



Institución Universitaria

**Evaluación de un diseño funcional de una
turbina hidrocínética tipo H-Darrieus de
100 vatios como recurso de
hidrogeneración en zonas no
interconectadas**

José Daniel Cardona Cárdenas

ITM Institución Universitaria

Facultad de Ingenierías

Medellín, Colombia

2022

Evaluación del diseño funcional de una turbina hidrocínética tipo H-Darrieus de 100 vatios como recurso de hidrogenación en zonas no interconectadas

José Daniel Cardona Cárdenas

Tesis presentada como requisito parcial para optar al título de:
Magister en Gestión Energética Industrial

Director:

Mg. Diego Andrés Hincapié Zuluaga

Codirector:

Mg. Juan Gonzalo Ardila Marín

Línea de Investigación:

Computación avanzada y diseño digital.

Grupo de Investigación:

Materiales Avanzados y Energía (MATyER)

ITM Institución universitaria

Facultad de Ingeniería

Medellín, Colombia

2022

El conocimiento no se puede pasar de una mente a otra como si fuese una sustancia material, porque los pensamientos no son objetos que se sostienen en las manos y se palpan.... Las ideas deben volverse a pensar, la experiencia debe volverse a experimentar.

John Milton Gregory

Agradecimientos

Quiero agradecerle a Dios y a la vida por esta oportunidad que me dio de emprender este camino, a mi madre por su apoyo incondicional, a mi padre le agradezco aún en la distancia. También le agradezco infinitamente a Daniela Barrientos, mi mejor amiga, gracias por todo tu apoyo durante este proceso, agradezco también a la monita por sus palabras de aliento. Un agradecimiento de todo corazón a mi familia y mis amigos más cercanos no queda sino darles las gracias.

Le agradezco al profesor Diego Hincapié por su apoyo y confianza en todo este proceso, por sus palabras y correcciones durante estos años de estudio. También quiero agradecer muy especialmente al profesor Juan Gonzalo, ya que desde un comienzo fue quien me invito a trabajar con él. Agradezco sus aportes y comentarios que llevaron a la culminación de este trabajo. Un agradecimiento fraterno al ITM, en especial al señor Miyer Valdés, laboratorista del laboratorio de simulación, Modelamiento y Prototipos, quien sin ningún reparo me colaboró y me brindo todo el soporte requerido. Igualmente, agradecer al grupo de investigación de Materiales Avanzados y Energía (MATyER), en especial a la línea de Computación Avanzada y Diseño Digital (CADD).

Aquí no se poder ser muy extenso en palabras, pero también quiero hacer un reconocimiento de gratitud a cada docente de la maestría, los cuales enriquecieron mi vida desde sus áreas del saber.

Referencia del autor

A continuación, se detallan los productos derivados de este trabajo de investigación.

Artículo:

José D. Cardona Cárdenas, Juan G. Ardila Marín, Jhony M. Gutiérrez Flórez and Carlos A. Ramírez Vanegas “Vertical axis Darrieus turbines: State of the art research”. International Journal of Engineering Research and Technology. Volume 14, Number 7 (2021), pp. 708-716. ISSN 0974-3154.

Ponencias:

José D. Cardona C, Juan G. Ardila M, Jhony Gutiérrez.” ESTUDIO NUMÉRICO DEL COEFICIENTE DE POTENCIA DE UNATURBINA H-DARRIEUS CON PERFIL HIDRÓDINAMICO NACA 0010”. X Congreso Internacional CIMM (Ingeniería Mecánica, Mecatrónica y Automatización. Volumen No 2: junio de 2021. Página 122. ISSN 26665-59342021

José Daniel Cardona Cárdenas, Juan Gonzalo Ardila Marín y Diego Andrés Hincapié Zuluaga.” Evaluación del diseño funcional de una turbina hidrocínética tipo H-Darrieus de 100 vatios como recurso de hidrogenación en zonas no interconectadas”. CISIET2021 (El Congreso Internacional de Semilleros de Investigación-Educación-Tecnología). 7 y 8 de octubre de 2021. Página 553-559. ISSN: 2619-1873

José Daniel Cardona Cárdenas, Juan Gonzalo Ardila Marín y Diego Andrés Hincapié Zuluaga. “Incidencia de la longitud de cuerda del perfil NACA 0025 en el coeficiente de potencia de una turbina tipo H-Darrieus vía simulación CFD”. CONGRESO INTERNACIONAL DE INVESTIGACIÓN E INNOVACIÓN Año 4- Número 1 – abril 2022. Página 4245-4255. ISSN 2448-6035.

Resumen

En los últimos años la energía del flujo de agua se ha convertido en un recurso importante para la transformación y generación de energía eléctrica, esto ha promovido el desarrollo de dispositivos como las turbinas hidrocínicas. Es así como en la familia de turbinas hidrocínicas, aparece el modelo tipo H-Darrieus, la cual viene siendo estudiada para mejorar su desempeño, mediante métodos de dinámica de fluidos computacional (*Computational Fluid Dynamics – CFD*) permitiendo así, el análisis de los parámetros que intervienen en su rendimiento. En el presente estudio, se llevó a cabo la elaboración de una hoja de ruta para el desarrollo y modelamiento de una turbina hidrocínica tipo H-Darrieus. Los perfiles utilizados fueron el NACA 0018, 0025, 2415 y 4415 para valores de solidez desde 0.5 hasta 1.64. Además, se emplearon rotores de dimensiones de 900, 733.6 y 597.8 mm. Posteriormente, se modelaron los rotores de la turbina en 2D, seguido de las simulaciones CFD con el fin de predecir la potencia generada por la turbina, evaluando la incidencia de la solidez, el tipo de perfil y diámetro del rotor en su rendimiento. Luego, los rotores modelados fueron evaluados estructuralmente con los materiales PA66, acero inoxidable y aleación de aluminio, para ello se hizo necesario modelarlos en 3D, con el fin de conocer la incidencia de la carga de presión que se ejerce sobre la estructura de los álabes. El perfil NACA 0018 alcanzó un coeficiente de potencia máximo de 0.606 con una solidez de 0.5, seguido del perfil NACA 2415 a la misma solidez alcanzó un C_p máximo de 0.594. Así mismo, el perfil NACA 0025 para una solidez de 1.0 alcanzó un valor máximo de C_p de 0.527, mientras que el perfil NACA 4415 con una solidez de 1.5 obtuvo un C_p máximo de 0.496. Los resultados de C_p máximos de los perfiles NACA 0018 y 2415 se dieron en un rango de TSR de 2 a 4 con un valor medio de 3.5. Es así como, el perfil NACA 0025 con solidez de 1.09 y 1.64 alcanzó valores de C_p máximo de 0.49 y 0.31, mostrando que el aumento de la solidez en un rango mayor a 1.0 tienen una incidencia negativa en el C_p . Los resultados evidencian que los rotores de 900 mm de diámetro y solidez de 1 y 1.09 presentan mejores rendimientos, respecto a los resultados experimentales con los que el presente estudio se está comparando. Además, resultados estructurales mostraron que el momento crítico del sistema, se presenta en la posición a 270° del perfil A3, donde la carga de presión genera mayor esfuerzo en la estructura de la turbina. Aun así, el sistema no falla estructuralmente, lo que permite que el diseño sea funcional e independiente del material de fabricación. Por tanto, los rotores modelados cumplen con las características de rendimiento y funcionalidad.

Palabras clave: Coeficiente de Potencia (C_p), CFD, FEA, Perfil Hidrodinámico, Relación de Velocidad de Punta (TSR), Solidez, Turbomáquinas.

Abstract

In recent years the energy of the flow of water has become an important resource for the transformation and generation of electrical energy, this has promoted the development of devices such as hydrokinetic turbines. This is how in the family of hydrokinetic turbines, the H-Darrieus type model appears, which has been studied to improve its performance, through computational fluid dynamics (CFD) methods, thus allowing the analysis of the parameters involved in its performance. In the present study, the development of a roadmap for the development and modeling of a hydrokinetic turbine type H-Darrieus was completed. The profiles used were NACA 0018, 0025, 2415, and 4415 for solidity values from 0.5 to 1.64. In addition, rotors with dimensions of 900, 733.6, and 597.8 mm were used. Subsequently, the turbine rotors were modeled in 2D, followed by CFD simulations to predict the power generated by the turbine, evaluating the incidence of the solidity, the type of profile, and the diameter of the rotor in its performance. Then, the modeled rotors were structurally evaluated with the materials PA66, stainless steel, and aluminum alloy, for this, it was necessary to model them in 3D, to know the incidence of the pressure load exerted on the structure of the blades. The NACA 0018 profile reached a maximum power coefficient of 0.606 with a solidity of 0.5, followed by the NACA 2415 profile at the same strength reaching a maximum C_p of 0.594. Likewise, the NACA 0025 profile with a solidity of 1.0 reached a maximum C_p value of 0.527, while the NACA 4415 profile with a solidity of 1.5 obtained a maximum C_p of 0.496. The maximum C_p results of NACA 0018 and 2415 profiles were given in a TSR range of 2 to 4 with a mean value of 3.5. Thus, the NACA 0025 profile with the solidity of 1.09 and 1.64 reached maximum C_p values of 0.49 and 0.31, showing that the increase in solidity in a range greater than 1.0 has a negative impact on the C_p . The results show that the rotors of 900 mm in diameter and solidity of 1 and 1.09 present better performances, compared to the experimental results with which the present study is being compared. In addition, structural results showed that the critical moment of the system is presented in the position at 270° of the A3 profile, where the pressure load generates greater stress on the turbine structure. Even so, the system does not fail structurally, allowing the design to be functional and independent of the manufacturing material. Therefore, the modeled rotors meet the characteristics of performance and functionality.

Keywords: Coefficient Power (C_p), CFD, FEA, Hydrodynamic Profile, Speed Ratio Tip (TSR), Solidity, Turbomachines

Contenido

Introducción	14
Justificación y descripción del problema	14
Hipótesis	15
Objetivo general	16
Objetivos específicos	16
1. Marco Teórico y Estado del Arte	18
1.1. Marco teórico	18
1.2. Las geometrías de las turbinas tipo Darrieus	19
1.3. El diseño y la operación de las turbinas Darrieus	21
1.4. Ecuaciones paramétricas	24
1.5. Estudio CFD de las turbinas Darrieus	26
1.6. Ecuaciones del modelo de turbulencia	29
1.7. Estudios experimentales	31
2. Metodología	34
2.1. Caracterización y elaboración de hoja de ruta	34
2.1.1. Búsqueda de información	35
2.1.2. Clasificación de la información.....	35
2.1.3. Relación de los parámetros de funcionamiento	35
2.1.4. Elaboración de la hoja de ruta	36
2.2. Simulaciones CFD	36
2.2.1. Selección del perfil y tamaño del rotor	36
2.2.2. Modelado y discretización	38
2.2.3. Configuración de la simulación	41
2.2.4. Estudio de independencia de malla	42
2.3. Evaluación fluido-dinámica y estructural	44
2.3.1. Simulaciones CFD	44
2.3.2. Simulaciones estructurales	45
3. Resultados y discusiones	49
3.1. Caracterización y elaboración de hoja de ruta	49
3.2. Simulaciones CFD	50
3.2.1. Análisis de contornos de velocidad y presión	50
3.2.2. Análisis del Par, la potencia y el coeficiente de potencia	54
3.2.3. Resultados de simulaciones estáticas CFD.....	61
3.3. Análisis de esfuerzo, deformación y factor de seguridad	62
3.3.1. Análisis de esfuerzo y factor de seguridad.....	62
3.3.2. Análisis de deformación	64
3.4. Análisis de utilidad	66
4. Conclusiones	70
Recomendaciones	72
Anexo 1	73

Anexo 2	76
Anexo 3	78
Bibliografía	80

Lista de figuras

Figura 1- 1: Turbina hidrocínética Darrieus: disposición general. Fuente [21].	19
Figura 1- 2: Perfiles aerodinámicos del álabe: Simétrico – a) NACA 0018, y Asimétricos – b) S815 y c) EN0005. Fuente [24].	20
Figura 1- 3: Sección de las turbinas Darrieus estudiadas por <i>Marsh et al.</i> , con detalle del perfil y conexión. Fuente [26].	21
Figura 1- 4: a) Difusor de panel plano, b) superficie curva y c) superficie cicloidal. Fuente [38].	23
Figura 1- 5: Diagrama esquemático de la configuración del ingreso del flujo de agua en la turbina. Fuente: autor.	26
Figura 1- 6: Turbina Darrieus de eje vertical en forma de “J”. Fuente [59].	28
Figura 1- 7: a) Rotor primario y b) Rotor secundario. Fuente [70].	31
Figura 2- 1: Diagrama del paso a paso para la búsqueda y caracterización de la información. Fuente: autor.	34
Figura 2- 2: Perfiles hidrodinámicos considerados. Fuente: autor.	37
Figura 2- 3: Geometría 2D de la turbina y las condiciones de contorno empleadas. Fuente: autor.	38
Figura 2- 4: (a) Bloques del modelo de mallado para el dominio estacionario. (b) Mallado del dominio estacionario. Fuente: autor.	39
Figura 2- 5: (a) Bloques del modelo de mallado para el dominio rotacional. (b) Mallado del dominio rotacional. Fuente: autor.	40
Figura 2- 6: (a) Mallado del dominio estacionario y rotacional, (b) detalle de la malla en el dominio rotacional, (c) refinamiento de malla en los contornos de los álabes y (d) detalle del aumento de capas en la pared del álabe. Fuente: autor.	41
Figura 2- 7: Estudio de independencia de malla de los seis rotores desarrollados. Fuente: autor.	43

Figura 2- 8: Modelado 3D de la turbina tipo H-Darrieus simplificada, (a) vista superior del rotor, (b) vista isométrica, (c) posición de las perforaciones para la ubicación de los brazos y (d) detallas de la perforación abocardada. Fuente: autor.....	46
Figura 2- 9: Mallado de la turbina. Fuente: autor.....	47
Figura 3- 1: Contornos de velocidad y presión alrededor de los álabes de la turbina H-Darrieus, para los valores de $C_{p_{max}}$. Fuente: autor.....	51
Figura 3- 2: Contornos de velocidad para los rotores de solidez de 1.09. Fuente: autor.	52
Figura 3- 3: Contornos de presión para los rotores de solidez 1.09. Fuente: autor.	52
Figura 3- 4: Contornos de velocidad para los rotores de solidez de 1.33. Fuente: autor.	53
Figura 3- 5: Contornos de presión para los rotores de solidez de 1.33. Fuente: autor.....	53
Figura 3- 6: Contornos de velocidad y presión para el rotor de solidez de 1.64. Fuente: autor.	54
Figura 3- 7: Par en función de TSR para los seis rotores modelados. Fuente: autor.	58
Figura 3- 8: Potencia mecánica [W] máxima generada por los seis rotores modelados. Fuente: autor.	59
Figura 3- 9: Coeficiente de potencia en función de TSR para los seis rotores modelados. Fuente: autor.....	60
Figura 3- 10: Gráfico de coeficiente de potencia – C_p vs TSR. Fuente: autor.	61
Figura 3- 11: Contornos de presión para cuatro posiciones fijas en 2D, (a) 0°, (b) 30°, (c) 60° y (d) 90. Fuente: autor.....	62
Figura 3- 12: Esfuerzos máximos generados en los rotores con perfil NACA 0025. Fuente: autor.	64
Figura 3- 13: Deformaciones máximas generadas en los rotores con perfil NACA 0025. Fuente: autor.....	65
Figura 3- 14: Presión importada para cuatro posiciones fijas, (a) 0°, (b) 30°, (c) 60° y (d). Fuente: autor.....	73
Figura 3- 15: Esfuerzos máximos de cada álabe a partir del posicionamiento 0°, 30°, 60° y 90°. Fuente: autor.	74
Figura 3- 16: Deformación máxima de cada álabe a partir del posicionamiento 0°, 30°, 60° y 90°. Fuente: autor.	75

Lista de tablas

Tabla 1: Resumen de estudios numéricos - hidráulicos relevantes. Fuente: autor.	28
Tabla 2: Valores de longitud de cuerda para cada diámetro del rotor a diferentes valores de solidez. Fuente: autor.	37
Tabla 3: Configuración del experimento: velocidad angular y número de pasos para distintos valores de TSR. Fuente: autor.	42
Tabla 4: Estudio de independencia de malla. Fuente: autor.....	43
Tabla 5: Propiedades de los materiales evaluados. Fuente: ANSYS® R2021.1.....	47
Tabla 6: Resultados del Par y Cp del perfil NACA 0018. Fuente: autor.	55
Tabla 7: Resultados del Par y Cp del perfil NACA 0025. Fuente: autor.	56
Tabla 8: Resultados del Pary Cp del perfil NACA 2415. Fuente: autor.	56
Tabla 9: Resultados del Pary Cp del perfil NACA 4415. Fuente: autor.	57
Tabla 10: Consumo por horas en una vivienda ubicada en el municipio de Puerto Concordia, Meta. Fuente: autor.	66
Tabla 11: Valores de eficiencia de los elementos que componen un sistema de generación de energía. Fuente: autor.	67
Tabla 12: Relación de costos de la inversión en el tiempo. Fuente: autor.....	68
Tabla 13: Programa de amortización a cinco años. Fuente: autor.....	69
Tabla 14: Resultados de simulaciones FEA con PA66. Fuente: autor.....	76
Tabla 15: Resultados de simulaciones FEA con Acero Inoxidable. Fuente: autor.....	76
Tabla 16: Resultados de simulaciones FEA con Aluminio. Fuente: autor.	77
Tabla 17: Programa de amortización. Fuente: autor.	78

Lista de Símbolos y abreviaturas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
C_p	Coeficiente de potencia		(1)
A	Área proyectada	[m ²]	(1)(4)(5)
v	Velocidad del fluido	[m/s]	(1)(2)(4)(5)(7)(8)(9)(10)
D	Fuerza de arrastre	[N]	(5)
L	Sustentación	[N]	(4)
C_L	Coeficiente de sustentación		(4)
C_D	Coeficiente de arrastre		(5)
y^+	Distancia de pared adimensional		(11)
R	Radio del rotor	[m]	(2)(3)
c	Cuerda	[mm]	(3)
P	Potencia	[W]	
N	Número de álabes		(3)
R	Radio del rotor	[mm]	(2) (3)
V_t	Velocidad de fricción	[m/s]	(11)
F	función de mezcla		(10)
∂	Ecuación diferencia		(10)
P_k	Energía cinética turbulenta	[Nm]	(10)

Símbolos con letras griegas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
T	Par de torsión	[Nm]	(1)
ρ	Densidad del fluido	[kg/m ³]	(1)(4)(5)(7)(8)(9)(10)(11)
μ	Viscosidad cinemática	[m ² /s]	(11)
λ	Relación de velocidad de punta		(2)
σ	Esfuerzo	[MPa]	
δ	Deformación	[mm]	

Subíndices

Subíndice	Término
p	Potencia
max	Máximo
L	Sustentación
D	Arrastre

Subíndice	Término
x	Coordenadas cartesianas
y	Coordenadas cartesianas
z	Coordenadas cartesianas

Abreviaturas

Abreviatura	Término
ZNI	Zonas No Interconectadas
UPME	Unidad de Planeación Minero-Energética
H	Hidrocínética
TSR	<i>Tip Speed Ratio</i> . Relación de Velocidad en la Punta.
NACA	<i>National Advisory Committee for Aeronautics</i> . Comité Asesor Nacional para la Aeronáutica.
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i> . Dinámica de Fluidos Computacional.
SST k- ω	<i>Shear Stress Transport k-ω</i> . Transporte de esfuerzo cortante k- ω .
RANS	<i>Reynolds Averaged Navier Stokes</i> . Modelos promediados de Reynolds de las ecuaciones de Navier-Stokes.
FEA	<i>Finite element analysis</i> . Análisis por elementos finitos

Introducción

En la actualidad se está buscando la generación de nuevas fuentes de energía, no solo que satisfagan las necesidades del ser humano, sino que también sean limpias y de bajo costo de implementación [1]. Proporcionando así, la generación de propuestas alternativas que permitan suplir las necesidades energéticas existentes. Es así como, la Organización de Naciones Unidas (ONU) en uno de sus diecisiete (17) objetivos de desarrollo sostenible (ODS) ha propuesto una solución a dicha limitante. Específicamente el objetivo número siete (7) plantea la forma de darle solución a esta problemática que tiene la humanidad actualmente. Este objetivo trata el tema de ENERGÍA ASEQUIBLE Y NO CONTAMINANTE [2], el cual parte de la necesidad del recurso energético que tiene la humanidad; pero a su vez cuenta con los recursos naturales para dar solución a dicho problema. Por su parte, Colombia en su Plan Nacional de Desarrollo 2018-2022, promueve dar solución a las dificultades de conexión al suministro de energía que se presentan en diferentes zonas del país, especialmente aquellas zonas aisladas y de difícil acceso. Este plan se compone de veinte (20) objetivos a cumplir [3], destacando el objetivo décimo octavo (18), el cual hace referencia a la necesidad de brindar conexión para aquellas zonas que no cuentan con el suministro de energía eléctrica. La meta consiste en aumentar la capacidad de generación de energía a partir de la implementación de fuentes de generación alternativas, las cuales permitan pasar de 28.2 MW generados actualmente, hasta alcanzar la meta de 2,500 MW para el año 2022 [4]. Además, estos objetivos proponen la inclusión del archipiélago de San Andrés y Providencia a la red energética nacional, la cual permita garantizar la seguridad energética del archipiélago.

Justificación y descripción del problema

En el 2015, la Unidad de Planeación Minero-Energética (UPME) en conjunto con Colciencias (Departamento administrativo de Ciencia, Tecnología e Innovación) y la Universidad Javeriana, publicaron el primer atlas del Potencial Hidroenergético de Colombia [5], convirtiéndose en una herramienta de conveniencia nacional, la cual promueve una planificación adecuada para el abastecimiento energético del país en el futuro. Actualmente, en Colombia se cuenta con una capacidad instalada de 17771.18 MW, de los cuales el 68.3% corresponde a generación hidráulica [6]. Además, el mapa proporcionado por las distintas entidades anteriormente mencionadas, no solo logro dar caracterizar el estado actual del sistema energético del país, si no también; estimar el potencial que se puede aprovechar. El cual se estima en hasta seis (6) veces la capacidad instalada actual, solamente con proyectos de generación hidráulica afirmo Jorge Alberto Valencia Marín, director general de la UPME al término del lanzamiento del nuevo atlas [7].

La Unidad de Planeación Minero-Energética (UPME), tiene entre sus principales prioridades la búsqueda de nuevas fuentes de recursos energéticos que sean no solo aprovechables, sino que

también sean amigables con el medio ambiente [8]. Es ahí donde surge la alternativa del uso de las energías renovables a pequeña, mediana y gran escala, convirtiéndose en un desafío importante para la sociedad actual. Se estima que para el año 2030 el uso de energías alternativas aporte al menos un 30% de los recursos energéticos para que la humanidad pueda continuar con sus actividades cotidianas [2]. Por tanto, Colombia enfrenta un gran desafío de transición energética entre los actuales recursos energéticos con los que cuenta, como lo son el carbón (9.55%), el gas natural (13.33%) y el petróleo (7.28%) [4]. Y transaccionar a aquellos recursos que sea amigables con el medio ambiente y sostenibles en el tiempo. Además, de los factores anteriormente mencionados, se deben tener presente los factores económicos y de eficiencia, los cuales juegan un papel importante; ya que son determinantes al momento de satisfacer las necesidades de los usuarios. Por tanto, Colombia cuenta con un recurso hídrico importante [5], el cual puede ser aprovechado a través de la construcción de pequeñas centrales hidroeléctricas las cuales son conocidas como PCH, estas pequeñas centrales pueden tomar dicho recurso hídrico y transformarlo en energía eléctrica, esto con el fin de hacer llegar al usuario final el suministro de energía eléctrica [9].

Dentro de las pequeñas centrales hidroeléctricas (PCH), encontramos alternativas que vienen siendo usadas, despertando así el interés de conocerlas y mejorar sus capacidades de rendimiento actuales [10]. Entre estas alternativas encontramos la turbina hidrocínética tipo H-Darrieus para generación de energía hidráulica, este dispositivo inicialmente fue desarrollado para captar energía a partir del movimiento de rotación producido por el viento en interacción con la estructura (álabes) [11]. Este tipo de turbina se caracteriza por ser de fácil implementación y bajo costo [12]. A partir de estas bondades, la turbina tipo H-Darrieus se convierte en una alternativa potencial para su adaptación e implementación, lo cual permitiría mitigar la falta de suministro de energía eléctrica en aquellas zonas que se encuentran geográficamente aisladas, pero que cuentan con alguna cercanía a un afluente, dicho recurso hídrico puede ser aprovechado para la generación de energía eléctrica.

Hipótesis

Mediante la ayuda de herramientas computacionales que permitan el diseño y modelamiento de una turbina hidrocínética tipo H-Darrieus para la generación de 100 vatios, las cuales facilitan la variación de los parámetros geométricos y de operación, con el fin de establecer la funcionalidad de este dispositivo. Generando una serie de modelos exploratorios se permiten conocer diferentes resultados de operación, los cuales determinen el mejor modelo diseñado en términos de generación de energía y operatividad.

Objetivo general

Evaluar el comportamiento de una turbina hidrocínética tipo H-Darrieus de 100 vatios, donde se determine un modelo geométrico funcional y que además puede ser implementada para el aprovechamiento de recursos hídricos en zonas no interconectadas.

Con el fin de dar cumplimiento a este objetivo, se plantearon tres (3) objetivos específicos, los cuales son descritos a continuación.

Objetivos específicos

- Caracterizar los parámetros de diseño como los álabes, el tipo de perfil y solidez, esto para determinar la relación entre ellos y establecer una hoja de ruta hacia el diseño de la turbina.
- Diseñar diferentes configuraciones de turbinas hidrocínéticas tipo H-Darrieus vía simulación, variando sus parámetros geométricos.
- Evaluar mediante simulación numérica de elementos finitos y dinámica de fluidos computacional las turbinas diseñadas, para determinar el mejor diseño que cumpla con las especificaciones de funcionalidad.

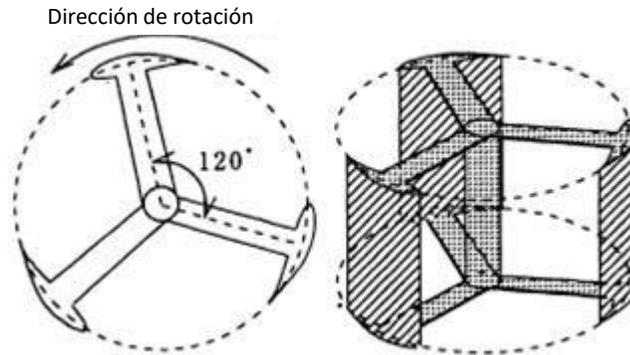
1. Marco Teórico y Estado del Arte

1.1. Marco teórico

La velocidad producida por la corriente de agua que lleva un río, proporciona una gran fuente de energía cinética que puede ser aprovechada para la generación de energía eléctrica [13]. Es por ello, que se han venido desarrollando distintos tipos de turbomáquinas conocidas como turbinas hidrocínéticas sumergidas para el aprovechan dicho recurso [14]. Estos desarrollos se han dado a partir de la necesidad que existe en algunas zonas apartadas, las cuales no cuenta con un sistema de suministro o interconexión a una red nacional [10]. Los dispositivos como las turbinas hidrocínéticas permiten que el flujo de agua cruce a través de ellas, teniendo la limitación del paso en una única dirección. Por tanto, la energía cinética del fluido cuando entra en contacto con la estructura de la turbina, esta genera un movimiento radial, el cual permite la generación del par en eje [15]. La velocidad relativa se presenta debido a la variación entre la velocidad absoluta del fluido y la velocidad de impacto que se presenta en el álabe, está relación es definida como TSR (Tip Speed Ratio o λ), también conocida como la “Relación de velocidad de punta” [16]. Es importante mencionar que la energía del fluido que pasa a través de la turbina no se aprovecha al 100%, es así como; el coeficiente de potencia indica la cantidad de energía cinética que puede ser extraída del flujo y convertida en energía mecánica a su paso por el rotor [17]. Por tanto, el coeficiente de potencia se encuentra limitado por el límite establecido por Betz, quien determino por medio de experimentos que el valor máximo de energía de un fluido que puede ser aprovecha es del 59.3% [18][19].

Después de una disminución del interés en la década de 1990, las investigaciones sobre turbinas de eje vertical han reaparecido en los últimos años, como resultado de su creciente aplicación y ventajas que posee sobre las turbinas de eje horizontal [20]. La turbina Darrieus inicialmente fueron desarrolladas para el aprovechamiento de energía eólica, posteriormente se han venido realizando estudios para su aplicación en la conversión de energía hidrocínética, con el objetivo de establecer su implementación, ya que hasta el momento solo se han venido aplicando en canales o afluentes pequeños [21]. Shiono et al., desarrollaron un estudio sobre las características de la turbina Darrieus, donde su principal interés fue el efecto de la solidez en el funcionamiento de la turbina. Definiendo la solidez como la relación entre el número de álabes, la longitud de la cuerda y el radio del rotor. Siendo este parámetro un factor determinante para caracterizar el tamaño de la turbina, el esquema de la turbina evaluada en dicho estudio se muestra en Figura 1- 1. Donde se ilustra la disposición geométrica general de este tipo de turbinas. La turbina fue probada en canales controlados con el fin de encontrar valores adecuados de solidez para determinar la incidencia en la eficiencia operacional de la turbina.

Figura 1- 1: Turbina hidrocínética Darrieus: disposición general. Fuente [21].



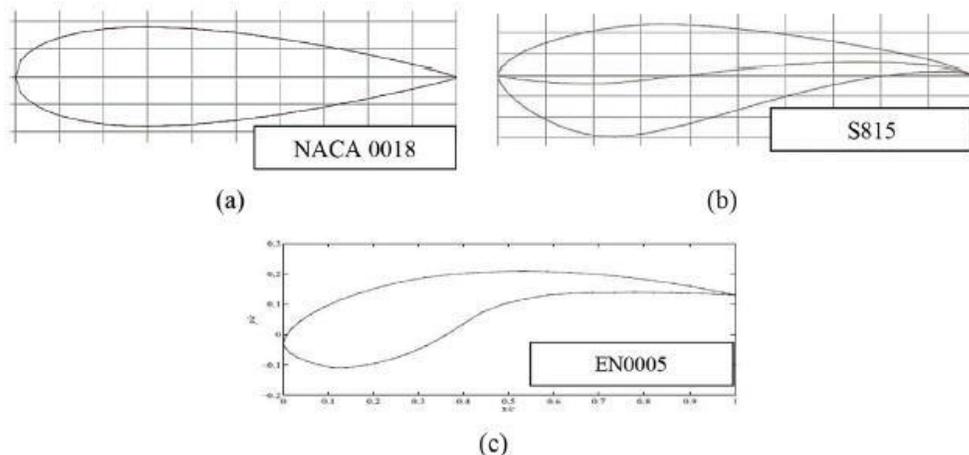
La generación de energía cinética utilizando el flujo de los ríos ha fomentado el estudio y el uso de las de las turbinas hidrocineticas, entre ellas la turbina Darrieus. Sin embargo, las limitaciones que se tiene con el autoarranque y el bajo coeficiente de potencia, convirtiendo estos limitantes en un potencial de mejora para este dispositivo [22]. Por tanto, los resultados de las investigaciones más relevantes llevadas a cabo acerca de la tecnología y el uso de turbinas hidrocineticas tipo Darrieus, empezando por detallar las discusiones sobre su geometría y la generación de potencia mecánica en su eje, hasta la distinción entre metodologías numéricas y experimentales.

1.2. Las geometrías de las turbinas tipo Darrieus

El primer parámetro para tener en cuenta es el perfil aerodinámico. Yurdusev et al., dijeron que la clave para diseñar una turbina hidrocínética tipo Darrieus es evaluar la relación óptima entre TSR y su coeficiente de potencia. Para ese estudio emplearon redes neuronales artificiales (ANN- Artificial Neural Networks) basadas en los parámetros involucrados para los tipos de perfil aerodinámico con los que diseñaron sus álabes: NACA 4415 y LS-1. Consideraron también importante la evaluación del número de álabes entre tres y cuatro, junto con la solidez los valores de solidez [23]. En el año 2011 Batista et al., propusieron para la turbina Darrieus un perfil EN0005 con superficie dividida, tal que fuera capaz de arrancar por sí misma a bajas velocidades, desarrollando una metodología para ser comparador con otros perfiles conocidos, ya que el mayor inconveniente reportado en la literatura para este tipo de turbinas es el autoarranque; el prototipo diseñado por Batista et al., presentó una baja velocidad de rotación, donde el par generado fue su principal impedimento al trabajar a bajas velocidades de viento, alcanzando un comportamiento estable a una velocidad promedio de 1.25 m/s, lo cual les permitió el autoarranque de la turbina, obteniendo un par menor, en comparación con las turbinas asistidas con arrancadores [24]. Cabe resaltar que ambos estudios se desarrollaron para turbinas eólicas.

Las turbinas de rotor tipo H, aunque tiene buen coeficiente de potencia, poseen una deficiencia en su arranque automático, ya que en su mayoría de veces se utilizan perfil de álabes simétricos, es por lo que *Sengupta et al.*, estudiaron la implementación de álabes no simétricos o curvados con alta solidez, los cuales lograron mejorar el rendimiento en el arranque del rotor H-Darrieus, consiguiendo también una mejora en el coeficiente de potencia. Desarrollando tres modelos de perfil el S815, EN0005 y un NACA 0018 como se observa en la Figura 1- 2, empleando corrientes de viento de (4 m/s, 6 m/s y 8 m/s), obteniendo como resultados que el rotor con perfil no simétrico S815 tiene el par dinámico y el coeficiente de potencia más alto que los del rotor con perfil EN0005 y el rotor con perfil simétrico NACA 0018. Estas fueron las conclusiones del estudio a partir de las condiciones de funcionamiento establecidas [24].

Figura 1- 2: Perfiles aerodinámicos del álabes: Simétrico – a) NACA 0018, y Asimétricos – b) S815 y c) EN0005. Fuente [24].

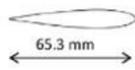
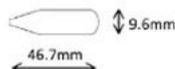
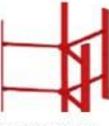


Brusca et al., estudiaron la conversión de energía hidráulica a través de una turbina Darrieus con cinco álabes diseñados con un perfil NACA 0012, modelaron el fenómeno numéricamente y lo validaron construyendo un modelo a escala [25]. *Marsh et al.*, realizaron tres diseños de turbina como se observa en la

Figura 1- 3, utilizando dos tipos de perfiles: el NACA 0012 y el de barra plana mecanizada propuesto por ellos, realizando modelos 3D y posterior a ellos la simulación CFD, utilizando el modelo promediado de *Reynolds* inestable (URANS), basado en el modelo de *Navier-Stokes*; determinaron que la sección de la cuerda y el diseño de la conexión entre el brazo de la estructura y el álabes influyen significativamente en la potencia de la salida generada por la turbina [26]. *Mohan Kumar et al.*, para mejorar el rendimiento de la turbina, realizaron la incorporación de un perfil aerodinámico con muesca de referencia KF-N-21 en un rotor Darrieus, el cual compararon con un perfil NACA 0021, demostrando que este perfil tiene un buen rendimiento con una amplia gama de números de *Reynolds*, lo que indica que puede ser sometido a modelos de turbulencia bastante

altos y permite obtener buenos resultados en términos de par generado [27]. Otro de los parámetros, asociados al perfil que afectan el rendimiento es la longitud de cuerda [28].

Figura 1- 3: Sección de las turbinas Darrieus estudiadas por *Marsh et al.*, con detalle del perfil y conexión. Fuente [26].

Turbina	Sección	Localización	Detalle
A	<p>NACA0012</p>  <p>65.3 mm</p>	 <p>Tramo Final</p>	 <p>Conexión</p>
B	<p>Barra plana mecanizada</p>  <p>46.7 mm</p> <p>9.6 mm</p>	 <p>Cuarto Tramo</p>	 <p>Conexión</p>
C	<p>NACA0012</p>  <p>65.3 mm</p>	 <p>Cuarto Tramo</p>	 <p>Conexión</p>

Gosselin et al., investigaron vía CFD que, además de los parámetros anteriormente mencionados, el ángulo de inclinación del álabe también tiene impacto en la generación de potencia de la turbina. El ángulo de ataque se define formalmente como el ángulo entre la cuerda del perfil aerodinámico y la dirección del flujo lejos del perfil. En su estudio encontraron que los álabes de una turbina que opera a bajas TSR encuentran ángulos de ataque mucho más altos que una turbina que funciona a altas TSR [29].

1.3. El diseño y la operación de las turbinas Darrieus

El rotor de las turbinas Darrieus son una parte fundamental para la optimización del funcionamiento de esta [30]. *Ikoma et al.*, investigaron las fuerzas hidrodinámicas en un álabe fijo con varios ángulos, todo esto desarrollado numérica y experimentalmente, concluyendo que al fijar el ángulo del álabe controlan el funcionamiento del par de torsión [18]. *Qamar & Janajreh*, realizaron un estudio que evidencio que las turbinas de baja solidez con álabes curvados presentan bajos coeficientes de potencia en un amplio rango de TSR, mientras que las de alta solidez, con una solidez cercana a la unidad, tienen un coeficiente mucho más alto, pero a TSR más pequeñas y un rango más estrecho [31]. *Lee & Lim*, estudiaron el rendimiento de la turbina tipo Darrieus en sus características de par de torsión y capacidad de potencia, enfocándose en el diseño óptimo de la

forma de los álabes, mostrando pocas perturbaciones e iteraciones con el fluido. En general, aunque el perfil NACA tuvo cambios significativos en la fuerza sustentación y arrastre con respecto al ángulo de ataque, el uso de una longitud de cuerda más larga y un diámetro de rotor más pequeño (es decir, mayor solidez), aumentó el rendimiento para generar potencia en función de la TSR [28].

Jafari et al., realizaron un estudio sobre el rendimiento aerodinámico de seis perfiles de referencia S809, S814, RISØ-A1-24, Du93-W-210, FFA-W3-241 y FX66-S196-V1 de la turbina de eje vertical de rotor tipo Darrieus. Para verificar el rendimiento, los resultados fueron comparados con los datos experimentales del perfil NACA 0012. Para el perfil aerodinámico FFA-W3-241 con solidez de 0.5 y una relación de velocidad de punta (TSR) de 4, obtuvieron un resultado en aumento del 22.4% y 21.9% en su capacidad para generar energía [32]. *Çetin et al.*, estudiaron la velocidad óptima en relación con el perfil utilizado y el número de álabes, ya que esto afecta directamente la generación de energía por parte de la turbina [15]. *Xiao et al.*, estudiaron el impacto en la mejora de la eficiencia con el aprovechamiento de la energía generada por la turbina mediante el uso de álabes fijos y oscilantes con un perfil NACA 0018 como perfil de referencia. Los resultados fueron obtenidos bajo condiciones de flujo y geometría óptimas, mostrando una mejora en el coeficiente de potencia del 28% en comparación con una turbina de álabe convencional [33].

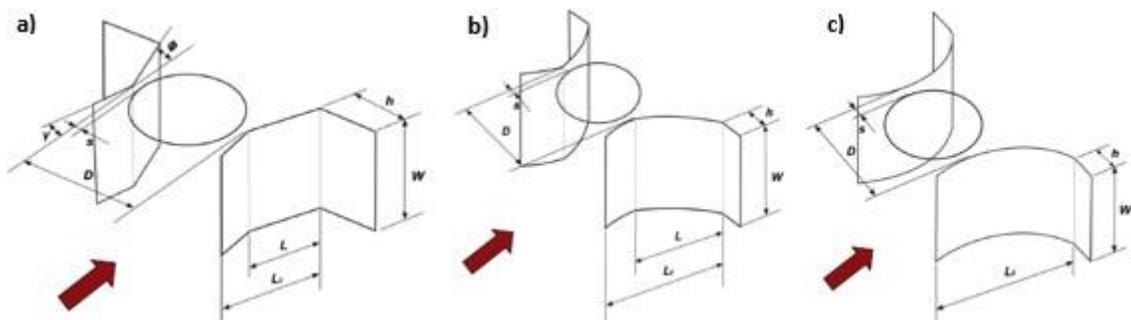
Las características del flujo se han investigado detenidamente de acuerdo con las relaciones existentes entre TSR y solidez, el aumento de la solidez por sí solo no mejora el rendimiento de la turbina tipo Darrieus. Por un lado, la disminución de la solidez puede reducir el efecto de bloqueo o mejor de autoarranque, pero esta característica de arranque automático en bajas velocidades de giro se pierden. Por otro lado, *Joo et al.*, realizaron una comparación de las características aerodinámicas en diversas condiciones operativas, empleando un modelo de tubo doble flujo, se llevaron a cabo para predecir el rendimiento de turbinas con una alta solidez [34]. *Tunio et al.*, estudiaron el efecto del álabe recto y la interacción entre el fluido y la estructura de la turbina, a través de CFD aplicando modelos de transporte de esfuerzo cortante (SS7). Concluyendo que la velocidad de rotación a velocidad de flujo libre tiene una capacidad de generar energía del 112% en comparación con los sistemas de canales de velocidad de flujo controlada, pero los esfuerzos generados en el rotor son mayores, por lo que aumenta el costo de material para la fabricación de la turbina [35].

Liang et al., estudiaron el rendimiento y la eficiencia mediante CFD con el modelo de turbulencia k- ϵ , donde probaron varias configuraciones y relaciones entre el ángulo de ataque y la longitud de cuerda del rotor combinado Darrieus – Savonius, obteniendo como un coeficiente de potencia máximo de 0.363 y par por debajo de 0.1 Nm a una velocidad de 2 m/s [16]. *Shimizu et al.*, construyeron un prototipo mejorado de la turbina hidráulica Darrieus con perfil NACA 63(3)-018 capaz de generar 1.4 W con una velocidad de flujo de 1 m/s, donde es posible arrancar automáticamente la turbina. Considerando la realidad, también estudiaron los efectos de la no

uniformidad del flujo y la intensidad de la turbulencia en el rendimiento del rotor en condiciones óptimas, así como en la teniendo presente la física del flujo [36]. *Abdallah et al.*, estudiaron el control del ángulo de inclinación del álabe para mejorar el rendimiento de la turbina de eje vertical Darrieus con respecto a la potencia de salida, utilizando *ANSYS®CFD* para determinar el ángulo de inclinación respecto a diferentes valores de TSR [22]. La característica del material con el que se fabrica los álabes de la turbina y el efecto de la interacción del flujo con la estructura, se han convertido en objeto de estudio; es por eso por lo que *Hoerner et al.*, estudiaron los parámetros de oscilación y la TSR, tanto para un álabe rígido como para rotor compuestos por tres álabes flexibles a diferentes valores de rigidez. Utilizando un modelo que consiste en un álabe oscilante NACA 0018 en un canal de agua cerrado, siguiendo una ley de movimiento comparable al ángulo de incidencia real de un álabe de turbina Darrieus a lo largo de una rotación, alcanzando resultado que podrían replicarse en mayor escala [37].

Por otro lado, *Hashem & Mohamed* investigaron el rendimiento de tres tipos de difusores (panel plano, superficie curva y superficie cicloidal) como se muestra en la Figura 1- 4, evaluados con 24 clases de perfiles rectos, para mejorar la potencia generada con velocidades de flujo que varían de 2 m/s a 7 m/s, demostrando que el perfil S1046 tiene mejor rendimiento para este tipo de configuración. Obteniendo como resultado que una turbina equipada con un difusor cicloidal tiene un aumento de potencia del 3.9% en comparación con una turbina Darrieus convencional [38]. *M.H. Mohamed et al.*, investigaron las características aerodinámicas y acústicas del rotor Darrieus, el alcance de su investigación llegó hasta el rendimiento para luego evaluar la cantidad de ruido logrado con la mejorar de inclusión de difusores. Logrando parámetros de diseño óptimos a partir de la implementación de difusores y con dicha configuración, aumentaron la potencia generada y el coeficiente de potencia en aproximadamente un 82% en una TSR de 2.75. Sin embargo, concluyeron que el ruido aumenta con la implementación de dichos difusores [39].

Figura 1- 4: a) Difusor de panel plano, b) superficie curva y c) superficie cicloidal. Fuente [38].



Con respecto al problema del arranque, los enfoques de ángulo de inclinación variable son una de las mejores estrategias para mejorar el rendimiento y la capacidad de autoarranque de las turbinas Darrieus y retrasar el inicio de los fenómenos de parada dinámica. *Sagharichi et al.*, analizaron la

relación entre el ángulo de ataque y el rendimiento de arranque automático de la turbina eólica de eje vertical Darrieus tipo H, empleando los ángulos de ataque 0°, 3°, 10° y 20° y el modelo se desarrolló vía simulación CFD, obteniendo como resultado que el ángulo de ataque de 0° podría reducir el tiempo requerido para que el rotor arranque y obtener un aumento del 34% en la potencia generada por el dispositivo [40].

O.S. Mohamed et al., estudiaron el par de arranque de la turbina tipo Darrieus, utilizando un perfil ranurado NACA 0018 para mejorarlo, en pro de mejorar sus características de rendimiento, logrando mejorar la capacidad de generar par de torsión más elevado a bajas velocidades en comparación con otros perfiles; dicho análisis mostró que el perfil ranurado mejora el par de torsión y el coeficiente de potencia a valores de TSR bajos [27]. *Asr et al.*, desarrollaron un estudio vía simulación para predecir la disminución del tiempo de arranque de la turbina, realizando variaciones en el perfil del álabe, utilizando el perfil NACA 2418 con un ángulo de inclinación hacia fuera del eje central del rotor de 1.5°, obtuvieron una disminución en el tiempo de arranque del rotor, mientras conserva el rendimiento máximo de la turbina [41].

En relación con arreglos de múltiples turbinas, *Antheaume et al.*, realizaron simulaciones combinando el cálculo de *Navier-Stokes* del flujo externo y el flujo interno alrededor de la turbina, este modelo es utilizado para un arreglo de varias turbinas para determinar su eficiencia, donde sus resultados mostraron el aumento a medida que la distancia entre turbinas disminuye [42]. *Malki et al.*, estudiaron un modelo de momento de elemento de álabe acoplado a CFD (*BEM-CFD*) para grupos de turbinas, analizando los efectos de separación y posición de las turbinas con respecto a la dinámica del flujo y rendimiento del rotor. La configuración de turbinas escalonadas y la separación apropiada de los rotores pueden lograr un aumento de potencia de salida de más del 10% con respecto a la configuración inicial [43].

1.4. Ecuaciones paramétricas

El rendimiento hidráulico de una turbina tipo H-Darrieus se puede caracterizar con su coeficiente de potencia (C_p) ver la ecuación (1), esta expresión relaciona la potencia mecánica generada en el eje, producto del par (T) y la velocidad angular (ω), con la potencia hidráulica del flujo que depende de su densidad (ρ), el cubo de la velocidad del fluido (v^3) y el área proyecta de la turbina frente al flujo (A), esta se calcula como el área de un rectángulo cuyas dimensiones son el diámetro y la altura de la turbina.

$$C_p = \frac{T\omega}{\frac{1}{2}\rho Av^3} \quad (1)$$

Un parámetro fundamental para caracterizar el funcionamiento de estas turbinas es su relación de velocidad de punta (*Tip Speed Ratio* – TSR o λ), esta relación se define mediante la ecuación (2). Donde (λ) es la relación de velocidad de punta (TSR), la cual se determina a partir del producto de la velocidad angular (ω), el radio del Rotor (R) con la velocidad del flujo (v).

$$\lambda = \frac{\omega R}{v} \quad (2)$$

Las turbinas H-Darrieus tienen aspectos geométricos que influyen en su correcto funcionamiento, lo cual se traduce en una mayor eficiencia; uno de estos aspectos es la solidez (σ), la ecuación define esta propiedad como el resultado del producto entre la longitud de cuerda (c) del álabe y el número (N) de álabes que componen la turbina, entre el radio del rotor (R) como se muestra en la ecuación (3).

$$\sigma = \frac{Nc}{R} \quad (3)$$

Otro de los aspectos a tener presente para los cálculos del rendimiento de la turbina Darrieus, son las fuerzas de sustentación y arrastre; ya que son las fuerzas que interactúan con la turbina generan diferentes presiones, las cuales hacen que la turbina gire. La fuerza de sustentación está asociada a la geometría del álabe y como el fluido se desplaza a través de ella, lo cual hace que la velocidad del flujo sea directamente a esta fuerza [44]. La ecuación (4) define a la fuerza de sustentación (L) como el producto entre la densidad del fluido (ρ), la superficie escalar o área (A), el coeficiente de sustentación (C_L) y la velocidad (v).

$$L = \frac{1}{2} \rho A C_L v^2 \quad (4)$$

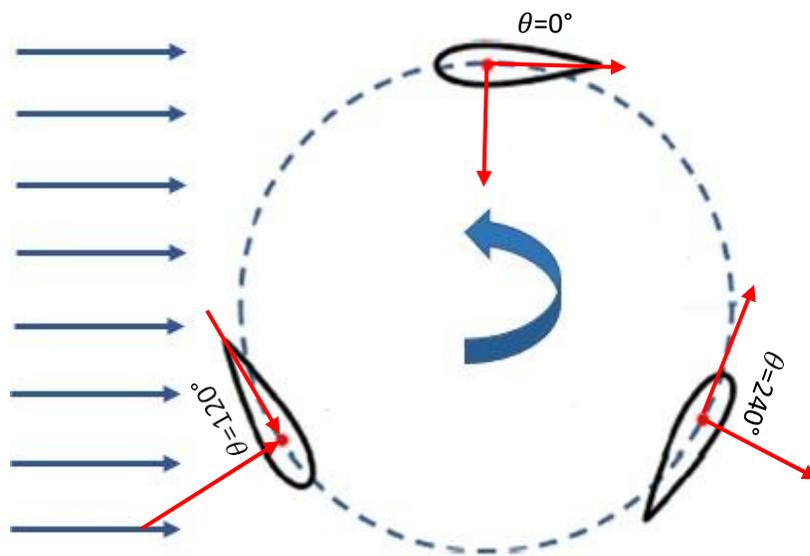
El arrastre (D), es definido como la componente de la fuerza ejercida sobre el cuerpo del álabe, por medio del fluido en movimiento en la dirección que tiene el flujo antes de interactuar con el álabe. La ecuación (5) presenta el producto entre un valor constante, la densidad del fluido (ρ), el área de la superficie (A), la velocidad (v) y el coeficiente de arrastre (C_D).

$$D = \frac{1}{2} \rho A C_D v^2 \quad (5)$$

En la Figura 1- 5 se describe el funcionamiento de la turbina y la forma en que el agua ingresa o impacta sobre la superficie de los álabes, produciendo así el movimiento del rotor. Una de las ventajas de este sistema es que el sentido de giro del rotor no afecta la operatividad de la turbina, pero sí afecta el rendimiento en términos de generación de potencia [45]. La Figura 1- 5 describe

la relación entre las fuerzas de sustentación y arrastres descritas en las ecuaciones (4)(5)[46]. La fuerza de arrastre es aquella que se genera entre el flujo y la superficie del álabe de forma paralela en dirección al flujo, mientras que la fuerza de sustentación es aquella componente que se ejerce de manera perpendicular a la dirección del flujo [47]. Dado el cambio permanente de posición de los álabes, se entiende que ambas fuerzas participan en la generación del par en el eje [39]. Lo que hace que las fuerzas de sustentación y arrastre cambien respecto al ángulo de ataque durante el giro de la turbina a diferentes posiciones de los álabes, siendo la componente tangencial de la fuerza resultante la responsable del par generado por la rotación de la turbina [21].

Figura 1- 5: Diagrama esquemático de la configuración del ingreso del flujo de agua en la turbina. Fuente: autor.



1.5. Estudio CFD de las turbinas Darrieus

Se cree que la dinámica de fluidos computacional proporcionara en el futuro cercano una contribución esencial al desarrollo de turbinas de eje vertical [48]. El rotor Darrieus ha venido ganando interés en las últimas décadas como uno de los dispositivos confiables para las técnicas de conversión de energía, gracias a su estructura simple y su rendimiento aerodinámico [49]. *Bianchini et al.*, realizaron una comparación entre datos experimentales y simulaciones, teniendo simplificaciones con la simulación 2D, esta logró proporcionarles estimaciones bastante precisas tanto en el rendimiento como en el flujo alrededor del rotor, en condiciones de configuración adecuadas. Ya que los datos recolectados presentan una variación entre ellos de menos del 10%, además logran tener un ahorro en el recurso computacional [50]. *Balduzzi et al.*, estudiaron el

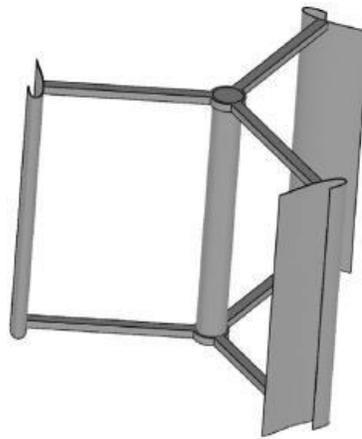
comportamiento a diferentes TSR (1.7, 2.2, 3.3 y 4.4) para determinar los tamos óptimos de malla y tiempos de simulación, garantizando así una descripción precisa de los gradientes de velocidad en la región cercana a los álabes [51]. *M. H. Mohamed et al.*, centraron sus estudios en determinar el rendimiento de la turbina Darrieus de tres álabes utilizando 25 perfiles diferentes, hasta llegar a la optimización utilizando herramientas computacionales CFD. Además, encontraron un acuerdo entre los resultados numéricos y los experimentales, alcanzando valores comparativos entre el perfil LS (1)-0413, el cual presentó un incremento en su rendimiento del 16% en comparación con el rendimiento alcanzado con el perfil NACA 0021 [39].

López *et al.*, estudiaron el comportamiento de la turbina Darrieus de eje vertical, con énfasis en el análisis de las características hidrodinámicas, para esto definieron una turbina con un diámetro de rotor de 900 mm y tres álabes con un tamaño de longitud de cuerda de 132 mm, además, definieron tres dominios: 2 dominios estáticos y 1 rotativo tipo anillo en donde se encuentran los álabes, siendo esta zona la de mayor interés; estos dominios fueron discretizados en el *software GAMBIT®* haciendo un mayor refinamiento en la zona de los álabes, posteriormente, los llevaron al programa *FLUENT® ANSYS®*. Además, estudiaron diferentes modelos de turbulencia y como resultado de su investigación, obtuvieron el comportamiento y la producción de torque de la turbina durante una vuelta, además, investigaron la influencia de la relación de bloqueo, la geometría al borde interno del perfil, junto con los modelos de turbulencia para la predicción del rendimiento de la turbina [52]. *Dai & Lam*, estudiaron el diseño de una turbina Darrieus utilizando un modelo de turbulencia *K- ω* promediado en el tiempo con *Reynolds*. *Lain & Osorio*, simularon con un modelo de turbulencia *SST K- ω* una turbina de tres (3) álabes; el modelo que desarrollaron logró predecir efectivamente el rendimiento hidrodinámico de una turbina de eje vertical tipo Darrieus [53][54]. *Lanzafame et al.*, demostraron la buena capacidad del modelo de turbulencia *SST* de transición en comparación con modelos clásicos de turbulencia. El modelo CFD 2D fue validado, comparándolos experimentalmente con dos tipos de datos diferentes disponibles en la literatura [55]. *Wang et al.*, estudiaron el flujo inestable alrededor de un perfil NACA 0012 con número de *Reynolds* bajo ($Re=105$) utilizando un modelo 2D para CFD, los resultados los cruzaron con datos experimentales entregados por la literatura, los cuales concordaron con los resultados alcanzados por las simulaciones, excepto cuando el perfil tiene un ángulo de ataque muy alto [56].

Lam & Peng, estudiaron la velocidad de la estela y el campo de turbulencia en una turbina de eje vertical Darrieus a baja solidez, utilizando el modelo de *Navier-Stokes* para examinar el campo de la estela y el campo de turbulencia en posiciones de 1D a 10D, teniendo como resultado que la estela cercana al 3D la velocidad de viento sufrió un déficit del 85%, en cambio a 10D, alcanzó una velocidad promedio del 75% en comparación con las otras velocidades que ellos evaluaron [57]. *Maître et al.*, trabajaron sobre la evaluación del parámetro adimensional de malla conocido como y^+ (distancia de pared sin dimensiones) que incide en una turbina Darrieus en diseñada en 2D y se ocuparon en encontrar el valor máximo aceptable, donde no se conoce la especificación exacta de y^+ , y cuál fue su influencia; ya sea en el rendimiento global de la turbina o en el comportamiento

del fluido para diferentes modelos de turbulencia [58]. Por otro lado, *Zamani et al.*, estudiaron el álabe en forma de “J” para saber la potencia generada por la turbina vía simulación, su modelo CAD puede apreciarse en la Figura 1- 6. Las fuerzas combinadas ayudaron a que la turbina posea una operación más rápida a bajas TSR, según lo reportado. El perfil NACA 0015 les sirvió como base para que realizaran la modificación en forma de “J” deseado. Los resultados reportados indican que se presentaron mejores en los coeficientes del par y la potencia, más específicamente en la primera mitad de la revolución, es decir; $0^\circ < \theta < 180^\circ$ [59].

Figura 1- 6: Turbina Darrieus de eje vertical en forma de “J”. Fuente [59].



La Tabla 1 pretende resumir los principales parámetros de configuración de algunos estudios numéricos relevantes para el caso de la aplicación hidráulica, con el fin de comparar los amplios rangos de investigación que han sido cubiertos empleando esta valiosa herramienta.

Tabla 1: Resumen de estudios numéricos - hidráulicos relevantes. Fuente: autor.

Referente	TSR	Vel. [m/s]	Solidez	# Alabes	Diámetro del Rotor [mm]	Longitud de Cuerda [mm]	Tipo de Perfil	Modelo de turbulencia	CP máx.
(Dai, 2009)		0.99-1.62	0.59-1.64	3	597.8-900	88.2-162.88	NACA 0025 y 0018	K- ω (SST)	
(Marsh, 2015)	1.5-3.5	1.5		3	914	65	NACA63-021	K- ω (SST)	0.25
(López, 2016)	1.25-2.3	1.62	0.89	3	900	132.75	NACA0025, 2415 y 4415	K- ω (SST)	0.35
(Ramírez, 2016)	0.5-2.5	1.5	0.66	3	1500	330	NACA0025	K- ω (SST)	0.6
(Shimizu, 2016)		0.5-1	0.2-0.291	3-4		200	NACA 63 3-018		0.3
(Liu, 2016)	1.0-4	0.5-2.5	0.36	3	500	120	NACA0018		0.45
(Patel, 2017)	0.0-1.6		0.258-0.434	3	220-370		NACA 0015, 0018 y 4415		0.2
(Velasco, 2017)		1.62	0.89	3	450	132.75	NACA0025	K- ω (SST)	
(Ikoma, 2018)		0.8-1.2					NACA 63 3-018		
(Saini, 2018)	0.8-2.4	1.5	0.38	3	300	119	NACA0010, 0018 y S-1046, 9000	K- ω (SST)	0.42
(Siani, 2018)	0.8-2	1.5	0.42	3	225	15.75	NACA0018		0.29

(Saini, 2019)	0.2-1.0	1.0		3			NACA0015 y 0018		0.08
(Patel, 2019)		0.389	0.18	3	265	50	NACA0018		0.35
(Le Hocine, 2019)	1.4-5.7	1.58	0.2	3	450	94	S-1046	K- ω (SST)	0.3
(Tunio, 2020)	1.88-8.79	0.2-1.4		3	1500	200	NACA0020	K- ω (SST)	
(Le Hocine, 2020)	1.8-5.0	1.58	0.13-0.26	3	450	118.5	NACA0018, S-1046, 809 y FXLV152		0.3

En la Tabla 1 se hacen evidentes varios hallazgos, el primero es el, ya mencionado, aumento en el interés mundial por el estudio de esta tecnología aplicada al aprovechamiento de la energía que puede ser extraída de los flujos de agua, el segundo es el uso generalizado del modelo de turbulencia K- ω SST en las investigaciones numéricas, el tercero es el uso predominante de rotores compuestos por tres álabes, y asociado a este los rangos de diámetros del rotor y longitudes de cuerda evaluadas, se nota una tendencia a la disminución de las solidez estudiadas. Además, los rangos de velocidad de flujo varían desde velocidades de río muy bajas, característica de bajas pendientes, donde las velocidades pueden alcanzar o superar de 2.5 a 3 m/s; aun así, las investigaciones muestran que se han evaluado rangos de TSR ciertamente variables, es difícil establecer un rango característico de operación en términos de esta variable, obviamente estos rangos se ha evidenciado un comportamiento de parábola invertida en la curva de rendimiento de las turbina, reportando coeficientes de potencia máximos en el rango esperado de 0.2 y 0.35. Sorprenden los hallazgos reportados con valores altos de eficiencias como 0.42 o 0.45, además del reporte de 0.6, el cual supera el límite establecido por Betz. Cabe resaltar que los modelos y sus análisis son idealizados, ya que en la parte experimental cualquier factor interno o externo pueden alterar la eficiencia del sistema. Ciertamente, el perfil hidrodinámico de los álabes ha despertado el interés de los investigadores, pero es recurrente el estudio de perfiles como el NACA 0018 y 0025, los cuales han sido propuestos con anterioridad, pero nuevamente vuelven a ser introducidos como una tendencia en la investigación de esta tecnología.

1.6. Ecuaciones del modelo de turbulencia

Tunio et al., presentaron las ecuaciones que gobiernan el flujo turbulento incompresible, donde definieron las variables que componen las ecuaciones diferenciales de orden superior. En la dinámica de fluidos computacional CFD, se encuentran las ecuaciones de Navier-Stokes (RANS), las cuales, describen la relación que hay entre las características del fluido de trabajo como lo es la velocidad, densidad, presión y temperatura de flujo, siendo estas las variables de base para la mecánica de fluidos [45]. Las ecuaciones de mecánica de fluido se basan en el comportamiento dinámico, Las cuales se componen y son descritas por las ecuaciones de conservación de la masa, momento cinético o cantidad de movimiento y por la ecuación de conservación de la energía [60]. Estas ecuaciones diferenciales parciales se presentan a partir de: ecuación de continuidad de flujo

incompresible (6) y las coordenadas cartesianas (x, y, z) que componente de la ecuación de *Navier-Stokes*, las cuales se presentan en las ecuaciones (7), (8) y (9) [61][62].

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (6)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (7)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (8)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (9)$$

El modelo de turbulencia *k- ω SST (shear stress transport)* [47][52][53][63], conjunto de ecuaciones no lineales que describen el movimiento de un fluido a partir del modelo básico de Navier-Stokes agregando términos que explican la formación de remolinos característica de la turbulencia. Se utilizó el algoritmo para el ajuste de acoplamiento entre la velocidad y la presión (*Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations – SIMPLE*). Este modelamiento permite capturar los fenómenos de gradientes de presión y esfuerzo cortante turbulentos, permitiendo el ajuste de ecuaciones que el modelo tiene tanto para los cálculos en la zona de pared cercana como para las zonas lejanas a la pared, para soluciones más robustas y complejas [64]. Esta combinación fue propuesta por *Launder & Spalding*, para estudiar el cambio de flujo que se genera en la turbina [65], la ecuación (10) representa todo el modelo.

$$\begin{aligned} \frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial u_j k}{\partial x_j} &= P_k - \beta \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_k v_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \\ \frac{\partial \omega}{\partial t} + \frac{\partial u_j \omega}{\partial x_j} &= \frac{\gamma}{v_t} P_k - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_k v_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_\omega \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (10)$$

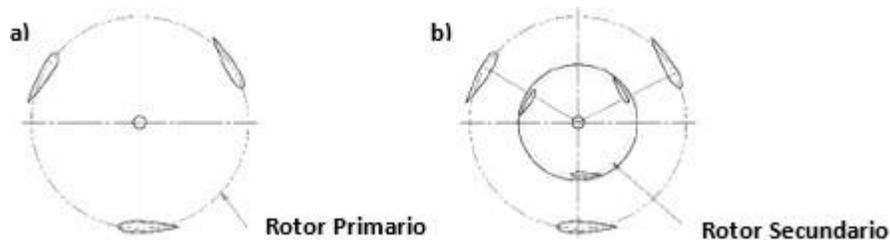
Donde, p_k es la generación de energía cinética turbulenta causada por los gradientes de velocidad, k transporte del flujo. v_t viscosidad turbulenta del fluido, v es la viscosidad cinemática del fluido, ω es la tasa de disipación específica, u la velocidad del fluido y F es función de mezcla, u_j es la j -ésima componente de la velocidad de flujo [66][67].

1.7. Estudios experimentales

Han et al., investigaron las características de una turbina de eje vertical Darrieus basándose en pruebas de campo. Después de instalar turbinas helicoidales de 2.2 y 3.0 m de diámetro en un canal rápido y estrecho en la costa de Corea, midieron la velocidad de rotación y la potencia generada por la turbina. Sus resultados mostraron como la eficiencia de la turbina de 2.2 metros de diámetro era de aproximadamente el 30% a velocidades de flujo entre 1.5 m/s y 1.9 m/s, mientras que la turbina de 3.0 metros de diámetros reportaron una eficiencia del 33% a unas velocidades de flujo de 2.0 m/s a 3.4 m/s. Concluyendo que un sistema de generación de energía que usa como flujo la corriente del agua puede producir energía eléctrica de manera estable siempre que la velocidad de flujo sea la apropiada [68].

Singh et al., llevaron a cabo una investigación experimental con tres perfiles (NACA 0012, S1046 y S1210) centrándose en el perfil S1210, al cual le variaron la solidez y la velocidad de entrada del flujo, esto con el fin de analizar la alta eficiencia y el autoarranque. Llegando a la conclusión de que este perfil presenta un coeficiente de potencia máximo de 0.32 para con una solidez de 1.0 y una velocidad de flujo de viento de 5.7 m/s, además su coeficiente de par estático es cuatro veces mayor que el par de una turbina con el perfil simétrico (NACA 0012) y el asimétrico (S1046) [69]. Como solución a la desventaja que tiene la turbina Darrieus en su arranque, otros autores como *Kumar et al.*, propusieron una turbina con doble rotor como se observa en la Figura 1- 7: a) Rotor primario y b) Rotor secundario. Fuente [70]. Figura 1- 7, con el fin de mejorar el arranque y el rendimiento a bajas velocidades. Los parámetros para el diseño del rotor secundario, como la solidez, la superficie de sujeción adecuada, el diámetro del rotor secundario, el desplazamiento del rotor secundario respecto del primario, requieren de un gran esfuerzo para optimizarlo concluyeron al final de su experimento, dando estos un primer paso como punto de partida para seguir indagando en las bondades o limitantes de doble rotor Darrieus [70].

Figura 1- 7: a) Rotor primario y b) Rotor secundario. Fuente [70].



Patel et al., realizaron experimentos en los cuales evaluaron cuatro tipos de rotores con perfiles NACA 0015, 0018 y 4415, realizando variaciones de solidez desde 0.258 hasta 0.434, formando un arreglo de varias turbinas a diferentes distancias una respecto de la otra. A partir de los resultados alcanzados, concluyeron que la distancia mínima que debe existir entre ellas es de 7 veces su diámetro a lo largo en dirección al sentido de flujo y 3 veces su diámetro a lo largo de la dirección

transversal a la dirección del flujo, determinando así las distancias de acoplamiento entre varias turbinas Darrieus son esenciales. Posteriormente, *Patel et al.*, estudiaron el rendimiento de la turbina Darrieus utilizando una placa de bloqueo ubicada de manera óptima, la cual ubicaron en el lado de aguas arriba de la turbina. En el estudio investigaron el comportamiento de la turbina con tres placas de bloque de diferentes dimensiones de ancho (75, 100 y 170 mm), las cuales ubicaron en cinco posiciones distintas. Los resultados de coeficiente de potencia alcanzados por el experimento mediante el uso óptimo de ubicación de las placas, reporto una mejora de 0.125 a 0.36 [71][72].

Howell et al., desarrollaron un experimento en un túnel de viento, para determinar el rendimiento de una turbina Darrieus. En el cual experimentaron con dos rotores, los cuales estaban compuesto por tres álabes cada rotor, determinando que a medida que aumentaba la velocidad de giro, disminuía la capacidad de generar Par de torsión. Esta relación estaba dada por el aumento de la solidez, concluyendo que a mayor solidez menor será la eficiencia de la turbina [73]. *Elkhoury et al.*, realizaron un estudio numérico y experimental de una turbina de viento H-Darrieus de 800 mm de diámetro, implementada con los perfiles NACA 0018, 0021 y 63(4)-221. Los resultados de su experimento determinaron que las características geométricas del perfil inciden en la generación de potencia, ya que los perfiles NACA 0018 y 0021 presentaron un mejor rendimiento respecto al perfil NACA 63(4)-221 [74].

Se revisaron trabajos de investigación muy relevantes en el tema de turbinas eólicas e hidrocínicas de eje vertical del tipo Darrieus. Se identificó que los resultados de investigación se orientan a la mejora del coeficiente de potencia, lo cual se traduce en mejora de la eficiencia del dispositivo. Y se estableció que existen múltiples parámetros que inciden en el coeficiente de potencia entre ellos los valores de TSR [75], los cuales se relacionan con las condiciones del flujo, estos podrían variar dependiendo el sitio de implementación o experimentación a la que sea sometida la turbina. A su vez, los parámetros geométricos son ampliamente evaluados, entre los que se destaca la solidez [36][73], que se refiere al tamaño de la turbina en cuanto al diámetro del rotor y número de álabes [71], al perfil aerodinámico o hidrodinámico [39], según sea la aplicación estudiada. Además, se reportan también otros parámetros y factores que pueden incidir en la eficiencia de la turbina Darrieus, como lo es la implementación de doble rotor [33], placas de bloqueo [72] y difusores [38].

Por otro lado, se han reportado las metodologías de investigación utilizadas en los estudios identificados, encontrando herramientas numéricas de modelación aplicadas y enfocadas a resolver problemas de simulación de fenómenos físicos como, por ejemplo, los flujos turbulentos que se experimentan alrededor de los álabes y el rotor, el cual está asociado a la conversión de energía [58]. Además, los estudios experimentales desarrollados han venido validando los resultados numéricos, y múltiples estudios integran ambas estrategias [50][49]. En general, las investigaciones describen las configuraciones de los estudios planteados, los cuales pueden servir para orientar futuras investigaciones en este importante tema.

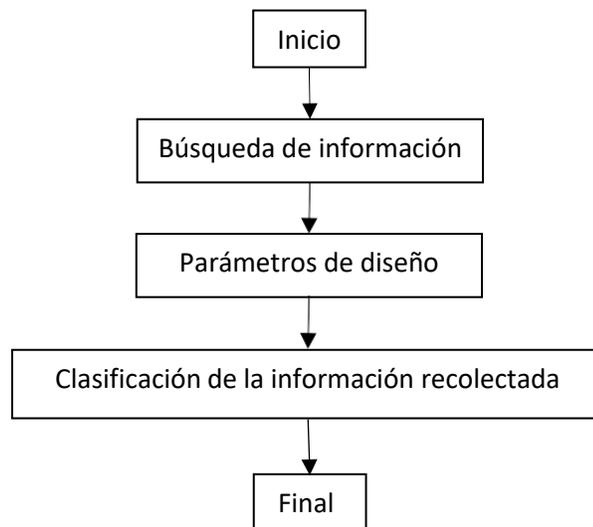
La idea de la implementación de este tipo de turbinas para adquirir energía hidráulica es interesante, la cual llama la atención de los investigadores por sus características de funcionamiento y rendimiento [76]. Lo que hace de ella una alternativa para aprovechamiento del recurso hídrico [77], además de ofrecer bondades como su bajo costo de implementación [12] operatividad bajo condiciones de velocidades de flujo bajas [73].

A partir de allí, se hace necesario generar soluciones que ayuden no solo a suplir la necesidad energética, si no también, que sean energías limpias y amigables con relación al medio ambiente. Seguido de una fácil implementación y de bajo costo. Este tipo de soluciones como las turbinas hidrocínéticas permiten a portar al aumento en la capacidad de generación de energías limpias, las cuales, a su vez, suplan las necesidades energéticas que afrontan las comunidades, en especial aquellas que están aisladas geográficamente. Uno siendo este uno de los motivos por los cuales se hace difícil su conexión al sistema interconectado de energía eléctrica. Por esto se propone, como paso a seguir, la evaluación numérica del comportamiento de una turbina hidrocínética tipo H-Darrieus de 100 vatios que permita el aprovechamiento de recursos hidráulicos en zonas no interconectadas de Colombia.

2. Metodología

Para cumplir con el primer objetivo específico que es “Caracterizar los parámetros de diseño como los álabes, el tipo de perfil y solidez, esto para determinar la relación entre ellos y establecer una hoja de ruta hacia el diseño de la turbina”, se llevó a cabo conforme a lo descrito en el diagrama mostrado en la

Figura 2- 1: Diagrama del paso a paso para la búsqueda y caracterización de la información. Fuente: autor.



2.1. Caracterización y elaboración de hoja de ruta

Para la caracterización y elaboración de la hoja de ruta se dispuso de varios elementos, esto con el fin de elaborar la hoja de ruta. Por tanto, para la caracterización de la turbina, fue necesario realizar un rastreo inicial de la información existente sobre el tema. En la primera etapa, se hizo una búsqueda de información en bases de datos, entre ellas *Scopus*[®], *Science Direct*[®], *IEEE*[®], *Springer Link*[®] y *Dialnet*[®], al igual que por medio de información técnica suministrada por compañías fabricantes como *New Energy Corporation*[®] y *Sigma Desing Company*[®]. La segunda etapa consistió en la clasificación de la información recolectada, teniendo en cuenta su relevancia en la comunidad científica, al igual que por factores que influyen en el diseño de la turbina tipo H-Darrieus. Y, por último, la tercera etapa, donde se establezca la relación existente entre los parámetros de diseño y los parámetros de funcionamiento. Finalmente, a partir de la información recolectada se diseñó una hoja de ruta, donde se identificaron las principales características para el desarrollo de un modelo funcional de una turbina tipo H-Darrieus.

2.1.1. Búsqueda de información

Se realiza la búsqueda de información en las diferentes bases de datos con las que cuenta el ITM y otras bases de datos que se encuentran en el internet. Además; se buscó en catálogos técnicos suministrados por los fabricantes de turbinas, de donde se obtiene información, la cual; permiten que se pueda conocer las características más relevantes que afectan el diseño y el correcto funcionamiento de la turbina hidrocínética tipo H-Darrieus. Esta búsqueda se enfocó en los parámetros geométricos de la turbina como es la solidez, tipos de álabes y perfiles como los parámetros de diseño más importantes, los cuales son fundamentales para determinar el diseño funcional del rotor de la turbina.

2.1.2. Clasificación de la información

Posterior a la búsqueda de la mayor cantidad de información relacionada directa o indirectamente respecto a los parámetros de diseño de la turbina, se procedió a la clasificación de la información recolectada. Lo primero que se realizó fue tomar la información contenida en artículos científicos de mayor impacto, ya que la exigencia de publicación para este tipo de artículos es bastante alta. Como segundo, se tomó la información técnica suministrada por parte de los fabricantes de este tipo de turbinas, la cual; en muchos casos es confidencial. Posteriormente, se tuvo en consideración las condiciones de funcionamiento como lo es el tipo de fluido, viscosidad del fluido, velocidad de flujo, velocidad de rotación del rotor, profundidad de la turbina en el fluido para su correcto y eficiente funcionamiento. Además, se consideró la clasificación de la información relacionada con el tipo de simulación para esta turbina, ya sean en 2D o 3D, junto con sus diferentes modelos de turbulencia para la solución fluidodinámica. Y el último criterio que se tuvo en cuenta para la clasificación fueron los estudios experimentales, tanto para turbinas eólicas como para turbinas hidrocínéticas.

2.1.3. Relación de los parámetros de funcionamiento

Después de recolectar la información suficiente y conocer los conceptos básicos de operación de la turbina, se procedió a relacionar estos parámetros entre sí; esto con la finalidad de determinar la incidencia en la combinación de dichos parámetros para el óptimo funcionamiento de la turbomáquina. El primer parámetro tenido en consideración para el correcto funcionamiento de la turbina es el fluido de trabajo; en este caso específico se seleccionó el agua como fluido de trabajo. Considerando sus propiedades como la densidad, viscosidad y turbidez, y como estas afectan en el rendimiento de la turbina hidrocínética. Ya que se trató de un caso de estudio numérico, solo se hizo necesario conocer la densidad del fluido, como una de las variables para el cálculo del coeficiente de operación. Otro de los parámetros que se tuvo presente para la caracterización de la turbina, fue el coeficiente de potencia, el cual está relacionado con el límite de *Betz*. Ya que estos dispositivos inicialmente fueron desarrollados para el aprovechamiento de la energía eólica, las

cuales alcanzaron eficiencias experimentales del 35% [78], el cual se conserva por debajo del límite del 59.3% establecido por *Betz* para este tipo de turbina en su aplicación eólica [79]. La relación de velocidad de punta (TSR), es uno de los parámetros críticos para conocer el desempeño máximo, en el que puede llegar a operar la turbina. Además, permite determinar el rango de operación de la turbina a partir de la configuración geométrica de la misma. Además, el radio del rotor, la velocidad del fluido y la velocidad de giro del rotor, son los parámetros que intervienen en el TSR.

Algunos investigadores han concentrado sus estudios en conocer el impacto que tiene la geometría del álabe en la turbina H-Darrieus, ya que este elemento tiene una interacción directa con el fluido [57]. Los álabes han sido clasificados en dos grupos: los perfiles simétricos y los no simétricos, mencionados por *Hashem & Mohamend* [38]. Ellos desarrollaron un estudio numérico de una turbina de viento Darrieus probando su rendimiento con diferentes perfiles. Por tanto, la forma del perfil afecta directamente el rendimiento y generación de potencia de la turbina.

2.1.4. Elaboración de la hoja de ruta

Luego de tener toda la información clasificada y organizada, se procedió al establecer una hoja de ruta, la cual permitió el abordaje y desarrollo de los objetivos específicos dos y tres. La hoja de ruta se compone de las características geométricas, como lo son el diámetro del rotor, tipo de perfil y número de álabes [36]. Posteriormente, se presentan las características del medio, como por ejemplo el tipo y las condiciones del fluido de trabajo, velocidad del fluido y rango de operaciones del TSR. Posteriormente, la simulación numérica que comprende el modelamiento, mallado y discretización, modelo de turbulencia y configuración del solucionador [55].

2.2. Simulaciones CFD

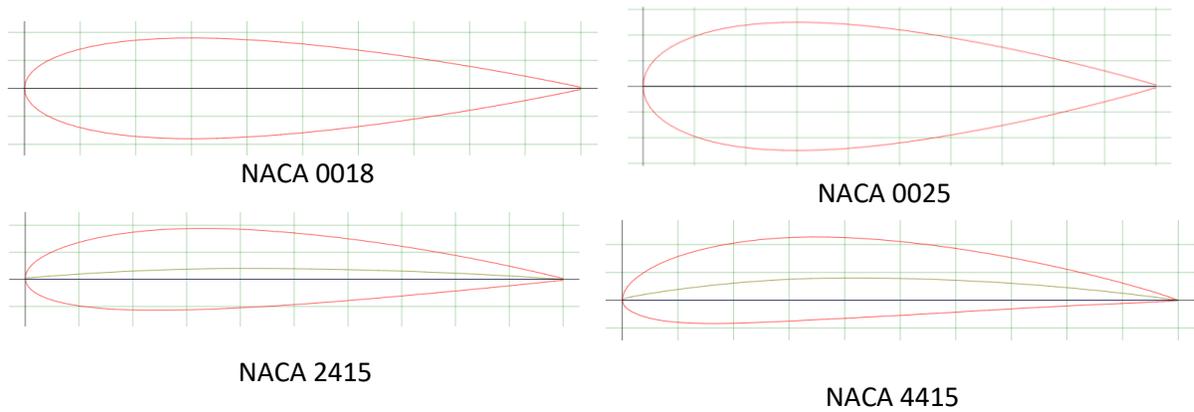
En esta sección se describe la metodología que fue utilizada para la selección de los perfiles y los diámetros del rotor. El modelamiento de la turbina y delimitación de sus condiciones de frontera, seguido del mallado y la discretización. Finalmente, la configuración de los parámetros de simulación como la selección del agua como fluido de trabajo, velocidad del fluido, velocidad de giro del rotor, selección del modelo de turbulencia, número de pasos al igual que el tiempo de *Time Steps* (s).

2.2.1. Selección del perfil y tamaño del rotor

A partir del rastreo de información en la literatura acerca de la incidencia de los perfiles y tamaños de rotores estudiados por los distintos investigadores, y como estos parámetros influyen en el rendimiento de la turbina H-Darrieus. Es así como, se procedió a seleccionar dos perfiles simétricos y dos perfiles asimétricos [24][39], además de la selección de tres rotores con diámetros diferentes,

compuestos por tres álabes cada uno [35][53]. Inicialmente se seleccionaron el perfil NACA 0018 [80], 0025 [47][52][53] [81], 2415 [52] y 4415 [71], los cuales se describen en la Figura 2- 2. Por medio de la herramienta en línea *AirFoilTools*[®] se obtuvieron una serie de puntos, los cuales fueron necesarios para el modelamiento de cada uno de los perfiles seleccionados. Allí se requiere conocer la referencia del perfil, la longitud de la cuerda y la cantidad de punto que se necesarios para el modelamiento. Las cuerdas empleadas para modelar un rotor de 900 mm de diámetro fueron de 75, 150 y 225 mm [35][52].

Figura 2- 2: Perfiles hidrodinámicos considerados. Fuente: autor.



A partir de los resultados obtenidos con los cuatro perfiles seleccionados y con el rotor de 900 mm de diámetro, se procedió a la selección del perfil hidrodinámico NACA 0025, implementando la variación de longitud de cuerda respecto al diámetro del rotor, dichos valores se presentan en la Tabla 2 [53]. Además, se implementó el diseño de tres rotores con diámetros diferentes, dando como resultado seis configuraciones distintas de rotores, estos se pueden ver en la Tabla 2.

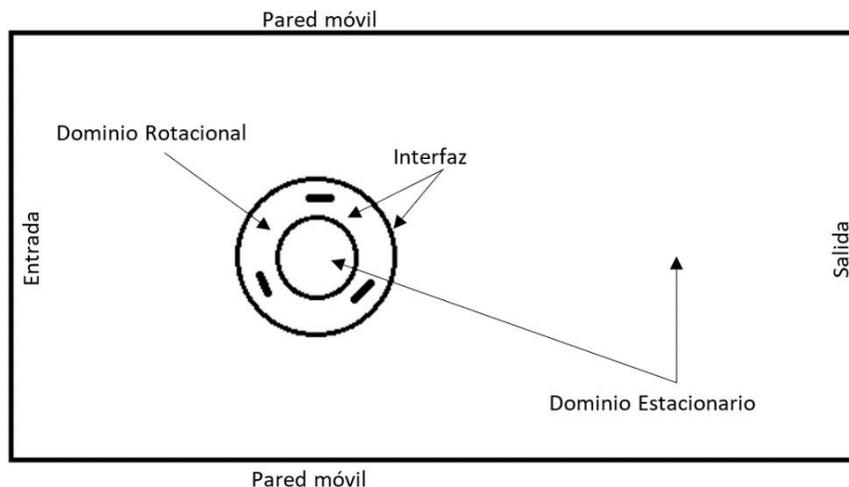
Tabla 2: Valores de longitud de cuerda para cada diámetro del rotor a diferentes valores de solidez. Fuente: autor.

Cuerda (mm)	Diámetro (mm)		
	900	733.6	597.8
	Solidez (σ)		
163.50	1.09		
163.40			1.64
162.61		1.33	
133.27		1.09	
132.51			1.33
108.60			1.09

2.2.2. Modelado y discretización

Para la configuración del volumen de control se emplearon datos tomados de [52][54]: Un diámetro externo del dominio rotacional de 1200 mm con un diámetro interno de 600 mm, mientras que los álabes se ubicaron en medio de dicho dominio, es decir sobre un diámetro de 900 mm, que sería el equivalente al diámetro de la turbina. Para simular un área proyectada sobre el flujo de 0.9 m^2 se parte de una altura de 1 m para el rotor de la turbina, y para simular turbina con valores de solidez de 0.5, 1.0 y 1.5, se variaron las longitudes de cuerda como se describió anteriormente. Estas dimensiones fueron establecidas para las turbinas con los cuatro (4) perfiles seleccionados. Las dimensiones del dominio estacionario exterior fueron cinco veces el diámetro para determinar el ancho del dominio, y ocho veces el diámetro para el largo del dominio estacionario, la turbina se posiciono a 2250 mm de la entrada del fluido respecto al centro del rotor y a 2250 mm respecto a la distancia entre las paredes móviles, estos valores se tomaron a partir de las referencias entregadas por *Dai & Lam* y *López et al.*, [52][53]. Así, los dominios utilizados en los cálculos se presentan en la Figura 2- 3, donde se observa las especificaciones de los dominios. Las fronteras del dominio consisten en una entrada de agua, una salida de presión relativa y dos paredes móviles con velocidad igual a la entrada del fluido [52]. Además, dos interfaces entre la parte exterior del dominio rotacional y la parte interior del mismo. Por recomendaciones del referente se le agrega como condición inicial un valor del 10% a la intensidad de turbulencia del fluido de trabajo [52]. En el módulo de *Geometry* de *ANSYS®* se desarrolló la geometría descrita en la Figura 2- 3. Allí se les asignaron los nombres a las fronteras del dominio. Las dimensiones del dominio estacionario fueron también empleadas para los rotores descritos en la Tabla 2.

Figura 2- 3: Geometría 2D de la turbina y las condiciones de contorno empleadas. Fuente: autor.



El mallado del modelo de la turbina descrito en las Figura 2- 2 y Figura 2- 3 se realizó con el módulo de *ICEM®* de *ANSYS®* R2021.1, el cual fue desarrollado en dos partes: En la primera parte se desarrolló el mallado del dominio de flujo fijo o estacionario, adoptando una malla no estructurada

compuesta por elementos rectangulares como se aprecia en la Figura 2- 4(a). El número de nodos que se utilizó para desarrollar la parte cuadrada del dominio estacionario fue de 30 y 40, para la parte del diámetro exterior se utilizaron 40 nodos y 50 nodos para formar las diagonales del diámetro. Seguidamente, para el diámetro interno se emplearon 50 nodos, tanto para las diagonales como para darle forma a la circunferencia como se aprecia en la Figura 2- 4(b). Este mismo proceso de mallado se empleó para los doce (12) modelos de turbinas modeladas. Para garantizar una densidad de elementos apropiada, los elementos fueron puestos de tal forma que al aumentar el número de nodos se garantizara una proximidad entre el dominio estacionario y el rotacional, logrando una convergencia más rápida [22].

La segunda parte fue el mallado del dominio rotacional, adoptando una malla no estructurada de elementos rectangular. En la Figura 2-5(a) se muestran los bloques realizados para el mallado de los álabes, donde se utilizaron 120 nodos para las diagonales y 80 nodos para las partes más alejadas de los álabes. Para las diagonales cercanas a los álabes se utilizaron 60 nodos, incrementando significativamente la cantidad de elementos en el contorno de los álabes como se observa en la Figura 2-5(b). Utilizando la teoría de la capa límite de placa plana representada por la ecuación (11) en la cual se relaciona el producto de y^+ , con la viscosidad dinámica del fluido (μ) dividido el producto entre la densidad del fluido (ρ) y la velocidad de fricción de rozamiento (v_t). Para calcular el tamaño de la capa límite con un valor de y^+ igual a 1, a una tasa de crecimiento de 1.2 sobre toda la superficie de la parte de los álabes, con el fin de garantizar la captura del fenómeno que sucede en la superficie del álabes [58].

$$y = \frac{\rho v_t}{\mu y^+} \quad (11)$$

Figura 2- 4: (a) Bloques del modelo de mallado para el dominio estacionario. (b) Mallado del dominio estacionario. Fuente: autor.

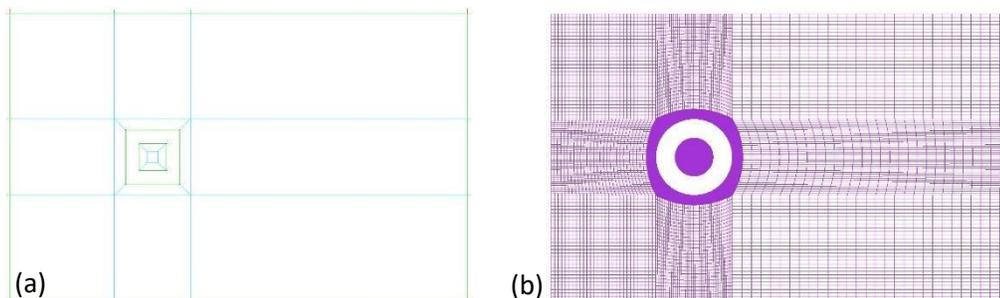
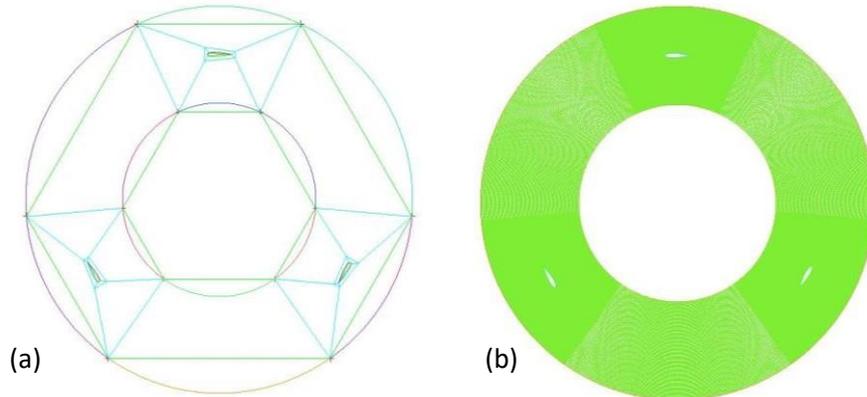
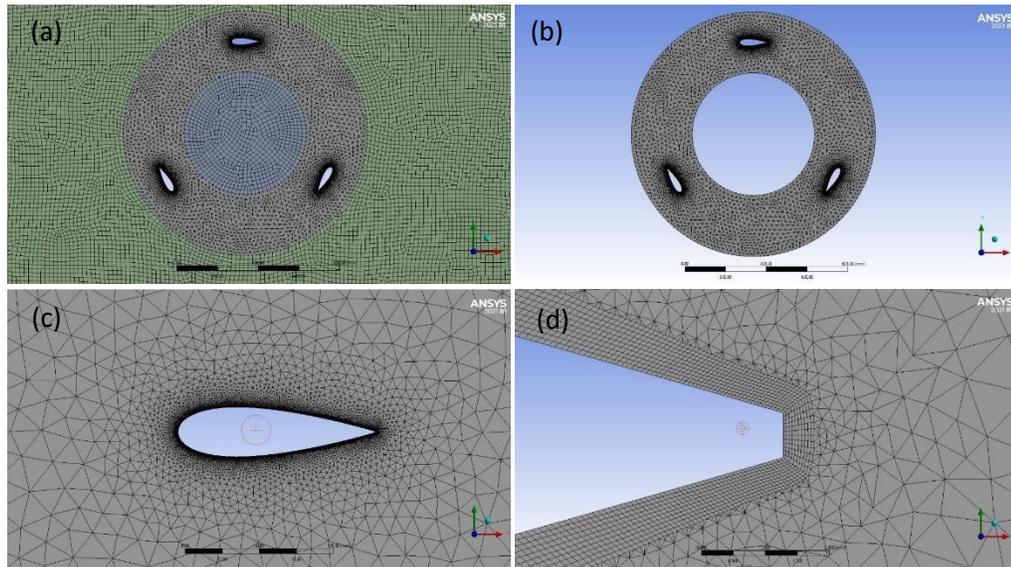


Figura 2- 5: (a) Bloques del modelo de mallado para el dominio rotacional. (b) Mallado del dominio rotacional. Fuente: autor.



Por tanto, una vez desarrollados los modelos de los rotores presentados en la Tabla 2, se procedió a la elaboración del mallado en el módulo de *Mesh*[®] de *ANSYS*[®] R2021.1. La configuración del tamaño de la malla general se elaboró a partir de elementos cuadrados con un tamaño de celda de 20 mm para el rotor de 900 de diámetro, 15 mm para el rotor de 733.6 mm y 10 mm para el rotor 597.8 mm de diámetro. Para un mejor ajuste y acomodación de los elementos como se presenta en la Figura 2- 6(a), se realizó un método automático de elementos cuadrados para la zona estacionaria. Para el dominio rotacional se empleó un método de mallado por triángulos como se observa en la Figura 2- 6(c), acomodando de mejor forma los elementos en el dominio rotacional, y así mejorar la oblicuidad y la ortogonalidad de los elementos como se observa en la Figura 2- 6(b). Seguidamente, se empleó un dimensionamiento en las caras de los álabes, esto con el fin de tener una malla más fina en esta zona del rotor. Posteriormente, y con el fin de capturar los cambios de velocidad y presión alrededor de los álabes, se estableció una inflación o aumento de capas de 10, con una tasa de crecimiento de 1.2 en toda la superficie de la pared de los álabes [82]. Además, se implementó una distancia de pared adimensional $y^+ < 1$ (0.9) para el contorno de los álabes como se observa en la Figura 2- 6(d), con el fin de poder controlar la solución de la capa viscosa alrededor del contorno de los álabes [46].

Figura 2- 6: (a) Mallado del dominio estacionario y rotacional, (b) detalle de la malla en el dominio rotacional, (c) refinamiento de malla en los contornos de los álabes y (d) detalle del aumento de capas en la pared del álabe. Fuente: autor.



2.2.3. Configuración de la simulación

La configuración de las simulaciones para los perfiles NACA 0018, 0025, 2415 y 4415 se realizó en el módulo de *FLUENT*[®] de *ANSYS*[®], en el cual se ejecutó el cambio para cada uno de los valores de TSR como se presenta en la Tabla 3 [35][83][73]. Además, se configuró el experimento a partir de la implementación de la ecuación (12), para el cálculo del número de pasos de tiempo. Con los valores de TSR (λ) y de la velocidad de giro descritos en la Tabla 3, se realizaron las simulaciones para cada uno de los perfiles seleccionados. La solución de flujo que se aplicó fue en estado transitorio, posterior a ello, se seleccionó el agua como fluido de trabajo. Seguidamente, se implementó el modelo de malla deslizante [38], el cual simula la física de los efectos de rotación del rotor, el cual se configuró a diferentes velocidades de giro como se presenta en la Tabla 3. Además, se seleccionó el modelo de turbulencia *k- ω SST (shear stress transport)*, para la solución del fenómeno fluidodinámico que se desarrolla en la turbina. Seguidamente, la configuración del sentido de giro de la turbina fue en sentido antihorario con la dirección del flujo ingresando por el extremo izquierdo. A la entrada del flujo se le asignó una velocidad de 1 m/s, con un porcentaje de turbulencia del 10% [52]. La salida se definió como salida de presión manométrica constante a 0 Pa, además, se aplicó la condición de paredes móviles del dominio estacionario. El valor de convergencia residual se fijó en 10^{-3} para cada paso de tiempo, para un total de seis (6) vueltas completas del rotor con un tiempo de 0.005 s y 500 iteraciones [84].

$$\text{Número de pasos} = \frac{(6 \text{ vueltas})(360^\circ/\text{vuelta})(\pi \text{ rad}/180^\circ)}{\omega(\text{rad/s})(0.005 \text{ s})} \quad (12)$$

Tabla 3: Configuración del experimento: velocidad angular y número de pasos para distintos valores de TSR. Fuente: autor.

TSR (λ)	ω (Rad/s)	Pasos
1	2.22	3393
2	4.44	1696
3	6.67	1131
3.5	7.77	969
4	8.89	848
5	11.11	679
6	13.33	565
7	15.56	485

Además, se implementaron los valores presentados en la Tabla 3 para la configuración de los modelos de turbinas cuyos diámetros fueron 900, 733.6 y 597.8 mm, los cuales fueron descritos en la Tabla 2. Por tanto, estos valores de configuración son necesarios para la elaboración de gráficos de coeficiente de potencia con relación a diferentes valores de TSR.

2.2.4. Estudio de independencia de malla

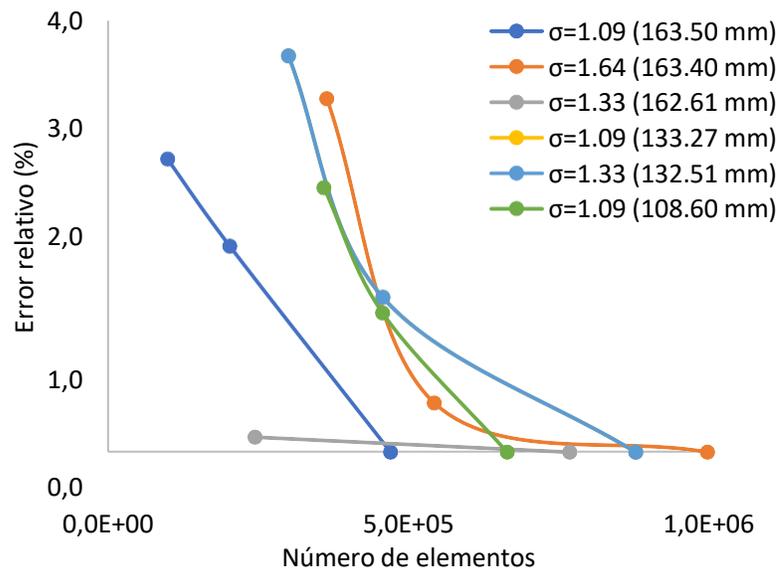
Para la simulación de los rotores de la Figura 2- 2, se consideraron seis (6) vueltas completas del rotor en estado transitorio para un paso de tiempo de 0.005 s y un número de pasos de 1131, como se presenta en la Tabla 3 y un valor residual de 10^{-3} [52]. Esto con el fin de garantizar que el sistema se estabilice y alcance la convergencia. La Tabla 4 presenta los resultados del Par (Nm) generado a la salida de la turbina como parámetro de determinación, esto con el fin de conocer la independencia con respecto al tamaño del elemento. Además, se presenta la cantidad de nodos de cada malla y el valor del error relativo como criterio de selección, este error se considera aceptable en un rango menor o igual al 2% [73]. A partir de los resultados presentados en la Tabla 4, se procedió a la selección de la malla 2, para comenzar con el estudio de simulación CFD para cada perfil a diferentes valores de TSR.

Tabla 4: Estudio de independencia de malla. Fuente: autor.

Malla	Cantidad de nodos	Cantidad de elementos	Par (Nm)	Error Relativo (%)
1	304,460	306,176	41.96	1.99
2	311,600	313,316	40.84	0.74
3	325,880	327,596	41.14	0

Para el estudio de independencia de malla de los rotores de la Tabla 2, se llevó a cabo el análisis por separado para cada configuración del rotor. La configuración de la prueba se llevó a cabo con un valor de TSR=3 para conocer el Par (Nm) generado por el rotor y así determinar la independencia de este resultado, respecto al tamaño del elemento de malla. Para el rotor de 900 mm se realizó la variación del tamaño del elemento cercano al contorno de los álabes. Estas variaciones fueron de 1, 0.06 y 0.006 mm respectivamente, teniendo como resultados una malla gruesa de 9.94E+04 elementos, una malla de clasificación media de 2.03E+05 y una malla fina de 4.71E+05 cantidad de elementos como se observa en la Figura 2- 7. La malla seleccionada fue la malla mediana, la cual presentó un error relativo del 1.9% en su generación del Par, respecto al menor tamaño del elemento de malla, por tanto, este porcentaje de error es admisible según lo reportado en la literatura [55][73][85], contribuyendo así a que el costo computacional sea menor [38].

Figura 2- 7: Estudio de independencia de malla de los seis rotores desarrollados. Fuente: autor.



Para los otros modelos de rotores, se implementó la misma metodología para conocer la independencia del tamaño del elemento de malla frente al Par (Nm) generado por el rotor. Para el rotor de 733.6 mm de diámetro y solidez de 1.33 se probó con tamaños de 1, 0.06 y 0.003 mm, la malla seleccionada fue la de tamaño medio con 2.4E+05 número de elementos y con un error relativo de 0.139%. Y para el mismo diámetro de rotor con solidez de 1.09 se experimentó con los

tamaños de 1, 0.03 y 0.006 mm, la malla seleccionada fue la media con un número de $4.5E+05$ elementos y un error relativo de 1.43%.

Para el rotor cuyo diámetro de 597.8 mm y solidez de 1.64 se emplearon los elementos de malla con tamaños de 0.5, 0.03 y 0.003 mm, la malla seleccionada a partir de su error relativo de 0.45% fue la malla media con una cantidad de elementos de $5.43E+05$. Para el modelo con solidez de 1.33 se emplearon los tamaños de 0.5, 0.06 y 0.009 mm y se seleccionó la malla media con $4.81E+05$. Finalmente, para el último modelo, con solidez 1.09, se implementaron los mismos tamaños de elemento de malla mencionados anteriormente, seleccionando el tamaño medio con error relativo de 1.29% y cantidad de elementos de $4.57E+05$.

2.3. Evaluación fluido-dinámica y estructural

A continuación, se describe la metodología que fue empleada para el desarrollo de las simulaciones *CFD* en 2D, para la discretización se desarrolló una metodología de mallado en dos módulos diferentes de *ANSYS*[®]; en *ICEM*[®] para las mallas de los cuatro perfiles descritos en la Figura 2- 2 y en *MESHING*[®] para las mallas de los dos rotores con solidez de 1.09 descritos en la Tabla 2. Posteriormente, se llevó a cabo el estudio *CFD* de los rotores modelados y mallados en estado estático. Finalmente, como última etapa para la ejecución del presente estudio, se trataron y exportaron los resultados de datos presión entregados por *CFD*, para finalmente ser llevados al estudio *FEA* y así, concluir con el tercer y último objetivo específico.

2.3.1. Simulaciones CFD

Para las simulaciones *CFD*, se configuro la solución del flujo en estado estático, luego se seleccionó el modelo *k- ω SST (shear stress transport)*, el cual describe el movimiento del flujo en este tipo de dispositivos [81]. Posteriormente, selecciono el agua como fluido de trabajo a condiciones por defecto, tanto para el dominio rotacional como para el dominio estacionario. A la entrada de flujo se le asigno una velocidad de 1 m/s, con un porcentaje de turbulencia del 10% [52]. Además, se configuraron las interfaces que se emplearon entre el dominio rotacional y el estacionario como mallas deslizantes. Para la salida se configuró un valor de presión de 0 Pa [86], luego se aplicó la condición de paredes móviles al dominio estacionario con el mismo valor que de la velocidad de flujo. Finalmente, se implementó el método de *Time Step* (s) automático y un valor 500 iteraciones.

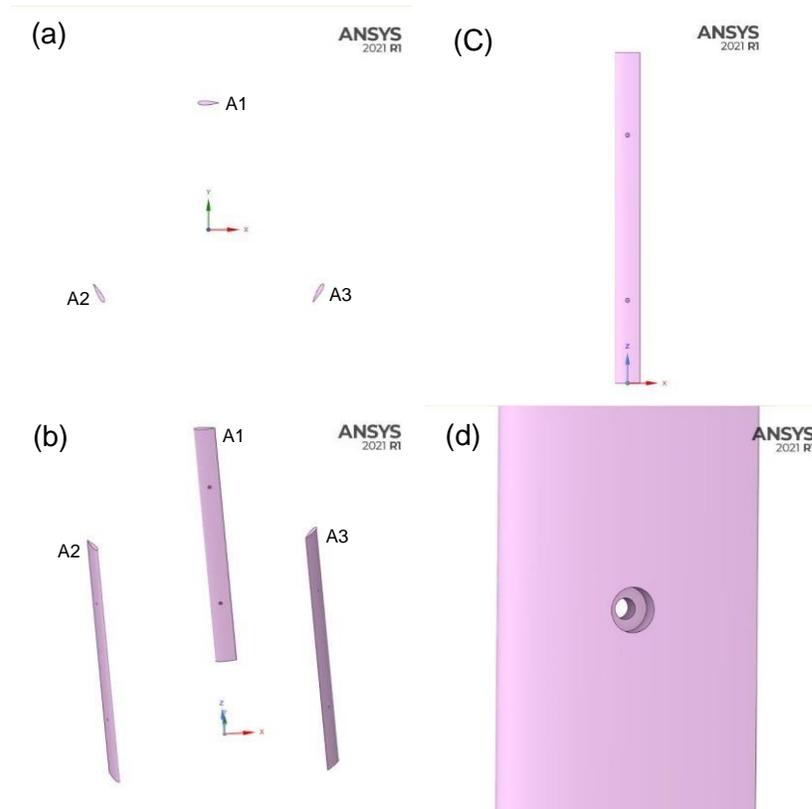
2.3.2. Simulaciones estructurales

A continuación, se describe el procedimiento que se siguió para el desarrollo de las simulaciones estructurales. Donde se describe el modelamiento en 3 dimensiones de los rotores seleccionados, para posteriormente proceder con la selección del material. Finalmente, se realiza la selección del material para realizar el mallado y la discretización de cada uno de los modelos desarrollados.

2.3.2.1. Modelado 3D

Una vez realizadas las simulaciones CFD y todos los datos de presión procesados y listos, se procedió a realizar el análisis estructural [87]. En la primera parte se realizó un modelo 3D simplificado de la turbina en el módulo de *Geometry*[®] de *ANSYS*[®] como se presentan en la Figura 2- 8(b), este procedimiento se replicó para los rotores descritos en la sección 2.2.1. Luego de haber modelado los álabes en 2D como se presenta en la Figura 2- 8(a), se procedió a hacer una extrusión de cada uno de los perfiles con una longitud de 1000 mm, siendo esta la longitud con la que se realizaron los cálculos para determinar el coeficiente de potencia (C_p) de las turbinas. Las perforaciones de los abocardados fueron realizadas en los extremos de los álabes, sobre las caras internas como se muestra en la Figura 2- 8(c). Estas perforaciones se encuentran ubicadas a 250 mm respecto al extremo de la cara interna [81], el diámetro exterior de la perforación fue de 12.7 mm, el diámetro interior fue de 6 mm y la profundidad de la perforación depende del ancho del perfil. Finalmente, después de tener la turbina modelada, se procedió a nombrar a cada uno de los álabes, al igual que a cada perforación. El detalle de las perforaciones se puede observar en detalle en la Figura 2- 8(d).

Figura 2- 8: Modelado 3D de la turbina tipo H-Darrieus simplificada, (a) vista superior del rotor, (b) vista isométrica, (c) posición de las perforaciones para la ubicación de los brazos y (d) detalles de la perforación abocardada. Fuente: autor.



2.3.2.2. Selección de materiales

Una vez que el modelo de la turbina y los datos de presión extrapolados se encuentran en el módulo de *Static Structural*[®] de ANSYS[®], se procede a la selección del material, las propiedades mecánicas relevantes de los materiales seleccionados se presentan en la Tabla 5. Posteriormente, se procedió a la ubicación de los puntos fijos para delimitar el movimiento de los álabes, estos soportes fueron ubicados en la cara interna, específicamente en las perforaciones de los abocardados. Estos cumplen no solo la función de restringir el movimiento, si no que representan a los brazos que van unidos al eje central de la turbina.

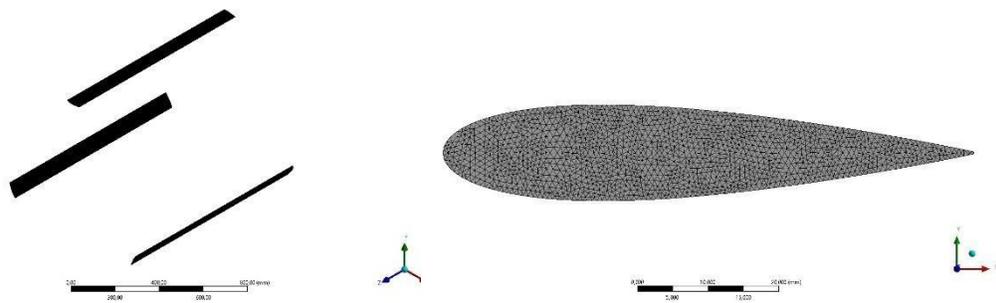
Tabla 5: Propiedades de los materiales evaluados. Fuente: ANSYS® R2021.1.

Propiedades	PA66	Acero inoxidable	Aleación de aluminio
Densidad (Kg/m ³)	1.14E-06	7.75E-06	2.77E-06
Módulo de Young (MPa)	N/A	1.93E+05	71000
Relación de Poisson	N/A	0.31	0.33
Resistencia última a la tracción (MPa)	64.67	586	310
Resistencia a la tracción (MPa)	57.10	207	280

2.3.2.3. Mallado y discretización del modelo

Para el mallado de los álabes se empleó un orden de elementos controlado, para garantizar la acomodación de los elementos en todo el álabes. Figura 2- 9 presenta el mallado de los tres (3) álabes del modelo de la turbina H-Darrieus simplificada.

Figura 2- 9: Mallado de la turbina. Fuente: autor.



Para garantizar que los resultados de esfuerzo sean independientes al tamaño del elemento de malla, se realizó un estudio de independencia de malla. Para este estudio se utilizó el material PA66 (Tabla 5), además, todas las evaluaciones se realizaron en la posición inicial del rotor en 0°. Es así como, para los perfiles NACA 0018 se seleccionó la malla con un tamaño de elemento de 2.5 mm, la cual presento error relativo de 1.29%, frente a los tamaños de 3.5, 1.5 y 1 mm. Para los perfiles NACA 0025 y solidez de 0.5 se emplearon los tamaños de 2, 1.5, 1.3 y 1.2 mm. Fue seleccionado el tamaño de 1.3 mm para un error relativo de 5.09%. Mientras que para los perfiles NACA 2414 se emplearon los tamaños para la malla gruesa de 1 mm, malla mediana 0.4 mm, tamaño fino de 0.35 mm y un tamaño extrafino de 0.33 mm. Es así como, seleccionó la malla de 0.35 mm con un error relativo de 3.12%. Seguidamente se seleccionó un tamaño fino de elemento de malla de 0.35 mm para el para los perfiles NACA 4415, frente a los tamaños de 1, 0.45 y 0.31 mm. De igual forma, se seleccionó el tamaño de elemento de malla de 0.5 mm para los perfiles NACA 0025 para una radio de 450 mm. Finalmente, para el modelo compuesto por el perfil NACA 0025 y radio 366.8 para el rotor, se utilizaron los tamaños de 2.5, 2, 0.75 y 0.46 mm para el elemento de malla. La malla seleccionada fue la del tamaño del elemento de 0.75 mm para un error relativo de 4.85% frente al

esfuerzo máximo generado en las otras mallas. Los resultados del estudio de independencia de malla reducen el tiempo y el costo computacional, al evitar el uso de malla mucho más densas.

3. Resultados y discusiones

En este capítulo se presentan los resultados más relevantes de la investigación. En la primera parte se presenta la hoja de ruta para el desarrollo de una turbina H-Darrieus, Posteriormente, se presentan los resultados de simulación, los cuales comprendieron resultados de contorno y presión. Finalmente se presentan tablas y curvas donde se presenta los valores máximos de par, potencia y coeficiente de potencia generados por los distintos modelos desarrollados. En la primera parte se presentan las figuras de los contornos de velocidad y presión, de cada uno de los rotores evaluados a partir del máximo C_p alcanzado.

3.1. Caracterización y elaboración de hoja de ruta

A partir de los resultados obtenidos en la búsqueda, y la clasificación de la información recolectada, se procedió a la realización de la hoja de ruta para el desarrollo de una turbina hidrocínética tipo H-Darrieus. Es así como, con la ayuda de la Tabla 1 se desarrolla la caracterización de parámetros fundamentales de la turbina. A partir de la búsqueda general de información, se realizó la separación entre turbinas eólicas y hidrocínéticas, se constata que ambas tienen el mismo principio de funcionamiento, que es la extracción de la energía del fluido. Luego, se caracterizó por la forma de los perfiles, donde se encontraron dos grupos, los perfiles simétricos y los asimétricos [22]. La incidencia de la longitud de cuerda en el parámetro de solidez y como esta afecta en el rendimiento. Otra característica de la turbina es la cantidad de número de álabes, los cuales pueden ir desde dos (2) hasta cinco (5) álabes [25]. Otro de los parámetros que inciden en el rendimiento de la turbina es el diámetro del rotor, según los resultados de búsqueda van desde 220 mm [71] hasta 1500 mm [35]. Estos parámetros son decisivos, ya que tienen una relación entre la forma y composición de la estructura y la velocidad de giro del dispositivo [35]. Finalmente, estos parámetros hacen parte del conjunto de elementos que entran a interactuar con el rendimiento del dispositivo, además de la velocidad del fluido y agentes existentes en el medio de operación de la turbina.

La hoja de ruta se diseñó a partir de la geometría de la turbina, en la cual se desprenden dos elementos constructivos de la misma, el primero es el tipo de perfil, seguido del diámetro del rotor. Estos dos datos, determinarán la solidez del dispositivo, seguidamente de la capacidad de generar potencia y rendimiento. Luego de tener estas dos características definidas, se debe definir el número de álabes, para nuestro caso de estudio la cantidad de álabes fueron tres. Para desarrollar el experimento de forma numérica, es necesario la selección de software de modelamiento para posteriormente realizar los estudios de CFD. Las condiciones de frontera están dadas por las características precisas de los escenarios a recrear, entre ellos la velocidad del fluido y sus características. La relación de la velocidad de punta TSR está relacionada con la geometría y la

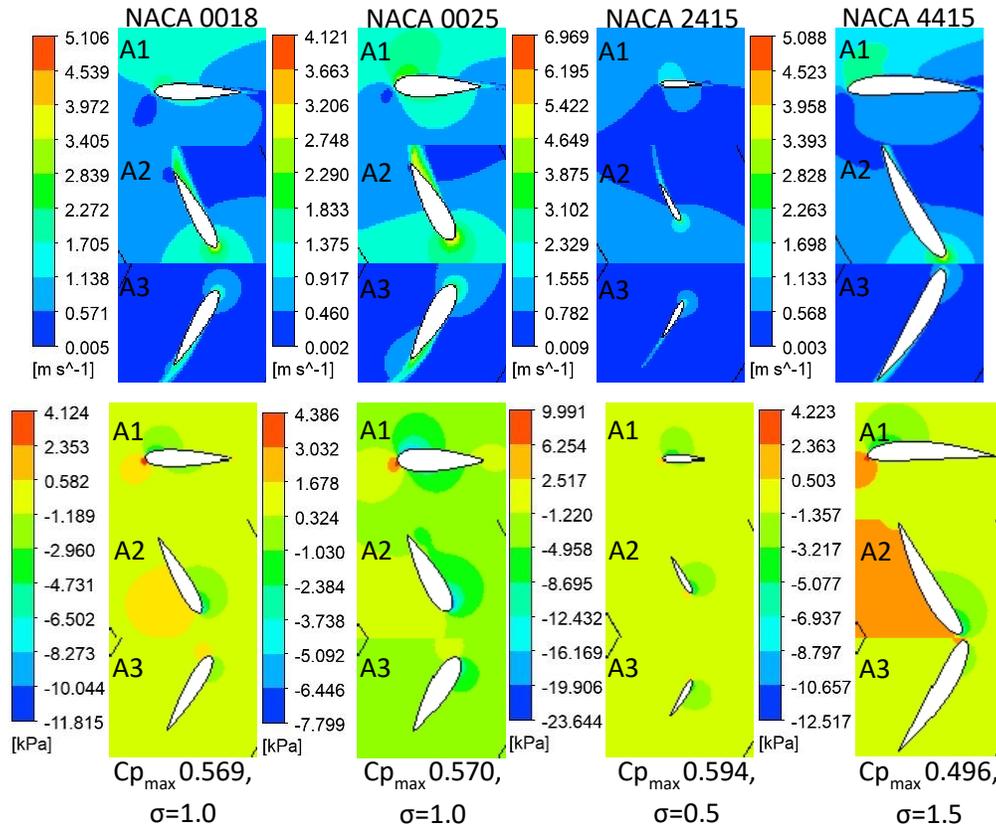
velocidad del flujo, lo que hace de ella un parámetro decisivo para el rendimiento de la turbina H-Darrieus.

3.2. Simulaciones CFD

3.2.1. Análisis de contornos de velocidad y presión

El primer análisis de velocidad y presión se realizó para los resultados de los rotores diseñados con los perfiles NACA 0018, 0025, 2415 y 4415. Para observar el comportamiento del paso de flujo a través de la turbina y en contacto directo con los álabes, se presentan los contornos de velocidad y presión para cada uno de los perfiles evaluados, con el fin, de conocer los fenómenos que se generan en la turbina. La escala de colores indica los valores alcanzados por la turbina cuando se encuentra en operación, el color rojo indica el valor máximo de velocidad y presión, mientras que el color azul indica los valores mínimos como se observa en la Figura 3- 1. Los contornos de la turbina con perfil NACA 0018 se presentaron para el valor máximo de C_p que fue alcanzado en $TSR=2$ igualmente que para NACA 0025 y el 4415, allí se observa como los valores de velocidad máximos se están dando en la cabeza y la salida de los álabes, reduciendo su velocidad hasta llegar a casi cero. Además, se observa como el valor máximo de presión se está generando en el A1, para el A2 se genera sobre la parte frontal del perfil y para el A3 se da sobre la cara interna de álabes. Las caras contrarias a los valores máximos de presión muestran valores mínimos generando así la fuerza de sustentación necesaria para que la turbina gire [80]. Para el perfil NACA 2415 el valor máximo de C_p fue alcanzado con un $TSR=3.5$.

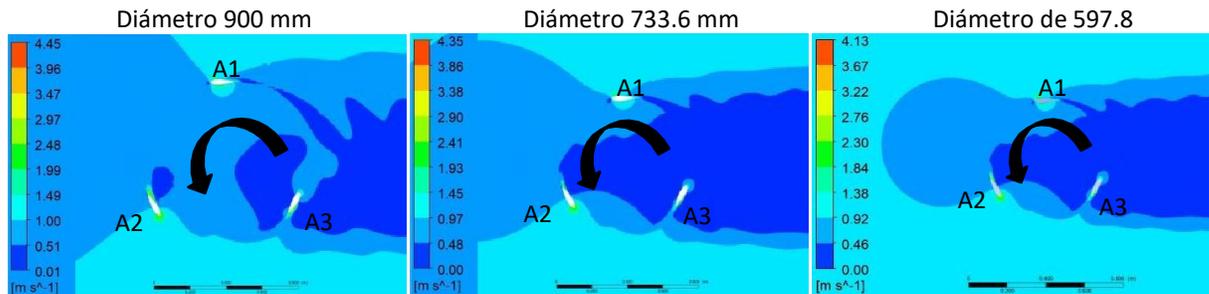
Figura 3- 1: Contornos de velocidad y presión alrededor de los álabes de la turbina H-Darrieus, para los valores de $C_{p_{max}}$. Fuente: autor.



La Figura 3- 2 ilustra el flujo de agua alrededor de la turbina entrando por la izquierda fluyendo hacia la derecha, con un sentido de giro en contra de las manecillas del reloj. Se presentan los tres rotores que fueron modelados con solidez de 1.09, estos resultados se tomaron en el TSR en el cual se presentó el valor máximo de coeficiente de potencia (C_p). Allí se presentan valores máximos en los contornos de velocidad al igual que un valor mínimo de 0 m/s que se presentan aguas abajo de la turbina. Debido a la velocidad de rotación fija a la cual se somete el rotor para modelar su comportamiento, se presentan recirculaciones a diferentes velocidades en el interior de rotor. El rotor con diámetro de 900 mm presenta una velocidad máxima de 4.45 m/s, seguido del rotor de 733.6 mm con una velocidad máxima de 4.35 m/s y finalmente el rotor de diámetro más pequeño presenta una velocidad de 4.13 m/s. Seguidamente, se puede observar la estela de mayor velocidad que se genera en el A2 de los tres rotores, esto se debe a que es el álabe que se encuentra en una posición de 120° respecto de los otros dos álabes que componen el rotor, tomando el A1 con la posición de 0° como referencia. Mostrando así el comportamiento esperado de los contornos de velocidad, los cuales presentan el fenómeno de fisis de sustentación generando una diferencia entre las velocidades internas y externas de cada uno de los álabes, causando así el giro del rotor [50]. Además, los tres álabes de los rotores presentan velocidades más altas en el extradós y

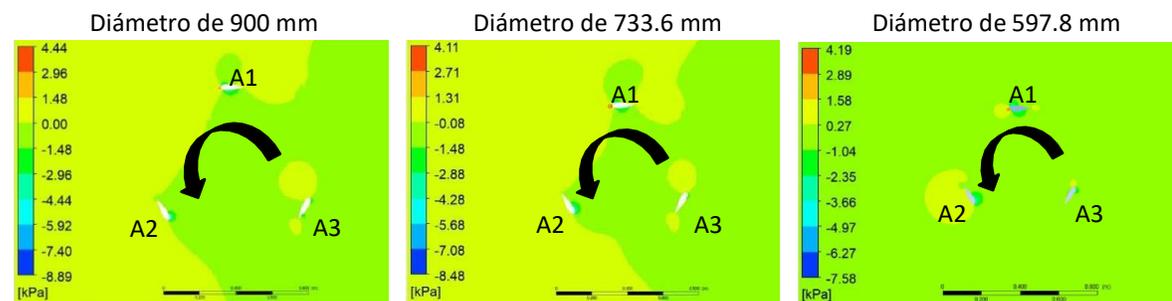
velocidades más bajas en el intradós, lo cual ayuda a las fuerzas de sustentación. Por ende, se logra generar mayor potencia.

Figura 3- 2: Contornos de velocidad para los rotores de solidez de 1.09. Fuente: autor.



Como se observa en la Figura 3- 3, se presentan los contornos de presión para los tres rotores, allí se puede observar valores máximos y mínimos alcanzados por la turbina durante un ciclo completo de rotación en sentido antihorario. Evidenciando que los valores máximos de presión se presentan en el borde de ataque del A1 para los tres rotores, pero sobre un área pequeña, recordando que estos generan pérdida por oponerse al giro del rotor. En el álabe A2 hay una presión alta sobre la superficie del extradós, está es la asociada a la mayor entrega de energía del flujo a la turbina hasta llegar a 0 kPa a la salida o cola de los álaves. Es así como a partir de la relación entre la sustentación y el arrastre generado por las fuerzas que se generan en los contornos de los álaves, genera una mayor producción de potencia [39]. Validando el fenómeno de las fuerzas que entran en contacto con el cuerpo de los álaves, el rotor de 900 mm de diámetro alcanza un valor máximo de presión de 4.44 kPa, siendo este el máximo valor alcanzado por los tres rotores bajos las mismas condiciones de velocidad de flujo constante [24].

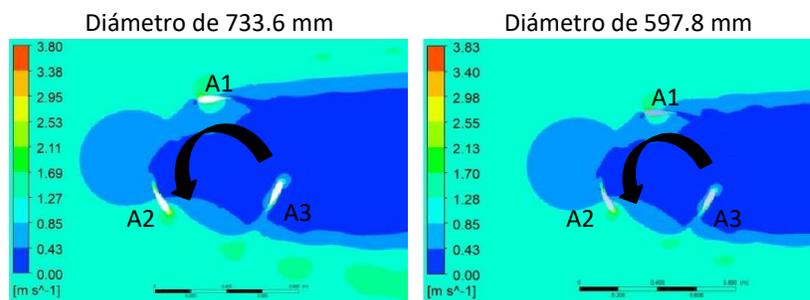
Figura 3- 3: Contornos de presión para los rotores de solidez 1.09. Fuente: autor.



La Figura 3- 4 presenta los contornos de velocidad para los rotores que se trabajaron con una solidez de 1.33. Allí se puede observar el comportamiento habitual de estas velocidades de flujo que circulan a través del rotor, siendo su conversión en presión la generadora de las fuerzas las que causan la rotación del rotor en sentido antihorario y el Par en el eje. El rotor de 733.6 mm de diámetro presenta una velocidad de contorno máxima de 3.80 m/s, mientras que el rotor de

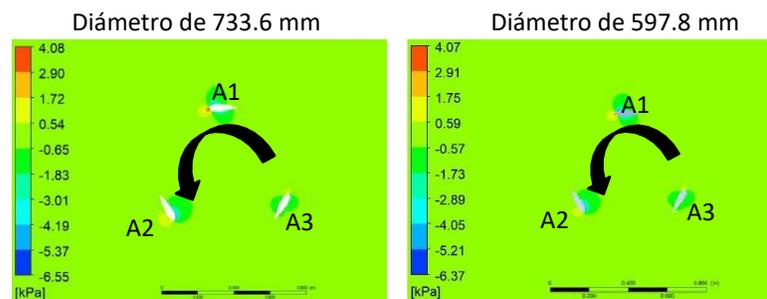
597.8 mm presenta una velocidad de 3.83 m/s, menores en magnitud que las evidenciadas en los rotores de solidez 1.09. Aunque la diferente entre ambas velocidades es mínima, esto puede ser explicado a partir de la constitución geométrica del rotor, ya que el rotor de 597.8 de diámetro es más compacto y por ende no hay tanta agua circundante dentro del rotor. Por tanto, se puede observar que la estela de agua que se forma aguas abajo es menos pronunciada en el rotor más pequeño, que, además, tiene una cuerda menor que la cuerda que compone el otro rotor. Por ende, este resultado concuerda con lo dicho por Zamani *et al.*, que afirma que a medida que se aumenta la cuerda manteniendo una solidez, se aumenta la estela aguas abajo [59].

Figura 3- 4: Contornos de velocidad para los rotores de solidez de 1.33. Fuente: autor.



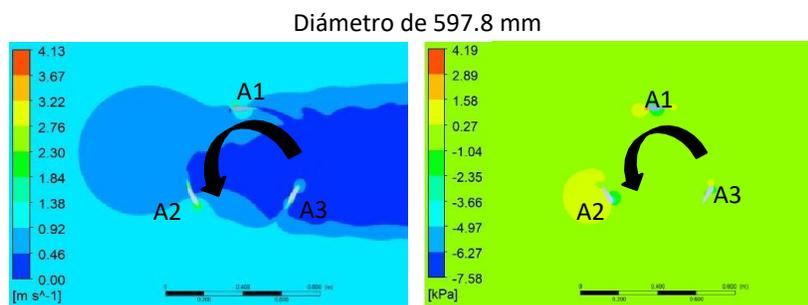
Los contornos de presión de los rotores que se evaluaron con la solidez de 1.33 se presentan en la Figura 3- 5, donde se observa un comportamiento y ubicación similar entre los valores máximos de presión alcanzados y los valores mínimos en ambos rotores. Por lo tanto, el rotor de 733.6 mm de diámetro que tiene una longitud de cuerda de 162.61 mm, en el cual se presentan unos valores un poco más altos con respecto al otro rotor evaluado. Esto se explica, ya que, al tener mayor longitud de cuerda, mayor será el área de contacto entre el fluido y las caras del perfil [88]. En este caso tanto el intradós como el extradós presentan áreas similares ya que el perfil NACA 0025 es un perfil simétrico. Presentado así el desarrollo de los efectos dinámicos del fluido en contacto con la turbina y cómo estos mejoran o empeoran el rendimiento de la turbina.

Figura 3- 5: Contornos de presión para los rotores de solidez de 1.33. Fuente: autor.



En la Figura 3- 6 se muestran el contorno de velocidad y de presión del rotor con diámetro de 597.8 mm y solidez de 1.64, a partir de los resultados obtenidos, los cuales, nos permiten comprender el fenómeno de conversión de energía hidráulica en mecánica. A partir de estos resultados gráficos se puede observar el comportamiento de la velocidad de contorno, en el cual se observa que los tres álabes que componen el rotor presentan el mismo comportamiento de generación de estela a la salida o cola de los álabes. Presentando velocidades más altas, asociadas a presiones más bajas, sobre las caras que interactúan directamente como el flujo que va de izquierda a derecha, generando una compensación de presión mínima en la cara posterior de los álabes. Esto favoreciendo a las fuerzas de sustentación, para lograr generar una mayor cantidad de potencia a la salida de la turbina. Las presiones generadas en el frente de ataque del perfil A1, no logra contrarrestar lo suficiente a la presión que se genera en el extradós del A2, sin mayor efecto en el rendimiento de la turbina, por ende, se facilita la generación de par en el eje del rotor.

Figura 3- 6: Contornos de velocidad y presión para el rotor de solidez de 1.64. Fuente: autor.



3.2.2. Análisis del Par, la potencia y el coeficiente de potencia

A continuación, se presentan los resultados del par $[\text{Nm}]$ de salida de la turbina obtenido de la simulación y la potencia mecánica en el eje $[\text{W}]$ calculada a partir de él, dato que se utilizó para el cálculo del C_p a partir del cálculo de la potencia hidráulica del flujo según los parámetros de configuración del estudio. El cálculo del C_p se realizó mediante la ecuación (1). Ya que el Par y la velocidad generada no son constantes en la turbina, el cálculo del C_p se extrajo de los valores promedios obtenidos en el último ciclo o vuelta que la turbina realizó (quinta vuelta).

En la Tabla 6 se reportan los resultados para perfil NACA 0018. Con solidez de 0.5 se evaluaron valores de TSR 1 a 7 con un valor intermedio de 3,5. Entre TSR 3 y 3.5 se encuentra un máximo, siendo comportamientos parabólicos típicos, pero se sobrepasó el límite de Betz, esto se puede deber a las simplificaciones e idealización propias del modelo numérico, las cuales en un montaje experimental o real no ocurrirían, pero también es posible que el valor de solidez 0.5 sea constructivamente alto y no recomendado, estos resultados se encuentra en acuerdo con lo reportado por *Castelli et al.*, [89]. Al igual que con lo reportado por *Chica et al.*, realizaron un estudio numérico con un perfil NACA 0025 y solidez de 0.66[81]. En TSR 7 se encontró un torque

negativo, fenómeno asociado al incremento excesivo en la velocidad angular del rotor, momento en el cual el flujo de agua actúa de forma opuesta frenando su giro. Pero, con solidez 1.0, al encontrar Par negativo en TSR 5, no se simuló TSR 6 y 7, y con solidez 1.5 no se simuló TSR 5 por encontrar torque negativo en TSR 4. Este rango de TSR es habitualmente usado para observar el comportamiento de las turbinas hidrocínéticas [83]. Los comportamientos siguen siendo típicos, parabólicos, con un máximo que se desplaza ahora hacia TSR 2. No se sobrepasa el límite de Betz, pero se evidencia que al ir aumentando la solidez entre 0.5 y 1.5 el Cp va disminuyendo, lo que contradice la literatura y muestra que los valores de solidez evaluados son muy altos para la construcción de turbinas que posiblemente no operarían de forma apropiada.

Tabla 6: Resultados del Par y Cp del perfil NACA 0018. Fuente: autor.

Solidez	TSR [λ]	Par [Nm]	ω [Rad/s]	Potencia [W]	Cp
0.5	1	2.1073	2.2222	4.683	0.010
	2	16.1981	4.4444	71.991	0.160
	3	40.8360	6.6667	272.240	0.606
	3.5	34.4703	7.7778	268.102	0.597
	4	27.9063	8.8889	248.056	0.552
	5	15.1376	11.1111	168.195	0.374
	6	2.2287	13.3333	29.716	0.066
	7	-11.6721	15.5556	-181.566	-0.404
1.0	1	8.2811	2.2222	18.4024	0.041
	2	57.5016	4.4444	255.5625	0.569
	3	29.1464	6.6667	194.3090	0.433
	4	5.9413	7.7778	46.2099	0.103
	5	-14.2529	8.8889	-126.6922	-0.282
1.5	1	57.8218	2.2222	128.4929	0.286
	2	48.6154	4.4444	216.0683	0.481
	3	7.4226	6.6667	49.4837	0.110
	4	-25.6869	7.7778	-199.7821	-0.445

En la Tabla 7 se reportan los resultados para el perfil NACA 0025. El rango de TSR, tal como en el estudio anterior, se estableció hasta encontrar Par negativo asociado a velocidades angulares excesivamente altas. Así, con solidez 0.5 se evaluó TSR entre 2 y 6 con máximo entre TSR 3 y 4, con solidez 1.0 se evaluó TSR entre 1 y 4 con máximo en TSR 2 y con solidez 1.5 se evaluó TSR entre 1 y 3 con máximo en TSR 2. En cuanto al TSR asociado al valor máximo de Cp hay coincidencia con el estudio anterior para cada solidez, en esta oportunidad no se rebasa el límite de Betz, en general son menores los valores de Cp para el NACA 0025 que para el NACA 0018. En el estudio anterior el Cp iba disminuyendo con el aumento de la solidez, ahora hay un aumento de 0.5 a 1.0 con posterior disminución entre 1.0 y 1.5, estando de nuevo el mínimo en la mayor solidez.

Tabla 7: Resultados del Par y Cp del perfil NACA 0025. Fuente: autor.

Solidez	TSR [λ]	Par [Nm]	ω [Rad/s]	Potencia [W]	Cp
0.5	2	3.6727	4.4444	16.3233	0.036
	3	29.6691	6.6667	197.7937	0.440
	4	22.4926	8.8889	199.9341	0.453
	5	9.8673	11.1111	109.6367	0.244
	6	-3.5459	13.3333	-47.2791	-0.105
1.0	1	16.0259	2.2222	35.6131	0.079
	2	53.2619	4.4444	236.7196	0.527
	3	24.0364	6.6667	160.2429	0.357
	4	-1.0032	8.8889	-8.9171	-0.020
1.5	1	51.8043	2.2222	115.1206	0.256
	2	38.2926	4.4444	170.1891	0.379
	3	-4.2763	6.6667	-28.5089	-0.063

La Tabla 8 se presentan los resultados de las simulaciones realizadas con el perfil NACA 2415. Donde el rango de TSR para la solidez de 0.5 fue de 1 a 7 con un valor intermedio de 3.5; esto con el fin de observar en Cp máximo alcanzado por la turbina bajo las condiciones de configuración, tal como se hizo en el estudio del perfil NACA 0018. La misma coincidencia se presentó en el rango de TSR con los demás valores de solidez. En cuanto al comportamiento parabólico de los resultados, y el rango de TSR asociado a los máximos Cp, se conserva la similitud en los resultados, pero, contrario al estudio anterior, el menor valor se reporta para la solidez intermedia de 1.0; aun así, los valores de Cp siguen siendo más altos para NACA 0018.

Tabla 8: Resultados del Par y Cp del perfil NACA 2415. Fuente: autor.

Solidez	TSR [λ]	Par [Nm]	ω [Rad/s]	Potencia [W]	Cp
0.5	1	0.4455	2.2222	0.9900	0.002
	2	14.0917	4.4444	63.6300	0.139
	3	39.6160	6.6667	264.1069	0.588
	3.5	34.3329	7.7778	267.0339	0.594
	4	27.3312	8.8889	242.9439	0.541
	5	16.5424	11.1111	183.8056	0.409
	6	3.7631	13.3333	50.1744	0.112
	7	-8.0668	15.5556	-125.4837	-0.279
1.0	1	0.1221	2.2222	0.2713	0.001
	2	48.3937	4.4444	215.0833	0.479
	3	27.7016	6.6667	184.6770	0.411
	4	3.8051	8.8889	33.8227	0.075
	5	-17.3753	11.1111	-193.0585	-0.430
1.5	1	36.0440	2.2222	80.0978	0.178
	2	50.3757	4.4444	223.8920	0.498
	3	11.9168	6.6667	79.4451	0.177
	4	-13.0164	8.8889	-115.7010	-0.258

Los resultados presentados en la Tabla 9, para perfil NACA 4415, fueron evaluados en un rango de TSR 2 a 5 para valores de solidez de 1.0 y de 1 a 4 para solidez de 1.5, con máximo Cp en TSR 2 como es acostumbrado, mientras para solidez de 0.5 el rango de TSR fue de 1 a 7, con máximo Cp en TSR 4 que difiere de los perfiles anteriores. Todos los Cp respetan el límite de Betz, y su comportamiento respecto a la solidez resulta similar al del NACA 2415 cuando el menor se presentó con solidez 1.0.

Tabla 9: Resultados del Pary Cp del perfil NACA 4415. Fuente: autor.

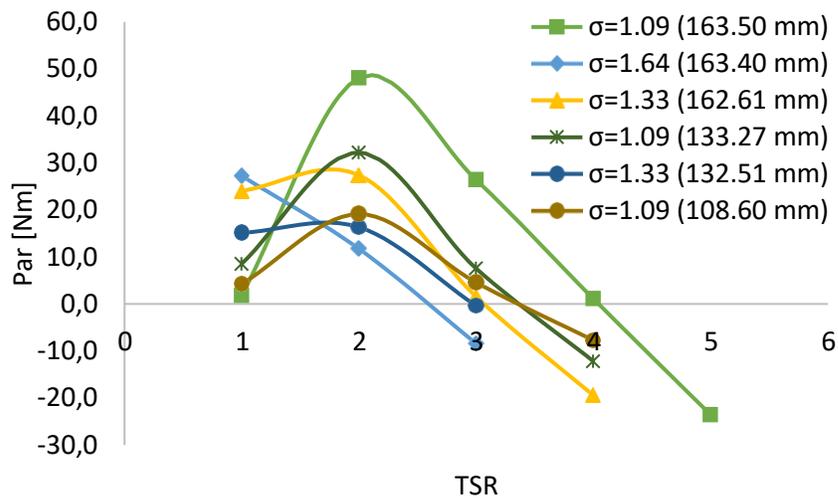
Solidez	TSR [λ]	Par [Nm]	ω [Rad/s]	Potencia [W]	Cp
0.5	1	0.4556	2.2222	1.0124	0.002
	2	8.3908	4.4444	37.2926	0.083
	3	21.6685	6.6667	144.4565	0.322
	4	24.3765	8.8889	216.6804	0.482
	5	13.0378	11.1111	144.8639	0.323
	6	0.8381	13.3333	11.1743	0.025
	7	-10.3863	15.5556	-161.5653	-0.360
1.0	2	44.9482	4.4444	199.7699	0.445
	3	27.7235	6.6667	184.8232	0.411
	4	3.2173	8.8889	28.5981	0.064
	5	-17.8039	11.1111	-197.8216	-0.440
1.5	1	46.2332	2.2222	102.7405	0.229
	2	50.1370	4.4444	222.8312	0.496
	3	10.5757	6.6667	70.5048	0.157
	4	-14.1198	8.8889	-125.5097	-0.279

En general se aprecia que los valores de Cp para cada uno de los perfiles simulados alcanzan resultados mayores con el perfil simétrico NACA 0018 y el asimétrico NACA 2415 con solidez baja (0.5), pero el perfil simétrico reporta un valor ligeramente mayor, igualmente el par negativo resulta mayor, esto puede deberse a que el perfil NACA 0018 tiene más masa (inercia) que el perfil NACA 2415. Los perfiles más robustos, el simétrico NACA 0025 y el asimétrico NACA 4415, mostraron Cp menores, siendo el del perfil simétrico con solidez 1.0 el mayor reportado entre ellos. Se deduce que independiente de la simetría del perfil se pueden obtener mejores eficiencias con perfiles más delgados, pero el perfil simétrico reporta mayores Cp. Esto también se puede evidenciar en el hecho de que al aumentar la solidez aumenta la inercia del rotor y, en la mayoría de los casos, el Cp con solidez 1.5 fue menor que el Cp con solidez 0.5. Es por esto, que se decidió realizar un estudio con el perfil NACA 0025, variando no solo sus parámetros geométricos, si no también, variando el diámetro del rotor.

La Figura 3- 7 presenta los resultados del par generado por los seis rotores frente a diferentes valores de TSR. Allí se puede observar que el rotor cuya característica de solidez de 1.09 y con longitud de cuerda de 163.50 mm, presenta la mayor generación de par [Nm] respecto a los otros rotores comparados. Este rotor de 900 mm de diámetro generó un Par máximo de 48.09 Nm

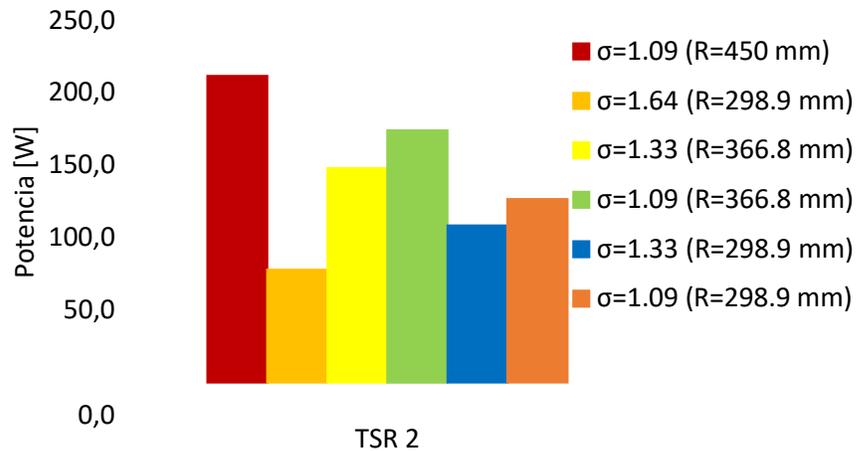
cuando TSR equivalía a 2. Mientras que el rotor con diámetro de 597.8 mm y una solidez de 1.64, en el mismo valor de TSR, generó un par de tan solo 16.37 Nm. Es así como, los valores máximos de Par generado se presentan tanto para el rotor de diámetro de 900 mm como para el rotor de 733.6 mm de diámetro, con una solidez de 1.09. Además, se puede apreciar que el rotor de mayor generación de Par en el eje presenta un rango mayor de operación antes de pasar al límite de par negativo que ocurre cuando la velocidad angular es tan alta que el flujo tiende a frenar el rotor [52].

Figura 3- 7: Par en función de TSR para los seis rotores modelados. Fuente: autor.



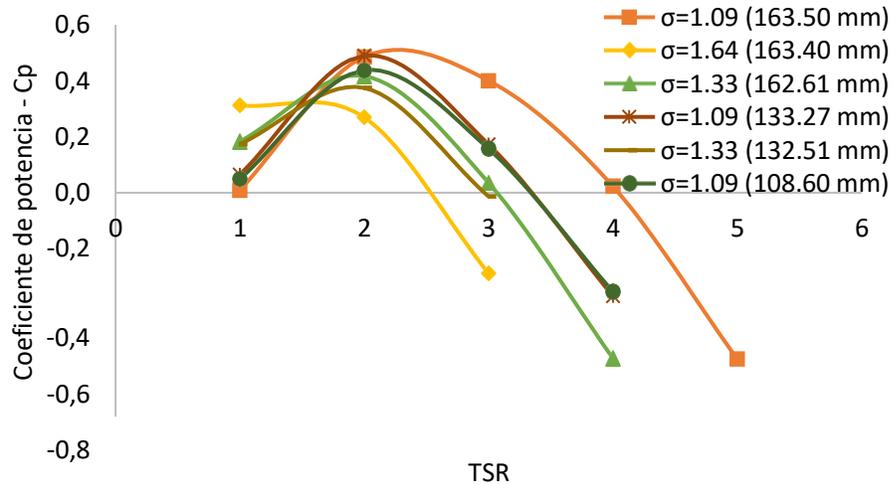
A continuación, en la Figura 3- 8 se presentan los valores de potencia máxima generada por los seis rotores modelados. Donde el rotor que mayor potencia mecánica genera es el de radio 450 mm con una solidez de 1.09, para una generación de 211.60 W, seguido por el rotor de 366.8 mm y la misma solidez con una potencia generada de 173.94 W. El rotor de 298.9 mm con solidez de 1.09, alcanza una potencia máxima generada de 126.70 W, ratificando así los resultados reportados en la literatura, que afirman que, para obtener una mayor capacidad de generación de potencia mecánica, se debe aumentar el tamaño del diámetro del rotor para un valor de solidez fijo. Igualmente, el rotor con el valor de solidez de 1.64 y radio de 298.9 mm generó una potencia máxima de 77.95 W, mientras que el rotor con el mismo radio, pero con solidez de 1.33 generó una potencia de 108.42 W, sugiriendo que para un radio fijo puede aumentarse la potencia al disminuir la solidez en el rango de evaluación del presente estudio.

Figura 3- 8: Potencia mecánica [W] máxima generada por los seis rotores modelados. Fuente: autor.



En la Figura 3- 9 se muestran se muestran las comparaciones entre el coeficiente de potencia alcanzados por los seis rotores respecto al cambio de los valores de TSR. Es así como se puede observar el comportamiento característico del rotor tipo H-Darrieus, formando una parábola invertida que alcanza un valor máximo y luego comienza a decrecer [90]. La figura nos presenta que cinco de las seis cuerdas del perfil implementadas alcanzan su valor máximo de C_p cuando el valor de TSR es 2 [88]. Sin embargo, la cuerda cuya longitud es de 163.40 mm alcanza un C_p máximo cuando TSR 1 y comienza a decrecer hasta alcanzar valores negativos a partir de TSR 3[33]. El máximo valor de C_p alcanzado en el presente estudio numérico, se presentó con el rotor con 900 mm de diámetro y cuerda de 163.50 mm, es decir el de solidez 1.09, entregando un valor de C_p máximo de 0.49, igualado por el rotor de 733.6 mm de diámetro con cuerda de 133.27 mm, de nuevo la solidez de 1.09, y posteriormente el valor máximo de C_p mínimo alcanzando fue de 0.31 para el rotor de 597.8 mm de diámetro cuya cuerda fue de 163.40 mm, es decir, el de mayor solidez, de 1.64. Esto empieza a sugerir que el aumento de la solidez, en este rango de evaluación alto, tiene una incidencia negativa en el C_p .

Figura 3- 9: Coeficiente de potencia en función de TSR para los seis rotores modelados. Fuente: autor.



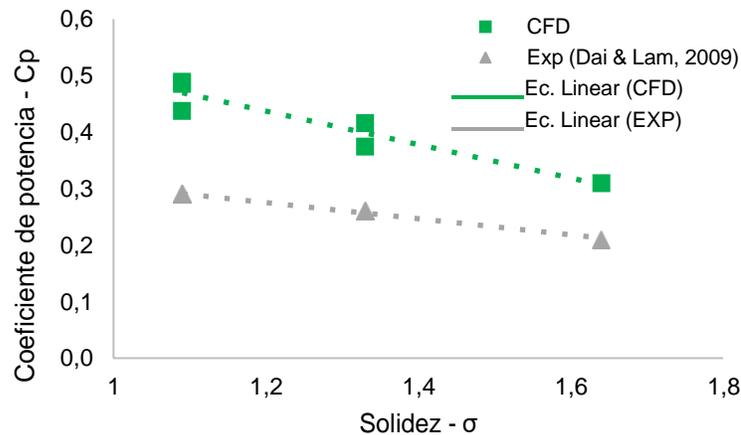
Además, se puede observar que el rotor cuyo diámetro es de 900 mm, tiene un rango de operación de TSR mucho más amplio que el resto de los rotores implementados, esto resulta estar en concordancia con lo dicho por *Dai & Lam* [53], los cuales afirman que, para alcanzar un mayor rendimiento a una solidez constante, se debe aumentar el diámetro del rotor. El resultado de Cp máximo alcanzado por el rotor configurado con un diámetro de 597.8 mm y cuerda 132.51, es decir de solidez 1.33, alcanzó un valor de 0.37. Un resultado similar al reportado en el estudio numérico de López *et al.*, alcanzaron un Cp máximo de 0.35 para un TSR 1.65 bajo la configuración de un rotor de 900 mm de diámetro con el mismo perfil NACA 0025 [52].

La Figura 3- 10 presenta los valores de coeficiente de potencia (Cp) máximo para las condiciones de solidez definidas en la Tabla 2. Los resultados numéricos alcanzados presentan un comportamiento similar a los resultados alcanzados de forma experimental por *Dai & Lam* [53], ratificando la noción de que el aumento de solidez incide negativamente en el rendimiento de la turbina para este rango alto de valores iguales o mayores que 1.0. Y mostrando que para mejorar el rendimiento de una turbina H-Darrieus bajo estas características constructivas descritas anteriormente, teniendo un valor de solidez establecido se requiere de un mayor diámetro del rotor para aumentar el coeficiente de potencia.

Como era de esperarse, los resultados del modelo CFD implementados en el presente trabajo son más altos que los reportados por el estudio experimental. Aunque estas diferencias porcentuales están entre el 31 y 41% respectivamente, cabe señalar que los resultados numéricos no superan el límite establecido por Betz [91]. Además, se debe señalar que el modelo numérico 2D presenta desventajas como por ejemplo la implementación de una velocidad de giro forzada y constante sobre toda el área proyectada de la turbina sobre el flujo frente al trabajo experimental, en el cual los referentes generan condiciones de rotación natural de la turbina, situaciones realísticas no idealizadas [77]. Por tanto, el modelo de dinámica de fluidos computacional (CFD) no presenta

restricciones de velocidad de flujo variable, fricciones por partículas en el fluido y otras condiciones que son dada por el medio de experimentación, que el solucionador no estima para la realización de los cálculos. Aun así, estos resultados numéricos permiten conocer el comportamiento del rotor tipo H-Darrieus frente algunas condiciones establecidas, para prever su funcionamiento en condiciones naturales.

Figura 3- 10: Gráfico de coeficiente de potencia – Cp vs TSR. Fuente: autor.



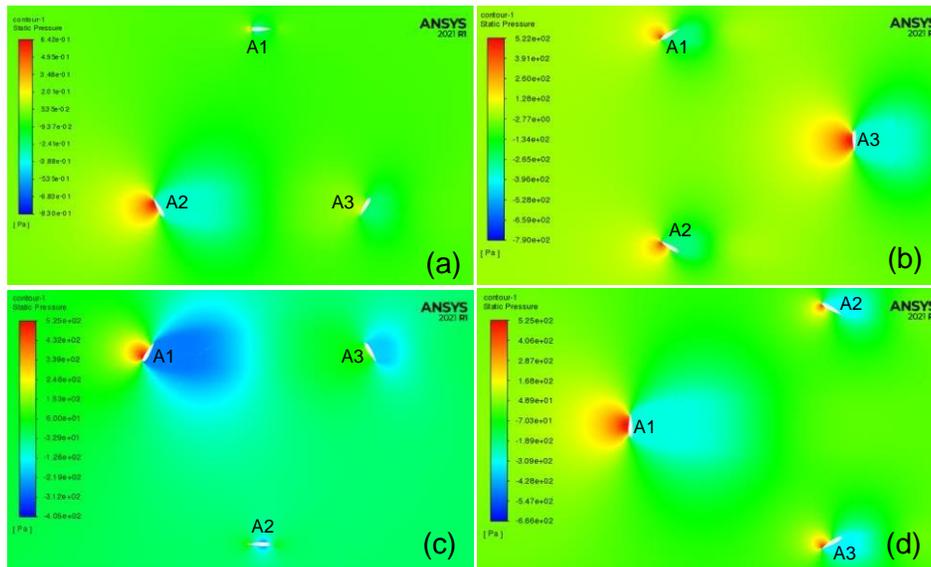
3.2.3. Resultados de simulaciones estáticas CFD

A continuación, se presentan los resultados de contornos de presión de las simulaciones desarrolladas, las cuales se ejecutaron en estado estático en el módulo de *FLUENT*[®]. La Figura 3- 11 ilustra los contornos de presión generados en cada uno de los álabes en las posiciones del 0°, 30°, 60° y 90°.

La Figura 3- 11(a) presenta la posición del rotor en 0°, donde se observar mayor presión sobre el álabes A2, ya que el extradós se encuentra más expuesto frente al ingreso del fluido de izquierda a derecha, esta es la presión mayormente asociada al par en el eje, en ese instante hay una presión alta actuando sobre una pequeña área en la entrada del álabes A1, esa causa una pequeña fuerza de oposición al Par. Posteriormente, Figura 3- 11(b) cambia a la posición de 30°, donde las presiones máximas se distribuyen en A1 en la entrada del extradós y en A2 en la salida del extradós de una forma casi equitativa, se considera que ambas fuerzas suman a la generación de par en el eje; en esta posición es mayor la presión que actúa sobre el intradós de A3, la fuerza asociada es una fuerza alta que causa una importante flexión en el eje de la turbina, se considera que en ese instante no afecta la generación de par porque fuerzas perpendiculares al desplazamiento no interactúan con trabajo sobre este. Seguido del posicionamiento del rotor a 60°, como se observa en la Figura 3- 11(c) que el álabes A1 presenta mayor presión, ya que es ahí donde se tiene un contacto directo entre la entrada de flujo y el extradós del álabes, la diferencia de presiones con el intradós es causante de la fuerza de sustentación asociada a la generación del par. Finalmente, la Figura 3-

11(d), presenta los contornos de presión en la posición de 90° de desplazamiento del rotor a partir del inicio. Allí se observa la mayor presión sobre en álabes A1, de nuevo causando una flexión importante en el eje de la turbina; además se presenta la presión sobre las caras internas de los álabes A2 y A3, en su entrada y salida, respectivamente, son pequeñas fuerzas que se asume que en A2 desfavorece al par mientras que en A3 aún lo favorece, habiendo cierta compensación.

Figura 3- 11: Contornos de presión para cuatro posiciones fijas en 2D, (a) 0°, (b) 30°, (c) 60° y (d) 90. Fuente: autor.



3.3. Análisis de esfuerzo, deformación y factor de seguridad

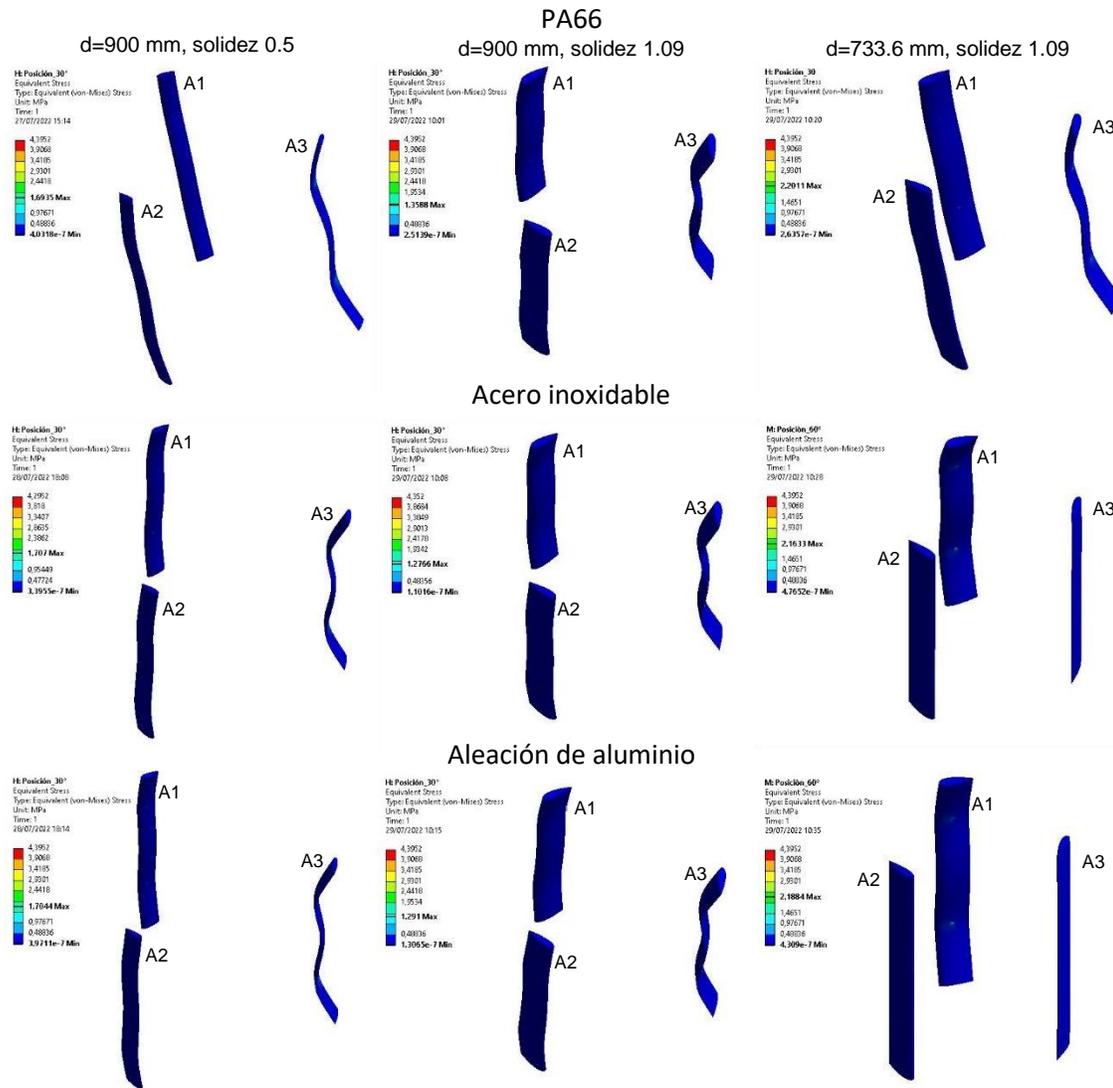
En sección se presentan los resultados de esfuerzo, deformación y factor de seguridad para los tres materiales estudiados. A partir de allí se determina en cual, de las cuatro posiciones evaluadas, los álabes sufren estructuralmente por las fuerzas de presión ejercida sobre ellos. Tanto, en la cara interna de los álabes, como en su cara externa. Para ellos se tomaron los rotores con perfil NACA 0025 y diámetros de 900 y 733.6 mm, para la solidez de 1.0 y 1.09.

3.3.1. Análisis de esfuerzo y factor de seguridad

En la Figura 3- 12 se presenta los esfuerzos máximos generados en la posición más crítica, en la cual el modelo simplificado es sometido a las fuerzas de presión ejercidas por el fluido. Además, se presentan los esfuerzos máximos con cada material probado bajo las mismas condiciones iniciales de presión. La figura ilustra los esfuerzos de cada uno de los álabes, especialmente los esfuerzos que se concentran en los puntos de fijación, coincidente con lo reportado por *Tunio et al.*, al igual

que en los extremos de los álabes. Puntos en los cuales sería propenso a fallas, al aumentar la carga de presión [35]. La escala de valores se encuentra establecida con un valor máximo de referencia de 4.3952 MPa y un valor mínimo que se identifica con el color azul. Los resultados de esfuerzo máximo con el material PA66 se presentaron en la posición de 30° de rotación del rotor, donde el álabe A3 concentro los mayores esfuerzos por su exposición a las fuerzas de presión sobre su cara interna. Es así como, la turbina de 900 mm y solidez de 0.5 presento un esfuerzo máximo de todo el sistema de 1.69 MPa, especialmente el A3 a 270° por su desfase de ubicación evidenció las incidencias de las fuerzas de presión ejercidas sobre él. Posteriormente, el rotor con solidez de 1.09 y diámetro de 900 mm alcanzo un esfuerzo máximo de 1.36 MPa en todo el sistema, siendo la posición más crítica para el álabe A3. Finalmente, el rotor de 733.6 mm de diámetro presento un esfuerzo máximo de 2.20 MPa con un factor de seguridad de 26. Para el acero inoxidable, los resultados de esfuerzo máximo de los tres rotores fueron de 1.71, 1.28 y 2.16 MPa. Con factores de seguridad de 121, 162 y 96, las posiciones más críticas del sistema se presentaron a 30° para los rotores de 900 con solidez de 0.5 y 1.09. Mientras que para el rotor de 733.6 mm la posición más crítica fue a 60°, donde la mayor carga de presión se evidencio en el álabe A1. Finalmente, los resultados que se presentaron con la aleación de aluminio se dieron bajo las mismas condiciones de posicionamiento del rotor, con valores de esfuerzos máximos de 1.70, 1.29 y 2.19 MPa. Por tanto, los tres materiales satisfacen los esfuerzos a la que fue sometida la turbina, ya que estos valores son inferiores a valor de limite elástico de los materiales, este resultado es congruente con lo dicho por *Fateh et al.*, [92]. El procedimiento se llevó a cabo para los cuatro perfiles descritos en la sección 2.2.1, además, se evaluaron los rotores con diámetros de 900 y 733.6 mm con solidez de 1.09 para ambos rotores.

Figura 3- 12: Esfuerzos máximos generados en los rotores con perfil NACA 0025. Fuente: autor.

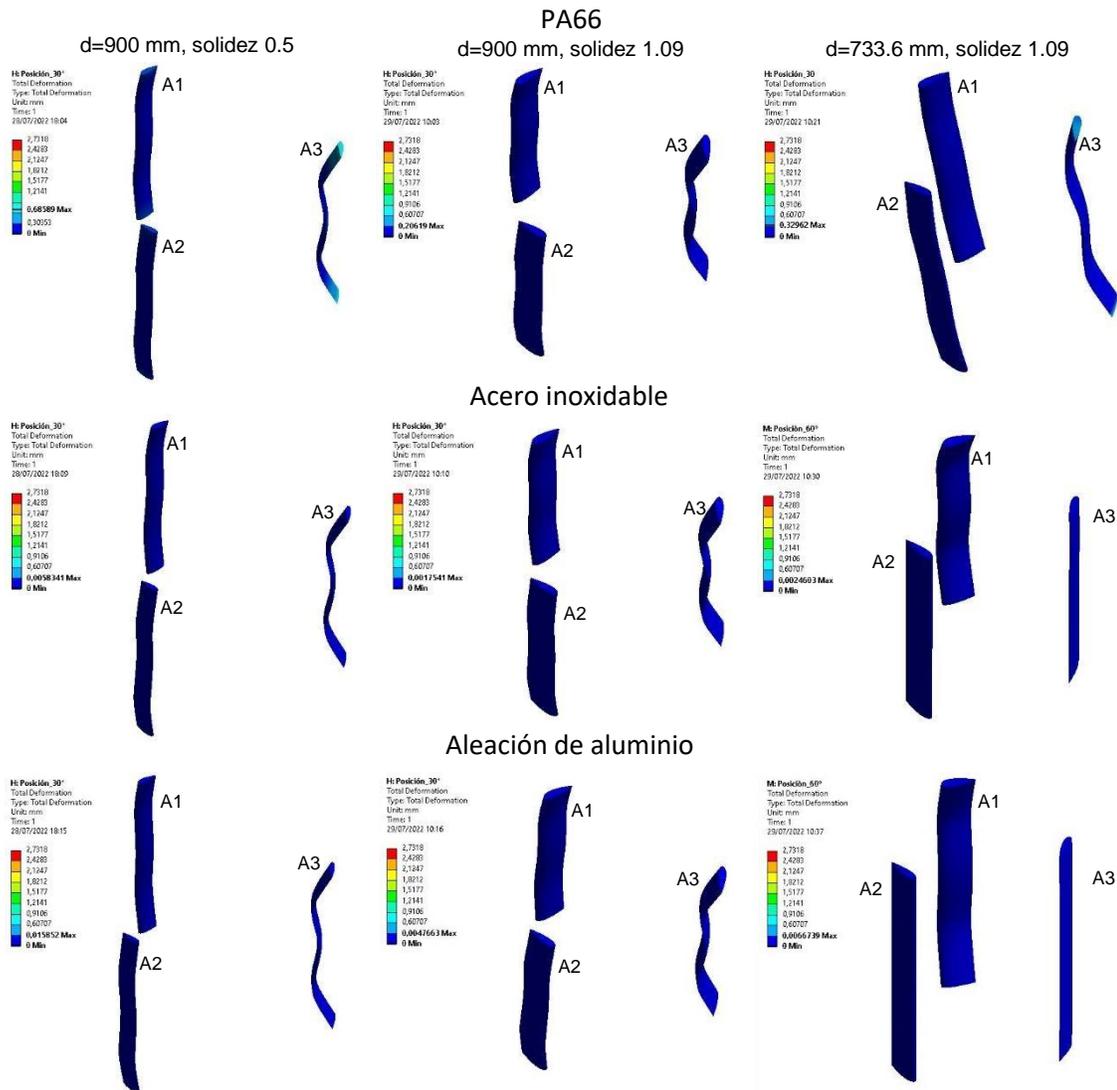


3.3.2. Análisis de deformación

La Figura 3- 13 presenta los resultados numéricos de la deformación a la que se ve sometida la turbina, por las condiciones de presión en el sistema dado a partir del cambio de posiciones de 0°, 30°, 60° y 90° respectivamente. Se tomó un valor máximo de 2.7318 mm y un valor mínimo entregado por defecto por el sistema de solución FEA. La figura presenta las deformaciones máximas, las cuales se presentaron con el material PA66 con valores de 0.69, 0.21 y 0.33 mm. Como se puede observar en la imagen, no se encuentra el origen de la referencia, es sobre el álabe A3 donde se presentan las mayores deformaciones, por tanto, se convierte en una posición crítica para el sistema. El cambio de material se ve reflejado en la capacidad de deformación que genera la

presión del flujo sobre el sistema, es por ello, que para los materiales como el acero inoxidable y la aleación de aluminio las deformaciones máximas del sistema fueron disminuyendo. Es así como, para el acero inoxidable los valores máximos de deformación fueron 0.01 mm para el rotor de solidez de 0.5, para el rotor de solidez de 1.09 el valor de deformación es de 0.0018 mm. Para el rotor de 733.6 mm fue de 0.0024 en la posición de 60° del ábabe A1. Finalmente, los resultados de deformación máxima alcanzados por la turbina simplificada, con el material de aleación de aluminio fueron de 0.016, 0.005 y 0.0067 mm.

Figura 3- 13: Deformaciones máximas generadas en los rotores con perfil NACA 0025. Fuente: autor.



3.4. Análisis de utilidad

Para estos cálculos se consideró el consumo promedio de una vivienda ubicada en el municipio de Puerto Concordia, en el departamento del Meta – Colombia. El municipio cuenta con una población de aproximadamente 5,462 habitantes [93]. En la cabecera municipal se encuentra poblada por 3,359 habitantes, mientras que en la zona rural hay 2,103 habitantes, de los cuales 1,152 pertenecen a las Zonas No Interconectadas (ZNI). El municipio cuenta con varios ríos, entre ellos el río Guayabero [94].

En la Tabla 10 se presentan los electrodomésticos que se encuentran en una vivienda promedio de esta región, además, sus valores de potencia nominal para determinar el consumo de energía. Estos valores han sido tomados a partir de un consumo promedio de una familia compuesta por cuatro integrantes.

Tabla 10: Consumo por horas en una vivienda ubicada en el municipio de Puerto Concordia, Meta. Fuente: autor.

Equipo	Potencia nominal (W)	Cantidad	Tiempo día (h/día)	Consumo día (Wh/día)	Consumo mes (Wh/mes)	Consumo año (Wh/año)
Nevera	350	1	12	4200	126000	1512000
Televisor	40	1	4	160	4800	57600
Radio	7	1	4	28	840	10080
Ventilador	45	1	3	135	4050	48600
Bombillos	25	4	5	500	15000	180000
Celular	2	2	2	8	240	2880
Consumo total (Wh)				5031/día	150930/mes	1811160/año
Consumo total (kWh)				5.03/día	150.93/mes	1811.16/año

Con el fin de garantizar la eficiencia del sistema, se realizaron los cálculos a partir del uso por horas y la cantidad de electrodomésticos con los que cuenta la vivienda. Por tanto, se asumió un consumo constante de 12 horas al día, para lo cual este sistema de generación debe suministrar una potencia de 419.25 W de manera instantánea, resultado que se obtuvo del consumo total por día dividido las 12 horas de consumo.

Además, se tuvo presente la afectación de la eficiencia en el sistema, dado que se requiere de la implementación de un generador eléctrico y un sistema de transmisión mecánica. En la Tabla 11 se presentan los valores de eficiencia de los elementos, de allí tomamos un valor promedio para efectos de los cálculos. Por tanto, el valor tomado para la eficiencia de generador eléctrico es de 0.88 y 0.78 para el sistema de transmisión mecánica.

Tabla 11: Valores de eficiencia de los elementos que componen un sistema de generación de energía. Fuente: autor.

Elemento	Eficiencia
Generador eléctrico	0.8 a 0.95
Transmisión mecánica	0.7 a 0.85

$$Potencia [W] = \frac{419.25 W}{(0.88)(0.78)} = 610.80 W$$

Para la presente demanda se debe garantizar la disponibilidad de energía, en este sentido tomamos el rotor que mejor desempeño presentó en este estudio. El rotor seleccionado fue el de 900 mm de diámetro y solidez de 1 con perfil NACA 0025, el cual genera una potencia máxima de 236.72 W según la evaluación numérica efectuada. Recordando la diferencia porcentual entre los resultados numéricos y los resultados experimentales reportados por *Dai & Lam* [53], que se encuentra entre el 30% y 40%, resulta conservador y pertinente suponer que el C_p numérico de 53% en realidad bajará aproximadamente a 34.5%, con lo que la generación estimada bajaría a unos 155.1 W (0.1551 kW). Es así como, para satisfacer esta demanda de energía, se requiere de la instalación de cuatro turbinas hidrocínéticas tipo H-Darrieus, ya que, con esa potencia generada se logra mantener el funcionamiento de los electrodomésticos de la vivienda.

Se estima que el costo total de la inversión para este tipo de proyectos es de 2.439 USD/kW generado, en el cual se incluye el generador, la transmisión mecánica y el rotor. Por tal motivo el costo de la inversión del proyecto sería de 378,29 USD por cada turbina, es decir unos 1.513,16 USD correspondientes a las cuatro turbinas [94]. La Tabla 12 presenta los valores de la inversión del proyecto, la cual comprende una inversión inicial y una inversión periódica, los cálculos fueron proyectados a diez años (10). Es así como, se hizo necesario conocer la tasa de cambio para el año en curso, la cual se encuentra en un valor promedio de 4.819,42 COP/USD (octubre de 2022). Por tanto, se requiere de una inversión en pesos colombianos de 7'292.532,36 COP para la compra de las cuatro turbinas y 4'100.000 COP para la obra civil y eléctrica. El modo de financiación del proyecto es 40% del patrimonio y el restante se asume con crédito, el cual se proyecta a cinco (5) años con una tasa de interés efectiva anual del 9,7%. Para lo cual el egreso mensual fijo es de 142.691,66 COP durante cinco años. Para la inversión periódica del mantenimiento, se calculó a partir del número de veces por año que se realiza. Los primeros tres años se calcularon a partir de dos mantenimientos en el año, y para los años siguientes, el costo se calculó para tres visitas por año durante los siete años siguientes de duración del proyecto. Para este cálculo se tuvo presente el valor de la inflación de 9.67% de octubre del 2022. Además, Los datos de ahorro calculados fueron a partir del valor del kWh generado, el cual es de 286.4 COP. Además, se le sumo la tasa de crecimiento a partir de la inflación y su aumento en el tiempo, el cual fue estimado a diez años. Es así como, en la Tabla 12 se presenta el flujo de caja durante el tiempo de duración del proyecto, allí se puede observar que los primeros años el flujo es negativo, ya que durante los primeros cinco

años se genera el egreso del crédito para la ejecución del proyecto. Por tanto, este comportamiento se debe a la inversión inicial, la cual alcanza a ser saldada en el quinto año.

Tabla 12: Relación de costos de la inversión en el tiempo. Fuente: autor

Concepto	Año										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Inversión inicial	0										
1.1. Turbinas (-)	7'292.532										
1.2. Obra civil (-)	1'500.000										
1.3. Obra eléctrica (-)	2'600.000										
Total de inversión (-)	11'392.532										
inversión periódica											
Mantenimiento	0	500.000	548.350	601.375	989.292	1'084.956	1'189.871	1'304.933	1'431.119	1'569.510	1'721.280
Recursos propios (+)	4'557.013										
Crédito requerido (-)	6'835.519										
Egreso del crédito	0	1'712.300	1'712.300	1'712.300	1'712.300	1'712.300					
Retorno (+)	0	1'535.177	1'683.629	1'846.436	2'024.986	2'220.802	2'435.554	2'671.072	2'929.365	3'212.634	3'523.296
Total neto	-6'835.519	-677.123	-577.021	-467.239	-676.605	-576.454	1'245.683	1'366.140	1'498.246	1'643.126	1'802.016

En la Tabla 13 se presenta la amortización de la inversión del proyecto a cinco años, el Anexo 3 se presenta el programa de amortización de los 60 meses con los cuales se calculó el crédito para el pago de la inversión del proyecto.

Tabla 13: Programa de amortización a cinco años. Fuente: autor.

Año	Interés	Capital	Saldo
1	584.639	1'127.661	5'707.859
2	475.915	1'236.385	4'471.474
3	356.709	1'355.591	3'115.883
4	226.009	1'486.291	1'629.592
5	82.708	1'629.592	0,0

4. Conclusiones

La hoja de ruta servirá de guía para identificar y evaluar, los principales aspectos a tener presentes al momento de diseñar una turbina hidrocínética tipo H-Darrieus. Esto con el fin de tener presente las posibles limitaciones que se pueden llegar a presentar en el desarrollo del modelo o prototipo de la turbina.

En el presente trabajo se realizó la evaluación comparativa de cuatro perfiles hidrodinámicos para una turbina tipo H-Darrieus, con velocidad de flujo constante de 1.0 m/s y valores de TSR de uno (1) a siete (7). Los resultados numéricos reportados del presente estudio se presentaron con tablas y figuras de C_p para diferentes valores de TSR. Esto con el fin de observar el comportamiento de parábola invertida de este dispositivo al ser evaluada a diferentes valores de TSR, las cuales presentaron un comportamiento típico alcanzando a valores máximos de C_p y mínimos, los valores mínimos corresponden a velocidades de rotación excesivamente altas.

A partir de las figuras de contorno de velocidad y presión, se logró observar el efecto de la solidez y los cambios de cuerda para cada radio de rotor que fue evaluado. Confirmando el fenómeno físico de diferencia de velocidad entre el extradós y el intradós de los perfiles hidrodinámicos y cómo se asocian las velocidades más bajas a las presiones más altas causando las fuerzas de sustentación y arrastre que generan el giro y par en el rotor por la interacción del fluido y la turbomáquina.

En el caso de los rotores con diámetro de 900 mm y perfiles NACA 0018 y 2415 con un valor de solidez de 0.5, se hizo necesario evaluarlos en un valor intermedio de TSR entre 3 y 4 ($TSR=3.5$), con el fin de conocer su coeficiente de operación máximo, ya que estos valores superan el límite establecido por *Betz*, motivo por el cual se requiere de validación experimental para comprobar el rendimiento de estos rotores. Mientras que los C_p máximos alcanzados por los rotores con perfiles 0025 y 4415 fueron de 0.572 y 0.496 respectivamente.

A partir de los resultados obtenidos de los cuatro perfiles modelados, se obtiene que el perfil NACA 0018 y 2415 presentaron mejores valores de C_p máximo para la solidez de 0.5, mientras que para la solidez de 1.0 los perfiles que alcanzaron valores máximos de C_p fueron los perfiles simétricos NACA 0018 y 0025, estos resultados en acuerdo con lo reportado por *Hashem & Mohamend* [38], quienes afirmaron que los perfiles simétricos presentan un mejor comportamiento en términos de coeficiente de potencia, frente a los perfiles asimétricos. Mientras que para la solidez de 1.5 los perfiles NACA 2415 y 4415 alcanzaron mayores valores de C_p máximos, respecto a los otros dos perfiles evaluados, estos resultados fueron alcanzados en un rango de valores de TSR de 2 a 4.

A partir de los resultados obtenidos con la variación de tipos de perfiles para el rotor de 900 mm de diámetro, se procedió a la variación del diámetro del rotor (900, 733.6 y 597.6 mm) y la longitud de cuerda, empleando valores de solidez de 1.09, 1.33 y 1.64, para un total de seis modelos de rotores con el perfil hidrodinámico NACA 0025. Estas variaciones geométricas permitieron conocer

la incidencia que tienen en la generación de potencia mecánica en el eje y en el rendimiento generado por la turbina tipo H-Darrieus. Estos valores de solidez han sido poco estudiados, ya que los valores máximos de solidez comúnmente reportados en la literatura llegan hasta 0.89, lo cual permitió conocer el rendimiento de la turbina H-Darrieus bajo estas características [47].

Además, se obtuvieron resultados de par, potencia y coeficiente de potencia generados por los rotores modelados. Determinando las condiciones de máximos y mínimos de cada rotor para valores de TSR evaluados. Es así como el rotor cuyas características geométricas de 450 mm de radio y longitud de cuerda 163.50 mm, alcanzó un máximo de par generado de 48.09 Nm y una potencia de 211.60 W, siendo 49.25% mayores que el del rotor de 366.8 mm de radio para el mismo valor de solidez de 1.09. Por tanto, se confirma lo dicho por *Dai & Lam* [53]. Es así como, los rotores de diámetro de 900 y 733.6 mm presenta un mayor rango de operación frente al cambio de valores de TSR, los cuales van desde 1 hasta 4 hasta llegar a la zona de frenado. Mientras que el rotor de diámetro de 597.8 mm y solidez de 1.64 su rango de operación es mucho más pequeño, ya que se encuentra entre los valores de TSR 1 al 3, alcanzando su valor máximo de generación del Par y Cp en TSR 1. Por tanto, se hace necesario evaluar este rotor en condiciones de valor de TSR por debajo de 1.

Estos resultados numéricos fueron contrastados con los resultados experimentales reportados por *Dai & Lam* [53]. Donde se evidencia el mismo comportamiento, es decir, un efecto negativo en el rendimiento a partir del aumento de la solidez en el rango mayor a 1.09. Es así como, la diferencia de los resultados de simulación frente a los resultados experimentales alcanzados por el referente fue del 41% para el rotor de 900 mm, 41% para el rotor de 733.6 mm y 34% para el rotor de 597.8 mm de diámetro con valores de solidez de 1.09. Así como, para la solidez de 1.33 la diferencia entre los resultados numéricos y experimentales fueron de 38% y 31% para los rotores de 733.6 y 597.8 mm de diámetro. Y finalmente la diferencia que se presentó entre los resultados numéricos y experimentales para el rotor de 597.8 mm de diámetro y solidez de 1.64 fue del 32%. Cabe resaltar que tanto los estudios experimentales como los estudios numéricos presentan algunas limitaciones, lo que hace que los resultados puedan variar significativamente. Evidenciando que los rotores de 900 mm de diámetro y solidez de 1 y 1.09 presentan mejores rendimientos, respecto a los resultados experimentales con los que el presente estudio se está comparando.

El presente estudio, estimo los esfuerzos y las deformaciones de la turbina H-Darrieus utilizando el análisis por elementos finitos (*FEA*), donde se logra evidenciar como los esfuerzos y las deformaciones máximas, se presentan en los puntos de soporte (abocardados) y en los extremos de los álabes. Mostrando así la concentración de esfuerzos y deformaciones de la turbina en diferentes posiciones. Los valores más bajos de factor de seguridad se presentaron con el material PA66, esto no representa un riesgo de falla, ya que los valores de seguridad para los tres rotores fueron de 34, 42 y 26 evaluados con este material. Estos valores ilustran que los tres rotores con un material PA66, son seguros desde el punto de vista de la resistencia. Ya que los valores de factor de seguridad para una turbina en estado estático esta entre 6 a 8. Los resultados indican que los

materiales probados tienen la capacidad de resistencia frente a las presiones ejercidas por el flujo en diferentes posiciones del rotor. Además, se concluye que los tres materiales evaluados cumplen con el factor de seguridad, evidenciando así que la turbina puede ser construida bajo los parámetros de diseño establecidos.

Recomendaciones

Para futuros trabajos se recomienda emplear otros tipos de perfil, con la configuración de rotores más compactos que pueden mejorar el rendimiento de la turbina.

Además, se sugiere probar con diferentes velocidades de flujos, para conocer el rendimiento de la turbina respecto a este cambio en una de sus variables externas.

También se recomienda realizar simulaciones CFD en 3D, para conocer el comportamiento de este dispositivo, frente a los resultados numéricos que son alcanzados en las simulaciones 2D. Además, se recomienda profundizar igualmente en los estudios de fluido-estructura, donde se configuren otros materiales bajo condiciones críticas, para predecir el comportamiento estructural de la turbina.

Igualmente se recomienda, realizar pruebas experimentales que permitan validar los resultados de simulación alcanzados en el presente trabajo.

Anexo 1

En el presente anexo se ilustra las figuras 3-14, 3-15 y 3-16 de presión, esfuerzo y deformación en las posiciones de 0°, 30°, 60° y 90°. Esto se hizo con los cuatro perfiles evaluados, además, se presenta la figura donde se observa la presión en cada uno de los álabes para las cuatro posiciones evaluadas.

Figura 3- 14: Presión importada para cuatro posiciones fijas, (a) 0°, (b) 30°, (c) 60° y (d). Fuente: autor.

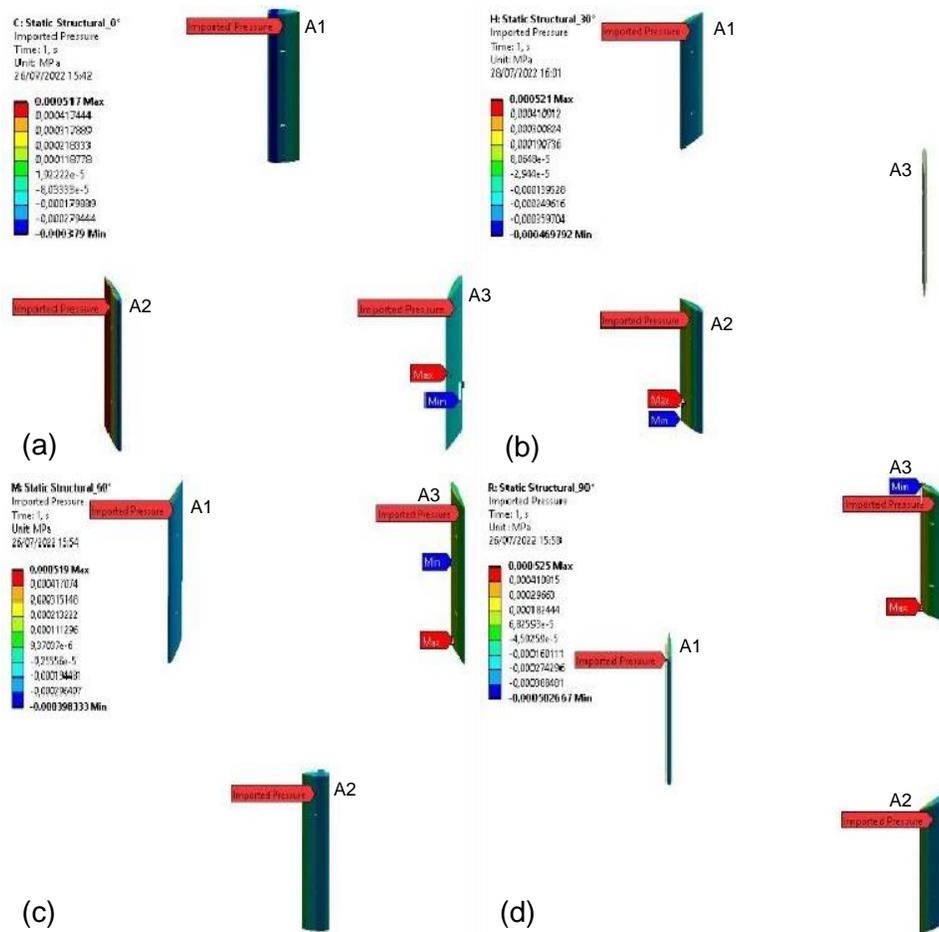


Figura 3- 15: Esfuerzos máximos de cada álabe a partir del posicionamiento 0°, 30°, 60° y 90°. Fuente: autor.

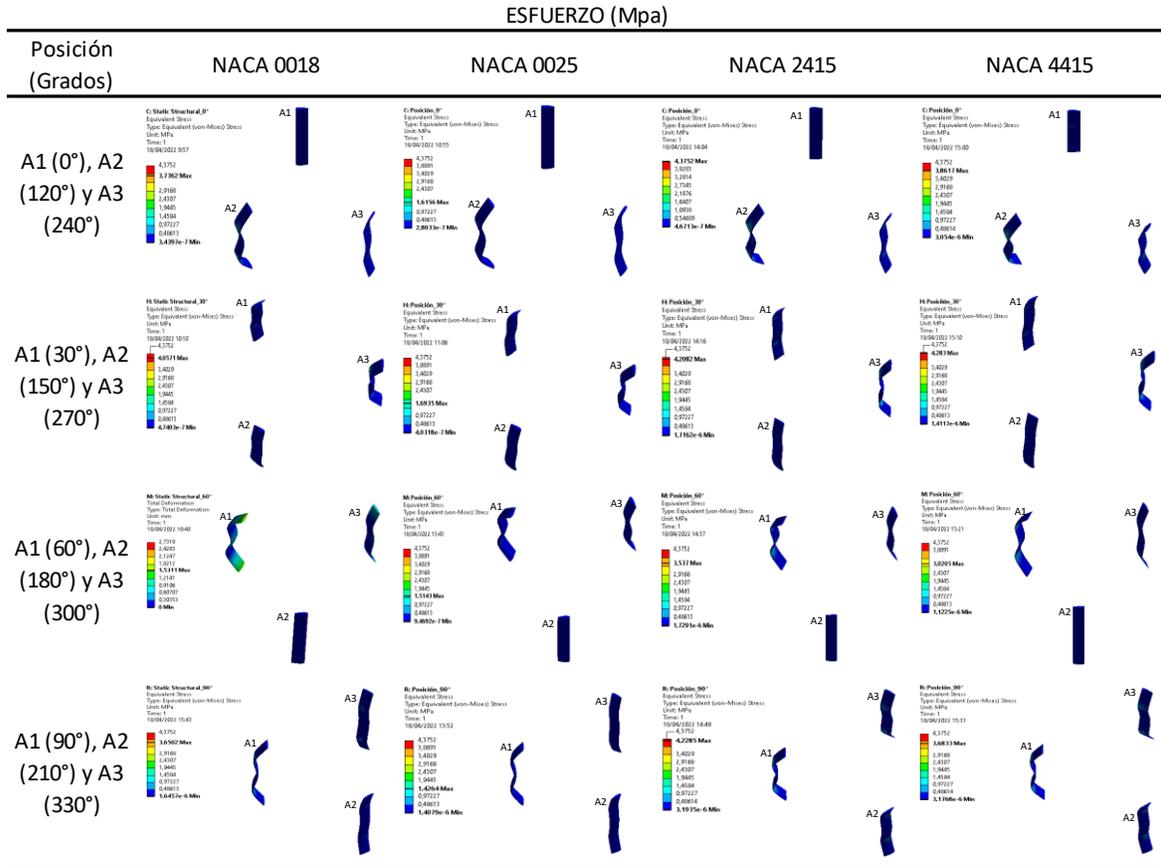
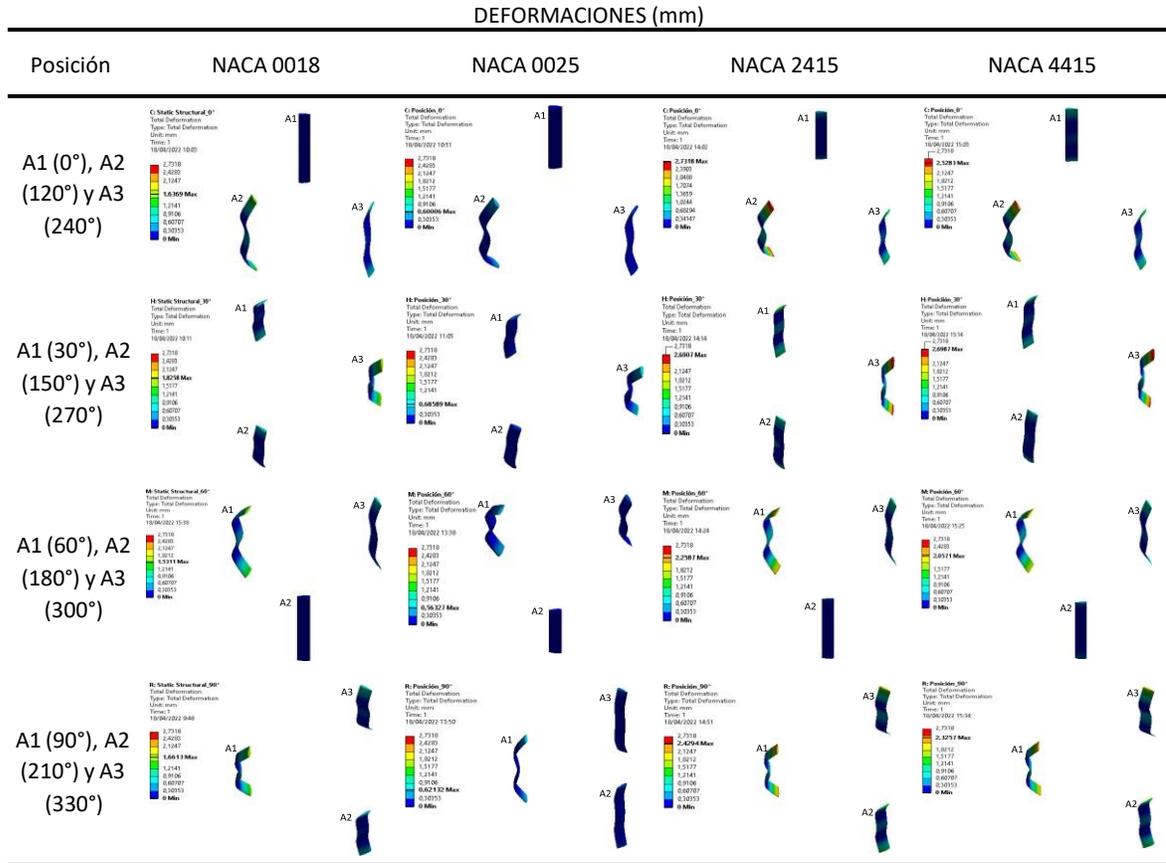


Figura 3- 16: Deformación máxima de cada ábete a partir del posicionamiento 0°, 30°, 60° y 90°. Fuente: autor.



Anexo 2

Se presentan las Tabla 14, Tabla 15 y Tabla 16, allí se presenta los resultados de simulación estructural. En el cual, se desarrolló el análisis para cada uno de los modelos de rotor propuestos. Los cuales presentaron valores de esfuerzo y deformación y las posiciones de 0°, 30°, 60° y 90°, posiciones en las cuales el rotor se posiciono de manera estática.

Tabla 14: Resultados de simulaciones FEA con PA66. Fuente: autor.

Posición (grados)	NACA 0018, d=900 mm y solidez 0.5			NACA 0025, d=900 mm y solidez 0.5			NACA 2415, d=900 mm y solidez 0.5			NACA 4415, d=900 mm y solidez 0.5			NACA 0025, d=900 mm y solidez 1.09			NACA 0025, d=733.6 mm y solidez 1.09		
	δ_{max} (mm)	σ_{max} (MPa)	Fs	δ_{max} (mm)	σ_{max} (MPa)	Fs	δ_{max} (mm)	σ_{max} (MPa)	Fs	δ_{max} (mm)	σ_{max} (MPa)	Fs	δ_{max} (mm)	σ_{max} (MPa)	Fs	δ_{max} (mm)	σ_{max} (MPa)	Fs
0	0.08	0.17	344	0.02	0.05	1199	0.56	0.91	63	0.96	1.50	38	0.01	0.11	497	0.01	0.07	865
30	0.95	2.15	27	0.31	0.76	75	1.34	2.13	27	1.14	1.80	32	0.09	0.66	87	0.16	1.38	41
60	1.53	3.34	17	0.56	1.51	38	2.26	3.54	16	2.06	3.02	19	0.17	1.08	53	0.29	2.33	24
90	1.66	3.65	16	0.62	1.43	40	2.43	4.23	14	2.33	3.68	16	0.20	1.15	50	0.32	2.16	26
120	1.64	3.74	15	0.60	1.62	35	2.73	4.38	13	2.53	3.86	15	0.20	1.07	53	0.33	1.97	29
150	0.73	1.57	36	0.28	0.68	84	1.01	1.54	37	0.80	1.26	45	0.09	0.53	108	0.12	0.74	77
180	0.03	0.06	1032	0.01	0.03	2236	0.24	0.37	153	0.42	0.63	91	0.00	0.04	1277	0.00	0.10	566
210	0.76	1.71	33	0.29	0.70	82	1.36	2.33	25	1.44	2.37	24	0.08	0.62	93	0.10	0.88	65
240	0.71	1.63	35	0.27	0.74	77	1.30	2.09	27	1.26	1.94	29	0.03	0.16	356	0.00	0.05	1196
270	1.83	4.06	14	0.69	1.69	34	2.69	4.21	14	2.70	4.28	13	0.21	1.36	42	0.33	2.20	26
300	0.71	1.54	37	0.29	0.78	73	1.09	1.70	34	1.08	1.58	36	0.00	0.19	293	0.00	0.06	984
330	1.01	2.16	26	0.32	0.73	78	1.80	3.17	18	1.89	2.90	20	0.10	0.71	81	0.15	1.26	45

Tabla 15: Resultados de simulaciones FEA con Acero Inoxidable. Fuente: autor.

Posición (grados)	NACA 0018, d=900 mm y solidez 0.5			NACA 0025, d=900 mm y solidez 0.5			NACA 2415, d=900 mm y solidez 0.5			NACA 4415, d=900 mm y solidez 0.5			NACA 0025, d=900 mm y solidez 1.09			NACA 0025, d=733.6 mm y solidez 1.09		
	δ_{max} (mm)	σ_{max} (MPa)	Fs	δ_{max} (mm)	σ_{max} (MPa)	Fs	δ_{max} (mm)	σ_{max} (MPa)	Fs	δ_{max} (mm)	σ_{max} (MPa)	Fs	δ_{max} (mm)	σ_{max} (MPa)	Fs	δ_{max} (mm)	σ_{max} (MPa)	Fs
0	0.00	0.15	1378	0.00	0.05	4361	0.00	0.92	226	0.01	1.54	134	0.00	0.12	1774	0.00	0.06	3274
30	0.01	1.98	105	0.00	0.77	267	0.01	2.19	94	0.01	1.85	112	0.00	0.62	335	0.00	1.32	157
60	0.01	3.09	67	0.00	1.46	142	0.02	3.64	57	0.02	3.15	66	0.00	1.04	199	0.00	2.16	96
90	0.01	3.32	62	0.01	1.43	144	0.02	4.18	50	0.02	3.66	57	0.00	1.12	184	0.00	2.04	101
120	0.01	3.38	61	0.01	1.56	133	0.02	4.40	47	0.02	3.94	52	0.00	1.05	197	0.00	1.83	113
150	0.01	1.47	141	0.00	0.68	302	0.01	1.57	132	0.01	1.28	162	0.00	0.51	409	0.00	0.73	285
180	0.00	0.05	3787	0.00	0.03	8164	0.00	0.38	542	0.00	0.64	323	0.00	0.04	4690	0.00	0.10	2088
210	0.01	1.54	134	0.00	0.70	296	0.01	2.30	90	0.01	2.33	89	0.00	0.60	343	0.00	0.86	242
240	0.01	1.48	140	0.00	0.71	290	0.01	2.10	99	0.01	1.999	104	0.00	0.16	1306	0.00	0.05	4289
270	0.02	3.73	56	0.01	1.71	121	0.02	4.31	48	0.02	4.39	47	0.00	1.28	162	0.00	2.06	101
300	0.01	1.43	145	0.00	0.75	274	0.01	1.75	118	0.01	1.65	125	0.00	0.19	1103	0.00	0.06	3741
330	0.01	1.96	105	0.00	0.74	280	0.02	3.14	66	0.02	2.99	69	0.00	0.71	291	0.00	1.22	1.70

Tabla 16: Resultados de simulaciones FEA con Aluminio. Fuente: autor.

Posición (grados)	NACA 0018, d=900 mm y solidez 0.5			NACA 0025, d=900 mm y solidez 0.5			NACA 2415, d=900 mm y solidez 0.5			NACA 4415, d=900 mm y solidez 0.5			NACA 0025, d=900 mm y solidez 1.09			NACA 0025, d=733.6 mm y solidez 1.09		
	δ_{max} (mm)	σ_{max} (MPa)	Fs	δ_{max} (mm)	σ_{max} (MPa)	Fs	δ_{max} (mm)	σ_{max} (MPa)	Fs	δ_{max} (mm)	σ_{max} (MPa)	Fs	δ_{max} (mm)	σ_{max} (MPa)	Fs	δ_{max} (mm)	σ_{max} (MPa)	Fs
0	0.00	0.15	1840	0.00	0.05	5903	0.01	0.92	306	0.02	1.53	183	0.00	0.12	2404	0.00	0.06	4424
30	0.02	2.00	1.40	0.01	0.77	362	0.03	1.56	179	0.03	1.84	152	0.00	0.62	449	0.00	1.32	211
60	0.04	0.31	896	0.01	1.47	191	0.05	3.62	77	0.05	3.12	90	0.00	1.05	268	0.01	2.19	128
90	0.04	3.36	83	0.01	1.43	196	0.06	4.19	67	0.05	3.64	77	0.00	1.13	248	0.01	2.06	136
120	0.04	3.42	82	0.01	1.57	178	0.06	4.39	64	0.06	3.93	71	0.00	1.06	265	0.01	1.85	151
150	0.02	1.47	191	0.01	0.68	409	0.02	1.56	179	0.02	1.28	219	0.00	0.51	550	0.00	0.73	384
180	0.00	0.05	5100	0.00	0.03	11031	0.01	0.38	737	0.01	0.64	440	0.00	0.04	6323	0.00	0.10	2809
210	0.02	1.57	178	0.01	0.70	402	0.03	2.30	122	0.03	2.34	120	0.00	0.61	462	0.00	0.86	326
240	0.02	.50	187	0.01	0.72	390	0.03	2.10	134	0.03	1.98	142	0.00	0.16	1761	0.00	0.05	5809
270	0.04	3.77	74	0.02	1.70	164	0.06	4.29	65	0.06	4.37	64	0.00	1.29	217	0.01	2.08	134
300	0.02	1.44	194	0.01	0.76	370	0.03	1.74	161	0.02	1.64	171	0.00	0.19	1480	0.00	0.06	5018
330	0.02	1.99	141	0.01	0.74	379	0.04	3.15	89	0.04	2.98	94	0.00	0.71	395	0.00	1.23	228

Anexo 3

Tabla 17: Programa de amortización. Fuente: autor.

Periodo	Interés	Capital	Saldo	Periodo	interés	Capital	Saldo
0			\$ 6.835.519,4	31	\$ 29.331,40	\$ 113.360,26	\$ 3.695.912,53
1	\$ 52.633,50	\$ 90.058,16	\$ 6.745.461,25	32	\$ 28.458,53	\$ 114.233,14	\$ 3.581.679,39
2	\$ 51.940,05	\$ 90.751,61	\$ 6.654.709,64	33	\$ 27.578,93	\$ 115.112,73	\$ 3.466.566,66
3	\$ 51.241,26	\$ 91.450,40	\$ 6.563.259,24	34	\$ 26.692,56	\$ 115.999,10	\$ 3.350.567,56
4	\$ 50.537,10	\$ 92.154,57	\$ 6.471.104,68	35	\$ 25.799,37	\$ 116.892,29	\$ 3.233.675,27
5	\$ 49.827,51	\$ 92.864,16	\$ 6.378.240,52	36	\$ 24.899,30	\$ 117.792,36	\$ 3.115.882,91
6	\$ 49.112,45	\$ 93.579,21	\$ 6.284.661,31	37	\$ 23.992,30	\$ 118.699,36	\$ 2.997.183,54
7	\$ 48.391,89	\$ 94.299,77	\$ 6.190.361,54	38	\$ 23.078,31	\$ 119.613,35	\$ 2.877.570,19
8	\$ 47.665,78	\$ 95.025,88	\$ 6.095.335,66	39	\$ 22.157,29	\$ 120.534,37	\$ 2.757.035,82
9	\$ 46.934,08	\$ 95.757,58	\$ 5.999.578,08	40	\$ 21.229,18	\$ 121.462,49	\$ 2.635.573,34
10	\$ 46.196,75	\$ 96.494,91	\$ 5.903.083,17	41	\$ 20.293,91	\$ 122.397,75	\$ 2.513.175,59
11	\$ 45.453,74	\$ 97.237,92	\$ 5.805.845,25	42	\$ 19.351,45	\$ 123.340,21	\$ 2.389.835,38
12	\$ 44.705,01	\$ 97.986,65	\$ 5.707.858,59	43	\$ 18.401,73	\$ 124.289,93	\$ 2.265.545,45
13	\$ 43.950,51	\$ 98.741,15	\$ 5.609.117,44	44	\$ 17.444,70	\$ 125.246,96	\$ 2.140.298,48
14	\$ 43.190,20	\$ 99.501,46	\$ 5.509.615,98	45	\$ 16.480,30	\$ 126.211,36	\$ 2.014.087,12
15	\$ 42.424,04	\$ 100.267,62	\$ 5.409.348,36	46	\$ 15.508,47	\$ 127.183,19	\$ 1.886.903,93
16	\$ 41.651,98	\$ 101.039,68	\$ 5.308.308,68	47	\$ 14.529,16	\$ 128.162,50	\$ 1.758.741,42
17	\$ 40.873,98	\$ 101.817,69	\$ 5.206.491,00	48	\$ 13.542,31	\$ 129.149,35	\$ 1.629.592,07
18	\$ 40.089,98	\$ 102.601,68	\$ 5.103.889,32	49	\$ 12.547,86	\$ 130.143,80	\$ 1.499.448,27
19	\$ 39.299,95	\$ 103.391,71	\$ 5.000.497,60	50	\$ 11.545,75	\$ 131.145,91	\$ 1.368.302,36
20	\$ 38.503,83	\$ 104.187,83	\$ 4.896.309,77	51	\$ 10.535,93	\$ 132.155,73	\$ 1.236.146,62
21	\$ 37.701,59	\$ 104.990,08	\$ 4.791.319,69	52	\$ 9.518,33	\$ 133.173,33	\$ 1.102.973,29
22	\$ 36.893,16	\$ 105.798,50	\$ 4.685.521,19	53	\$ 8.492,89	\$ 134.198,77	\$ 968.774,52
23	\$ 36.078,51	\$ 106.613,15	\$ 4.578.908,04	54	\$ 7.459,56	\$ 135.232,10	\$ 833.542,42
24	\$ 35.257,59	\$ 107.434,07	\$ 4.471.473,97	55	\$ 6.418,28	\$ 136.273,39	\$ 697.269,04
25	\$ 34.430,35	\$ 108.261,31	\$ 4.363.212,66	56	\$ 5.368,97	\$ 137.322,69	\$ 559.946,34
26	\$ 33.596,74	\$ 109.094,93	\$ 4.254.117,73	57	\$ 4.311,59	\$ 138.380,08	\$ 421.566,27
27	\$ 32.756,71	\$ 109.934,96	\$ 4.144.182,78	58	\$ 3.246,06	\$ 139.445,60	\$ 282.120,67
28	\$ 31.910,21	\$ 110.781,46	\$ 4.033.401,32	59	\$ 2.172,33	\$ 140.519,33	\$ 141.601,33
29	\$ 31.057,19	\$ 111.634,47	\$ 3.921.766,85	60	\$ 1.090,33	\$ 141.601,33	\$ 0,00
30	\$ 30.197,60	\$ 112.494,06	\$ 3.809.272,79				

Bibliografía

- [1] E. Álvarez-Álvarez, M. Rico-Secades, A. Fernández-Jiménez, R. Espina-Valdés, E. L. Corominas, and A. J. Calleja-Rodríguez, "Hydrodynamic water tunnel for characterization of hydrokinetic microturbines designs," *Clean Technol. Environ. Policy*, vol. 22, no. 9, pp. 1843–1854, Nov. 2020, doi: 10.1007/s10098-020-01924-w.
- [2] NACIONES UNIDAS, "La Agenda 2030 y los Objetivos de Desarrollo Sostenible," 978-92-1-058643-6, 2019.
https://repositorio.cepal.org/bitstream/handle/11362/40155/24/S1801141_es.pdf
- [3] H. (Ministerio de M. y E. Martínez, *Plan Energético Nacional 2006-2025, Contexto y Estrategias*. 2007. [Online]. Available:
http://www.upme.gov.co/Docs/PLAN_ENERGETICO_NACIONAL_2007.pdf
- [4] UPME, "Plan Energetico Nacional Colombia: Ideario Energético 2050," *Unidad Planeación Min. Energética, Repub. Colomb.*, p. 184, 2015, [Online]. Available:
http://www.upme.gov.co/Docs/PEN/PEN_IdearioEnergetico2050.pdf
- [5] M. Antonio, C. Camargo, W. Javier, and H. Ramirez, "Atlas del Potencial Hidroenergetico de Colombia," pp. 1–160, 2015.
- [6] ACOLGEN, "Análisis de los servicios Complementarios para el Sistema Interconectado Nacional (SIN)," 2018. [Online]. Available: <https://acolgen.org.co/portfolio/estudio-servicios-complementarios>
- [7] UPME, "Hidroenergía," *Atlas Potencial Hidroenergético Colomb.*, pp. 25–36, 2015.
- [8] UPME, "Sistema de Información Ambiental Minero Energético. Obtenido de Gestión Integral del Agua," 2010. <https://www1.upme.gov.co/siame/Paginas/Gestion-integral-del-agua.aspx>
- [9] UPME, *Plan Indicativo de Expansión de Cobertura de Energía Eléctrica*. 2013.
- [10] C. García, "upme_028_ENERGIZACION EN ZONAS NO INTERCONECTADAS.pdf." pp. 1–188, 1997.
- [11] W. I. Ibrahim, M. R. Mohamed, R. M. T. R. Ismail, P. K. Leung, W. W. Xing, and A. A. Shah, "Hydrokinetic energy harnessing technologies: A review," *Energy Reports*, vol. 7, pp. 2021–2042, Nov. 2021, doi: 10.1016/j.egy.2021.04.003.
- [12] S. Hazim, A. El Ouatuati, M. Taha Janan, and A. Ghennioui, "Performance of a hydrokinetic turbine using a theoretical approach," *Energy Reports*, vol. 6, pp. 317–324, Feb. 2020, doi: 10.1016/j.egy.2019.08.062.
- [13] A. M. Macias and J. Andrade, "Estudio de generación bajo escenarios de cambio climático," p. 8, 2014, [Online]. Available:
http://www1.upme.gov.co/sites/default/files/generacion_electrica_bajo_escenarios_cam bio_climatico.pdf

- [14] C. Cardona-Mancilla, J. S. Del Río, E. Chica-Arrieta, and D. Hincapié-Zuluaga, "Horizontal axis hydrokinetic turbines: A literature review," *Tecnol. y Ciencias del Agua*, vol. 9, no. 3, pp. 180–197, 2018, doi: 10.24850/j-tyca-2018-03-08.
- [15] N. S. Çetin, M. A. Yurdusev, R. Ata, and A. Özdemir, "Assessment of optimum tip speed ratio of wind turbines," *Math. Comput. Appl.*, vol. 10, no. 1, pp. 147–154, 2005, doi: 10.3390/mca10010147.
- [16] X. Liang, S. Fu, B. Ou, C. Wu, C. Y. H. Chao, and K. Pi, "A computational study of the effects of the radius ratio and attachment angle on the performance of a Darrieus-Savonius combined wind turbine," *Renew. Energy*, vol. 113, pp. 329–334, 2017, doi: 10.1016/j.renene.2017.04.071.
- [17] H. J. Vermaak, K. Kusakana, and S. P. Koko, "Status of micro-hydrokinetic river technology in rural applications: A review of literature," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 29, pp. 625–633, 2014, doi: 10.1016/j.rser.2013.08.066.
- [18] T. Ikoma, K. Masuda, S. Fujio, H. Nakada, H. Maeda, and C. K. Rheem, "Characteristics of hydrodynamic forces and torque on Darrieus type water turbines for current power generation systems with CFD computations," *Ocean. MTS/IEEE Kobe-Tech-Ocean'08 - Voyag. Towar. Futur. OTO'08*, 2008, doi: 10.1109/OCEANSKOB.2008.4531094.
- [19] S. P. Koko, K. Kusakana, and H. J. Vermaak, "Micro-hydrokinetic river system modelling and analysis as compared to wind system for remote rural electrification," *Electr. Power Syst. Res.*, vol. 126, pp. 38–44, Sep. 2015, doi: 10.1016/j.epsr.2015.04.018.
- [20] C. S. Ferreira, G. Van Bussel, and G. Van Kuik, "2D CFD simulation of dynamic stall on a vertical axis wind turbine: Verification and validation with PIV measurements," *Collect. Tech. Pap. - 45th AIAA Aerosp. Sci. Meet.*, vol. 23, no. January, pp. 16191–16201, 2007, doi: 10.2514/6.2007-1367.
- [21] M. Shiono, K. Suzuki, and S. Kiho, "Experimental study of the characteristics of a Darrieus turbine for tidal power generation," *Electr. Eng. Japan (English Transl. Denki Gakkai Ronbunshi)*, vol. 132, no. 3, pp. 38–47, 2000, doi: 10.1002/1520-6416(200008)132:3<38::AID-EEJ6>3.0.CO;2-E.
- [22] G. Abdalrahman, W. Melek, and F. S. Lien, "Pitch angle control for a small-scale Darrieus vertical axis wind turbine with straight blades (H-Type VAWT)," *Renew. Energy*, vol. 114, pp. 1353–1362, 2017, doi: 10.1016/j.renene.2017.07.068.
- [23] M. A. Yurdusev, R. Ata, and N. S. Çetin, "Assessment of optimum tip speed ratio in wind turbines using artificial neural networks," *Energy*, vol. 31, no. 12, pp. 2153–2161, 2006, doi: 10.1016/j.energy.2005.09.007.
- [24] A. R. Sengupta, A. Biswas, and R. Gupta, "Studies of some high solidity symmetrical and unsymmetrical blade H-Darrieus rotors with respect to starting characteristics, dynamic performances and flow physics in low wind streams," *Renew. Energy*, vol. 93, pp. 536–547, 2016, doi: 10.1016/j.renene.2016.03.029.
- [25] S. Brusca, F. Cucinotta, A. Galvagno, R. Lanzafame, S. Mauro, and M. Messina, "Oscillating

- Water Column Wave Energy Converter by means of straight-bladed Darrieus turbine,” *Energy Procedia*, vol. 82, pp. 766–773, 2015, doi: 10.1016/j.egypro.2015.11.809.
- [26] P. Marsh, D. Ranmuthugala, I. Penesis, and G. Thomas, “Three-dimensional numerical simulations of straight-bladed vertical axis tidal turbines investigating power output, torque ripple and mounting forces,” *Renew. Energy*, vol. 83, pp. 67–77, 2015, doi: 10.1016/j.renene.2015.04.014.
- [27] O. S. Mohamed, A. A. Ibrahim, A. K. Etman, A. A. Abdelfatah, and A. M. R. Elbaz, “Numerical investigation of Darrieus wind turbine with slotted airfoil blades,” *Energy Convers. Manag. X*, vol. 5, no. November 2019, p. 100026, 2020, doi: 10.1016/j.ecmx.2019.100026.
- [28] Y. T. Lee and H. C. Lim, “Numerical study of the aerodynamic performance of a 500W Darrieus-type vertical-axis wind turbine,” *Renew. Energy*, vol. 83, pp. 407–415, 2015, doi: 10.1016/j.renene.2015.04.043.
- [29] R. Gosselin, G. Dumas, and M. Boudreau, “Parametric study of H-Darrieus vertical-axis turbines using CFD simulations,” *J. Renew. Sustain. Energy*, vol. 8, no. 5, 2016, doi: 10.1063/1.4963240.
- [30] M. J. Khan, M. T. Iqbal, and J. E. Quaicoe, “Design considerations of a straight bladed darrieus rotor for river current turbines,” *IEEE Int. Symp. Ind. Electron.*, vol. 3, no. 2, pp. 1750–1755, 2006, doi: 10.1109/ISIE.2006.295835.
- [31] S. B. Qamar and I. Janajreh, “A comprehensive analysis of solidity for cambered darrieus VAWTs,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 42, no. 30, pp. 19420–19431, 2017, doi: 10.1016/j.ijhydene.2017.06.041.
- [32] M. Omid, M. Farhadi, and M. Jafari, “Numerical study on the effect of using spiral tube with lobed cross section in double-pipe heat exchangers,” *J. Therm. Anal. Calorim.*, vol. 134, no. 3, pp. 2397–2408, 2018, doi: 10.1007/s10973-018-7579-y.
- [33] P. M. Kumar, K. R. Ajit, M. R. Surya, N. Srikanth, and T.-C. Lim, “On the self starting of darrieus turbine : An experimental investigation with secondary rotor,” in *2017 Asian Conference on Energy, Power and Transportation Electrification (ACEPT)*, Oct. 2017, pp. 1–7. doi: 10.1109/ACEPT.2017.8168545.
- [34] S. Joo, H. Choi, and J. Lee, “Aerodynamic characteristics of two-bladed H-Darrieus at various solidities and rotating speeds,” *Energy*, vol. 90, pp. 439–451, 2015, doi: 10.1016/j.energy.2015.07.051.
- [35] I. A. Tunio, M. A. Shah, T. Hussain, K. Harijan, N. H. Mirjat, and A. H. Memon, “Investigation of duct augmented system effect on the overall performance of straight blade Darrieus hydrokinetic turbine,” *Renew. Energy*, vol. 153, pp. 143–154, 2020, doi: 10.1016/j.renene.2020.02.012.
- [36] S. Shimizu *et al.*, “Starting system for darrieus water turbine of tidal stream electricity generation,” *Proc. Int. Conf. Offshore Mech. Arct. Eng. - OMAE*, vol. 6, pp. 3–8, 2016, doi: 10.1115/OMAEE2016-55143.

- [37] S. Hoerner, S. Abbaszadeh, T. Maître, O. Cleyne, and D. Thévenin, "Characteristics of the fluid–structure interaction within Darrieus water turbines with highly flexible blades," *J. Fluids Struct.*, vol. 88, pp. 13–30, 2019, doi: 10.1016/j.jfluidstructs.2019.04.011.
- [38] I. Hashem and M. H. Mohamed, "Aerodynamic performance enhancements of H-rotor Darrieus wind turbine," *Energy*, vol. 142, pp. 531–545, 2018, doi: 10.1016/j.energy.2017.10.036.
- [39] M. H. Mohamed, A. Dessoky, and F. Alqurashi, "Blade shape effect on the behavior of the H-rotor Darrieus wind turbine: Performance investigation and force analysis," *Energy*, vol. 179, pp. 1217–1234, 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.05.069.
- [40] A. Sagharichi, T. N. Ghaghelestani, and S. Toudarbari, "Impact of harmonic pitch functions on performance of Darrieus wind turbine," *J. Clean. Prod.*, vol. 241, no. 2019, pp. 1–13, 2019, doi: 10.1016/j.jclepro.2019.118310.
- [41] M. T. Asr, E. Z. Nezhad, F. Mustapha, and S. Wiriadidjaja, "Study on start-up characteristics of H-Darrieus vertical axis wind turbines comprising NACA 4-digit series blade airfoils," *Energy*, vol. 112, pp. 528–537, 2016, doi: 10.1016/j.energy.2016.06.059.
- [42] S. Antheaume, T. Maître, and J. L. Achard, "Hydraulic Darrieus turbines efficiency for free fluid flow conditions versus power farms conditions," *Renew. Energy*, vol. 33, no. 10, pp. 2186–2198, 2008, doi: 10.1016/j.renene.2007.12.022.
- [43] R. Malki, I. Masters, A. J. Williams, and T. Nick Croft, "Planning tidal stream turbine array layouts using a coupled blade element momentum - computational fluid dynamics model," *Renew. Energy*, vol. 63, pp. 46–54, 2014, doi: 10.1016/j.renene.2013.08.039.
- [44] National Aeronautics and Space Administration (NASA), "Aerodynamics Index." <https://www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/airplane/short.html>
- [45] P. M. Kumar, M. M. R. Surya, and N. Srikanth, "On the improvement of starting torque of darrieus wind turbine with trapped vortex airfoil," *2017 IEEE Int. Conf. Smart Grid Smart Cities, ICSGSC 2017*, pp. 120–125, 2017, doi: 10.1109/ICSGSC.2017.8038561.
- [46] J. M. R. Gorle, L. Chatellier, F. Pons, and M. Ba, "Sensitivity analysis of the performance of a Darrieus hydrokinetic turbine in uncertain operating conditions," *Sustain. Energy Technol. Assessments*, vol. 46, p. 101247, Aug. 2021, doi: 10.1016/j.seta.2021.101247.
- [47] D. Velasco, O. López Mejía, and S. Laín, "Numerical simulations of active flow control with synthetic jets in a Darrieus turbine," *Renew. Energy*, vol. 113, pp. 129–140, 2017, doi: 10.1016/j.renene.2017.05.075.
- [48] F. Balduzzi, A. Bianchini, G. Ferrara, and L. Ferrari, "Dimensionless numbers for the assessment of mesh and timestep requirements in CFD simulations of Darrieus wind turbines," *Energy*, vol. 97, pp. 246–261, 2016, doi: 10.1016/j.energy.2015.12.111.
- [49] D. H. Didane, N. Rosly, M. F. Zulkafli, and S. S. Shamsudin, "Numerical investigation of a novel contra-rotating vertical axis wind turbine," *Sustain. Energy Technol. Assessments*, vol. 31, no. November 2018, pp. 43–53, 2019, doi: 10.1016/j.seta.2018.11.006.

- [50] A. Bianchini, F. Balduzzi, P. Bachant, G. Ferrara, and L. Ferrari, "Effectiveness of two-dimensional CFD simulations for Darrieus VAWTs: a combined numerical and experimental assessment," *Energy Convers. Manag.*, vol. 136, pp. 318–328, 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.01.026.
- [51] F. Balduzzi, A. Bianchini, R. Maleci, G. Ferrara, and L. Ferrari, "Critical issues in the CFD simulation of Darrieus wind turbines," *Renew. Energy*, vol. 85, pp. 419–435, 2016, doi: 10.1016/j.renene.2015.06.048.
- [52] O. López, D. Meneses, B. Quintero, and S. Laín, "Computational study of transient flow around Darrieus type cross flow water turbines," *J. Renew. Sustain. Energy*, vol. 8, no. 1, 2016, doi: 10.1063/1.4940023.
- [53] Y. M. Dai and W. H. Lam, "Numerical study of straight-bladed Darrieus-type tidal turbine," *Proc. Inst. Civ. Eng. Energy*, vol. 162, no. 2, pp. 67–76, 2009, doi: 10.1680/ener.2009.162.2.67.
- [54] S. Lain and C. Osorio, "Simulation and evaluation of a straight-bladed darrieus-type cross flow marine turbine," *J. Sci. Ind. Res. (India)*, vol. 69, no. 12, pp. 906–912, 2010.
- [55] R. Lanzafame, S. Mauro, and M. Messina, "2D CFD modeling of H-Darrieus Wind Turbines using a transition turbulence model," *Energy Procedia*, vol. 45, pp. 131–140, 2014, doi: 10.1016/j.egypro.2014.01.015.
- [56] S. Wang, D. B. Ingham, L. Ma, M. Pourkashanian, and Z. Tao, "Numerical investigations on dynamic stall of low Reynolds number flow around oscillating airfoils," *Comput. Fluids*, vol. 39, no. 9, pp. 1529–1541, 2010, doi: 10.1016/j.compfluid.2010.05.004.
- [57] H. F. Lam and H. Y. Peng, "Study of wake characteristics of a vertical axis wind turbine by two- and three-dimensional computational fluid dynamics simulations," *Renew. Energy*, vol. 90, pp. 386–398, 2016, doi: 10.1016/j.renene.2016.01.011.
- [58] T. Maître, E. Amet, and C. Pellone, "Modeling of the flow in a Darrieus water turbine: Wall grid refinement analysis and comparison with experiments," *Renew. Energy*, vol. 51, pp. 497–512, 2013, doi: 10.1016/j.renene.2012.09.030.
- [59] M. Zamani, S. Nazari, S. A. Moshizi, and M. J. Maghrebi, "Three dimensional simulation of J-shaped Darrieus vertical axis wind turbine," *Energy*, vol. 116, pp. 1243–1255, 2016, doi: 10.1016/j.energy.2016.10.031.
- [60] B. E. Launder and D. B. Spalding, "The numerical computation of turbulent flows," *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, vol. 3, no. 2, pp. 269–289, 1974, doi: 10.1016/0045-7825(74)90029-2.
- [61] Q. Xiao, W. Liu, and A. Incecik, "Flow control for VATT by fixed and oscillating flap," *Renew. Energy*, vol. 51, pp. 141–152, 2013, doi: 10.1016/j.renene.2012.09.021.
- [62] S. Paudel and N. Saenger, "Grid refinement study for three dimensional CFD model involving incompressible free surface flow and rotating object," *Comput. Fluids*, 2017, doi: 10.1016/j.compfluid.2016.10.025.

- [63] José *et al.*, "Vertical axis Darrieus turbines: State of the art research," *Int. J. Eng. Res. Technol.*, vol. 14, no. 0974–3154, pp. 708–716, 2021, [Online]. Available: https://www.ripublication.com/irph/ijert21/ijertv14n7_13.pdf
- [64] "No Title." <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/node67.htm>
- [65] B. E. Launder and D. B. Spalding, "The numerical computation of turbulent flows," *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, vol. 3, no. 2, pp. 269–289, Mar. 1974, doi: 10.1016/0045-7825(74)90029-2.
- [66] W. C. Schleicher, J. D. Riglin, and A. Oztekin, "Numerical characterization of a preliminary portable micro-hydrokinetic turbine rotor design," *Renew. Energy*, vol. 76, pp. 234–241, Apr. 2015, doi: 10.1016/j.renene.2014.11.032.
- [67] J. Riglin, C. Daskiran, J. Jonas, W. C. Schleicher, and A. Oztekin, "Hydrokinetic turbine array characteristics for river applications and spatially restricted flows," *Renew. Energy*, vol. 97, pp. 274–283, Nov. 2016, doi: 10.1016/j.renene.2016.05.081.
- [68] S. H. Han, J. S. Park, K. S. Lee, W. S. Park, and J. H. Yi, "Evaluation of vertical axis turbine characteristics for tidal current power plant based on in situ experiment," *Ocean Eng.*, vol. 65, pp. 83–89, 2013, doi: 10.1016/j.oceaneng.2013.03.005.
- [69] M. A. Singh, A. Biswas, and R. D. Misra, "Investigation of self-starting and high rotor solidity on the performance of a three S1210 blade H-type Darrieus rotor," *Renew. Energy*, vol. 76, pp. 381–387, 2015, doi: 10.1016/j.renene.2014.11.027.
- [70] P. M. Kumar, K. R. Ajit, M. R. Surya, N. Srikanth, and T. C. Lim, "On the self starting of Darrieus turbine :An Experimental investigation with secondary rotor," *2017 Asian Conf. Energy, Power Transp. Electrification ACEPT 2017*, vol. 2017-Decem, pp. 1–7, 2017, doi: 10.1109/ACEPT.2017.8168545.
- [71] V. Patel, T. I. Eldho, and S. V. Prabhu, *Experimental investigations on Darrieus straight blade turbine for tidal current application and parametric optimization for hydro farm arrangement*, vol. 17. Elsevier Ltd, 2017. doi: 10.1016/j.ijome.2017.01.007.
- [72] V. Patel, T. I. Eldho, and S. V. Prabhu, "Performance enhancement of a Darrieus hydrokinetic turbine with the blocking of a specific flow region for optimum use of hydropower," *Renew. Energy*, vol. 135, pp. 1144–1156, 2019, doi: 10.1016/j.renene.2018.12.074.
- [73] A. E. Benchikh Le Hocine, S. Poncet, and J. Lacey, "Numerical Modeling of a Darrieus Horizontal Axis Shallow-Water Turbine," *J. Energy Eng.*, vol. 146, no. 5, p. 04020050, 2020, doi: 10.1061/(asce)ey.1943-7897.0000700.
- [74] M. Elkhoury, T. Kiwata, and E. Aoun, "Experimental and numerical investigation of a three-dimensional vertical-axis wind turbine with variable-pitch," *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.*, vol. 139, pp. 111–123, Apr. 2015, doi: 10.1016/j.jweia.2015.01.004.
- [75] G. Saini and R. P. Saini, "Numerical Investigation of the Effect of Blade Profile of a Darrieus Hydrokinetic Turbine," *2018 5th IEEE Uttar Pradesh Sect. Int. Conf. Electr. Electron.*

- Comput. Eng. UPCON 2018*, no. November, 2018, doi: 10.1109/UPCON.2018.8597073.
- [76] C. M. Niebuhr, M. van Dijk, V. S. Neary, and J. N. Bhagwan, "A review of hydrokinetic turbines and enhancement techniques for canal installations: Technology, applicability and potential," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 113, no. June, p. 109240, 2019, doi: 10.1016/j.rser.2019.06.047.
- [77] Z. Liu, H. Qu, and H. Shi, "Numerical Study on Self-Starting Performance of Darrieus Vertical Axis Turbine for Tidal Stream Energy Conversion," *Energies*, vol. 9, no. 10, p. 789, Sep. 2016, doi: 10.3390/en9100789.
- [78] D. Pico Saltos, G; Pico Saltos, R; Mendoza, "Turbinas Hidrocínéticas De Eje Vertical Helicoidal," *Rev. científico*, vol. 14, no. 1, pp. 1–13, 2018, [Online]. Available: <https://revistas.udg.co.cu/index.php/roca/article/view/267>
- [79] M. S. Guney, "Evaluation and measures to increase performance coefficient of hydrokinetic turbines," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 8, pp. 3669–3675, 2011, doi: 10.1016/j.rser.2011.07.009.
- [80] G. Saini and R. P. Saini, "Numerical Investigation of the Effect of Blade Profile of a Darrieus Hydrokinetic Turbine," *2018 5th IEEE Uttar Pradesh Sect. Int. Conf. Electr. Electron. Comput. Eng. UPCON 2018*, no. January 2019, 2018, doi: 10.1109/UPCON.2018.8597073.
- [81] C. E. Ramírez D, Rubio-Clemente A, "Desing and numerical analysis of an efficient H-Darrieus vertical-axis hydrokinetic turbine," *J. Mech. Eng. Sci.*, vol. 13, no. 4, pp. 6036–6058, 2019, doi: <https://doi.org/10.15282/jmes.13.4.2019.21.0477> Design.
- [82] D. Velasco, O. López Mejia, and S. Laín, "Numerical simulations of active flow control with synthetic jets in a Darrieus turbine," *Renew. Energy*, vol. 113, pp. 129–140, Dec. 2017, doi: 10.1016/j.renene.2017.05.075.
- [83] A. E. Benchikh Le Hocine, R. W. Jay Lacey, and S. Poncet, "Multiphase modeling of the free surface flow through a Darrieus horizontal axis shallow-water turbine," *Renew. Energy*, vol. 143, pp. 1890–1901, 2019, doi: 10.1016/j.renene.2019.06.010.
- [84] G. Saini and R. P. Saini, "Comparative investigations for performance and self-starting characteristics of hybrid and single Darrieus hydrokinetic turbine," *Energy Reports*, vol. 6, pp. 96–100, 2020, doi: 10.1016/j.egy.2019.11.047.
- [85] M. H. Mohamed, A. M. Ali, and A. A. Hafiz, "CFD analysis for H-rotor Darrieus turbine as a low speed wind energy converter," *Eng. Sci. Technol. an Int. J.*, vol. 18, no. 1, pp. 1–13, Mar. 2015, doi: 10.1016/j.jestch.2014.08.002.
- [86] C. Daskiran, J. Riglin, W. Schleicher, and A. Oztekin, "Transient analysis of micro-hydrokinetic turbines for river applications," *Ocean Eng.*, vol. 129, pp. 291–300, Jan. 2017, doi: 10.1016/j.oceaneng.2016.11.020.
- [87] Z. F. M. K and C. G. L. L, "Análisis numérico de la interacción fluido -estructura en el rotor de un generador eólico," 2019.
- [88] A. Dessoky, G. Bangga, T. Lutz, and E. Krämer, "Aerodynamic and aeroacoustic

- performance assessment of H-rotor darrieus VAWT equipped with wind-lens technology,” *Energy*, vol. 175, pp. 76–97, 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.03.066.
- [89] M. Raciti Castelli, A. Englaro, and E. Benini, “The Darrieus wind turbine: Proposal for a new performance prediction model based on CFD,” *Energy*, vol. 36, no. 8, pp. 4919–4934, Aug. 2011, doi: 10.1016/j.energy.2011.05.036.
- [90] Z. Liu, H. Qu, and H. Shi, “Numerical Study on Self-Starting Performance of Darrieus Vertical Axis Turbine for Tidal Stream Energy Conversion,” *Energies*, vol. 9, no. 10, p. 789, Sep. 2016, doi: 10.3390/en9100789.
- [91] M. S. Guney, “Evaluation and measures to increase performance coefficient of hydrokinetic turbines,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 8, pp. 3669–3675, 2011, doi: 10.1016/j.rser.2011.07.009.
- [92] F. Ferroudji and C. Khelifi, “Structural Strength Analysis and Fabrication of a Straight Blade of an H-Darrieus Wind Turbine,” *J. Appl. Comput. Mech.*, vol. 7, no. 3, pp. 1276–1282, 2021, doi: 10.22055/jacm.2020.31452.1876.
- [93] “Estado de la cobertura eléctrica (ZNI).” <https://regioncentralrape.gov.co/wp-content/uploads/2020/04/ESTADO-DE-LA-COBERTURA-ELECTRICA-Y-LAS-ZONAS-NO-INTERCONECTADAS-EN-LA-REGIÓN-CENTRAL-3-1.pdf>
- [94] “INFORME DE COSTOS DE TECNOLOGÍAS DE GENERACIÓN.” <https://www.cne.cl/wp-content/uploads/2020/03/ICTG-Marzo-2020.pdf>