



Institución Universitaria

**Evaluación de prototipos de rotores de
turbinas hidrocinéticas de eje horizontal
con diferentes perfiles hidrodinámicos con
posible aplicación en picogeneración**

Juan Diego Betancur Gómez

Instituto Tecnológico Metropolitano

Facultad de Ingenierías

Medellín, Colombia

2020

Evaluación de prototipos de rotores de turbinas hidrocinéticas de eje horizontal con diferentes perfiles hidrodinámicos con posible aplicación en picogeneración

Juan Diego Betancur Gómez

Tesis presentada como requisito parcial para optar al título de:

Magister en Gestión Energética Industrial

Director (a):

Mg. Juan Gonzalo Ardila Marín

Codirector (a):

Ph.D Edwin Lenin Chica Arrieta

Línea de Investigación: Computación avanzada y diseño digital.

Grupo de Investigación: MATyER

Materiales Avanzados y Energía

Instituto Tecnológico Metropolitano

Facultad de Ingeniería

Medellín, Colombia

2020

Dedicatoria

A mis padres Gabriela y Efrén por brindarme su apoyo incondicional durante toda mi vida. Gracias a ustedes he llegado hasta aquí.

A mi hermana Carolina, por estar ahí todos los días y en especial en esas noches oscuras y tormentosas.

A mis primos, tíos y abuelos porque de una u otra forma hacen parte de lo que soy.

A mi tutor, guía, maestro y amigo Juan Gonzalo por preocuparse y entenderme como persona y brindarme un acompañamiento integral.

A mis amigos de laboratorio por su apoyo en el día a día con este proyecto.

A mis amigos de toda la vida por su constante apoyo, por sus risas y momentos de distensión.

A Nikola Tesla por ser mi inspiración como profesional y persona.

A mi novia Daniela por su apoyo, acompañamiento e infinita comprensión.

Agradecimientos

Agradecimientos al ITM por poner a mi disposición las instalaciones y equipos necesarios para el desarrollo de esta tesis.

Agradecimientos a la Universidad de Antioquia y al grupo de energías renovables en cabeza de mi cotutor Edwin Lenin Chica por la ayuda con la experimentación.

Agradecimientos al laboratorio de simulación, modelamiento y prototipado del ITM, y al laboratorista Miyer Valdés por la manufactura de los rotores y apoyo constante en este proyecto.

Referencia del autor

A continuación, se detallan los productos de generación y apropiación de conocimiento derivados de este trabajo de investigación.

Artículos:

J.D. Betancur G, J.G. Ardila M, A. Ruiz S and E.L Chica A. "Aerodynamic profiles for applications in horizontal axis hydrokinetic turbines". International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET), Volume 10, Issue 03, pp. 1962-1973. (April 2019). ISSN Print: 0976 – 6340, ISSN Online: 0976 – 6359.

J.D. Betancur G, J.G. Ardila M, Chica E. "Design and hydrodynamic analysis of horizontal-axis hydrokinetic turbine with three different hydrofoils by CFD". Journal of Applied Engineering Science. Volume 18, No. 4, pp. 529-536, 2020. ISSN: 1451-4117, E-ISSN: 1821-3197. 10.5937/jaes0-25273

J.D Betancur, A Ruiz, M.J Valdés. "Cavitation in materials used in the manufacture of hydraulic turbines: review". International Journal of Civil Engineering and Technology. Volume.10 fasc.4 p.2251 - 2258, 2019. ISSN: 0976-6316.

J.D. Betancur G, J.G. Ardila M, E.L Chica A, J. A. Graciano U, S. Velez G. "Evaluation of the Fluid-Structure Interaction of a Hydrokinetic Turbine Blade by Computational Fluid Dynamics and Finite Element Analysis". International Journal of Engineering Research and Technology. Volume 13, Number 12, pp. 4706-4711, 2020. ISSN: 0974-3154.

Ponencia:

Betancur G., Juan D.; Ardila M., Juan G. "Aerodynamic Performance Evaluation of a NACA 4415 Profile by means of Computational Fluid Dynamics" I International Congress on Biorefineries and Renewable Energies Supported by TIC:: Business opportunities based on technologies and innovation BRESTIC, organizado por Universidad Cooperativa de Colombia - Medellín 2018/09/20, <https://doi.org/10.16925/greylit.2048>

Resumen

Las poblaciones a las orillas del Rio Atrato en el departamento del Chocó han sido afectadas de manera directa por el conflicto armado en Colombia, además la falta de energía eléctrica en más de 24.000 hogares del departamento y el reducido número de horas de servicio en el resto de las Zonas No Interconectadas (ZNI) se asocian a los altos índices de pobreza. Fuentes alternativas como las turbinas hidrocínicas pueden mejorar las condiciones de energía eléctrica en estas zonas con un bajo impacto ambiental, pero al ser una tecnología emergente debe ser más estudiada para entender de una mejor manera su fenomenología y posibles incrementos en su rendimiento. La evaluación numérica y experimental de rotores en condiciones específicas de operación dependiendo el perfil hidrodinámico dejan como resultado curvas de eficiencia para los prototipos evaluados que aprovechen al máximo las condiciones de flujo de un determinado lugar. Teniendo en cuenta lo anterior el objetivo principal de esta tesis fue evaluar numérica y experimentalmente tres prototipos de rotores de turbinas hidrocínicas de eje horizontal con diferentes perfiles hidrodinámicos (NACA 4412, EPPLER E817 y NREL S802) para una velocidad de flujo de $1,4 \text{ m s}^{-1}$. Inicialmente se diseñaron tres rotores, cada uno con un perfil hidrodinámico diferente, estos fueron utilizados para la evaluación numérica. Las simulaciones se hicieron por medio de la dinámica de fluidos computacional, se utilizó el modelo turbulencia $k-\omega$ SST y la variable que se obtuvo fue el par de torsión. Para la experimentación se utilizaron los rotores hechos por medio de manufactura aditiva, estos se evaluaron en el banco de pruebas del ITM, donde se realizaron ensayos a velocidades cercanas a $1,4 \text{ m s}^{-1}$ y se varió el voltaje de frenado para tomar medidas de par de torsión a diferentes RPM. Finalmente se crearon las curvas experimentales y numéricas de coeficiente de potencia (C_p) contra la velocidad de punta del álabe (TSR). Los resultados de simulación y experimentales muestran que el rotor hecho con el perfil EPPLER E817 tuvo un mejor comportamiento que los otros dos.

Palabras clave: Energías Renovables, Turbinas de río, Energía hidrocínica, CFD, Experimentación.

Abstract

The populations on the banks of the river in the Chocó department have been affected directly by the armed conflict in Colombia, further, the absence of electrical energy in more than 24.000 homes in the department and the small number of operating hours in the rest of the Non Interconnected Zones (ZNI) are associated to the high indices of poverty. Alternative sources as the hydrokinetic turbines can improve the electrical energy conditions in these zones with a low environmental impact, but as it is an emerging technology, should be more studied to understand in a better way its phenomenology and possible increments in its performance.

The numerical and experimental assessment of rotors in specific operation conditions depending on the hydrodynamic profile gives as result efficiency curves for the evaluated prototypes that take maximum advantage of the flow conditions of a determined place. Considering the previous, the principal objective of this thesis was to asses numerical and experimentally three rotors prototypes of horizontal axis hydrokinetic turbines with different hydrodynamic profiles for a flow velocity of $1,4\text{m s}^{-1}$.

Firstly, were designed three rotors, each one with a different hydrodynamic profile and were used for the numerical assessment. The simulations were performed through the computational fluid dynamics. The SST turbulence model was employed, and the variable obtained was the torque.

For the experimental part, the rotors made with additive manufacturing were evaluated through the ITM's test bed, doing tests with a velocity of a $1,4\text{m s}^{-1}$ and varying the braking voltage to get torque measures with different RPM.

Finally, the numerical and experimental curves of power coefficient vs TSR were obtained. The results show the simulations are a good technique to characterize rotors in a reliable and economic way.

Keywords: Renewable Energies, River Turbines, Hydrokinetic Energy, CFD, Experimentation.

Contenido

	Pag.
Introducción	1
1. Marco Teórico y Estado del Arte.....	5
1.1 Perfiles hidrodinámicos.....	5
1.2 Turbinas hidráulicas	8
1.2.1 Diseño de turbinas de eje horizontal	10
1.2.2 Simulación	11
1.2.3 Pruebas experimentales.....	13
2. Metodología.....	17
2.1 Diseño del rotor	17
2.1.1 Elección de perfiles	17
2.1.2 Metodología BEM	19
2.1.3 Rotores en diseño asistido por computador.....	23
2.2 Metodología de simulación.....	25
2.3 Metodología de experimentación.....	29
3. Resultados y discusión	35
3.1 Diseño de rotores de turbinas hidrocínicas de eje horizontal.....	35
3.1.1 Rotor con perfil NACA 4412	35
3.1.2 Rotor con perfil EPPLER E817.....	37
3.1.3 Rotor con perfil NREL S802	38
3.1.4 Comparación de rotores	38
3.1.5 Diseño del cubo.....	41
3.2 Simulación del comportamiento hidrodinámico de los rotores	42
3.2.1 Resultado de estudio de malla.....	42
3.2.2 Perfiles de velocidad	48
3.2.3 Perfiles de presión.....	52
3.2.4 Curvas numéricas de coeficiente de potencia vs TSR	57
3.3 Fabricación y análisis experimental del funcionamiento de los rotores.....	59
3.3.1 Fabricación de rotores	59
3.3.2 Curvas experimentales de coeficiente de potencia contra TSR.....	62
3.3.3 Análisis económico.....	65
4. Conclusiones y recomendaciones	69
4.1 Conclusiones	69
4.2 Recomendaciones	70

Lista de figuras

Pág.

Figura 1. a) Potencial de biomasa total. Fuente:[5]. b) Potencial eólico anual por probabilidad de vientos. Fuente: [5]. c) Potencial Solar anual. Fuente: [5].	2
Figura 2. a) Potencial hidroenergético por río. Fuente: [6] b) Cobertura eléctrica por departamentos. Fuente: [5].	3
Figura 3. Esquema de la geometría de un perfil aerodinámico. Fuente: [13].	5
Figura 4. Fuerzas en un perfil aerodinámico. Fuente: autor.	6
Figura 5. Coeficiente de sustentación a diferentes ángulos de ataque para Reynolds de 190.000. Fuente: [16].	8
Figura 6. Clasificación de turbinas por disposición de su rotor. Fuente: Adaptado de [27].	9
Figura 7. Tipos de turbinas hidrocínicas. Fuente: Adaptado de [32].	10
Figura 8. Estelas producidas por una THK a diferentes TSR. Fuente: [44].	12
Figura 9. Contorno de magnitud de vorticidad sobre dos álabes diferentes. Fuente: [45].	13
Figura 10. Estructura de catamarán. a) Fuente: [51]. b) Fuente: [50].	14
Figura 11. Perfil NACA 4412. Fuente: Airfoil tools [11].	18
Figura 12. Perfil Eppler E817. Fuente: Airfoil tools [11].	19
Figura 13. Perfil NREL S802. Fuente: Airfoil tools [11].	19
Figura 14. Coeficiente de potencia de diferentes rotores con los perfiles seleccionados. Fuente: autor.	22
Figura 15. Patrón de perfiles en el eje z, vista en perspectiva y frontal. Fuente: autor.	24
Figura 16. Volumen de control con rotor. Fuente: autor.	24
Figura 17. Condiciones de frontera del sistema. Fuente: autor.	26
Figura 18. Estudio de malla para rotor con perfil NACA 4412. Fuente: autor.	43
Figura 19. Estudio de malla para rotor con perfil S802. Fuente: autor.	44
Figura 20. Estudio de malla para rotor con perfil E817. Fuente: autor.	44
Figura 21. a) Inflación alrededor del álabe. b) Densidad de elementos en el álabe. c) Volumen de control rotativo. Fuente: autor.	27
Figura 22 Banco experimental de balsa con sistema de poleas.	29
Figura 23. Rotor y carcasa hermética sumergidos en la piscina. Fuente: autor.	30
Figura 24. Componentes del banco experimental de riel. Fuente: autor.	31

Figura 25. Interior de la carcasa hermética. Fuente: autor.	32
Figura 26. Variación de la cuerda con respecto a la sección del álabe para diferentes TSR usando el perfil NACA 4412. Fuente: autor.	36
Figura 27. Variación del alabeo con respecto a las secciones del álabe para diferentes TSR usando el perfil NACA 4412. Fuente: autor.	36
Figura 28. Comportamiento del coeficiente de potencia para rotores construidos con el perfil NACA 4412 bajo las mismas condiciones iniciales variando el TSR. Fuente: autor.	37
Figura 29. Comportamiento del coeficiente de potencia para rotores construidos con el perfil EPPLER E817 bajo las mismas condiciones iniciales variando el TSR. Fuente: autor.	38
Figura 30. Comportamiento del coeficiente de potencia para rotores construidos con el perfil NREL S802 bajo las mismas condiciones iniciales variando el TSR. Fuente: autor.	39
Figura 31. Comparación de coeficiente de potencia contra TSR para rotores diseñados con perfil EPPLER E817, NACA 4412 y NREL S802. Fuente: autor.	40
Figura 32. Cuerda en cada sección del álabe para el mejor rotor por perfil. Fuente: autor.	40
Figura 33. Alabeo en cada sección del álabe para el mejor rotor por perfil. Fuente: autor.	41
Figura 34. Álaves construidos con perfil a) 4412 b) E817 c) S802. Fuente: autor.	41
Figura 35. Diseño del cubo para fabricación y simulación. Fuente: autor.	42
Figura 36. Cubo y álabe construido con perfil a) 4412 b) E817 c) S802. Fuente: autor.	42
Figura 37. Perfil de velocidad de rotor construido con NACA 4412. Fuente: autor.	50
Figura 38. Perfil de velocidad de un rotor completo. Fuente: [62].	50
Figura 39. Perfiles de velocidad para diferentes TSR y en distintas secciones del álabe para el rotor NACA 4412. Fuente: autor.	51
Figura 40. Perfil de presión completo del rotor construido con perfil NACA 4412. Fuente: autor.	53
Figura 41. Perfiles de presión para TSR= 1 en turbina con perfil NACA 4412 a diferentes secciones a) 30% b) 50% c) 70% d) 90%. Fuente: autor.	54
Figura 42. Contornos de presión para álabe con perfil NACA 4412 visto por la parte superior e inferior para TSR=1. Fuente: autor.	54
Figura 43. Perfiles de presión para TSR= 4 en turbina con perfil NACA 4412 a diferentes secciones a) 30% b) 50% c) 70% d) 90%. Fuente: autor.	55
Figura 44. Contornos de presión para álabe con perfil NACA 4412 visto por la parte superior e inferior para TSR=4. Fuente: autor.	56

Figura 45. Perfiles de presión para TSR= 1 en turbina con perfil NREL S802 (arriba) y Eppler E817 (abajo) para diferentes secciones a) 30% b) 50% c) 70% d) 90%. Fuente: autor.	57
Figura 46. Comparación de curvas de coeficiente de potencia para el rotor con perfil NACA 4412 y NREL S802. Fuente: autor.	58
Figura 47. Comportamiento de la variable de salida en el tiempo para la malla más fina. Fuente: autor.	45
Figura 48. Comportamiento del par de torsión para estudio de refinamiento de malla. Fuente: autor.	46
Figura 49. Curva de funcionamiento del rotor Eppler con incertidumbre numérica. Fuente: autor.	47
Figura 50. Comparación de curvas de coeficiente de potencia. Fuente: autor.	48
Figura 51. Modelado de impresión de rotor NACA 4412 con soportes. Fuente: autor.	60
Figura 52. Rotor NACA 4412 con manufactura aditiva. Fuente: autor.	61
Figura 53. Proceso de remoción de material en el centro de mecanizado de Parque i. Fuente: autor.	61
Figura 54. Álabes S802 fabricados con manufactura aditiva. Fuente: autor.	62
Figura 55. Curvas de coeficiente de potencia vs TSR numéricas y experimentales. Fuente: autor.	63
Figura 56. Comportamiento del coeficiente de potencia de una THK con un flujo estable y con un flujo inestable. Fuente: [55].	64
Figura 57. a) ZNI. Fuente: [1] b) ZOMAC. Fuente: Presidencia de la Republica de Colombia 2017 [4] c) Índice de pobreza municipal para áreas rurales. Fuente: [65].	73
Figura 58. Línea de flujo de agua que atraviesa un disco anular teórico de un espesor de Δr de un radio "r". Fuente: [66].	74
Figura 59. Esquema de turbina dentro de tubo de corriente con representación de cambios de presión y velocidad. Fuente: Adaptado de [67].	75
Figura 60. Variación de la cuerda con respecto a la sección del álabe para diferentes TSR usando el perfil EPPLER E817. Fuente: autor.	77
Figura 61. Variación del alabeo con respecto a las secciones del álabe para diferentes TSR usando el perfil EPPLER E817. Fuente: autor.	78
Figura 62. Variación de la cuerda con respecto a la sección del álabe para diferentes TSR usando el perfil NREL S802. Fuente: autor.	78

Figura 63. Variación del alabeo con respecto a las secciones del álabe para diferentes TSR usando el perfil NREL S802. Fuente: autor.	79
Figura 64. Perfil de velocidad para NREL S802 TSR 1 a 30%, 50%,70%,90%. Fuente: autor.	80
Figura 65. Perfil de velocidad para NREL S802 TSR 3 a 30%, 50%, 70%, 90%. Fuente: autor.	80
Figura 66. Perfil de velocidad para NREL S802 TSR 4 a 30%, 50%, 70%, 90%. Fuente: autor.	81
Figura 67. Perfil de velocidad para NREL S802 TSR 6 a 30%, 50%, 70%, 90%. Fuente: autor.	81
Figura 68. Perfil de velocidad para Eppler E817 TSR 1 a) 30%, b)50%, c)70%, d)90%. Fuente: autor.	81
Figura 69. Perfil de velocidad para Eppler E817 TSR 3 a) 30%, b)50%, c)70%, d)90%. Fuente: autor.	82
Figura 70. Perfil de velocidad para Eppler E817 TSR 4 a) 30%, b)50%, c)70%, d)90%. Fuente: autor.	82
Figura 71. Perfil de velocidad para Eppler E817 TSR 6 a) 30%, b)50%, c)70%, d)90%. Fuente: autor.	83
Figura 72. Rotor NREL S802 con manufactura aditiva. Fuente: autor.	84
Figura 73. Rotor EPPLER 817 con manufactura aditiva. Fuente: autor.	85

Lista de tablas

Pág.

Tabla 1. Valores de alabeo (β) y de cuerda (c) para cada perfil en cada sección. Fuente: autor. ...	23
Tabla 2. Configuración y condiciones de frontera del estudio. Fuente: autor.	25
Tabla 3. Detalles y métricas de las mallas. Fuente: autor.....	27
Tabla 4 Valores de cuerda y ángulo de ataque para las figuras presentadas en la Figura 39.	52
Tabla 5 Distribución de la inversión.....	66

Lista de Símbolos y abreviaturas

Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
C_p	Coficiente de potencia		(14)
C_{max}	Curvatura máxima del perfil		
L	Fuerza de sustentación	[N]	(1)
U_∞	Velocidad del fluido	[m s ⁻¹]	(5)(11)(14)(25)(26)(27)(28)(29) (30)(31)(32)
D	Fuerza de arrastre	[N]	(2)
V	Velocidad	[m s ⁻¹]	(1)(2)
A	Área de referencia del cuerpo	[m ²]	(1)(2)
C_L	Coficiente de sustentación		(1)(7)(9)(10)(11)
C_D	Coficiente de arrastre		(2)(9)(10)(11)
y^+	Distancia de pared adimensional		
R	Radio del rotor	[m]	(4)(5)(14)
Re	Reynolds		(3)
c	Cuerda	[m]	(3)
w	Velocidad relativa	[m s ⁻¹]	(3)
N_b	Número de álabes		(7)(9)(10)(11)
n	Número de secciones		(4)
r_n	Radio local	[m]	(4)(5)(7)(9)(10)(11)(12)
n_a	Sección actual		(4)
c_n	Cuerda óptima de la sección	[m]	(7)(9)(10)(11)
a	Factor de inducción axial		(9)(11)(30)(31)(32)
a'	Factor de inducción tangencial		(10)(11)
dF	Componente de fuerza que el flujo le produce a cada sección	[N]	(11)(12)
P	Potencia	[W]	(13)(14)
t	Altura de las ranuras del cubo	[m]	

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
h	Altura total del cubo	[m]	
d	Ancho del cubo	[m]	
Δr	Espesor disco anular	[m]	
r	Radio disco anular (Radio de la turbina)	[m]	
P	Presión del fluido.		(25)(26)(27)(28)
A_{anillo}	Área del anillo	[m ²]	(28)(32)
dF_A	Diferencial de fuerza de arrastre o fuerza axial	[N]	(28)(32)

Símbolos con letras griegas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
α	Ángulo de ataque	[°]	(8)
ρ	Densidad del fluido	[kg m ⁻³]	(1)(2)(11)(14)(25)(26)(27)(28)(32)
ν	Viscosidad cinemática	[m ² s ⁻¹]	(3)
λ	Velocidad en el extremo del álabe		(5)
λ_n	Velocidad de punta radio local		(5)(6)
Ω	Velocidad de giro del álabe	[rad s ⁻¹]	(5)(11)(13)
ϕ_n	Ángulo con el que la velocidad relativa golpea la sección local		(6)(7)(8)(9)(10)(11)
β_n	Ángulo de torsión	[°]	(8)
T	Par de torsión	[N m]	(12)(13)

Subíndices

Subíndice Término

p	Potencia
max	Máximo
L	Sustentación
D	Arrastre
a	Actual
n	Local
1	Entrada
2	Salida

Superíndices

Superíndice Término

+	Positivo
-	Negativo

Abreviaturas

Abreviatura Término

ZNI	Zonas No Interconectadas
UPME	Unidad de Planeación Minero-Energética
VSS	Viviendas Sin Servicio
ZOMAC	Zonas Más Afectadas por el Conflicto
IPSE	Institución de Planificación y Promoción de las Soluciones Energéticas a Zonas No Interconectadas.
COP22	<i>Conference of the Parties</i> . Vigésimo segunda Conferencia de las Naciones Unidas sobre El Cambio Climático.
THK	Turbina Hidrocinética
TSR	<i>Tip Speed Ratio</i> . Relación de Velocidad en la Punta.

Abreviatura	Término
BEM	<i>Blade Element Momentum</i> . Teoría del Momento del Elemento en un álabe.
NACA	<i>National Advisory Committee for Aeronautics</i> . Comité Asesor Nacional para la Aeronáutica.
NREL	<i>National Renewable Energy Laboratory</i> . Laboratorio Nacional de Energías Renovables.
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 .
USNA	<i>United States Naval Academy</i> . Academia Naval de Estados Unidos.
MIT	<i>Massachusetts Institute of Technology</i> . Instituto tecnológico de Massachusetts.
RCECS	<i>River Current Energy Conversion System</i> . Sistema de conversión de energía actual del río.
ISO	<i>International Organization for Standardization</i> . Organización Internacional de Normalización.
DC	<i>Direct Current</i> . Corriente directa.
HP	<i>Horsepower</i> . Caballo de potencia.
RANS	<i>Reynolds Averaged Navier Stokes</i> . Modelos promediados de Reynolds de las ecuaciones de Navier-Stokes.
DNP	Departamento Nacional de Planeación.
PIEC	Plan Indicativo de Expansión de Cobertura.

Introducción

En Colombia, las Zonas No Interconectadas – ZNI según el artículo 11, Ley 143 de 1994, son aquellas áreas geográficas donde no se presta el servicio público de electricidad a través del Sistema Interconectado Nacional, estas áreas equivalen al 52% del territorio nacional, incluyendo 90 municipios, 39 cabeceras municipales y 5 capitales departamentales. De acuerdo con el Plan Indicativo de Expansión de Cobertura 2019-2023 elaborado por la Unidad de Planeación Minero-Energética – UPME en Colombia existen 425.215 unidades familiares sin servicio de energía eléctrica, aproximadamente 2 millones de habitantes, de los cuales 55.809 no son conectables por sus características geográficas y naturales [1]; según Kanagawa, la falta de acceso a la energía eléctrica afecta la calidad de vida de las personas en ámbitos de salud, educación, ingresos y medio ambiente [2].

Uno de los mayores problemas que se presentan a la hora de plantear proyectos de energización e interconexión para las ZNI es la inviabilidad financiera por falta de economías de escala, por este motivo la UPME en el Plan Energético Nacional Colombia: Ideario Energético 2050, plantea la posibilidad de que los usuarios se auto-abastezcan mediante la instalación de equipos de pequeña dimensión y viabilizar la generación distribuida, es decir la generación y distribución de la energía a pequeña escala cerca de los centros finales de consumo, esto sin duda sería una oportunidad para la incorporación de energías renovables en la canasta energética [3].

Por estos motivos se vuelven importantes las energías renovables a escala en los departamentos que hacen parte de las ZNI, ya que pueden llegar a ofrecer energía eléctrica a más de 190.647 Viviendas Sin Servicio – VSS que están ubicadas en las Zonas Más Afectadas por el Conflicto – ZOMAC [4], impulsando así proyectos productivos en estas zonas que además presentan índices de pobreza superior al 80%. Esta información se detalla en el mapa presentado en el Anexo 1.

En la Figura 1 se muestran tres mapas en los que se presentan los potenciales de biomasa, eólico y solar. Gran parte del potencial de biomasa se encuentra en la zona centro y norte del país. Para la energía eólica las zonas con potencial se reducen a La Guajira, la Región Andina y la Costa Atlántica. Los mayores potenciales de energía solar se encuentran ubicados en grandes zonas de Arauca, Vichada, Casanare, Córdoba, Sucre, Magdalena, Cesar, Bolívar, Atlántico y La Guajira. Según los mapas, la mayoría de los departamentos de Colombia tienen al menos un tipo de energía renovable

con un potencial medio o alto, excepto el departamento del Chocó que presenta bajos potenciales de biomasa, energía eólica y solar.

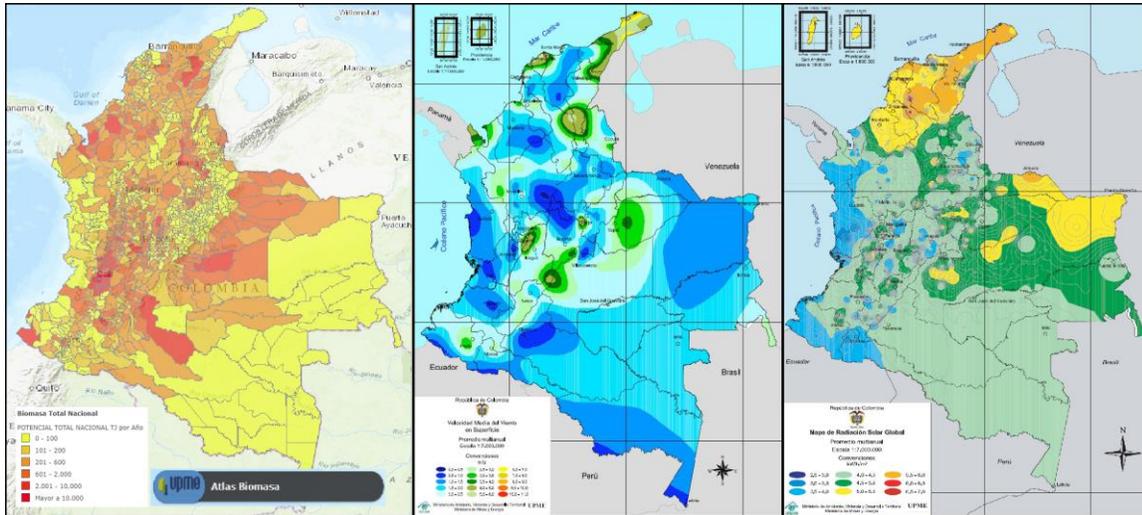


Figura 1. a) Potencial de biomasa total. Fuente:[5]. b) Potencial eólico anual por probabilidad de vientos. Fuente: [5]. c) Potencial Solar anual. Fuente: [5].

La UPME en conjunto con la Universidad Javeriana y Colciencias realizó un Atlas Hidroenergético de Colombia en el 2015, donde realizan un estudio de potencial en cada río del país, este mapa es reportado en la Figura 2, y se contrasta con un mapa de cobertura de energía eléctrica, evidenciando que el departamento del Chocó posee características topográficas y de caudales que le permiten garantizar un buen potencial hidroenergético a filo de agua en un gran porcentaje de su territorio, contrastando con una falta del 10 al 20% de cobertura en servicio de electricidad [6].

La mayoría de las localidades en las ZNI utilizan plantas diésel por su bajo costo de inversión, facilidad de uso y poco mantenimiento, pero según la Institución de Planificación y Promoción de las Soluciones Energéticas a Zonas No Interconectadas -IPSE es importante implementar proyectos energéticos híbridos con energías renovables que reduzcan el uso de combustibles de origen fósil debido a su impacto ambiental, esto en aras de contribuir con el compromiso adquirido por Colombia en La Conferencia de las Naciones Unidas sobre El Cambio Climático, con sus siglas en inglés COP22, realizado en noviembre de 2016 en Marruecos. Se ha demostrado que la combinación de turbinas hidrocínicas, en adelante THK, y plantas diésel a pequeña escala es una

buena opción para suplir de energía eléctrica pequeñas poblaciones en zonas rurales alejadas de los grandes centros de generación [7], [8].

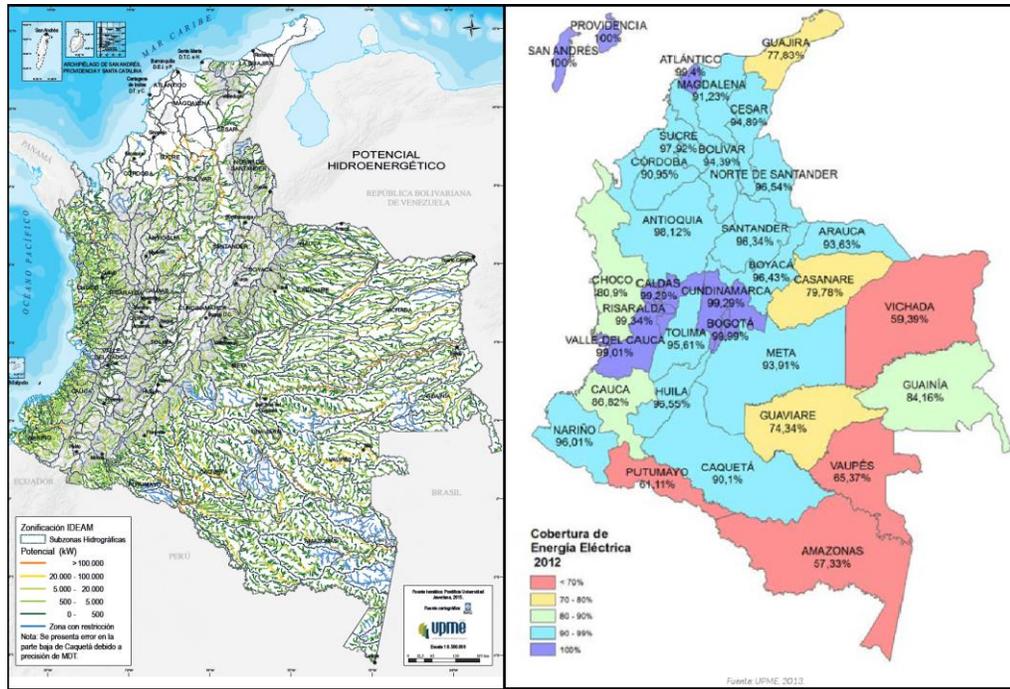


Figura 2. a) Potencial hidroenergético por río. Fuente: [6] b) Cobertura eléctrica por departamentos. Fuente: [5].

A nivel mundial con relación a las THK, se han realizado diversas investigaciones numéricas y experimentales con el fin de evaluar y mejorar el rendimiento de diferentes rotores [9], [10]. Para lograrlo, se han utilizado diferentes perfiles hidrodinámicos de los cuales depende la eficiencia en la conversión de energía hidráulica a mecánica que ocurre a través del rotor [11]. Sin embargo, las turbinas evaluadas tienen un máximo coeficiente de potencia (C_p) para las Relaciones de Velocidad en la Punta -TSR con sus siglas en inglés, usadas en cada estudio, si el perfil o la TSR cambian, la eficiencia también lo hará. Por tal motivo el principal objetivo de este estudio fue evaluar numérica y experimentalmente la eficiencia de tres prototipos de rotores de THK de eje horizontal con diferentes perfiles hidrodinámicos a una velocidad de flujo de $1,4 \text{ m s}^{-1}$ característica de la hidrografía del departamento del Chocó, pensando a futuro su aplicación en picogeneración en esta necesitada zona del país que tiene gran potencial.

Para lograr este objetivo se diseñaron tres rotores de THK, mediante modelamiento matemático de la Teoría del Momento del Elemento en un Álabo (BEM), utilizando los perfiles hidrodinámicos

NACA 4412, NREL S802, y EPPLER 817. Se simuló el comportamiento hidrodinámico de los rotores de THK diseñados, mediante técnicas CFD en el software CFX[®] de ANSYS 2019a, para verificar el C_p pronosticado durante el diseño BEM a diferentes TSR. Y finalmente, se fabricaron los rotores THK diseñados, y se evaluaron a diferentes TSR empleando el banco experimental del ITM que permitió recrear la velocidad de flujo estudiada.

1. Marco Teórico y Estado del Arte

1.1 Perfiles hidrodinámicos

Actualmente, existen numerosos perfiles aerodinámicos que son adecuados para determinadas velocidades y aplicaciones en el agua [12], denominados estos perfiles como hidrodinámicos, la diferencia entre unos y otros es la geometría. La mayoría de los perfiles aerodinámicos están compuestos por las partes que se muestran en la Figura 3. El borde de ataque o, de entrada, es redondeado y de forma lisa y suave; esta forma permite al perfil actuar de forma eficiente a distintos ángulos de inclinación. Opuesto a este está el borde de salida o de fuga, es afilado y en forma de punta, esto con el fin de evitar que la corriente lo rodee, salvo con un desprendimiento intenso de la capa límite, dirigir la corriente y permitir una reducción de la resistencia al avance. Por otro lado, la cuerda es la línea que va desde el borde de ataque hasta el borde de fuga. La Línea de curvatura es equidistante entre el extradós y el intradós del perfil, la distancia máxima desde ésta hasta la cuerda define la curvatura máxima del perfil (c_{max}), la cual suele estar entre el 25% y el 50% de la cuerda. Cuando la curvatura es menor a 15% de la cuerda se dice que el perfil es simétrico y la distribución de espesor es la distancia entre el extradós y el intradós, normalmente esta línea de curvatura es una curva suave entre 20% y 40% de la cuerda [13].

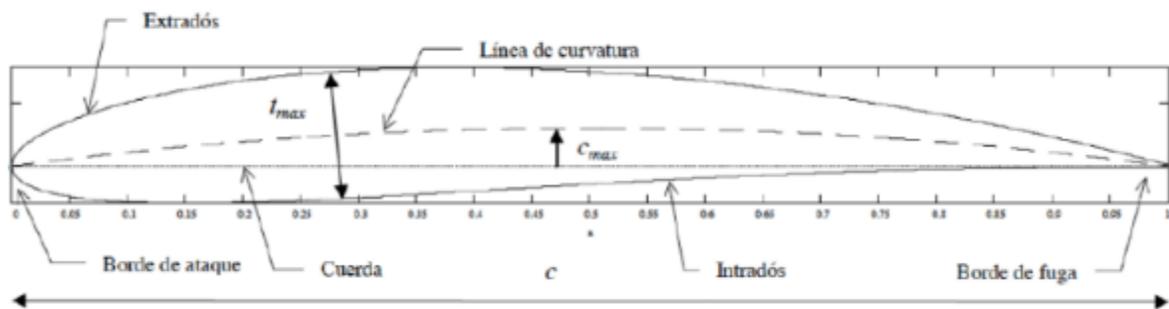


Figura 3. Esquema de la geometría de un perfil aerodinámico. Fuente: [13].

En un perfil aerodinámico y/o hidrodinámico el flujo recorre el extradós a una velocidad mayor produciendo una presión menor en esta zona; como en el intradós la distancia es inferior, se producen velocidades bajas, por lo tanto, presiones más altas que en la parte superior; esta diferencia de presiones genera la fuerza de sustentación (L). En la misma dirección del flujo, con velocidad U_{∞} , se genera una fuerza de arrastre (D). Los vectores coordenados, A y N, tienen como

plano de referencia la cuerda del aeroperfil, el cual puede tener una inclinación (α) con respecto al flujo, llamada ángulo de ataque. Al combinar la fuerza de arrastre y sustentación se produce una fuerza (F) como se observan en la Figura 4.

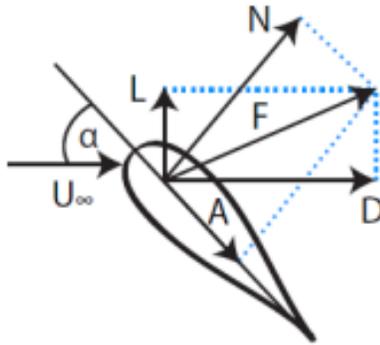


Figura 4. Fuerzas en un perfil aerodinámico. Fuente: autor.

La sustentación (L) es la fuerza que se genera sobre el perfil cuando atraviesa un fluido, es de dirección perpendicular a la velocidad del flujo; esta fuerza es responsable de mantener en el aire a los aviones y de hacer girar la gran mayoría de turbinas eólicas e hidráulicas. La expresión (1) permite calcular la fuerza de sustentación.

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

Donde:

L es la fuerza de sustentación [N].

ρ es la densidad del fluido [kg m^{-3}].

V es la velocidad [m s^{-1}].

A es el área de referencia del cuerpo (también llamado "superficie alar") [m^2].

C_L es el coeficiente de sustentación.

El arrastre (D), también llamado fricción de fluido, se produce entre el perfil y el fluido por el que se mueve, actúa en contra del movimiento y es la suma de todas las fuerzas aerodinámicas o hidrodinámicas en la dirección del flujo. La ecuación (2) permite calcular la fuerza de arrastre.

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

Donde:

D es la fuerza de arrastre [N].

C_D es el coeficiente de arrastre.

Entonces los perfiles aerodinámicos e hidrodinámicos están sometidos a diferentes cargas, y como resultado se obtienen fuerzas asociadas a la producción o el consumo de energía mecánica; algunas fuerzas como sustentación y arrastre han sido estudiadas por [14]. Yavuz y otros, desarrollaron un estudio sobre dos perfiles NACA4412-NACA6411, en el que buscaron el ángulo α donde la relación C_L contra C_D fuera máxima, al igual que los TSR donde el C_L lograra sus valores más altos, encontrando que los ángulos óptimos de ataque estaban entre 10° y 24° para ambos perfiles [15]. Después realizaron una comparación entre los resultados obtenidos experimentalmente con la turbina diseñada y los hallados numéricamente, obteniendo un error inferior al 7%. Goundar, por su parte, utilizó un perfil hidrodinámico S1210 y mostró que incrementando la curvatura un 20% (nuevo perfil denominado HF-Sx) se alcanzaba una mejora significativa en el C_L a diferentes ángulos de ataque estudiándolo a un Reynolds de 190.000, tal como se muestra en la Figura 5 [16]. Singh and Choi utilizaron las condiciones óptimas de dos perfiles hidrodinámicos, S914 y DU-91-W2-250, para construir uno nuevo, MNU26, el cual tenía un grosor 26% menor con respecto a la cuerda [17]. En otro estudio, Kim, verificó el comportamiento de C_D y C_L para Reynolds desde 0,1 hasta 1,4 millones, en perfiles NACA63421 y MNU26 para hallar la relación óptima que le permitiera elegir el mejor perfil y el ángulo de ataque óptimo a determinado régimen [18].

Así como los anteriores, otros autores han desarrollado sus propios hidroperefiles y han estudiado los coeficientes de sustentación y arrastre a diferentes ángulos de ataque, comparando sus resultados con hidroperefiles comerciales, obteniendo la relación óptima de L/D con respecto a algún ángulo de ataque, por ejemplo, para Goundar y Ahmed la estudiaron con respecto a un ángulo de 9° [9]. Otro estudio, realizado en México, evaluó las cargas sobre un álabe logrando la

obtención de C_L y C_D , experimentalmente, en un túnel de viento [19]. También se han estudiado el C_L y el coeficiente de presión para un perfil hidrodinámico S809, encontrando que para un Reynolds de un millón el mejor ángulo de ataque era 8.2° [20].

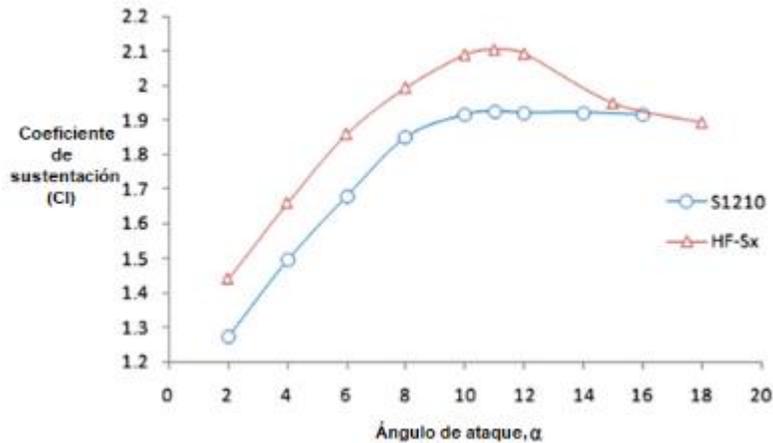


Figura 5. Coeficiente de sustentación a diferentes ángulos de ataque para Reynolds de 190.000. Fuente: [16].

Existen varios tipos de estudios que se enfocan en la mejora de la eficiencia y el funcionamiento de las turbinas hidráulicas, algunas investigaciones profundizan en el uso de diferentes perfiles hidrodinámicos y cambios en la curvatura y el espesor [16], [21], [22], encontrando que al aumentar la curvatura y el espesor del perfil se reduce el pico de succión y esto hace que mejore el rendimiento, otros han realizado estudios sobre implementación de diferentes técnicas de biomimética encontrando que la aplicación de ondulaciones en uno de los bordes del álabe puede mejorar la relación del C_L contra C_D hasta en un 32% [23]. La mayoría de turbinas hidrocinéticas usadas hoy en día solo utilizan un perfil hidrodinámico para toda la longitud del álabe, a diferencia de las grandes turbinas eólicas que utilizan diferentes perfiles aerodinámicos con espesores decrecientes desde el cubo hasta la punta [24].

1.2 Turbinas hidráulicas

La clasificación de las turbinas hidráulicas inicia con dos grupos, turbinas de reacción y acción. En las turbinas de reacción la presión del agua aplica una fuerza en las caras del álabe que disminuye a medida que avanza a través de la turbina. Éstas además se clasifican según el flujo como: mixto

o axial. Dentro de las turbinas de flujo mixto está la Francis y de flujo axial están las turbinas de hélice, Kaplan, de bulbo y anular (empleadas en generación mareomotriz) [25]. Por otro lado, las turbinas de acción son aquellas en las que el fluido no sufre un cambio de presión importante en su paso por el rodete, también aquellas que tienen un grado de reacción igual a cero, por lo general son turbinas que aprovechan la velocidad del flujo de agua como las turbinas pelton, turgo, michell-Banki y las turbina hidrocínéticas. Como se mencionaba en los capítulos iniciales las turbinas hidrocínéticas se destacan por su capacidad de obtener energía del fluido en movimiento sin la necesidad de grandes obras civiles ni tampoco conllevan un alto impacto ambiental, por tal motivo han ganado gran importancia en los últimos años haciendo que las investigaciones alrededor del tema aumenten significativamente. Así se ha logrado crear una clasificación para las turbinas hidrocínéticas según la dirección del flujo con respecto al eje así: turbina de flujo cruzado, eje vertical y eje horizontal, siendo estas últimas las más usadas a nivel mundial [26]. Dentro de esta clasificación hay diferentes tipos de turbinas por categorías como se muestra en la Figura 6 y para una mayor claridad se pueden apreciar en la Figura 7.

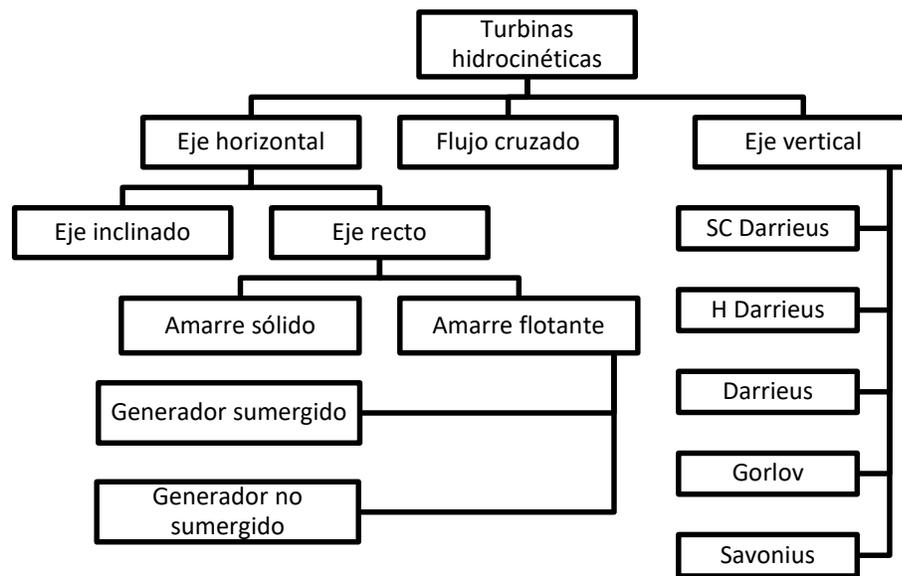


Figura 6. Clasificación de turbinas por disposición de su rotor. Fuente: Adaptado de [27].

La idea de las turbinas hidrocínéticas – THK ha sido adoptada de las turbinas eólicas, aunque ambas turbinas son similares en su forma, tienen diferencias como la densidad de fluido, las velocidades más comunes de los fluidos, las viscosidades y otras propiedades [17]. Las THK han sido usadas para

la generación de energía eléctrica en ríos, canales y océanos [28]. El funcionamiento de THK depende principalmente de las características de los componentes principales como el generador, el eje, la caja de engranajes y el rotor [29], siendo los álabes del rotor una de las piezas más importantes para la conversión de energía en las turbinas eólicas e hidrocínéticas [30], por este motivo el diseño del álabe y la selección del perfil es esencial [31]. Por otro lado, se evidencia que las THK de eje horizontal son más eficientes, necesitan menos material para su construcción, son más livianas y la ondulación del momento del par de torsión es suave [32].

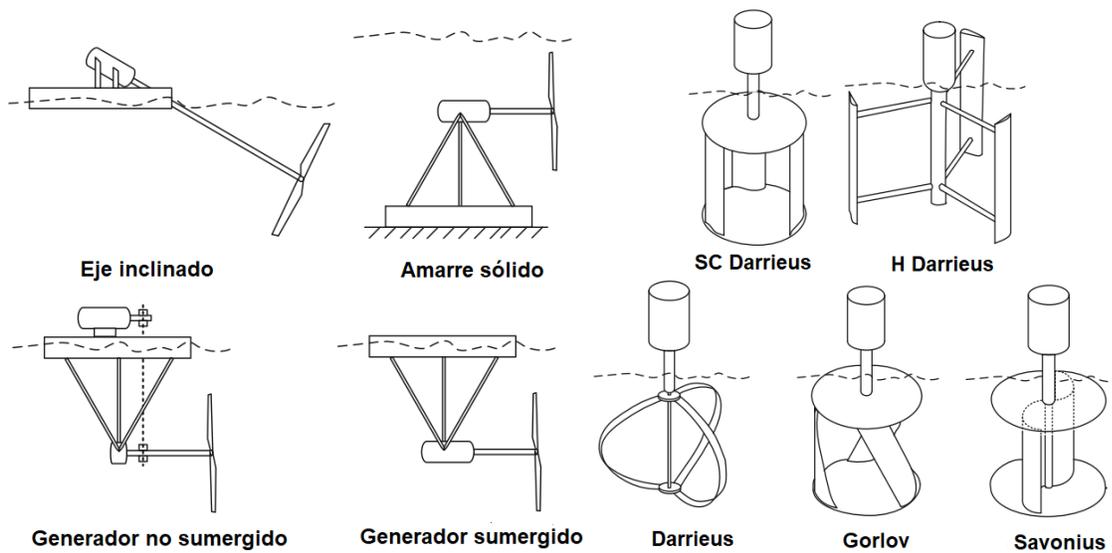


Figura 7. Tipos de turbinas hidrocínéticas. Fuente: Adaptado de [33].

1.2.1 Diseño de turbinas de eje horizontal

El uso de algoritmos y modelos matemáticos ha facilitado el diseño de los rotores en THK; algunos autores han utilizado modelos semianalíticos para mejorar las características de rendimiento [34] o la teoría del Momento del Elemento en el Álabe – BEM, que se explica de forma amplia en el Anexo 2, para simplificar fenómenos y optimizar la construcción de rotores. Khchine y Sriti, consideraron las pérdidas en el extremo del álabe en el modelo BEM para diseñar una turbina eólica de 10 m de diámetro con un perfil S809, obteniendo como resultado las curvas de arrastre y par de torsión contra cada sección del álabe así como el ángulo de ataque y de torsión óptimos por cada radio local [35]. Otros autores también han utilizado esta metodología de dimensionamiento y

optimización para diseñar álabes y sus resultados han sido validados con programas de simulación y/o resultados experimentales [36].

Hassanzadeh, y otros, hacen uso de la teoría BEM en conjunto con algoritmos genéticos para optimizar la distribución de la cuerda y ángulo de giro en cada radio local para optimizar la potencia de una turbina de viento de 10 m de diámetro usando un perfil S809, logrando un incremento del 8,51 % de la energía anual producida [37]. Lanzafame y Messina en el 2007 realizaron un estudio en el que utilizaron factores de inducción basados en la teoría BEM con corrección de Glauert y compararon los C_p y par de torsión con resultados experimentales validando el modelo numérico [38], en el 2015 realizaron un estudio de diseño óptimo para un rotor de una turbina eólica de eje horizontal donde variaron la cuerda, el ángulo de torsión y el grosor del perfil en diferentes radios locales hasta encontrar los puntos que producían el mayor coeficiente de potencia, después realizaron una interpolación [39]. Arramach, y otros, utilizaron dos códigos en los que la teoría BEM es aplicada para evaluar el comportamiento de un rotor eólico comparando los resultados teóricos con experimentales obteniendo errores bajos para velocidades de viento entre 5 m s^{-1} y 12 m s^{-1} [40].

Autores como Walker, y otros, utilizaron la metodología BEM para diseñar el rotor de una turbina hidráulica de 0,8 m de diámetro, usando un perfil NACA 63-618 para una velocidad de agua de $1,68 \text{ m s}^{-1}$, esta metodología fue validada con resultados experimentales mostrando curvas de coeficiente de potencia contra diferentes velocidades al extremo del álabe (Tip Speed Ratio – TSR) [14]. Algunos autores han usado diferentes programas para mejorar el rendimiento de los perfiles [16], [29] y otros han utilizado algoritmos evolutivos para diseñar la geometría adecuada evitando la cavitación y obteniendo la máxima potencia [41], [42].

1.2.2 Simulación

Los programas de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) son usados para realizar simulaciones de fluidos como agua y aire ya que es una manera económica para obtener resultados que se aproximen a los reales, por ese motivo diversos autores han utilizado, en sus investigaciones, programas CFD para resolver fenómenos físicos [43], [44]. Tian y otros, realizaron una simulación de una turbina hidrocínética de tres alabes con un módulo CFD del programa ANSYS®, utilizaron el modelo de turbulencia Shear Stress Transport (SST) k- ω , un y^+ en los álabes de 0,02, la velocidad

del fluido fue de $1,73 \text{ m s}^{-1}$ y realizaron variaciones en el TSR desde 5 hasta 10, obteniendo como resultado una curva de coeficiente de potencia vs TSR, contornos de velocidad del álabe a diferentes radios locales y estelas producidas por la turbina a diferentes TSR como se muestra en la Figura 8 [45]. En un estudio realizado por Lee y otros, usan un módulo CFD de ANSYS® para simular los álabes de una THK con una velocidad en el fluido de $1,3 \text{ m s}^{-1}$, como resultado se obtuvieron perfiles de presión en el alabe, vorticidad en el extremo del álabe mostrando que al redondear la punta del álabe la vorticidad disminuye en magnitud como se aprecia en la Figura 9; además se obtienen curvas de coeficiente de potencia contra TSR comparadas con resultados experimentales y otros numéricos [46].

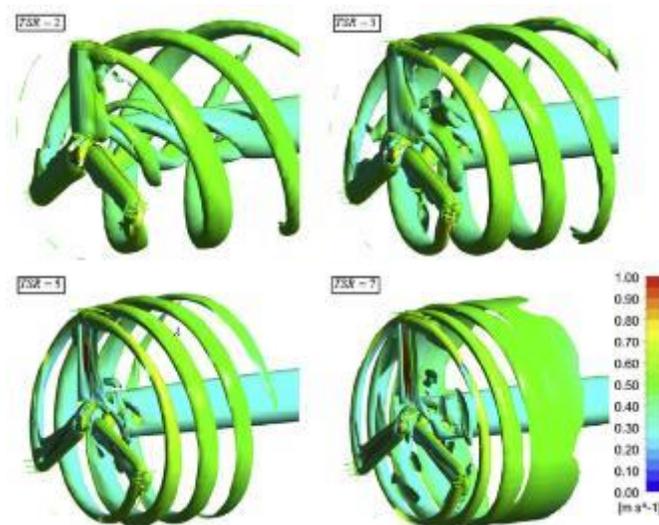


Figura 8. Estelas producidas por una THK a diferentes TSR. Fuente: [45].

Pocos artículos reportan la incertidumbre numérica de las simulaciones tridimensionales, ya que es una tarea compleja debido a la sensibilidad de las variables de rendimiento y al alto costo computacional. Una de las técnicas usadas para hallar la incertidumbre numérica por medio de refinamiento sistemático es el índice de convergencia de malla o sus siglas en inglés GCI [47]–[49]. El GCI está basado en la teoría de extrapolación de Richardson, esta se utiliza en soluciones discretas con distintas mallas densificadas [50].

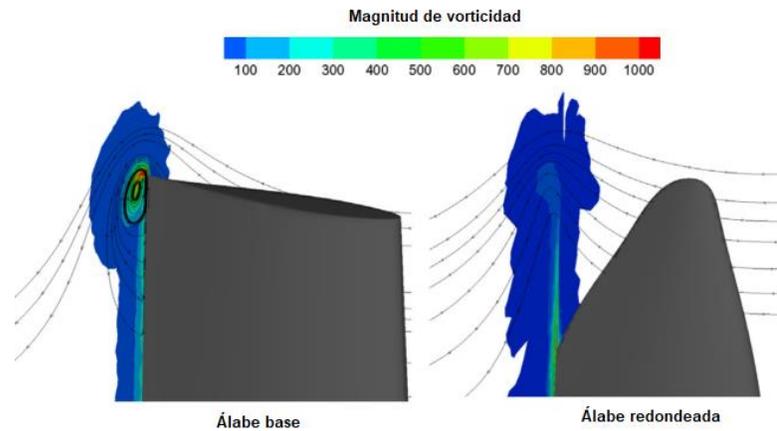


Figura 9. Contorno de magnitud de vorticidad sobre dos álabes diferentes. Fuente: [46].

1.2.3 Pruebas experimentales

Las THK han sido probadas experimentalmente de diferentes formas; los canales hidráulicos de pruebas son usados para obtener curvas experimentales de turbinas y observar su comportamiento; el canal de pruebas la Academia Naval de Estados Unidos (USNA) tiene una longitud de 116 m, un ancho de 7,9 m y una profundidad de 4,9 m, allí las medidas de par de torsión son tomadas con un dinamómetro de referencia R46-01 y estudiaron una turbina de 0,8 m de diámetro construida con un perfil NACA63-618, obteniendo medidas de velocidad rotacional, para flujos entre 5 y 11 m s^{-1} , con un encoder modelo HS35, para diferentes rugosidades sobre tres álabes, la adquisición de los datos se hizo por medio de una tarjeta en tiempo real, los resultados obtenidos tuvieron una incertidumbre inferior al 1,3% para los coeficientes de sustentación y presión [14].

En el Ata Nutku Ship Model Testing Laboratory de la Universidad Técnica de Istanbul hay un canal hidráulico de 160 m de longitud, 3,4 m de profundidad y 4 m de ancho, en el cual el agua puede alcanzar velocidades de 6 m s^{-1} , este banco de pruebas dispone de un medidor de par de torsión modelo DRBK que puede medir hasta 200 Nm, ellos mismos desarrollaron un rotor de 1,2 m de diámetro con tres álabes construidos con un perfil NACA 4412, del cual obtuvieron resultados de par de torsión, velocidad, voltaje y corriente; para la adquisición de datos usaron una tarjeta QUANTUMX MX840 [29].

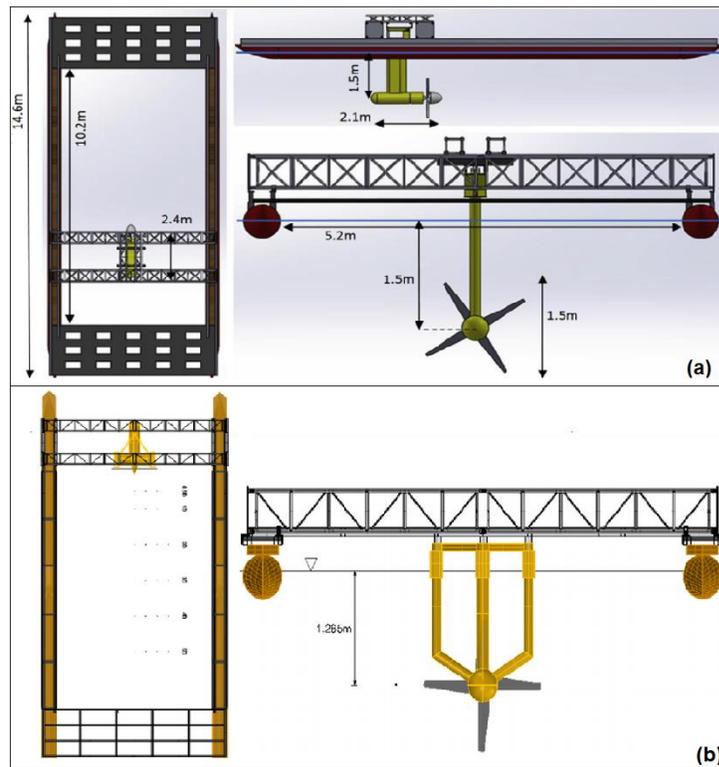


Figura 10. Estructura de catamarán. a) Fuente: [52]. b) Fuente: [51].

Tian y otros, después de haber hecho el diseño de una THK y haberla manufacturado, realizaron pruebas en un canal de flujo estático con una velocidad de $0,25 \text{ m s}^{-1}$, el canal tiene 132 m de longitud, un ancho de 10,8 m y 2 m de profundidad, obteniendo como resultados la curva de coeficiente de potencia contra TSR entre 4 y 11 [45]. Por otro lado autores como Atcheson y otros, desarrollaron una estructura tipo catamarán como se ve en la Figura 10a para probar una THK a escala 1:20 en un fluido estático a velocidades de remolque entre $0,9$ y $1,2 \text{ m s}^{-1}$, los resultados muestran los coeficientes de potencia para TSR entre 0,5 y 4 comparándolos con la misma gráfica obtenida por medio de BEM [51]. Un estudio similar fue llevado a cabo por Jeffcoate y otros, donde utilizan una estructura y condiciones de fluido similar como se ve en la Figura 10b para obtener la curva del coeficiente de potencia contra TSR entre 0,5 y 4,5 [52].

Tras esta revisión del estado del arte se pudo identificar que existen múltiples parámetros que se deben tener en cuenta para el diseño, simulación y experimentación de las THK. Estas variables dependen en gran medida del sitio donde se pretenda instalar; por ejemplo, la selección del perfil

hidrodinámico depende del Reynolds que caracterice el flujo o la corriente y la fineza máxima (relación entre C_L y C_D), pero existen una gran cantidad de perfiles con valores para diferentes Reynolds, que cuentan con finezas altas, pero con coeficientes de sustentación y arrastre diferentes, en capítulos posteriores se explicará detalladamente el tema. Por otro lado, las velocidades tangenciales del extremo del álabe influyen notablemente en el diseño y forma del rotor, por tal motivo cuando se modifica la velocidad angular del rotor cambia su eficiencia; además, el diámetro de la turbina se verá limitado por las dimensiones del sitio donde ésta se instalará, afectando igualmente el rendimiento del dispositivo. Por estas razones los resultados de diseño y par de torsión generado por el rotor dependen de las condiciones del sitio de instalación y del diseño de la turbina. Debido a la riqueza geográfica de Colombia es posible encontrar una amplia gama de condiciones y sitios de aprovechamiento, así que existen muchas consideraciones que no permiten aplicar directamente, la mayoría de los estudios encontrados en la literatura, a las condiciones de los ríos colombianos. Además, cabe destacar que hasta donde se realizó la búsqueda no se encontró ningún documento donde se evalúen los perfiles seleccionados en la presente tesis bajo las condiciones de flujo y dimensiones designadas.

2. Metodología

2.1 Diseño del rotor

En la siguiente sección se describe la metodología que fue utilizada para el diseño de los álabes de las turbinas. Para el diseño se utiliza el método BEM, este es un modelo matemático que sirve para describir el funcionamiento de los álabes e integrarlo al resto de la turbina al conocer el par de torsión entregado y la velocidad de giro. Los cálculos que se realizaron sirvieron para obtener tres diferentes geometrías de álabes para la construcción de tres rotores.

2.1.1 Elección de perfiles

Para el inicio del diseño se consideraron las dimensiones espaciales del banco de pruebas, cuyas medidas están asociadas a la piscina semi-olímpica (1,5 m de profundidad y 36 m de longitud) del ITM campus fraternidad, para estimar el radio del rotor (R) se tuvo en cuenta la profundidad de la piscina, ya que entre la punta del álabe y la superficie o el fondo debe haber una distancia no menor a $2R$ [45], [53]; como la profundidad es de 1,5 y se debe conservar una distancia de $2R$ hacia arriba, $2R$ hacia abajo y la turbina mide $2R$, se concluye que el radio de la turbina debe ser de 0,25 m, la densidad del fluido (ρ) a 20°C tiene como valor $998,29 \text{ kg m}^{-3}$. La velocidad de flujo (U) que se desarrolla en el banco tendrá valores entre $0,8 \text{ m s}^{-1}$ y $1,4 \text{ m s}^{-1}$ que es la velocidad típica de los ríos en Colombia según datos obtenidos del IDEAM [54], más en particular del Río Atrato que baña el departamento del Chocó, hacia donde se orientó la problemática; se calculó el Reynolds (R_e) con la suposición inicial de una cuerda (c) de 2,5 mm que para este tipo de rotores es aproximadamente la décima parte de R (25 mm), la viscosidad cinemática (ν) para el agua a 20°C es de $9,79 \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$ y la velocidad del fluido sobre el álabe se considera como la velocidad relativa (w) entre el giro de la turbina y la velocidad del flujo (U), w varía entre 5 y 6 m s^{-1} , con estos datos evaluados en la ecuación (3) se obtienen Reynolds en la superficie del álabe, desde el borde de ataque hasta el borde de salida en promedio entre 200.000 y 300.000.

$$R_e = \frac{w c}{\nu} \quad (3)$$

Se encontraron tres familias de perfiles usadas en la literatura, los autores destacaban su rendimiento en aplicaciones acuáticas [15], [34], esto hizo que se despertara un interés en su estudio: NACA 44XX, Eppler E8XX y NREL S8XX. Los valores de Reynolds obtenidos son ingresados al programa XFOIL [55] del Instituto Tecnológico de Massachusetts – MIT, luego se realiza una búsqueda en la familia de los NACA desde el perfil NACA 4410 hasta el perfil NACA 4424 variando el ángulo de ataque (α) de cada perfil desde -10° hasta 30° con pasos de $0,001^\circ$, para buscar la inclinación y el perfil que tenga la fineza máxima (relación entre C_L y C_D). Se encontró que los perfiles con mejor fineza por familia a 200.000 Reynolds fueron NACA 4412. Luego se realizó el mismo proceso con las familias de hidroperfiles E8XX y S8XX, para la familia E8XX se realizó una búsqueda entre los perfiles E817 hasta E837 y se encontró que el perfil con mejor rendimiento fue el E817, finalmente para la familia del S8XX se realizó una búsqueda desde el perfil S801 hasta el S835 encontrando que el perfil con mejor rendimiento fue el S802, de cada uno de estos perfiles se obtuvo el coeficiente de sustentación (C_L) y el coeficiente de arrastre (C_D).

En la Figura 11 se observa un perfil NACA 4412 que ha sido usado ampliamente para aplicaciones eólicas pero autores como [15] aseguran por medio de estudios experimentales que el perfil NACA 4412 puede ser utilizado en aplicaciones hidráulicas. Este perfil tiene un grosor del 12% de la cuerda, la cuerda tiene una curvatura de 4%, la fineza máxima es de 78,1 y se obtiene cuando el perfil tiene un ángulo de ataque de 7° , en ese punto su coeficiente de sustentación es de 1,2002 y el coeficiente de arrastre es de 0,01536.

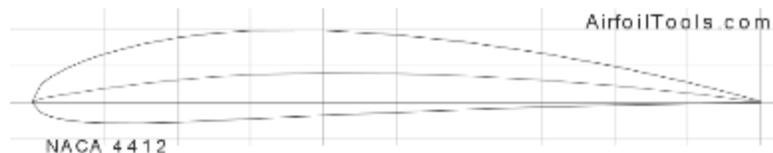


Figura 11. Perfil NACA 4412. Fuente: Airfoil tools [11].

La familia Eppler E3XX ha sido destacada por algunos autores, dicen que es un grupo de perfiles con un buen rendimiento en aplicaciones acuáticas y algunos han sido utilizados ampliamente como el E387 [34], [51], [52], [56], otros como el de la Figura 12 han sido utilizados para aplicaciones acuáticas como hélices [57] pero no para turbinas de generación. Este perfil tiene un grosor del 11% al 32,9% de la cuerda, su fineza máxima es de 79,9 y se encuentra a un ángulo de

ataque de $4,5^\circ$, en ese punto el coeficiente de sustentación es de 0,8433 y el coeficiente de arrastre es de 0,01056.

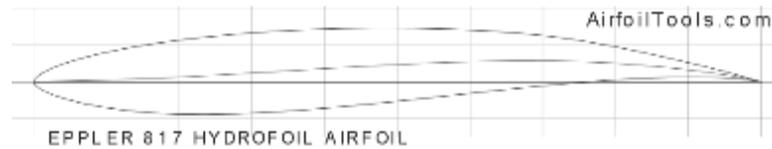


Figura 12. Perfil Eppler E817. Fuente: Airfoil tools [11].

El perfil que se observa en la Figura 13 fue creado por el laboratorio nacional de energía renovable (NREL). La familia S8XX ha sido usada para aplicaciones de aire y de agua [11], [17], [23], [46]. El perfil S802 tiene una fineza de 91,3 a un ángulo de ataque de $6,5^\circ$, en ese punto el coeficiente de sustentación es de 1,1999 y el coeficiente de arrastre es de 0,01314.

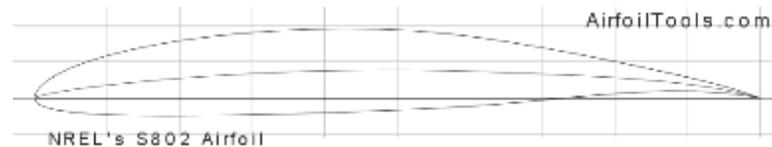


Figura 13. Perfil NREL S802. Fuente: Airfoil tools [11].

Los perfiles seleccionados previamente se buscaron en airfoil tools [11] para obtener las respectivas coordenadas en "X" y en "Y", desde esta página se descargan los datos en un archivo de Excel® donde son procesados para que las coordenadas del intradós queden en una línea, las coordenadas del extradós queden en otra y cada coordenada esté asociada a un número de orden, además se debe incluir el eje "Z" con un valor de cero para todas las coordenadas. Estos valores son guardados en un bloc de para luego ser exportado al DesignModeler® de ANSYS.

2.1.2 Metodología BEM

Por medio del uso de la teoría BEM se determinaron las geometrías de mejor funcionamiento para la velocidad en el extremo del álabe (λ), se determinó según la literatura que para velocidades bajas de agua el número de álabes (N_b) óptimo es tres [58], y el número de secciones (n) en las que se va a dividir el álabe para efectos de cálculo fueron diez. Los valores de TSR más comunes para turbinas hidrocínéticas están entre 1 y 6 [53], [59].

La metodología BEM consiste en crear álabes para un rotor de radio r y dividirlos por secciones (n), una vez se tenga dispuesto de esta forma se procede a calcular sección por sección los diferentes parámetros que dan la forma. Se inicia con cálculo del radio local (r_n) para la sección actual (n_a) utilizando la ecuación (4).

$$r_n = \frac{R}{n} n_a \quad (4)$$

Es necesario conocer la celeridad o velocidad de punta (λ_n) que va a tener cada radio local y esta se halla por medio de la ecuación (5).

$$\lambda_n = \frac{\Omega r_n}{U}; \quad \Omega = \frac{U \lambda}{R} \quad (5)$$

Con estos valores definidos se procede a calcular el ángulo ϕ_n local que es el ángulo con el que la velocidad relativa golpeará la sección local, este valor se calcula por medio de la ecuación (6).

$$\phi_n = \frac{2}{3} \tan^{-1} \left(\frac{1}{\lambda_n} \right) \quad (6)$$

Con la ecuación (7) se obtiene la cuerda óptima (c_n) de la sección.

$$c_n = \frac{8 \pi r (1 - \cos \phi_n)}{N_b C_L} \quad (7)$$

Para que la inclinación de la sección sea aerodinámicamente óptima se debe inclinar el hidropérfil a un ángulo de torsión (β_n) dado el ángulo de ataque en el cual su fineza sea máxima (α), por medio de la ecuación (8).

$$\beta_n = \phi_n - \alpha \quad (8)$$

Una vez calculados estos valores, se hallan los factores de inducción axial (a) y tangencial (a') con las ecuaciones (9) y (10) respectivamente.

$$a = \frac{1}{\frac{4 \operatorname{sen}^2 \phi_n}{\frac{c_n N_b}{2\pi r} (C_L \cos \phi_n + C_D \operatorname{sen} \phi_n)} + 1} \quad (9)$$

$$a' = \frac{1}{\frac{4 \operatorname{sen}\phi_n \cos\phi_n}{\frac{c_n N_b}{2\pi r} (C_L \cos\phi_n - C_D \operatorname{sen}\phi_n)} + 1} \quad (10)$$

Para posteriormente calcular la componente de fuerza que el flujo le produce a cada sección generando el giro del rotor, con la ecuación (11).

$$dF = \left(\frac{N_b \rho c_n [(C_L \operatorname{sen}\phi_n) - (C_D \cos\phi_n)] U (1 - a) \Omega r (1 + a')}{2 \operatorname{sen}\phi_n \cos\phi_n} \right) dr \quad (11)$$

Haciendo la sumatoria de todos los diferenciales de par de fuerza multiplicados por el respectivo radio local dará como resultado el par de torsión generado por la cantidad N_b de álabes como lo indica la ecuación (12).

$$T = \sum_{i=n} dF_i r_i \quad (12)$$

Mientras que para calcular la potencia se multiplica el par de torsión por la velocidad de giro (Ω) del álabe en radianes sobre segundo, usando la ecuación (13).

$$P = T\Omega \quad (13)$$

El valor que se obtiene en la ecuación (13), dividido entre la potencia que se puede extraer del flujo con el área barrida por el rotor, da como resultado el coeficiente de potencia (C_p) como se muestra en la ecuación (14).

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho U^3 R^2 \pi} \quad (14)$$

Los valores de par de torsión y potencia calculados siguiendo este procedimiento son los máximos para cada TSR. Se evaluaron TSR entre 1 y 6, obteniendo que el mejor funcionamiento se encontraba entre 3,5 y 3,6, para los tres hidropfiles. En la Figura 14 se muestran tres curvas, cada una corresponde a varios rotores creados con un determinado perfil de los tres preseleccionados. Cada punto es un TSR evaluado con su respectivo coeficiente de potencia, mientras más grande sea el C_p dará indicio de una turbina con mejor funcionamiento, por tal motivo se seleccionaron los máximos de cada una de las curvas para obtener el TSR que brinda el mejor rendimiento. Para la turbina que usa el perfil NACA 4412 el TSR que mejores prestaciones brinda es el de 3,6. Para la turbina con el perfil E817 el mayor coeficiente de potencia se alcanza con un TSR de 3,5 al igual que

para el rotor fabricado con el perfil S802, esta información se halla creando una curva de tendencia para cada una de las gráficas, obteniendo la ecuación y su respectiva derivada igualada a cero.

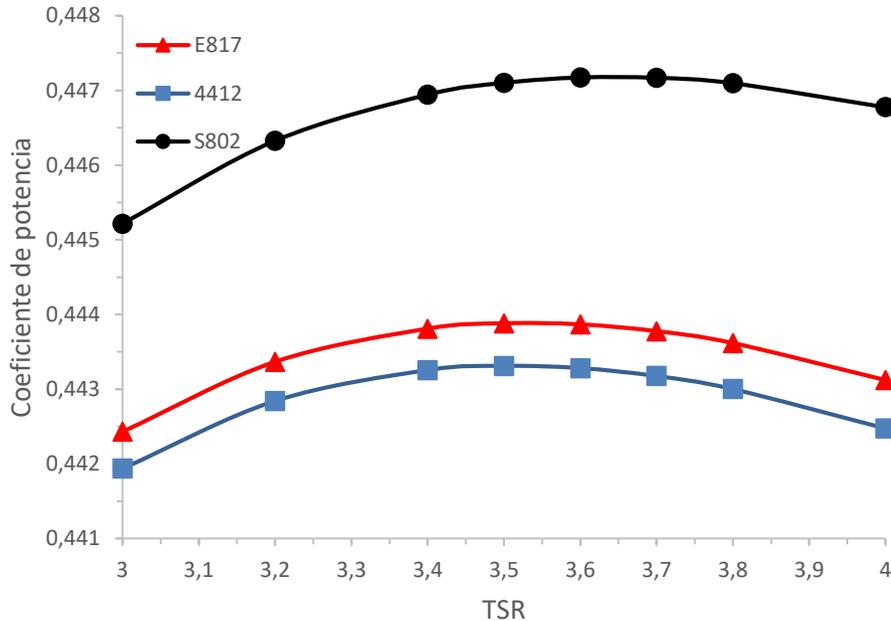


Figura 14. Coeficiente de potencia de diferentes rotores con los perfiles seleccionados por medio de la teoría BEM. Fuente: autor.

En consecuencia los valores de cuerda y ángulo de torsión asociados a los máximos TSR se recopilan y se presentan en la Tabla 1, donde se muestran los valores de cuerda y alabeo para cada sección de alabeo por cada rotor construido con determinado perfil, esto junto al bloc de notas creado con posterioridad se usan para modelar mediante DesignModeler® los tres diferentes rotores.

Los ángulos de torsión y cuerda de los perfiles NACA 4412 y NREL S802 son similares, pero como el grosor y forma de ambos perfiles es diferente el funcionamiento de los rotores cambiará. El perfil Eppler comparado con los dos anteriores tiene diferencias en el ángulo de alabeo de aproximadamente 2° en todas las secciones del alabeo y de 0,01m con respecto a la cuerda, haciendo que los álabes de este rotor sean más grandes.

Tabla 1. Valores de alabeo (β) y de cuerda (c) para cada perfil en cada sección. Fuente: autor.

Sección	Perfil	NACA 4412		EPPLER E817		NREL S802	
		β [°]	c [m]	β [°]	c [m]	β [°]	c [m]
	1	40,14	0,0558	42,30	0,0783	40,30	0,0551
	2	29,67	0,0691	31,66	0,0957	29,66	0,0673
	3	22,07	0,0660	24,03	0,0905	22,03	0,0636
	4	16,69	0,0588	18,69	0,0802	16,69	0,0564
	5	12,83	0,0517	14,87	0,0703	12,87	0,0494
	6	9,98	0,0456	12,06	0,0618	10,06	0,0434
	7	7,80	0,0405	9,93	0,0548	7,93	0,0385
	8	6,10	0,0364	8,27	0,0491	6,27	0,0345
	9	4,74	0,0329	6,93	0,0444	4,93	0,0312
	10	3,63	0,0300	5,85	0,0404	3,85	0,0284

2.1.3 Rotores en diseño asistido por computador

Se exporta el bloc de notas que se tenía creado al programa ANSYS, módulo DesingModeler® como una curva, una vez en este entorno por medio de la herramienta patrón se replicaron 10 perfiles exactamente iguales en el eje Z con una separación entre perfiles dada por la división entre el radio del rotor y el número de secciones (n) de 0,025m. Usando el valor de la cuerda que se reporta en la Tabla 1 para cada perfil se escalan en “X” y en “Y” cada uno de los perfiles creados dependiendo de la sección y luego cada uno se rota según el ángulo de torsión (β_n) calculado en el diseño y reportado igualmente en la Tabla 1, obteniendo como resultado el esqueleto del álabe que se muestra en la Figura 15 donde se puede apreciar los perfiles con separaciones uniformes y con los parámetros de rotación y escala por sección según indica la Tabla 1.

Después se cubrieron las curvas creadas, realizando la operación skin, de esta forma se obtuvo el álabe sólido, usando la herramienta patrón se crearon otros dos álabes y se ubicaron a 120° y 240°. Luego se complementó el diseño del cubo que es el mismo para los tres rotores y sus dimensiones son: un cilindro de 0,12m de diámetro y una longitud total 0,10m generado por medio de una extrusión, y una semi-esfera en la parte superior del mismo diámetro creada a partir de una revolución. Los álabes y el cubo se unen para crear finalmente el rotor.

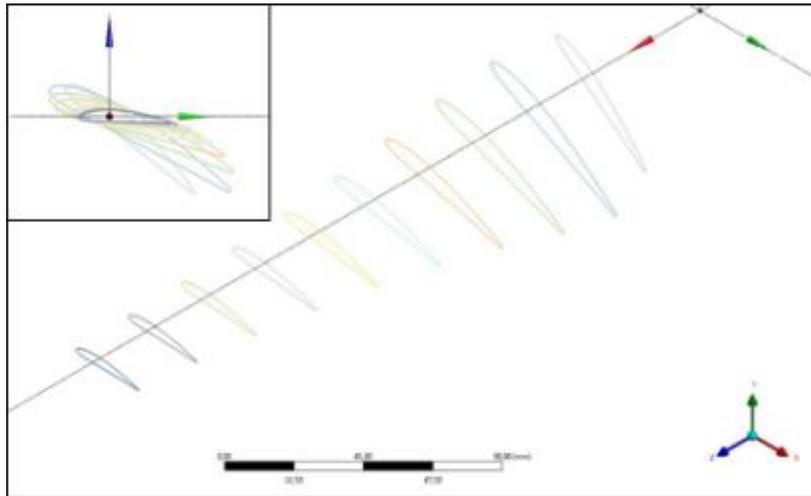


Figura 15. Patrón de perfiles en el eje z, vista en perspectiva y frontal. Fuente: autor.

Después se usaron operaciones booleanas para crear dos diferentes fluidos, el primero es un fluido rotativo que contiene el rotor y se construye a partir de un círculo con un radio 0,45m [52] y con una altura de 0,65m; el segundo fluido estacionario que contiene al primero y entra de forma libre en dirección contraria al eje, este volumen de control tiene un largo total de 2,775m y un radio de 1,25m [18]. En la Figura 16 se pueden observar los dos volúmenes de control y el rotor de la turbina, al ser una geometría simétrica que se repite tres veces, se simula una tercera parte del volumen total para ahorrar tiempo de cómputo, esta simplificación no afecta los resultados según [60][46].

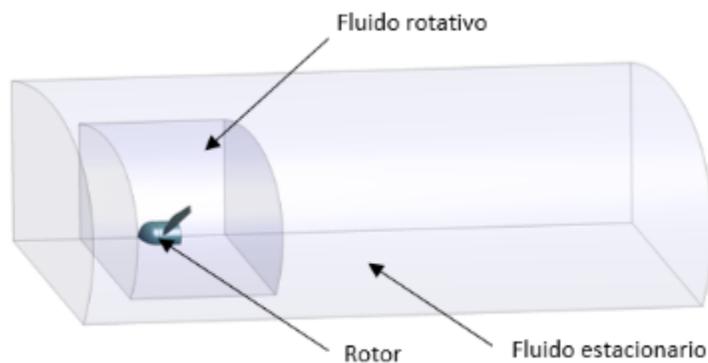


Figura 16. Volumen de control con rotor. Fuente: autor.

Después de definir la geometría y los volúmenes de control, se realizó la resta de la geometría de la turbina sobre el primer fluido y la resta del primer fluido sobre el segundo, quedando así

únicamente dos volúmenes de control. Todo este procedimiento se realizó para los tres rotores en el módulo DesignModeler® de ANSYS.

2.2 Metodología de simulación

Una vez obtenidos los modelos de los rotores de las turbinas hidrocínicas de eje horizontal, se discretizaron los volúmenes de control del fluido exterior y del fluido que rodea el rotor, realizando la malla en el módulo Meshing® de ANSYS utilizando la proximidad y curvatura para densificar la región que rodea el álabe y el rotor, justo en esta zona es donde se produce la fenomenología que se captó, después se disminuyó el tamaño de elementos para tener una medida mínima de 0,008m por elemento, esto aumentó la cantidad de elementos hasta 1'000.000. Se evaluaron las métricas de la malla generada, arrojando valores para la calidad ortogonal máxima de 0,7 y para la oblicuidad mínima 0,3 ambos valores están en el rango de aceptabilidad del manual del software [61]; esta es la primera malla, pero no la definitiva, ya que más adelante se debe realizar un estudio de independencia de malla. El mallado se hizo en una Workstation HP Z600 con procesador de 2.66 GHz y 48 GB de RAM utilizando 12 núcleos de procesamiento.

En la Figura 17 se muestran las fronteras que definen las regiones de los fluidos que serán simuladas y dónde se definen las condiciones de frontera del volumen de control. Se definieron interfaces de simetría en las caras planas del volumen de control para indicar que la fenomenología se repite en la siguiente sección, la cara curva externa se define como abierto a presión. El valor con el que fue configurada cada una de las regiones se reporta en la Tabla 2, Velocidad normal en Entrada, Presión relativa en Salida, Condición de No Deslizamiento en Pared, y Condición Rotacional Periódica en la Interfaz de Simetría que se establece entre los dos volúmenes de fluido definidos anteriormente.

Tabla 2. Configuración y condiciones de frontera del estudio. Fuente: autor.

Condición	Valor
Tipo de fluido	Agua a 25° C
Modelo de turbulencia	k- ω SST
Velocidad de entrada	1,4 m s ⁻¹
Velocidad de giro	0,1 – 40 rad s ⁻¹

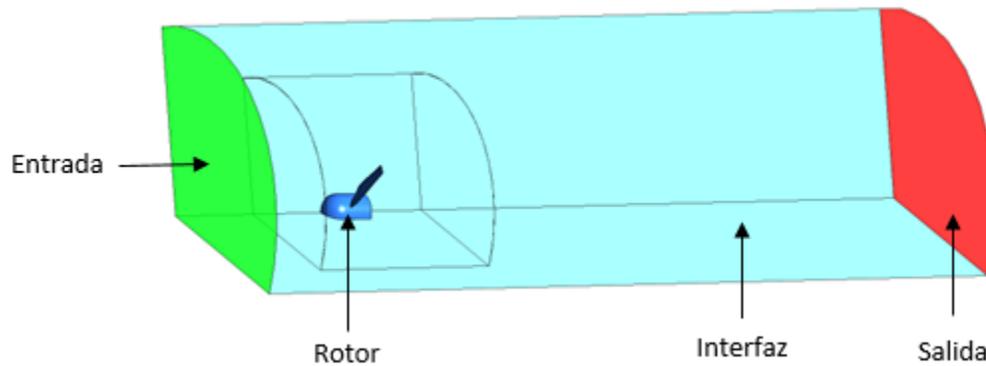


Figura 17. Condiciones de frontera del sistema. Fuente: autor.

Se configura como una simulación transitoria de 4s con un paso de tiempo adaptativo que varía entre 0,01s y 0,00001s, este time step fue establecido por medio de la ecuación del número de Courant, para esta se utilizó el tamaño más pequeño del elemento de malla y la velocidad del fluido sobre la superficie del álabe que es el punto donde se presentan estos elementos de malla. El dominio exterior se considera estacionario y el fluido que rodea el rotor se configura como rotativo. El cambio de marco se configuró como “Frozen rotor” y el modelo de interfaz fue de conexión general, mientras que para las interfaces periódicas el modelo de interfaz fue periódico rotacional. Además, se utilizó resolución alta para el esquema de advección, la ecuación de segundo orden de Backward Euler, un criterio de convergencia de 1E-4 y doble precisión.

Después de concluir con la configuración se seleccionó el par de torsión sobre la superficie del álabe como la variable de monitoreo. Para las simulaciones se empleó una Workstation DELL T7600 con procesador de 2,9 GHz, 32 GB de RAM y se utilizaron 12 núcleos en paralelo para la solución de doble precisión. Al obtener el primer resultado estable de par de torsión se parametrizó para continuar con el estudio de independencia de malla.

Con los estudios de independencia de malla se garantizó que los resultados de simulación no dependieran de la cantidad de elementos y las características de la malla, para esto se crearon mallas tetraédricas desde 300.000 hasta 30'000.000 elementos. Estos estudios consistieron en observar el comportamiento del par de torsión cuando se aumenta la cantidad de elementos de la malla, se dice que una malla es independiente cuando la variación del par de torsión sea inferior al 3% cuando se compara con la malla más densa (error relativo). Esto se hace para asegurar que la

malla elegida no aumente de forma considerable el error de los resultados y garantizar economía de recursos de cómputo.

Además, se implementó otra técnica de mallado para el rotor con mejor desempeño para realizar la cuantificación de incertidumbre numérica y comparar los resultados obtenidos con las diferentes técnicas. Para realizar dicho análisis se construyó una malla en los volúmenes de control del fluido exterior y del fluido que rodea el rotor, la malla es realizada en el módulo Meshing® de ANSYS. Se usó una inflación de 5 capas alrededor del álabe como se muestra en la Figura 18a. En esta zona se densificó, como se muestra en la Figura 18b, debido a que es allí se produce la fenomenología de interés. La malla de este fluido (Figura 18c) está compuesta por hexaedros que rodean el álabe y tetraedros en el resto del volumen. Después, se parametriza la medida mínima de elemento para densificar estructuralmente la malla y generar otras dos. En la Tabla 3 se presentan los detalles y las métricas principales de las tres mallas creadas. Como se puede observar todas las métricas de cada una de las mallas cumplen con los rangos de aceptabilidad. Se utilizó la misma configuración mencionada anteriormente (modelo de turbulencia, condiciones de frontera, tiempo de simulación y time step).

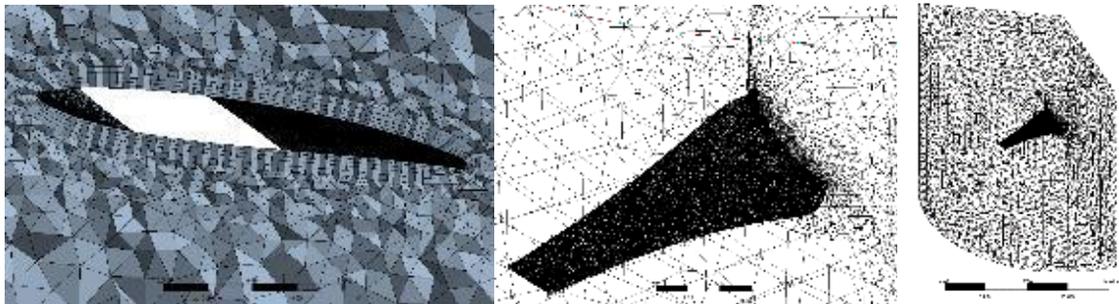


Figura 18. a) Inflación alrededor del álabe. b) Densidad de elementos en el álabe. c) Volumen de control rotativo. Fuente: autor.

Tabla 3. Detalles y métricas de las mallas. Fuente: autor.

Malla	# de elementos	Oblicuidad max	C. Ortogonal min	Aspect Ratio
Fina	1,03E+07	0,677	0,152	10,92
Media	1,35E+06	0,786	0,214	7,98
Baja	7,94E+05	0,797	0,203	8,49

Para calcular el GCI primero se define la celda representativa o tamaño de malla h . Para cálculos en tres dimensiones se calcula con la ecuación (15).

$$h = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\Delta V_i) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (15)$$

Donde ΔV_i es el volumen de la celda i y N es el número total de celdas utilizadas.

Después de crear las tres mallas, una fina (m_1), una mediana (m_2) y una gruesa (m_3), y establecer la variable clave o significativa (φ), se calcula el factor de refinamiento (r) tal que $r = h_{gruesa}/h_{fina}$ sea mayor a 1.3. El refinamiento de la malla debe ser sistemático y estructurado.

Una vez se cumpla que $h_1 < h_2 < h_3$ y $r_{21} = h_2/h_1$, $r_{32} = h_3/h_2$, se calcula el orden aparente de convergencia (p) utilizando la ecuación (16).

$$p = \frac{1}{\ln(r_{21})} |\ln|\varepsilon_{32}/\varepsilon_{21}| + q(p)| \quad (16)$$

Donde $\varepsilon_{32} = \varphi_3 - \varphi_2$, $\varepsilon_{21} = \varphi_2 - \varphi_1$ y φ_k donde k es el nivel de la malla.

Para la solución asintótica de p , $q(p)$ debe aproximarse a 0 para r constante, ecuación (17).

$$q(p) = \ln \left(\frac{r_{21}^p - s}{r_{32}^p - s} \right) \quad (17)$$

La condición de convergencia (R) se evalúa con la ecuación (18).

$$R = \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{\varphi_2 - \varphi_3} \quad (18)$$

Los posibles resultados de la ecuación 3 son:

Si $0 < R < 1$ convergencia monótona

Si $R < 0$ convergencia oscilatoria

Si $R > 1$ divergencia

Roache [62] combina el concepto de factor de seguridad con valores absolutos para generar la barra de error en lugar de la estimación de error. Como resultado se obtiene la incertidumbre numérica que también se conoce como Índice de convergencia de malla, o sus siglas en inglés GCI, que se calcula empleando la ecuación (19).

$$GCI = \frac{F_s}{r_{21}^p - 1} \left| \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{\varphi_1} \right| \quad (19)$$

Siendo F_s el factor de seguridad, para tres mallas Roache recomienda utilizar un factor de seguridad de 1,25.

2.3 Metodología de experimentación

El ITM cuenta con dos bancos experimentales desarrollados en el proyecto “Sistemas modulares de microgeneración hidráulica – Etapa 2 – Caracterización numérica y experimental de microturbinas RCECS (P17209)” y en proceso de registro de diseño industrial ante la Superintendencia de industria y Comercio, el primero consiste en un riel ubicado a un lado de una piscina de 36 m de los cuales se dispone de 21 m para realizar las pruebas, el riel transporta una estructura metálica donde se ubica la carcasa del instrumento (sensor de par torsional con encoder) y en la parte frontal el prototipo del rotor sumergido como se observa en la Figura 20; el segundo montaje consiste en una balsa con un sistema de poleas, en la parte inferior de la balsa se ubicará el prototipo de la turbina. En la Figura 19 se puede observar el CAD y el desarrollo de este banco. Para estas pruebas experimentales se utilizó el banco de riel ya que fue el banco con el que se obtuvo mejores resultados de flotabilidad, homogeneidad de la velocidad y estabilidad en la estructura.

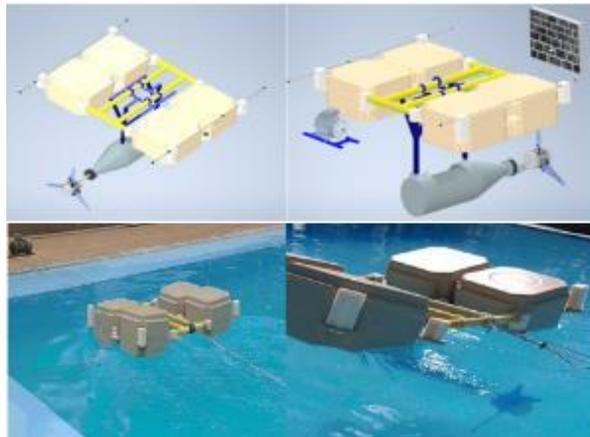


Figura 19 Banco experimental de balsa con sistema de poleas.



Figura 20. Rotor y carcasa hermética sumergidos en la piscina. Fuente: autor.

En la Figura 21 se muestra el banco y cada una de sus partes. El motor que arrastra el banco tiene una potencia de 1HP y en su eje hay un sistema de transmisión de potencia compuesto por una polea de fundición de hierro por la que pasa una guaya de acero. Al otro lado, anclada en un muro, está la otra polea. La guaya se fija al carro por medio de dos tensores. Dentro del riel se desplaza el carro. El banco cuenta con un tablero de control donde están las protecciones eléctricas del motor, el variador de frecuencia y una tarjeta Arduino®. La caja que está en la parte superior del brazo contiene un computador portátil para la adquisición de datos del sensor de par de torsión, una fuente variable que alimenta un motor DC que está ubicado en la carcasa hermética y una bomba de agua que se utiliza como elemento de seguridad para filtrar el poco de agua que ingresa. La turbina que se encuentra bajo el agua tiene el rotor de fabricación propia. La carcasa fue diseñada y fabricada por el Grupo de Energías Alternativas (GEA) de la Universidad de Antioquia.

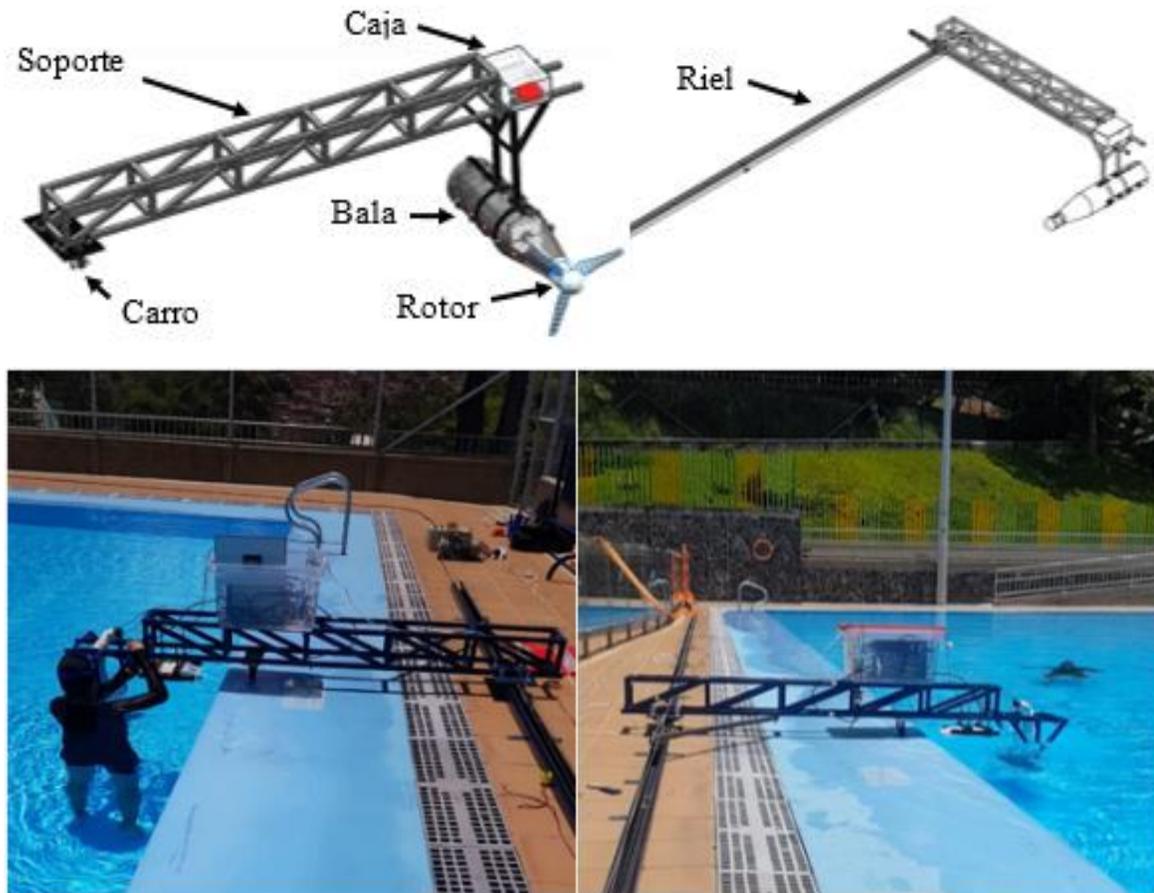


Figura 21. Componentes del banco experimental de riel. Fuente: autor.

En la Figura 22 se puede observar el interior de la carcasa hermética. Contiene un sensor de par de torsión, dos acoples, un motor DC de 24v y un eje sobre el cual se ubica el rotor. El sensor de par rotativo con encoder (modelo FUTEK TRS 605) mide el par de torsión hasta 50 Nm y las revoluciones por minuto con una precisión de 0,2%, tiene una histéresis de 0,1% y una repetitividad de 0,2%. Además, tiene calibración de fábrica certificada bajo la norma ISO 17025. Este sensor toma hasta 5 datos por segundo y el par de torsión lo registra con 4 decimales. El motor DC hace las veces de freno, este simula la carga del sistema por medio de un voltaje inducido. La potencia de la turbina se calculó midiendo el toque y la velocidad angular a la salida del eje utilizando el sensor de par de torsión. Los datos se recopilaban en tiempo real utilizando el display IHH500 Pro conectada al sensor.

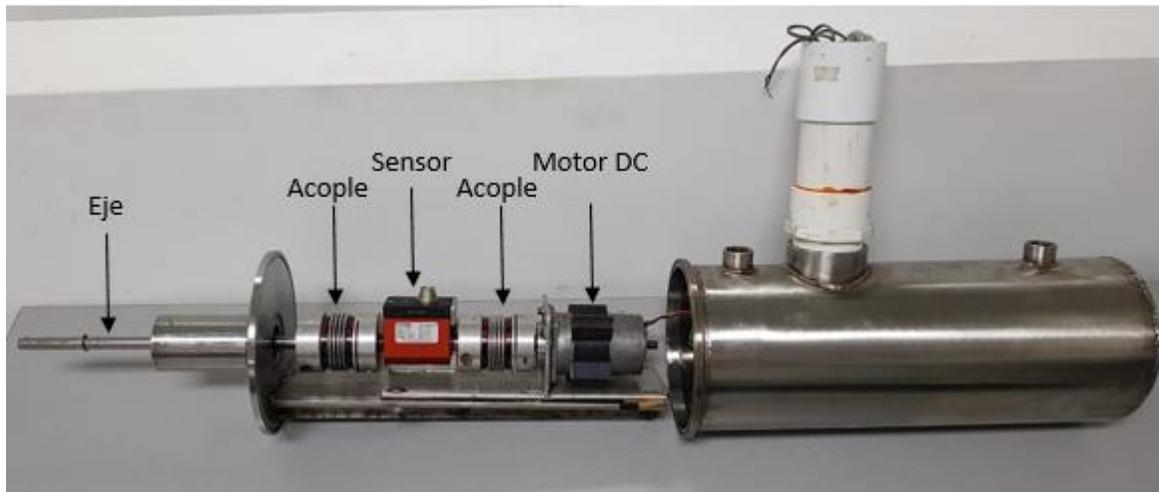


Figura 22. Interior de la carcasa hermética. Fuente: autor.

Con los prototipos de las THK contruidos se lleva a cabo la parte experimental. Como variables de entrada se evaluó la velocidad de flujo del banco de pruebas con un valor alrededor de $1,4 \text{ m s}^{-1}$. Para calcular la velocidad del banco, se ubicaron al lado del riel tres finales de carrera cada 4,0 metros medidos con un flexómetro, esta señal viajaba al Arduino el cual se encargaba de hacer la diferencia de tiempo entre un punto y otro. Por cada prueba se obtuvieron tres valores de tiempo. Los datos se procesaron en Excel para hallar el valor promedio y la incertidumbre, después fueron relacionados para obtener la velocidad y la incertidumbre combinada. Después de realizar varias pruebas a diferentes frecuencias se encontró que, con una frecuencia de 0,6Hz en el variador el banco se desplazaba a una velocidad aproximada de $1,4 \text{ m s}^{-1}$. Las revoluciones por minuto se controlaron con el voltaje del motor DC que se varió de 0 a 3,8V para tener velocidades de giro constantes. El sistema se estabilizó 3 segundos después del inicio y durante los siguientes 9 segundos se obtuvo la primera y segunda variable de salida que son las revoluciones por minuto de la turbina y el par de torsión. Para construir la curva de funcionamiento del rotor es necesario evaluarlo para TSR entre 1 y 6 variando el voltaje. Los valores de la segunda variable de salida fueron multiplicados por la velocidad de giro en revoluciones por minuto, este término dividido por la potencia hidráulica da como resultado el coeficiente de potencia o rendimiento del rotor. Con estos datos se construye la curva de C_p contra TSR característica de cada rotor. Se identificaron también factores de ruido o causas de error como condiciones climáticas o ambientales en el lugar de las pruebas tales como: agitación o reposos del agua en la piscina, deformaciones y/o

vibraciones sufridas por el banco de prueba, rugosidad de los rotores, frenado en los rodamientos que soportan el eje de la turbina y otros.

Tras la ejecución de experimentos preliminares se procedió a culminar el diseño experimental, que es un diseño factorial de dos variables, la variable que corresponde a la velocidad del agua tiene un nivel y el voltaje, que es la variable asociada al TSR, tiene 9 niveles variando desde 0V hasta 3,8V que es el voltaje donde la turbina se detiene por completo. Se realizaron dos replicas para garantizar la confiabilidad de la experimentación, en total se realizaron 9 experimentos por rotor y sumándole a cada experimento las dos replicas se tiene un total de 27 observaciones por rotor. Cabe destacar que cada observación tuvo un tiempo aproximado de 12 segundos de los cuales aproximadamente 7 segundos fueron en estado estable y se tomaron aproximadamente 600 datos de par de torsión y RPM por observación.

Los datos obtenidos con el sensor fueron exportados a Excel y para cada observación realizada se realizó el siguiente procedimiento: Los datos de RPM fueron filtrados y para cada valor se obtuvieron entre 50 y 100 valores. Las RPM fueron asociadas a un TSR por medio de la ecuación (20), los valores de par de torsión asociados a este TSR fueron promediados y la desviación estándar fue calculada con la ecuación (21).

$$TSR = \frac{\pi RPM r}{30 U_{\infty}} \quad (20)$$

U_{∞} es la velocidad del fluido

r es el radio del rotor

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum (x_i - \bar{x})^2} \quad (21)$$

Donde x_i es cada valor medido

n es la cantidad de datos

\bar{x} es el valor promedio

Para reportar la desviación de un dato promediado se debe calcular la desviación estándar de la media con la ecuación (22).

$$\sigma_m = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \quad (22)$$

Los valores de par de torsión (T) y RPM son llevados a la ecuación (23) para calcular el coeficiente de potencia.

$$C_p = \frac{T * RPM}{15 \rho U_\infty^3 r^2} \quad (23)$$

Donde ρ es la densidad del agua a temperatura ambiente

Para calcular la incertidumbre combinada de C_p se utiliza la ecuación (24).

$$\delta C_p = \left[\sqrt{\left(\frac{\delta T}{|T|}\right)^2 + \left(\frac{\delta RPM}{|RPM|}\right)^2 + \left(\frac{\delta U_\infty}{|U_\infty|}\right)^2 + \left(\frac{\delta r}{|r|}\right)^2} \right] |C_p| \quad (24)$$

Donde:

δT es la incertidumbre del par de torsión

δRPM es la incertidumbre de las RPM

δU_∞ es la incertidumbre de la velocidad del fluido.

3. Resultados y discusión

En la siguiente sección se presentan los principales resultados de la investigación realizada. En la primera parte del capítulo se encuentra los datos principales necesarios para la construcción de cada uno de los rotores y finaliza con el diseño del conjunto cubo-alabes que fueron utilizados en la simulación y en la fabricación. Luego, se presentan los resultados de la simulación que ayudan a entender el comportamiento hidrodinámico del fluido y se presentan las curvas de coeficiente de potencia contra TSR de cada uno de los rotores. Finalmente se muestran los resultados de fabricación y las curvas experimentales del coeficiente de potencia contra TSR son comparadas con las curvas numéricas y se discuten los aspectos más importantes.

3.1 Diseño de rotores de turbinas hidrocínéticas de eje horizontal

3.1.1 Rotor con perfil NACA 4412

Se usó el perfil NACA 4412 con sus respectivos coeficientes de sustentación y arrastre para el diseño de este rotor. Este perfil tiene una relación entre el coeficiente de sustentación y arrastre más baja que el EPPLER E817 y el NREL S802, y aunque posee el mayor coeficiente de sustentación también tiene el coeficiente de arrastre más grande. Estos valores influyen en la forma del álabe. En la Figura 23 se pueden observar ocho curvas que corresponden al diseño de álabes usando el perfil NACA 4412 con las mismas condiciones iniciales, pero variando el TSR. Se puede evidenciar una clara tendencia que indica que mientras mayor sea la velocidad de punta del álabe menor es el tamaño de la cuerda.

Como se dijo en capítulos anteriores, el alabeo o torsión del álabe es un parámetro fundamental para el diseño, además, es uno de los resultados que se obtienen de la metodología BEM. En la Figura 24 se muestran tres curvas que describen la variación del alabeo con respecto a la sección del álabe para diferentes rotores con las mismas condiciones iniciales y variando el TSR. Las curvas tienen una tendencia clara, el alabeo aumenta a medida que la velocidad disminuye, esto debido a que mientras menor sea la velocidad del rotor el ángulo de la velocidad relativa que llega al álabe cambiará. Para que el fluido y el rotor interactúen de manera óptima, la forma del álabe debe cambiar matemáticamente y esto se da por medio del cambio en el ángulo del alabeo.

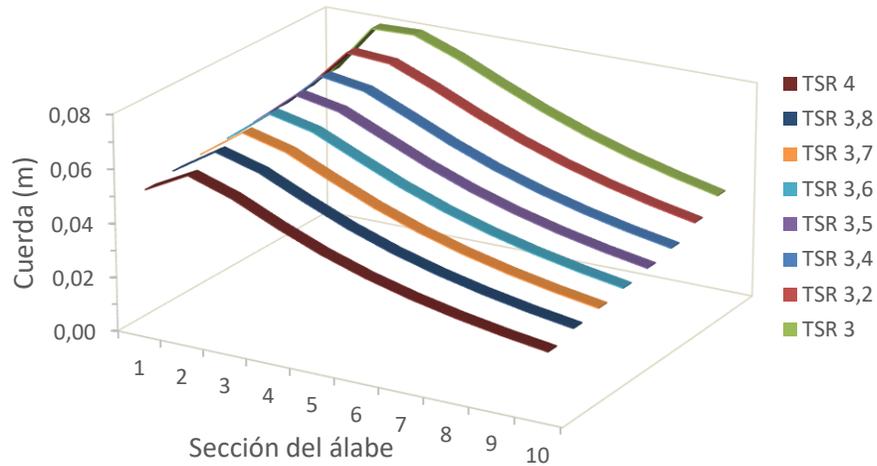


Figura 23. Variación de la cuerda con respecto a la sección del álabe para diferentes TSR usando el perfil NACA 4412. Fuente: autor.

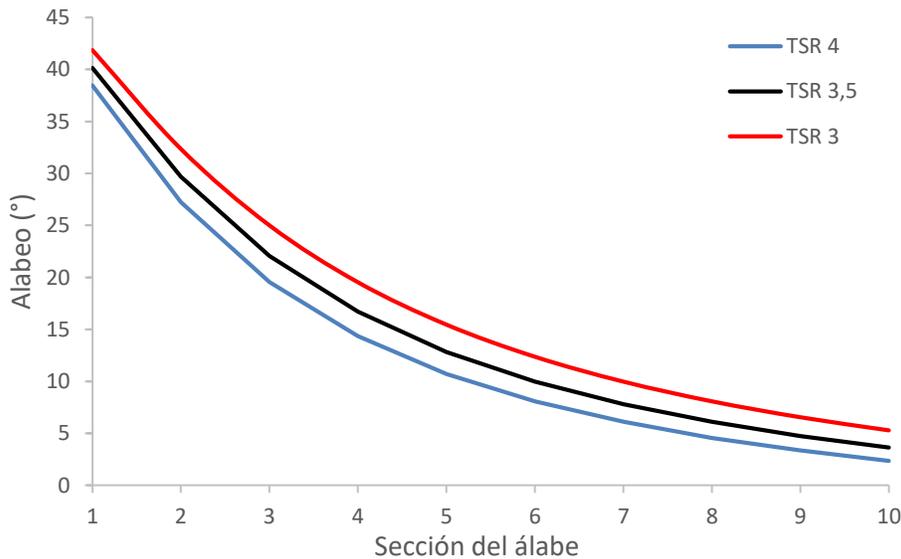


Figura 24. Variación del alabeo con respecto a las secciones del álabe para diferentes TSR usando el perfil NACA 4412. Fuente: autor.

Posteriormente se evaluó la cantidad de potencia extraída por cada uno de los rotores diseñados bajo las mismas condiciones iniciales, pero a diferentes TSR para saber cuál es el rotor que posee mayor coeficiente de potencia, es decir, el rotor que mayor cantidad de energía capta. En la Figura 25 se muestra el comportamiento del coeficiente de potencia cuando se varía el TSR. Se puede

observar que el C_p aumenta hasta llegar a un punto máximo en 3,5 y desde ahí disminuye. Por tal motivo se define que el TSR de diseño que va a permitir extraer una mayor cantidad de energía en el rotor que usa un perfil NACA 4412 es el $TSR=3,5$.

De acuerdo con lo anterior, se tomaron los datos de alabeo y cuerda correspondientes al $TSR=3,5$ de las anteriores gráficas para realizar el diseño asistido por computador del rotor con el perfil NACA 4412.

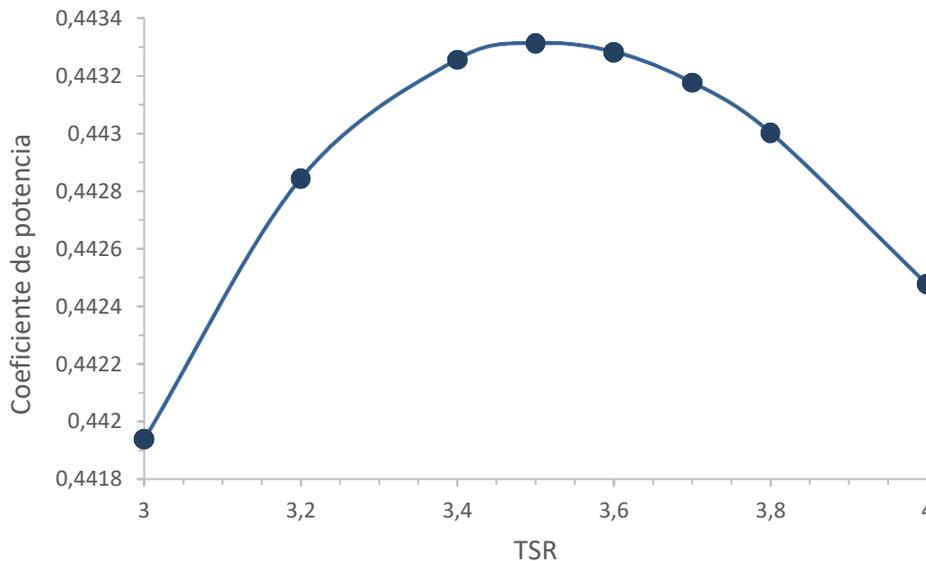


Figura 25. Comportamiento del coeficiente de potencia para rotores construidos con el perfil NACA 4412 bajo las mismas condiciones iniciales variando el TSR. Fuente: autor.

3.1.2 Rotor con perfil EPPLER E817

El mismo análisis realizado para el perfil NACA 4412 se realizó para los otros perfiles estudiados en este trabajo. Las gráficas generadas en este análisis se observan en el anexo 3. A continuación, se realizará una breve descripción de los resultados más relevantes de este perfil.

En la Figura 26 se puede evidenciar la variación del coeficiente de potencia a medida que se evalúan los rotores diseñados con perfil EPPLER E817 para diferentes TSR. Cuando $TSR = 3$ el coeficiente de potencia es el más bajo de los evaluados, pero va aumentando hasta llegar a 3,5 desde este punto vuelve a disminuir gradualmente hasta que llegar al $TSR = 4$.

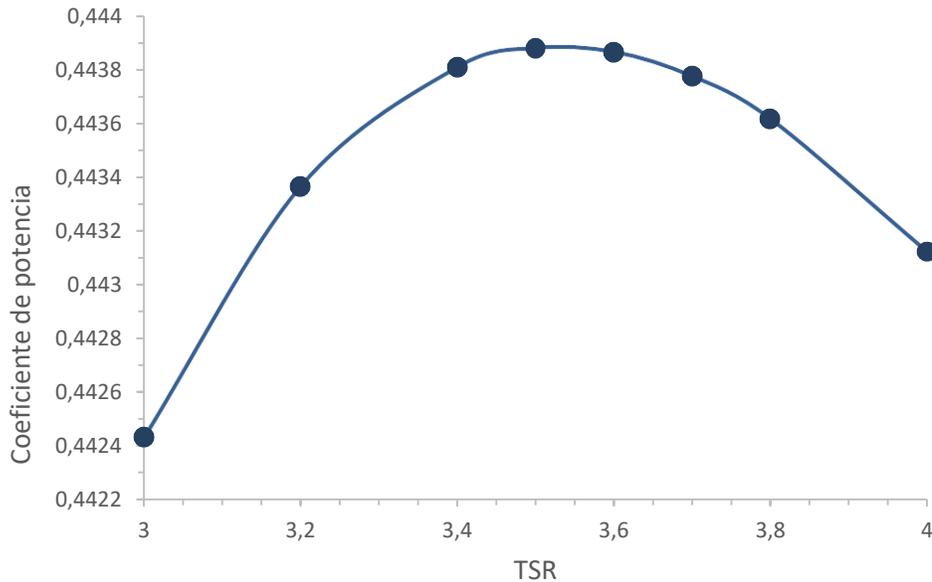


Figura 26. Comportamiento del coeficiente de potencia para rotores construidos con el perfil EPPLER E817 bajo las mismas condiciones iniciales variando el TSR. Fuente: autor.

3.1.3 Rotor con perfil NREL S802

Igual que con los dos rotores anteriores se realizó el mismo análisis. Los gráficos generados se encuentran en el anexo 3. A continuación, se muestra una breve descripción de los resultados más significativos.

Se realizó la curva del comportamiento de los rotores diseñados con diferentes TSR. En la Figura 27 se muestra el aumento del coeficiente de potencia que inicia en el primer TSR evaluado y tiene el punto máximo en el TSR = 3,6 este punto indica que el rotor con mejor funcionamiento bajo las condiciones iniciales dadas es ese.

3.1.4 Comparación de rotores

En la Figura 28 se muestran los resultados del coeficiente de potencia contra TSR de los rotores evaluados, las tres curvas corresponden a los perfiles utilizados para el diseño de los rotores. Se evidencia que el conjunto de rotores diseñados con el perfil NREL S802 presenta mayores coeficientes de potencia, seguido por los rotores con perfil EPPLER E817 y muy cerca se encuentra

la curva de los rotores con perfil NACA 4412. Este fenómeno coincide con la fineza de los perfiles, a mayor fineza mayor es el coeficiente de potencia de los rotores. Los puntos verdes indican el máximo C_p obtenido con estos perfiles.

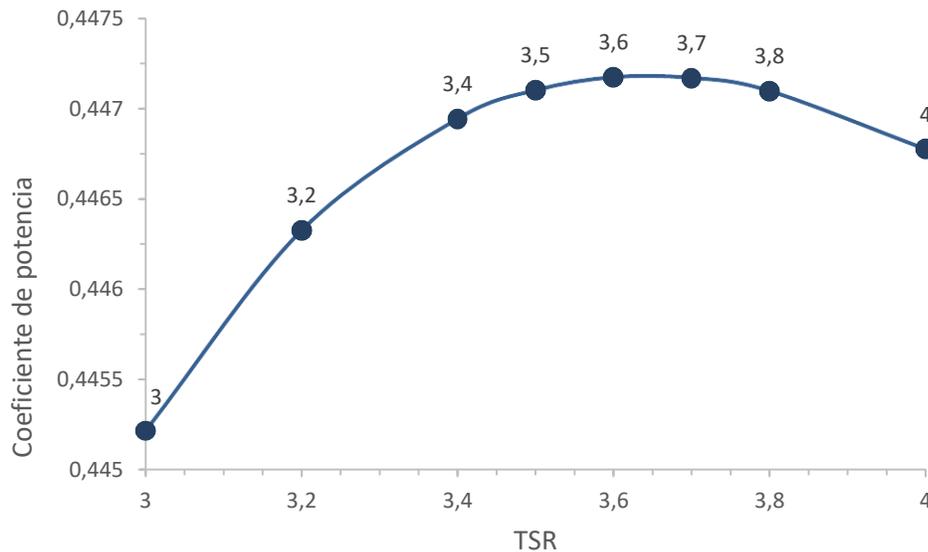


Figura 27. Comportamiento del coeficiente de potencia para rotores construidos con el perfil NREL S802 bajo las mismas condiciones iniciales variando el TSR. Fuente: autor.

El coeficiente de potencia es un valor que no se relaciona directamente con la cuerda y el alabeo de los rotores. En la Figura 29 se muestra el comportamiento de la cuerda para el rotor con mayor coeficiente de potencia por perfil. La cuerda del perfil EPPLER E817 tiene las mayores dimensiones comparadas con las otras dos. Por otro lado, los álabes diseñados con el perfil NACA 4412 y el NREL S802 tienen un comportamiento de cuerda similar esto se debe a que ambos tienen coeficientes de sustentación similares y este coeficiente afecta directamente las dimensiones de la cuerda.

En la Figura 30 se presentan los ángulos de torsión del álabes por sección para los rotores que mostraron mejor desempeño por perfil, estos son los mismos que se eligieron en la sección anterior. Se evidencia que los perfiles NACA 4412 y NREL S802 presentan resultados muy similares para la cuerda y el alabeo, esto se debe a la similitud de los coeficientes que tienen los perfiles, mientras que el perfil EPPLER E817 muestra un alabeo mayor.

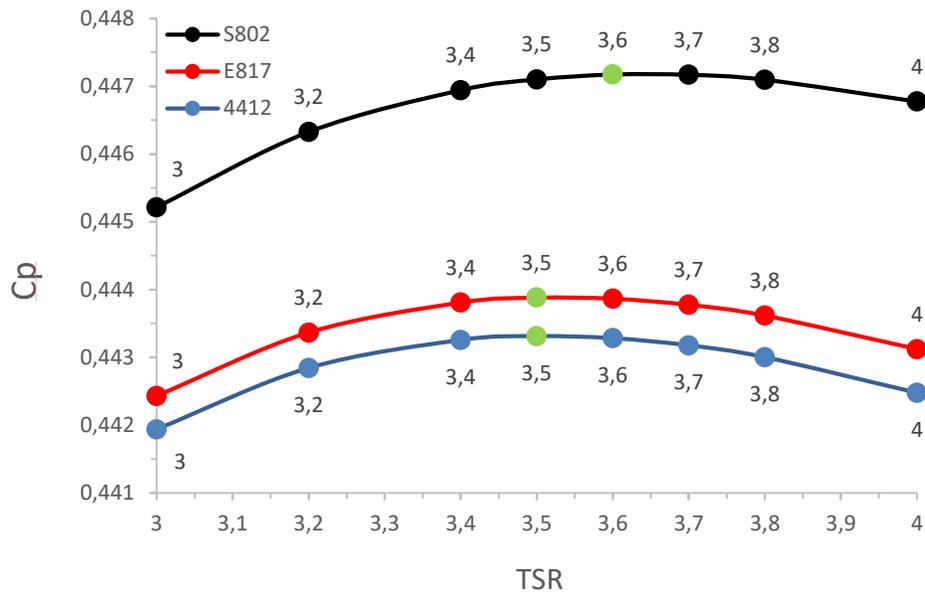


Figura 28. Comparación de coeficiente de potencia contra TSR para rotores diseñados con perfil EPPLER E817, NACA 4412 y NREL S802. Fuente: autor.

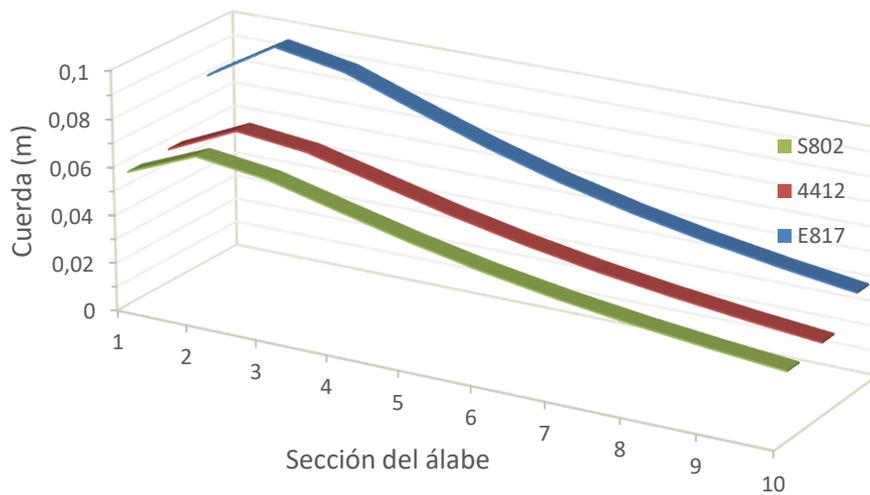


Figura 29. Cuerda en cada sección del álabes para el mejor rotor por perfil. Fuente: autor.

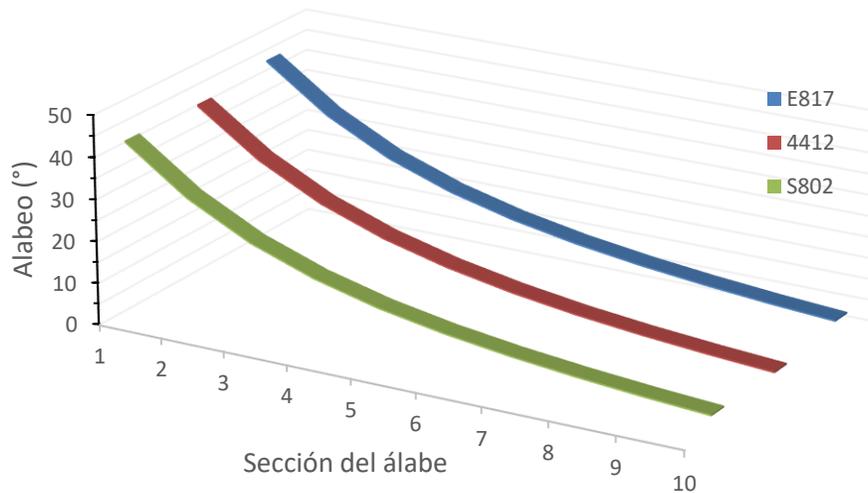


Figura 30. Alabeo en cada sección del álabes para el mejor rotor por perfil. Fuente: autor.

En la Figura 31 se muestran los tres diferentes álabes construidos con los datos presentados anteriormente. La figura 34a pertenece al álabes construido con el perfil NACA 4412, se puede evidenciar al igual que en las imágenes anteriores que sus dimensiones son muy similares a las del perfil de la figura 34c que pertenece al perfil NREL S802. Por otro lado, el perfil EPPLER E817 destaca por ser un álabes más ancho y con una torsión más pronunciada.

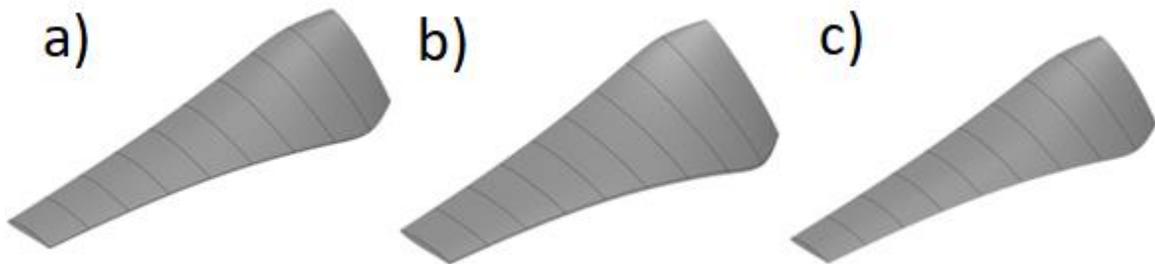


Figura 31. Álabes construidos con perfil a) 4412 b) E817 c) S802. Fuente: autor.

3.1.5 Diseño del cubo

Para el diseño del cubo se tuvieron en cuenta las dimensiones de los álabes. Además, se buscó un mecanismo de ensamble que permitiera unir cada uno de los tres juegos de álabes con el rotor para disminuir los costos. En la Figura 32 se presenta el diseño final del cubo, en él se pueden

apreciar dos ranuras de altura t , la tercera se encuentra por atrás. Cada ranura tiene tres orificios, dos para ensamblar los álabes, el tercero es para fijar el eje al cubo.

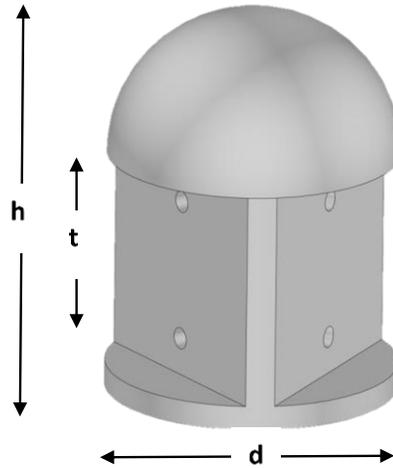


Figura 32. Diseño del cubo para fabricación y simulación. Fuente: autor.

En la Figura 33 se muestra una tercera parte de los álabes con el cubo. Este diseño está simplificado y fue el utilizado para las simulaciones.

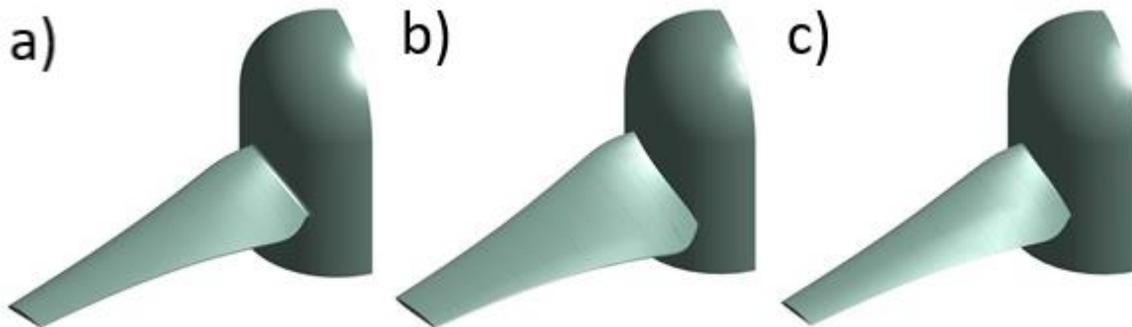


Figura 33. Cubo y álabe construido con perfil a) 4412 b) E817 c) S802. Fuente: autor.

3.2 Simulación del comportamiento hidrodinámico de los rotores

3.2.1 Resultado de estudio de malla

En la Figura 34 se presenta el estudio de malla realizado para el rotor diseñado con el perfil NACA 4412. En el eje de las ordenadas se reporta el error relativo de cada malla con determinados

números de elementos. Se puede apreciar que inicialmente el error relativo era muy alto pero una vez iban aumentando los elementos por malla el error fue disminuyendo. Se evidencia cuando se generan mallas de más de un millón de elementos el error es inferior al 2% pero hasta ese punto aún no existe una tendencia clara de la curva. Después de la malla de 1,5 millones de elementos la curva tiene una tendencia clara y marcada por tal motivo se puede deducir que alcanzó la independencia de malla. Así pues, se eligió la malla de 3,79 millones de elementos pues cumple con la independencia de malla y con la menor cantidad de elementos para ahorrar recurso computacional.

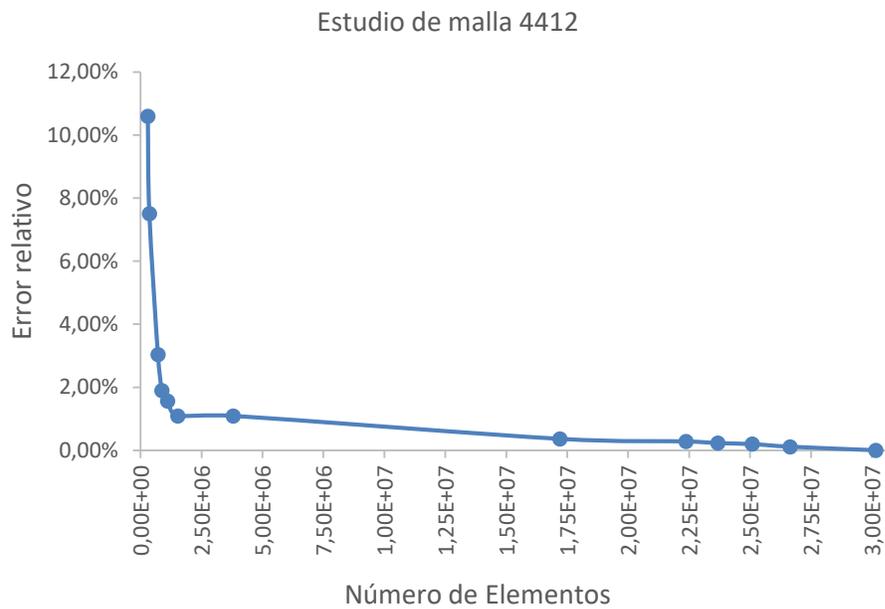


Figura 34. Estudio de malla para rotor con perfil NACA 4412. Fuente: autor.

El mismo procedimiento realizado para el rotor con perfil NACA 4412 se realiza en los otros dos rotores. Para el NREL S802 se eligió una malla de 3,79 millones de elementos (ver Figura 19) y para el Eppler 817 que tiene una forma un poco más compleja se utilizó una malla de 11,1 millones de elementos (ver Figura 20). Cabe resaltar que todas las mallas elegidas cumplen con los parámetros de ortogonalidad que deben estar entre 0,15 y 1, oblicuidad que debe estar entre 0 y 0,94; y la relación de aspecto que debe ser inferior a 30. Los valores mencionados se deben cumplir para tener una malla aceptable en términos de calidad [61].

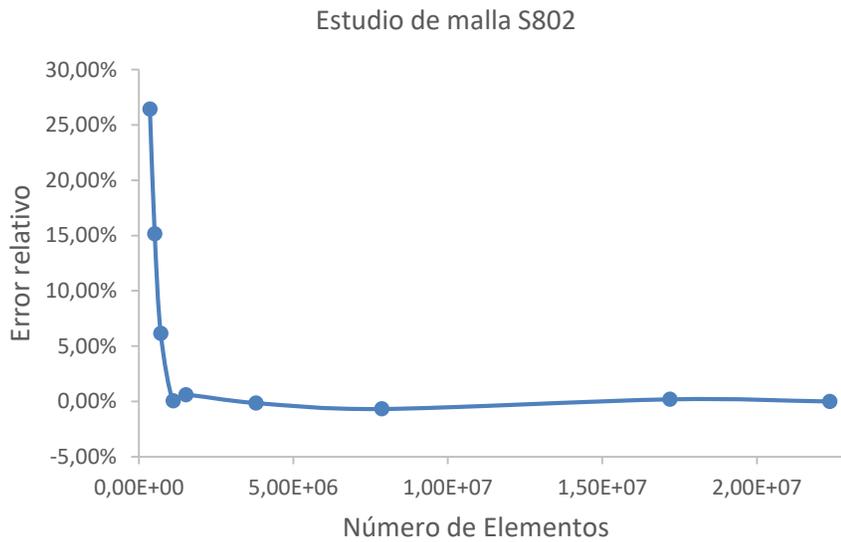


Figura 35. Estudio de malla para rotor con perfil S802. Fuente: autor.

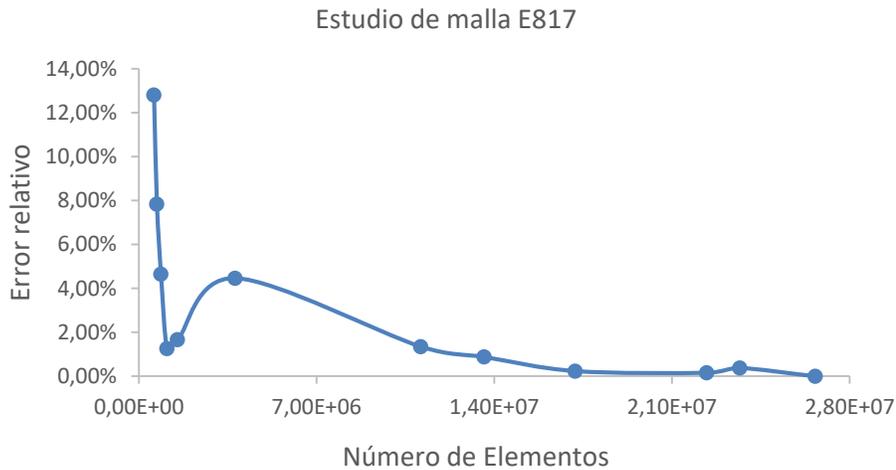


Figura 36. Estudio de malla para rotor con perfil E817. Fuente: autor.

Con las mallas seleccionadas se parametrizó el estudio de coeficiente de potencia contra TSR, seleccionando siempre la misma malla y variando únicamente la velocidad angular de $0,1 \text{ rad s}^{-1}$ hasta 40 rad s^{-1} , estas velocidades están asociadas a los TSR más comunes que son 0, 1, 2, 3, 4, 5 y 6, como se mencionó anteriormente, dada la velocidad de flujo de $1,4 \text{ m s}^{-1}$ característica del Río Atrato. Con este estudio se obtuvieron las curvas características de potencia de cada rotor.

El rotor con mejor rendimiento fue el Eppler E817 por tal motivo se realiza con este el mallado y análisis cuantitativo de incertidumbre numérica obteniendo los siguientes resultados. En la Figura 37 se puede observar una curva que corresponde a la variación de la variable de observación (par de torsión) en una simulación transitoria de 4 segundos para la malla más fina. Se puede evidenciar que inicialmente el par de torsión tiene un comportamiento irregular donde llega a sus puntos máximos y mínimos. Después del primer segundo el par de torsión se empieza a estabilizar y logra permanecer constante desde el segundo 3 hasta el final. Este mismo comportamiento se evidenció para la malla 1 y 2.

En la Figura 38 se pueden observar tres puntos, cada uno correspondiente a una malla. El primer punto de izquierda a derecha corresponde a la malla menos fina. Esta malla tiene 7,94E5 elementos y el par de torsión es de 3,23084 Nm. Después de este punto se encuentra la malla de 1,65E6 elementos con un par de torsión de 3,18678 Nm y finalmente la malla más fina con 1,03E7 elementos con un par de torsión de 3,15496 Nm. Como se pudo evidenciar el par de torsión tiene un comportamiento descendente, a medida que la cantidad de elementos aumenta el par de torsión disminuye.

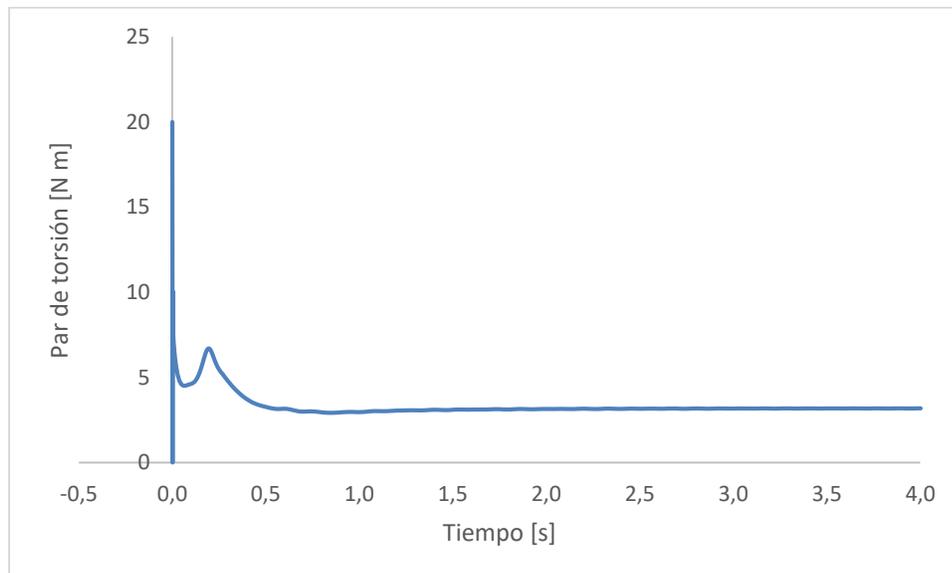


Figura 37. Comportamiento de la variable de salida en el tiempo para la malla más fina. Fuente: autor.

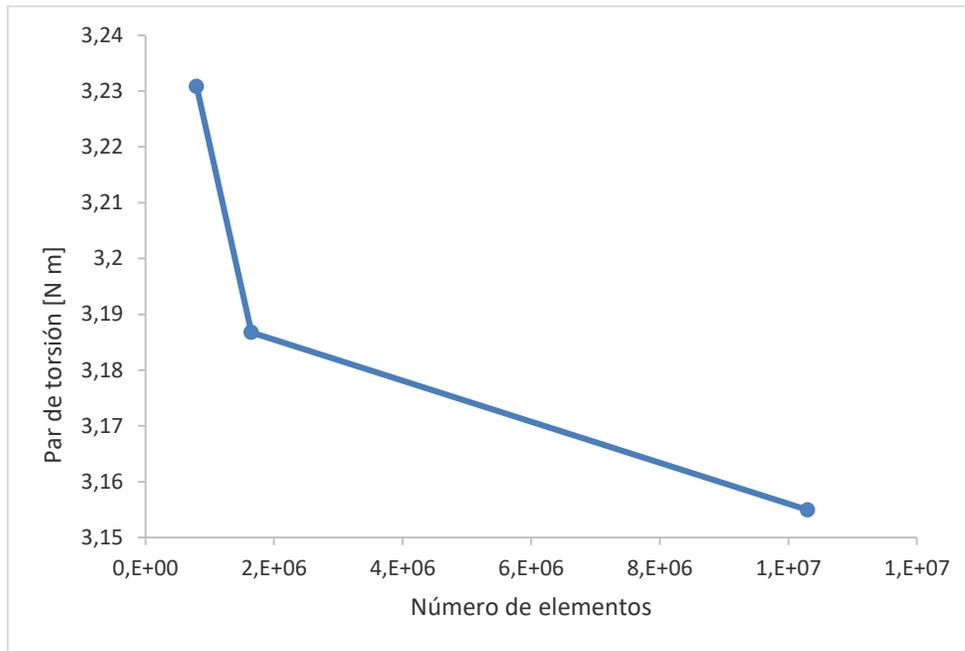


Figura 38. Comportamiento del par de torsión para estudio de refinamiento de malla. Fuente: autor.

Con los resultados anteriores se procede al cálculo del índice de convergencia de malla (GCI), utilizando el par de torsión como variable principal. Como el valor de R es 0,722 y está entre 0 y 1 se dice que la condición de convergencia para el par de torsión es monótona. Además, se calculó el GCI para la malla 1 (GCI_{12}) y para la 2 (GCI_{23}) con un factor de seguridad de 1,25 obteniendo valores de 0,203 y 1,449 respectivamente. Los resultados muestran que a medida que se densifica la malla el error disminuye, motivo por el cual se eligió la malla más fina para continuar con la segunda parte del estudio que consiste en variar el TSR que es la relación entre la velocidad del fluido y la velocidad de giro.

Para ese estudio únicamente se varió el TSR entre 0,1 y 6, para obtener valores de par de torsión a diferentes TSR y el coeficiente de potencia fue calculado utilizando la ecuación (14). En la Figura 39 se muestra la curva de rendimiento del rotor simulado, el TSR está en el eje "x" y el coeficiente de potencia en el eje "y". Además, se presenta la incertidumbre numérica calculada con el GCI. Se puede evidenciar que a medida que el TSR aumenta el coeficiente de potencia también lo hace hasta llegar al $TSR=4$, a partir de ese punto el coeficiente de potencia empieza a disminuir. Por otro lado, la barra de error varía proporcionalmente al coeficiente de potencia.

En la Figura 40 se presentan dos curvas de coeficiente de potencia contra TSR para el rotor Eppler. La curva de color naranja pertenece al análisis inicial hecho con la malla tradicional y la curva color azul pertenece al análisis hecho con GCI. Como se puede observar ambas curvas tienen una buena coincidencia, el error entre ellas varía entre 0,19% en puntos como $TSR= 3,5$ y 10,15% en puntos como $TSR =5$. La diferencia de los resultados de simulación es pequeña lo cual indica que el método de mallado no influye sustancialmente en los resultados, así que cualquiera de los dos métodos usados es confiable. Por otro lado, se observa el punto máximo de la curva hecha en la simulación anterior está dentro de las barras de error de la simulación con GCI.

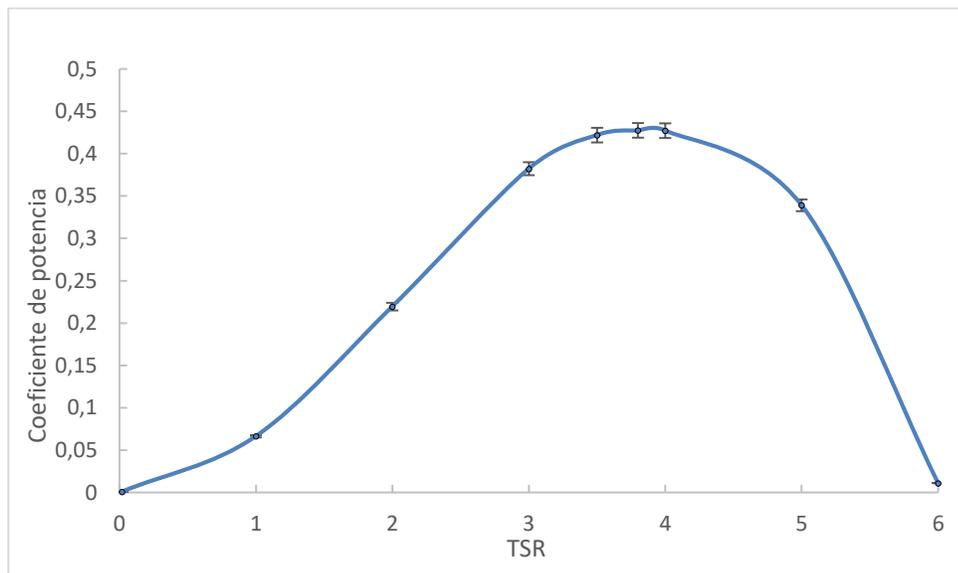


Figura 39. Curva de funcionamiento del rotor Eppler con incertidumbre numérica. Fuente: autor.

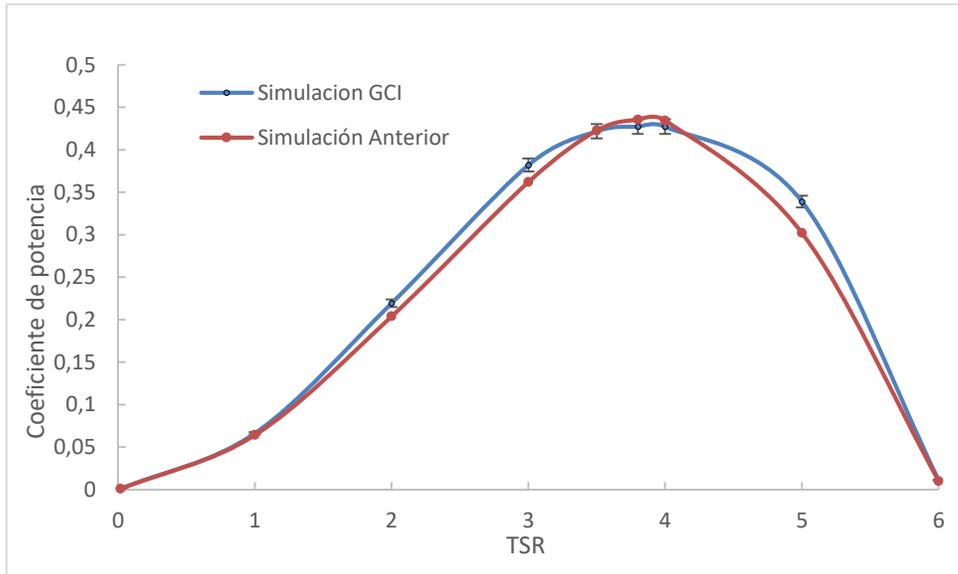


Figura 40. Comparación de curvas de coeficiente de potencia numérico. Fuente: autor.

3.2.2 Perfiles de velocidad

El análisis de perfiles de velocidad permite observar los fenómenos alrededor de la turbina que generan finalmente la sustentación, la cual es responsable de hacer girar el rotor, mientras más información se tenga del comportamiento de la velocidad en torno al rotor y los álabes mejor será el entendimiento del par de torsión en el eje. Por este motivo es importante verificar por medio de este tipo de perfiles la dirección con la que el fluido entra a los rotores y el comportamiento del flujo cerca de la zona del álabes, ya que estos fenómenos disminuyen el rendimiento del sistema.

En la siguiente sección se presentan los resultados de los perfiles de velocidad de los diferentes rotores, mostrando el comportamiento de la velocidad aguas arriba y aguas abajo de la turbina y también en diferentes secciones del álabes.

Perfiles de velocidad rotor con perfil NACA 4412

A continuación, se presenta en la Figura 41 el rotor construido con el perfil NACA 4412 se encuentra ubicado en el centro de la imagen. Se puede observar alrededor de la turbina el comportamiento de la velocidad representado en contornos, los colores azules oscuros representan velocidades bajas mientras los claros representan velocidades superiores a $1,5 \text{ m s}^{-1}$. Como era de esperarse por los principios físicos que modelan el problema, la velocidad del agua arriba de la turbina es

mayor que la que se encuentra aguas abajo, esto se produce por la pérdida de energía cinética del agua cuando golpea los álabes. Hay puntos donde la velocidad es mucho menor como la parte posterior del cubo, en esta región se evidencia velocidades inferiores a $0,4 \text{ m s}^{-1}$ y esto se debe a que una parte del fluido le transfiere gran cantidad de energía cinética a los álabes. Por otra parte, se pudo comprobar la teoría de la conservación de la energía que se aprecia mejor en la Figura 60 del anexo 2 donde se muestra que la velocidad aguas arriba de la turbina es una e inmediatamente el fluido atraviesa la turbina pierde velocidad y esta permanece así aguas abajo de la turbina. En la Figura 41 se aprecia una región de baja velocidad aguas abajo de la turbina justo como lo indica la teoría.

Por otro lado, en la Figura 42 se muestra el perfil de velocidad de una turbina de eje horizontal que tiene condiciones de entrada de flujo similares, pero cuenta con fluidos de control de diferente tamaño; además utiliza el modelo de turbulencia RANS que es un modelo de turbulencia que no permite captar de forma detallada remolinos que más adelante se analizarán. A pesar de las diferencias mencionadas anteriormente se puede decir que en términos generales y teniendo en cuenta el comportamiento esperado ambas imágenes tienen algunas similitudes. La primera de ellas es que aguas arriba de la turbina la velocidad del fluido es mayor que aguas abajo. A medida que el fluido se empieza a acercar a la turbina, va perdiendo velocidad y una vez que la atraviesa pierde aún más. Otra similitud notable es que detrás del rotor de la turbina se genera una zona de velocidad baja que se extiende hasta el final del volumen de control. Después de hacer estas comparaciones se puede determinar que, aunque el modelo de turbulencia utilizado para este estudio no capta de una forma tan detallada el fenómeno que ocurre en torno a la turbina, se pueden encontrar similitudes macroscópicas que permiten observar el comportamiento correcto del fluido en el sistema en el presente estudio.

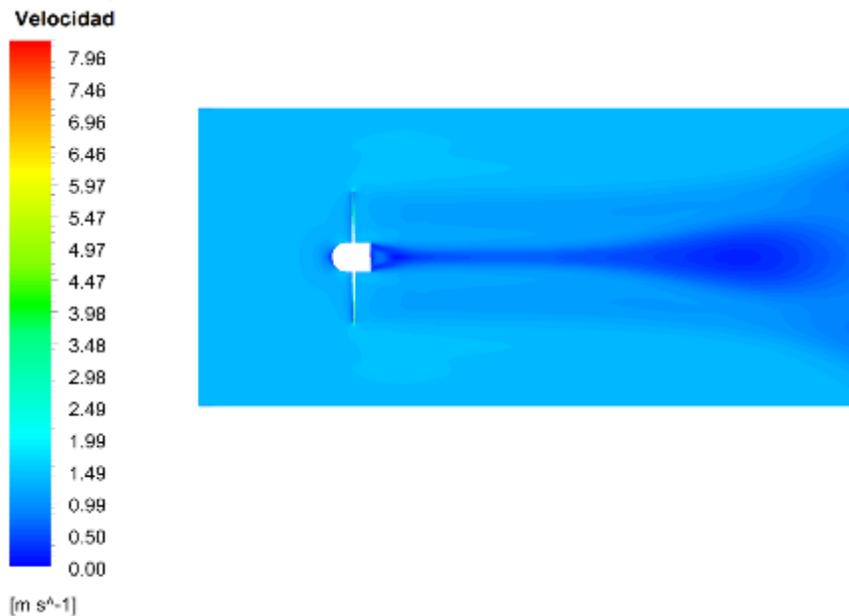


Figura 41. Perfil de velocidad de rotor construido con NACA 4412. Fuente: autor.

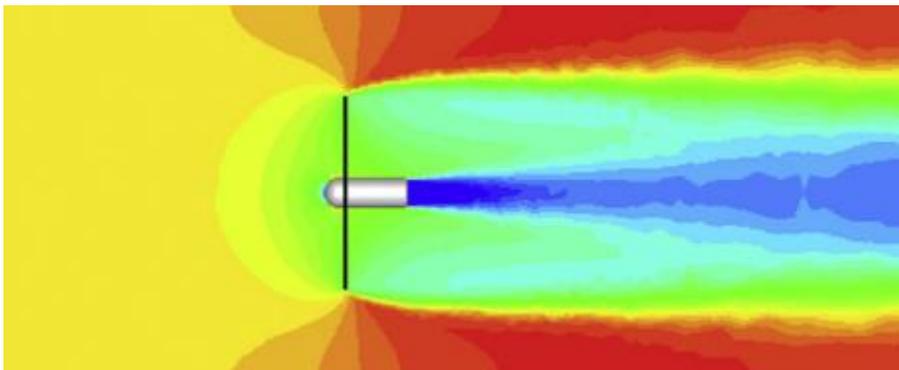


Figura 42. Perfil de velocidad de un rotor completo. Fuente: [63].

La Figura 43 muestra el comportamiento de la velocidad del agua alrededor de diferentes secciones del ábete por medio de contornos y vectores de dirección para dimensionar el tamaño e inclinación de cada perfil en la Tabla 4 se indica la cuerda y el ángulo de ataque. Cada fila contiene imágenes de una sección del ábete en particular, mientras más debajo de la imagen, más cerca están del cubo. Además, cada columna pertenece a un TSR distinto. Se puede observar que para $TSR=1$ se presenta un comportamiento irregular del fluido en la parte inferior del perfil, esta conducta permanece a lo largo de todo el ábete, se debe mencionar que este tipo de vórtices aparecen en otros estudios para TSR similares [64]. Se puede apreciar que en las cuatro imágenes que se

presentan para este TSR las líneas de dirección del fluido ingresan por la parte superior del perfil y a medida que el ángulo de ataque y la cuerda aumentan el fenómeno se hace menos intenso, este fenómeno, y el mencionado inicialmente, hacen que el coeficiente de sustentación sea bajo, en consecuencia, el par de torsión se verá afectado notablemente.

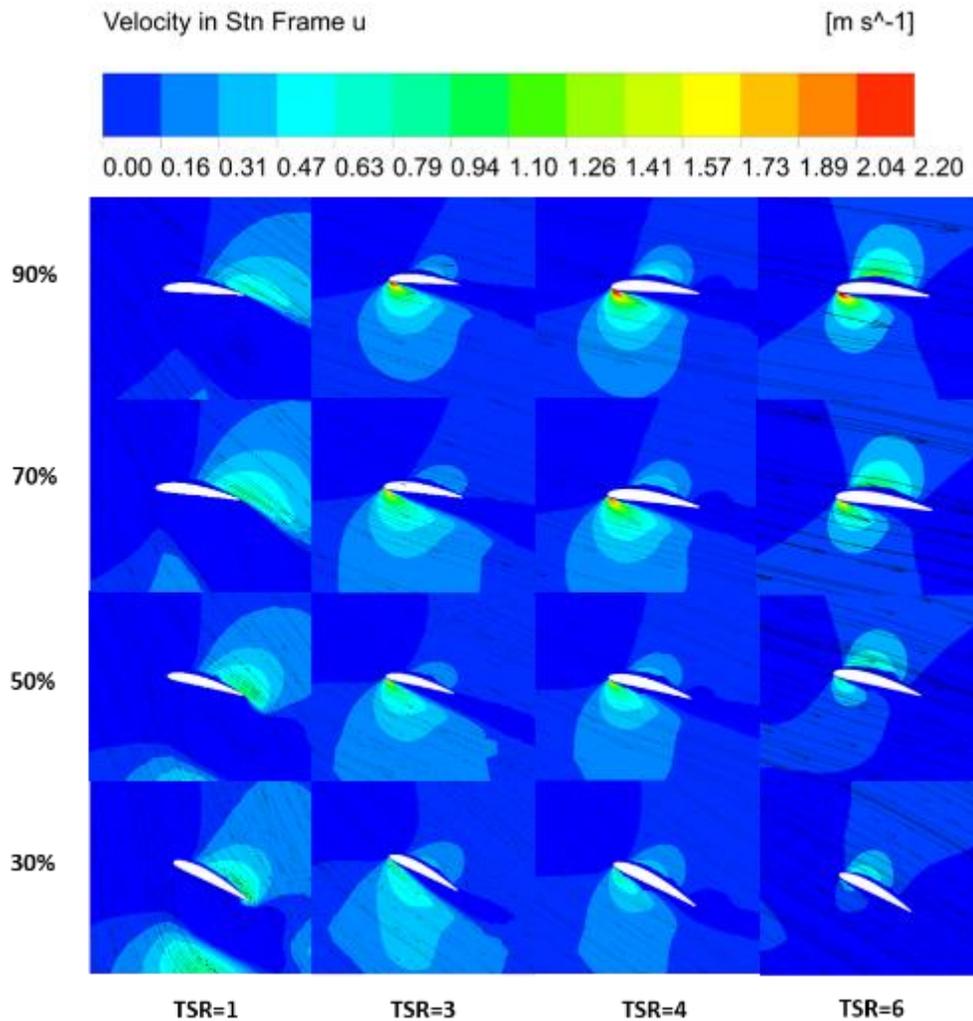


Figura 43. Perfiles de velocidad para diferentes TSR y en distintas secciones del álabe para el rotor NACA 4412. Fuente: autor.

A medida que el TSR va aumentando, la dirección con la que el fluido golpea el perfil va mejorando, esto debido a que a medida que el TSR aumenta la velocidad de giro también lo hace por tal motivo el ángulo de la velocidad relativa se va acercando al ángulo de ataque óptimo para el perfil , así es que se empiezan a generar contornos de velocidad uniformes en el intradós y el estrados, esto hace que el coeficiente de sustentación sea mayor como se ha demostrado en otros estudios [65].

Aunque en las secciones cercanas al cubo se siguen generando irregularidades en la dirección del fluido, se puede observar que al llegar a la mitad del álabe este comportamiento se suaviza, disminuyendo así las pérdidas. En la siguiente sección se hará el análisis de contornos de presión para complementar la explicación de la fenomenología.

Tabla 4 Valores de cuerda y ángulo de ataque para las figuras presentadas en la Figura 43.

Sección	Cuerda [cm]	Angulo de ataque [°]
90%	3,29	4,74
70%	4,05	7,80
50%	5,17	12,83
30%	6,60	22,07

Perfiles de velocidad del rotor con perfil NREL S802 y Eppler E817

Se realizó el mismo análisis para el rotor construido con el perfil NREL S802 y E817. Las imágenes asociadas se encuentran en el anexo 4.

3.2.3 Perfiles de presión

El análisis del comportamiento de la presión alrededor de la turbina es de suma importancia ya que esta variable es responsable de la generación de las fuerzas de sustentación y arrastre, estas variables afectan directamente el par de torsión en el eje.

En la siguiente sección se presentan los resultados de los perfiles de presión de los diferentes rotores, mostrando el comportamiento de la presión aguas arriba y aguas abajo de la turbina, en diferentes secciones del álabe y en el mismo álabe.

Perfiles de presión del rotor con perfil NACA 4412

En la Figura 44 se presenta el perfil de presión para el rotor construido con el perfil NACA 4412 que se encuentra ubicado en el centro de la imagen. Se puede observar alrededor de la turbina el comportamiento de la presión representado en contornos, los colores rojizos representan

presiones positivas, mientras que los verdes y amarillos representan presiones negativas. Se puede observar que el fluido en general se encuentra a una presión determinada (positiva), mientras se va acercando a la turbina la presión empieza a aumentar, pero una vez el fluido atraviesa los alabes, la presión cae súbitamente llegando incluso a valores negativos, esto no dura mucho pues un momento después de que el fluido cruza completamente la turbina, la presión se vuelve a normalizar, este fenómeno es exactamente el que se esperaba observar y este se puede corroborar con la física que modela el problema y se encuentra en el anexo 1.

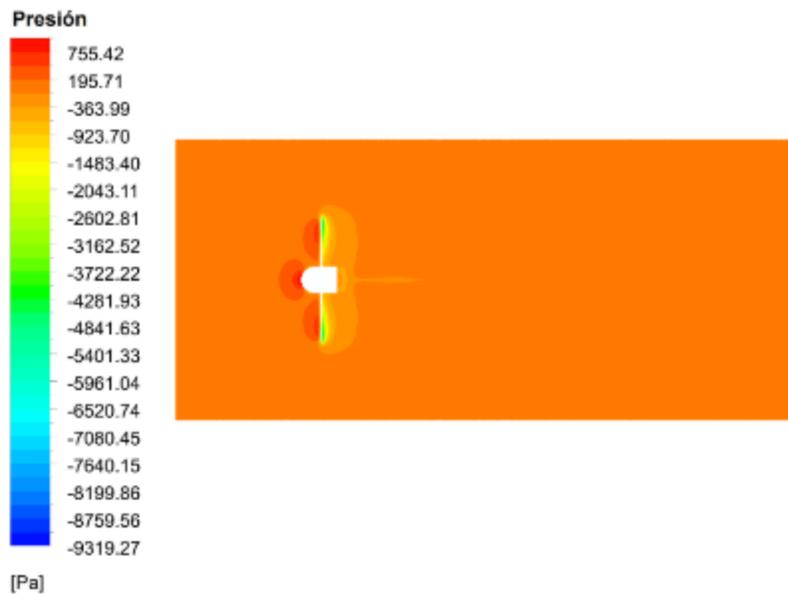


Figura 44. Perfil de presión completo del rotor construido con perfil NACA 4412. Fuente: autor.

La Figura 45 muestra el comportamiento de la presión alrededor de diferentes secciones del álabe por medio de contornos para un $TSR=1$. Se puede observar que las presiones más altas se concentran en la parte del extradós del perfil en todas las secciones del álabe ya que en esta zona es donde golpea el fluido. Además, en el intradós de todas las secciones se presentan bajas presiones, esto se debe al ángulo con el que el fluido golpea el álabe. Lo anterior produce que el coeficiente de sustentación sea bajo en casi todo el álabe, esto genera bajo rendimiento y hace que el par de torsión de la turbina sea bajo. Este fenómeno se repite con menor intensidad para $TSR=2$.

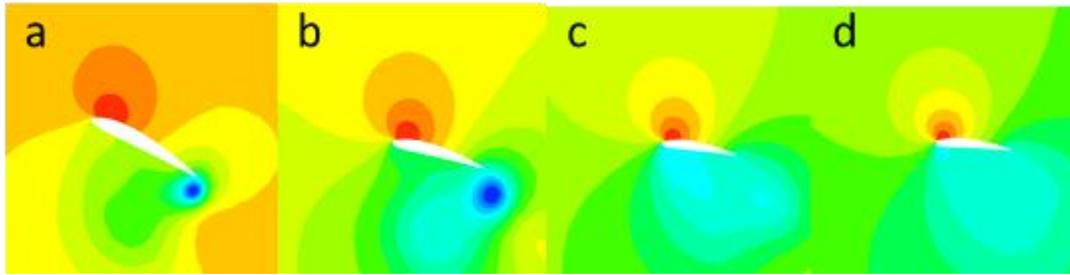


Figura 45. Perfiles de presión para $TSR=1$ en turbina con perfil NACA 4412 a diferentes secciones a) 30% b) 50% c) 70% d) 90%. Fuente: autor.

En la Figura 46 se muestra el álabe visto desde la parte superior y la parte inferior, en su superficie se presenta contornos de presión correspondientes al $TSR=1$. Se puede observar que las presiones más altas se presentan en la parte superior del álabe y son aún mayores a medida que se acerca a la punta. En esta figura se puede evidenciar que las presiones que se generan en todo el extradós (vista superior) son mayores que las presiones generadas en el intradós (vista inferior), como se mencionaba anteriormente, esto hace que el rendimiento de la turbina para $TSR=1$ sea bajo.

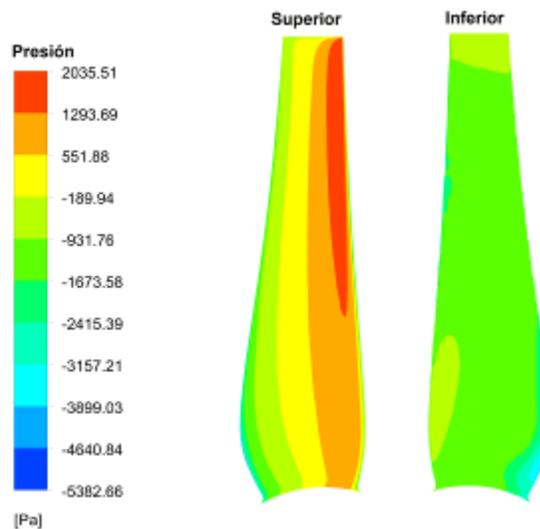


Figura 46. Contornos de presión para álabe con perfil NACA 4412 visto por la parte superior e inferior para $TSR=1$. Fuente: autor.

En la Figura 47 se muestran perfiles de presión alrededor del álabe para diferentes secciones para un $TSR=4$. Se observa un comportamiento similar al de la imagen anterior, pero con menor intensidad. En el borde de ataque de todas las secciones se observa la formación de contornos de

alta presión menores a los del $TSR= 1$, además, no se extienden por una gran parte del extradós, esto se debe a que el ángulo relativo entre el fluido y el perfil se acerca al ángulo de ataque óptimo provocando que las presiones en el extradós no sean tan altas. Esto hace que el gradiente de presión entre el extradós y el intradós sea negativo, al ocurrir este fenómeno las presiones del intradós hacen que las fuerzas de sustentación sean más altas, aumentando directamente el par de torsión. El comportamiento descrito se repite de manera similar para $TSR=3$ y $TSR=5$ y para los otros dos rotores.

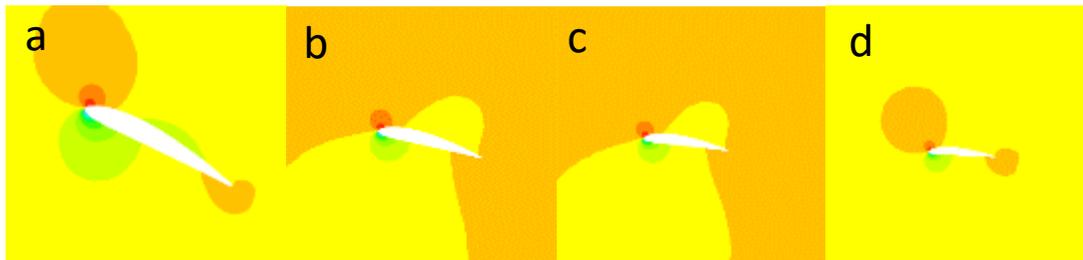


Figura 47. Perfiles de presión para $TSR= 4$ en turbina con perfil NACA 4412 a diferentes secciones a) 30% b) 50% c) 70% d) 90%. Fuente: autor.

La Figura 48 muestra el álabe visto desde la parte superior y desde la parte inferior. En la superficie se presentan contornos de presión que se generan cuando la turbina gira a un $TSR=4$. Se puede observar que las presiones más altas se presentan en el borde de ataque y que las diferencias de presión entre el intradós (vista inferior) y el extradós (vista superior) no son significativas. Este fenómeno indica que el TSR que hace máximo el coeficiente de potencia se encuentra cerca de este valor, por los motivos que se mencionaron en la figura anterior.

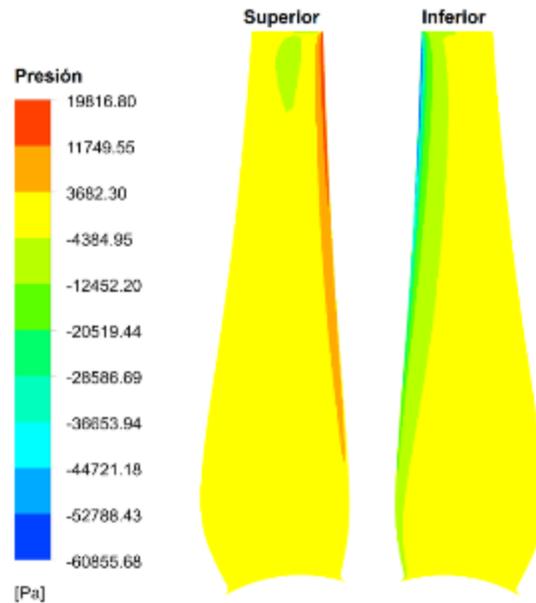


Figura 48. Contornos de presión para álabe con perfil NACA 4412 visto por la parte superior e inferior para TSR=4. Fuente: autor.

Perfiles de presión del rotor con perfil NREL S802 y Eppler E817

El mismo análisis que se realizó anteriormente se repite para los otros dos rotores encontrando grandes similitudes en la fenomenología del fluido. Las consecuencias de estas similitudes se verán reflejadas en el siguiente capítulo y serán analizadas. Se encontraron diferencias en algunas partes de los contornos donde variaba únicamente el color del contorno. Las diferencias más importantes en el comportamiento del fluido se presentan a continuación.

En la Figura 49 se presentan los resultados de los contornos de presión en diferentes secciones del álabe para un TSR=1 con el rotor NREL S802, en la parte superior, y el Eppler E817, en la parte inferior. Se puede evidenciar que el comportamiento en las secciones de 30% y 50% tienen diferencias notorias, pues la presión para el perfil NREL es más baja y el área que ocupa este fenómeno es mayor que en el Eppler. En las otras dos secciones se puede observar que el comportamiento de las presiones en términos generales es muy similar y coincide con los que se observaron en el capítulo del NACA 4412.

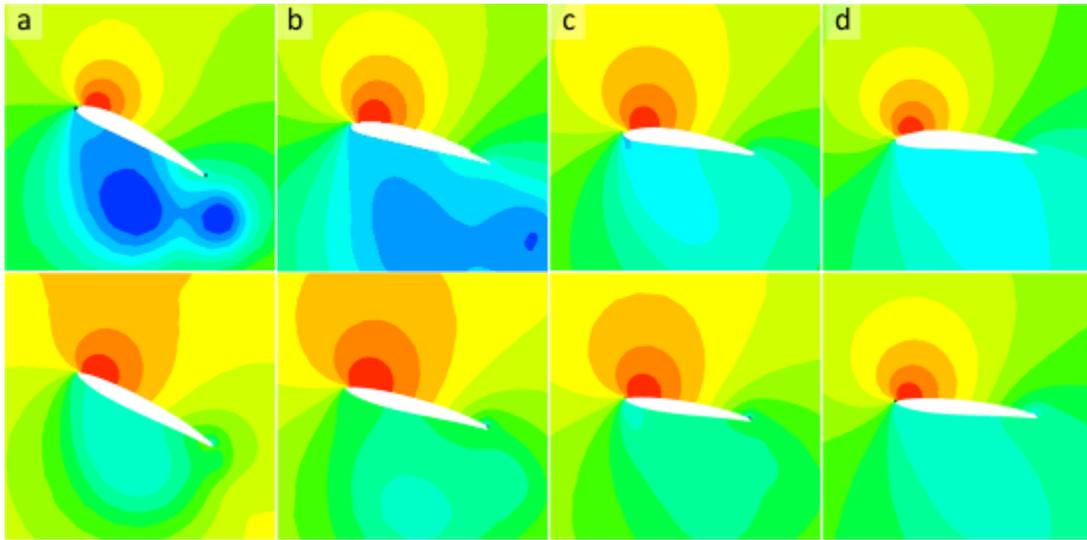


Figura 49. Perfiles de presión para $TSR=1$ en turbina con perfil NREL S802 (arriba) y Eppler E817 (abajo) para diferentes secciones a) 30% b) 50% c) 70% d) 90%. Fuente: autor.

3.2.4 Curvas numéricas de coeficiente de potencia vs TSR

En la Figura 50 se presentan los resultados del coeficiente de potencia obtenidos en la simulación de los rotores con los perfiles NACA 4412, NREL S802 y EPPLER E817 para diferentes TSR. En la imagen se pueden apreciar tres curvas en forma de parábola que corresponden al coeficiente de potencia obtenido numéricamente de cada uno de los rotores y una línea recta que corresponde al coeficiente de potencia máximo obtenido por medio de la metodología BEM sin tener en cuenta las pérdidas. Se observa que el máximo coeficiente de potencia numérico se encuentra cerca al C_p máximo sin pérdidas. Estos resultados validan el modelo de la simulación ya que se acercan a los datos obtenidos con la metodología BEM, que como se mencionaba en capítulos anteriores, es una metodología validada con resultados experimentales lo que ofrece una alta confiabilidad. Por otro lado, se evidencia que el máximo de las tres funciones se encuentra entre $TSR=3$ y $TSR=4$ esto coincide con el TSR de diseño que es 3,5 para el NACA 4412 y el Eppler 817, y 3,6 para el NREL S802. Para ser más exactos se creó una línea de tendencia de tipo polinómica grado 5, con la que se obtuvo la ecuación al calcular el máximo local, se encontró que para el rotor construido con el perfil NACA y Eppler el $TSR=3,9$ es la velocidad óptima a la cual debe girar este rotor para extraer la energía máxima del agua, este se asocia a un coeficiente de potencia de 0,396 para el NACA y de 0,435 para el Eppler. El TSR para el rotor construido con el perfil NREL S802 es de 3,9 el cual se asocia a un coeficiente de potencia de 0,392.

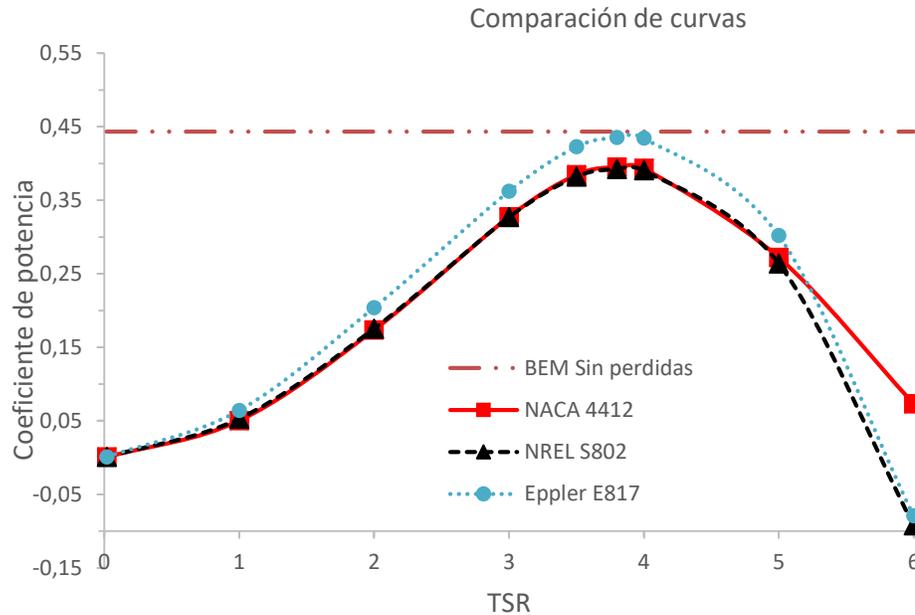


Figura 50. Comparación de curvas de coeficiente de potencia para el rotor con perfil NACA 4412 y NREL S802. Fuente: autor.

La diferencia entre las curvas del NREL y el NACA es poca, pero se puede notar que al inicio los valores del C_p para el rotor con el perfil NREL S802 son levemente mayores pero una vez se acercan al punto máximo los valores del otro rotor los superan por poco. Después del $TSR=5$ los valores del rotor con perfil NREL S802 disminuyen drásticamente con respecto al otro rotor, esto indica que para aplicaciones con alta variabilidad de velocidad relativa el rotor con perfil NACA 4412 es mejor.

En cuanto a la curva del Eppler se puede notar que cuando el $TSR=0$ no hay mucha diferencia con las dos curvas anteriores, pero una vez el TSR aumenta, el coeficiente de potencia también lo empieza a hacer a tal punto que se logra ver una diferencia con respecto a las curvas anteriores. Luego, al igual que la curva del S802, cae súbitamente después de $TSR=5$.

Como resultado, el rotor asociado al perfil NACA 4412 tiene una potencia calculada con los valores de simulación de 106,6 W mientras que el NREL S802 tiene una de potencia de 105,6 W y el Eppler E817 de 117 W. Los valores se asemejan a los calculados numéricamente con la metodología BEM sin pérdidas que fueron 119,6W, 120,1W, 119,2W respectivamente.

3.3 Fabricación y análisis experimental del funcionamiento de los rotores

3.3.1 Fabricación de rotores

Fabricación de álabes y rotores

En la siguiente sección se muestra la fabricación de álabes y rotores por medio de manufactura aditiva y por mecanizado. Los álabes y rotores de manufactura aditiva se hicieron usando la impresora 3D marca Stratasys, modelo sst1200 del laboratorio de diseño industrial del ITM sede Robledo. Los prototipos fueron impresos con una resolución de capa de 0,2540mm y el interior del modelado es sólido. Los álabes que fueron hechos con manufactura sustractiva se manufacturaron en el centro de mecanizado de 5 ejes Leadwell v40iT del laboratorio de simulación, modelamiento y prototipos del ITM en Parque i.

Fabricación de rotor con perfil NACA 4412

En la Figura 51 se presenta el modelo CAD del rotor NACA 4412 y en ella se muestra de color rojo las trayectorias que la maquina realizó para adicionar material y en color blanco el material de soporte, el cual fue retirado por medio de un baño con hidróxido de sodio durante 5 horas. Para cada uno de los rotores se realizó el mismo procedimiento. En el centro del rotor hay un orificio pasante para introducir un eje de 12mm de diámetro

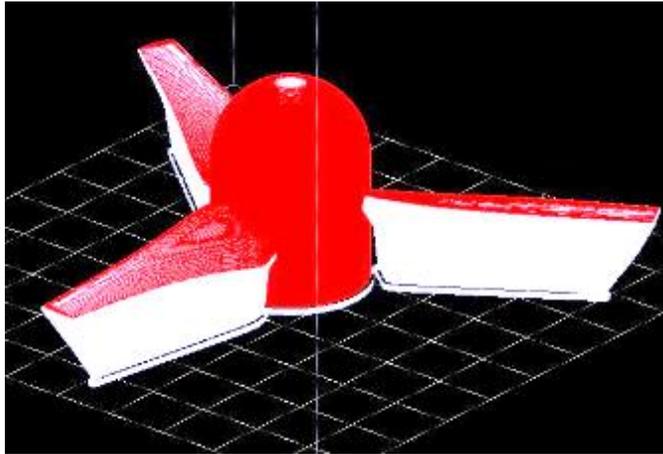


Figura 51. Modelado de impresión de rotor NACA 4412 con soportes. Fuente: autor.

En la Figura 52 se presenta el resultado de la impresión 3D para el rotor NACA 4412, este rotor está escalado a la mitad del prototipo simulado. El diámetro total fue de 277,14mm, mientras que el diámetro del cubo es de 60mm. El tiempo de impresión fue de aproximadamente 10 horas y la cantidad de material adicionado fueron 165,36cm³ de ABS, mientras que la cantidad del material de soporte fue de 43,44cm³. Para mejorar la calidad del acabado y remover imperfecciones se utilizó una lija de grano fino #1000.

El resultado de la manufactura aditiva para esta escala fue satisfactorio ya que los acabados superficiales muestran una resolución aceptable y la forma del perfil NACA4412 en los álabes se logra replicar con una gran exactitud, por tal motivo estos fueron los rotores que se eligieron para realizar la experimentación.

Este mismo procedimiento se realizó para el rotor NREL S802 y el EPPLER E817. Los resultados se presentan en el anexo 5.



Figura 52. Rotor NACA 4412 con manufactura aditiva. Fuente: autor.

Otras formas de manufactura

Se realizó la manufactura de los álabes en el centro de mecanizado de 5 ejes en las instalaciones de parque i. El material utilizado fue polietileno de alto peso molecular. Se crearon varias estrategias de mecanizado mediante el software SprutCAM® para mejorar la calidad de acabado superficial de los álabes. En la Figura 53 se puede observar el proceso de mecanizado del álabes, primero se corta el bloque de polietileno, después se mecaniza el álabes que tiene una longitud de 0,25m, este proceso puede durar una semana. Después de mecanizado el álabes se debe pulir hasta eliminar la viruta que quedó adherida al álabes. Se fabricaron en total nueve álabes, tres de cada tipo (S802, NACA4412 y E817).

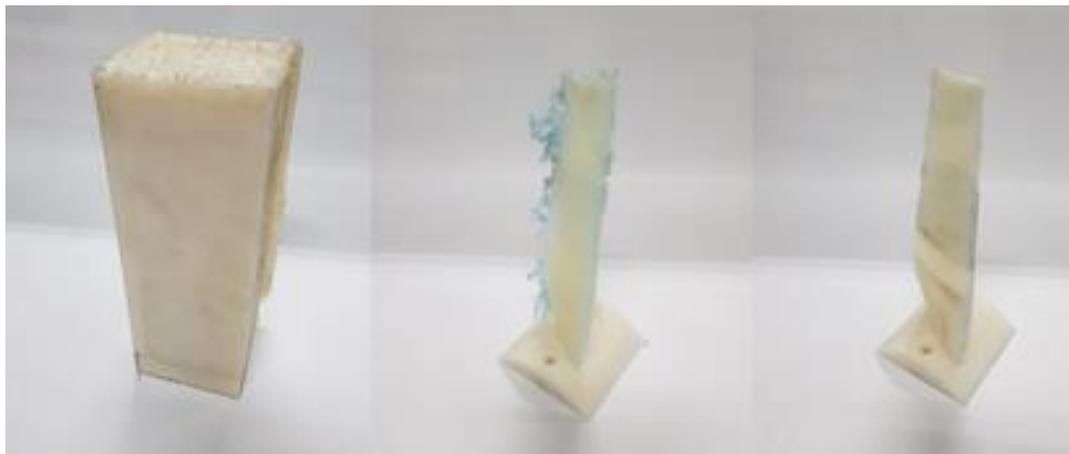


Figura 53. Proceso de remoción de material en el centro de mecanizado de Parque i. Fuente: autor.

También se fabricaron álabes con manufactura aditiva en el laboratorio de diseño industrial del ITM sede Robledo. En la Figura 54 se observan los álabes manufacturados con la impresora 3D, la longitud del álabe es de 0,25m y el acabado con este proceso es mejor que el anterior. Además, ya que no requiere procesos remoción de viruta la geometría es mucho más fiel al CAD. Se fabricaron en total nueve álabes, tres de cada tipo (S802, NACA4412 y E817).

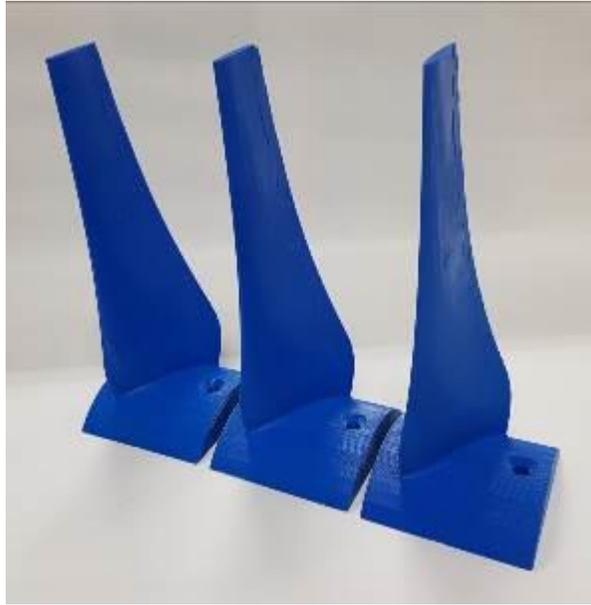


Figura 54. Álabes S802 fabricados con manufactura aditiva. Fuente: autor.

3.3.2 Curvas experimentales de coeficiente de potencia contra TSR

En la Figura 55 se puede observar las curvas de coeficiente de potencia contra TSR construidas a partir de los resultados experimentales, también se presentan las mismas curvas construidas con resultados de simulación (estas fueron presentadas y explicadas en capítulos anteriores). El comportamiento de las curvas experimentales y de simulación son similares, los valores de C_p van aumentando a medida que el TSR lo hace, y al llegar a un TSR entre 3 y 4 el C_p se hace máximo después de esto el C_p empieza a disminuir. Para TSR mayores a 4,5 se requieren RPM altas y debido a la limitación de distancia en el banco de pruebas estas velocidades no se pudieron alcanzar, por este motivo los resultados obtenidos en las curvas experimentales llegan hasta ese punto. En los resultados de simulación se pudo evidenciar que el rotor de mejor rendimiento fue el EPPLER, mientras que el rendimiento del NREL y el NACA fue muy similar. Con los resultados experimentales

se puede observar que el rotor de mejor rendimiento fue el EPPLER seguido por el NREL y el NACA con un rendimiento similar.

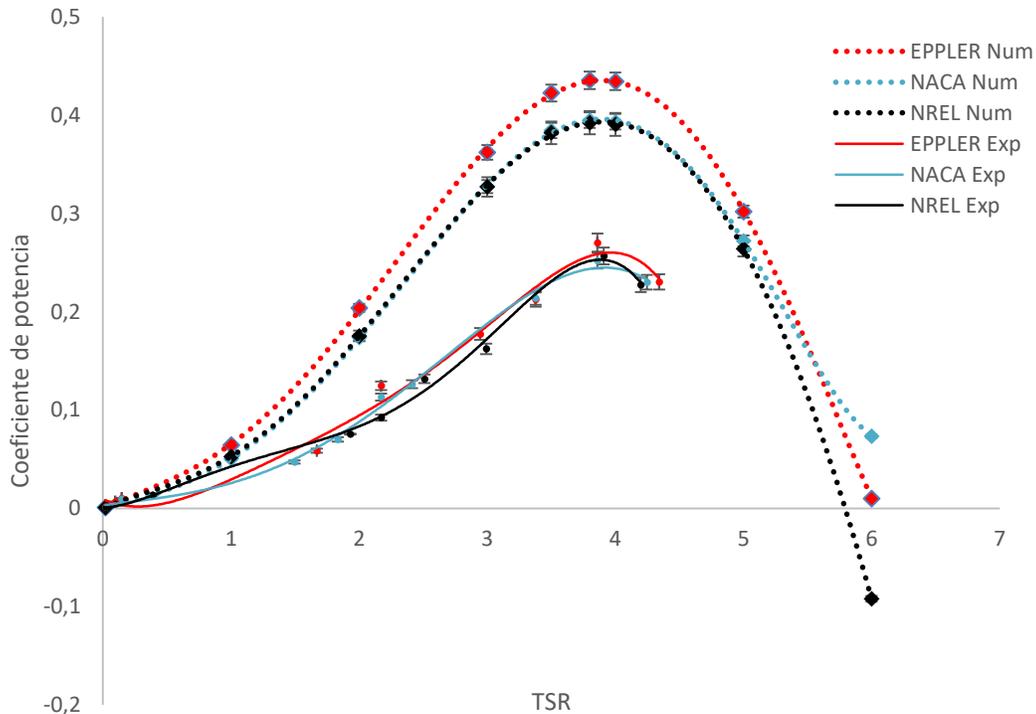


Figura 55. Curvas de coeficiente de potencia vs TSR numéricas y experimentales. Fuente: autor.

La diferencia entre los resultados numéricos y experimentales se deben a varios factores, el primero de ellos es la pérdida mecánica que ocurre en la carcasa hermética por el empaque empleado para darle hermeticidad en la entrada del eje. Aunque los acoples son de alta eficiencia existen partes críticas como el sello donde se pueden presentar pérdidas debido al rozamiento con el eje. Otro factor que hace que la diferencia entre resultados numéricos y experimentales sea alta es el control que se tiene sobre la velocidad del banco. El promedio de los datos de velocidad del banco fue de $1,36 \text{ m s}^{-1}$ con una desviación estándar de la media de $0,06$, este valor se debe a que los rieles sobre los que se mueve el carro son irregulares, esto hace que se produzcan leves frenados en algunos segmentos, pequeños atascamientos y otro tipo de fenómenos difíciles de controlar. El aumento y disminución de la velocidad del fluido afecta considerablemente el valor del coeficiente de potencia [66]. Otro factor puede ser la experimentación a escala y aunque se ha demostrado que esto no induce un error significativo también se debe tener en cuenta [51] [52].

Algunos autores muestran que la diferencia del coeficiente de potencia de una turbina en un fluido estable y uno inestable es aproximadamente de un 24% [56]. Teniendo en cuenta que el experimento que desarrollaron en dicho artículo guarda una gran similitud al que se realizó en este estudio se pueden hacer algunas comparaciones. En la Figura 56A se muestra el comportamiento del coeficiente de potencia de una turbina hidrocinética de eje horizontal en un flujo estable, este experimento se desarrolla empujando la turbina con un catamarán, se puede evidenciar que el coeficiente de potencia máximo es aproximadamente a un TSR de 3,1 esta prueba se asemeja a la primera prueba que se realizó en un día de experimentación ya que el fluido no se encuentra perturbado. Por otro lado, en la Figura 56B se muestra el comportamiento de la misma turbina con un fluido inestable, para esto se ubica un catamarán en la parte de adelante para jalar el catamarán y perturbar el fluido de prueba. Las pruebas y repeticiones en este estudio se realizaron con un intervalo de aproximadamente 2 minutos, en este tiempo el fluido no logra recuperar su estado de estabilidad inicial. Haciendo una comparación de las curvas obtenidos en el presente estudio y los de la Figura 56B se puede observar una gran similitud tanto en su comportamiento como en sus valores. El valor máximo obtenido del coeficiente de potencia del actual estudio es de 0,27 a un TSR=3,8 y el del estudio referenciado es de 0,24 a un TSR=3,0.

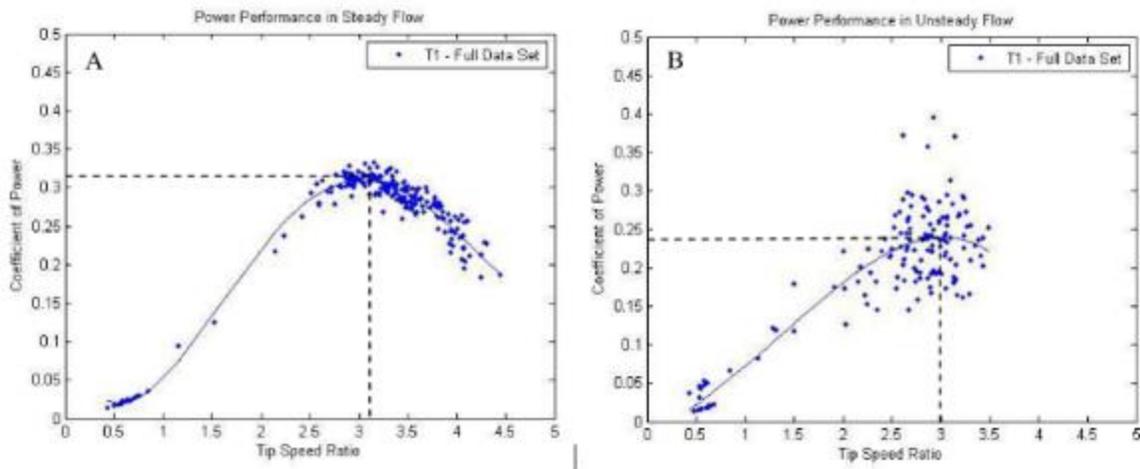


Figura 56. Comportamiento del coeficiente de potencia de una THK con un flujo estable y con un flujo inestable. Fuente: [56].

Otro motivo por el cual la diferencia entre los datos experimentales y numéricos sea tan notoria es por el acabado superficial del álabe, ya que este afecta la fineza del perfil aerodinámico haciendo

que el rendimiento disminuya [67]. En la simulación se evalúa un rotor liso pero en la experimentación se utilizaron rotores, que aunque tienen un buen acabado, no son ideales.

3.3.3 Análisis económico

Para el siguiente análisis económico se tendrán en cuenta las siguientes apreciaciones:

- El coeficiente de potencia utilizado para representar el sistema de la turbina será el obtenido en la experimentación, y aunque en esta no había un generador ni una caja de engranajes, las pérdidas mecánicas obtenidas pueden representarlas.
- Se considera como punto de referencia el río Atrato a la altura del municipio de Lloró-Chocó, allí se encuentra la estación limnigráfica de “Gindrama” según los datos de esta estación el río en este punto tiene una cota de niveles promedio anual de 2,28m y un abscisa de aproximadamente 100m de los cuales 50 cumplen con una profundidad superior a 2m y la velocidad promedio ronda por el valor de $1,4\text{m s}^{-1}$ [68]. Por tal motivo se decide elegir una turbina de 1,2m de diámetro para así respetar la distancia superior, inferior y laterales que debe ser de 0,25 diámetros [51]. Mientras que la distancia prudente para poner la próxima turbina aguas abajo se encuentra a 2 diámetros.
- El municipio de Lloró tiene una población urbana de 2.049 o 513 usuarios y hace parte de las ZNI. El consumo por usuario es de 121kWh trimestral, esto indica que el consumo eléctrico anual de este poblado es de 248.292kWh. El estado paga un subsidio a la empresa prestadora del servicio de energía eléctrica de aproximadamente 974COP/kWh [69].
- El valor del kWh será de 974 que es el valor que actualmente el estado está subsidiando, se toma la inflación del año 2019 como referencia (3,8%) y se tiene en cuenta el WACC para el sector de 10%
- El proyecto tiene una duración de 20 años y el factor de planta es de 70%.

La potencia de una turbina de 1,2m diseñada con el perfil de mejor rendimiento (EPPLER E817) y con un coeficiente de potencia de 0,27 generaría una potencia eléctrica de 417,7W. Teniendo en cuenta las dimensiones del sitio de instalación y el consumo del pueblo se podrían ubicar en la abscisa un total de 25 turbinas y cada 3m aguas abajo otra línea de 25 turbinas para un total 4 líneas y 100 turbinas con una capacidad instalada de 41,8kW esto cubriría el consumo de energía

total del lugar. Según el IRENA el costo de inversión para este tipo de proyectos es de 2.000USD/kW [70]. Así mismo lo confirman otros autores que desarrollaron proyectos de turbinas hidrocínicas [71]. Por tal motivo el costo de la inversión del proyecto será de 83.600USD. La TRM para el 2020 se encuentra alrededor de 3.636COP/USD lo cual indica que la inversión del proyecto en equipos es de 303'966.200COP este valor incluye el rotor, la carcasa, la transmisión mecánica, el generador y la electrónica.

La inversión inicial del proyecto se distribuye como se muestra en la Tabla 5. Se incluye el costo de los terrenos donde se desarrolla el proyecto. La infraestructura contiene los elementos necesarios para la instalación y fijación de las turbinas en el río. El valor de los equipos incluye el rotor, la carcasa, la transmisión mecánica, el generador y la electrónica. Y el concepto de otros incluye los imprevistos.

Tabla 5 Distribución de la inversión

Propiedad (Terrenos)	350'000.000
Planta (Infraestructura)	100'000.000
Equipos (Turbinas)	303'969.600
Otros (Imprevistos)	90'000.000

El total del valor de la inversión es de 843'969.600, además se consideran 54'000.000 anuales para el pago un operario por turno para cubrir tres turnos y 72'000.000 por personal de mantenimiento. La depreciación de planta y los equipos se plantean a 15 años. El modo de la financiación es 30% patrimonio y 70% deuda que se paga a 5 años con una tasa efectiva anual de 12%.

En la Figura 57 se presenta el flujo de caja en el horizonte de vida del proyecto en años. En los primeros años este flujo es negativo debido a la inversión inicial y pago de la deuda. Se puede observar que el periodo de recuperación de la inversión se da a los 8 años donde el flujo de caja acumulado se hace cero. El valor presente neto del proyecto es positivo lo cual indica que el proyecto supera la rentabilidad mínima que se esperaba. La tasa interna de retorno fue calculada y el valor que se obtuvo fue de 13% lo cual indica que ese porcentaje es la máxima tasa de descuento para que valor presente neto sea cero. Ambos indicadores muestran una gran favorabilidad financiera para el proyecto y sus posibles inversionistas.

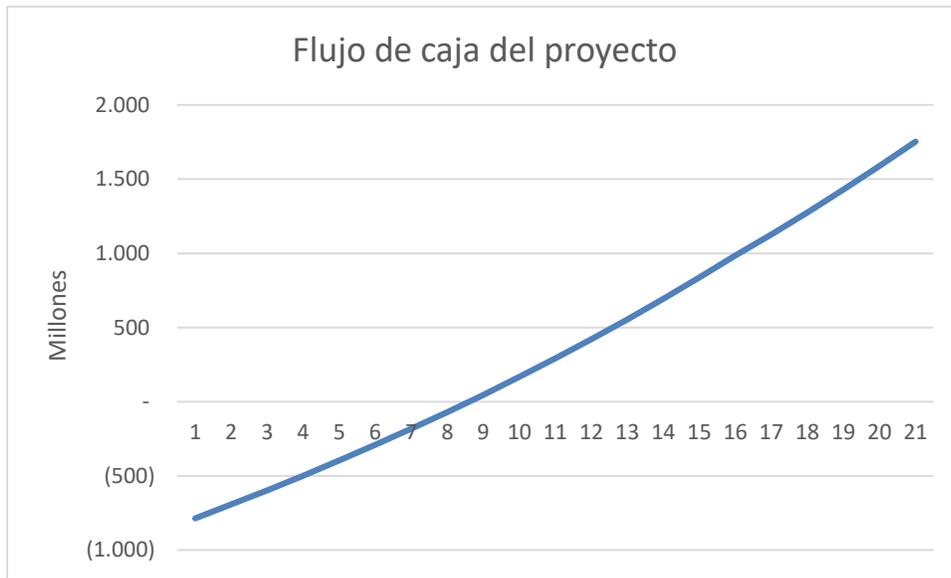


Figura 57 Flujo de caja acumulado del proyecto. Elaboración propia.

Planteando un escenario más favorable para las comunidades y el gobierno y teniendo en cuenta los mismos factores, pero variando el valor del kWh para hacer que el valor presente neto sea 0 cero, el valor del kWh debe ser de 871COP, haciendo así la tasa interna de retorno 10% y el periodo de la recuperación de la inversión se daría a los 10 años, de esta forma el proyecto sigue siendo igual viable y con indicadores favorables.

4. Conclusiones y recomendaciones

4.1 Conclusiones

Se diseñaron tres rotores utilizando la metodología BEM con diferentes TSR que maximizan el coeficiente de potencia de cada diseño, con resultados de C_p superiores a 0,442. Además, en este trabajo se deja una guía completa y herramientas necesarias para tomar decisiones y construir otros rotores con diferentes perfiles.

Las diferencias de cuerda y giros entre el rotor EPPLER E817 y los otros dos son notorias, mientras que las diferencias entre el NACA 4412 y el NREL S802 no se pueden ver en el diseño, sino en forma numérica.

El rotor con mejor rendimiento según la teoría BEM es el NREL S802 ya que tiene un mayor coeficiente de potencia, pero no quiere decir que sea el mejor ni numérica ni experimentalmente ya que la metodología BEM no asume algunas pérdidas que si toman en cuenta los modelos numéricos y que ocurren en la experimentación

La metodología BEM es una herramienta muy útil para el diseño de rotores de THK ya que los tiempos de cálculo y los recursos requeridos son muy bajos y los resultados son aceptables.

Las altas velocidades deben producirse en la parte inferior del álabe y las velocidades bajas en la parte superior, esto con el fin de generar fuerzas de sustentación para impulsar el rotor. Además, mientras menos turbulento sea el fluido se tendrán coeficientes de potencia más altos.

Para obtener el rendimiento adecuado del rotor, el ángulo relativo entre el fluido y el álabe debe ser óptimo, de esta forma, aparecen regiones de alta presión en el intradós y bajas presiones en el extradós, ya que este fenómeno generará el par.

Aunque los tres rotores presentaron una fenomenología similar, las diferencias de estas fenomenologías se pueden ver en el coeficiente de potencia. Cuando la fenomenología alrededor del álabe es uniforme y los puntos máximos de presión y velocidad se encuentran en los lugares adecuados del perfil el coeficiente de potencia será mayor.

El rotor con el coeficiente de potencia más alto numéricamente fue el EPPLER esto se debe a que presenta una fenomenología más uniforme que los otros dos, seguido por el NACA y finalmente el

NREL. La potencia generada de cada uno de los rotores según el coeficiente de potencia máximo es 117,0 W, 106,6 W y 105,6 W respectivamente.

El GCI es una técnica muy útil que permite obtener resultados confiables con menor cantidad de mallas para lograr la independencia por lo tanto ahorra tiempo y espacio computacional. Además, permite obtener las barras de error en cada punto y esto nos dirá que tan confiables son los resultados.

Al confrontar los resultados obtenidos con las simulaciones tradicionales y las simulaciones con GCI se mostraron grandes similitudes y errores por debajo del 10,14% lo cual nos indica que los resultados obtenidos con ambos métodos de simulación son confiables.

El perfil EPPLER mostró mejor rendimiento que el NACA y el NREL en las pruebas experimentales y de simulación, pero la diferencia con respecto a los otros dos está dentro de la barra de error.

El comportamiento de las curvas de coeficiente de potencia obtenidos por medio de la experimentación tiene una gran similitud a curvas hechas por otros autores y el comportamiento es similar a las curvas obtenidas numéricamente. El error entre los resultados numéricos y experimentales es aproximadamente del 50% y este se pudo haber ocasionado por diferentes factores como pérdidas mecánicas, variación de la velocidad del banco de pruebas, falta de calibración de los modelos numéricos, acabado superficial de los rotores y otros factores que fueron mencionados con más detalle en el capítulo anterior.

4.2 Recomendaciones

Para futuros diseños de rotores se recomienda utilizar técnicas de biomimética que pueden mejorar el rendimiento de los álabes. También se recomienda explorar el uso de diferentes perfiles para un mismo álabe.

También se recomienda utilizar otros materiales para disminuir el tiempo de manufactura.

Si se llegará a disponer de equipos más potentes para la simulación, se recomienda utilizar modelos de turbulencia más robustos para mejorar la precisión.

También se recomienda medir la rugosidad de los álabes para configurar el material de la simulación y obtener un modelo más real.

En la parte experimental se recomienda hacer las siguientes mejoras sobre el banco de pruebas:

- Mejorar la instrumentación y control sobre la velocidad del banco.
- Utilizar una fuente de precisión que permita variar el voltaje de manera remota para optimizar el tiempo y la calidad de las pruebas.
- Mejorar el sistema de rieles por el cual se desliza el banco para que la velocidad sea más uniforme.
- Medir la eficiencia mecánica de la bala.

Anexo 1.

En la Figura 58 se observa el contraste y se afirman los planteamientos anteriores, dejando en evidencia que gran parte de las ZOMAC, son áreas que pertenecen a las ZNI y tienen índices de pobreza superiores a 80% en zonas rurales según cálculos de DNP en el 2005. Departamentos como Choco, Valle del Cauca, Cauca, Nariño, Putumayo, Caquetá, Guaviare, Meta, Vichada y Casanare se repiten en los tres mapas y según el PIEC 2013-2017 [72], entre estos 10 suman 190.647 (40.5%) Viviendas Sin Servicio – VSS de energía eléctrica, siendo el Cauca el departamento que más VSS tiene con 46.404 donde municipios como El tambo, Caldon y Páez son los que más aportan a esta cifra, seguido por Putumayo con 36.193 con municipios como Orito, Valle del Guamuez, San Miguel, Puerto Asís y Puerto Guzmán que cuentan con más de 2.848 VSS, Chocó con 24.519 donde municipios como Rio Sucio, Alto Baudó, Medio Atrato cuentan con más de 2.848 VSS, Casanare con 20.829, donde Yopal y Paz de Ariporo cuentan más de 2.848 VSS, Nariño con 15.685 y Meta con 14.759 donde el municipio de Puerto Rico cuentan con 3.551 VSS; cabe resaltar que Antioquia hace parte del Sistema Nacional Interconectado y aun así registra la cifra de 35.381 VSS siendo el cuarto departamento con más VSS a nivel nacional y que el municipio Antioqueño con más viviendas sin servicio es Turbo con 3.125. Uno de los mayores problemas que se presentan a la hora de plantear proyectos de energización e interconexión para las ZNI es la inviabilidad financiera por falta de economías de escala, por este motivo la UPME en el Plan Energético Nacional Colombia: Ideario Energético 2050, plantea la posibilidad de que los usuarios se auto-abastezcan mediante la instalación de equipos de pequeña dimensión y viabilizar la generación distribuida, es decir la generación y distribución de la energía a pequeña escala cerca de los centros finales de consumo, esto sin duda sería una oportunidad para la incorporación de energías renovables en la canasta energética [3]. Por este motivo se vuelven importantes las energías renovables a escala en los departamentos que hacen parte de las ZNI, ya que pueden llegar a ofrecer energía eléctrica a más de 190.647 VSS que están ubicadas en las ZOMAC, impulsando así proyectos productivos en estas zonas que además presentan índices de pobreza superior al 80%.

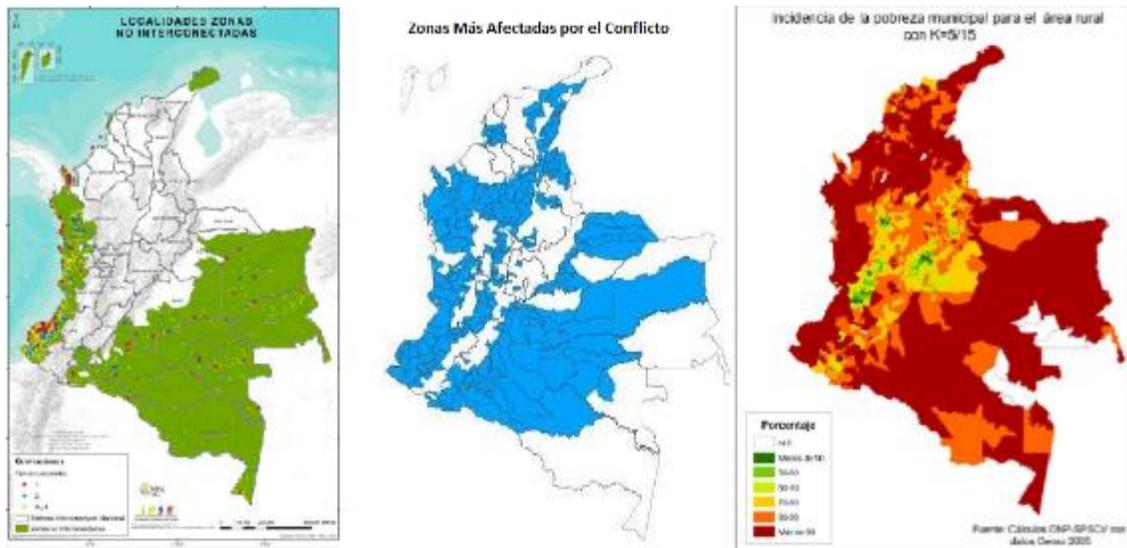


Figura 58. a) ZNI. Fuente: [72] b) ZOMAC. Fuente: Presidencia de la Republica de Colombia 2017 [4] c) Índice de pobreza municipal para áreas rurales. Fuente: [73].

Anexo 2. Origen de la teoría BEM

La metodología BEM es una integración de los principios de conservación de movimiento y momento angular. La teoría de conservación de movimiento supone un flujo imperturbable que atraviesa el rotor en forma de torbellino como se muestra en la Figura 59 . Además, esta teoría plantea como hipótesis que el agua es un fluido sin viscosidad, que la corriente que incide se encuentra en una sola dimensión con presión, velocidad y densidad uniforme; que la turbina está lo suficientemente alejada de cualquier obstáculo que pueda interferir en el flujo y se considera el sistema en estado estacionario.

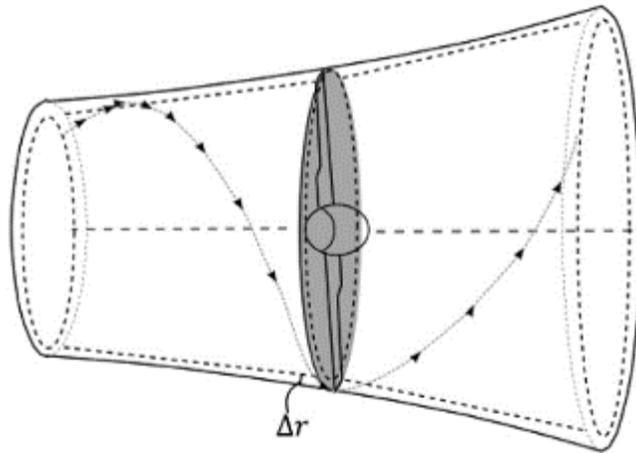


Figura 59. Línea de flujo de agua que atraviesa un disco anular teórico de un espesor de Δr de un radio "r". Fuente: [71].

En la Figura 59 se observa una representación de un fluido que circula libremente, golpea un anillo de delta de grosor, que hará las veces de turbina, y continúa su recorrido. En la Figura 60 se puede ver el comportamiento de la presión y la velocidad del fluido. De la anterior imagen se puede evidenciar que el fluido tiene una velocidad U_1 y una presión P^+ en la entrada y a medida que el fluido se acerca a la turbina la velocidad va disminuyendo mientras que la presión va aumentando, como lo señala el principio de Bernoulli. Una vez que el fluido atraviesa la turbina la presión cae hasta P^- y la velocidad llega hasta U_2 , finalmente la presión vuelve a ser P .

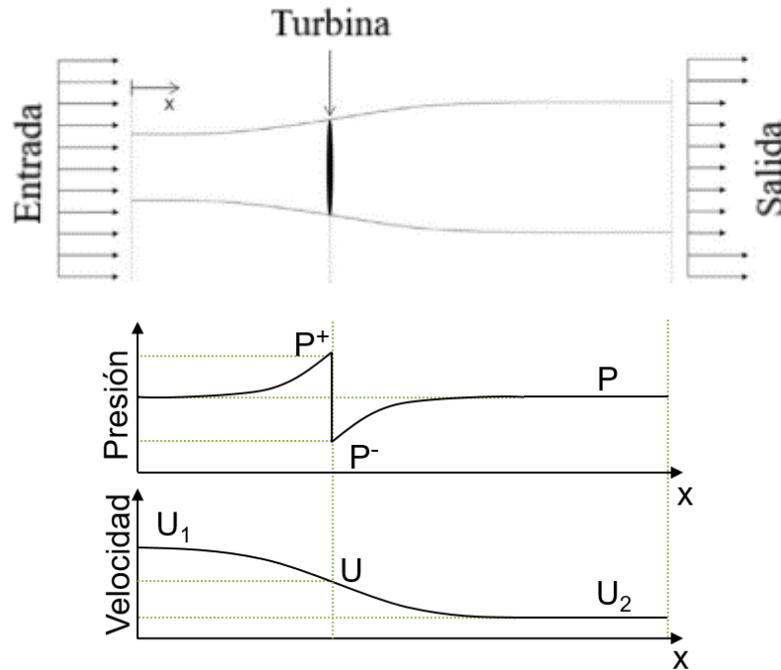


Figura 60. Esquema de turbina dentro de tubo de corriente con representación de cambios de presión y velocidad. Fuente: Adaptado de [74].

Considerando el cambio de presiones causado por el anillo (turbina), se plantea la ecuación de conservación de energía despreciando diferencias de altura y efectos viscosos.

En la ecuación (25) se plantea el balance de energía entre el flujo libre que entra y el flujo en el punto donde se encuentra la turbina donde ρ es la densidad del fluido. El término que está asociado a la energía potencial no se tiene en cuenta debido a que el cambio de altura es cero.

$$P^+ + \frac{1}{2}\rho U^2 = P + \frac{1}{2}\rho U_1^2 \tag{25}$$

Por otro lado, en la ecuación (26) se plantea el balance de energía para el flujo aguas debajo de la turbina y el punto donde se ubica la turbina.

$$P^- + \frac{1}{2}\rho U^2 = P + \frac{1}{2}\rho U_2^2 \tag{26}$$

Igualando las ecuaciones (25) y (26) se obtiene la ecuación (27)

$$P^+ - P^- = \frac{1}{2}\rho(U_1^2 - U_2^2) \tag{27}$$

El diferencial de presión que se obtiene de la ecuación anterior al ser multiplicado por el área de un anillo (A_{anillo}) da como resultado la fuerza de arrastre o fuerza axial (dF_A) como se muestra en la ecuación (28), como la turbina se supone estacionaria, la suma de las fuerzas sobre ella es nula.

$$dF_A = (P^+ - P^-) A_{anillo} = \frac{1}{2} \rho (U_1^2 - U_2^2) A_{anillo} \quad (28)$$

Al combinar las ecuaciones anteriores y simplificarlas se obtiene la ecuación (29) en la que por medio de la velocidad de entrada (U_1) y salida del flujo (U_2) se determina la velocidad del mismo en la turbina (U).

$$U = \frac{U_1 + U_2}{2} \quad (29)$$

Según Betz la velocidad del flujo en el plano de la turbina es la media de las velocidades delante y detrás del rotor. Además, se debe tener en cuenta que las pérdidas que se generan detrás del disco actuador o rotor se desprecian en esta ecuación. Betz denota a esta relación que se muestra en la ecuación (30) como factor de ralentización o factor de inducción axial.

$$a = \frac{U_1 - U}{U_1} \quad (30)$$

Ahora, igualando las ecuaciones (29) y (30) se determina la ecuación (31)

$$U_2 = U_1(1 - 2a) \quad (31)$$

Se utilizan las ecuaciones (30) y (31) para dejar la ecuación (28) en términos de velocidad de entrada (U_1) y factor de inducción axial (a), tal y como se muestra en la ecuación (32), donde se expresa la fuerza axial de un fluido con una velocidad sobre el área de un anillo.

$$dF_A = \frac{1}{2} \rho U_1^2 (4a(1 - a)) A_{anillo} \quad (32)$$

Según la teoría de momento angular, debe existir una reacción en el flujo que atraviesa el rotor que se equipare al par de torsión sobre la turbina, este se evidencia con un cambio en la cantidad de movimiento del flujo con respecto al eje del par de torsión.

Anexo 3. Diseño de rotores con perfil EPPLER E817 y NREL S802

En la Figura 61 se muestran ocho curvas que corresponden a diseños de álabes bajo las mismas condiciones iniciales, pero con diferentes TSR usando el perfil EPPLER E817. Se puede notar que al igual que en la gráfica anterior la cuerda aumenta a medida que el TSR disminuye.

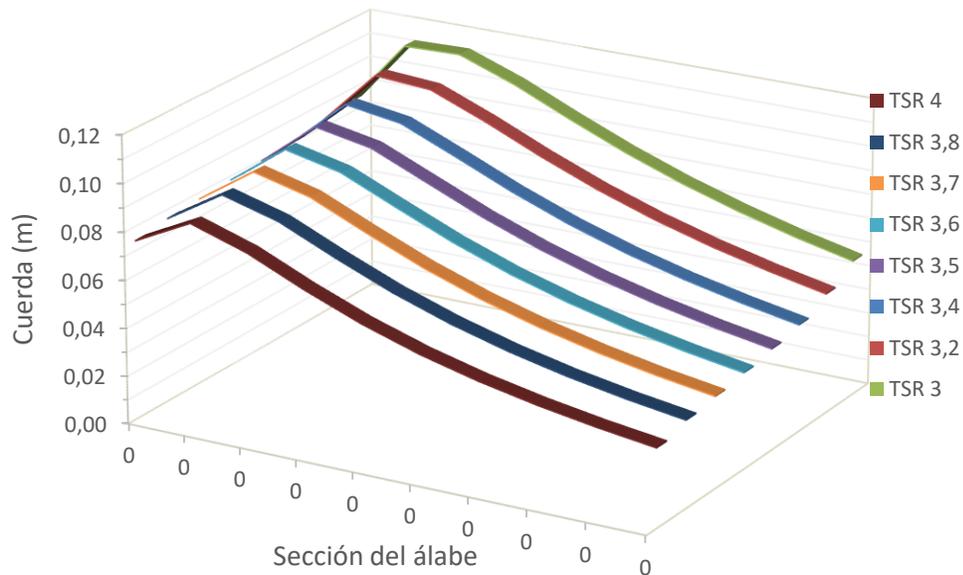


Figura 61. Variación de la cuerda con respecto a la sección del álabe para diferentes TSR usando el perfil EPPLER E817. Fuente: autor.

En la Figura 62 se muestra el TSR máximo evaluado, el mínimo y un valor intermedio para mostrar el comportamiento del alabeo con respecto a la variación del TSR. Como puede evidenciar el comportamiento es inversamente proporcional pues a medida que aumenta la velocidad de punta del álabe disminuye el ángulo de torsión por sección, el fenómeno que explica este cambio se describió anteriormente.

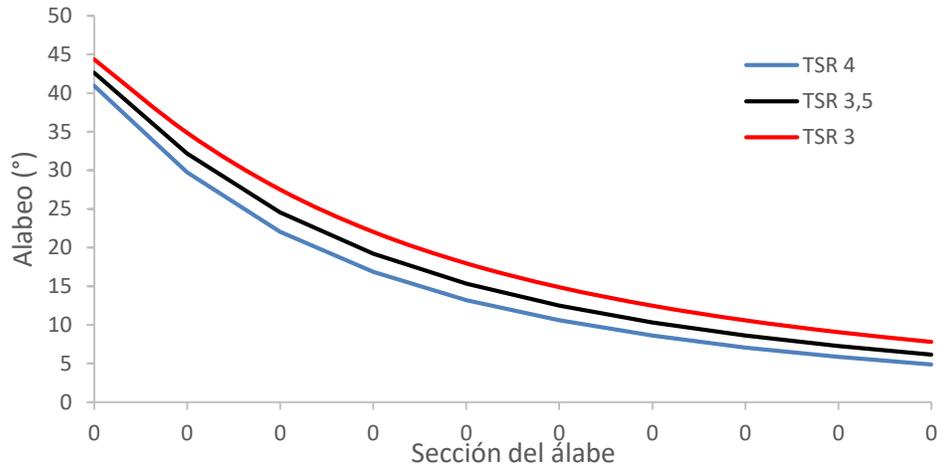


Figura 62. Variación del alabeo con respecto a las secciones del álabe para diferentes TSR usando el perfil EPPLER E817. Fuente: autor.

El perfil NREL S802 tiene valores de coeficiente de sustentación y arrastre intermedios pero su fineza es la más alta de todos. En la Figura 63 se observan curvas que se obtuvieron por medio de la metodología BEM y muestran el comportamiento de la cuerda a lo largo del álabe para ocho rotores con las mismas condiciones iniciales, pero con diferente TSR. El comportamiento de la cuerda a nivel general es inversamente proporcional al TSR, es decir, a medida que se aumenta la velocidad de punta del álabe el valor de la cuerda disminuye en todas las secciones.

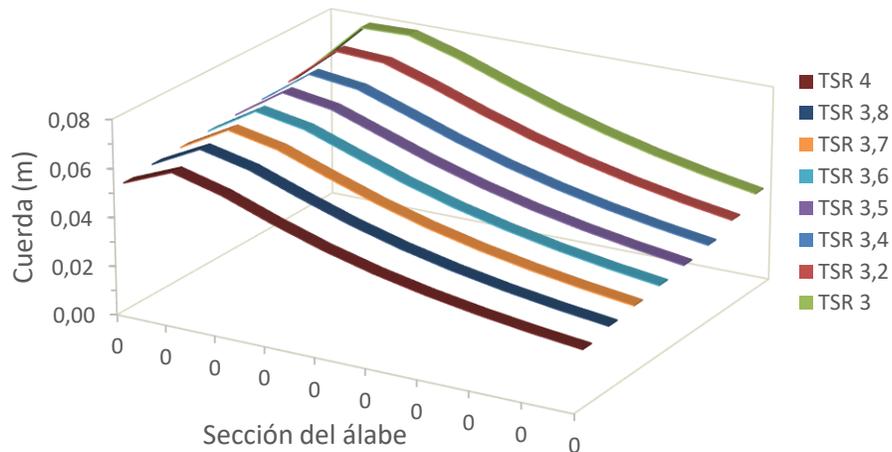


Figura 63. Variación de la cuerda con respecto a la sección del álabe para diferentes TSR usando el perfil NREL S802. Fuente: autor.

En la Figura 64 se presentan tres curvas que corresponden al TSR mínimo evaluado, el máximo y uno intermedio, esto con el fin de mostrar el comportamiento del alabeo a medida que se varía el

TSR de diseño. Aunque en la gráfica no se muestran las ocho curvas de los rotores evaluados, con las tres curvas que se presentan basta para evidenciar que a medida que se aumenta el TSR de diseño el ángulo en cada sección del álabe disminuye, la razón se explicó en la misma gráfica del perfil NACA 4412.

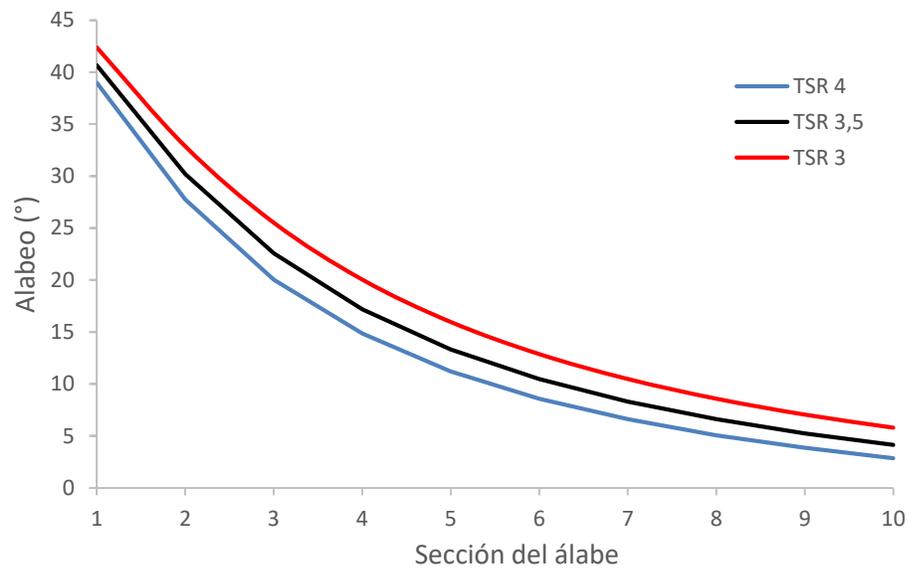


Figura 64. Variación del alabeo con respecto a las secciones del álabe para diferentes TSR usando el perfil NREL S802. Fuente: autor.

Anexo 4. Perfiles de velocidad para NREL S802 y Eppler E817

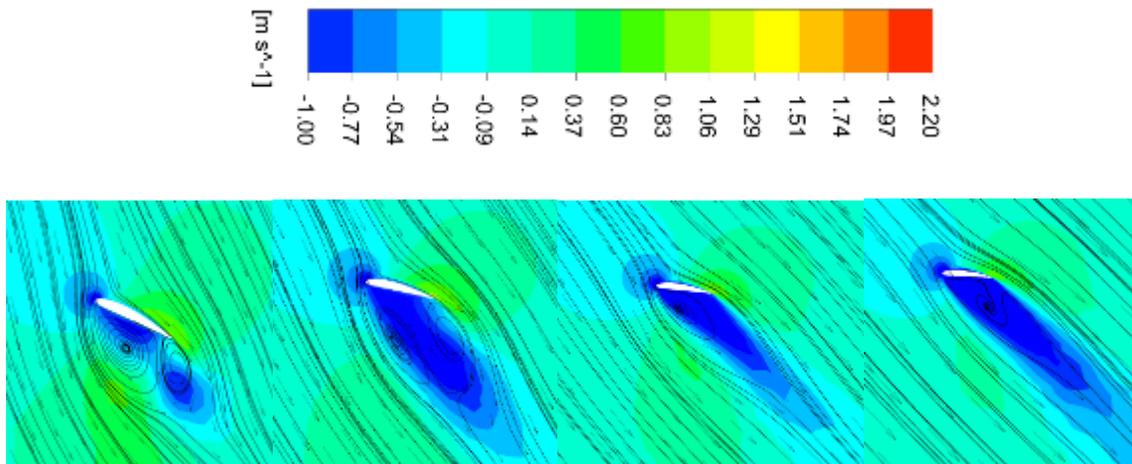


Figura 65. Perfil de velocidad para NREL S802 TSR 1 a 30%, 50%, 70%, 90%. Fuente: autor.

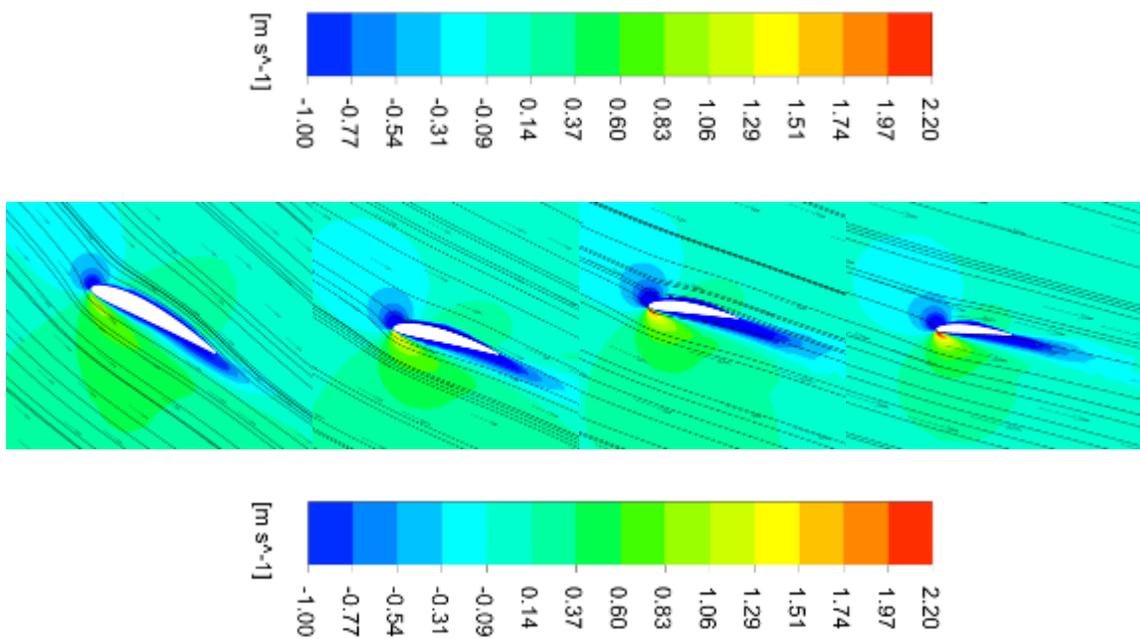


Figura 66. Perfil de velocidad para NREL S802 TSR 3 a 30%, 50%, 70%, 90%. Fuente: autor.

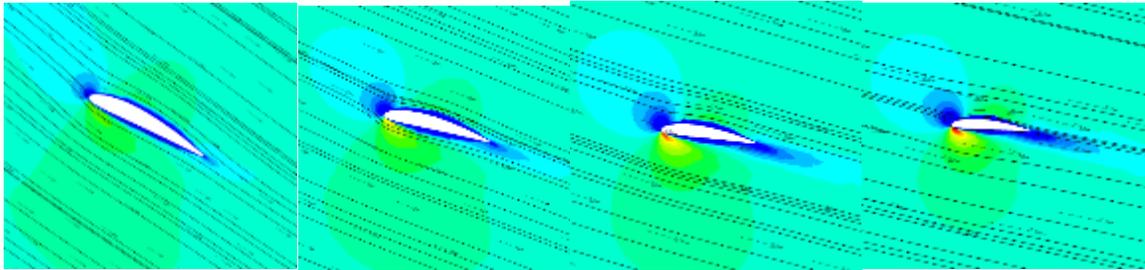


Figura 67. Perfil de velocidad para NREL S802 TSR 4 a 30%, 50%, 70%, 90%. Fuente: autor.

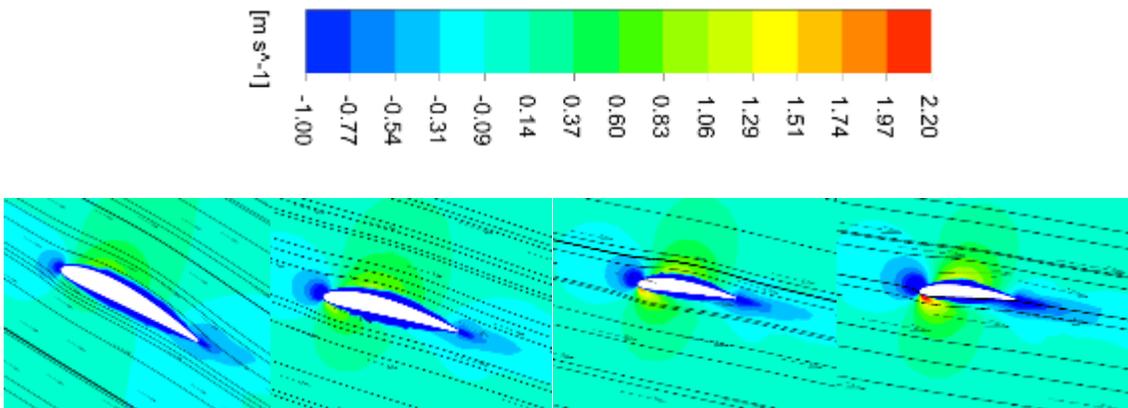


Figura 68. Perfil de velocidad para NREL S802 TSR 6 a 30%, 50%, 70%, 90%. Fuente: autor.

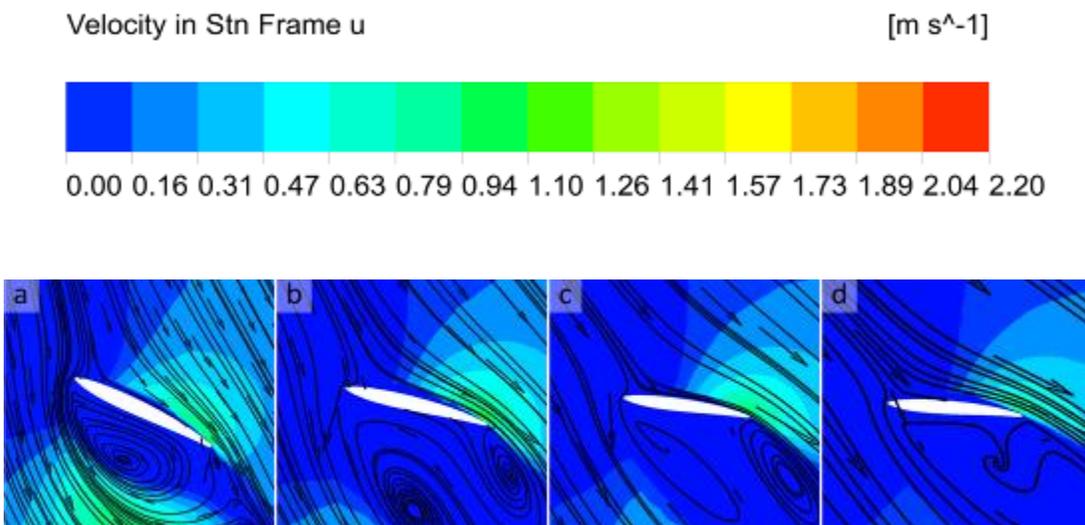


Figura 69. Perfil de velocidad para Eppler E817 TSR 1 a) 30%, b)50%, c)70%, d)90%. Fuente: autor.

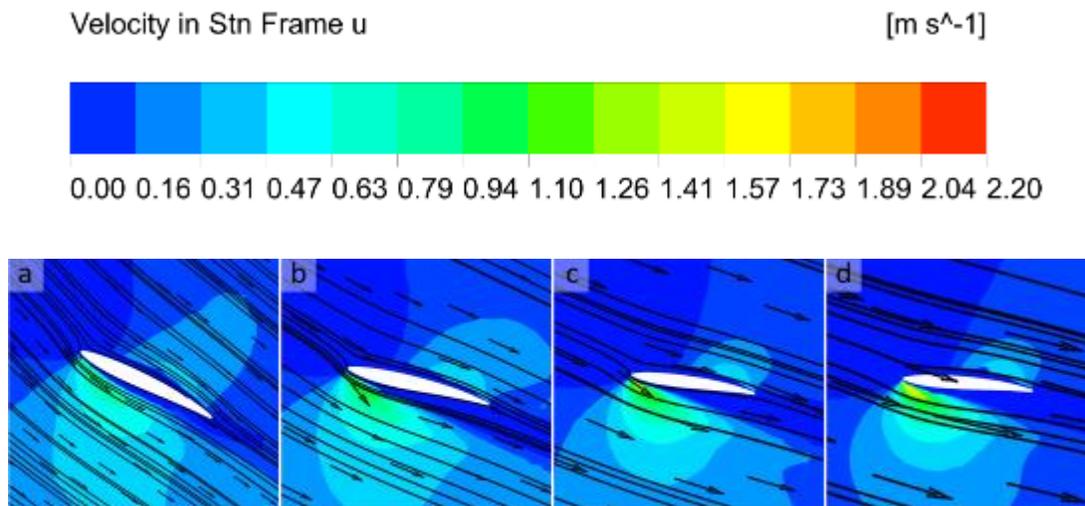


Figura 70. Perfil de velocidad para Eppler E817 TSR 3 a) 30%, b)50%, c)70%, d)90%. Fuente: autor.

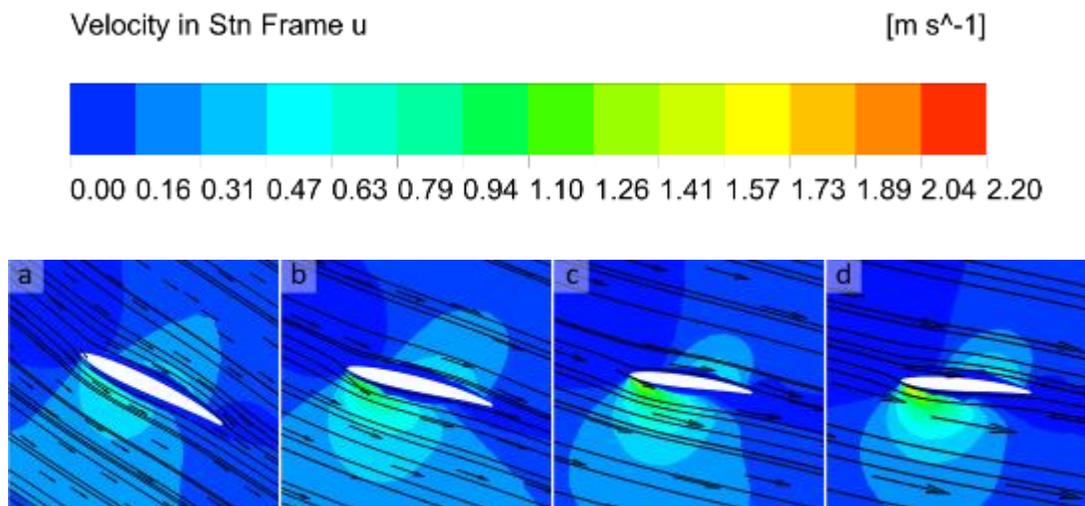


Figura 71. Perfil de velocidad para Eppler E817 TSR 4 a) 30%, b)50%, c)70%, d)90%. Fuente: autor.

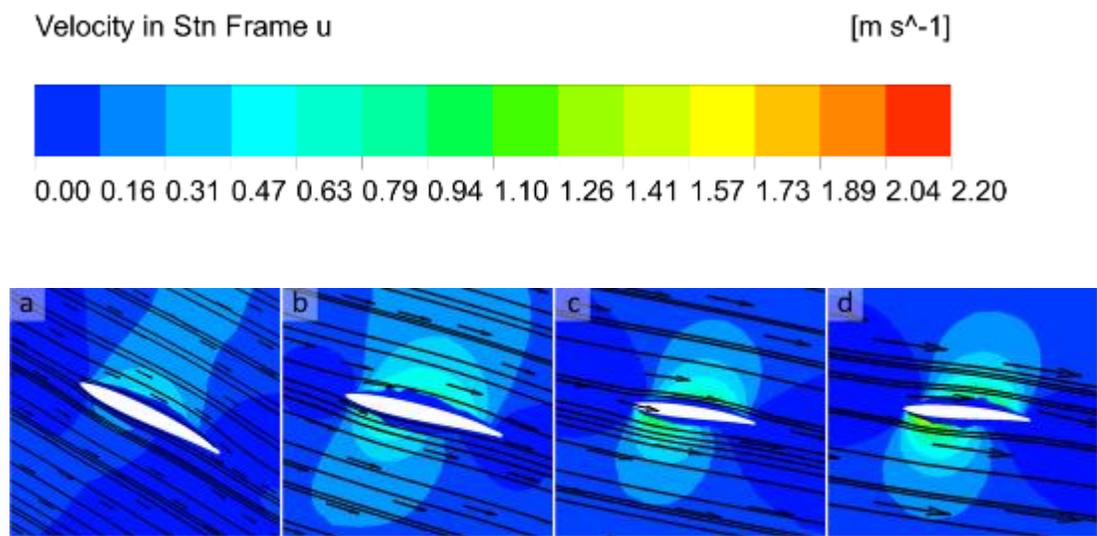


Figura 72. Perfil de velocidad para Eppler E817 TSR 6 a) 30%, b)50%, c)70%, d)90%. Fuente: autor.

Anexo 5. Fabricación de rotores NREL S802 y EPPLER E817

En la Figura 73 se presenta el resultado de la impresión 3D para el rotor NREL S802. El diámetro total del rotor fue de 277,14mm, mientras que el diámetro del cubo es de 60mm. El tiempo de impresión fue de aproximadamente 10 horas y la cantidad de material adicionado fueron 160,42cm³ de ABS, mientras que la cantidad del material de soporte fue de 42,35cm³. Para mejorar la calidad del acabado y remover imperfecciones se utilizó una lija de grano fino #1000.

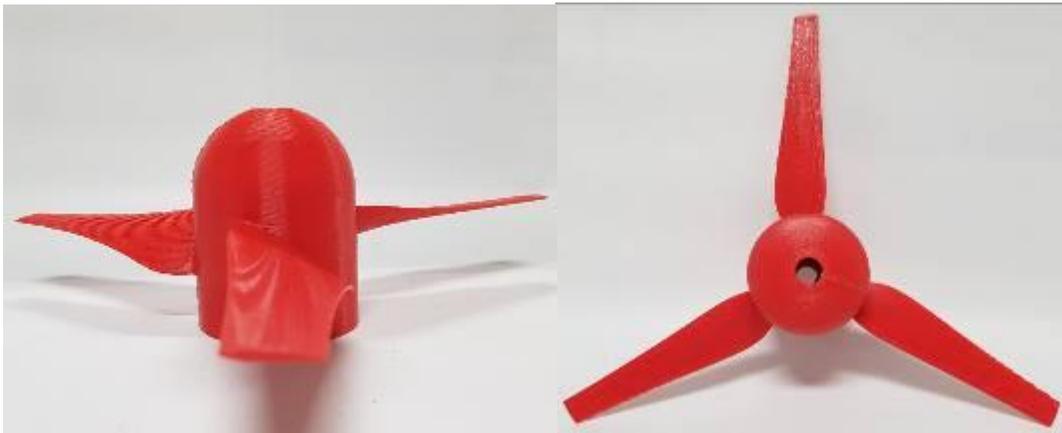


Figura 73. Rotor NREL S802 con manufactura aditiva. Fuente: autor.

En la Figura 74 se presenta el resultado de la impresión 3D para el rotor EPPLER 817. El diámetro total del rotor fue de 277,14mm, mientras que el diámetro del cubo es de 60mm. El tiempo de impresión fue de aproximadamente 10 horas y la cantidad de material adicionado fueron 175,51cm³ de ABS, mientras que la cantidad del material de soporte fue de 47,82cm³. Para mejorar la calidad del acabado y remover imperfecciones se utilizó una lija de grano fino #1000.

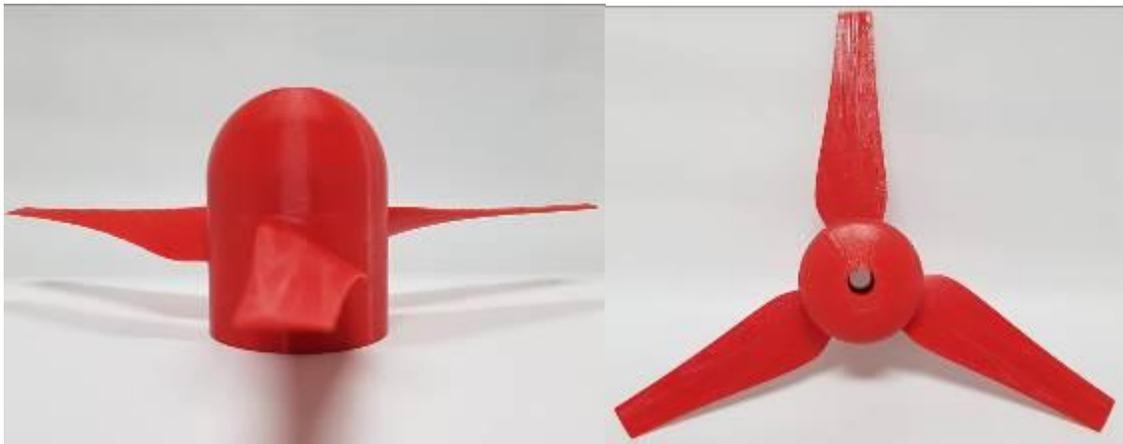


Figura 74. Rotor EPPLER 817 con manufactura aditiva. Fuente: autor.

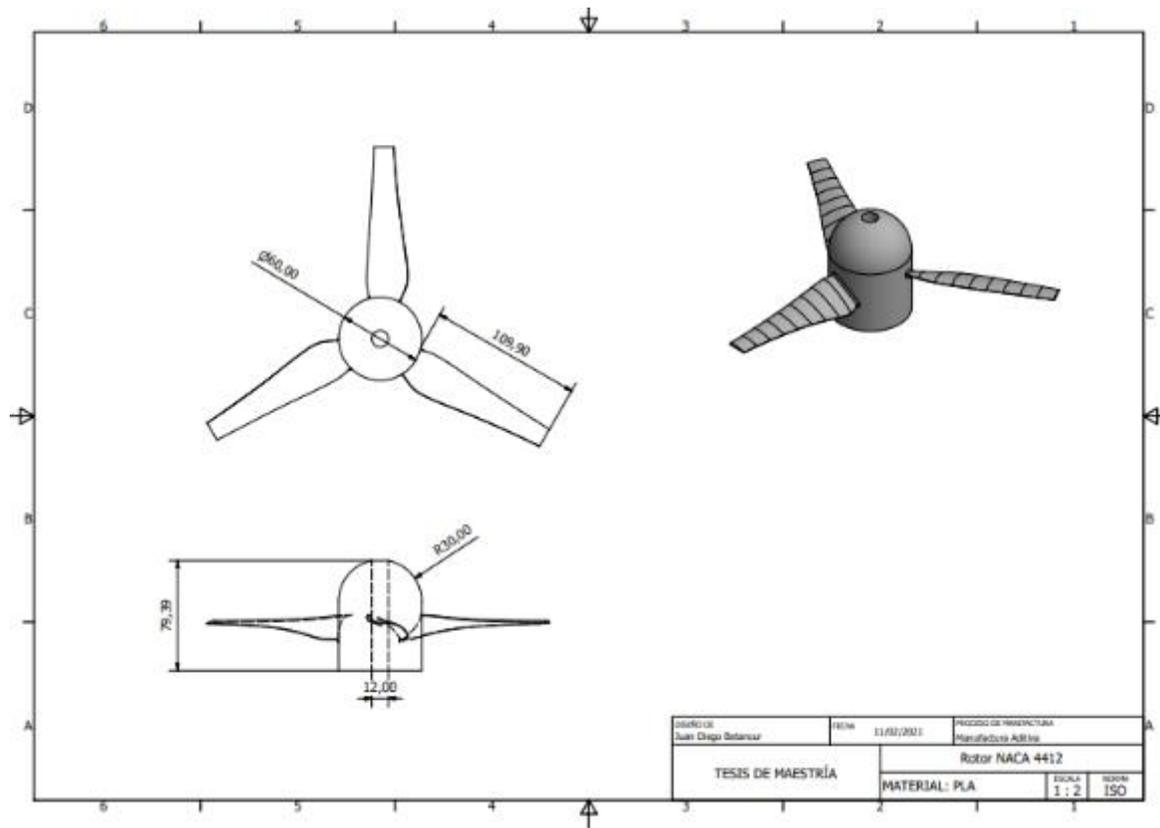


Figura 75 Plano de rotor NACA 4412

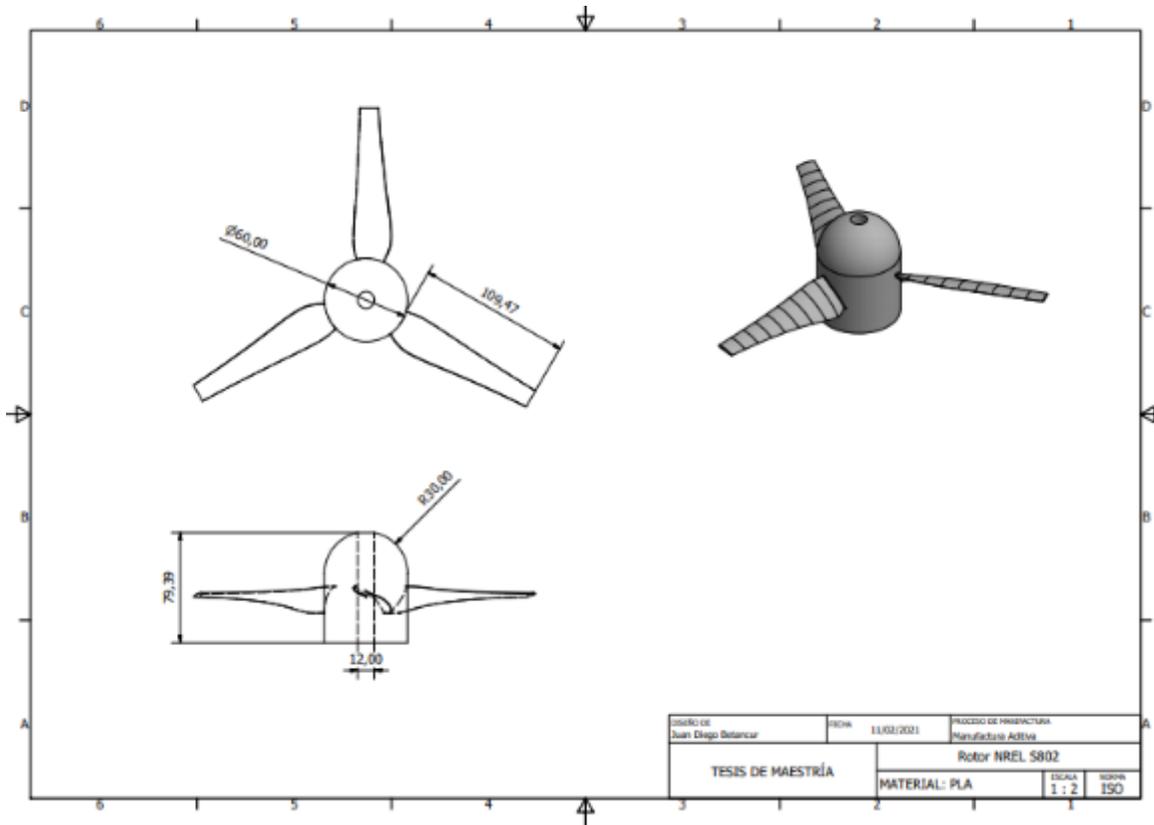


Figura 76 Plano de rotor NREL S802

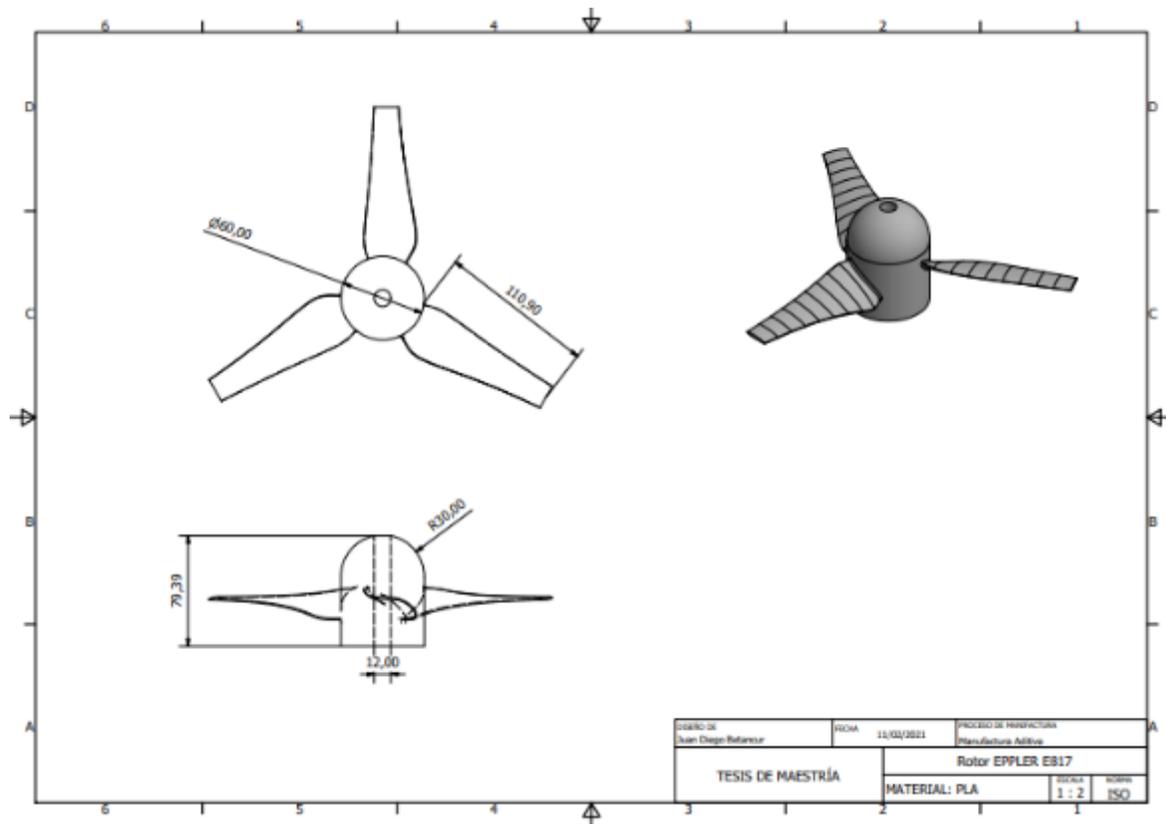


Figura 77 Planos de rotor Eppler E817

Bibliografía

- [1] UPME, “Plan Indicativo de Expansión de Cobertura de Energía Eléctrica PIEC 2019-2023,” *UPME, Colomb.*, no. 69, p. 141, 2019.
- [2] M. Kanagawa and T. Nakata, “Assessment of access to electricity and the socio-economic impacts in rural areas of developing countries,” *Energy Policy*, vol. 36, no. 6, pp. 2016–2029, 2008.
- [3] UPME, “Plan Energetico Nacional Colombia: Ideario Energético 2050,” *Unidad Planeación Min. Energética, Repub. Colomb.*, p. 184, 2015.
- [4] P. de la R. de Colombia, “Estos son los municipios de las Zomac,” 2017. [Online]. Available: <http://es.presidencia.gov.co/noticia/171009-Estos-son-los-municipios-de-las-Zomac>.
- [5] UPME, “Visor de la UPME,” 2015. [Online]. Available: <http://sig.simec.gov.co/GeoPortal/Mapas/Visores>.
- [6] UPME, “Hidroenergía,” *Atlas Potencial Hidroenergético Colomb.*, pp. 25–36, 2015.
- [7] M. Anyi and B. Kirke, “Energy for Sustainable Development Tests on a non-clogging hydrokinetic turbine,” *Energy Sustain. Dev.*, vol. 25, pp. 50–55, 2015.
- [8] 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.
- [9] J. N. Goundar and M. R. Ahmed, “Design of a horizontal axis tidal current turbine,” *Appl. Energy*, vol. 111, pp. 161–174, 2013.
- [10] W. Q. Wang, R. Yin, and Y. Yan, “Design and prediction hydrodynamic performance of horizontal axis micro-hydrokinetic river turbine,” *Renew. Energy*, vol. 133, pp. 91–102, 2019.
- [11] G. M. Ibrahim, K. Pope, and Y. S. Muzychka, “Effects of blade design on ice accretion for horizontal axis wind turbines,” *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.*, vol. 173, no. June 2017, pp. 39–52, 2018.
- [12] R. K. Singh, M. R. Ahmed, M. A. Zullah, and Y.-H. Lee, “Design of a low Reynolds number airfoil for small horizontal axis wind turbines,” *Renew. Energy*, vol. 42, pp. 66–76, 2012.
- [13] A. J. and C. O., “Análisis del Comportamiento Aerodinámico de Perfiles empleados en Aerogeneradores de Baja Potencia,” no. October 2012, p. 41, 2009.
- [14] J. M. Walker, K. A. Flack, E. E. Lust, M. P. Schultz, and L. Luznik, “Experimental and numerical studies of blade roughness and fouling on marine current turbine performance,” *Renew.*

- Energy*, vol. 66, pp. 257–267, 2014.
- [15] T. Yavuz *et al.*, “Performance analysis of the airfoil-slat arrangements for hydro and wind turbine applications,” *Renew. Energy*, vol. 74, pp. 414–421, 2015.
- [16] J. N. Goundar, M. R. Ahmed, and Y. H. Lee, “Numerical and experimental studies on hydrofoils for marine current turbines,” *Renew. Energy*, vol. 42, pp. 173–179, 2012.
- [17] P. M. Singh and Y. Do Choi, “Shape design and numerical analysis on a 1MW tidal current turbine for the south-western coast of Korea,” *Renew. Energy*, vol. 68, pp. 485–493, 2014.
- [18] S. J. Kim, P. M. Singh, B. S. Hyun, Y. H. Lee, and Y. Do Choi, “A study on the floating bridge type horizontal axis tidal current turbine for energy independent islands in Korea,” *Renew. Energy*, vol. 112, pp. 35–43, 2017.
- [19] Y. Zhang, A. van Zuijlen, and G. van Bussel, “The MEXICO rotor aerodynamic loads prediction: ZigZag tape effects and laminar-turbulent transition modeling in CFD,” *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.*, vol. 168, no. June, pp. 152–163, 2017.
- [20] C. S. Prasad and G. Dimitriadis, “Application of a 3D unsteady surface panel method with flow separation model to horizontal axis wind turbines,” *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.*, vol. 166, no. April, pp. 74–89, 2017.
- [21] W. J. Zhu, W. Z. Shen, and J. N. Sørensen, “Integrated airfoil and blade design method for large wind turbines,” *Renew. Energy*, vol. 70, pp. 172–183, 2014.
- [22] X. Li, K. Yang, J. Bai, and J. Xu, “A new optimization approach to improve the overall performance of thick wind turbine airfoils,” *Energy*, vol. 116, pp. 202–213, 2016.
- [23] W. Shi, M. Atlar, R. Norman, B. Aktas, and S. Turkmen, “Numerical optimization and experimental validation for a tidal turbine blade with leading-edge tubercles,” *Renew. Energy*, vol. 96, pp. 42–55, 2016.
- [24] W. A. Timmer and R. P. J. O. M. van Rooij, “Summary of the Delft University Wind Turbine Dedicated Airfoils,” *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 125, no. 4, p. 488, 2003.
- [25] R. kumar and S. K. Singal, “Operation and Maintenance Problems in Hydro Turbine Material in Small Hydro Power Plant,” *Mater. Today Proc.*, vol. 2, no. 4–5, pp. 2323–2331, 2015.
- [26] L. I. Lago, F. L. Ponta, and L. Chen, “Advances and trends in hydrokinetic turbine systems,” *Energy Sustain. Dev.*, vol. 14, no. 4, pp. 287–296, 2010.
- [27] A. Kumar and R. P. Saini, “Performance parameters of Savonius type hydrokinetic turbine -

- A Review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 64, pp. 289–310, 2016.
- [28] N. D. Laws and B. P. Epps, “Hydrokinetic energy conversion: Technology, research, and outlook,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 57. pp. 1245–1259, 2016.
- [29] E. Koç, T. Yavuz, B. Kilkış, Erol, C. Balas, and T. Aydemir, “Numerical and experimental analysis of the twin-blade hydrofoil for hydro and wind turbine applications,” *Ocean Eng.*, vol. 97, pp. 12–20, 2015.
- [30] M. R. Ahmed, “Blade sections for wind turbine and tidal current turbine applications—current status and future challenges,” *Int. J. ENERGY Res.*, vol. 33, no. 4, pp. 23–40, 2012.
- [31] H. Xuan, Z. Weimin, L. Xiao, and L. Jieping, “Aerodynamic and aeroacoustic optimization of wind turbine blade by a genetic algorithm,” *China Acad. Aerosp. Aerodyn. Beijing*, no. January, pp. 1–12, 2008.
- [32] 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. January, p. 109240, 2019.
- [33] M. J. Khan, G. Bhuyan, M. T. Iqbal, and J. E. Quaicoe, “Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review,” *Appl. Energy*, vol. 86, no. 10, pp. 1823–1835, 2009.
- [34] N. Kaufmann, T. H. Carolus, and R. Starzmann, “An enhanced and validated performance and cavitation prediction model for horizontal axis tidal turbines,” *Int. J. Mar. Energy*, vol. 19, pp. 145–163, 2017.
- [35] Y. El khchine and M. Sriti, “Tip Loss Factor Effects on Aerodynamic Performances of Horizontal Axis Wind Turbine,” *Energy Procedia*, vol. 118, pp. 136–140, 2017.
- [36] M. Tahani, G. Kavari, M. Masdari, and M. Mirhosseini, “Aerodynamic design of horizontal axis wind turbine with innovative local linearization of chord and twist distributions,” *Energy*, vol. 131, pp. 78–91, 2017.
- [37] A. Hassanzadeh, A. Hassanzadeh Hassanabad, and A. Dadvand, “Aerodynamic shape optimization and analysis of small wind turbine blades employing the Viterna approach for post-stall region,” *Alexandria Eng. J.*, vol. 55, no. 3, pp. 2035–2043, 2016.
- [38] R. Lanzafame and M. Messina, “Fluid dynamics wind turbine design: Critical analysis,

- optimization and application of BEM theory,” *Renew. Energy*, vol. 32, no. 14, pp. 2291–2305, 2007.
- [39] R. Lanzafame, S. Mauro, and M. Messina, “HAWT design and performance evaluation: Improving the BEM theory mathematical models,” *Energy Procedia*, vol. 82, pp. 172–179, 2015.
- [40] J. Arramach, N. Boutammachte, A. Bouatem, and A. Al Mers, “Prediction of the Wind Turbine Performance by Using a Modified BEM Theory with an Advanced Brake State Model,” *Energy Procedia*, vol. 118, pp. 149–157, 2017.
- [41] D. Sale, J. Jonkman, and W. Musial, “Hydrodynamic Optimization Method and Design Code for Stall-Regulated Hydrokinetic Turbine Rotors,” *ASME 28th Int. Conf. Ocean. Offshore, Arct. Eng.*, no. August, p. 17, 2009.
- [42] D. P. Coiro, E. Daniele, and P. Della Vecchia, “Diffuser shape optimization for GEM, a tethered system based on two horizontal axis hydro turbines,” *Int. J. Mar. Energy*, vol. 13, pp. 169–179, 2016.
- [43] S. F. Sufian, M. Li, and B. A. O’Connor, “3D modelling of impacts from waves on tidal turbine wake characteristics and energy output,” *Renew. Energy*, vol. 114, pp. 308–322, 2017.
- [44] V. Esfahanian *et al.*, “Numerical analysis of flow field around NREL Phase II wind turbine by a hybrid CFD/BEM method,” *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.*, vol. 120, pp. 29–36, 2013.
- [45] W. Tian, Z. Mao, and H. Ding, “Design, test and numerical simulation of a low-speed horizontal axis hydrokinetic turbine,” *Int. J. Nav. Archit. Ocean Eng.*, vol. 10, no. 6, pp. 782–793, Nov. 2018.
- [46] J. H. Lee, S. Park, D. H. Kim, S. H. Rhee, and M. C. Kim, “Computational methods for performance analysis of horizontal axis tidal stream turbines,” *Appl. Energy*, vol. 98, pp. 512–523, 2012.
- [47] T. Pujol, A. K. Vashisht, J. Ricart, D. Culubret, and J. Velayos, “Hydraulic efficiency of horizontal waterwheels: Laboratory data and CFD study for upgrading a western Himalayan watermill,” *Renew. Energy*, vol. 83, pp. 576–586, 2015.
- [48] S. Paudel and N. Saenger, “Grid refinement study for three dimensional CFD model involving incompressible free surface flow and rotating object,” *Comput. Fluids*, 2017.
- [49] C. J. Roy and F. G. Blottner, “Review and assessment of turbulence models for hypersonic

- flows," *Prog. Aerosp. Sci.*, vol. 42, no. 7–8, pp. 469–530, 2006.
- [50] P. J. Roache, "Verification of Codes and Calculations," *AIAA J.*, vol. 36, no. 5, pp. 696–702, May 1998.
- [51] M. Atcheson, P. MacKinnon, and B. Elsaesser, "A large scale model experimental study of a tidal turbine in uniform steady flow," *Ocean Eng.*, vol. 110, pp. 51–61, 2015.
- [52] P. Jeffcoate, T. Whittaker, C. Boake, and B. Elsaesser, "Field tests of multiple 1/10 scale tidal turbines in steady flows," *Renew. Energy*, vol. 87, pp. 240–252, 2016.
- [53] P. Mycek, B. Gaurier, G. Germain, G. Pinon, and E. Rivoalen, "Experimental study of the turbulence intensity effects on marine current turbines behaviour. Part I: One single turbine," *Renew. Energy*, vol. 66, pp. 729–746, 2014.
- [54] IDEAM, "IDEAM-Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales.," 2014. [Online]. Available: <http://www.ideam.gov.co/>.
- [55] D. (Massachusetts I. of T. Mark, "XFOIL," 2007. [Online]. Available: <http://web.mit.edu/drela/Public/web/xfoil/>.
- [56] P. Jeffcoate, B. Elsaesser, T. Whittaker, and C. Boake, "Testing Tidal Turbines - Part I: Steady Towing Tests vs. Tidal Mooring Tests," *Int. Conf. Offshore Renew. Energy*, no. 2014, pp. 1–9, 2014.
- [57] T. Reviol, S. Kluck, and M. Böhle, "A new design method for propeller mixers agitating non-Newtonian fluid flow," *Chem. Eng. Sci.*, vol. 190, pp. 320–332, 2018.
- [58] J. Seo, J.-H. Yi, J.-S. Park, and K.-S. Lee, "Review of tidal characteristics of Uldolmok Strait and optimal design of blade shape for horizontal axis tidal current turbines," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 2019.
- [59] B. Gaurier, P. Davies, A. Deuff, and G. Germain, "Flume tank characterization of marine current turbine blade behaviour under current and wave loading," *Renew. Energy*, vol. 59, pp. 1–12, 2013.
- [60] H. Yang, W. Shen, H. Xu, Z. Hong, and C. Liu, "Prediction of the wind turbine performance by using BEM with airfoil data extracted from CFD," *Renew. Energy*, vol. 70, pp. 107–115, 2014.
- [61] ANSYS, "ANSYS 13.0 Meshing User's Guide," *Knowl. Creat. Diffus. Util.*, vol. 15317, no. November, pp. 724–746, 2010.

-
- [62] P. J. Roache, "Perspective: A Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies," *J. Fluids Eng.*, vol. 116, no. 3, pp. 405–413, Sep. 1994.
- [63] J. Schluntz and R. H. J. Willden, "The effect of blockage on tidal turbine rotor design and performance," *Renew. Energy*, vol. 81, pp. 432–441, 2015.
- [64] W. Tian, B. Song, J. H. VanZwieten, P. Pyakurel, and Y. Li, "Numerical simulations of a horizontal axis water turbine designed for underwater mooring platforms," *Int. J. Nav. Archit. Ocean Eng.*, vol. 8, no. 1, pp. 73–82, 2016.
- [65] L. A. Gish, A. Carandang, and G. Hawbaker, "Numerical Optimization of Pre-Swirl Stators for Horizontal Axis Hydrokinetic Turbines," *Ocean. 2016 MTS/IEEE Monterey*, pp. 1–5.
- [66] Y.-T. Lin, P.-H. Chiu, and C.-C. Huang, "An experimental and numerical investigation on the power performance of 150 kW horizontal axis wind turbine," *Renew. Energy*, vol. 113, pp. 85–93, Dec. 2017.
- [67] R. P. J. O. M. Van Rooij and W. A. Timmer, "Roughness sensitivity considerations for thick rotor blade airfoils," *J. Sol. Energy Eng. Trans. ASME*, vol. 125, no. 4, pp. 468–478, 2003.
- [68] J. L. García Castiblanco and M. A. Rodríguez Muñoz, "Método De Muskingum Para El Estudio De Tránsito De Crecientes En El Río Atrato Entre Las Estaciones 'El Siete Y Gindrama' En El Departamento Del Chocó," p. 143, 2016.
- [69] "48244-Resolucion No 411998-EMPRESAS segundo trimestre 2019 (1).pdf." .
- [70] IRENA, "Hydropower," *Renew. Energy Technol. Cost Anal. Ser.*, vol. 1: Power s, no. 3/5, p. 44, 2012.
- [71] A. H. Muñoz, L. E. Chiang, and E. A. De la Jara, "A design tool and fabrication guidelines for small low cost horizontal axis hydrokinetic turbines," *Energy Sustain. Dev.*, vol. 22, no. 1, pp. 21–33, 2014.
- [72] UPME, *Plan Indicativo de Expansión de Cobertura de Energía Eléctrica*. 2013.
- [73] D. N. de P. DNP, "Balance del Plan Colombia 1999-2005," 2006.
- [74] S. Allsop, C. Peyrard, P. R. Thies, E. Boulougouris, and G. P. Harrison, "Hydrodynamic analysis of a ducted, open centre tidal stream turbine using blade element momentum theory," *Ocean Eng.*, vol. 141, pp. 531–542, 2017.

