$$CF_x = \frac{113.04}{\frac{1}{2} \times 997 \times 0.28 \times 1.1388^2}$$

$$CF_x = 0.624$$

Teniendo un resultado de un $CF_x=0.624$ indica una eficiencia moderada en términos de empuje axial generado en relación con la energía disponible en el fluido.

– Fuerza del agua sobre los álabes

Para hallar la fuerza del agua que resulta al contacto con una superficie plana, se considera la sección vertical de la superficie en contacto con el fluido.

$$F_a = A_P \times A$$

Donde:

F_a : fuerza del agua sobre los álabes, [N].

A_P : Presión del agua, [475.13 Pa].

A : Área del barrido, [0.28 m²].

$$F_a = 475.13 \times 0.28 = 113.03 \text{ N}$$

– Energía hidráulica

Para calcular la energía eólica se calcula de la siguiente forma:

$$mi_v = \left(\frac{1}{2}\right) \pi \times r^2 \times \rho \times V^3 \times t$$

Donde:

mi_v : Energía hidráulica, [W].

ρ : Densidad del fluido, [997 Kg/m³].

r : Radio del rotor, [0.30 m].

V : Velocidad del fluido, [1.1388 m/s].

t : Tiempo de funcionamiento, [s]

$$mi_v = \left(\frac{1}{2}\right) \pi \times 0.30^2 \times 997 \times 1.1388^3 \times 86400$$

$$mi_v = 17985.13337Kw$$

– Factor de pérdida en la punta

Estas pérdidas surgen como resultado de las variaciones de presión que generan los vértices formados al final del álabe.

$$F = \frac{2}{\pi} \times \cos^{-1}(e^{-f})$$

Donde:

$$f = \frac{Z}{2} \times \frac{R-r}{R \times \sin \theta} = \frac{3}{2} \times \frac{0.8-0.3}{0.8 \times \sin 45} = 1.32$$

Reemplazando:

$$F = \frac{2}{\pi} \times \cos^{-1}(e^{-1.32}) = 0.83$$

El resultado 0.83 representa un factor de pérdida en la punta de las palas, indicando que las pérdidas por vértices son bajas y la eficiencia en esta región es relativamente alta. Esto implica que el diseño del álabe logra minimizar las turbulencias en la punta, favoreciendo un mejor aprovechamiento de la energía del fluido.

– Ángulo de ataque

Para el cálculo del ángulo de ataque de los perfiles de ataque se realiza de la siguiente de forma:

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{\sin \theta}{\lambda + \cos \theta} \right)$$

Donde:

α : Ángulo de ataque.

λ : Relación de velocidad en la punta del álabe, [1.1388 m/s].

θ : Ángulo azimutal o de posición del álabe, [90°].

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{\sin 90^\circ}{1.1388 + \cos 90^\circ} \right) = 41.39^\circ \cong 41^\circ$$

– **Longitud de la cuerda**

El cálculo de la cuerda de un perfil en turbinas varía según el diseño y el modelo de la turbina, pero generalmente depende de parámetros como el ángulo de ataque, la geometría del álabe, y la relación de velocidad. Aquí hay algunas fórmulas comunes:

$$C = \frac{2R}{\sin(\alpha + \theta)}$$

Donde:

C : Longitud de la cuerda, [m].

R : Radio de base del álabe, [0.05 m].

α : Ángulo de ataque, [41.39°].

θ : Ángulo de compensación, [0°].

$$C = \frac{2 \times 0.05}{\sin(41.39 + 0)} = 0.151 \text{ m}$$

– **Espesor de la cuerda**

Para calcular el espesor del perfil se toma la ecuación siguiente:

$$E_c = \frac{16\pi R^2}{9B\lambda^2}$$

Donde:

E_c : Espesor de la cuerda, [m].

λ : Relación de velocidad en la punta del álabe, [1.1388 m/s].

R : Radio del álabe, [0.05m].

B : Número de álabes, [3].

$$E_c = \frac{16 \times \pi \times 0.05^2}{9 \times 3 \times 1.1388^2} = 0.072 \text{ m}$$

- Similitud de Froude

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{g \times D}}$$

Donde:

Fr : Similitud de Froude.

v : Velocidad del fluido, [1.1388 m/s].

g : Aceleración de la gravedad, [9.81 m/s²].

D : Diámetro del rotor, [0.6 m].

$$Fr = \frac{1.1388}{\sqrt{9.81 \times 0.6}} = 0.469$$

El cálculo correcto del $Fr=0.469$ confirma que el sistema está diseñado con una relación adecuada entre las fuerzas gravitatorias e inerciales, lo que es fundamental para la validez en un futuro si se hace experimental el diseño.

- Densidad energética

La densidad energética se refiere a la cantidad de energía disponible en el viento por unidad de área que puede ser capturada por las palas de la turbina y así poder generar energía eléctrica.

$$E_\rho = \frac{P_t}{A}$$

Donde:

E_ρ : Densidad energética, [W/m²].

P_t : Potencia disponible, [208.16 W].

A : Área barrida, [0.28 m²].

$$E_{\rho} = \frac{208.16}{0.28} = \frac{743.42W}{m^2}$$

– Solidez

La solidez es un parámetro que relaciona el área de los álabes que intercepta al área de la turbina al girar.

$$\sigma = \frac{N \times c}{D}$$

Donde:

σ : Solidez, [Adimensional].

c : Cuerda, [0.151 m].

N : Número de álabes, [3].

D : Diámetro de la turbina, [0.60 m].

$$\sigma = \frac{3 \times 0.151}{0.6} = 0.755$$

La solidez de la turbina es aproximadamente 0.61, lo que implica que el área ocupada por las palas de la turbina representa alrededor del 61% del área total barrida por el rotor.

– **Comportamiento del flujo en un perfil hidrodinámico**

La caracterización del comportamiento de un fluido en contacto con un perfil hidrodinámico se describe mediante el Número de Reynolds [Re], el cual representa el grado de fricción de una superficie de acuerdo con las propiedades del fluido en contacto. Por este motivo, su valor se incrementa de acuerdo al tipo de flujo y a la longitud de la superficie de contacto. Por definición, Re describe la relación entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas en un fluido a través de la ecuación.

$$Re = \frac{\rho V c}{\mu}$$

Donde:

ρ : Densidad del fluido, [997 kg/m³].

V : Velocidad del fluido, [1.1388 m/s].

c : Longitud de la cuerda, [0.151 m].

μ : Viscosidad dinámica del fluido, [0.001002 Kg/m.s].

$$Re = \frac{997 \times 1.1388 \times 0.151}{0.001002} = 171100.72$$

Un número de Reynolds de 171100.72 es muy alto, lo que indica que el flujo del fluido es turbulento.

– Cálculos para el eje de transmisión “perfil barra circular”

Para calcular el momento flector solamente para prevenir la deformación del perfil tipo barra circular, se realizará mediante el diámetro del eje que se tomará como dato de 0.65 cm.

Una vez teniendo la dimensión del perfil tipo barra circular se tomará ciertos datos de las propiedades mecánicas ASTM A36, se toma la resistencia a la tracción de 550 Mpa y Límite a la fluencia 250 Mpa, por ficha técnica de Aceros Arequipa se mencionan en la tabla 9:

Tabla 9. Propiedades Mecánicas.

Propiedades Mecánicas				
Sección	Norma técnica del perfil tipo barra	Resistencia a la tracción Mpa (Kg/cm ²)	Límite a la fluencia Mpa (Kg/cm ²)	Alargamiento en 200 mm min. (%)
Perfil tipo barra	ASTM A36	400-550 (4.080-5620)	250 (2.530)	20.0
	SAE 1045	650-800 (6.700-8.200)	390-540 (4.000-5.500)	12.0

Fuente: Aceros Arequipa, 2022.

Para el desarrollo del momento de inercia se toma la siguiente ecuación ya mencionado en la teoría relacionado al tema:

$$J = \frac{\pi \times R^4}{4}$$

Donde:

D: Diámetro del eje, 0.0065 m.

$$J = \frac{\pi \times R^4}{4} = \frac{\pi \times 0.0065^4}{4} = 0.000\ 000\ 001\ 4\ \text{m}^4$$

Para el cálculo del momento flector de un eje se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$M_p = \frac{3 \times \sigma \times J}{2 \times C}$$

Donde:

M_p : Momento plástico o flector, [Nm].

σ : Límite de fluencia, [250 MPa = $2.5 \times 10^8\ \text{N/m}^2$].

C : Distancia al centro del eje, [0.00325 m].

J : Momento de inercia, [0.000 000 001 4 m⁴].

$$M_p = \frac{3 \times (2.5 \times 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}) \times 0.000\ 000\ 001\ 4\ \text{m}^4}{2 (0.00325\ \text{m})} = 161.54\ \text{Nm}$$

Para el cálculo de la fuerza de doblado se emplea la siguiente ecuación:

$$F_D = \frac{6 \times \sigma \times I}{C \times L}$$

Donde:

F_D : Fuerza de doblado (N)

σ : Límite de fluencia, [250 MPa = $2.5 \times 10^8\ \text{N/m}^2$].

I : Momento de inercia, [0.000 000 001 4 m⁴].

C : Distancia al centro del eje, [0.00325 m].

L : Longitud del eje, [0.30].

$$F_D = \frac{6 \times (2.5 \times 10^8 \frac{N}{m^2}) \times 0.000\,000\,001\,4\,m^4}{0.00325\,m \times 0.30\,m} = 2153.845\,N$$

Ahora, para verificar que la fuerza calculada es la ideal para doblar los tubos a trabajar, el Esfuerzo o Límite de Fluencia debe cumplir lo siguiente:

$$\sigma_y < \sigma_d$$

Donde:

$$\sigma_d = \frac{M_p \times C}{I}$$

σ_d : Esfuerzo flector o de doblado, [MPa].

M_p : Momento plástico o flector, [161.54 Nm].

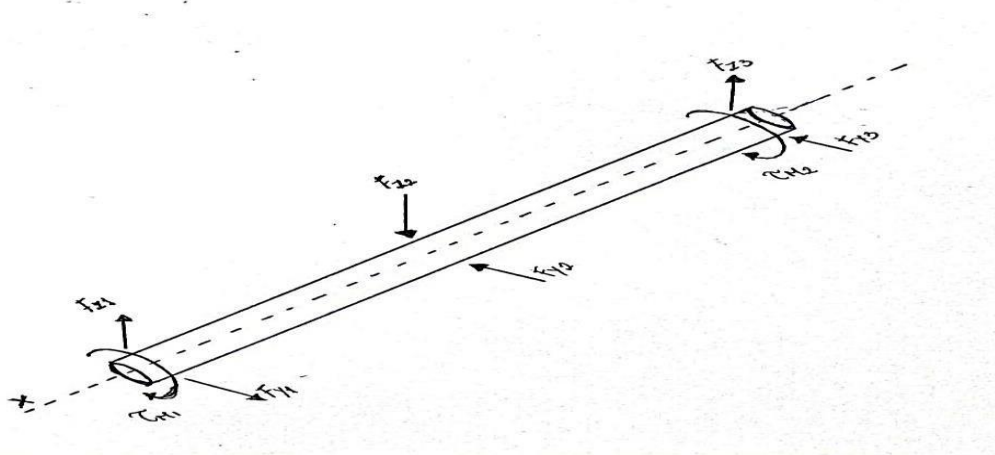
C : Distancia al centro del eje, [0.00325 m].

I : Momento de inercia, [$8.76 \times 10^{-11} m^4$].

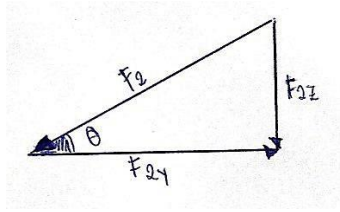
$$\sigma_d = \frac{161.54\,Nm \times 0.00325\,m}{0.000\,000\,001\,4\,m^4} = 375\,003\,571.43 \frac{N}{m^2} = 375.004\,Mpa \cong 375\,Mpa$$

El límite elástico se refiere al final de la zona elástica del material y el comienzo de la zona plástica. Esto significa que cuando se excede el límite elástico 375 Mpa, el material se deformará de forma permanente e irreversible. Diagrama de momento flector y cortante del eje de transmisión.

Figura 8: Diagrama de fuerzas en el eje principal de transmisión.



Fuente: Elaboración propia.



Como dato se tiene:

$$F_2 = 2153.85 \text{ N}$$

Calculo F_{y2} :

$$\cos \theta = \frac{F_2}{F_{y2}}$$

$$F_{y2} = 2153.86 \times \cos 45^\circ$$

$$F_{y2} = 1522.99 \text{ N}$$

Calculo F_{z2} :

$$F_2^2 = F_{y2}^2 + F_{z2}^2$$

$$F_{z2} = \sqrt{2153.86^2 - (-1522.99)^2}$$

$$F_{z2} = 1523.006 \text{ N}$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$F_{z2}(0.15) + F_{z3}(0.30) = 0$$

$$1523.006 \times (0.15) + F_{z3}(0.30) = 0$$

$$F_{z3} = \frac{228.45}{0.30} \text{ N}$$

$$F_{z3} = 761.5 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{y1} - F_{y2} + F_{y3} = 0$$

$$2153.85 - 1522.99 + F_{y3} = 0$$

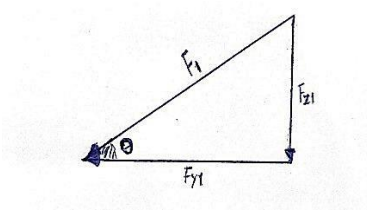
$$F_{y3} = 630.86 \text{ N}$$

Calculo F_3 :

$$F_3^2 = F_{y3}^2 + F_{z3}^2$$

$$F_3 = \sqrt{630.86^2 + 761.5^2}$$

$$F_3 = 988.87 \text{ N}$$



Calculo F_1 :

$$\tau_{M2} = \tau_{M1} = F \times d$$

$$\tau_{M1} = 1522.99 \times 0.15$$

$$\tau_{M1} = 228.45 \text{ Nm}$$

$$\tau_{M1} = F_1 \times d$$

$$F_1 = \frac{228.45}{0.15}$$

$$F_1 = 1523 \text{ N}$$

Calculo F_{y1} :

$$\cos \theta = \frac{F_1}{F_{y1}}$$

$$F_{y1} = \frac{1523}{\cos 45^\circ}$$

$$F_{y1} = 2153.85 \text{ N}$$

Calculo F_{z1} :

$$F_{z1} - F_{z2} + F_{z3} = 0$$

$$F_{z1} = 1392.345 \text{ N}$$

Calculo F_{Total} :

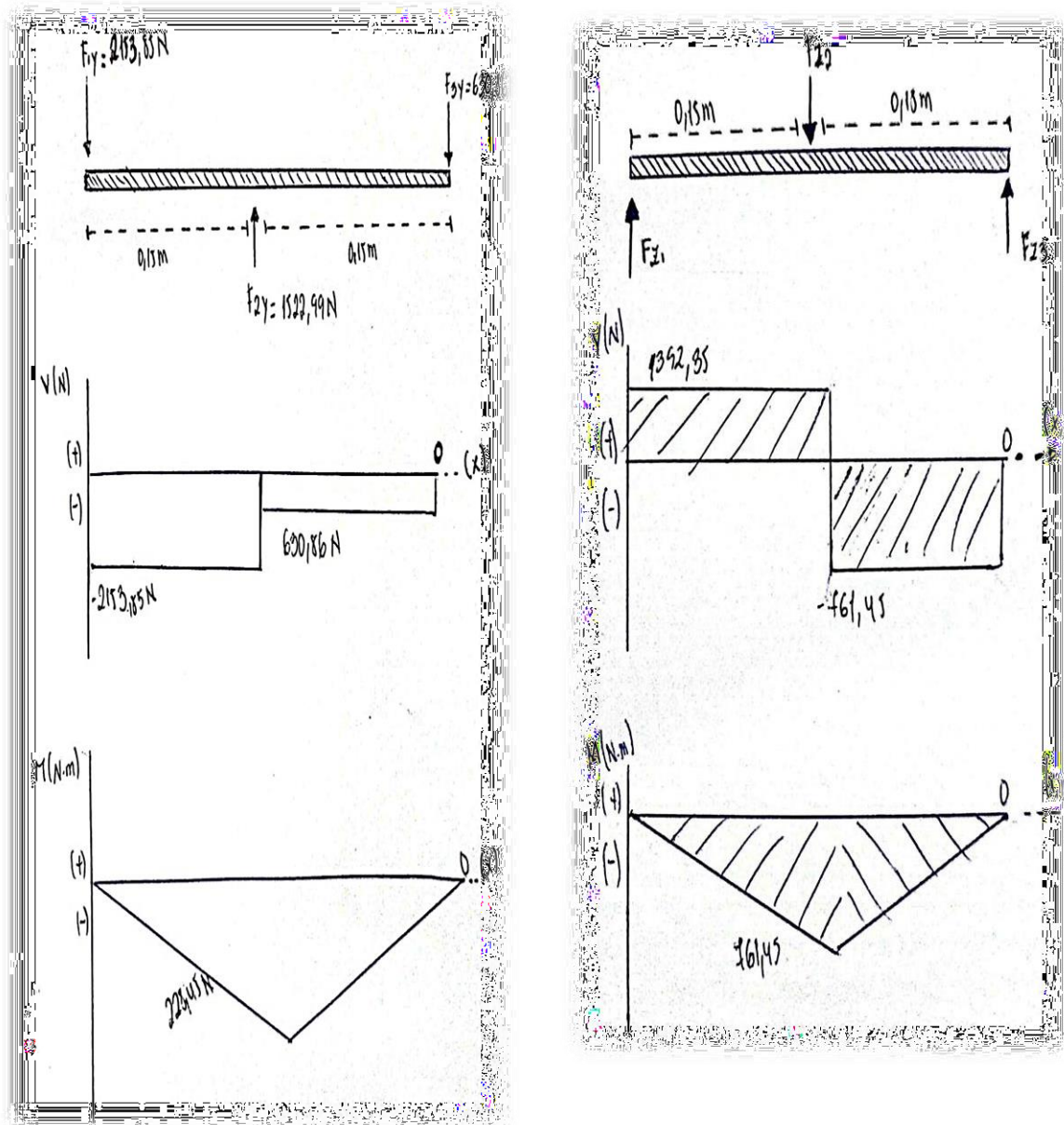
$$F_{Total} = F_1 - F_2 + F_3$$

$$F_{Total} = 1523 - 2153.85 + 988.87$$

$$F_{Total} = 358.02 \text{ N}$$

En la figura 9 se puede observar la distribución de fuerzas en el eje del rotor de la turbina, este diagrama ayudara a determinar cálculos de resistencia de material en subcapítulos adelante.

Figura 9: Diagrama de fuerzas en el eje principal de transmisión.



Fuente: Elaboración propia.

– Esfuerzo simple

$$\sigma = \frac{F_T}{A}$$

Donde:

σ : Esfuerzo simple, [Mpa].

F_T : Fuerza, [N].

A : Area del eje de transmisión, [$\pi \times (\frac{0.65}{2})^2 = 0.331 \text{ m}^2$].

$$\sigma = \frac{358.02}{0.331} = 1081.6 \frac{N}{m^2}$$

– Torsión en el eje

$$\tau = \frac{T \times r}{J}$$

Donde:

τ : Torsión, [Mpa].

T : Torque, [358.02N×0.30m= 107.41 Nm].

r : Radio del rotor, [0.65/2 = 0.325 m].

J : Momento de inercia, [0.000 000 001 4 m⁴].

$$\tau = \frac{107.41 \times 0.325}{0.000\ 000\ 001\ 4} = 249344642.71 \frac{N}{m^2} = 249.34 \text{ Mpa}$$

– Límite de fatiga

El comportamiento a fatiga de los materiales se puede representar con bastante aproximación a una recta en representación logarítmica, llegando a una tensión por debajo de la cual no se produce fallo por fatiga, siendo éste el ya nombrado límite de fatiga (S_e).

$$S_e = K_a k_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

Dónde:

S_e : Límite de resistencia a la fatiga, Mpa.

K_a : Factor de superficie

k_b : Factor de tamaño

K_c : Factor de carga

K_d : Factor de temperatura

K_e : Factor de efectos diversos

K_f : Factor de concentración tensiones a la fatiga

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

Factor de superficie K_a : Este factor corrige el efecto de acabado, es decir, la diferencia que puede haber entre la terminación pulida longitudinal de la probeta de ensayo y la terminación o acabado para un determinado elemento de máquina (muchas veces estos elementos no presentan un acabado de calidad).

$$K_a = aS_{ut}^b$$

Figura 10: Datos para el cálculo de factor de superficie.

Acabado superficial	$k_a = aS_{ut}^b \text{LN}(1, C)$			
	a		b	Coeficiente de variación, C
	kpsi	MPa		
Esmerilado*	1.34	1.58	-0.086	0.120
Maquinado o laminado en frío	2.67	4.45	-0.265	0.058
Laminado en caliente	14.5	56.1	-0.719	0.110
Como sale de forja	39.8	271	-0.995	0.145

*Debido a la amplia dispersión en los datos de superficie esmerilada, una función alterna es $k_a = 0.878 \text{LN}(1, 0.120)$. Nota: S_{ut} en kpsi o MPa.

Fuente: Budynas & Nisbett, 2012.

En la figura 10 se puede observar los acabados superficiales según es procesado el material, para ello se eligió un acabado “laminado en caliente” el cual el valor de “a” es 56.1 Mpa y “b” -0.719. Para terminar el cálculo nos falta la resistencia a la tensión del material ASTM A36, el cual se saca de la tabla 9, teniendo un valor de 550 Mpa resistencia a la tracción o 250 Mpa límite a la fluencia.

$$K_a = 56.1 \times 550^{-0.79}$$

$$K_a = 0.38$$

Factor de tamaño K_b : El factor de tamaño se elige 0.75 debido al diámetro del eje 0.65 cm, para el caso de flexión y torsión (por eje rotatorio).

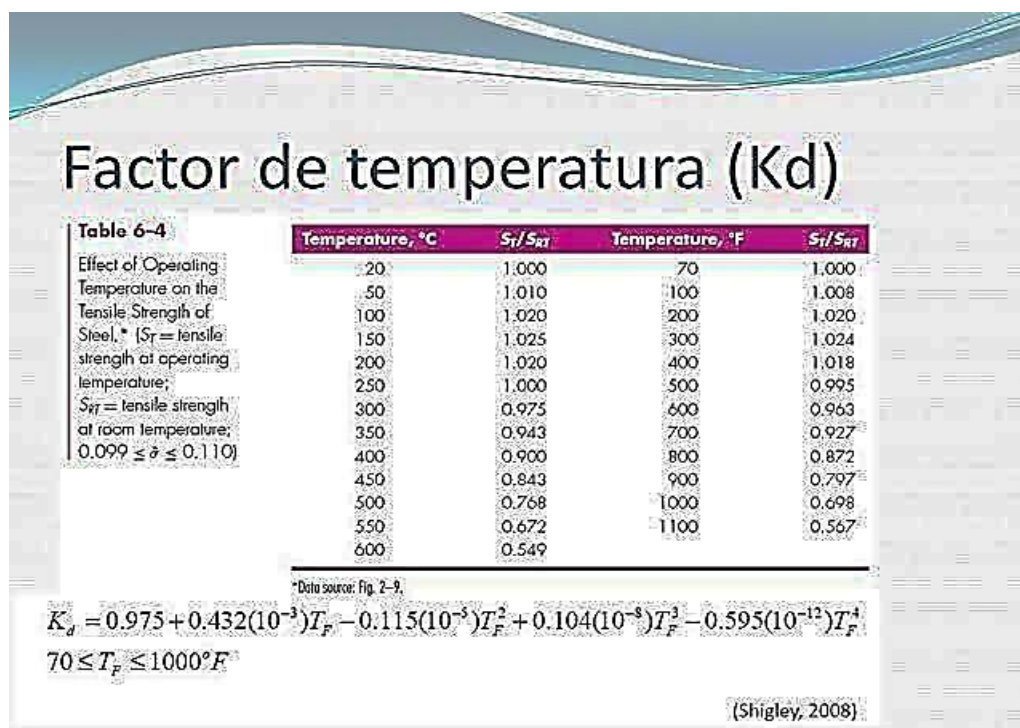
$$K_b = 0.6 \text{ a } 0.75 \quad d > 2 \text{ pulg (50.8)}$$

Factor de carga K_c : Para el factor de carga hay tres tipos el cual son por flexión, torsión y axial. En el eje principal de la máquina dobladora se destacó por la forma de su trabajo, para ello se obtiene un valor de 0.577 de forma torsión en su trabajo.

$$K_c = 0.577$$

Factor de temperatura K_d : Para determinar el factor de temperatura K_d se realiza mediante la figura 26 el cual se desarrolla mediante la siguiente ecuación:

$$K_d = \frac{S_T}{S_{RT}}$$



Fuente: Budynas & Nisbett, 2016.

Ya analizando la figura 11, el eje del rotor de la turbina de eje horizontal trabajara a temperatura ambiente de 20 °C el cual da un resultado de 1.000.

$$K_d = 1.000$$

Factor de sensibilidad a la entalla K_e : Desde un punto de vista físico, el factor de concentración de tensiones elástico (K_t), tiene un significado relativo, puesto que los materiales reales suelen presentar un comportamiento de tipo elastoplástico en las entallas. Por esta razón, la hipótesis de comportamiento elástico lineal es sólo una aproximación inicial que no suele cumplirse del todo en la práctica. Este hecho hace que la presencia de singularidades

geométricas reduzca la resistencia a la fatiga de las piezas y demás componentes mecánicos, aunque no en la misma proporción como marca el factor de concentración de tensiones (K_t) teórico. Por este motivo se introduce el concepto de coeficiente de concentración de tensiones a la fatiga (K_f) definido, para una vida dada, como:

$$K_f = \frac{\text{Resistencia a la fatiga entallado}}{\text{Resistencia a la fatiga entallado}}$$

El factor de sensibilidad (K_e) tiene relación con el factor de concentración de tensiones por fatiga (K_f) de la siguiente manera:

$$K_e = \frac{1}{K_f}$$

Por otro lado, la relación entre el coeficiente de concentración de tensiones elástico lineal (K_t) y el coeficiente de concentración de tensiones a la fatiga (K_f), viene dada a través del llamado factor de sensibilidad a la entalla (q):

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} = \frac{1}{1 + \frac{a}{r}}$$

Dónde:

P : Dimensión característico del material, 50 mm.

r : Radio entallado, 1 mm.

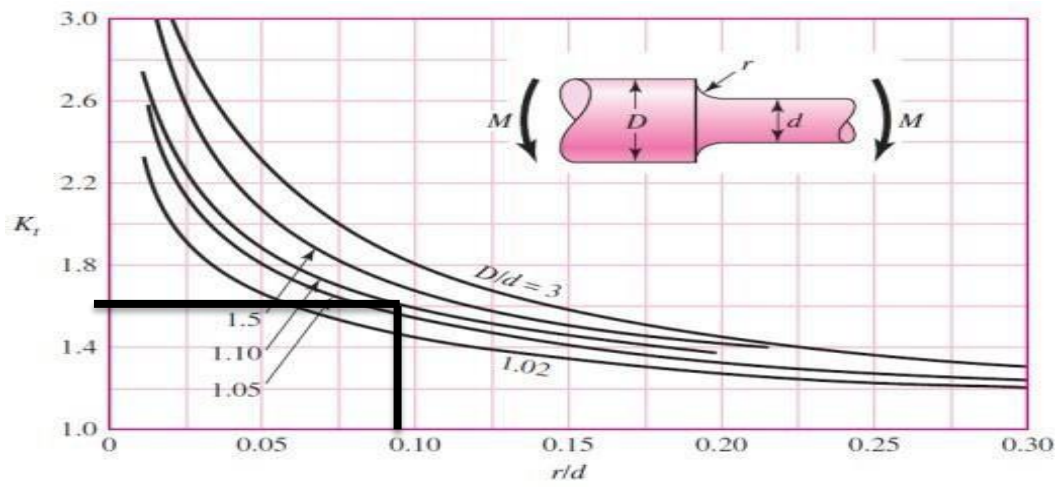
$$q = \frac{1}{1 + \frac{50}{1}} = 0.019$$

Despejando la ecuación 48 se puede obtener el coeficiente de concentración de tensiones a la fatiga (K_f) en función del coeficiente de concentración de tensiones elástico (K_t) y del factor de sensibilidad a la entalla (q):

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

Para encontrar el factor de concentraciones de tensiones a la fatiga (K_t y K_{ts}), se tiene datos como los esfuerzos máximos y esfuerzos normales:

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_o}$$

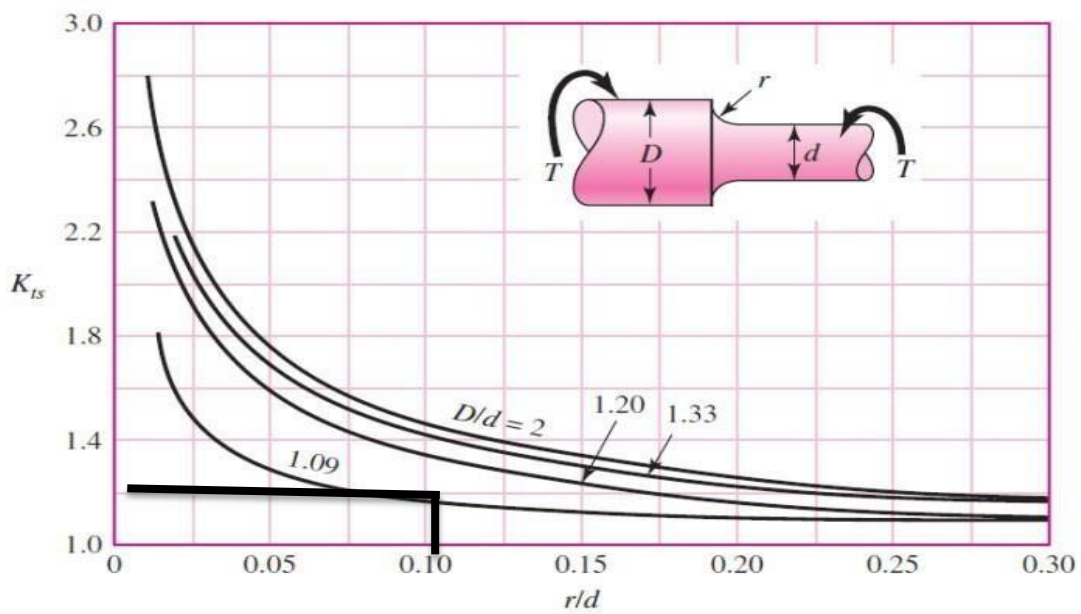


Fuente: Budynas & Nisbett, 2016.

$$\frac{D}{d} = \frac{40.50}{36.51} = 1.10 \quad \frac{r}{d} = \frac{4}{36.51} = 0.10 \quad K_{ts} = 1.6$$

Figura 13: Concentración de esfuerzos.

$$K_{ts} = \frac{\tau_{\max}}{\tau_o}$$



Fuente: Budynas & Nisbett, 2016.

$$\frac{D}{d} = \frac{40.50}{36.51} = 1.10 \quad \frac{r}{d} = \frac{4}{36.51} = 0.10 \quad K_{ts} = 1.2$$

Para finalizar, el factor de sensibilidad a la entalla (K_e) se calcula como:

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.019(1.6 - 1) = 1.0114$$

Por último:

$$K_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{1.0114} = 0.99$$

Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatorio S'_e :

Para calcular la resistencia a la fatiga teórica del material ASTM A36 se tiene datos mediante la tabla 9, el cual tenemos una resistencia máxima a la tracción de 550 Mpa:

$$S'_e = 0.5 \times \sigma_u = 0.5 \times 550 = 275 \text{ Mpa}$$

Por lo tanto, obteniendo todos los factores anteriores, se puede obtener el resultado de la resistencia a la fatiga (S_e):

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

$$S_e = 0.38 \times 0.75 \times 0.577 \times 1 \times 0.99 \times 1.0114 \times 275$$

$$S_e = 44.28 \text{ Mpa}$$

– Resistencia a la fatiga

Para encontrar la resistencia a la fatiga de un material, se tiende a calcular el esfuerzo alternante y esfuerzo medio:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{mín}}}{2} \quad , \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{\text{máx}} + \sigma_{\text{mín}}}{2}$$

Donde:

σ_a : Esfuerzo alternante, [Mpa].

σ_m : Esfuerzo medio, [Mpa].

$\sigma_{m\acute{a}x}$: Esfuerzo máximo, [Mpa].

$\sigma_{m\acute{i}n}$: Esfuerzo mínimo, [Mpa].

El esfuerzo máximo que experimenta el material en el ciclo de carga, se puede obtener midiendo o calculándolo según la carga aplicada y la sección transversal:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{\frac{F_{m\acute{a}x}}{A} - \frac{F_{m\acute{i}n}}{A}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{\frac{2153.85}{0.331} - \frac{988.87}{0.331}}{2}$$

$$\sigma_a = 1759.78 \frac{N}{m^2} = 0.0014905 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{\frac{2153.85}{0.331} + \frac{988.87}{0.331}}{2}$$

$$\sigma_m = 4747.3 \frac{N}{m^2} = 0.0047473 \text{ Mpa}$$

Teniendo el resultado del esfuerzo alternante y esfuerzo medio se procede a calcular la fatiga por el método de criterio de Goodman modificado:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} \leq 1$$

Donde:

S_e : Resistencia a la fatiga, [44.28 Mpa].

S_u : Resistencia última del material, [275 Mpa].

σ_a : Esfuerzo alternante, [0.0014905 Mpa].

σ_m : Esfuerzo medio, [0.0047473 Mpa].

$$\frac{0.0014905}{44.28} + \frac{0.0047473}{275} \leq 1$$

$$0.000\ 051 \leq 1$$

El resultado demuestra que el material está muy por debajo de su límite de fatiga, ya que el valor obtenido con el criterio de Goodman modificado (0,000051) es significativamente menor que 1. Esto indica que las cargas alternantes aplicadas son extremadamente bajas en comparación con la capacidad del material, garantizando que no fallará por fatiga y que el diseño es completamente seguro bajo estas condiciones.

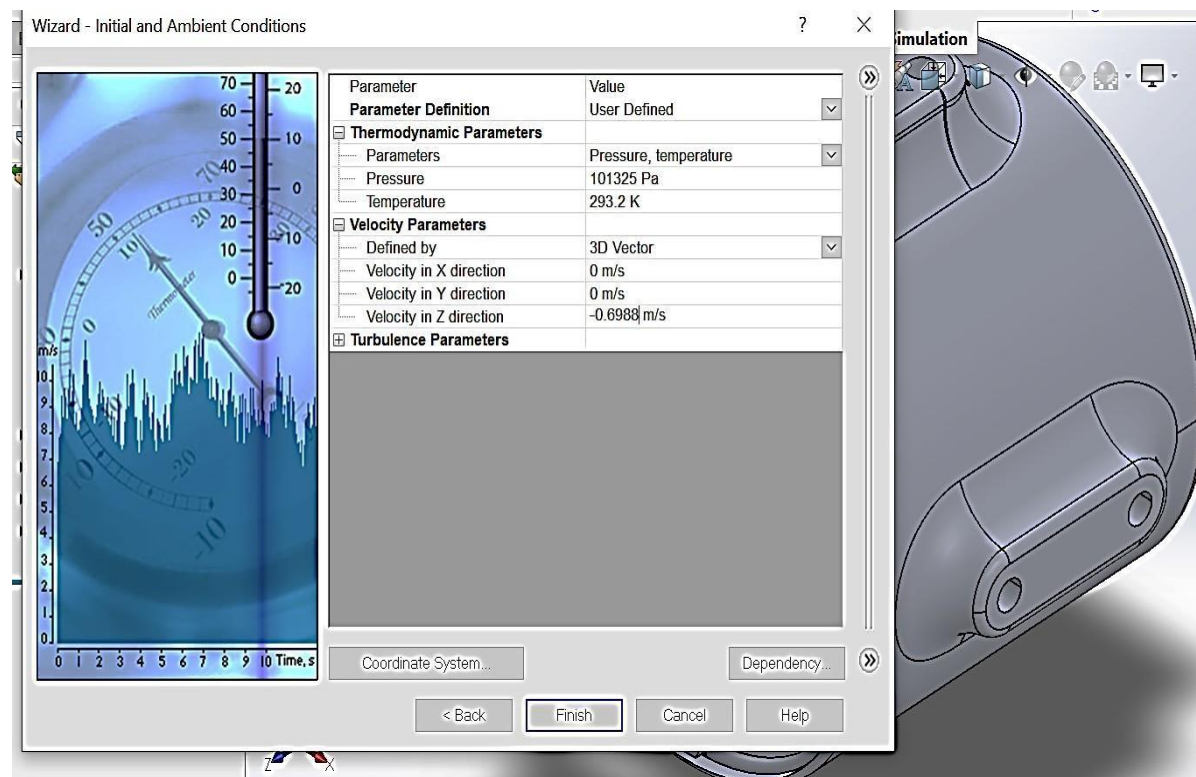
3.2. Simular y analizar el diseño de la turbina hidrocinética de eje horizontal utilizando el software de ingeniería SolidWorks.

3.2.1. Simulación dinámica de fluidos computacional

Las simulaciones de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) permitirán simular el comportamiento del fluido alrededor del rotor de turbina de eje horizontal. Estas simulaciones ayudarán a identificar áreas de mejora en el diseño, optimizando la interacción entre el fluido y el rotor para mejorar la generación de energía.

La figura 14 muestra la configuración inicial del rotor de la turbina hidráulica de eje horizontal en el software SolidWorks. La configuración incluye parámetros esenciales para realizar simulaciones CFD (Dinámica de Fluidos Computacional) que evaluarán el comportamiento del fluido alrededor del rotor. En la configuración, se define la velocidad del fluido a 0.6988 m/s, lo cual es crucial para las simulaciones posteriores de presión y velocidad.

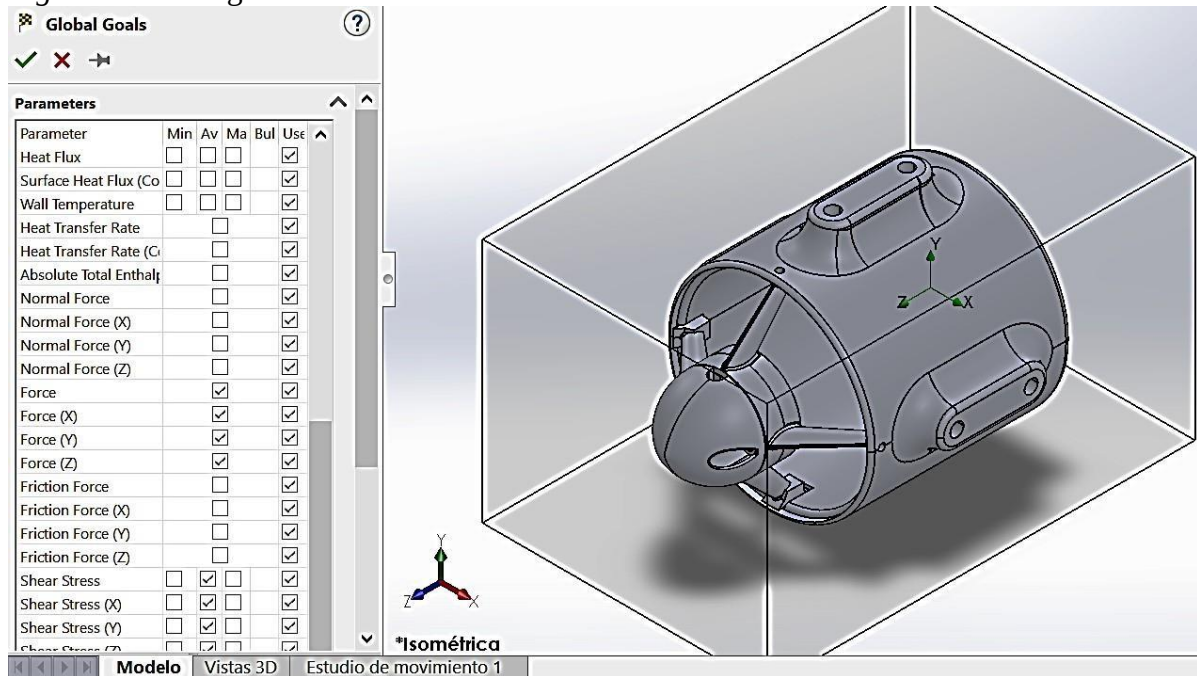
Figura 14: Configuración en Wizard SolidWorks.



Fuente: Elaboración propia.

Luego de tener configurado los parámetros principales para la simulación, tal cual se muestra en la figura 14. Se procede a configurar otros parámetros que son importantes para obtener datos mediante dicha simulación “se puede visualizar mediante la figura 13:

Figura 15: Configuración en Wizard SolidWorks – Global Goals.



Fuente: Elaboración propia.

Mediante las figuras 16 y 17 presenta la distribución de presión en el rotor de la turbina hidráulica de eje horizontal desde dos perspectivas: frontal, trasera, vista lateral derecha e izquierda

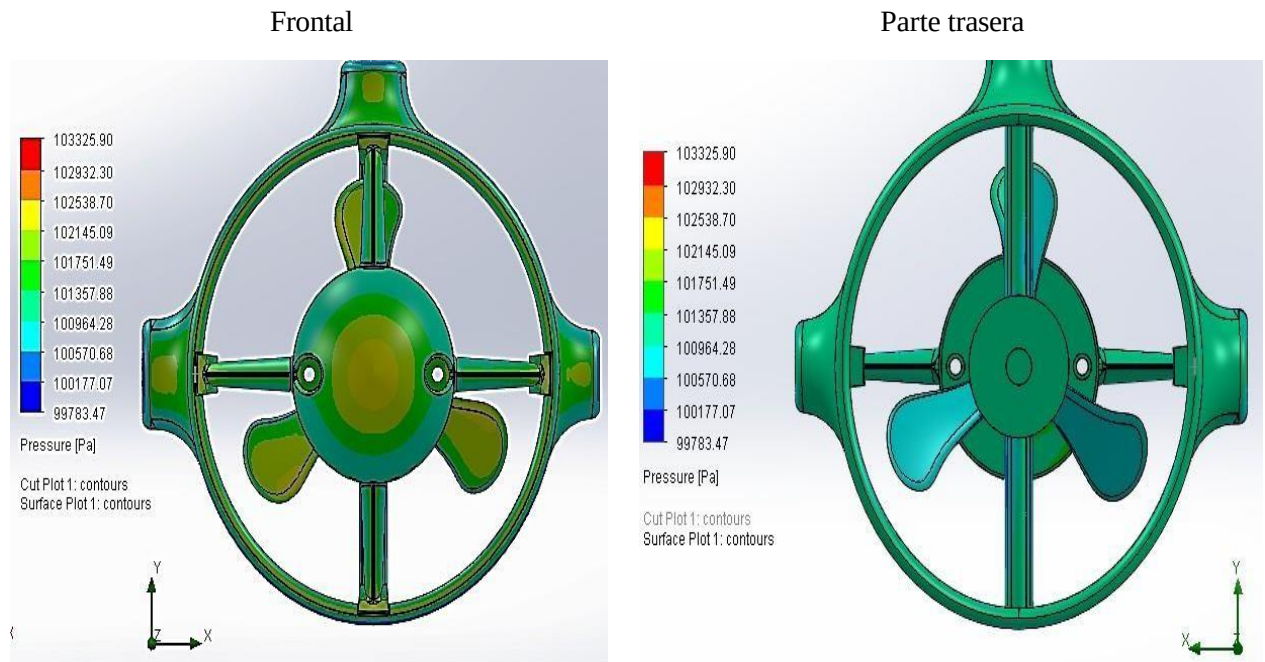
Vista frontal: Se observa la presión ejercida por el fluido en la parte frontal del rotor. Aquí se observa cómo el fluido impacta directamente las palas del rotor, generando una presión alta de 102932.30 Pa en estas áreas.

Vista trasera: Se observa la presión en la parte posterior del rotor. En esta vista, se pueden notar las áreas de baja presión 102145.09 Pa, que se forman debido al flujo del fluido alrededor de las palas del rotor.

Lateral derecho: Muestra cómo la presión se distribuye en el lado derecho del rotor. Generalmente, se observa una variación de presión a lo largo de las palas, indicando zonas de alta 101751.49 Pa y baja presión 100964.28 Pa.

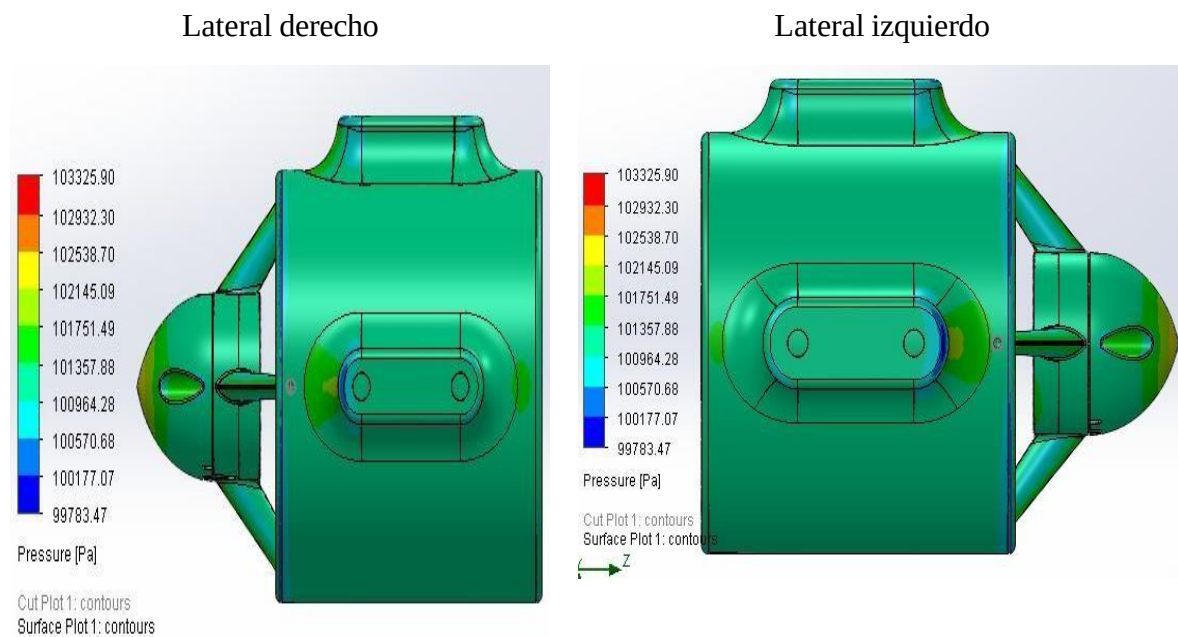
Lateral izquierdo: Similar al lado derecho, pero se puede notar la diferencia en la distribución de presión debido a la forma asimétrica del rotor y la dirección del flujo del fluido.

Figura 16: Presión en el rotor de la turbina hidráulica de eje horizontal.



Fuente: Elaboración propia.

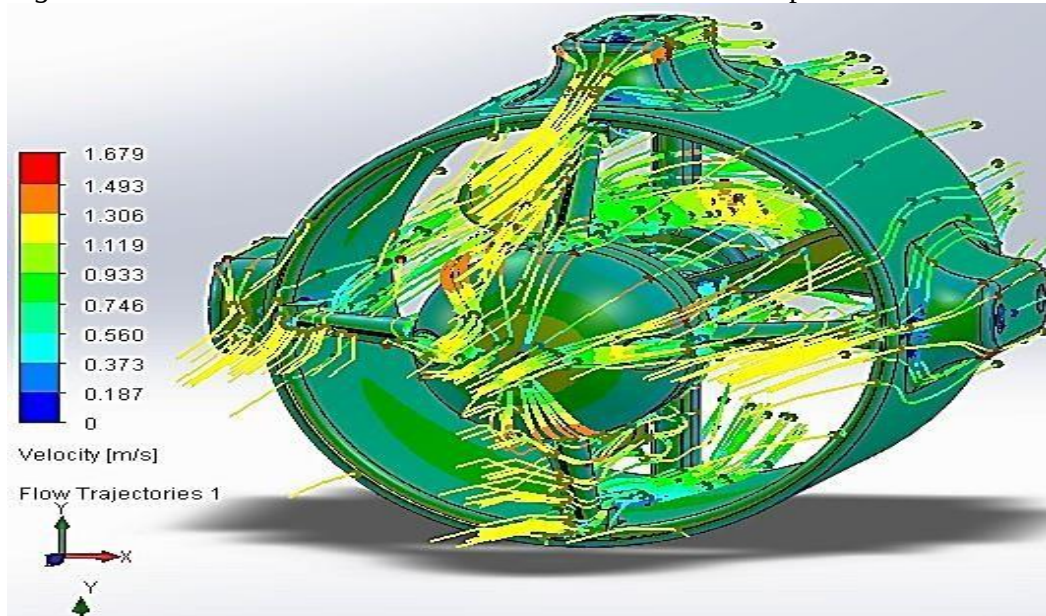
Figura 17: Presión en el rotor de la turbina hidráulica de eje horizontal.



Fuente: Elaboración propia.

La figura 18 muestra las diferentes velocidades en las proximidades del rotor, indicando cómo el fluido acelera o desacelera mientras pasa alrededor de las palas. Las zonas de alta velocidad generalmente se encuentran en los bordes de las palas debido a la forma en que el fluido se desplaza.

Figura 18: Velocidad en el rotor de la turbina hidrocinética tipo horizontal.



Fuente: Elaboración propia.

En la tabla 10 indica los resultados obtenidos de las simulaciones en SolidWorks. Incluye valores numéricos clave que describen el comportamiento del rotor bajo las condiciones simuladas, tales como: presiones, velocidades, fuerzas y torque.

Tabla 10. Resultados simulación de SolidWorks.

Nombre del objetivo	Unidad	Valor	Valor promedio	Valor mínimo	Valor máximo	Progreso [%]	Uso en convergencia
Presión estática media GG 1	[Pa]	101336.531	101336.5287	101336.5067	101336.5549	100	SI
Presión Total Media GG 2	[Pa]	102036.1828	102036.1748	102036.1562	102036.1941	100	SI
Velocidad media GG 3	[m/s]	1.671251791	1.171245326	1.171222937	1.171260341	100	SI
GG Velocidad media (X) 4	[m/s]	0.000342851	0.000330047	0.000305258	0.000358116	100	SI
GG Velocidad media (Y) 5	[m/s]	-0.00092607	-0.000940078	-0.000980461	-0.000900171	100	SI
GG Velocidad media (Z) 6	[m/s]	-1.66304625	-1.663033922	-1.663053072	-1.663011161	100	SI
GG Velocidad circunferencial promedio 7	[m/s]	-0.00118282	-0.001187324	-0.001213118	-0.001162703	100	SI
GG Velocidad radial media 8	[m/s]	0.003429266	0.003410285	0.003374209	0.003453436	100	SI
GG Velocidad axial media 9	[m/s]	-1.66304864	-1.163036319	-1.163055473	-1.163013559	100	SI
GG Fuerza 10	[N]	214.9274933	214.8728635	214.8133491	214.9274933	100	SI
Fuerza GG (X) 11	[N]	-4.80568897	-4.72614490	-4.91681510	-4.54169010	100	SI
Fuerza GG (Y) 12	[N]	119.6529182	120.3179610	118.0636180	123.0159670	100	SI
Fuerza GG (Z) 13	[N]	-214.540356	-214.4836217	-214.5403564	-214.4248393	100	SI
Par GG (X) 14	[N*m]	-203.301943	-203.329545	-203.642446	-203.127569	100	SI
Par GG (Y) 15	[N*m]	202.9380402	203.010987	202.830693	203.142778	100	SI
Par GG (Z) 16	[N*m]	33.08300773	33.0316450	32.7428550	33.269320	100	SI

Fuente: Elaboración propia.

Con el resultado de la tabla se procede a calcular el coeficiente de arrastre según la ecuación, mencionado en el marco teórico:

$$C_d = \frac{F}{\frac{1}{2} \rho A V^2}$$

Donde:

C_d : Coeficiente arrastre, [Adimensional].

F_z : Fuerza de arrastre, [214.54 N, tabla 7].

ρ : Densidad del agua, [997 kg/m³].

A : Área barrida del rotor de la turbina, [0.28 m²].

V : Velocidad en la punta del álabe, [1.67 m/s, tabla 7].

$$C_d = \frac{214.54}{\frac{1}{2} \times 997 \times 0.28 \times 1.67^2} = 0.55$$

Para el cálculo del coeficiente de sustentación se realizará mediante la ecuación, mencionado en el marco teórico:

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2} \rho V^2 A}$$

Donde:

C_L : Coeficiente de sustentación.

$F_{L,x}$: Fuerza de sustentación, [4.80 N, tabla 7].

ρ : Densidad del fluido, [997 Kg/m³].

V : Velocidad del fluido, [1.67 m/s, tabla 7].

A : Área de barrido, [0.28 m²].

$$C_L = \frac{4.80}{\frac{1}{2} \times 997 \times 0.28 \times 1.67^2} = 0.012$$

Para calcular la eficiencia de la turbina hidrocínética tipo horizontal, se calculará mediante la ecuación siguiente:

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho A V^3}$$

Donde:

P : Potencia, [W].

C_p : Coeficiente de potencia, [Adimensional].

ρ : Densidad del agua, [997 kg/m³].

A : Área barrida del rotor de la turbina, [0.28 m²].

v : Velocidad del fluido, [1.67 m/s, tabla 7].

Para calcular la eficiencia o coeficiente de potencia teórica máxima de la turbina hidráulica de eje horizontal se calculará de la siguiente forma:

$$C_{pmax} = 0.593 \left[\frac{\lambda N^{0.67}}{1.48 + (N^{0.67} - 0.04)\lambda + 0.0025\lambda^2} - \frac{1.92\lambda^2 N}{1 + 2\lambda N} \frac{C_L}{C_D} \right]$$

Donde:

C_{pmax} : Coeficiente de potencia máximo.

λ : Relación de velocidad de punta de las palas, [1.67 m/s, tabla 7].

N : Numero de álabes, [3].

CD : Coeficiente de arrastre, [0.55].

CL : Coeficiente de sustentación, [0.012].

$$C_{pmax} = 0.593 \left[\frac{(1.67)(3)^{0.67}}{1.48 + (3^{0.67} - 0.04)1.67 + 0.0025(1.67)^2} - \frac{1.92(1.67)^2(3)}{1 + 2(1.67)(3)} \frac{0.012}{0.55} \right] = 0.4025$$

Se tomará como ejemplo para calcular la potencia de la turbina, ya que son muchos resultados como se muestra en la tabla 7:

$$P = \frac{1}{2} \rho C_p A V^3$$

Donde:

P : Potencia de la turbina, [W].

ρ : Densidad del agua, [997 Kg/m³].

C_{pmax} : Coeficiente de potencia máximo, [0.4025].

A : Área del barrido dentro del protector del rotor, [diámetro de 0.8 m, $\pi \times (\frac{0.8}{2})^2 = 0.503$].

V : Velocidad del fluido, [1.67 m/s, tabla 7].

$$P = \frac{1}{2} \times 997 \times 0.4025 \times 0.503 \times 1.67^3 = 470.05 \text{ W}$$

El resultado indica que la turbina hidrocínética de eje horizontal con un diámetro de 0.6 metros en el rotor, operando en un flujo de agua con velocidad de 1.1388 m/s, tiene la capacidad de generar 470.05 vatios (W) de potencia, considerando un coeficiente de potencia de 0.4025.

Para el cálculo de energía en la turbina hidrocínética tipo horizontal se desarrollará de la siguiente forma:

$$Energia = \int_0^T p(t). dt = \int_0^T \frac{\rho}{2} A. V(t)^3. \eta_{mec}. dt$$

Donde:

$p(t)$: Potencia del rotor, [470.05 W].

ρ : Densidad del fluido, [997 Kg/m³].

V : Velocidad del fluido, [1.67 m/s, Tabla 7].

η_{mec} : Eficiencia mecánica, [0.9 Aproximando].

$$Energia = \frac{997}{2} \times 0.28 \times 1.67^3 \times 0.4025 \times 86400 = 50.55 \text{ Mj} = 14.04 \text{ Kwh}$$

Algo muy importante en toda turbina es la eficiencia del equipo, por ello se calculará de la siguiente forma:

$$Eficiencia = \frac{P_{out}}{P_{in}} \times 100\% = \frac{C_P \times P_{in}}{P_{in}} \times 100\%$$

Donde:

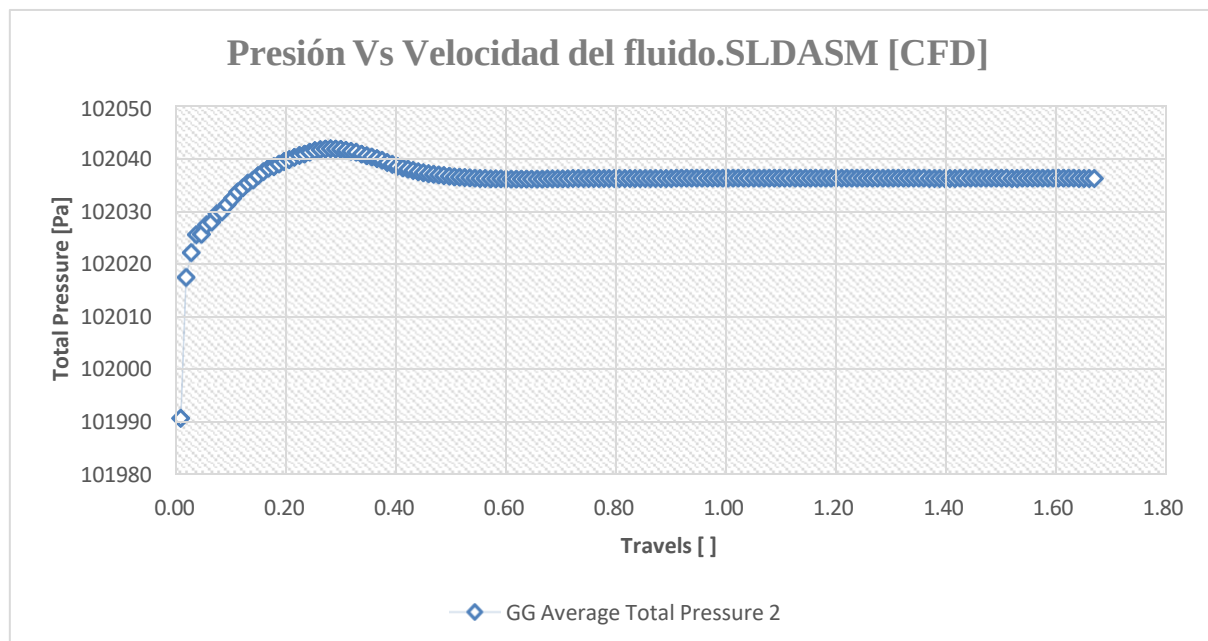
P_{out} : Potencia de salida, [W].

P_{in} : Potencia de entrada, [470.05 W].

C_P : Coeficiente de potencia, [0.4025].

$$Eficiencia = \frac{0.4025 \times 470.05}{470.05} \times 100\% = 0.4025 = 40.25\%$$

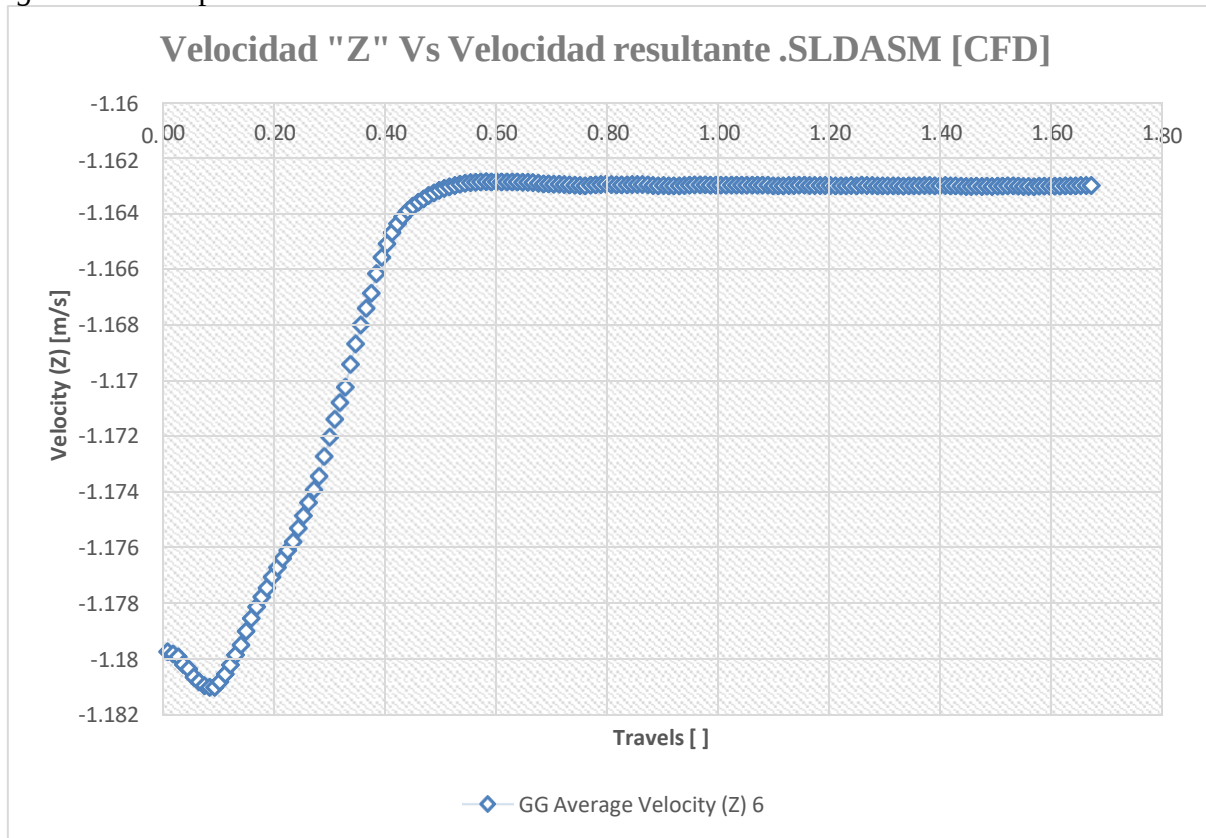
Figura 19: Presión [Pa] Vs Velocidad [m/s].



Fuente: Elaboración propia.

En la figura 19 se observa cómo varía la presión total del fluido en relación con la velocidad del agua, que se mantuvo alrededor de 1,67 m/s. La presión total, medida en pascales, presenta una ligera disminución a medida que se incrementa la velocidad. Para validar estos resultados se compara con el resultado de la tabla 10 teniendo un resultado de 102036,18 Pa, cuando la presión se mantuvo casi constante.

Figura 20: Comportamiento de la velocidad en “Z” del fluido en el rotor de la T.H.

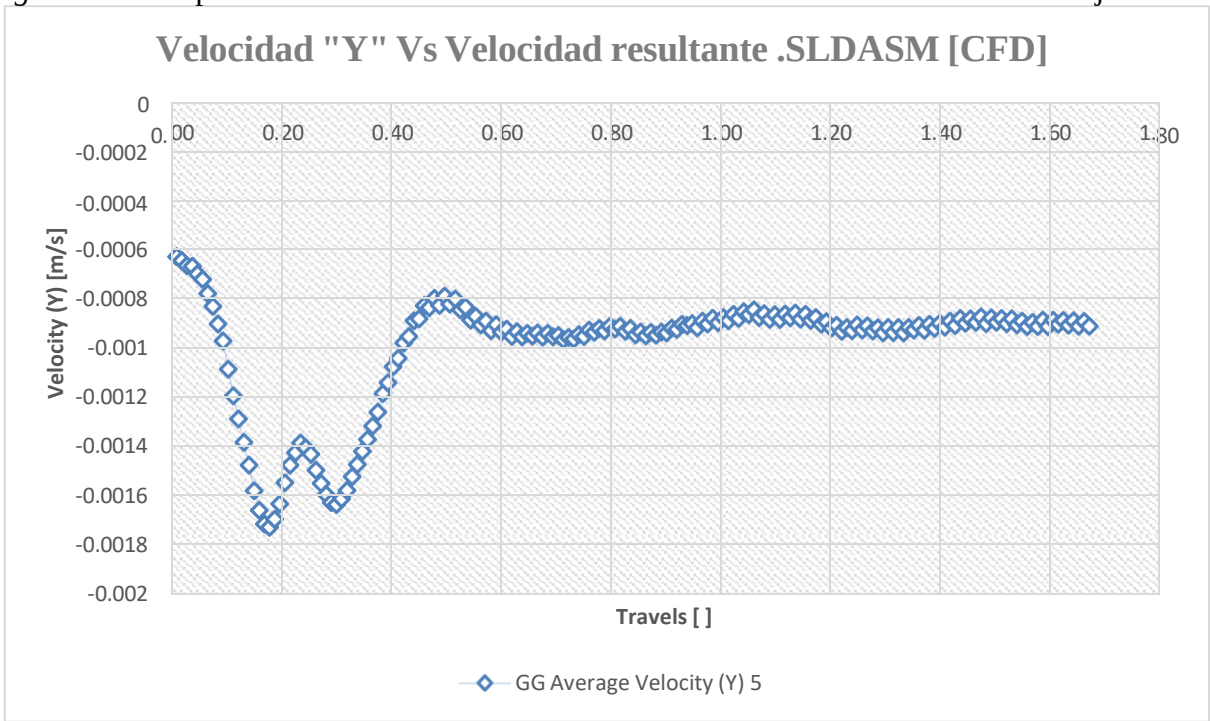


Fuente: Elaboración propia.

La figura 20 muestra la variación de la velocidad de arrastre del fluido en la dirección Z a lo largo del rotor de la turbina hidrocínética tipo horizontal. Los datos muestran componentes negativas de la velocidad en Z, indicando un flujo en dirección opuesta a la dirección Z definida, esto sucede porque la configuración paramétrica de la simulación se colocó una velocidad de -1,1388 m/s al sentido contrario para el recorrido del agua. Esto podría sugerir que hay una recirculación o un flujo de retorno alrededor del rotor, lo cual es típico en configuraciones de flujo alrededor de geometrías complejas como el rotor. Para validar este resultado se comparará con la tabla 5, lo cual es -1,67 m/s, como se observa en la figura 20 la velocidad ya se mantiene casi constante.

La figura 21 presenta el comportamiento de la velocidad de sustentación del fluido en el rotor de la turbina hidrocínética tipo horizontal, específicamente en la dirección Y. La figura muestra cómo estas componentes de velocidad varían en diferentes puntos del rotor, destacando las áreas donde la sustentación puede ser mayor o menor, pero hay un punto de velocidad constante en 0,00092 m/s, tal y cual muestra la tabla 10.

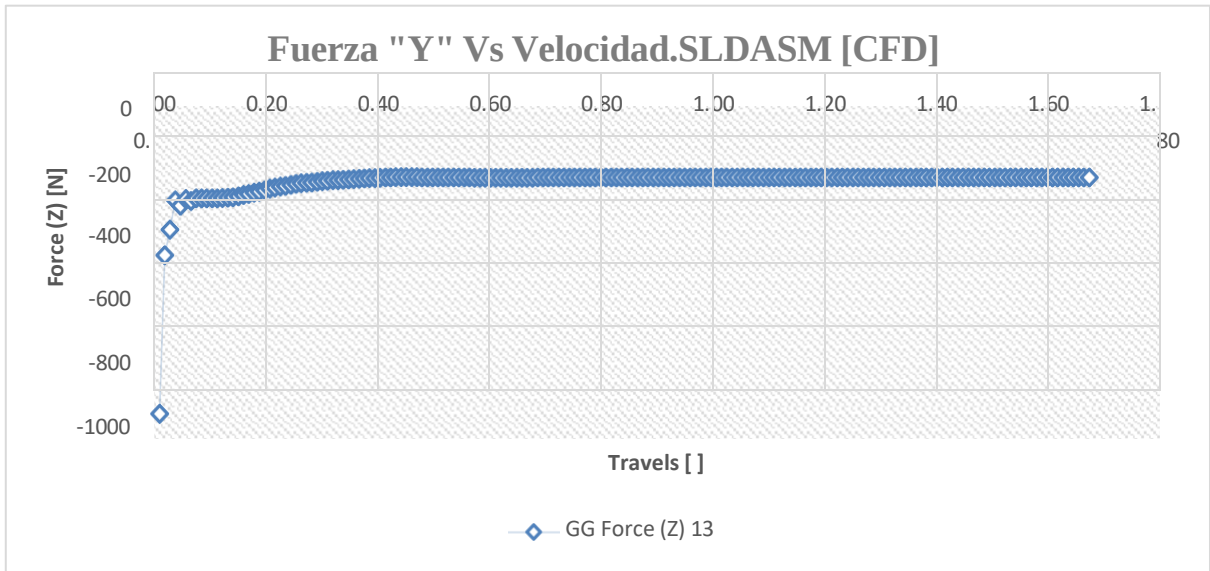
Figura 21: Comportamiento de la velocidad en “Y” del fluido en el rotor de la TH de eje H.



Fuente: Elaboración propia.

La figura 22 muestra la fuerza de arrastre, medida en newtons, aplicada sobre el rotor en diferentes posiciones. Los datos indican que la fuerza varía significativamente a lo largo de la simulación, lo cual puede ser resultado de las fluctuaciones en la velocidad del agua y la presión alrededor del rotor, pero se mantiene constante en 214,54 N como se muestra en la tabla 10 y figura 22. Esta información es crucial indicando que puede soportar las fuerzas dinámicas a las que está sometido sin comprometer su integridad estructural.

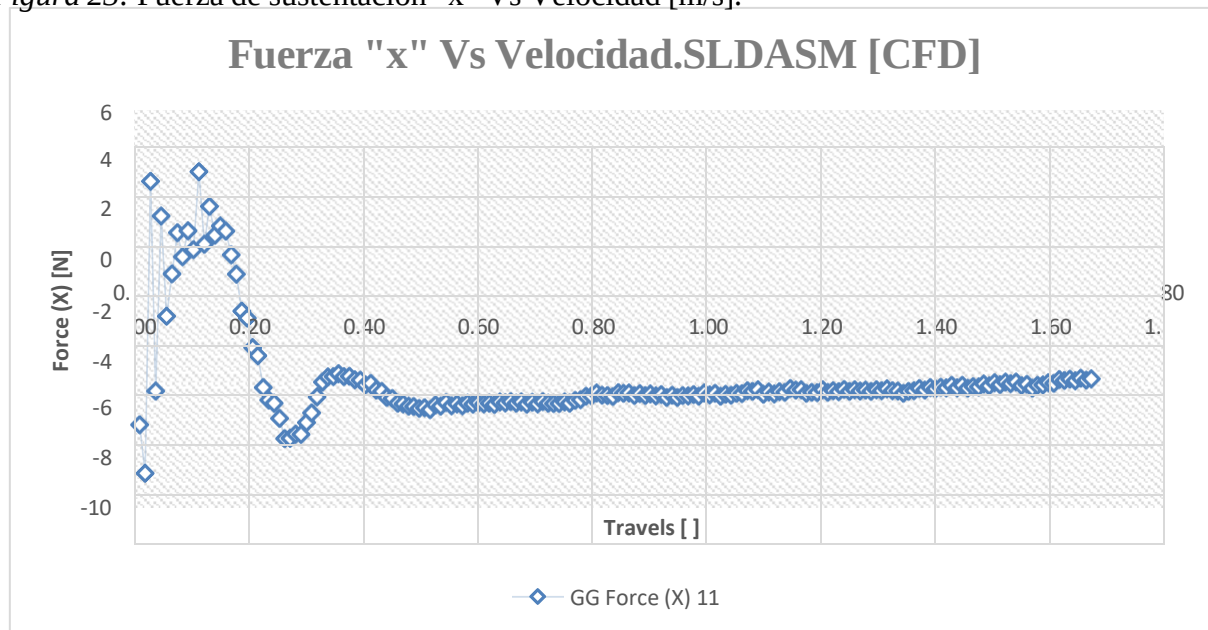
Figura 22: Fuerza de arrastre “Z” Vs Velocidad [m/s].



Fuente: Elaboración propia.

La figura 23 se detallan la distribución de la fuerza de sustentación en “X”. La fuerza muestra variaciones significativas, con valores de 4,80 N a 4,9 N, indicando fluctuaciones no es tan direcciones. La fuerza en “X” también presenta variaciones, aunque su comportamiento es más estable. Pero teniendo una velocidad de 0,6 m/s adelante se mantiene constante, mediante la tabla 10 se puede validar la fuerza constante de 4,80 N. Esta fuerza es fundamental para entender cómo las diferentes orientaciones del rotor afectan la distribución de las fuerzas, permitiendo ajustes precisos en el diseño para mejorar la estabilidad y el rendimiento del sistema.

Figura 23: Fuerza de sustentación “x” Vs Velocidad [m/s].



Fuente: Elaboración propia.

Para el cálculo de esfuerzo axial mediante la simulación se utilizará la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Donde:

σ : Esfuerzo axial, [Pa o N/m²].

F : Fuerza, [N].

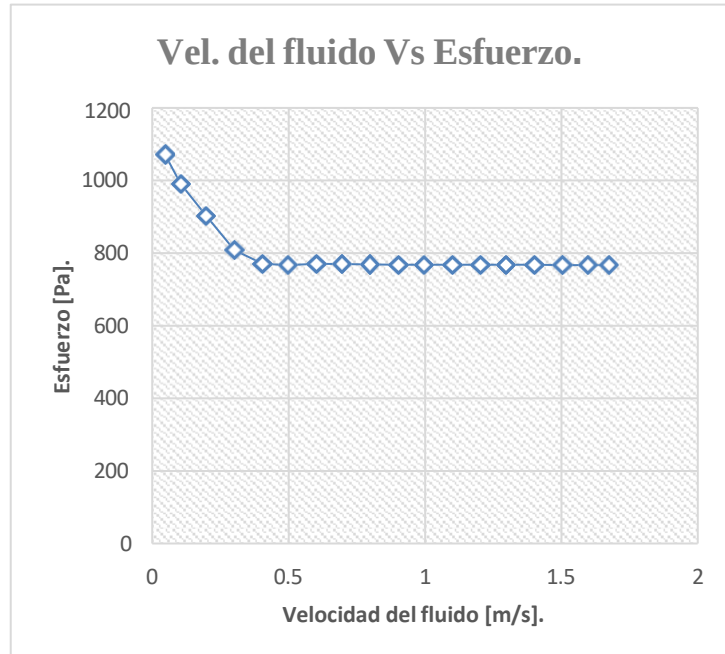
A : Área trasversal del material, [0.28 m²].

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{299.92}{0.28} = 1071.14$$

Tabla 11. Resultado de SolidWorks “Esfuerzo”.

Velocidad del agua [m/s]	Force [N]	Esfuerzo [Pa]
0.05	299.92	1071.14
0.10	277.43	990.82
0.20	252.75	902.70
0.30	226.51	808.98
0.40	215.78	770.63
0.50	214.78	767.06
0.60	215.75	770.52
0.70	215.56	769.85
0.80	215.26	768.78
0.90	215.16	768.43
1.00	215.05	768.04
1.10	215.00	767.85
1.20	214.99	767.81
1.30	214.97	767.76
1.40	214.97	767.75
1.50	214.94	767.63
1.60	214.95	767.67
1.67	214.87	767.39

Figura 24: Esfuerzo.



Fuente: Elaboración propia.

Fuente: Elaboración propia.

Para representar el torque en el rotor de la turbina hidráulica de eje horizontal se tomará los resultados de la simulación realizada en SolidWorks:

$$T = F \times d$$

Donde:

T : Torque, [Nm].

F : Fuerza, [N].

d : Distancia del eje, [0.30 m].

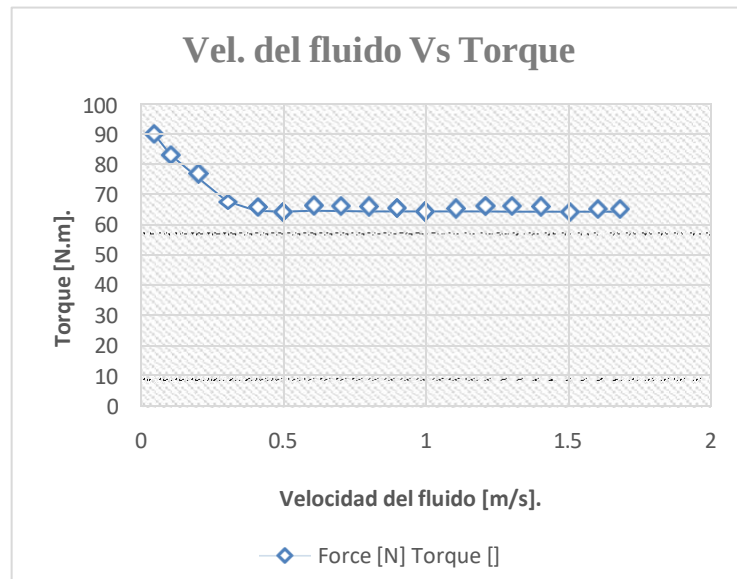
$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{299.92}{0.28} = 1071.14$$

Tabla 12. Torque resultado de SolidWorks.

Velocidad del agua [m/s]	Torque [Nm]
0.05	89.98
0.10	83.23
0.20	75.83
0.30	67.95
0.40	64.73
0.50	64.43
0.60	64.72
0.70	64.67
0.80	64.58
0.90	64.55
1.00	64.52
1.10	64.50
1.20	64.50
1.30	64.49
1.40	64.49
1.50	64.48
1.60	64.48
1.67	64.46

Fuente: Elaboración propia.

Figura 25: Torque en el rotor de la TH de eje horizontal.



Fuente: Elaboración propia.

El esfuerzo de flexión se calcula de la siguiente forma:

$$\sigma_b = \frac{M \times y}{I}$$

Donde:

σ_b : Esfuerzo de flexión, [Pa o N/m²].

M : Momento Flector, [N.m].

y : Distancia del eje, [30 cm = 0.30 m].

I : Momento de inercia, [8.76x10⁻¹¹m⁴].

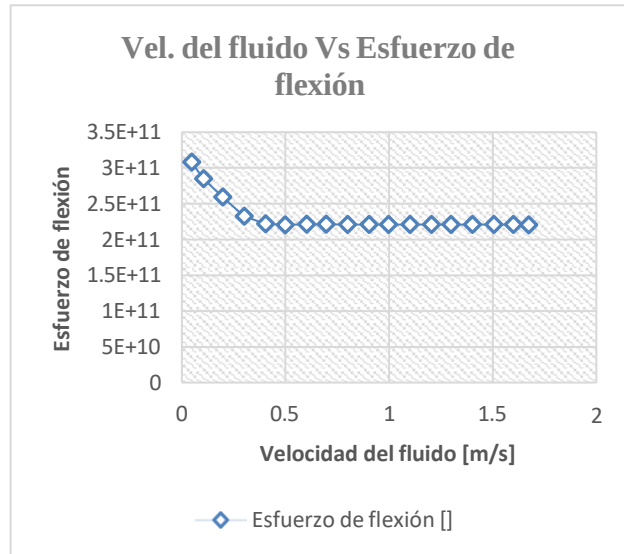
Para el cálculo del momento flector se aplicará $M = F \times d$, $M = 299.92 \times 0.30 = 89.976 \text{ N}\cdot\text{m}$

$$\sigma_b = \frac{M \times y}{I} = \frac{89.976 \times 0.30}{8.76 \times 10^{-11}} = 308136305375.40 \text{ Pa}$$

Tabla 13. Esfuerzo de flexión resultado de SolidWorks.

Velocidad del agua [m/s]	Force [N]	Esfuerzo de flexión [Pa]
0.05	299.92	308136305375.40
0.10	277.43	285029419127.90
0.20	252.75	259679490390.48
0.30	226.51	232720770254.38
0.40	215.78	221689172312.53
0.50	214.78	220660671387.13
0.60	215.75	221656874055.69
0.70	215.56	221462887222.96
0.80	215.26	221156615956.35
0.90	215.16	221054071890.57
1.00	215.05	220943957140.27
1.10	215.00	220887089577.01
1.20	214.99	220876819487.98
1.30	214.97	220861634229.68
1.40	214.97	220858461222.14
1.50	214.94	220824122298.62
1.60	214.95	220837610312.01
1.67	214.87	220755736390.35

Figura 26: Esfuerzo de Flexión.



Fuente: Elaboración propia.

Fuente: Elaboración propia.

Para el cálculo de esfuerzo de torsión se realizará mediante la siguiente ecuación:

$$\tau_t = \frac{T \times r}{J}$$

Donde:

τ_t : Esfuerzo de torsión, [Pa o N/m²].

T : Torque aplicado, [N.m].

r : Radio del eje, [0.00325 m].

J : Momento polar por inercia, [0.000 000 001 4 m⁴].

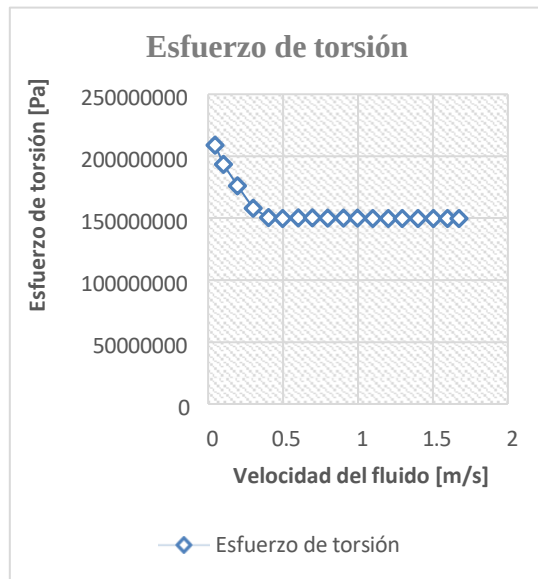
$$\tau_t = \frac{T \times 0.00325}{0.000\ 000\ 001\ 4} = \frac{89.98 \times 0.00325}{0.000\ 000\ 001\ 4} = 6307640703\ \text{Pa}$$

Tabla 14. Esfuerzo de torsión resultado de SolidWorks.

Velocidad del agua (m/s)	Fuerza (N)	Torque (N)	Esfuerzo de torsión (Pa)
0.05	299.92	89.98	208872395.57
0.10	277.43	83.23	193209227.68
0.20	252.75	75.83	176025597.41
0.30	226.51	67.95	157751436.41
0.40	215.78	64.73	150273588.95
0.50	214.78	64.43	149576412.25
0.60	215.75	64.72	150251695.34
0.70	215.56	64.67	150120199.98
0.80	215.26	64.58	149912591.82
0.90	215.16	64.55	149843081.59
1.00	215.05	64.52	149768439.52
1.10	215.00	64.50	149729891.43
1.20	214.99	64.50	149722929.78
1.30	214.97	64.49	149712636.35
1.40	214.97	64.49	149710485.50
1.50	214.94	64.48	149687208.62
1.60	214.95	64.48	149696351.56
1.67	214.87	64.46	149640852.74

Fuente: Elaboración propia.

Figura 27: Esfuerzo de torsión



Fuente: Elaboración propia.

Para el cálculo del pandeo del rotor de la turbina hidrocínética de eje horizontal, teniendo en cuenta que el material es ASTM A36, se realiza de la siguiente forma:

$$\sigma_p = \frac{\pi^2 \times E}{(L \times r)^2}$$

Donde:

σ_p : Esfuerzo crítico de pandeo, [Pa o N/m²].

E : Módulo de elasticidad del material ASTM A36, [2×10^{11} N/m²].

L : Longitud del elemento, [0.60 m].

r : Radio de giro de la sección transversal, [0.30 m].

$$\sigma_p = \frac{\pi^2 \times E}{(L \times r)^2} = \frac{\pi^2 \times (2 \times 10^{11})}{(0.60 \times 0.30)^2} = 6.09 \times 10^{13} Pa$$

Para el cálculo del momento de inercia en el rotor para un cilindro sólido, el momento de inercia. Esta fórmula es ampliamente utilizada en el diseño y análisis de sistemas rotacionales, como turbinas.

$$I_r = \frac{1}{2} \times m_r \times R^2$$

Donde:

I_r : Momento de inercia del rotor, [kg·m²].

m_r : Masa del rotor, [155 kg].

R : Radio del rotor, [0.80 m].

$$I_r = \frac{1}{2} \times m_r \times R^2 = \frac{1}{2} \times 155 \times 0.80^2 = 49.6 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

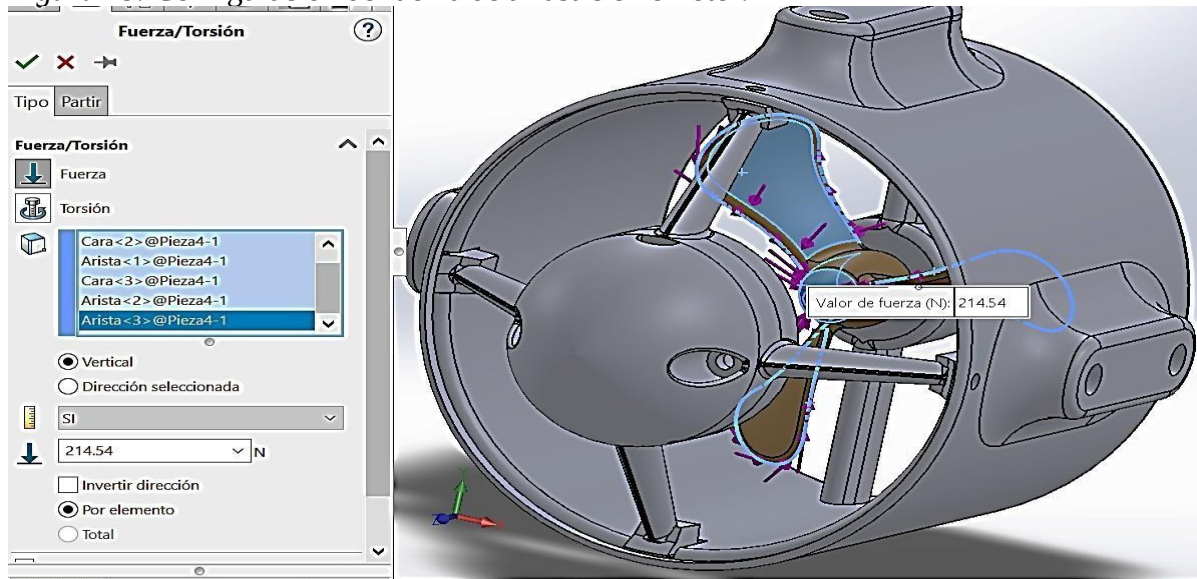
El momento de inercia del rotor 49.6 kg·m², indica su resistencia al cambio en su movimiento rotacional; es decir, cuanto mayor sea este valor, más difícil será acelerar o frenar el rotor. Esto es crucial en el diseño de turbinas y otros sistemas rotacionales, ya que influye en la estabilidad y eficiencia del giro.

3.2.2. Simulación de análisis estructural

El análisis estructural se centrará en evaluar la integridad y resistencia del material propuesto, bajo condiciones de carga. Se analizarán las tensiones, deformaciones y factor de seguridad en los componentes clave del sistema, asegurando que el diseño puede soportar cargas a las que estará sometido durante su operación.

La figura 28 muestra la configuración de la fuerza de arrastre en el rotor de la turbina hidrocínética de eje horizontal, donde se tuvo como resultado en cálculos anteriores la fuerza de arrastre 214,54 N “tabla 10”. Esta fuerza fue calculada y obtenida mediante “Flow Simulation – SolidWorks”, asegurando una configuración precisa para la simulación del rotor bajo condiciones operativas específicas. Este valor de fuerza es crucial para determinar cómo se comportará el rotor bajo carga, influenciando factores como la resistencia al movimiento y el desgaste potencial.

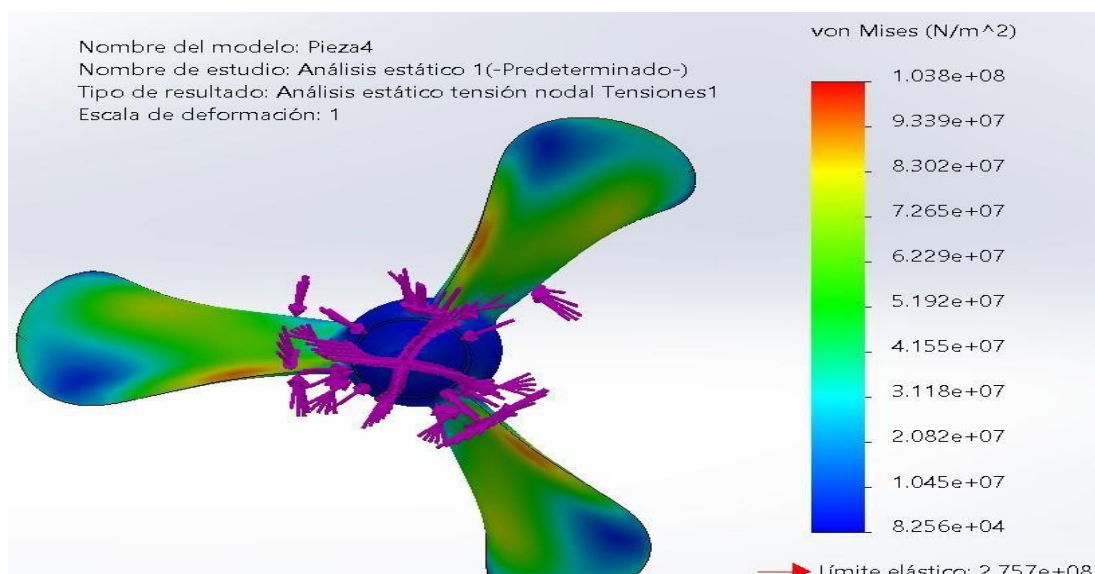
Figura 28: Configuración de fuerza de arrastre en el rotor.



Fuente: Elaboración propia.

En la figura 29 se muestra el análisis estático de la tensión nodal utilizando el criterio de Von Mises. Los resultados obtenidos indican que la tensión máxima es de $9.33 \times 10^7 \text{ N/m}^2$, la tensión intermedia es de $6.229 \times 10^7 \text{ N/m}^2$ y la tensión mínima es de $8.256 \times 10^4 \text{ N/m}^2$. Estos valores reflejan cómo se distribuyen las tensiones en los nodos del modelo, permitiendo identificar áreas críticas que podrían estar sujetas a fallas o deformaciones excesivas.

Figura 29: Análisis estático tensión nodal.

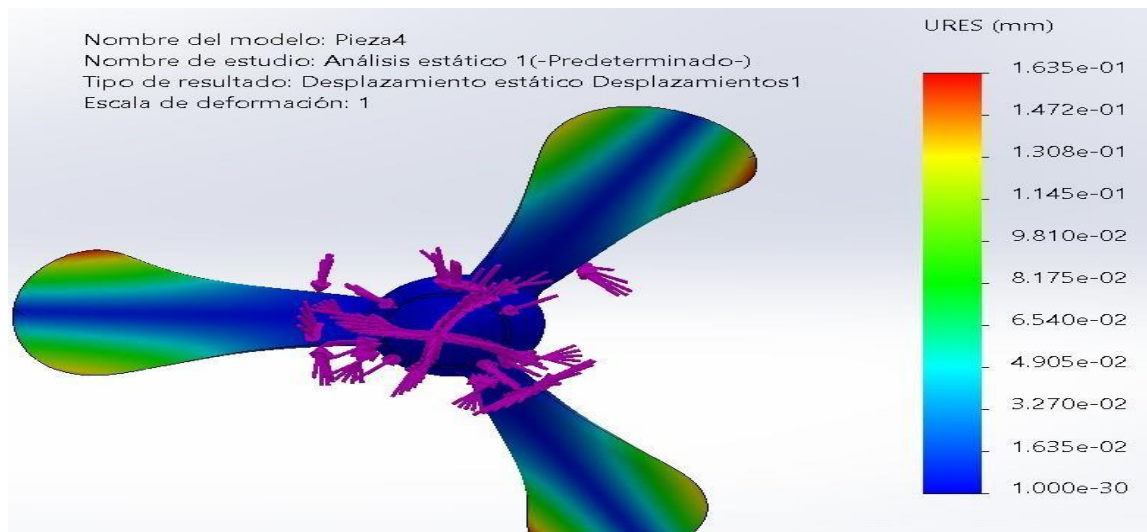


Fuente: Elaboración propia.

La figura 30 presenta el análisis estático de desplazamiento, mostrando que el desplazamiento máximo (U_{res}) es de $1.472 \times 10^{-01} \text{ mm}$, el desplazamiento intermedio es de $9.810 \times 10^{-02} \text{ mm}$ y el desplazamiento mínimo es de $1.00 \times 10^{-30} \text{ mm}$. Este análisis es fundamental para entender

cómo se desplaza el material o estructura bajo carga, proporcionando una visión clara de cómo la estructura se deforma y asegurando que los desplazamientos estén dentro de los límites aceptables para la aplicación específica.

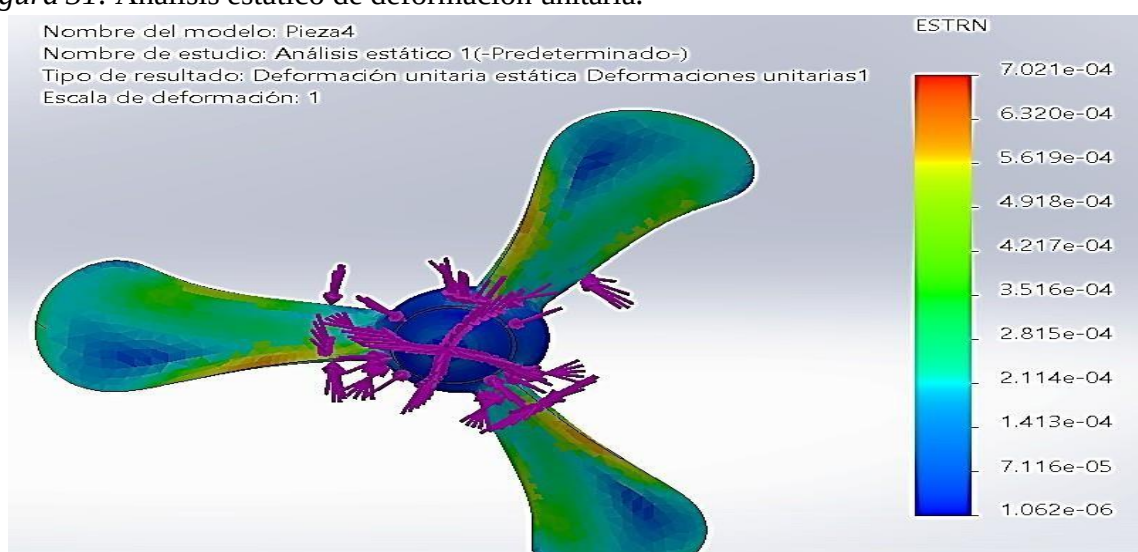
Figura 30: Análisis estático, desplazamiento.



Fuente: Elaboración propia.

La figura 31 muestra el análisis estático de deformación unitaria (ESTRN), donde se observa que la deformación unitaria máxima es de 5.619×10^{-4} , la deformación unitaria intermedia es de 3.232×10^{-3} y la deformación unitaria mínima es de 3.566×10^{-5} . Este análisis revela cómo se deforma el material en términos de elongación o contracción bajo carga, ayudando a determinar la capacidad del material para resistir deformaciones sin fallar.

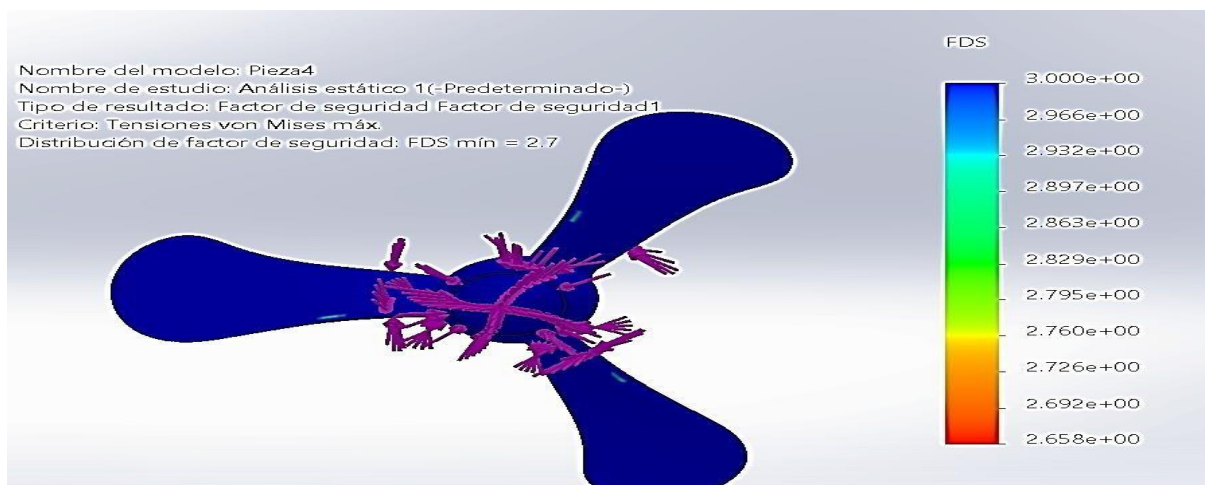
Figura 31: Análisis estático de deformación unitaria.



Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, el análisis de seguridad del rotor indica un factor de seguridad mínimo de 2.7, basado en el criterio de tensiones de von Mises, lo que significa que la estructura puede soportar 2.7 veces la carga aplicada antes de fallar. La distribución del FDS muestra que la mayoría de la pieza tiene valores cercanos a 3.0, con las zonas más críticas localizadas en la parte central donde convergen las aspas, posiblemente debido a mayores concentraciones de esfuerzo.

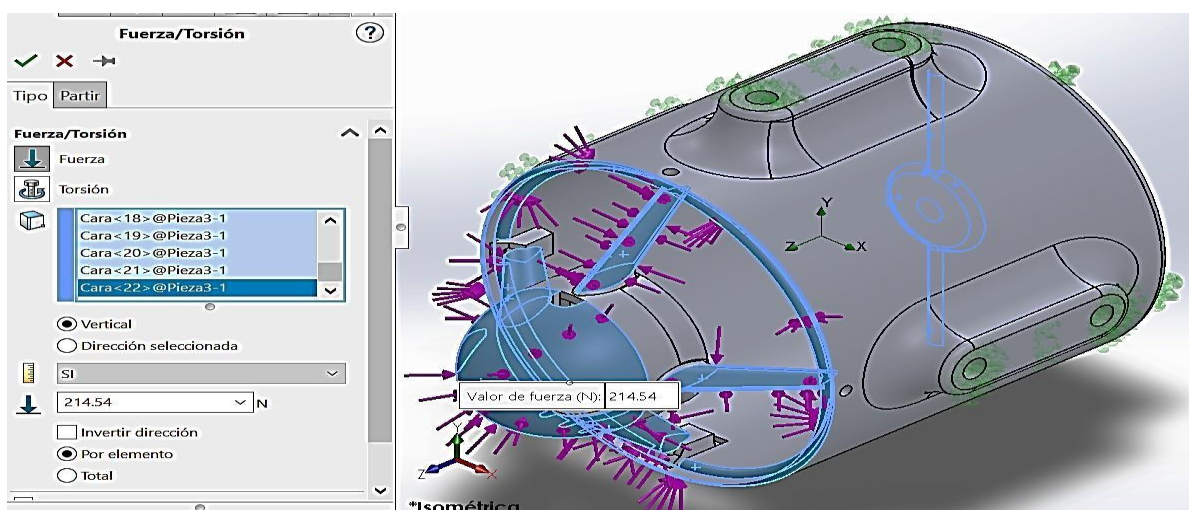
Figura 32: Factor de seguridad.



Fuente: Elaboración propia.

La figura 33 muestra la configuración de la fuerza de arrastre en el rotor de la turbina hidrocinética de eje horizontal, tomando los datos obtenidos mediante “Flow Simulation – SolidWorks”, asegurando una configuración precisa para la simulación del rotor.

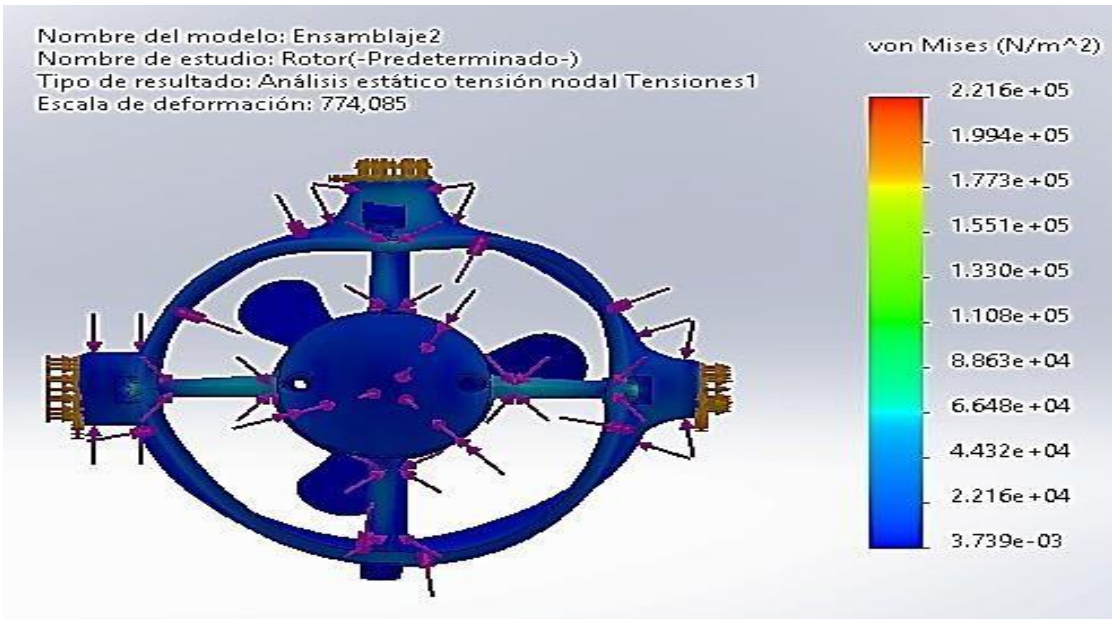
Figura 33: Análisis estático, deformación unitaria.



Fuente: Elaboración propia.

En la figura 34 se muestra el análisis estático de la tensión nodal utilizando el criterio de Von Mises. Los resultados obtenidos indican que la tensión máxima es de $8.863 \times 10^4 \text{ N/m}^2$, la tensión intermedia es de $4.432 \times 10^4 \text{ N/m}^2$ y la tensión mínima es de $3.739 \times 10^3 \text{ N/m}^2$.

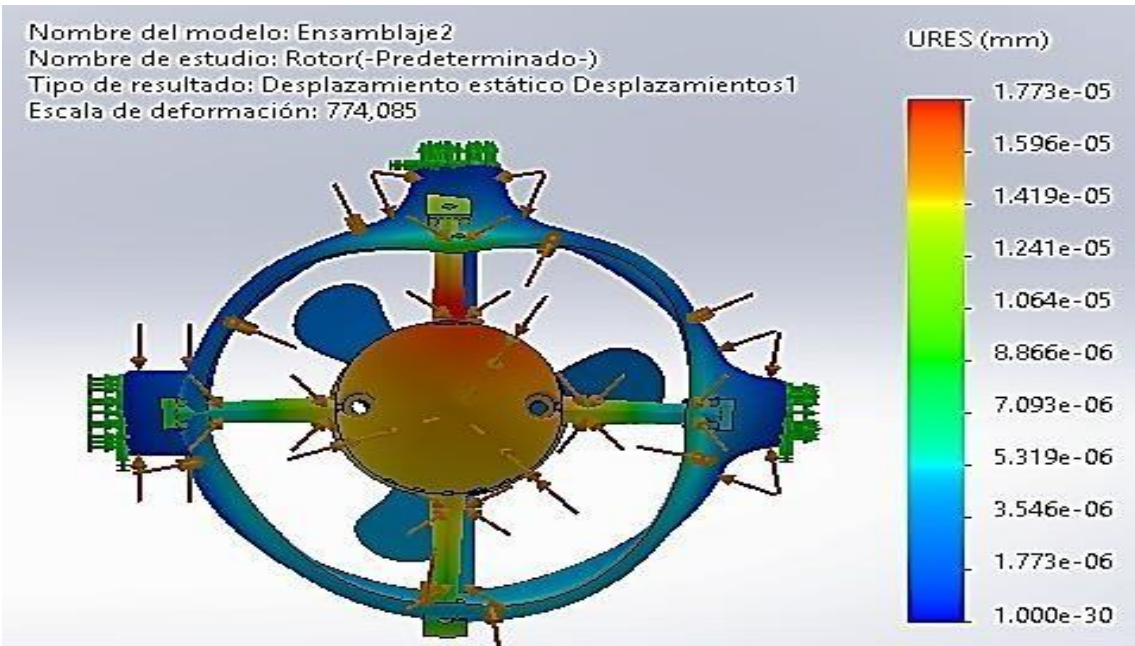
Figura 34: Análisis estático tensión nodal.



Fuente: Elaboración propia.

La figura 35 presenta el análisis estático de desplazamiento, mostrando que el desplazamiento máximo (Ures) de $1.596 \times 10^{-5} \text{ mm}$, el desplazamiento intermedio es de $7.093 \times 10^{-6} \text{ mm}$ y el desplazamiento mínimo es de $1.773 \times 10^{-6} \text{ mm}$.

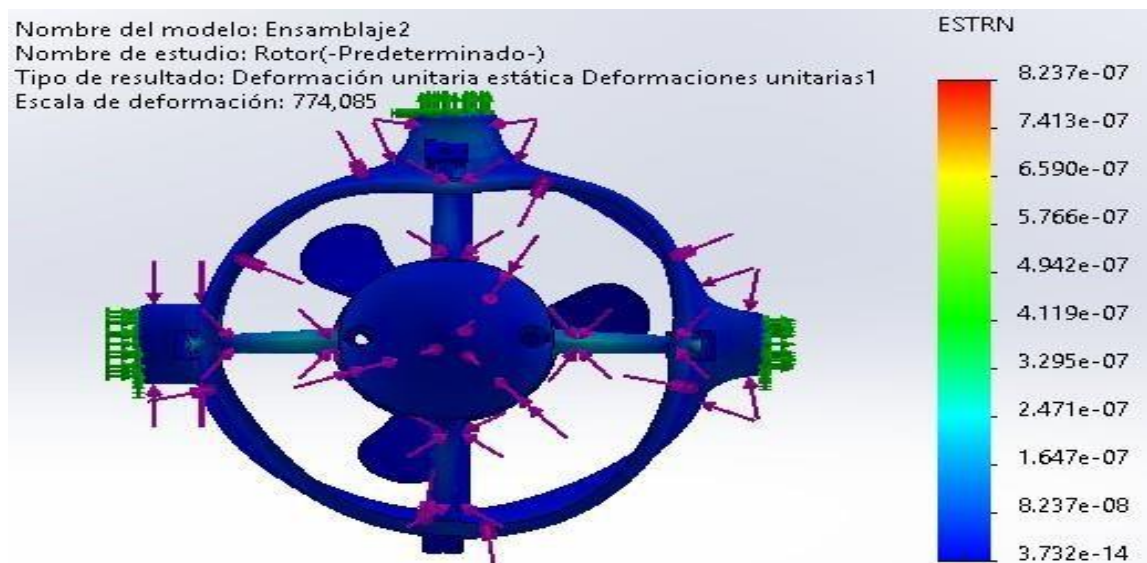
Figura 35: Análisis estático, desplazamiento.



Fuente: Elaboración propia.

La figura 36 muestra el análisis estático de deformación unitaria (ESTRN), donde se observa que la deformación unitaria máxima es de 3.295×10^{-7} , la deformación unitaria intermedia es de 1.647×10^{-8} y la deformación unitaria mínima es de 3.732×10^{-14} .

Figura 36: Análisis estático, deformación unitaria.



Fuente: Elaboración propia.

El análisis de factor de seguridad (FDS) en el ensamblaje de la turbina hidrocínética de eje horizontal muestra que el diseño es altamente seguro, con un FDS mínimo de 1100, lo que indica que la estructura puede soportar las cargas aplicadas sin riesgo de falla. Si bien esto garantiza la integridad del modelo, también sugiere una posible sobredimensión del diseño, lo que podría optimizarse reduciendo material en áreas de alta seguridad para mejorar eficiencia y costos sin comprometer la resistencia estructural.

Figura 37: Factor de seguridad.



Fuente: Elaboración propia.

3.3. EVALUAR A TRAVÉS DE LA FUNDAMENTACIÓN ECONÓMICA TIR Y VAN EL DISEÑO DE LA TURBINA HIDROCINÉTICA TIPO HORIZONTAL.

En muchas partes del mundo, especialmente en áreas remotas o de difícil acceso no cuentan con energía eléctrica confiable, el cual, sigue siendo un desafío importante. En el presente objetivo se evaluará si el diseño puede ser una solución viable para este problema. Ya que interesa no solo demostrar el funcionamiento mediante simulaciones al diseño, sino también entender si es una opción práctica desde el punto de vista técnico y económico.

3.3.1. Costo de materiales y equipos

Para determinar el costo de los materiales y equipos necesarios para la turbina hidrocínética de eje horizontal, se considerarán todos los componentes y materiales relevantes. En la Tabla 15 se detallan los precios estimados, aproximadamente S/6,617.87, basados en el mercado local de Jaén - Cajamarca. Esta información nos permitirá calcular de manera precisa el presupuesto necesario para la fabricación de la turbina hidrocínética de eje horizontal.

Tabla 15. Costo de materiales.

Descripción	Cant.	Unidad	Costo unit (S/.)	Sub total (S/.)
Componentes principales				
Generador eléctrico "600 W"	1	Und.	S/1,154.90	S/1,154.90
Hélices de aluminio	3	Und.	S/179.90	S/539.70
Eje principal "ASTM A36"	1	Und.	S/90.00	S/90.00
Carcasa protectora "planchas ASTM A36"	3	Und.	S/71.40	S/214.20
Soporte				
Soporte estructural "ASTM A36"	1	Und.	S/350.00	S/350.00
Acoplamiento mecánicos	1	Und.	S/150.00	S/150.00
Tornillería en acero inoxidable	1	Juego	S/30.00	S/30.00
Sistema eléctrico y control				
Regulador de voltaje "Victron Phoenix"	1	Und.	S/488.47	S/488.47
Baterías de almacenamiento	10	Und.	S/666.95	S/6,669.50
Inversor de corriente	1	Und.	S/3,174.93	S/3,174.93
Cable vulcanizado 3x16 AWG	3	Rollo	S/269.00	S/807.00
Caja de conexiones resistente al agua	1	Und.	S/100.00	S/100.00
Instalación y protección				
Sistema de anclaje (bloques de hormigón y soportes metálicos)	1	Und.	S/500.00	S/500.00
Pintura anticorrosiva	1	Galón	S/332.30	S/332.30
Herramientas y accesorios				
Kit de herramientas (llaves, destornilladores, soldadura, etc.)	1	Und.	S/200.00	S/200.00
Equipos de medición (multímetro)	1	Und.	S/80.00	S/80.00
Total				S/14,881.00

Fuente: Elaboración propia.

3.3.2. Costo de fabricación

La presente investigación, los costos asociados con la creación de la turbina hidrocínética tipo horizontal incluyen el diseño, simulación, fabricación y la elaboración de planos. Para calcular el costo por hora, se considera a los investigadores del presente estudio como diseñadores teniendo un sueldo mensual de S/. 4,000.00. Este salario se utilizará como base para determinar el costo de fabricación.

$$C_{h/d} = 4,000.00 \times \frac{1 \text{ mes}}{24 \text{ día}} \times \frac{1 \text{ día}}{8 \text{ horas}} = S/20.83$$

Considerando las horas dedicadas a cada parte del prototipo, se muestran los costos relacionados con la fabricación de la turbina hidrocínética tipo horizontal en la tabla 16.

Tabla 16. Costo de fabricación.

COSTOS DE FABRICACIÓN				
Descripción	Horas	Precio (S/)	Costo unit (S/)	Sub total (S/)
Costo de diseño, simulación y planos	20	S/20.83	S/20.83	S/416.60
Fabricación de hélices	1	S/100.00	S/100.00	S/100.00
Ensamblaje de la turbina	1	S/80.00	S/80.00	S/ 80.00
Transporte de materiales	1	S/120.00	S/100.00	S/120.00
Total				S/ 716.60

Fuente: Elaboración propia.

Para el costo de la fabricación sale un costo de S/716.60 soles.

3.3.3. Costo total

La Tabla 14 presenta el costo total de la turbina hidrocínética tipo horizontal, incluyendo todos los componentes necesarios para el sistema. Este costo total se compone de los gastos en diseño, materiales, impresión y equipos. Como resultado, el costo final del sistema es de S/. 6 617.87. En la Tabla 17 se detallan estos costos.

Tabla 17. Costo total.

Descripción	Sub total (S/)
Costo de material y equipos	S/ 14 881.00
Costo de fabricación	S/ 716.60
Costo total (S/)	S/ 15 597.60

Fuente: Elaboración propia.

3.3.4. Evaluación económica

Para determinar la inversión en la turbina hidrocínética tipo horizontal si resulta rentable, se realizará un análisis financiero que compare los costos de la inversión con los beneficios que se pueda obtener a lo largo plazo:

– Costos de inversión

En el presente proyecto, los costos reales se desglosan en 2 categorías principales: el costo de material, que asciende a S/. 14,881.00 soles y el costo de fabricación representan S/. 716.60 soles; y, en consecuencia, el costo total de la fabricación de la turbina hidrocínética de eje horizontal, alcanza un total de S/. 15,597.60 soles.

– Valor actual neto

Para calcular el valor actual neto (VAN) en el proyecto de la turbina hidrocínética de eje horizontal, se utilizará la ecuación mencionada adelante. La ecuación proporciona un método sistemático para determinar el VAN, considerando todos los flujos de efectivo futuros proyectados y descontándolos a su valor presente utilizando la tasa de descuento adecuada.

$$VAN = -K_0 + \sum_{i=1}^n \frac{fc_i}{(1 + D)^i}$$

Donde:

VAN : Valor actual neto.

K_0 : Inversión o capital inicial.

fc_i : Flujo de caja en el año.

D : Tasa de interés o descuento.

n : Horizonte de evaluación del proyecto.

Los criterios a considerar en la toma de una decisión de acuerdo al indicador VAN son:

- $VAN < 0$: El proyecto de inversión generará pérdidas, por lo tanto, el proyecto debe ser rechazado.
- $VAN = 0$: El proyecto de inversión no generará ni beneficios ni pérdidas, por lo tanto, es indiferente.
- $VAN > 0$: El valor actualizado de los cobros y pagos futuros de la inversión a la tasa de descuento

elegida generará beneficios, por lo tanto, el proyecto debe ser aceptado.

– Tasa interna de retorno

La tasa interna de retorno (TIR) se calcula aplicando la ecuación, la cual se detalla en el marco teórico del presente proyecto. Este procedimiento permite identificar la rentabilidad esperada del proyecto de la microturbina hidráulica, facilitando la toma de decisiones financieras al comparar la TIR con la tasa mínima aceptable de rendimiento.

$$0 = -K_0 + \sum_{i=1}^n \frac{fc_i}{(1 + TIR)^i}$$

Donde:

TIR : Tasa Interna de Retorno.

*K*₀: Inversión o capital inicial.

*fc*_{*i*}: Flujo de caja neto.

D: Tasa de descuento.

n: Horizonte de evaluación de Proyecto.

Los criterios a considerar en la toma de una decisión de acuerdo al indicador TIR son:

- *TIR* < *r*: No se alcanza la rentabilidad mínima que pide la inversión, por lo tanto, el proyecto debe ser rechazado.

- *TIR* = *r*: Es la situación similar a la que se producía cuando el VAN es cero, por lo tanto, el proyecto es indiferente.

- *TIR* > *r*: La tasa de rendimiento que se obtiene es superior a la tasa de interés en la inversión, por lo tanto, el proyecto debe ser aceptado.

– Análisis de costo – beneficio (RBC)

Este enfoque permitirá evaluar de manera precisa la viabilidad económica del proyecto, proporcionando una base sólida para la toma de decisiones.

$$RBC = \frac{\sum_{t=0}^n \frac{Y_t}{(1+r)^t}}{\sum_{t=0}^n \frac{E_t}{(1+r)^t}}$$

Donde:

Donde:

RBC : Relación Beneficio Costo.

n : Horizonte de evaluación del Proyecto.

t : Periodo. *Y_t* : Ingresos.

E_t : Egresos (Incluida la inversión).

r : Tasa de interés o descuento.

Los criterios a considerar en la toma de una decisión de acuerdo al indicador RBC son:

- $RBC > 1$: Los beneficios superan los costes, se debe aceptar el proyecto.
- $RBC = 1$: No hay ganancias, pues los beneficios son iguales a los costes, el proyecto es indiferente.
- $RBC < 1$: Los costes son mayores que los beneficios, se debe rechazar el proyecto.

– **Período de Recuperación de la Inversión (Payback Period)**

El período de recuperación de la inversión se calcula dividiendo la inversión inicial entre el flujo de caja anual:

$$Payback = \frac{\text{Inversion inicial}}{\text{Flujo de caja neto}}$$

Flujo de Caja

Es un reporte financiero que sirve para diferenciar los egresos de los ingresos de dinero en un período determinado de un proyecto de inversión.

Costo Nivelado de la Energía

En la dimensión económica se destaca el costo nivelado de la energía (en inglés LCOE). Esta es una medida común de costos que integra inversión, operación y mantenimiento y lo analizan como

un valor presente por unidad de energía producida.

$$LCOE = \frac{\sum_{t=0}^n \frac{E_t}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^n \frac{P_{AE}}{(1+r)^t}}$$

Donde:

LCOE : Costo Nivelado de la Energía (S/./kWh).

n : Horizonte de evaluación del Proyecto.

t : Periodo.

Et : Egresos (Incluida la inversión, costos de operación y mantenimiento O&M).

r : Tasa de interés o descuento.

P_{AE} : Producción anual de energía (kWh).

La energía producida en un año se determina mediante la Ecuación dada, considerando la energía entregada a la carga de 14040 Wh/día y los 365 días del año, se obtuvo una producción anual de energía de 5124.60 kWh/año

$$P_{AE} = E_{E,C} * N_{DIAS}$$

PAE : Producción anual de energía (kWh/año).

EE,C : Energía entregada a la carga (kWh/día).

NDías : Número de días del año.

$$PAE = 14.04 \times 365$$

$$PAE = 5124.60 \text{ kWh/año}$$

Costos de Operación y Mantenimiento

Es aquel costo anual promedio necesario para mantener en buenas condiciones el sistema de la turbina hidrocínética asegurando un buen funcionamiento y suministro de energía eléctrica.

Tabla 18. Costo Anual de Mantenimiento y Operaciones.

ITEM	DESCRIPCION	UNIDAD	COSTO UNITARIO	CANTIDAD	TOTAL
1	Materiales	GLB	/S. 600.00	1	/S. 600.00
2	Equipos, Instrumentos y Herramientas	GLB	/S. 300.00	1	/S. 300.00
3	Personal Calificado				
3.1	Operario	h-h	/S. 70.00	3	/S. 210.00
3.2	Peón	h-h	/S. 40.00	3	/S. 120.00
4	Alquiler de Vehículos				
4.1	Camioneta	h-m	/S. 160.00	1	/S. 160.00
4.2	Moto Lineal	h-m	/S. 80.00	1	/S. 80.00
Total Costo Anual de Operación y Mantenimiento					/S.1470.00

Elaboración propia.

Tabla 19. Renovación de Equipos a precios privados.

Renovación de Equipos	Costo Unitario (S/)	Unidades	Costo (S/)
Reguladores	488.47	1.00	488.47
Baterías	666.95	10.00	6,669.50
Inversor	3,174.93	1.00	3,174.93
Total Renovación de Equipos			10,332.90

Tabla 20. Costo Nivelados de Energía Eléctrica a Precios Privados.

Costo Nivelado de Energía Eléctrica a Precios Privados							
Año	Inversión	Costo de O & M	Renovación de Equipos	Egresos Anuales Totales	Producción Anual de Energía	Egresos Anuales al Valor Presente	Producción Anual de Energía al Valor Presente
	(S/)	(S/)	(S/)	(S/)	(KWh)	(S/)	(KWh)
0	15,597.60			15,597.60		15,597.60	
1		1,470.00		1,470.00	5,124.60	1,312.50	5,124.60
2		1,470.00		1,470.00	5,124.60	1,171.88	4,575.55
3		1,470.00		1,470.00	5,124.60	1,046.33	4,085.33
4		1,470.00		1,470.00	5,124.60	934.22	3,647.62
5		1,470.00		1,470.00	5,124.60	834.13	3,256.82
6		1,470.00		1,470.00	5,124.60	744.76	2,907.88
7		1,470.00		1,470.00	5,124.60	664.97	2,596.33
8		1,470.00		1,470.00	5,124.60	593.72	2,318.16
9		1,470.00		1,470.00	5,124.60	530.11	2,069.79
10		1,470.00		1,470.00	5,124.60	473.32	1,848.04
11		1,470.00	10,332.90	11,802.90	5,124.60	422.60	1,650.04
12		1,470.00		1,470.00	5,124.60	377.33	1,473.25
13		1,470.00		1,470.00	5,124.60	336.90	1,315.41
14		1,470.00		1,470.00	5,124.60	300.80	1,174.47
15		1,470.00		1,470.00	5,124.60	268.58	1,048.64
16		1,470.00		1,470.00	5,124.60	239.80	936.29
17		1,470.00		1,470.00	5,124.60	214.11	835.98
18		1,470.00		1,470.00	5,124.60	191.17	746.41
19		1,470.00		1,470.00	5,124.60	170.69	666.44
20		1,470.00		1,470.00	5,124.60	152.40	595.04
Total						26,577.93	42,872.09
Costo Nivelado de Energía						0.62 S/. /kWh	

Fuente: Elaboración Propia.

A precios privados, Se considera para este proyecto teniendo en cuenta que tenemos tendido eléctrico convencional existente, la institución ejecutora llevaría a cabo el proyecto, estimando una ganancia de S/: 0.20 por kWh, se tendría un costo de energía de 0.80 S/. / kWh por lo que cada vivienda del caserío el Porvenir pagaría un monto de S/18.98 mensuales por el suministro de servicio eléctrico.

Ingresos por Pliego Tarifario

Los ingresos por pliego tarifario se obtienen haciendo uso de la ecuación, considerando una producción anual de energía de 5124.60 kWh y un costo de energía de 0.80 S/./kWh, se obtuvo ingresos por pliego tarifario de S/15597.60.

$$I_{P,T} = P_{AE} \times C_E$$

Donde:

$I_{P,T}$: Ingresos por pliego tarifario (S/).

P_{AE} : Producción anual de energía (kWh/año).

C_E :Costo de Energía (S/./kWh).

$$I_{P,T} = 5124.60 \times 0.80$$

$$I_{P,T} = S/15597.60$$

Mediante los ingresos y egresos del proyecto de electrificación con sistema de la turbina hidrocínética, se elaboró la Tabla 21 considerando un horizonte de 20 años.

Tabla 21. Flujo de Caja a Precios Privados Proyectados en un Horizonte de 20 Años.

Año	Inversión	Egresos	Ingresos por Pliego Tarifario	Ingresos	Flujo Neto de Caja	Flujo Neto de Caja	Flujo Neto de Caja Actualizado
	(S/)	(S/)	(S/)	(S/)	(S/)	(S/)	(S/)
0	15,597.60				-15,597.60	-15,597.60	-15,597.60
1		1,470.00	4,099.68	4,099.68	2,629.68	2,347.94	-13,249.66
2		1,470.00	4,099.68	4,099.68	2,629.68	2,096.38	-11,153.29
3		1,470.00	4,099.68	4,099.68	2,629.68	1,871.77	-9,281.51
4		1,470.00	4,099.68	4,099.68	2,629.68	1,671.23	-7,610.28
5		1,470.00	4,099.68	4,099.68	2,629.68	1,492.17	-6,118.11
6		1,470.00	4,099.68	4,099.68	2,629.68	1,332.30	-4,785.80
7		1,470.00	4,099.68	4,099.68	2,629.68	1,189.56	-3,596.24
8		1,470.00	4,099.68	4,099.68	2,629.68	1,062.11	-2,534.13
9		1,470.00	4,099.68	4,099.68	2,629.68	948.32	-1,585.82
10		1,470.00	4,099.68	4,099.68	2,629.68	846.71	-739.10
11		11,802.90	4,099.68	4,099.68	-7,703.22	756.00	16.89
12		1,470.00	4,099.68	4,099.68	2,629.68	675.00	691.89
13		1,470.00	4,099.68	4,099.68	2,629.68	602.68	1,294.57
14		1,470.00	4,099.68	4,099.68	2,629.68	538.11	1,832.68
15		1,470.00	4,099.68	4,099.68	2,629.68	480.46	2,313.14
16		1,470.00	4,099.68	4,099.68	2,629.68	428.98	2,742.12
17		1,470.00	4,099.68	4,099.68	2,629.68	383.02	3,125.14
18		1,470.00	4,099.68	4,099.68	2,629.68	341.98	3,467.12
19		1,470.00	4,099.68	4,099.68	2,629.68	305.34	3,772.46
20		1,470.00	4,099.68	4,099.68	2,629.68	272.63	4,045.09

Fuente: Elaboración Propia.

Reemplazando en las ecuaciones establecidas de los indicadores económicos obtenemos un Valor Actual Neto de S/. 982.13, una Tasa Interna de Retorno de 12.80%, en un periodo de recupero de 11 años y una relación de beneficio Costo de 1.818.

IV. DISCUSIÓN

Los resultados obtenidos en la simulación y análisis del rotor para la turbina hidrocínética tipo horizontal demuestran que el diseño seleccionado presenta un desempeño eficiente en términos de conversión de energía y estabilidad estructural. La simulación dinámica de fluidos computacional en SolidWorks permitió identificar cómo la presión y la velocidad del agua afectan la interacción del flujo con los álabes del rotor. Se observó que la distribución de presión en la parte frontal del rotor es considerablemente mayor que en la parte posterior, lo que confirma una adecuada captación de la energía cinética del agua. Sin embargo, se detectaron variaciones en la velocidad del fluido alrededor del rotor, lo que indica la presencia de zonas de turbulencia que podrían reducir la eficiencia de conversión energética.

El análisis estructural del rotor reveló que el material seleccionado ASTM A36, proporciona una resistencia adecuada a las cargas dinámicas generadas por el flujo del agua. Los resultados del factor de seguridad muestran que el diseño es robusto y capaz de soportar condiciones operativas exigentes, con un margen de seguridad mínimo de 2.7 según el criterio de Von Mises. No obstante, algunas zonas del rotor presentan concentraciones de esfuerzo que podrían generar deformaciones a largo plazo, lo que sugiere la necesidad de optimizar la geometría de los álabes o mejorar la distribución de carga en el sistema. Además, el análisis de deformación unitaria mostró valores dentro de los límites aceptables, lo que garantiza la estabilidad del rotor en funcionamiento continuo.

En términos de eficiencia energética, los cálculos basados en los resultados de simulación indican que la turbina hidrocínética tiene una capacidad de generación de 470.05 W, lo cual es consistente con los valores teóricos estimados para este tipo de dispositivos en las condiciones del río Amojú. El coeficiente de potencia obtenido, 0.4025, es un valor moderadamente alto para una turbina de este tamaño, lo que demuestra que el diseño seleccionado aprovecha de manera eficiente la energía disponible en el fluido. Sin embargo, la eficiencia podría incrementarse ajustando parámetros como el ángulo de ataque de los álabes o reduciendo las pérdidas por vórtices en la punta de las palas. El análisis del número de Reynolds confirma que el flujo del agua en torno al rotor es predominantemente turbulento, lo que puede influir en la estabilidad y desempeño del sistema.

Desde la perspectiva económica, los resultados del análisis financiero indican que el proyecto es viable y rentable. El Valor Actual Neto (VAN) positivo de S/. 982.13 y la Tasa Interna de Retorno (TIR) de 12.80% demuestran que la inversión en la turbina hidrocínética puede

generar

El análisis del comportamiento mecánico del rotor bajo carga mostró que la distribución de esfuerzos, momentos flectores y torsión se mantiene dentro de los límites de seguridad establecidos para el material ASTM A36 utilizado en el eje de transmisión. La evaluación de la fatiga del material determinó que el diseño es resistente a fallas por carga alternante, con un límite de resistencia adecuado para prolongar la vida útil del sistema. Sin embargo, la simulación de esfuerzos axiales y de flexión en el rotor indicó que ciertas áreas pueden estar sujetas a un mayor desgaste, lo que refuerza la necesidad de implementar un plan de mantenimiento predictivo basado en mediciones en tiempo real.

V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. CONCLUSIONES.

Los resultados obtenidos en la simulación y análisis del rotor para la turbina hidrocínética tipo horizontal demuestran que el diseño seleccionado presenta un desempeño eficiente en términos de conversión de energía y estabilidad estructural, en comparación de (Tian et al, 2018), La cual tiene como resultado una velocidad de arranque de 0,25 m/s, mientras en nuestro estudio realizado tenemos una velocidad de arranque de 1,294 m/s, lo cual se demuestra en la tabla 8.

El análisis estructural del rotor reveló que el material seleccionado ASTM A36, proporciona una resistencia adecuada a las cargas dinámicas generadas por el flujo del agua. Los resultados del factor de seguridad muestran que el diseño es robusto y capaz de soportar condiciones operativas exigentes, con un margen de seguridad mínimo de 2.7 según el criterio de Von Mises (figura 32). Nuestro estudio se asemeja a lo presentado por Puertas Frías et al, 2022. Lo cual obtenemos coeficientes de potencia semejantes pero nuestro prototipo tiene mayor seguridad y durabilidad.

En términos de eficiencia energética, los cálculos basados en los resultados de simulación indican que la turbina hidrocínética tiene una capacidad de generación de 470.05 W, lo cual es consistente con los valores teóricos estimados para este tipo de dispositivos en las condiciones del río Amojú. El coeficiente de potencia obtenido, 0.4025, es un valor moderadamente alto para una turbina de este tamaño, lo que demuestra que el diseño seleccionado aprovecha de manera eficiente la energía disponible en el fluido. Sin embargo, la eficiencia podría incrementarse ajustando parámetros como el ángulo de ataque de los álabes o reduciendo las pérdidas por vórtices en la punta de las palas, mejorando incluso a lo

que realizó Egúsquiza León, 2020 en su diseño y simulación del rotor para una turbina hidrocínética.

En nuestro proyecto notamos que el fluido es más estable en comparación a la de Saini & Saini, 2020. En la figura 19 se observa cómo varía la presión total del fluido en relación con la velocidad del agua, que se mantuvo alrededor de 1,67 m/s. lo cual vamos a ver en la tabla 10. La cual incluye valores numéricos clave que describen el comportamiento del rotor bajo las condiciones simuladas, tales como: presiones, velocidades, fuerzas y torque.

5.2. RECOMENDACIONES

- Para optimizar el diseño del rotor de la turbina hidrocínética tipo horizontal, se recomienda realizar simulaciones adicionales en SolidWorks con variaciones en la geometría de los álabes y en la disposición del rotor. Esto permitirá evaluar el comportamiento del flujo en diferentes escenarios y mejorar la eficiencia de conversión de energía. Además, es importante considerar perfiles hidrodinámicos más avanzados que optimicen la captación de la energía cinética del agua y minimicen las pérdidas aerodinámicas. Ajustes en el ángulo de ataque y en la cantidad de álabes también pueden contribuir a una mayor estabilidad y eficiencia operativa.
- En cuanto a los materiales, la selección de acero inoxidable ASTM A36 es adecuada debido a su resistencia a la corrosión y durabilidad en ambientes acuáticos. Sin embargo, se sugiere explorar materiales compuestos más ligeros que puedan reducir la carga estructural sin comprometer la resistencia mecánica.
- El impacto ambiental es un aspecto clave a considerar en el diseño de la turbina hidrocínética. Se recomienda implementar un sistema de protección para los álabes que minimice la interferencia con la fauna acuática y permita un flujo continuo sin afectar la migración de peces.
- Desde el punto de vista económico, el análisis financiero muestra que el proyecto es viable con un VAN positivo y una TIR superior a la tasa de descuento utilizada, lo que sugiere rentabilidad. No obstante, el análisis de sensibilidad indica que, si la tasa de descuento aumenta, la rentabilidad del proyecto se vería comprometida. Por ello, se recomienda evaluar opciones de financiamiento con tasas de interés más bajas, así como posibles incentivos gubernamentales para proyectos de energía renovable.
- Para mejorar la eficiencia energética de la turbina, se recomienda profundizar en el

estudio del coeficiente de potencia y analizar posibles modificaciones en el diseño del rotor para maximizar la conversión de energía. La incorporación de un sistema de control automático que regule la velocidad de giro en función del caudal del río permitiría optimizar la producción de energía en diferentes condiciones de operación. De igual forma, la evaluación de sistemas de almacenamiento de energía, como baterías de alta capacidad, podría mejorar la estabilidad y disponibilidad del suministro eléctrico.

- En términos de seguridad y mantenimiento, es fundamental desarrollar un plan de mantenimiento predictivo basado en los resultados de la simulación estructural. La validación de estos resultados mediante pruebas en condiciones reales permitirá detectar posibles vulnerabilidades y realizar ajustes antes de proceder con la fabricación a gran escala.

VI. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

Amaya, L. (2023, January 24). *La brecha de electrificación en Perú: la fuente para negar otros derechos* - Carbono News. CARBONO.NEWS. <https://www.carbono.news/energia/la-brecha-de-electrificacion-en-peru-la-fuente-para-negar-otros-derechos/>

Arauco Camargo, E. A. (2021). *Diseño de una turbina hidrocínética de eje horizontal para la generación de energía eléctrica en zonas ribereñas*. Universidad Nacional del Centro del Perú.

Arias-Gómez, J., Ángel Villasís-Keever, M., & Guadalupe Miranda-Novales, M. (2016). METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN. Alergia México Ram, 63, 201–206. www.nietoeditores.com.mx

Egúsquiza León, M. A. (2020). *Diseño y simulación de un rotor para una turbina hidrocínética de 15 Kw aplicada al río Huallaga*. Universidad de Ingeniería Y Tecnología UTEC.

HERNÁNDEZ, Roberto. [et al.]. *Metodología de la Investigación*. 6a ed. México: McGraw Hill, 2013. ISBN: 9781456223960

Kamal, M. M. y Saini, R. P. (2023). Performance investigations of hybrid hydrokinetic turbine rotor with different system and operating parameters. *Energy*, 267. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2022.126541>

LOZADA, José. *Investigación Aplicada: Definición, Propiedad Intelectual e Industria*. Centro de Investigación en Mecatrónica y Sistemas Interactivos, Ecuador: Cienciamérica, 1(3): 34 – 39, diciembre 2014. ISSN: 1390-9592.

Montes, C. E. (2014). *Metodología de investigación tecnológica Pensando en sistemas*.

Patel, V. K. Y Patel, R. S. (2022). Optimization of an angle between the deflector plates and its orientation to enhance the energy efficiency of Savonius hydrokinetic turbine for dual rotor configuration. *International Journal of Green Energy*, 19(5), 476–489. <https://doi.org/10.1080/15435075.2021.1947821>

Puertas-Frías, C. M., Willson, C. S., & García-Salaberri, P. A. (2022). Design and economic analysis of a hydrokinetic turbine for household applications. *Renewable Energy*, 199, 587–598. <https://doi.org/10.1016/J.RENENE.2022.08.155>

Saini, G. Y Saini, R. P. (2020). A computational investigation to analyze the effects of different rotor parameters on hybrid hydrokinetic turbine performance. *Ocean Engineering*, 199. <https://doi.org/10.1016/J.OCEANENG.2020.107019>

Tantaleán Barboza, O. Y Polo Vallejos, C. E. (2020). *Implementación de una turbina hidrocínética de eje horizontal, para generación de energía eléctrica en canales fluviales de zonas rurales*. Universidad Nacional de Jaén.

The energy progress report <https://www.worldbank.org/en/topic/energy/publication/tracking-sdg-7-the-energy-progress-report-2022>

Wang, W. Q., Song, K. Y Yan. (2019). Influence of interaction between the diffuser and rotor

on energy harvesting performance of a micro-diffuser-augmented hydrokinetic turbine. Ocean Engineering, 189. <https://doi.org/10.1016/J.OCEANENG.2019.106293>

Zhao, H., Kang, C., Ding, K., Zhang y Li, B. (2020). Transient startup characteristics of a drag-type hydrokinetic turbine rotor. Energy Conversion and Management, 223. <https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2020.113287>

GLOSARIO:

ODS: Objetivo de desarrollo sostenible

TFEC: formula de la participación de las energías renovables en el consumo total de energía.

SDG: objetivos de desarrollo sostenible (siglas en ingles)

VII. ANEXOS

Anexo 01: Resultados simulación SolidWorks y cálculos

Travels []	GG Average Static Pressure 1	GG Average Total Pressure 2	GG Average Velocity 3	GG Average Velocity (X) 4	GG Average Velocity (Y) 5	GG Average Velocity (Z) 6	GG Average Circumferential Velocity 7	GG Average Radial Velocity 8
0.05	101321.1405	102025.5834	1.584497662	0.000125593	-0.000699678	-1.580329397	-0.000346522	0.001329586
0.10	101325.5585	102032.3692	1.585253665	0.000276975	-0.001085337	-1.580781807	-0.000879326	0.001369817
0.20	101331.3107	102039.3549	1.583421126	0.000335055	-0.001632681	-1.577027103	-0.001701577	0.00186964
0.30	101334.5855	102041.6529	1.67981822	0.000376359	-0.001634454	-1.572017681	-0.001786803	0.002315449
0.40	101337.0425	102038.4447	1.673325185	0.000419182	-0.001075243	-1.565097192	-0.001295873	0.003193656
0.50	101336.8265	102036.5686	1.671428162	0.000490175	-0.000789408	-1.663185651	-0.001130992	0.003585262
0.60	101336.5665	102036.0494	1.671124436	0.000400524	-0.000934394	-1.662876951	-0.001207649	0.003457721
0.70	101336.5175	102036.0941	1.671212148	0.000413734	-0.000954699	-1.662958143	-0.001247321	0.00345032
0.80	101336.5519	102036.1444	1.671222513	0.000373862	-0.000911286	-1.662968063	-0.001200972	0.003468187
0.90	101336.536	102036.1718	1.671257917	0.000385159	-0.000938899	-1.663013777	-0.001217617	0.003440132
1.00	101336.5717	102036.1937	1.671234188	0.000391516	-0.000896743	-1.662998391	-0.001194655	0.00348207
1.10	101336.5578	102036.1872	1.671247292	0.000383777	-0.000864411	-1.663021322	-0.001177633	0.003504693
1.20	101336.5536	102036.1786	1.671236128	0.000366463	-0.000919583	-1.663009654	-0.001192061	0.003446125
1.30	101336.5508	102036.1866	1.671244166	0.000367574	-0.000938571	-1.663019079	-0.001205345	0.003438539
1.40	101336.5282	102036.1663	1.671245387	0.000379823	-0.000899292	-1.663022154	-0.001198156	0.003482456
1.50	101336.5399	102036.182	1.671245407	0.00035439	-0.000895098	-1.663031621	-0.001168759	0.00345811
1.60	101336.5524	102036.1965	1.671247205	0.000357753	-0.000912907	-1.663035818	-0.001183162	0.003446281
1.67	101336.5157	102036.1485	1.671230679	0.000324864	-0.000911949	-1.663015158	-0.001160667	0.00343142

Travels []	GG Average Axial Velocity 9	GG Force 10	GG Force (X) 11	GG Force (Y) 12	GG Force (Z) 13	GG Torque (X) 14	GG Torque (Y) 15	GG Torque (Z) 16
0.05	-1.580329949	299.9193372	1.736605299	188.3478632	-299.3223077	-295.502827	289.8483333	33.8960581
0.10	-1.580782505	277.4286346	0.376337372	74.05882411	-277.3295126	-259.3229891	268.809385	2.387084335
0.20	-1.577028266	252.754704	-2.366297314	38.1109971	-252.7148918	-230.7683448	242.6284537	21.48714377
0.30	-1.572019341	226.514883	-6.557930869	143.7896534	-225.9628977	-216.9083091	212.6540414	37.81346671
0.40	-1.565099381	215.7774611	-5.050138637	112.6807065	-215.4238598	-204.6209931	203.5033145	32.84169469
0.50	-1.663188008	214.7763868	-5.983896735	103.9260986	-214.4413276	-202.8768332	202.0263678	32.44323673
0.60	-1.662879326	215.7460241	-5.760911232	117.0150682	-215.3514187	-204.3303012	203.1876887	33.60000959
0.70	-1.662960522	215.5572102	-5.745809828	119.689464	-215.1479511	-204.0578712	202.9724454	33.92579443
0.80	-1.662970453	215.2591062	-5.479476093	118.9673639	-214.8602472	-203.5813927	289.8483333	33.60647986
0.90	-1.663016174	215.1592966	-5.40567962	119.9544446	-214.7566317	-203.6018597	203.1876887	33.64738251
1.00	-1.663000793	215.0521183	-5.373256608	117.7502542	-214.6622707	-203.3027455	202.8292996	33.45606289
1.10	-1.663023721	214.9967672	-5.415037247	114.7090329	-214.6222394	-203.0211418	202.7358267	33.17932096
1.20	-1.663012045	214.986771	-5.244381938	118.3504216	-214.5966913	-203.3485656	202.8564143	33.33591623
1.30	-1.663021472	214.9719907	-5.238883938	119.1318838	-214.5776941	-203.3987761	202.8412391	33.46257087
1.40	-1.663024556	214.9689023	-5.198972775	117.0262889	-214.5871573	-203.2613136	202.8040553	33.22530129
1.50	-1.663034019	214.935479	-4.950354636	117.0051467	-214.5596702	-203.1266411	202.964561	33.01715844
1.60	-1.663038215	214.9486074	-4.959270879	117.821064	-214.568151	-203.1898961	202.9056024	33.0754322
1.67	-1.663017555	214.8689168	-4.799230548	116.7414017	-214.497863	-203.0092224	203.026296	32.78471653

Lima 02 mayo 2025

Señor(es)

José Jack Cabrera Fernández—

Atención.

Por medio de la presente le saludamos muy cordialmente y al mismo tiempo hacerle llegar nuestra cotización por el servicio de fabricación de hélice y ensamble de una turbina.

DESCRIPCION	PRECIO EN SOLES
ENSAMBLAJE DE TURBINA	S/ 80.00
FABRICACIÓN DE HÉLICES	S/ 120.00
TOTAL	S/ 200.00

Quedo a la espera de su confirmación.

Atentamente



R.U.C. 20600768370

Lima 03 mayo 2025

Señor(es):

José Jack Cabrera Fernández

Atención.

Por medio de la presente le saludamos muy cordialmente y al mismo tiempo hacerle llegar nuestra cotización por el servicio de transporte terrestre que a continuación se detalla.

MATERIALES A TRANSPORTAR	ORIGEN	DESTINO	PRECIO EN SOLES
Turbina Hidrocinética	JAEN	EL PORVENIR	
			SUB TOTAL: 92.00
			IOV: 18. 00
			TOTAL: 100.00

Quedo a la espera de su confirmación.

Atentamente



**Telf.: (01) 5516745 / Cel.: 979 943 032 / E-mail: transpvalegre@hotmail.com
Pj. San Tito Nro. 04 Urb. Santa Luisa - San Martin de Porres - Lima - Lima**



José Jack Cabrera Fernández
06801
Perú

Factura

Número de referencia: 503732323
(necesario para todas las consultas)

Fecha de facturación: 23 may 2025
Número de facturación: AKD-736118833422

Información de la factura

N.º	Nombre del producto	Cant.	IVA	Precio a pagar
1	SOLIDWORKS Student Edition 2025 Entrega: electrónico	1	18 %	60,00 US\$
Subtotal:				60,00 US\$
IVA (18 % de 60,00 US\$):				10,80 US\$
Importe total:				70,80 US\$

Salvo que se indique lo contrario, la fecha de entrega coincide con la fecha de facturación.

Total a pagar:
70,80 US\$

Datos de pago

Su tarjeta de crédito (xxxxxxxxxxxx8734) ha sido autorizada correctamente. Por favor, tenga en cuenta que el cargo en su tarjeta de crédito aparecerá como "www.cleverbridge.net".

Si desea cancelar su compra, siga las instrucciones del último correo electrónico que le enviamos o póngase en contacto con nuestro servicio de atención al cliente: support.cleverbridge.com.

Cleverbridge GmbH es el vendedor en esta transacción.
Tunisstr. 19-23, 50667, Colonia, Alemania

Dirección ejecutiva:
Richard J. Stevenson, Markus Scheuermann, Radu
Immenroth

Tribunal de registro: Tribunal municipal de
Colonia / HRB 111750
Número RUC: 20613400363

Datos bancarios:

Titular de la cuenta: Cleverbridge GmbH
Número de cuenta: 0192144400
Código de identificación bancaria: 37070060
Nombre de la entidad bancaria: Deutsche Bank
IBAN: DE42370700600192144400
BIC (SWIFT): DEUTDE33XXX

