UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS

INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN INGENIERÍAS Y CIENCIAS APLICADAS

EFECTO DE LA FORMA DEL PERFIL AERODINÁMICO EN LA POTENCIA DE UNA MICROTURBINA HIDRÁULICA

TESIS PROFESIONAL PARA OBTENER EL GRADO DE:
MAESTRÍA EN SUSTENTABILIDAD ENERGÉTICA

PRESENTA:

I.M. LUIS ENRIQUE JACOBO BADILLO

DIRECTORES:
DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN
DRA. LAURA LILIA CASTRO GÓMEZ

SINODALES:
DRA. MIRIAM NAVARRETE PROCOPIO
DR. MIGUEL ÁNGEL BASURTO PENSADO
DRA. ARIANNA PARRALES BAHENA

CUERNAVACA, MORELOS AGOSTO DEL AÑO 2025

Instituto de Investigación en Ciencias Básicas y Aplicadas

Resumen

Las microturbinas hidráulicas generan energía renovable aprovechando el flujo de agua en infraestructuras existentes, con un menor impacto ambiental que las hidroeléctricas tradicionales. Sin embargo, su eficiencia es limitada y depende de varios parámetros de diseño, como la geometría del perfil hidrodinámico. En el presente trabajo se evalúa el efecto de la geometría del perfil en la potencia y eficiencia de una microturbina hidráulica contrarotatoria, diseñada para pequeños arroyos y tuberías agrícolas de bajo caudal.

Se utilizó Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) en 3D para simular el comportamiento de la microturbina con diferentes perfiles hidrodinámicos. Se evaluaron ocho perfiles, tanto asimétricos y simétricos, seleccionados de la literatura por su desempeño favorable en turbinas hidráulicas: NACA6512, NACA4415, NACA7506, S809, E817, NACA0015, NACA0020 y S1046.

Los resultados muestran que la geometría de los perfiles influye en la potencia y eficiencia de la microturbina. Los perfiles asimétricos generan mayor potencia, alcanzando entre 22.3 W y 50.0 W a un Q_d, y entre 442.0 W y 523.0 W a $2Q_d$, mientras que los simétricos producen entre 10.7 W y 15.6 W a un Q_d, y entre 402.6 W y 426.2 W a $2Q_d$. En eficiencia, los perfiles simétricos destacan en la mayoría de los caudales, especialmente a caudales altos, mientras que los asimétricos son más eficientes entre Q_d y $1.3Q_d$. El perfil asimétrico E817 es más eficiente, alcanzando una eficiencia del 66.11% a $1.3Q_d$, lo que representa 3.54% más en comparación con el perfil nominal.

Esta investigación contribuye al desarrollo de microturbinas hidráulicas más eficientes al analizar el efecto de distintos perfiles hidrodinámicos en su desempeño. Aporta al avance de una tecnología renovable de bajo impacto ambiental para su aplicación en redes de tuberías y sistemas de riego, promoviendo la transición hacia energías sostenibles.

Abstract

Hydraulic microturbines generate renewable energy by harnessing water flow in existing infrastructures, with a lower environmental impact than traditional hydroelectric plants. However, their efficiency is limited and depends on various design parameters, such as the hydrodynamic profile geometry. This study evaluates the effect of profile geometry on the power and efficiency of a counter-rotating hydraulic microturbine designed for small streams and low-flow agricultural pipelines.

Three-dimensional Computational Fluid Dynamics (CFD) was used to simulate the microturbine's behavior with different hydrodynamic profiles. Eight profiles, both asymmetric and symmetric, were selected from the literature for their favorable performance in hydraulic turbines: NACA6512, NACA4415, NACA7506, S809, E817, NACA0015, NACA0020, and S1046.

The results show that profile geometry influences the power and efficiency of the microturbine. Asymmetric profiles generate higher power, reaching between 22.3 W and 50.0 W at Q_d, and between 442.0 W and 523.0 W at $2Q_d$, whereas symmetric profiles produce between 10.7 W and 15.6 W at Q_d, and between 402.6 W and 426.2 W at $2Q_d$. In terms of efficiency, symmetric profiles perform better at most flow rates, especially at high flows, while asymmetric profiles are more efficient between Q_d and $1.3Q_d$. The asymmetric E817 profile is the most efficient, achieving 66.11% efficiency at $1.3Q_d$, which is 3.54% higher compared to the nominal profile.

This research contributes to the development of more efficient hydraulic microturbines by analyzing the effect of different hydrodynamic profiles on their performance. It advances a low-impact renewable technology for application in pipeline networks and irrigation systems, promoting the transition to sustainable energy sources.

Agradecimientos y dedicatoria

Agradecimientos

A mi esposa, por ser mi apoyo incondicional, por su paciencia y por motivarme en cada paso de este camino. Su amor y confianza han sido fundamentales para alcanzar esta meta.

A mi familia: mi papá, mi mamá y mis hermanas. Gracias por su cariño, consejos y aliento constante. Su apoyo ha sido clave en este proceso.

Al Dr. Juan Carlos Castrejón, por su guía, paciencia y conocimientos, que enriquecieron mi formación.

A la Dra. Laura Lilia Castro, por su valiosa orientación y apoyo en el desarrollo de este trabajo.

A mis sinodales, por su tiempo, dedicación y observaciones que contribuyeron a mejorar esta investigación.

Dedicatoria

A mi esposa, por su amor, comprensión y por ser mi compañera en este viaje. Su apoyo ha sido fundamental para alcanzar este logro.

A mi familia, por ser mi pilar y mi mayor fuente de motivación. A mis padres, por su esfuerzo y enseñanzas; a mis hermanas, Mónica y Ximena, por su cariño y compañía incondicional.

Con todo mi cariño.

Índice general

Resumen I

Abstract II

Agradecimientos y dedicatoria III

Lista de tablas IX

Lista de figuras XI

Nomenclatura XV

Capítulo 1 - Introducción 1

1.1 Justificación 3

1.2 Hipótesis 4

1.3 Objetivos 4

1.3.1 General 4

1.3.2 Específicos 4

1.4 Estado del arte 5

1.4.1 Impactos de centrales hidroeléctricas 5

1.4.2 Nuevas tecnologías de turbinas hidráulicas 6

1.4.3 Investigaciones de microturbinas hidráulicas en tuberías 6

1.4.4 Estudios para aumentar la eficiencia de turbinas hidráulicas 8

Capítulo 2 - Marco Teórico 10

2.1 Turbomáquinas 10

2.2 Turbinas hidráulicas 11

2.2.1 Clasificación turbinas hidráulicas convencionales 12

2.3 Turbinas hidrocinéticas 13

2.4 Microturbinas hidráulicas 14
2.5 Propiedades de los fluidos 15
2.5.1 Fluidos compresibles e incompresibles 16
2.6 Tipos de flujos 16
2.6.1 Flujo laminar 17
2.6.2 Flujo transitorio 17
2.6.3 Flujo turbulento 17
2.6.4 Número de Reynolds 18
2.7 Leyes aplicables a turbinas hidráulicas 18
2.7.1 Conservación de continuidad 18
2.7.2 Conservación de la cantidad de movimiento 19
2.7.3 Conservación de la energía 19
2.8 Energía, potencia y eficiencia 20
2.8.1 Energía potencial 20
2.8.2 Energía cinética 20
2.8.3 Potencia de un flujo de agua 20
2.8.4 Potencia mecánica de turbinas hidráulicas 21
2.8.5 Eficiencia de la turbina 21
2.8.6 Parámetros adimensionales 22
2.9 Componentes y características de una microturbina 23
2.9.1 Diámetros característicos de una turbina 24
2.9.2 Número de álabes 24
2.9.3 Geometría del perfil hidrodinámico. 25
2.9.4 Ajuste del ángulo 25

2.9.5 La relación de bloqueo 25
2.9.6 Solidez del álabe 26
2.9.7 Espacio entre rotores 26
2.10 Diseño de turbinas hidráulicas 26
2.10.1 Ecuación de Euler 26
2.10.2 Triángulos de velocidad 27
2.11 Sustentación 28
2.11.1 Sustentación en turbinas 28
2.12 Dinámica de fluidos computacional 29
2.12.1 Mecánica de fluidos 30
2.12.2 Métodos numéricos 30
2.12.3 Ecuaciones gobernantes en CFD 31
2.12.4 Modelos de turbulencia 32
2.12.5 Modelo de turbulencia $\boldsymbol{k-\varepsilon}$ 34
2.12.6 Capa límite 35
2.12.7 Torque de una turbina en Fluent 39
Capítulo 3 - Metodología 40
3.1 Condiciones para el diseño 43
3.2 Modelado CAD 43
3.2.1 Rotores 44
3.2.2 Espaciador 46
3.2.3 Ejes de transmisión 47
3.2.4 Dominio de fluidos 47
3.3 Discretización 48

3.3.1 Malla en los álabes 48
3.3.2 Estudio de índice de convergencia de malla 49
3.4 Configuración del modelo de CFD 52
3.4.1 Condiciones de frontera 53
3.5 Validación 55
3.6 Diseño de experimentos 57
3.6.1 Objetivo del diseño experimental 57
3.6.2 Variables de entrada 57
3.6.3 Variable constante 58
3.6.4 Variables de salida 58
3.6.5 Procedimiento experimental 58
3.6.6 Análisis de resultados 59
Capítulo 4 - Resultados 60
4.1 Potencia 60
4.1.1 Potencia de la microturbina 60
4.1.2 Potencia en los rotores 63
4.2 Altura neta 68
4.2.1 Altura neta de la microturbina 68
4.2.2 Altura neta de los rotores 69
4.3 Eficiencia 70
4.3.1 Eficiencia de la microturbina 70
4.3.2 Eficiencia de los rotores 73
4.4 Desempeño de cada perfil 78
4.5 Potencia y eficiencia 87

4.6 Distribución de presión en la turbina 88
4.7 Contornos de presión 92
4.8 Vectores de velocidad 96
Capítulo 5 - Conclusiones y Recomendaciones 109
5.1 Conclusiones 109
5.1.1 Potencia 109
5.1.2 Altura neta 110
5.1.3 Eficiencia 110
5.1.4 Selección del perfil según el objetivo 111
5.2 Recomendaciones 112
Referencias Bibliográficas 113
Apéndice A 124

Lista de tablas

Tabla 2.1. Rango de y^+ con respecto a la función de pared..... 38

Tabla 3.1. Parámetros de los álabes del rotor delantero. 44

Tabla 3.2. Parámetros de los álabes del rotor trasero. 45

Tabla 3.3. Espesor del álabe. 45

Tabla 3.4. Cálculos para y^+. 49

Tabla 3.5. Torque con respecto al tamaño de malla. 50

Tabla 3.6. Resultados del análisis de GCI. 51

Tabla 3.7. Condiciones de frontera. 54

Tabla 3.8. Valores de las condiciones de frontera. 55

Tabla 3.9. Propiedades del agua. 55

Tabla 3.10. Perfiles de álabes de microturbinas hidráulicas. 58

Tabla 3.11. Diseño de experimentos. 59

Tabla 4.1. Potencia por los perfiles con mayor y menor generación. 61

Tabla 4.2. Potencia de los perfiles asimétricos con mayor generación. 62

Tabla 4.3. Potencia de los perfiles asimétricos con menor generación. 62

Tabla 4.4. Potencia de los perfiles simétricos. 63

Tabla 4.5. Perfiles con mayor y menor potencia en el rotor delantero. 64

Tabla 4.6. Perfiles con mayor y menor potencia en el rotor trasero..... 65

Tabla 4.7. Potencia generada por rotor y el porcentaje que representa de la potencia total de la turbina. 66

Tabla 4.8. Perfiles con mayor y menor altura neta en la turbina. 68

Tabla 4.9. Perfiles con mayor y menor altura neta en el rotor delantero. 69

Tabla 4.10. Perfiles con mayor y menor altura neta en el rotor trasero. 70

Tabla 4.11. Perfiles con la mayor y menor eficiencia máxima. 71

Tabla 4.12. Eficiencia de la turbina con los perfiles asimétricos. 72

Tabla 4.13. Eficiencia de la turbina con los perfiles simétricos. 73

Tabla 4.14. Perfiles con mayor y menor eficiencia en el rotor delantero. 74

Tabla 4.15. Perfiles con mayor y menor eficiencia en el rotor trasero. 74

Tabla 4.16. Eficiencia del rotor delantero y trasero, así como la diferencia entre ambas. 76

Tabla 4.17. Potencia, altura neta y eficiencia en el caudal de máxima eficiencia. 78

Tabla 4.18. Coeficiente de Potencia, Coeficiente de altura y eficiencia en el coeficiente de caudal de máxima eficiencia. 78

Tabla 4.19. Perfiles con mayor y menor caída de presión en la turbina. 92

Tabla 4.20. Perfiles con mayor y menor caída de presión en el rotor delantero. 92

Tabla 4.21. Perfiles con mayor y menor caída de presión en el rotor trasero. 92

Lista de figuras

Figura 1.1. Emisiones de CO_2 por sector 1

Figura 1.2. Producción global de energía eléctrica por fuente en 2023 2

Figura 2.1. Clasificación de turbinas hidráulicas 12

Figura 2.2. Tipo de turbinas 13

Figura 2.3. Ubicaciones potenciales para instalar turbinas hidrocinéticas ... 14

Figura 2.4. Flujo laminar 17

Figura 2.5. Flujo Turbulento 18

Figura 2.6. Flujo de masa entrando y saliendo de un volumen de control ... 19

Figura 2.7. Esquema de un sistema hidroeléctrico 21

Figura 2.8. Esquema con diámetro y altura iguales aguas arriba y abajo 22

Figura 2.9. Diámetros característicos de una turbina axial 24

Figura 2.10. Turbina con 4 y 3 álabes 24

Figura 2.11. Perfiles hidrodinámicos 25

Figura 2.12. Ángulo del álabe 25

Figura 2.13. Espaciador 26

Figura 2.14. Triángulos de velocidad de una turbina contra rotatoria..... 27

Figura 2.15. Sustentación en un perfil hidrodinámico 28

Figura 2.16. Análisis bidimensional de las fuerzas hidrodinámicas..... 29

Figura 2.17. Comparación del tratamiento de flujos turbulentos. 33

Figura 2.18. Representación del espesor de la capa límite 35

Figura 2.19. Capa límite. 36

Figura 2.20. Subcapas de la capa límite 36

Figura 2.21. Comparación del mallado cerca de la pared. 37

Figura 3.1. Metodología para evaluar el efecto del perfil hidronímico en la microturbina mediante CFD 40

Figura 3.2. Microturbina, eje de transmisión y tubería. 44

Figura 3.3. Modelado 3D de los álabes. 45

Figura 3.4. Dimensiones de los rotores. 46

Figura 3.5. Dimensiones y características del espaciador. 46

Figura 3.6. Dimensiones y características de los dominios. 47

Figura 3.7. Esquema del banco de pruebas del estudio experimental 48

Figura 3.8. Malla de los rotores. 49

Figura 3.9. Distribución de los elementos en los rotores y espaciador. 51

Figura 3.10. Malla de los dominios de los rotores y espaciador. 52

Figura 3.11. Comportamiento del torque en las nueve rotaciones simuladas. 52

Figura 3.12. Torque a diferente ángulo azimutal en la novena rotación. 52

Figura 3.13. Condiciones de frontera en las caras. 54

Figura 3.14. Eficiencia obtenida de los 3 estudios. 56

Figura 3.15. Potencia, altura neta y eficiencia de los tres estudios. 56

Figura 3.16. Perfiles hidrodinámicos seleccionados. 57

Figura 4.1. Potencia de todos los perfiles. 61

Figura 4.2. Potencia de los perfiles asimétricos. 61

Figura 4.3. Potencia de los perfiles simétricos. 62

Figura 4.4. Potencia de todos los perfiles del rotor delantero. 64

Figura 4.5. Potencia de todos los perfiles del rotor trasero. 64

Figura 4.6. Potencia entre rotores de los perfiles hidrodinámicos. 67

Figura 4.7. Altura neta de todos los perfiles. 68

Figura 4.8. Altura neta de todos los perfiles del rotor delantero. 69

Figura 4.9. Altura neta de todos los perfiles del rotor trasero. 70

Figura 4.10. Eficiencia de todos los perfiles. 71

Figura 4.11. Eficiencia de los perfiles asimétricos. 72

Figura 4.12. Eficiencia de los perfiles simétricos. 72

Figura 4.13. Eficiencia de todos los perfiles del rotor delantero. 73

Figura 4.14. Eficiencia de todos los perfiles del rotor trasero. 74

Figura 4.15. Eficiencia entre rotores con los diferentes perfiles. 77

Figura 4.16. Potencia, Altura neta y Eficiencia del perfil NACA6512. 79

Figura 4.17. Coeficientes característicos del perfil NACA6512. 79

Figura 4.18. Potencia, Altura neta y Eficiencia del perfil NACA4415. 80

Figura 4.19. Coeficientes característicos del perfil NACA4415. 80

Figura 4.20. Potencia, Altura neta y Eficiencia del perfil NACA7506. 81

Figura 4.21. Coeficientes característicos del perfil NACA7506. 81

Figura 4.22. Potencia, Altura neta y Eficiencia del perfil S809. 82

Figura 4.23. Coeficientes característicos del perfil S809. 82

Figura 4.24. Potencia, Altura neta y Eficiencia del perfil E817. 83

Figura 4.25. Coeficientes característicos del perfil E817. 83

Figura 4.26. Potencia, Altura neta y Eficiencia del perfil NACA0015. 84

Figura 4.27. Coeficientes característicos del perfil NACA0015. 84

Figura 4.28. Potencia, Altura neta y Eficiencia del perfil NACA0020. 85

Figura 4.29. Coeficientes característicos del perfil NACA0020. 85

Figura 4.30. Potencia, Altura neta y Eficiencia del perfil S1046. 86

Figura 4.31. Coeficientes característicos del perfil S1046. 86

Figura 4.32. Potencia y eficiencia de la microturbina con cada perfil. 87

Figura 4.33. Contornos presión en la superficie de la microturbina a 1.2Q_d. 89

Figura 4.34. Contornos presión en la superficie de la microturbina a 1.3Q_d. 90

Figura 4.35. Contornos presión en la superficie de la microturbina a 1.4Q_d. 91

Figura 4.36. Contornos presión a través de la microturbina a 1.2Q_d..... 93

Figura 4.37. Contornos presión a través de la microturbina a 1.3Q_d..... 94

Figura 4.38. Contornos presión a través de la microturbina a 1.4Q_d..... 95

Figura 4.39. Alturas radiales..... 96

Figura 4.40. Vectores de velocidad del perfil NACA6512..... 97

Figura 4.41. Vectores de velocidad del perfil NACA4415..... 98

Figura 4.42. Vectores de velocidad del perfil NACA7506..... 99

Figura 4.43. Vectores de velocidad del perfil S809. 100

Figura 4.44. Vectores de velocidad del perfil E817. 101

Figura 4.45. Vectores de velocidad del perfil NACA0015..... 102

Figura 4.46. Vectores de velocidad del perfil NACA0020..... 103

Figura 4.47. Vectores de velocidad del perfil S1046. 104

Figura 4.48. Vectores de velocidad del todos los perfiles a 1.2Q_d. 106

Figura 4.49. Vectores de velocidad del todos los perfiles a 1.3Q_d. 107

Figura 4.50. Vectores de velocidad del todos los perfiles a 1.4Q_d. 108

Nomenclatura

$\rho\ [kg/m^3]$	Densidad del fluido
$l\ [m]$	Longitud característica
$v\ [m/s]$	Velocidad del flujo
$\mu\ [kg/m \cdot s]$	Viscosidad dinámica
$\nu\ [m^2/s]$	Viscosidad cinemática
$m\ [kg]$	Masa
$g\ [m/s^2]$	Gravedad
$\Delta h\ [m]$	Diferencia de altura
$P_{agua}\ [Watts]$	Potencia del flujo de agua
$\dot{m}\ [kg/s]$	Flujo masico
$\vec{p}\ [kg \cdot m/s]$	Cantidad de movimiento
$\vec{v}\ [m/s]$	Vector velocidad
$E\ [J]$	Energía
$E_p\ [J]$	Energía potencial
$\Delta h\ [m]$	Diferencia de altura
$E_k\ [J]$	Energía cinética
$A\ [m^2]$	Área
$Q\ [m/s]$	Caudal
$H_{total}\ [m]$	Altura total
$P_{turbina}\ [Watts]$	Potencia mecánica de la turbina
$P_{agua}\ [Watts]$	Potencia del flujo de agua
$\tau\ [N \cdot m]$	Torque
$\omega\ [rad/s]$	Velocidad angular

$P_{útil\ agua}\ [Watts]$	Potencia útil del agua
$H\ [m]$	Altura neta
$\eta\ [Adimensional]$	Eficiencia
$p\ [Pa]$	Presión
$h\ [m]$	Altura
$d\ [mm]$	Diámetro
$C_Q\ [Adimensional]$	Coeficiente de caudal
$C_H\ [Adimensional]$	Coeficiente de altura
$C_P\ [Adimensional]$	Coeficiente de potencia
$\alpha\ [°]$	Ángulo de ajuste
$r\ [mm]$	Radio
$N\ [Adimensional]$	Número de álabes
$t\ [mm]$	Espesor del álabe
$B\ [Adimensional]$	Relación de bloque
$c\ [mm]$	Longitud de la cuerda del perfil hidrodinámico
$\sigma\ [Adimensional]$	Solidez
$W_{espec}\ [m^2/s^2]$	Trabajo especifico
$C\ [m/s]$	Velocidad absoluta
$W\ [m/s]$	Velocidad relativa
$U\ [m/s]$	Velocidad tangencial
$R\ [N]$	Fuerza resultante
$D\ [N]$	Fuerza de arrastre
$L\ [N]$	Fuerza de sustentación
$\delta\ [mm]$	Espesor de la capa límite
$u\ [m/s]$	99% de la velocidad del fluido

$y_c\ [mm]$	Espesor de la primera celda
$y^+\ [Adimensional]$	Distancia normal a la superficie adimensional
$u_\tau\ [m/s]$	Velocidad de fricción en la pared
$\tau_w\ [Pa]$	Esfuerzo cortante
$C_f\ [Adimensional]$	Coeficiente de fricción
$q\ [Adimensional]$	Orden de convergencia
$f\ \ [N \cdot m]$	Parámetro de la extrapolación de Richardson
$GCI\ [Adimensional]$	Índice de convergencia de malla
$s\ [Adimensional]$	Relación de refinamiento
$Q_d\ [m^3/s]$	Caudal de diseño
$v_{entrada}\ [m/s]$	Velocidad de entrada en la tubería

Capítulo 1 - Introducción

El calentamiento global es un problema y gran parte de su origen son los gases de efecto invernadero, especialmente el dióxido de carbono (CO_2). El sector energético es el que más emisiones produce a nivel mundial (Figura 1.1), debido a la generación de electricidad en plantas termoeléctricas que usan combustibles fósiles [1–5]. En 2021, este sector emitió 16.3 mil millones de toneladas de CO_2 [6].

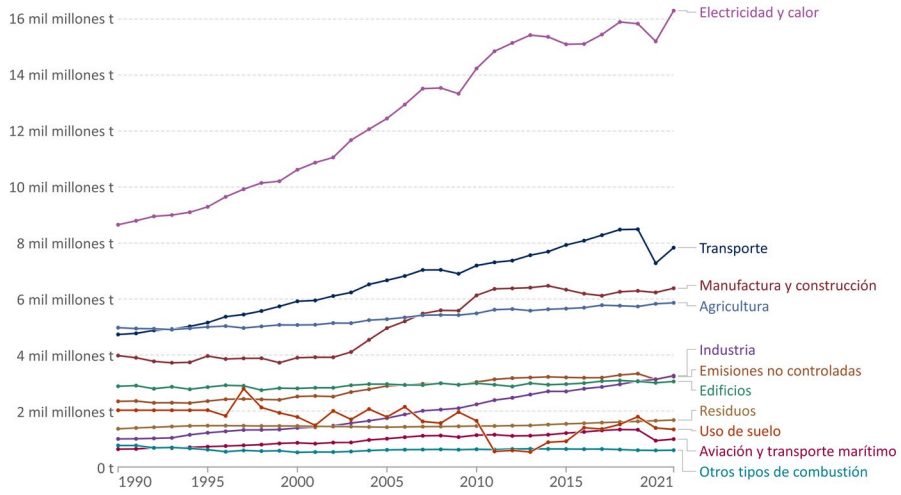


Figura 1.1. Emisiones de CO_2 por sector [6].

En 2023, la producción de energía eléctrica se obtuvo principalmente de fuentes fósiles, que representaron el 60.7%. La energía nuclear contribuyó con el 9.1%, mientras que las fuentes renovables aportaron el 30.2% del total [7]. Como se muestra en la Figura 1.2, de las energías renovables la más usada es la fuente hidráulica que representa el 47.2% de las energías renovables y se estima que actualmente solo el 22% del potencial hidroeléctrico global es utilizado [8].

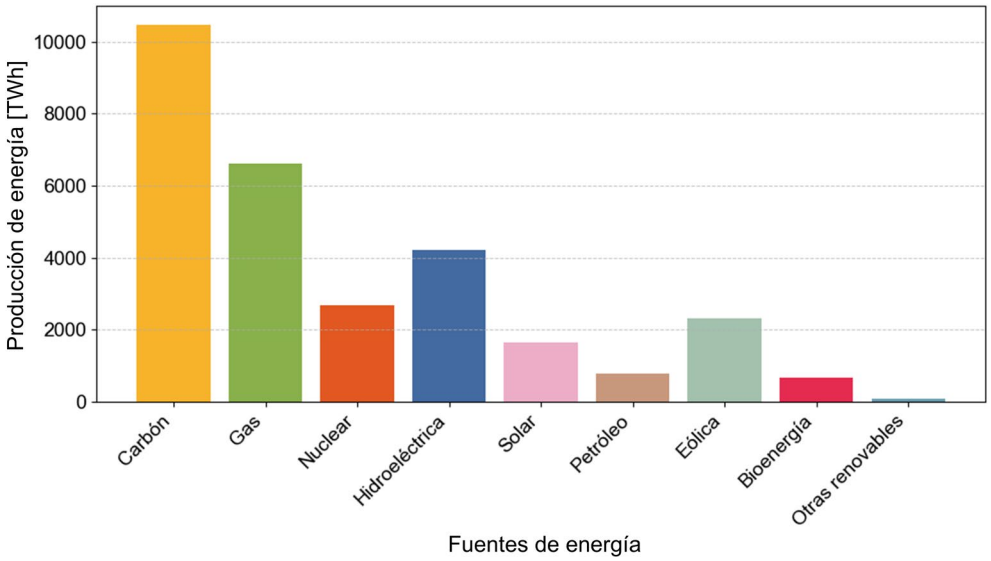


Figura 1.2. Producción global de energía eléctrica por fuente en 2023 [7].

El predominio de la fuente hidroeléctrica sobre otras fuentes renovables es consecuencia de una generación confiable, predecible y relativamente constante, con costos de operación bajos, y de que durante su funcionamiento no emite gases de efecto invernadero. Sin embargo, estudios indican que la construcción de presas y centrales hidroeléctricas requiere altas inversiones, y también, provocan impactos negativos al medio ambiente y sociales, como la deforestación, pérdida de vida acuática, emisiones de gases de efecto invernadero, desplazamiento de comunidades locales y la inundación de áreas habitadas [8–11].

En la última década, se han desarrollado turbinas hidráulicas para la generación de electricidad, diseñadas para ser instaladas en ríos, canales, túneles y tuberías. Estos sitios tienen un alto potencial para generar electricidad a pequeña escala y no han sido completamente aprovechados. Al ser pequeñas, estas turbinas no requieren de grandes construcciones, ya que pueden instalarse en infraestructuras existentes con un bajo costo de instalación y no provocan impactos ambientales y sociales negativos significativos [12,13]. Entre las nuevas turbinas destacan las turbinas hidrocinéticas, la turbina de eje vertical y las microturbinas hidráulicas [12–25].

Sin embargo, si bien generan un impacto negativo bajo al medio ambiente, su eficiencia es menor en comparación con las grandes turbinas convencionales como Pelton, Francis y Kaplan, utilizadas en presas y centrales hidroeléctricas.

1.1 Justificación

Es fundamental realizar una transición en el modelo energético, pasando de un alto uso de fuentes fósiles a la utilización casi total de fuentes renovables como la energía solar, eólica e hidroeléctrica, con el fin de mitigar los efectos del calentamiento global y garantizar un futuro más sostenible.

Las microturbinas hidráulicas son una opción con alto potencial, ya que aprovechan recursos hídricos de pequeña escala al instalarse en tuberías existentes de agua y trabajar con caudales bajos y pequeñas caídas, aprovechando así la energía cinética disponible. Esta característica hace que tengan un bajo impacto negativo sobre el medio ambiente y un bajo costo de instalación. A pesar de estas ventajas se reporta en la literatura que este tipo de turbinas presentan una baja eficiencia, entre el 63% y 65% [14–18].

Con el objetivo de mejorar la eficiencia, diversos parámetros de diseño de las turbinas hidráulicas son objeto de estudio, tales como la solidez, el ángulo de ataque, el número de álabes, la relación de bloqueo, el diámetro de la turbina y la geometría del perfil hidrodinámico [26]. El presente trabajo, en la búsqueda de maximizar la eficiencia de las microturbinas hidráulicas, factor clave para su sustentabilidad energética, se investigó el efecto de la geometría del perfil hidrodinámico en la potencia y eficiencia de una microturbina hidráulica contrarotatoria mediante cálculos numéricos utilizando Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) en 3D. Con el fin de determinar qué perfil ofrece mayor potencia y eficiencia en la microturbina, se compararon ocho perfiles diferentes, entre simétricos y asimétricos, los cuales reportaron mayor eficiencia en turbinas hidráulicas según la literatura [14,18,27–30].

1.2 Hipótesis

La geometría del perfil hidrodinámico influye significativamente en la potencia y eficiencia de una microturbina hidráulica contrarotatoria bajo sus condiciones de operación, y uno de los perfiles seleccionados maximiza estos parámetros en comparación con los demás.

1.3 Objetivos

1.3.1 General

Determinar a través de dinámica de fluidos computacional el efecto de diferentes perfiles hidrodinámicos en la potencia y eficiencia de una microturbina hidráulica.

1.3.2 Específicos

- Realizar los modelos geométricos y discretización espacial de los dominios de las microturbinas con los diferentes álabes, usando los perfiles asimétricos NACA6512 (Nominal), NACA4415, NACA7506, S809, E817 y los simétricos NACA0015, NACA0020 y S1046.
- Validar los cálculos numéricos comparando los resultados obtenidos con los reportados en la literatura.
- Mediante CFD, calcular la potencia y eficiencia de la microturbina usando diferentes perfiles (NACA6512, NACA4415, NACA7506, S809, E817, NACA0015, NACA0020 y S1046).
- Evaluar la potencia y eficiencia de cada rotor por individual utilizando los diferentes perfiles.

1.4 Estado del arte

La energía hidroeléctrica es la fuente renovable que genera mayor cantidad de energía. Es fundamental conocer su situación actual en términos de impactos ambientales y sociales, así como los avances tecnológicos en turbinas hidráulicas y microturbinas para mejorar su eficiencia. Para ello, se llevó a cabo una revisión de la literatura, recopilando información que se organizó en tablas temáticas.

En particular, se destacan estudios sobre los impactos de las centrales hidroeléctricas, el desarrollo de nuevas tecnologías de turbinas hidráulicas, el uso de microturbinas en tuberías y estudios para el aumentar la eficiencia de turbinas hidráulicas.

1.4.1 Impactos de centrales hidroeléctricas

Coutiño R. Laura (2021) realizó el análisis de la situación actual y los retos futuros de la energía hidroeléctrica tanto en México como a nivel global. Se concluye que, la fuente hidroeléctrica es la fuente renovable que más se usa (15.9% de la generación mundial en 2019), sin embargo, produce impactos ambientales y sociales relevantes como deforestación, afectaciones a la vida acuática, emisiones de gases de efecto invernadero y desplazamiento de poblaciones [11].

Alban Kuriqi (2021) realizó el estudio del impacto ecológico de tres tipos de centrales hidroeléctricas: presas a pie de presa, presas de derivación y presas de embalse. Se encontró que las presas de derivación y de embalse tienen menos impacto negativo a ecosistemas que las presas a pie de presa. Los impactos comunes incluyen la disminución del agua aguas abajo, deterioro de la calidad del agua y pérdida de hábitat [9].

Yousra M. Khir A. (2021) realizó la investigación sobre el impacto de las presas hidroeléctricas en el medio ambiente. Se determina que, durante su construcción y operación, tienen impactos negativos significativos en la calidad del agua, la vida acuática, la tierra, la vida silvestre, la vegetación y la calidad del aire [10].

Cengiz Koç (2022) realizó el estudio de la fuente renovable hidroeléctrica, la cual determina que la fuente hidroeléctrica tiene ventajas para la reducción del calentamiento global y cambio climático, sin embargo, presentan impactos negativos a ecosistemas y flujo de los ríos durante su construcción y operación [8].

1.4.2 Nuevas tecnologías de turbinas hidráulicas

Mutiara A. Sari (2018) realizó la revisión de las nuevas tecnologías de turbinas hidráulicas innovadoras o recientemente desarrolladas para ser implementadas en conductos de agua. Se concluye que las tuberías, túneles y canales tienen un gran potencial que no es aprovechado para la generación de electricidad a pequeña escala, y que, al aprovechar infraestructuras existentes, el impacto negativo al medio ambiente es mínimo [13].

Raj K. Chaulagain (2023) realizó la revisión de turbinas hidráulicas no convencionales que pueden ser implementadas en sitios de flujos de bajo caudal. Se determina que pueden ser instaladas en infraestructuras hidráulicas pequeñas existentes, tanto de agua limpia como de aguas residuales, individualmente o en conjunto, y aislado o conectado a la red [12].

1.4.3 Investigaciones de microturbinas hidráulicas en tuberías

D. Biner (2016) realizó el estudio numérico del diseño de un prototipo de microturbina DuoTurbo con rotores contrarotatorios para tuberías de agua potable. Se determina que el prototipo presenta una potencia de 6.7 kW con una eficiencia de 89% [15].

Ding Nan (2018) realizó el estudio experimental y numérico de la eficiencia de una microturbina contrarotatoria con álabes más delgados y un eje frontal más largo en comparación al modelo original. Los resultados muestran que con el nuevo modelo la eficiencia mejora entre 1.7% y 2.9% para ciertos caudales de operación [18].

Oscar D. Monsalve (2021) realizó el estudio paramétrico y numérico de una turbina propulsora para instalación en tuberías. Se determinó el punto de máxima eficiencia de la turbina, encontrando una eficiencia hidráulica máxima de 64.46% en un caudal de 0.00972 m^3/s [16].

Seungsoo Jang (2021) realizó el estudio numérico del efecto de la configuración del borde de ataque y de salida de los álabes en la eficiencia de una microturbina tubular de tipo hélice. Se concluyó que la configuración del borde de salida afecta a mayor medida a la eficiencia [17].

Abraham Vivas (2021) realizó el estudio numérico de una nueva microturbina hidráulica axial en forma de torpedo para aprovechar la energía en redes de distribución de agua. Mostró una eficiencia hidráulica máxima del 65% [19].

N. Hasanzadeh (2021) realizó la investigación para la optimización mediante redes neuronales artificiales y análisis numérico de una turbina de eje vertical dentro de tuberías. Se concluyó que la eficiencia mejoró, alcanzando un valor de 33% [22].

Yasuyuki Nishi (2022) realizó la investigación donde se implementa un método de diseño para rotores de turbinas axiales combinando el método de diseño unidimensional, método de diseño de experimentos, método de superficie de respuesta y método de optimización. Se logró un incremento de 9.1% en la eficiencia [14].

Ali Bizhanpour (2023) realizó el estudio numérico de una turbina de eje vertical instalada en una tubería, utilizando diferentes tipos de deflectores, para extraer energía de un suministro de agua urbano. Se determinó que los deflectores de un solo canal y con aleta guía dinámica presentaron la máxima eficiencia, 36% [20].

Yuichi Murai (2024) realizó el estudio experimental y numérico de turbinas Savonius instaladas en tuberías de un sistema de gasoductos para aprovechar la energía del flujo. Se demostró que estas turbinas pueden producir un torque y una potencia considerables para la generación de energía eléctrica [21].

Chirag Patel (2024) realizó el estudio experimental y numérico del efecto del número de álabes en la eficiencia de una microturbina axial dentro de una tubería. Se concluyó que la configuración de 4 álabes presenta la mayor eficiencia, 88.03% [23].

1.4.4 Estudios para aumentar la eficiencia de turbinas hidráulicas

Abdelouahab Benzerdjeb (2018) realizó el estudio experimental del efecto del ángulo de paso de los álabes en la eficiencia de una turbina hidrocinética Darrieus, en el cual se avaluaron diferentes ángulos: 1.75°, 4.5°, -1.75°, -4.5°. Se concluyó que el ángulo de 1.75° ofrece mayor eficiencia [31].

Gaurav Saini (2018) realizó el estudio numérico del efecto de cuatro perfiles hidrodinámicos (NACA0018, NACA0010, S9000 y S1046) en el coeficiente de potencia de turbinas hidrocinéticas Darrieus. Se determinó que la configuración con el perfil S1046 es la que mayor coeficiente de potencia y capacidad de autoarranque presenta [30].

Nelson E. Tobón T. (2019) realizó el estudio numérico del efecto del número de álabes en una turbina hidráulica Darrieus tipo H. Se analizaron configuraciones de 2 a 10 álabes. Concluyen que a partir de 3 álabes se mejora el autoarranque, pero al aumentar el número de álabes disminuye el torque total y la eficiencia [32].

J.D. Betancur (2019) realizó la investigación de revisión de la literatura, se encontró que los perfiles hidrodinámicos NACA4412, NACA63-618, S809 y S1210 han sido estudiados y utilizados en el diseño de turbinas hidrocinéticas. El perfil S809 muestra el mayor desempeño [27].

J.D. Betancur (2020) realizó el estudio numérico de tres perfiles hidrodinámicos (NACA 4412, EPPLER E817 y NREL S802) para turbinas hidrocinéticas de eje horizontal. Se concluyó que el perfil EPPLER E817 presenta mayor coeficiente de potencia [28].

Sercan Yagmur (2021) realizó la investigación de revisión de la literatura de los perfiles usados en turbinas hidrocinéticas y la potencia que generan. Se encontró 13 estudios donde las turbinas con el perfil NACA0015 y NACA0020 presentan mayor coeficiente de potencia [29].

Capítulo 2 - Marco Teórico

2.1 Turbomáquinas

Las turbomáquinas son máquinas que intercambian energía entre un fluido en movimiento y un componente giratorio llamado rotor, que consta de un tambor con álabes. El intercambio es posible por las fuerzas generadas por el movimiento del fluido; la transferencia de energía se puede llevar a cabo del flujo al rotor o viceversa [33].

En el primer caso, cuando el flujo suministra energía al rotor, la turbomáquina se denomina turbina. Existen diversos tipos de turbinas de acuerdo con el fluido de trabajo:

- Agua: turbina hidráulica.
- Vapor: turbina de vapor.
- Aire: turbina eólica.
- Gas: turbina de gas.
- Otro fluido, refrigerante en un ciclo de refrigeración: turbina de expansión.

Para el segundo caso donde la energía es suministrada al flujo por medio del rotor se clasifican con respecto al tipo de fluido y la presión:

- Agua y aceite (fluidos incompresibles), donde se aumenta la presión: bomba.
- Aire, gas, vapor (flujos compresibles):

  - Alta presión: compresor.

  - Baja presión: ventilador.

2.2 Turbinas hidráulicas

Las turbinas hidráulicas son maquinas que transforman la energía del agua en energía mecánica. Este proceso inicia cuando el agua está en una posición elevada (presa o montaña), almacenando energía potencial. Al liberar el agua, su energía potencial se transforma en energía cinética y, posteriormente, en energía mecánica al hacer girar los álabes del rotor. Acoplando un generador eléctrico al eje de la turbina, la energía mecánica es transformada en energía eléctrica [33–35].

Potencias y tamaños de turbinas hidráulicas [33]:

• Energía Hidráulica Convencional (> 10 MW)

- Pelton: Usada para caídas altas y caudales bajos.
- Francis: Implementadas para caídas de 20 a 700 metros.
- Kaplan: Diseñada para caídas bajas (hasta 50 m) y caudales medios o grandes.

• Energía Minihidráulica (< 10 MW)

- Pelton: Versiones pequeñas para pequeños caudales y caídas moderadas (≥10 m).
- Francis: Adaptada a alturas reducidas (4 - 5 m), simplificando su diseño.
- Kaplan: Adaptada para caídas pequeñas.
- Bulbo: Para condiciones de pequeñas caídas y gran caudal.
- Michell Banki (Flujo cruzado): Para aplicaciones de caídas y caudales bajos.

• Energía Microhidráulica (1 kW)

- Hidrocinéticas: Aprovechan la energía cinética en ríos, canales o mareas, sin necesidad de caídas.
- Microturbinas: Compactas, aprovechan la energía del agua disponible en tuberías, canales y ríos.

2.2.1 Clasificación turbinas hidráulicas convencionales

Las turbinas se pueden clasificar en diferentes categorías, como se muestra en la Figura 2.1. En la clasificación por dirección de flujo, se encuentran las de flujo axial, en las cuales el flujo es paralelo al eje de rotación de la turbina. A esta categoría pertenecen las turbinas Kaplan y de hélice. En las de flujo radial, el flujo es perpendicular al eje, como la turbina Francis. Para las de flujo mixto, el flujo de entrada a la turbina tiene una dirección diferente a la dirección de salida, como también lo son algunas turbinas Francis. Y en las de flujo tangencial, el agua no atraviesa el rodete, el agua incide tangencialmente en los álabes de la turbina, como las turbinas Pelton [36].

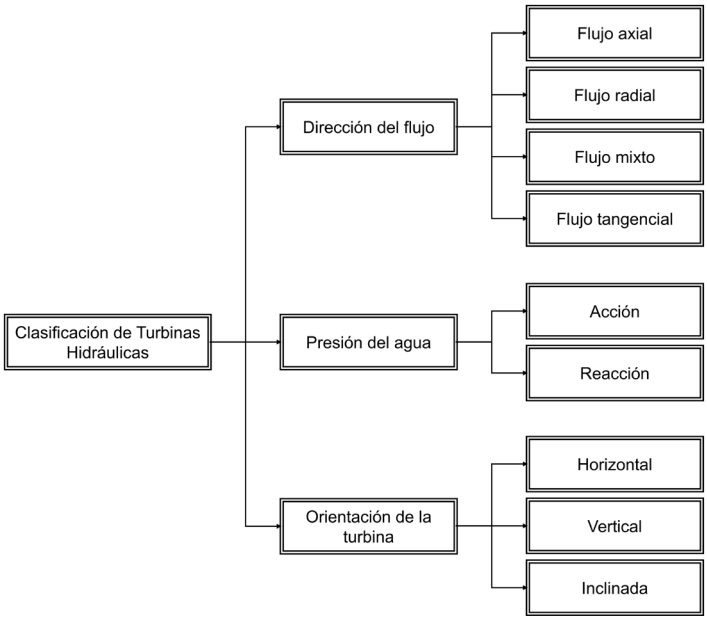


Figura 2.1. Clasificación de turbinas hidráulicas [36].

Otra categoría de clasificación es: turbinas de acción y reacción. En las turbinas de acción la energía del agua se convierte en energía cinética al pasar por una boquilla o tobera produciendo un chorro a alta velocidad que choca con las cucharas del rotor mientras la presión permanece constante al pasar por el rotor. En las turbinas de reacción la presión disminuye gradualmente al pasar por los álabes del rotor, aprovechando la presión y la velocidad del agua para generar energía [36,37].

En la clasificación según su orientación: en las turbinas horizontales, su eje se encuentra en posición horizontal y paralelo al flujo de agua, las turbinas verticales, su eje se encuentra en posición vertical y perpendicular al flujo de agua y las turbinas inclinadas tienen un ángulo con respecto al flujo de agua.

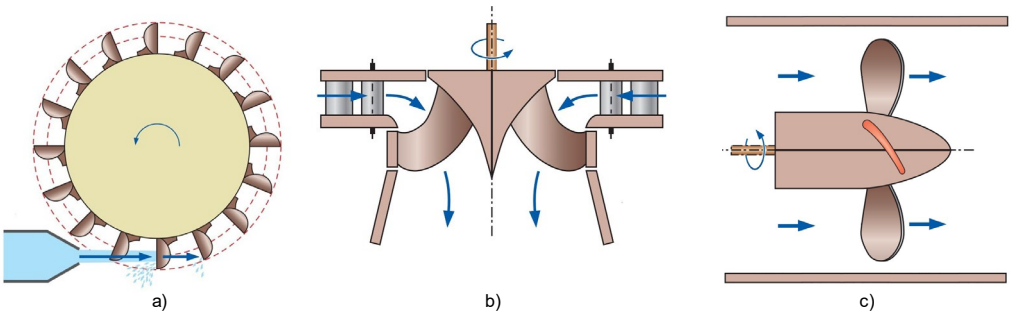


Figura 2.2. Tipo de turbinas: a) Pelton (Flujo tangencial – Acción), b) Francis (Flujo radial/mixto – Reacción) y c) Kaplan (Flujo Axial – Reacción) [38].

2.3 Turbinas hidrocinéticas

Las turbinas hidrocinéticas son un tipo de turbinas que se pueden instalar en ríos, corrientes marinas, tuberías y canales naturales y artificiales, aprovechando el flujo de agua presente para generar electricidad a partir de la energía cinética del agua sin necesitar grandes desniveles o caídas. A diferencia de las turbinas de las centrales hidroeléctricas convencionales, estas no requieren presas para aprovechar la energía potencial del agua, y se consideran una tecnología renovable con bajo impacto ambiental. Se sumergen en el flujo de agua transformando la energía cinética en energía mecánica y posteriormente en energía eléctrica con un generador eléctrico que puede ser conectado directamente al eje de la turbina. Su funcionamiento es con un principio similar al de las turbinas eólicas, siendo adecuadas para pequeños proyectos hidroeléctricos y aprovechando infraestructura ya existente como ríos, canales y tuberías [13,39–44]. En la Figura 2.3 se muestran los lugares potenciales donde se pueden instalar turbinas hidrocinéticas.

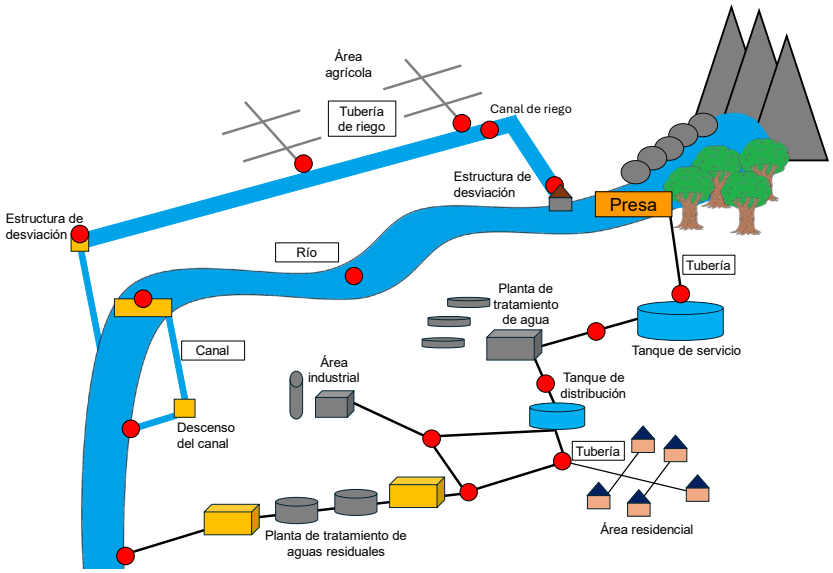


Figura 2.3. Ubicaciones potenciales para instalar turbinas hidrocinéticas [13].

2.4 Microturbinas hidráulicas

Las microturbinas hidráulicas son otro tipo de turbinas hidrocinéticas. Estas turbinas son pequeñas y están diseñadas para aprovechar la energía cinética y la presión de flujos de agua de baja escala, como los que se encuentran en canales de riego, ríos pequeños y corrientes marinas. Sin embargo, su principal aplicación es en tuberías de riego, tuberías de sistemas de distribución de agua potable y tuberías de plantas tratadoras de agua. Al ser compactas, pueden instalarse directamente dentro de las tuberías y ductos de agua existentes, generando así energía eléctrica de forma renovable a partir de recursos hídricos que solían ser desaprovechados [14,16–25].

Dependiendo de sus dimensiones y condiciones de operación, las microturbinas pueden llegar a tener una capacidad de generación de electricidad de entre 100 W y 100 kW. Estas turbinas, a diferencia de las grandes centrales hidroeléctricas, no requieren la construcción de grandes presas, teniendo un impacto ambiental mínimo y facilitando su implementación en zonas en las cuales la generación hidroeléctrica convencional es inaccesible [14,16–25].

Estas turbinas ofrecen grandes ventajas, como su fácil operación, bajo costo de inversión, instalación sencilla en infraestructuras existentes y operación sin necesidad de lubricantes que puedan contaminar el agua. Además, representan una alternativa de generación de energía limpia con un menor impacto ambiental en comparación con otras fuentes renovables, convirtiendo recursos previamente desperdiciados en electricidad útil para el autoconsumo [14,16–25].

2.5 Propiedades de los fluidos

La materia es todo aquello que ocupa un espacio y tiene masa, existe en tres fases: sólidos, líquidos y gaseosos, según su estado de agregación. En ingeniería esta subdivisión es importante para diferenciar las propiedades de los materiales. Una de las propiedades importantes de los sólidos es que poseen elasticidad mientras para los fluidos como lo son los gases y líquidos, su propiedad fundamental es la viscosidad. En los sólidos la elasticidad evita cambios irreversibles en la posición de las moléculas bajo fuerzas cortantes externas. En contraste, para los fluidos las fuerzas aplicadas sobre ellos generan gradientes de velocidad, donde la transferencia de cantidad de movimiento entre las diferentes capas del fluido depende de su viscosidad [45,46].

Los líquidos y gases, al ser fluidos, fluyen y se adaptan a la forma de su contenedor. Los fluidos, son fundamentales en la mecánica de fluidos, diferenciándose de los sólidos por su capacidad de fluir. En el contexto de las turbinas hidráulicas, comprender estas características es esencial para diseñar sistemas que optimicen el flujo de fluidos y maximicen la eficiencia energética [45,46].

2.5.1 Fluidos compresibles e incompresibles

Un fluido incompresible es aquel que su volumen permanece constante cuando se le aplica una variación de presión, es decir, su densidad no experimenta cambios al aplicarle fuerzas externas. Los líquidos, como el agua, son fluidos incompresibles, ya que tienen una alta resistencia a los cambios de volumen al aplicarles presión. En los fluidos incompresibles, los cálculos y análisis relacionados con la dinámica de fluidos se pueden simplificar, ya que, la densidad se puede considerar constante [47,48].

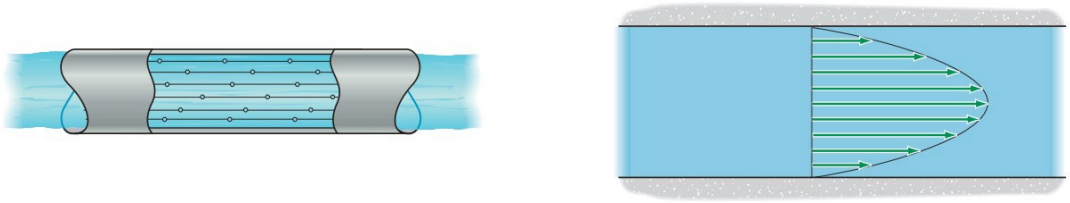
En los fluidos compresibles, el volumen y densidad cambian al aplicar una variación de presión. Los gases son un ejemplo de fluidos compresibles, cuya densidad cambia al ejercer fuerzas externas sobre ellos. Por lo tanto, la densidad de los fluidos compresibles no se considera constante, complicando los cálculos y análisis relacionados con la dinámica de fluidos. Para calcular los cambios de volumen y densidad en un fluido compresible, se deben utilizar principios termodinámicos y ecuaciones de estado, como la ley de los gases ideales [47,48].

2.6 Tipos de flujos

Los fluidos se pueden presentar con diferentes comportamientos de flujo, que van desde patrones suaves y ordenados hasta movimientos caóticos y turbulentos. Existen dos tipos principales para clasificar los flujos de fluido, flujo laminar y flujo turbulento. Tener esta diferenciación es fundamental para comprender las características y comportamiento del flujo, ya que es importante en diversas aplicaciones ingenieriles, procesos industriales y esencialmente para diseñar sistemas más eficientes. La transición entre estos dos regímenes de flujo se denomina flujo transitorio. Para determinar en qué régimen se encuentra un flujo se usa un número adimensional llamado número de Reynolds [37,45,48–50].

2.6.1 Flujo laminar

En el flujo laminar, las fuerzas viscosas superan a las fuerzas inerciales. En este régimen, las partículas de los fluidos se caracterizan por tener un movimiento suave y ordenado en láminas o capas paralelas. La trayectoria de las partículas está definida y no tienen fluctuaciones transversales, es decir, no se mezclan entre sí (Figura 2.4). Este flujo se presenta típicamente a velocidades bajas y en fluidos con alta viscosidad [37,45,48–50].



a) b)

Figura 2.4. Flujo laminar: a) Trayectoria rectilínea y b) Perfiles de velocidad [48].

2.6.2 Flujo transitorio

El flujo transitorio se desarrolla durante la transición entre el flujo laminar y flujo turbulento, y esto se debe a que la velocidad del flujo laminar aumenta, haciéndolo inestable y experimenta fluctuaciones. En este régimen, se presentan patrones de flujo laminar y turbulento intermitentemente. Estas condiciones de flujo se deben a factores como el cambio de geometría y la rugosidad de las superficies [37,45,48–50]

2.6.3 Flujo turbulento

En el flujo turbulento, las fuerzas viscosas se ven superadas por las fuerzas inerciales, en este régimen las partículas se mueven de forma caótica, irregular y con altas fluctuaciones aleatorias. La trayectoria de las partículas no está definida y tiene fluctuaciones transversales, se mezclan entre sí y transfieren cantidad de movimiento entre las diferentes capas generando vórtices y remolinos (Figura 2.5). Este flujo se presenta a altas velocidades y en fluidos de baja viscosidad [37,45,48–50].



a) b)

Figura 2.5. Flujo Turbulento: a) Trayectoria fluctuante y b) Perfiles de velocidad [48].

2.6.4 Número de Reynolds

La relación entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas del flujo se determina con número adimensional denominado número de Reynolds (Re). Este número se utiliza como criterio para determinar si un flujo es laminar o turbulento [48,50].

$$Re = \frac{Fuerzas\ inerciales}{Fuerzas\ viscosas} = \frac{\rho \cdot l \cdot v}{\mu} = \frac{l \cdot v}{\nu} \quad (1)$$

En tuberías, se considera flujo laminar cuando $Re < 2000$, transitorio cuando $2000 > Re < 4000$ y turbulento cuando $Re > 4000$ [48,50].

2.7 Leyes aplicables a turbinas hidráulicas

2.7.1 Conservación de continuidad

La ecuación de continuidad establece que la masa dentro de un sistema cerrado permanece constante en el tiempo, es decir, la masa no se crea ni se destruye. En dinámica de fluidos, la conservación de la masa significa que, en un volumen de control, la cantidad de fluido que entra es la misma cantidad que sale, como se muestra en la Figura 2.6, $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ [51–54].

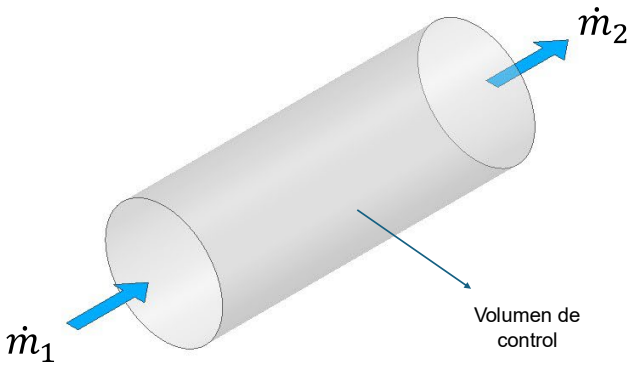


Figura 2.6. Flujo de masa entrando y saliendo de un volumen de control.

2.7.2 Conservación de la cantidad de movimiento

La conservación de cantidad de movimiento establece que dentro de un sistema cerrado la cantidad de movimiento permanece constante en el tiempo [51–54]. La cantidad de movimiento $\vec{p}$ de un cuerpo de masa m que se mueve a una velocidad $\vec{v}$, se puede expresar como:

$$\vec{p} = m\vec{v} \tag{2}$$

2.7.3 Conservación de la energía

La conservación de la energía procede de la primera ley de la termodinámica: la energía no se crea ni se destruye, solo se transforma. La conservación de la energía establece que la energía que entra a un sistema, o que sale del sistema durante un proceso, sea igual al cambio en el contenido de energía de ese sistema. En dinámica de fluidos, para un volumen de control, la tasa de cambio de energía se expresa como:

$$\frac{dE_{total}}{dt} = \dot{E}_{entrada} - \dot{E}_{salida} \tag{3}$$

La energía total integra la energía interna debida a la temperatura, la energía cinética debida al movimiento del fluido y la energía potencial debida a la posición [51–54]. Por lo general, en turbinas hidráulicas, la ley de conservación de la energía tiene menor relevancia en comparación con las leyes de conservación de continuidad y conservación de la cantidad de movimiento.

2.8 Energía, potencia y eficiencia

2.8.1 Energía potencial

La energía potencial de una masa está asociada a la posición o altura en la que se encuentra esta con respeto a punto de referencia y a la acción de la gravedad. En las presas hidroeléctricas, el agua se concentra a una altura superior a las de las turbinas, generando una energía potencial que al ser libera se transforma en energía cinética [38,45,50]. La energía potencial de una masa se expresa con la ecuación:

$$E_p = mg\Delta h. \tag{4}$$

2.8.2 Energía cinética

La energía cinética de una masa está asociada a su movimiento y se expresa con la siguiente ecuación [38,45]:

$$E_k = \frac{1}{2}mv^2 \tag{5}$$

2.8.3 Potencia de un flujo de agua

Para el diseño de turbinas, es necesario conocer la potencia del agua, que se define como la energía cinética de su masa en un intervalo de tiempo, por lo tanto, para calcular la potencia de un flujo de agua, se considera el flujo másico, como se muestra en la siguiente ecuación [38,45]:

$$P_{agua} = \frac{1}{2}\dot{m}v^2 \tag{6}$$

La tasa de flujo masa $\dot{m}$ se puede calcular como:

$$\dot{m} = \rho Av = \rho Q \tag{7}$$

Donde el caudal es $Q = Av$ y ρ es la densidad, y la velocidad se calcula como:

$$v = \sqrt{2gH_{total}} \tag{8}$$

Finalmente, el potencial del agua se puede calcular como:

$$P_{agua} = \frac{1}{2}\rho Q\left(\sqrt{2gH_{total}}\right)^2 = \rho QgH_{total} \tag{9}$$

2.8.4 Potencia mecánica de turbinas hidráulicas

La potencia de una turbina se refiere a la cantidad de energía mecánica generada por unidad de tiempo a partir de la energía del agua, y se expresa como [17,37]:

$$P_{turbina} = \tau \cdot \omega \tag{10}$$

2.8.5 Eficiencia de la turbina

La eficiencia de una turbina se define como la razón entre la potencia mecánica de la turbina ($P_{turbina}$) y la potencia disponible del agua que pasa por la turbina ($P_{útil\ agua}$) [37,54]:

$$\eta = \frac{P_{turbina}}{P_{útil\ agua}} = \frac{\tau \cdot \omega}{\rho Q g H} \tag{11}$$

Es decir, en las turbinas, la eficiencia se calcula con la carga hidrostática neta o altura neta (H), que se refiere al cambio en la carga hidrostática de Bernoulli entre aguas arriba de la turbina y aguas abajo de la turbina (Figura 2.7), en otras palabras, es la energía total disponible que puede usar la turbina [37,54].

$$H = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + h\right)_{aguas\ arriba} - \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + h\right)_{aguas\ abajo} \tag{12}$$

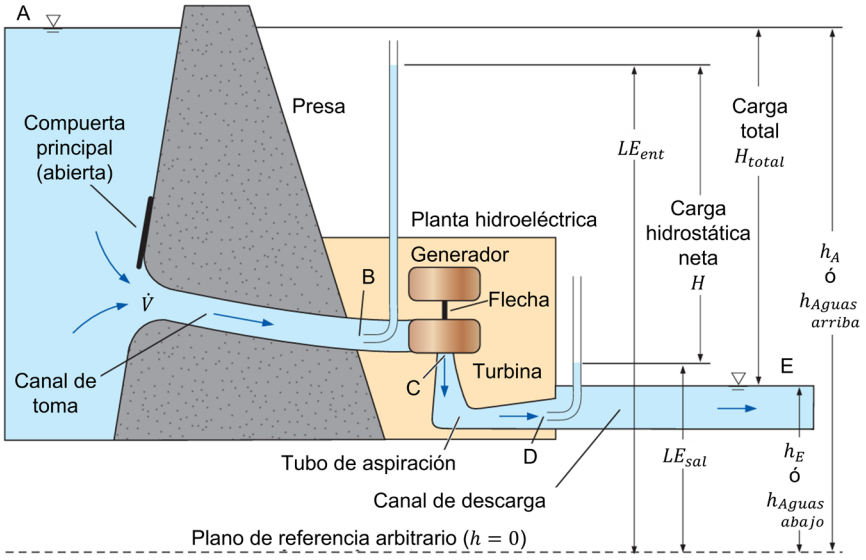


Figura 2.7. Esquema de un sistema hidroeléctrico [54].

Si los diámetros aguas arriba y aguas abajo son iguales, como se muestra en la Figura 2.8, las velocidades en ambos puntos también lo serán. Además, si la altura en estos puntos es la misma, la ecuación para calcular la altura neta (H) se reduce a la caída de presión debida a la turbina. [37,54]:

$$H = \frac{p_{aguas\ arriba} - p_{aguas\ abajo}}{\rho g} \tag{13}$$

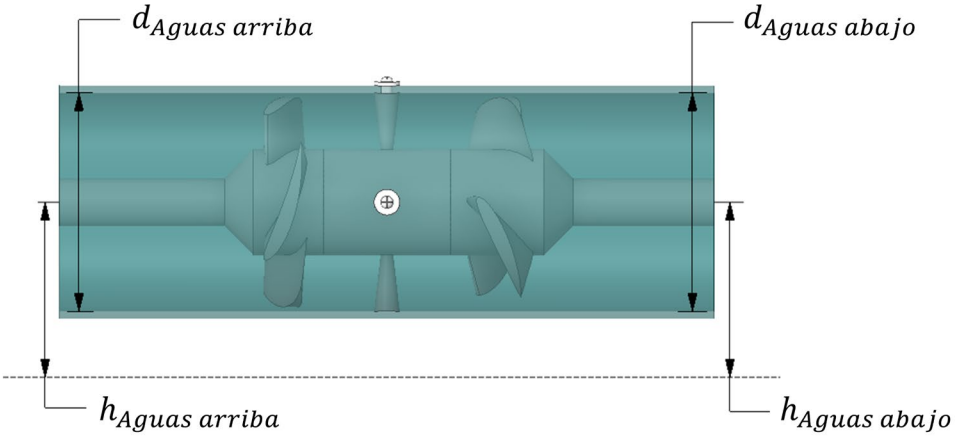


Figura 2.8. Esquema con diámetro y altura iguales aguas arriba y abajo.

2.8.6 Parámetros adimensionales

El análisis del desempeño de las turbinas hidráulicas se puede realizar mediante el uso de coeficientes adimensionales, lo que permite estudiar el comportamiento de las turbinas con diferentes condiciones de operación. Los coeficientes característicos más relevantes son el coeficiente de caudal, el coeficiente de altura y el coeficiente de potencia.

Coeficiente de caudal

Relaciona el caudal (m^3/s) con la velocidad angular (rad/s) y el diámetro de la turbina (m), proporcionando información sobre la capacidad de flujo que puede manejar la turbina en función de su geometría y velocidad de rotación [37,48,54].

$$C_Q = \frac{Q}{\omega d^3} \tag{14}$$

Coeficiente de altura

Este coeficiente relaciona la altura (m) con la velocidad angular (rad/s) y el diámetro de la turbina (m). Permite evaluar cuánta energía potencial puede ser convertida en energía mecánica, teniendo en cuenta los factores geométricos de la turbina [37,48,54].

$$C_H = \frac{gH}{\omega^2 d^2} \tag{15}$$

Coeficiente de potencia

Este coeficiente representa la potencia ($Watts$) generada por la turbina en función de la densidad del fluido (kg/m^3), la velocidad angular (rad/s) y el diámetro (m) de la turbina. Se usa para comparar el desempeño de turbinas de diferentes escalas o condiciones de operación, permitiendo evaluar su eficiencia relativa sin depender de unidades específicas de medida [37,48,54].

$$C_P = \frac{P_{turbina}}{\rho \omega^3 d^5} \tag{16}$$

2.9 Componentes y características de una microturbina

En busca de aumentar la eficiencia de turbinas hidráulicas, se estudian diversos componentes y características de diseño. Hablando de microturbinas hidráulicas contrarotatorias tenemos [18,25,26]:

- Diámetro interno y externo.
- Número de álabes.
- Solidez.
- Ángulo de ataque.
- La relación de bloqueo.
- Espacio entre rotores.
- Geometría del perfil hidrodinámico.

2.9.1 Diámetros característicos de una turbina

El tamaño del rotor de una turbina se define por dos diámetros principales: el diámetro exterior y el diámetro interior (Figura 2.9). El diámetro exterior representa el límite total de la turbina, mientras que el diámetro interior corresponde al espacio central o tamaño del buje.

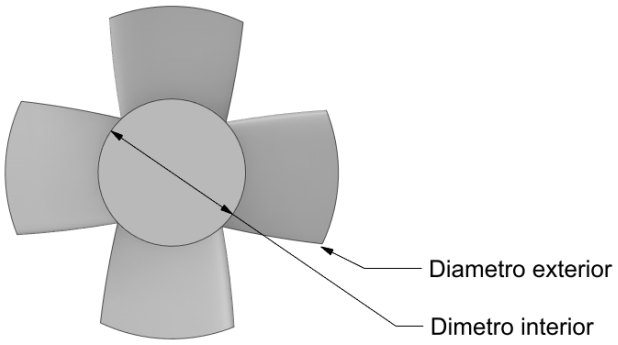


Figura 2.9. Diámetros característicos de una turbina axial.

2.9.2 Número de álabes

El número de álabes de una turbina desempeña un papel esencial en su rendimiento y diseño, ya que influye en el torque generado. Un número adecuado de álabes es fundamental para optimizar el torque y obtener una eficiencia favorable. En general, las turbinas pueden tener diferentes configuraciones según su aplicación (Figura 2.10).

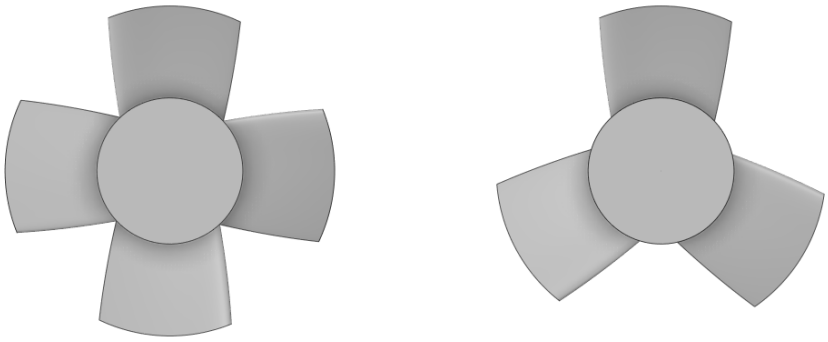


Figura 2.10. Turbina con 4 y 3 álabes.

2.9.3 Geometría del perfil hidrodinámico.

Un parámetro importante para el diseño de turbinas hidráulicas es la forma del perfil hidrodinámico. Encontrar el perfil hidrodinámico adecuado permite tener una mayor eficiencia en las turbinas hidráulicas. En la Figura 2.11 se muestra dos diferentes perfiles hidrodinámicos.

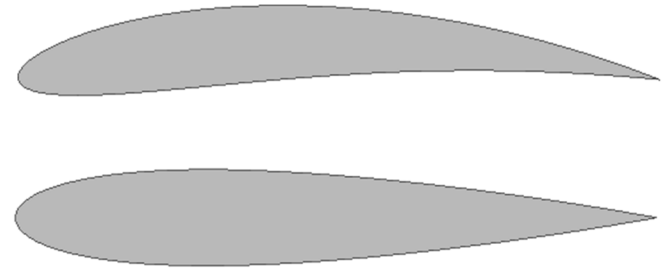


Figura 2.11. Perfiles hidrodinámicos.

2.9.4 Ajuste del ángulo

El ajuste del ángulo en las turbinas es importante para su rendimiento, ya que determina cómo interactúan los álabes con el flujo de agua. Este ángulo se refiere a la inclinación del álabe en relación con el flujo o el eje de la turbina, lo que afecta directamente la eficiencia de la conversión de energía.

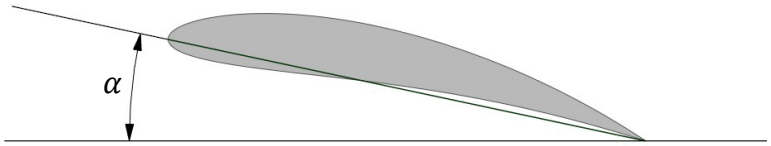


Figura 2.12. Ángulo del álabe.

2.9.5 La relación de bloqueo.

Es la relación del área que abarca el espesor de los álabes y el área entre álabes por donde pasa el flujo de agua. Es decir, a medida que el espesor del álabe disminuye, el área de paso del flujo entre álabes se incrementa. La relación de bloqueo se expresa con la siguiente ecuación [18]:

$$B = \frac{2\pi r - N\frac{t}{\sin\theta}}{2\pi r} \cdot 100\% \qquad (17)$$

2.9.6 Solidez del álabe

La solidez es la relación entre el área que representa los álabes con respecto a su cuerda y el área transversal disponible por donde pasa el flujo de agua [14]. La solidez se calcula con la ecuación:

$$\sigma = \frac{c \cdot N}{\pi \cdot d} \tag{18}$$

2.9.7 Espacio entre rotores.

Es la distancia entre el rotor delantero y rotor trasero, esta distancia se delimita mediante la longitud axial del espaciador, como se muestra en la Figura 2.13.

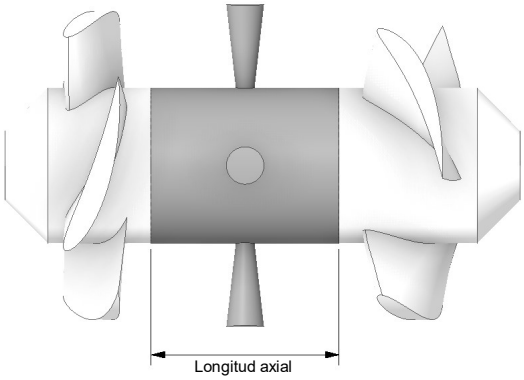


Figura 2.13. Espaciador.

2.10 Diseño de turbinas hidráulicas

2.10.1 Ecuación de Euler

La ecuación de Euler se considera la más importante en la teoría de turbomáquinas, ya que relaciona la transferencia de potencia entre el flujo y rotor de la turbina [33,37,54–57]. Por lo tanto, en el diseño de turbinas hidráulica, la ecuación de Euler es esencial y se expresa como:

$$W_{espec} = u_1 C_{u1} - u_2 C_{u2} \tag{19}$$

Donde W_{espec} es el trabajo específico entregado por el fluido al rotor, u_1 y u_2 es la velocidad tangencial absoluta del álabe, y C_{u1} y C_{u2} es la velocidad tangencial absoluta del fluido, todas evaluadas en la entrada y salida del rotor.

La ecuación indica que el trabajo entregado al rotor depende de la diferencia entre el producto de la velocidad tangencial absoluta del álabe y la componente tangencial de la velocidad absoluta del fluido en la entrada y salida del rotor. Esta relación es importante al diseñar turbinas hidráulicas porque se busca optimizar los ángulos de los álabes y los perfiles de velocidad del fluido para tener el mayor trabajo posible transferido al fluido y así tener una mayor potencia y eficiencia en la turbina [33,37,54–57].

2.10.2 Triángulos de velocidad

Los triángulos de velocidad son una herramienta utilizada en el diseño y análisis de turbinas para visualizar el comportamiento del flujo del fluido a través de los rotores. Estos triángulos determinan la relación entre las velocidades relativas, absolutas y tangenciales, tanto del fluido como de los álabes de la turbina. El uso de esta herramienta nos permite calcular el rendimiento de una turbina o bien encontrar la configuración óptima de las dimensiones y ángulos de los álabes para lograr la máxima eficiencia y potencia. En la Figura 2.14 se muestran los triángulos de velocidad de una turbina axial contrarotatoria.

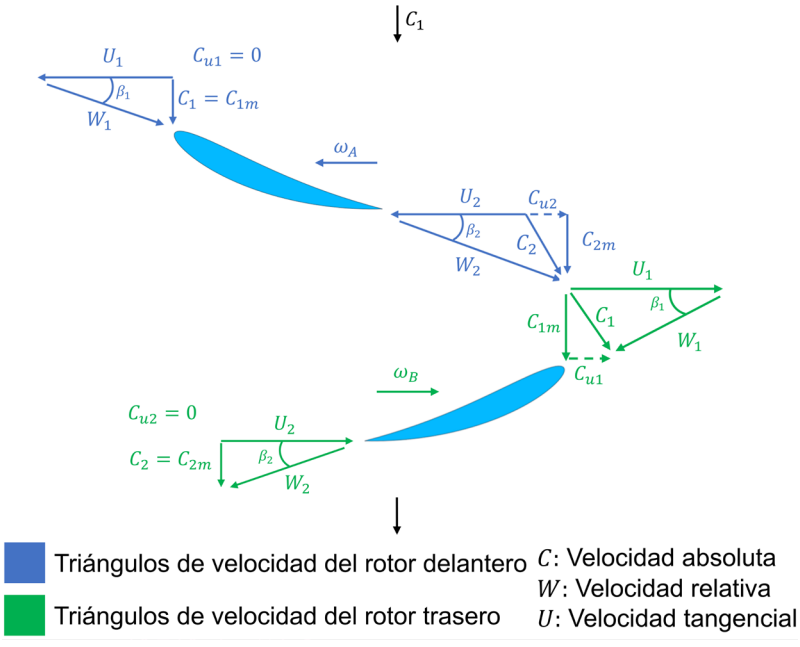


Figura 2.14. Triángulos de velocidad de una turbina contra rotatoria [25].

2.11 Sustentación

La sustentación es la fuerza que actúa sobre un cuerpo en la dirección perpendicular a la dirección del flujo de fluido [47], en los perfiles hidrodinámicos, este fenómeno se puede explicar con la ecuación de Bernoulli ($p/\gamma + v^2/2g = constante$): cuanto mayor es la velocidad, menor es la presión y viceversa [48]. Como se muestra en la Figura 2.15, la velocidad en la parte superior del perfil es mayor que en la parte inferior, por lo que la presión en la parte superior será menor que en la inferior.

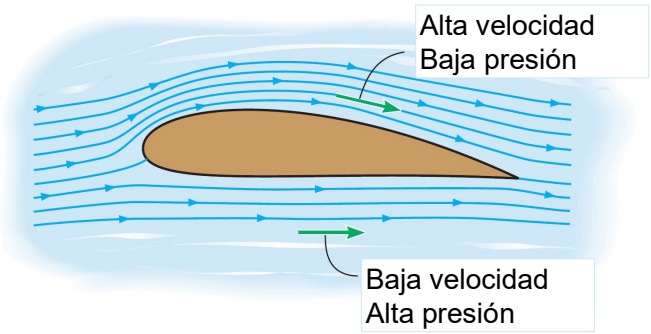


Figura 2.15. Sustentación en un perfil hidrodinámico [48].

2.11.1 Sustentación en turbinas

La potencia está directamente relacionada con el torque generado por los rotores, que a su vez depende de la sustentación de los álabes. La forma del perfil hidrodinámico de los álabes influye en la diferencia de presión entre lado succión y lado presión del perfil, afectando al torque. Esta diferencia de presión produce una fuerza de sustentación que actúa a lo largo de la longitud del álabe, generando un torque que impulsa el movimiento rotacional del rotor de la microturbina [58–62].

Según la literatura, la correcta selección y configuración de los perfiles hidrodinámicos de los álabes es importante para maximizar la sustentación, lo cual también maximiza el torque generado. El diseño curvo de las álabes también puede mejorar la estabilidad estructural y la generación de torque eficiente [58–62].

El torque generado por el rotor puede calcularse mediante un análisis bidimensional de las fuerzas hidrodinámicas, como se ilustra en la Figura 2.16. En este análisis, el torque está directamente relacionado con la fuerza resultante R, que es la combinación de la fuerza de arrastre D y la sustentación L. La relación se expresa en la siguiente ecuación, donde r_m representa el radio medio y N el número de álabes [61].

$$\tau = NRr_m \, sin(\beta_\infty - \lambda) \tag{20}$$

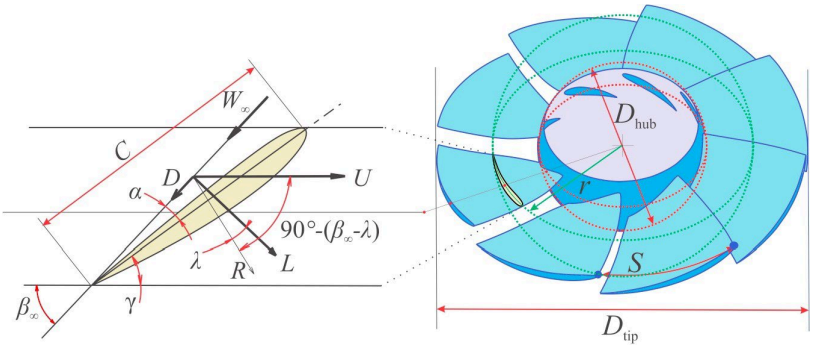


Figura 2.16. Análisis bidimensional de las fuerzas hidrodinámicas [61].

2.12 Dinámica de fluidos computacional

La Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) es una herramienta que se utiliza en aplicaciones ingenieriles y científicas donde se busca simular, analizar y describir problemas de flujo de fluidos y transferencia de calor. CFD es la unión de la mecánica de fluidos, la matemática y las ciencias computacionales, ya que, utiliza métodos numéricos y procesamiento computacional para resolver las ecuaciones diferenciales parciales gobernantes de la mecánica de fluidos [52,63–66].

El uso de CFD ha incrementado en áreas importantes como la son: Industria aeroespacial, Automotriz, Química, Civil, Ambiental, Biomédica, Investigación científica, etc. Esto se debe que a diferencia de los métodos experimentales que suelen ser costosos y requieren mucho tiempo, CFD reduce costos y tiempo, ofrece visualizaciones detalladas del flujo, permite simular condiciones extremas o peligrosas [52,63–66].

Sin embargo, el enfoque experimental no se debe descartar debido a que es necesario para validar los modelos de CFD antes de ser la herramienta base y fundamental de una investigación [52,63–66].

2.12.1 Mecánica de fluidos

La mecánica de fluidos es una ciencia que estudia, describe y analiza el comportamiento de los fluidos en reposo y/o en movimiento. Los principios de esta rama se basan en las leyes que relacionan las propiedades físicas del fluido, la conservación de la masa, conservación del momento, y la primera y segunda ley de la termodinámica [46,48].

2.12.2 Métodos numéricos

Los métodos numéricos son una herramienta que combina matemáticas y ciencias de la computación y se utilizan para resolver un problema, mediante el uso de algoritmos. Son técnicas numéricas que permiten aproximar las soluciones de ecuaciones diferenciales parciales que describen sistemas reales en problemas de ingeniería que implican una gran cantidad de cálculos.

Estas soluciones se hacen mediante la aplicación de métodos como:

Método de diferencias finitas

El método de diferencias finitas (FDM) se basa en discretizar en una serie de puntos a las ecuaciones de Navier-Stokes, estos puntos representan los parámetros físicos del fluido, como la presión y velocidad. Se utiliza una expansión de Taylor para calcular la derivada en los nodos de la malla [63].

Método de elementos finitos

El método de elementos finitos (FEM) se basa en el concepto de variación y del dominio ponderado del margen. Este método consiste en dividir el dominio en elementos. A cada elemento se le estima la solución mediante las características polinómicas a trozos, las cuales se definen por un conjunto de funciones básicas para los puntos nodales y luego podrían utilizarse para aproximar las derivadas [63].

Método de volúmenes finitos

El método de volúmenes finitos (FVM) divide todo el dominio en pequeños volúmenes de control, cada volumen de control intercambia flujos con sus vecinos a través de la cara de enlace. Se resuelven las ecuaciones diferenciales parciales gobernantes sobre estos volúmenes de control finitos. Este método es bastante usado en problemas de flujo, ya que es puramente conservativo debido a que los flujos que salen de una celda entran otra [63].

En la aplicación de estos métodos, se presentan aspectos matemáticos, como calcular el nivel de precisión de la solución aproximada y poder determinar el error respecto a la solución exacta. O bien, el analizar la complejidad computacional del método, es decir, la cantidad de operaciones y el tiempo de cálculo requeridos para obtener la solución numérica. Gracias a su capacidad de dar solución a problemas complejos, los métodos numéricos han tenido un mayor uso en numerosas aplicaciones de ingeniería [63,67–69].

2.12.3 Ecuaciones gobernantes en CFD

Las ecuaciones que gobiernan la dinámica de fluidos computacional son principalmente las leyes fundamentales que describen el comportamiento de los fluidos [46].

Estas ecuaciones son:

- Conservación de la masa: Ecuación de continuidad.
- Conservación del momento: Ecuaciones de Navier-Stokes.

Ecuación de continuidad

La ecuación de la conservación de la masa es [37,53,54]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho(\nabla \cdot \vec{v}) = 0 \tag{21}$$

Donde ρ es la densidad, $\vec{v}$ la velocidad y ∇ el operador gradiente.

$$\vec{\nabla} = \vec{\imath}\frac{\partial}{\partial x} + \vec{\jmath}\frac{\partial}{\partial y} + \vec{k}\frac{\partial}{\partial z} \tag{22}$$

Si la densidad es constante, el fluido se considera incompresible y la ecuación de continuidad se reduce a:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \ \rightarrow \ \nabla \cdot \vec{v} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \tag{23}$$

Ecuaciones de Navier-Stokes

La ecuación de la conservación del momento es [37,53]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\bar{\tau}}) + \rho \vec{g} \tag{24}$$

Donde p es la presión estática, $\bar{\bar{\tau}}$ es el tensor de esfuerzos viscosos y $\rho \vec{g}$ es la fuerza gravitacional por unidad de volumen. El tensor de esfuerzo viscosos $\bar{\bar{\tau}}$ puede ser especificado como:

$$\bar{\bar{\tau}} = \mu \left[\left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{v}) \mathrm{I} \right] \tag{25}$$

Cuando el coeficiente de viscosidad μ es constante, el fluido se considera incompresible y la ecuación de Navier-Stokes se reduce a:

$$\rho \frac{d\vec{v}}{dt} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} + \ \rho \vec{g} \tag{26}$$

2.12.4 Modelos de turbulencia

Los movimientos turbulentos son complejos y no lineales, lo que dificulta su solución directa y precisa. Resolverlos implica utilizar las ecuaciones completas de Navier-Stokes, lo cual requiere implementar una malla muy fina, pasos de tiempo pequeños y una configuración completa de las condiciones de frontera. Esto es necesario para abarcar cada escala espacial y temporal de los remolinos, pero implica un alto costo y tiempo computacional [52].

Los modelos de turbulencia son métodos utilizados para modelar, simular y predecir los efectos de la turbulencia en los flujos de fluidos. Implementan suposiciones y aproximaciones basadas en estudios experimentales que representan los efectos turbulentos, como las fluctuaciones de velocidad, de una manera simplificada, permitiendo simular flujos turbulentos sin tener que resolver directamente todas las escalas de turbulencia [52,70].

Existen 3 diferentes categorías de modelos de turbulencia (Figura 2.17) que utilizan diferentes suposiciones y niveles de complejidad para modelar estos efectos turbulentos:

Navier-Stokes promediadas por Reynolds (RANS)

Actualmente, este enfoque es el más utilizado. Las ecuaciones se promedian con el tiempo y los efectos de la turbulencia se modelan mediante modelos de turbulencia como el modelo $k-epsilon$, $k-omega$, etc. Su costo computacional es relativamente bajo. Sin embargo, no puede capturar los detalles de las estructuras turbulentas transitorias [52].

Simulación de grandes remolinos (LES)

Resuelve las estructuras turbulentas grandes directamente y modela la turbulencia de remolinos más pequeños mediante un modelo de submalla. Proporciona una buena precisión y en comparación con DNS tienen un costo computacional más bajo, pero aún es costoso para flujos con alto número de Reynolds [52].

Solución numérica directa (DNS)

Resuelve directamente las ecuaciones de Navier-Stokes sin modelar la turbulencia. Considera todas las escalas de los remolinos de flujos turbulentos, por lo tanto, requiere una resolución espacial y temporal excesivamente alta. Esto hace que el costo computacional sea muy alto, en consecuencia, sólo es factible para flujos a bajo número de Reynolds y geometrías simples [52].



Figura 2.17. Comparación del tratamiento de flujos turbulentos.

2.12.5 Modelo de turbulencia $k-\varepsilon$

El modelo de turbulencia estándar $k-\varepsilon$ se basa en las ecuaciones de transporte del modelo para la energía cinética de la turbulencia (k) y su tasa de disipación (ε). En este modelo se asume que el flujo es completamente turbulento y que los efectos de la viscosidad son despreciables. Por lo tanto, el modelo estándar $k-\varepsilon$ solo es válido en flujos completamente turbulentos [53]. Para mejorar el rendimiento de este modelo, se han desarrollado dos variantes, RNG $k-\varepsilon$ y realizable $k-\varepsilon$:

El modelo RNG $k-\varepsilon$ es similar al modelo estándar, pero se deriva utilizando una técnica estadística llamada teoría del grupo de renormalización. Esto le otorga nuevas características que lo hacen más preciso y fiable para una gama más amplia de flujos. Entre sus principales características se encuentran [53]:

- Se añadió un término en su ecuación que mejora la precisión para flujos con deformación rápida.
- La precisión mejora para flujo con vórtices agregando el efecto del remolino en la turbulencia.
- El modelo estándar $k-\varepsilon$ es un modelo para flujos altamente turbulentos, mientras que la teoría RNG ofrece una fórmula diferencial para la viscosidad efectiva, considerando flujos de bajo Reynolds. Para aprovechar esto, se requiere un tratamiento adecuado cerca de la pared.

El modelo realizable $k-\varepsilon$ presenta una nueva formulación donde la viscosidad turbulenta es sensible y variable a la turbulencia. Además, incorpora una nueva ecuación de transporte modificada para la tasa de disipación ε, que es derivada de la ecuación exacta para el transporte de la fluctuación cuadrática media del vórtice. Estas modificaciones permiten que el modelo sea "realizable", es decir, que satisfaga restricciones matemáticas sobre los esfuerzos de Reynolds, consistentes con la física de los flujos turbulentos [53].

2.12.6 Capa límite

La capa límite es un parámetro esencial en el diseño aerodinámico e hidrodinámico. Este término se refiere a la zona delgada cerca de la superficie del sólido por el cual el flujo del fluido pasa, en esta zona los efectos viscosos se presentan, mientras que, afuera de la capa límite el flujo se considera casi sin viscosidad [37,48,54]. A medida que nos alejamos de la superficie, la velocidad del fluido aumenta gradualmente desde una velocidad 0 hasta alcanzar la velocidad v. El espesor de la capa límite (δ) se describe como la distancia desde la superficie hasta donde la velocidad paralela a la superficie representa un 99% de la velocidad v, como se muestra en la Figura 2.18 [37,48,54].

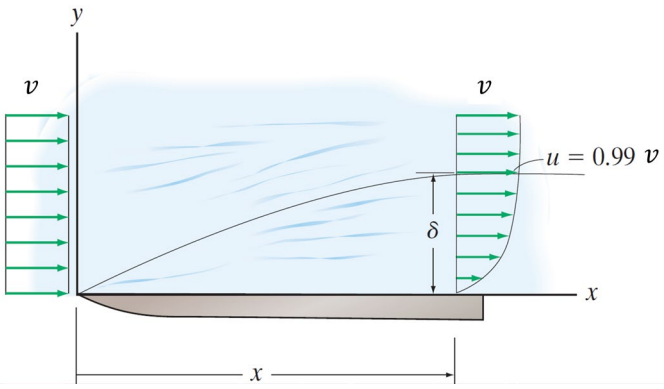


Figura 2.18. Representación del espesor de la capa límite [48].

En la Figura 2.19 se muestra el comportamiento de la capa límite con respecto al número de Reynolds, En un Re alto el espesor de la capa límite es pequeño, mientras que, en un Re bajo el espesor es grande [37,48,54]. Para determinar δ se debe basar en el régimen en el cual se encuentra el flujo. Para un flujo laminar, δ se calcula como:

$$\delta = \frac{4.91x}{\sqrt{Re_x}} \tag{27}$$

Mientras que, en flujo turbulento, se calcula como:

$$\delta = \frac{0.16x}{(Re_x)^{1/7}} \tag{28}$$

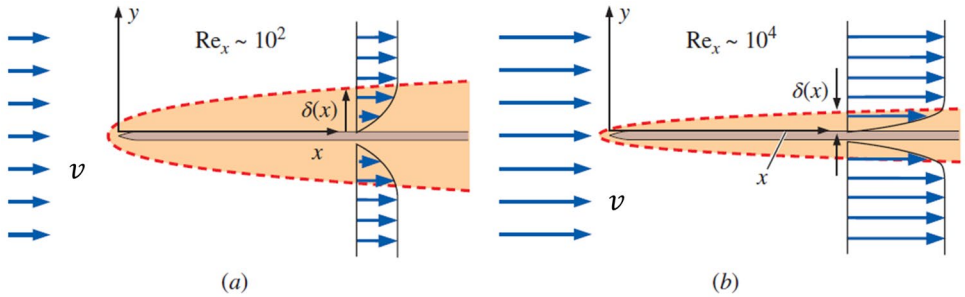


Figura 2.19. Capa límite. a) Re bajo y b) Re alto [54].

En el flujo laminar la capa límite es totalmente viscosa, las fuerzas viscosas controlan la distribución de la velocidad normal a la superficie. En cambio, cuando el flujo es turbulento la capa límite consiste en 4 subcapas, como se muestra en la Figura 2.20 [71]:

- La subcapa viscosa, es la capa más cerca de la superficie del sólido, donde los efectos viciosos dominan.
- La capa de amortiguación es la transición entre la subcapa viscosa y la logarítmica, en esta, los efectos viscosos e inerciales son importantes.
- La capa logarítmica es la capa donde el flujo es turbulento y los efectos inerciales dominan.
- La capa exterior es la más alejada de la superficie y los efectos de la superficie son menores.

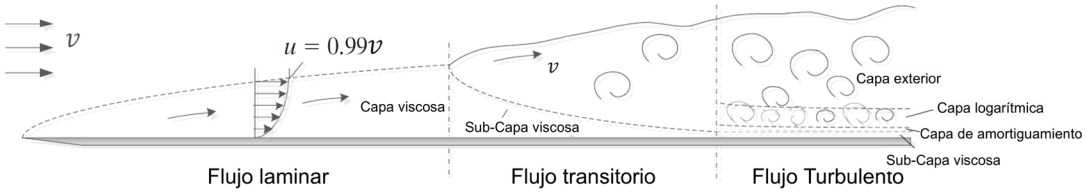


Figura 2.20. Subcapas de la capa límite [71].

Tratamiento de la pared en CFD

En CFD es fundamental modelar el comportamiento cerca de la pared, es decir la capa límite debe de estar adecuadamente modelada para capturar los grandes gradientes de velocidad debido a la viscosidad y los efectos de la turbulencia. Para esto, se necesita un refinamiento extremo lo cual representa un alto costo computacional.

Las funciones de pared son reglas empíricas basadas en la ley logarítmica de la pared que permiten evitar resolver la subcapa viscosa donde dominan los efectos viscosos y así evitan aplicar un refinamiento [53,72], como se muestra en la Figura 2.21. Estas funciones estiman las velocidades, la energía cinética turbulenta *k* y su tasa de disipación *ε* en la primera celda de la malla en la superficie [72].

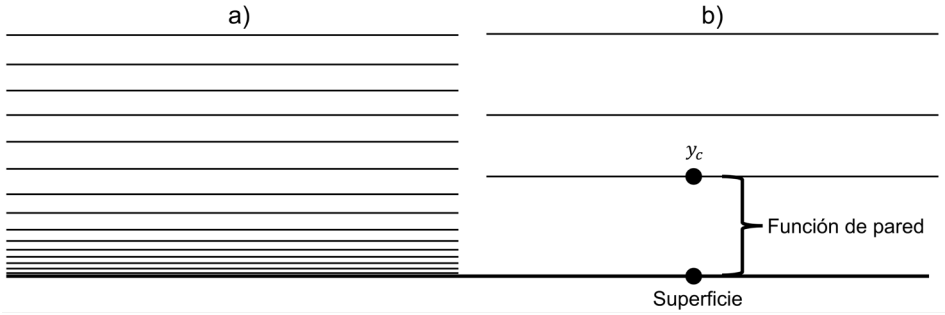


Figura 2.21. Comparación del mallado cerca de la pared. a) sin función de pared y b) con función de pared [72].

Donde y_c es el espesor de la primera celda de la malla adyacente a la superficie y se calcula con la siguiente expresión:

$$y_c = \frac{y^+ \mu}{u_\tau} \tag{29}$$

En esta ecuación, y^+ es la distancia normal a la superficie adimensional, la cual depende del tipo de función de pared utilizada en la simulación de CFD, como se muestra en la Tabla 2.1. Además, μ representa la viscosidad dinámica del fluido y u_τ es la velocidad de fricción en la pared, calculada mediante:

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \tag{30}$$

Donde ρ es la densidad y τ_w es el esfuerzo cortante y se calcula:

$$\tau_w = \frac{C_f \, \rho \, v^2}{2} \tag{31}$$

El coeficiente de fricción, C_f, se obtiene con la siguiente expresión:

$$C_f = \frac{0.027}{Re_x{}^{1/7}} \tag{32}$$

Tabla 2.1. Rango de y^+ con respecto a la función de pared [53].

Función de pared	Rango de y^+
Standard	30 < y^+ < 300
Non-Equilibrium	30 < y^+ < 300
Scalable	y^+ > 11.225
Enhanced	y^+ < 5

Standard

Se llama *Standard* (estándar) porque es la formulación clásica basada en el trabajo de Launder y Spalding. Estas funciones utilizan la ley de la pared para la velocidad y temperatura, y asumen un equilibrio local entre la producción y disipación de energía cinética turbulenta [53].

Scalable

Se denomina *Scalable* (escalable) porque evita el deterioro de las funciones de pared standard cuando y^+ < 11. Para lograrlo, establecen un valor mínimo de y^+ (≈ 11.225), evitando la subcapa viscosa y asegurando el uso de la ley logarítmica de la pared. Así, garantizan resultados consistentes sin depender del refinamiento de la malla [53].

Non-Equilibrium

Es llamada *Non-Equilibrium* (No Equilibrado) porque tiene en cuenta los efectos de gradientes de presión en la capa límite, lo que permite modelar flujos donde el equilibrio local entre la producción y disipación de energía cinética turbulenta no es válido. Se basan en un modelo de dos capas y son útiles en casos de separación, re-adherencia e impactos de flujo [53].

Enhanced

Se llama *Enhanced* (Mejorado) porque combina un modelo de dos capas con funciones de pared mejoradas, permitiendo resolver toda la región cercana a la pared, desde la subcapa viscosa hasta la zona turbulenta. Se adaptan a mallas gruesas y finas mediante una combinación de leyes laminar y logarítmica, garantizando precisión en un amplio rango de y^+ [53].

2.12.7 Torque de una turbina en Fluent

El torque (τ) se utiliza para calcular la potencia de la microturbina con la ecuación 10 y en la presente investigación se obtiene a partir de los resultados de los análisis de CFD. Fluent realiza el cálculo del torque con la expresión:

$$\tau = \left(\int_S \left(\bar{r} \times (\bar{\bar{\tau}} \cdot \hat{n}) \right) \, dS \right) \cdot \hat{a} \tag{33}$$

Donde S es la superficie de los componentes rotatorios, $\bar{\bar{\tau}}$ son los esfuerzos en el fluido, que incluyen la presión y las fuerzas viscosas, $\hat{n}$ es el vector normal a S, $\bar{r}$ es el vector que va desde el eje del rotor hasta el punto donde se mide la tensión en S y $\hat{a}$ es el vector paralelo al eje de rotación [73].

Capítulo 3 - Metodología

Este capítulo detalla la metodología implementada en esta investigación, cuyo objetivo es determinar el efecto de la forma del perfil hidrodinámico en la potencia y eficiencia de una microturbina hidráulica contrarotatoria mediante CFD. Como se observa en la Figura 3.1, el proceso metodológico sigue cinco pasos principales, los cuales se describen posteriormente.

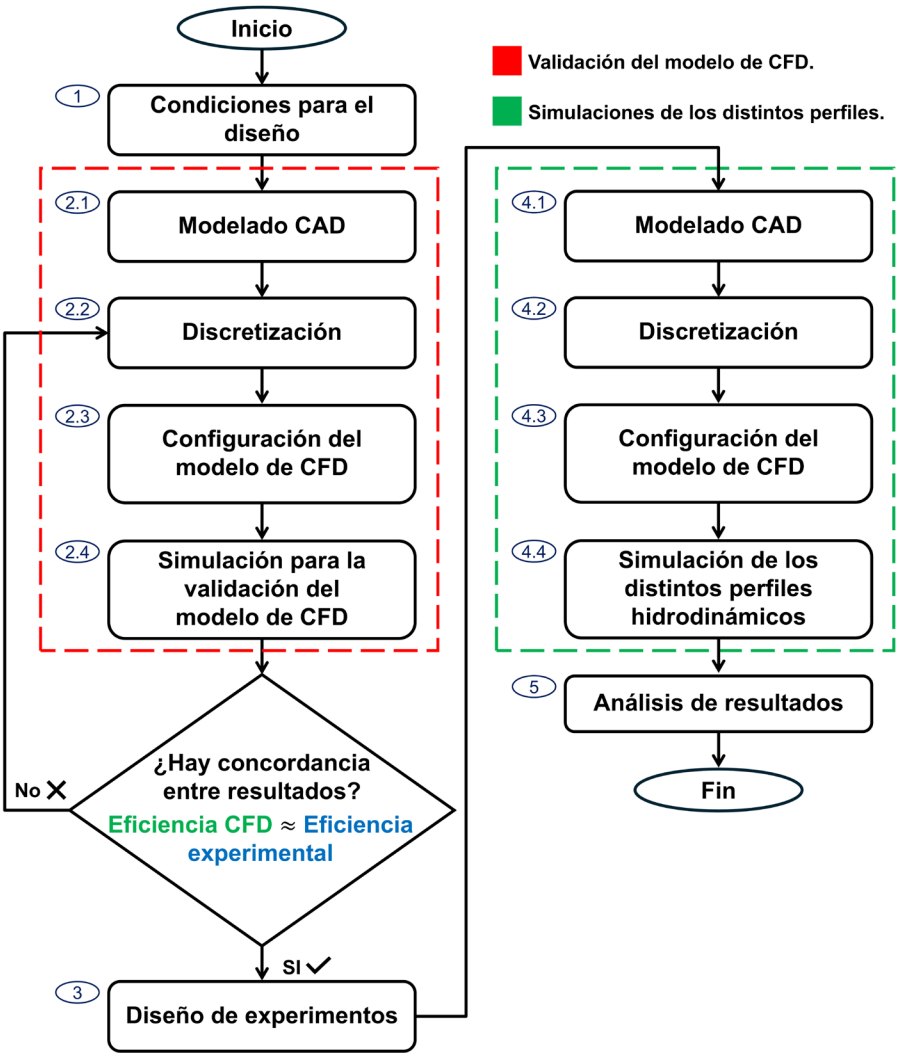


Figura 3.1. Metodología para evaluar el efecto del perfil hidronímico en la microturbina mediante CFD

1. **Condiciones para el diseño**

   En este paso, se presentan las características hidráulicas de pequeños arroyos y aguas agrícolas, las cuales se utilizaron como condiciones de partida para el diseño inicial de la microturbina en el caso de referencia.

2. **Validación del modelo de CFD**

   Este paso implica la validación del modelo de CFD mediante un proceso iterativo que consta de cuatro subpasos:

   2.1. Modelado CAD: Se crea la geometría 3D de la microturbina y los dominios de fluido, usando el perfil nominal, así como las dimensiones y características del diseño de referencia.

   2.2. Discretización: Se discretizan los dominios de fluido usados en el modelo de CFD.

   2.3. Se configura el modelo de CFD considerando las condiciones de frontera, como el caudal, la velocidad angular y la presión de salida. Además, se implementan parámetros característicos reportados en la literatura para este tipo de simulaciones, tales como el modelo de turbulencia, la función de pared, el paso temporal y el número de pasos temporales. En iteraciones posteriores del proceso, estos parámetros pueden ajustarse con base en los resultados obtenidos en simulaciones previas realizadas en el subpaso 2.4.

   2.4. Simulación: Se realizan las simulaciones numéricas utilizando la microturbina del caso de referencia y el modelo de CFD previamente configurado. Los resultados obtenidos se comparan con los datos experimentales reportados en el caso de referencia, con el objetivo de evaluar la concordancia entre ambos estudios.

En caso de que no exista una concordancia adecuada entre los resultados, se modifican las configuraciones y parámetros implementados en los subpasos 2.2 y 2.3 hasta obtener una congruencia satisfactoria entre los resultados del modelo de CFD y los experimentales.

3. **Diseño de experimentos**

   Teniendo el modelo de CFD validado, se realiza un diseño de experimentos en el cual se eligieron los diferentes perfiles hidrodinámicos a estudiar.

4. **Simulaciones de los distintos perfiles**

   Utilizando el modelo CFD validado, se llevan a cabo simulaciones para la microturbina con cada uno de los perfiles hidrodinámicos seleccionados, siguiendo los mismos cuatro subpasos de la validación:

   4.1. Modelado CAD: Se elabora el modelo CAD de la turbina y dominios de fluido utilizando los perfiles hidrodinámicos seleccionados.

   4.2. Discretización: Se genera la malla de los dominios de fluido, incorporando las características de discretización del modelo de CFD previamente validado.

   4.3. Configuración del modelo CFD: Se configuran las simulaciones del modelo de CFD, definiendo las condiciones de frontera y los parámetros utilizados en el modelo de CFD validado.

   4.4. Simulación: Se realizan las simulaciones para los distintos casos y configuraciones de la microturbina, empleando los perfiles hidrodinámicos seleccionados.

5. **Análisis de resultados**

   Finalmente, se analizan los resultados de las simulaciones para evaluar el efecto de los distintos perfiles hidrodinámicos en la potencia y eficiencia de la microturbina.

A continuación, se detalla cada paso y subpaso del proceso metodológico, profundizando en aspectos técnicos como las dimensiones, los parámetros de discretización, las particularidades del modelo de CFD, el diseño experimental y en el Capítulo 4 se aborda el análisis detallado de los resultados.

3.1 Condiciones para el diseño

La microturbina se diseñó para instalarse en pequeños caudales como los que se presentan en tuberías de aguas agrícolas, con el objetivo de aprovechar la energía cinética de los flujos de agua. Por esto, para el diseño de la microturbina, se tomaron parámetros similares a los que se pueden presentar en estos sitios, los datos de diseño de la turbina son [18]:

- Potencia de diseño de 80 W la cual es adecuada para microgeneración hidroeléctrica para aplicaciones rurales y agrícolas.
- Caudal de diseño de 4.825 L/s que es posible en caudales típicos en arroyos pequeños y canales de riego agrícola.
- Altura de diseño de 2.6 m que es factible en arroyos, tuberías y canales.
- Velocidad de rotación de diseño: 2300 RPM (se considera un generador que puede producir entre 10-100 W)

Para los rotores delantero y trasero se seleccionó el perfil hidrodinámico NACA6512 y una relación del diámetro interior y exterior de rotor de 0.5, esto para ambos rotores [18].

3.2 Modelado CAD

El modelado de los componentes se realizó en el programa de CAD *SpaceClaim* que es parte de ANSYS. La turbina contrarotatoria se modeló con base en las dimensiones y características del diseño de la turbina usada en el caso de referencia, la cual cuenta con un rotor delantero de 4 álabes y uno trasero de 3 álabes, un espaciador con cuatro soportes con sujeción a la tubería, y dos ejes que transmiten la rotación y torque a los generadores eléctricos, como se muestra en la Figura 3.2. Para la validación, se utilizó el perfil NACA6512 en los álabes. En el estudio del efecto de la forma geométrica del perfil hidrodinámico en la potencia y eficiencia de la microturbina, además del perfil nominal, se consideraron los perfiles: NACA4415, NACA7506, S809, E817, NACA0015, NACA0020 y S1046.

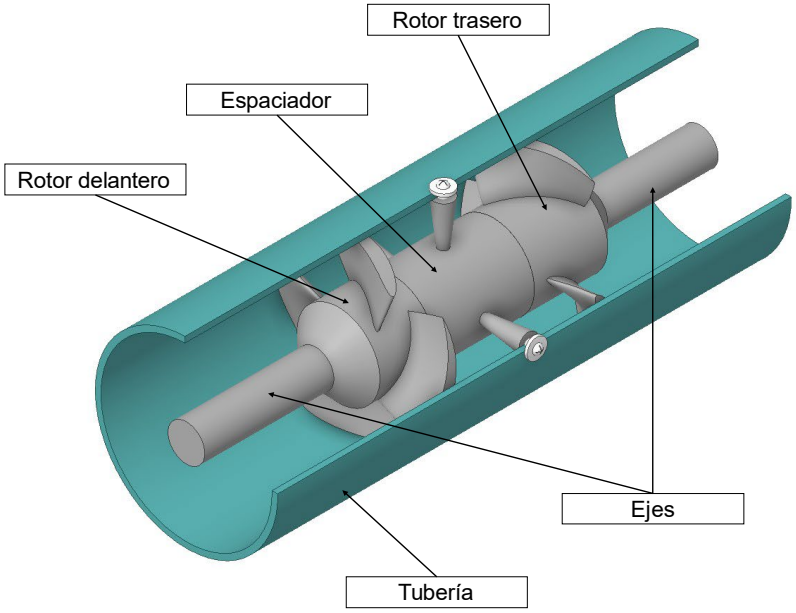


Figura 3.2. Microturbina, eje de transmisión y tubería.

3.2.1 Rotores

En el modelado 3D de los rotores, los álabes presentan la geometría más compleja ya que su ángulo de ajuste, solidez y espesor varían a diferentes alturas radiales, esto debido a que el diseño inicial de la microturbina se realizó con base a las condiciones de diseño que se presentan en la sección 3.1 [18]. Por lo tanto, para modelar los álabes se emplearon las dimensiones y características detalladas en las Tablas 3.1, 3.2 y 3.3, las cuales proporcionan las bases para su modelado geométrico [74]. Las Tablas 3.1 y 3.2 muestran, respectivamente para el rotor delantero y el rotor trasero, la solidez y el ángulo de ajuste correspondientes a distintos radios. Mientras que la Tabla 3.3 muestra, para ambos rotores, el espesor que representa el 12% de la longitud de la cuerda en todos los casos.

Tabla 3.1. Parámetros de los álabes del rotor delantero.

Parámetro	Raíz	Medio	Punta
Radio	14.5 mm	21.75 mm	29 mm
Solidez	1.4	1.07	0.85
Ángulo de ajuste	25.5°	20°	15.8°

Tabla 3.2. Parámetros de los álabes del rotor trasero.

Parámetro	Raíz	Medio	Punta
Radio	14.5 mm	21.75 mm	29 mm
Solidez	0.86	0.71	0.59
Angulo de ajuste	44.6°	29.1°	18.9°

Tabla 3.3. Espesor del álabe.

Radio	Espesor del álabe
29.0 mm	4.32 mm
26.1 mm	4.08 mm
23.2 mm	3.84 mm
20.3 mm	3.60 mm
17.4 mm	3.36 mm
14.5 mm	3.12 mm

Con el fin de facilitar el modelado de los álabes, se implementaron 6 perfiles bidimensionales con longitudes de cuerda, ángulos de ajuste y espesores variables a diferente altura radial. Estos perfiles permitieron generar la geometría tridimensional de los álabes, como se muestra en la Figura 3.3.

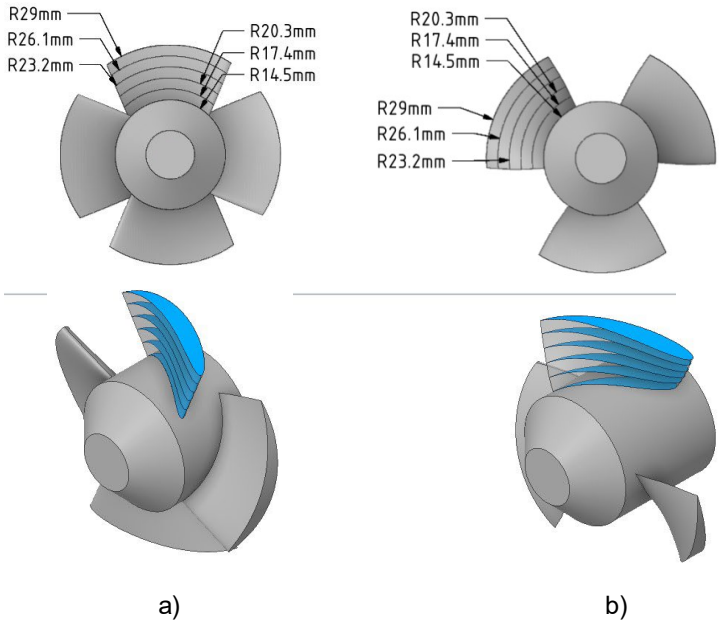


Figura 3.3. Modelado 3D de los álabes.

Para ambos rotores, el diámetro interior es de 29 mm y el exterior de 58 mm (Figura 3.4). En la sección donde se conecta con el eje de transmisión, tiene un fileteado de 45° para asegurar una continuidad adecuada entre el eje y el buje. Los álabes están ubicados en el centro de la zona que mide 19.2 mm en el rotor delantero y 25.7 mm en el rotor trasero.

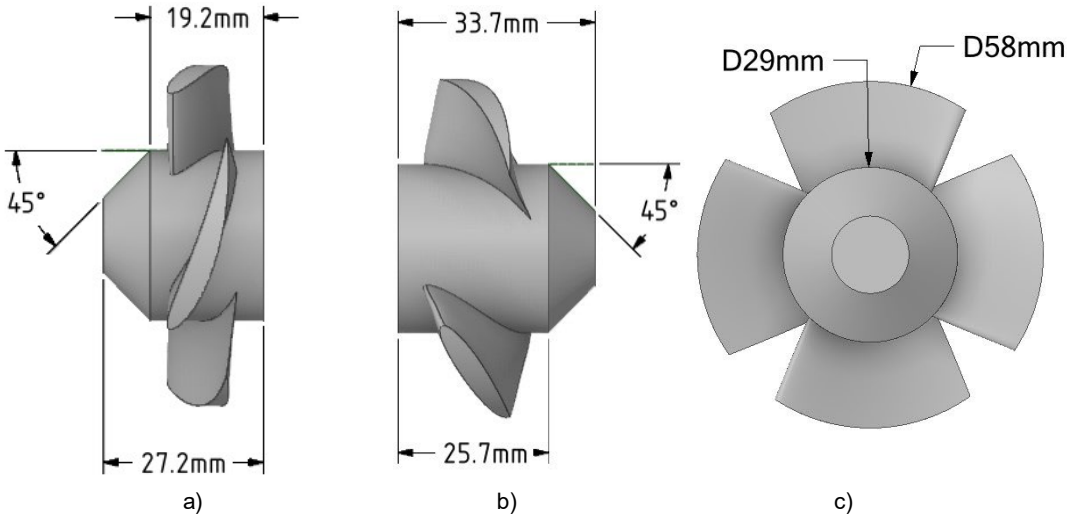


Figura 3.4. Dimensiones de los rotores. a) delantero b) trasero y c) ambos.

3.2.2 Espaciador

El espaciador entre los rotores tiene una longitud axial de 33 mm y un diámetro de 29 mm. Los soportes tienen forma cónica, con un diámetro menor de 3.5 mm y un diámetro mayor de 7 mm, como se muestra en la Figura 3.5.

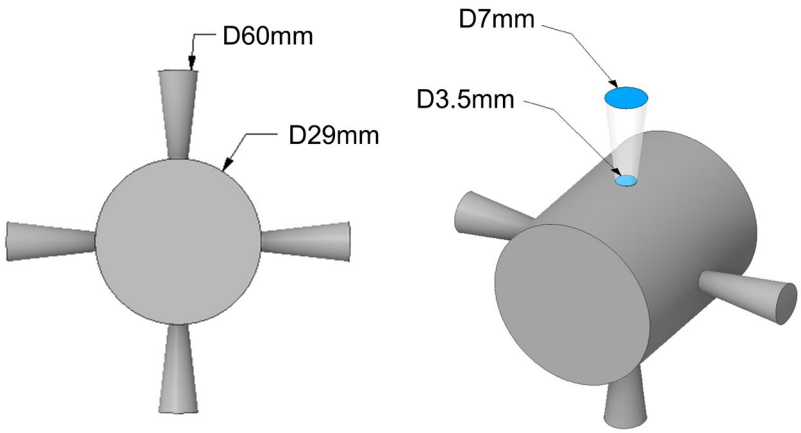


Figura 3.5. Dimensiones y características del espaciador.

3.2.3 Ejes de transmisión

Los ejes encargados de transmitir el movimiento rotacional y el torque al generador eléctrico tienen un diámetro de 12.86 mm, con longitud axial de 116 mm. Esto representa 4 diámetros exteriores de la turbina, tanto aguas arriba como aguas abajo.

3.2.4 Dominio de fluidos

Con los modelos 3D de los rotores, el espaciador y los ejes de transmisión, se generaron los dominios del fluido utilizados en las simulaciones de CFD. Para ello, se crearon 5 secciones de tubería con un diámetro interno de 60 mm, dejando un claro de 1 mm entre los álabes y la pared de la tubería. Utilizando los diferentes tuberías y componentes, se empleó la herramienta de extracción de volumen para crear el dominio de fluido para cada componente, como se muestra en la Figura 3.6.

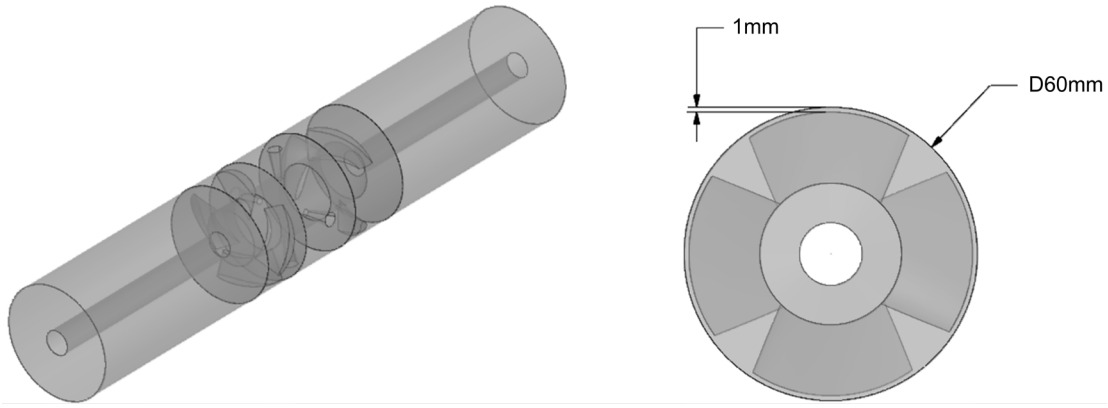


Figura 3.6. Dimensiones y características de los dominios.

Las cinco secciones de tubería representan la zona de prueba del banco utilizado en el caso de referencia, como se muestra en la Figura 3.7. En esta zona, se instala la microturbina para analizar su desempeño bajo diferentes condiciones de operación. En la subsección 3.4.1, se abordan las condiciones de frontera utilizadas en las simulaciones de CFD, las cuales representan las condiciones presentes en la zona de prueba.

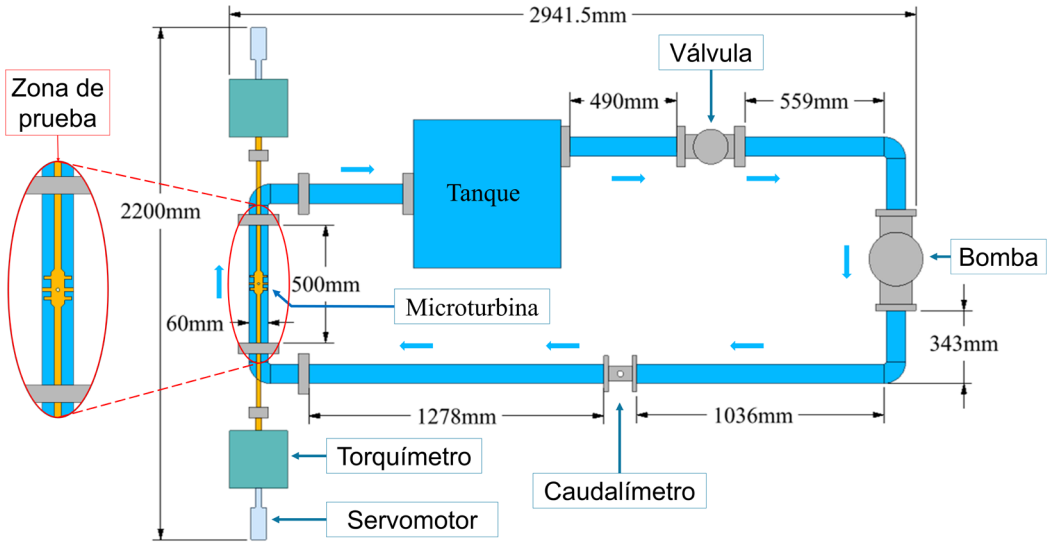


Figura 3.7. Esquema del banco de pruebas del estudio experimental [18].

3.3 Discretización

La discretización o mallado de los dominios se realizó mediante el módulo Mesh de la paquetería de ANSYS. El modelo de CFD se compone de cinco dominios de fluidos: la tubería aguas arriba, el rotor frontal, el espaciador, el rotor trasero y la tubería aguas abajo. En general, se implementaron elementos tetraédricos, y en los álabes, una malla semiestructurada y fina debido a la complejidad de su geometría, como se muestra en la Figura 3.8

3.3.1 Malla en los álabes

En los álabes se estableció una capa de crecimiento de 1 mm y un y^+ con valores de entre 11.5 y 24.5 para los diferentes caudales considerados, lo cual está dentro de los rangos de la función de pared *Scalable* como se presentó en la sección 2.12.6 [53]. Los resultados de los cálculos del y^+ se muestran en la Tabla 3.4, que están basados en la implementación de esta función de pared y un espesor en la primera celda (y_c) de 0.1344 mm. Despejando la ecuación 29, y^+ se puede calcular mediante la ecuación:

$$y^+ = \frac{y_c u_\tau}{\mu} \tag{34}$$

Tabla 3.4. Cálculos para y^+.

Caudal	Re_x	C_f	τ_w	u_τ	y^+
Q_d	55239	0.005674	9.0607	0.09527	12.756
$1.1Q_d$	60763	0.005597	10.8152	0.10409	13.937
$1.2Q_d$	66287	0.005528	12.7120	0.11285	15.109
$1.3Q_d$	71811	0.005465	14.7493	0.12156	16.275
$1.4Q_d$	77335	0.005408	16.9256	0.13022	17.435
$1.5Q_d$	82859	0.005355	19.2393	0.13883	18.588
$1.6Q_d$	88383	0.005306	21.6891	0.14741	19.736
$1.8Q_d$	99431	0.005217	26.9923	0.16444	22.017
$1.9Q_d$	104955	0.005177	29.8433	0.17291	23.150
$2Q_d$	110479	0.005139	32.8260	0.18134	24.280

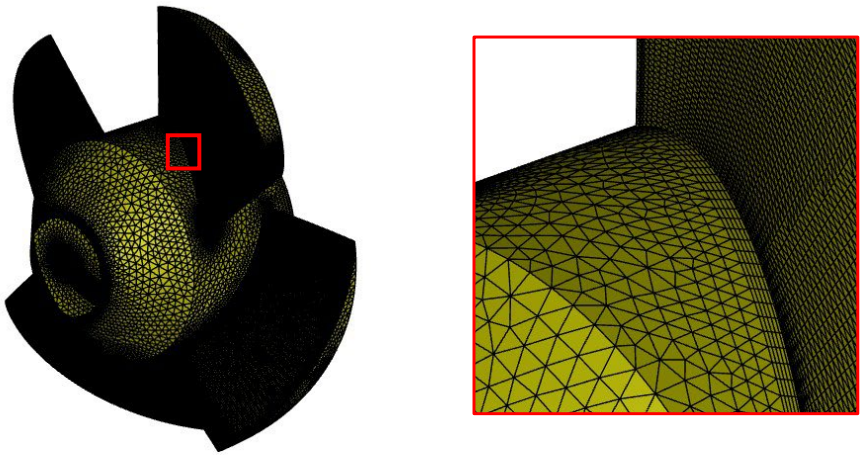


Figura 3.8. Malla de los rotores.

3.3.2 Estudio de índice de convergencia de malla

Con el propósito de estimar el error de discretización espacial y evaluar qué tan cercana se encontraba la solución numérica al valor asintótico a medida que se refinaba la malla, se realizó un análisis del índice de convergencia de malla (GCI), basado en la extrapolación generalizada de Richardson. Un GCI con valor menor al 5% indica que el cálculo está dentro del rango asintótico de convergencia, permitiendo estimar el tamaño de malla necesario para lograr la precisión deseada [75].

El análisis de convergencia se inicia con la generación de tres mallas con diferentes tamaños de elemento y se realizan las simulaciones correspondientes a cada una de ellas para obtener el valor del torque de la turbina. Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 3.5.

Tabla 3.5. Torque con respecto al tamaño de malla.

#	Malla	Tamaño de elemento	Torque
1	Burda	2 mm	0.1960 Nm
2	Mediana	1 mm	0.2046 Nm
3	Fina	0.5 mm	0.2085 Nm

Los pasos para el análisis de índice de convergencia de malla son los siguientes [75]:

1. Cálculo del orden de convergencia q:

$$q = \frac{ln\left(\frac{f_3 - f_2}{f_2 - f_1}\right)}{\ln(s)} \tag{35}$$

   Donde s es la relación de refinamiento constante (en este caso, 2) y f_n es el torque obtenido de la simulación.

2. Extrapolación de Richardson para predecir el valor del parámetro f:

$$f = f_3 + \frac{f_1 - f_2}{s^q - 1} \tag{36}$$

3. Cálculo del índice de convergencia de malla (GCI) para los niveles de refinamiento grueso, medio y fino.

$$GCI_{32} = \frac{F_a|e_{32}|}{s^q - 1} \qquad GCI_{21} = \frac{F_a|e_{21}|}{s^q - 1} \tag{37}$$

   Donde F_a es el factor de seguridad (en este caso, 1.25) y $e = f_2 - f_1/f_1$.

4. Determinación de si las mallas están en un rango asintótico de convergencia (≈ 1).

$$\frac{GCI_{32}}{s^q \cdot GCI_{21}} \approx 1 \tag{38}$$

Los resultados del análisis de índice de convergencia de malla se muestran en la Tabla 3.6.

Tabla 3.6. Resultados del análisis de GCI.

Parámetro	Torque
q	1.14
f	$0.2117 Nm$
GCI_{12}	4.35%
GCI_{23}	1.94%
Rango asintótico de convergencia ≈ 1	1.02

Al tener GCI calculados de 4.35% y 1.94% y determinar que se encuentra dentro del rango asintótico cercano a 1, se concluye que el análisis de convergencia de malla es favorable. Por lo tanto, se utilizó la malla media con un tamaño de elemento de 1 mm en los 5 dominios y un refinamiento en la zona de los álabes. Esta malla ofrece la ventaja de requerir un menor tiempo computacional y, en la validación del modelo de CFD, presenta un error aceptable del 6%, como se detalla en la sección 3.5.

La Figura 3.9 y 3.10 muestran una vista general de la malla de la turbina. Se puede apreciar que el mallado más fino y denso se concentra en las zonas de los álabes y los soportes del espaciador, debido a la complejidad de sus formas geométricas. Tener un mallado refinado en las geometrías complejas permite capturar adecuadamente los fenómenos físicos cercanos, lo cual es fundamental para obtener resultados confiables.

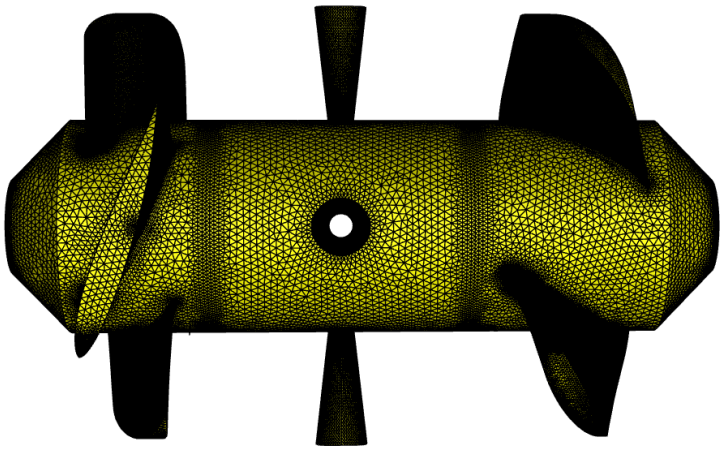


Figura 3.9. Distribución de los elementos en los rotores y espaciador.

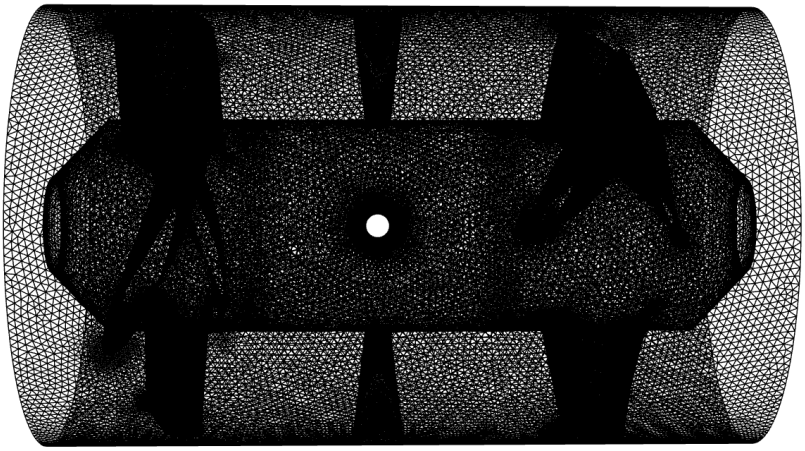


Figura 3.10. Malla de los dominios de los rotores y espaciador.

3.4 Configuración del modelo de CFD

El análisis de dinámica de fluidos computacional se llevó a cabo mediante el software FLUENT de la paquetería de ANSYS. Se realizaron simulaciones transitorias tridimensionales, simulando 9 revoluciones completas para ambos rotores. Como se muestra en la Figura 3.11 y 3.12, en las primeras 8 revoluciones, la simulación llegó a un estado convergente y estable, y en la novena revolución se obtuvieron los resultados.

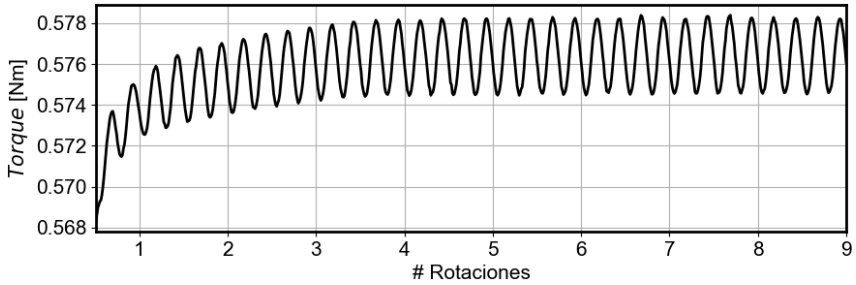


Figura 3.11. Comportamiento del torque en las nueve rotaciones simuladas.

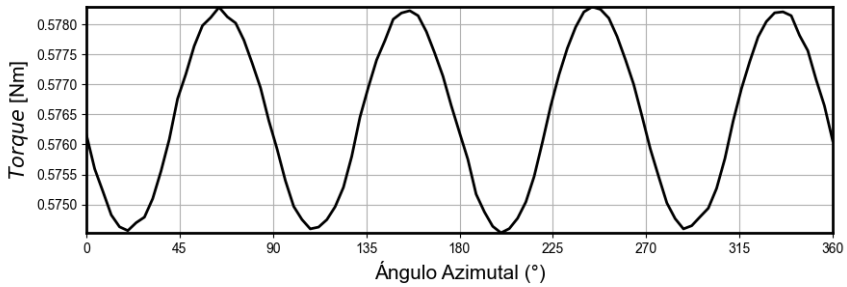


Figura 3.12. Torque a diferente ángulo azimutal en la novena rotación.

En las simulaciones se utilizó el modelo de turbulencia $k - epsilon$ estándar con una función de pared escalable. Esta elección de modelo se fundamenta en los resultados favorables reportados en la literatura para estudios mediante CFD de turbinas hidráulicas [16,18,76,77], así como en la validación del modelo CFD realizada en la presente investigación. Tomando como referencia la velocidad angular de los rotores, se calculó el paso temporal dividiendo el período de una rotación completa en 90 intervalos, lo que permitió obtener una resolución temporal adecuada. Esto resultó en un paso de tiempo de 0.0002898 segundos por intervalo. Para analizar el comportamiento durante 9 revoluciones completas, se ejecutaron un total de 810 pasos temporales.

3.4.1 Condiciones de frontera

Las condiciones de frontera implementadas se muestran en la Figura 3.13 y la Tabla 3.7. En la entrada de la tubería, se configuró una velocidad de entrada de flujo paralela al eje de la turbina, y en la salida se estableció una condición de presión de salida de una atmósfera. En las superficies entre dominios, se utilizó una configuración de interfase para dar continuidad al flujo entre dominios. Además, se implementó una condición de pared no deslizante en las paredes de las tuberías y los componentes de la microturbina.

Para el estudio del efecto de la forma geométrica de los perfiles hidrodinámicos en la potencia y eficiencia de la microturbina, como se detalla en la Tabla 3.8, se estudiaron caudales desde el Q_d hasta $2Q_d$. La velocidad angular de los dominios se configuro a 2300 RPM, constante para todos los caudales estudiados, con el rotor delantero girando en el sentido de las manecillas del reloj y el rotor trasero en sentido contrario. Finalmente, en la Tabla 3.9 se muestran las propiedades del agua utilizada en las simulaciones.

Para determinar la potencia y eficiencia de las distintas configuraciones de la microturbina, se establecieron monitores. En el caso de la potencia, es necesario obtener el torque de las simulaciones, por lo tanto, se configuró un monitor de torque en cada uno de los rotores. Para calcular la eficiencia, se requiere medir la altura neta, la cual se determina mediante la caída de presión del flujo de agua al pasar por la microturbina. Para esto, en la simulación, se configuró un monitor de presión estática tanto aguas arriba como aguas abajo de la turbina y en el espaciador, como se muestra en la Figura 3.13.

Tabla 3.7. Condiciones de frontera.

Zona	Condición de frontera	Valor
Entrada del flujo	Velocidad de fluido	$v_{entrada}$
Salida del flujo	Presión de salida	101325 Pa
Espaciador	Pared (no deslizamiento)	-
Álabes	Pared (no deslizamiento)	-
Eje del rotor	Pared (no deslizamiento)	-
Tuberías	Pared (no deslizamiento)	-
Entre dominios	Interfase	-
Dominio de los rotores	Velocidad angular	2300 RPM

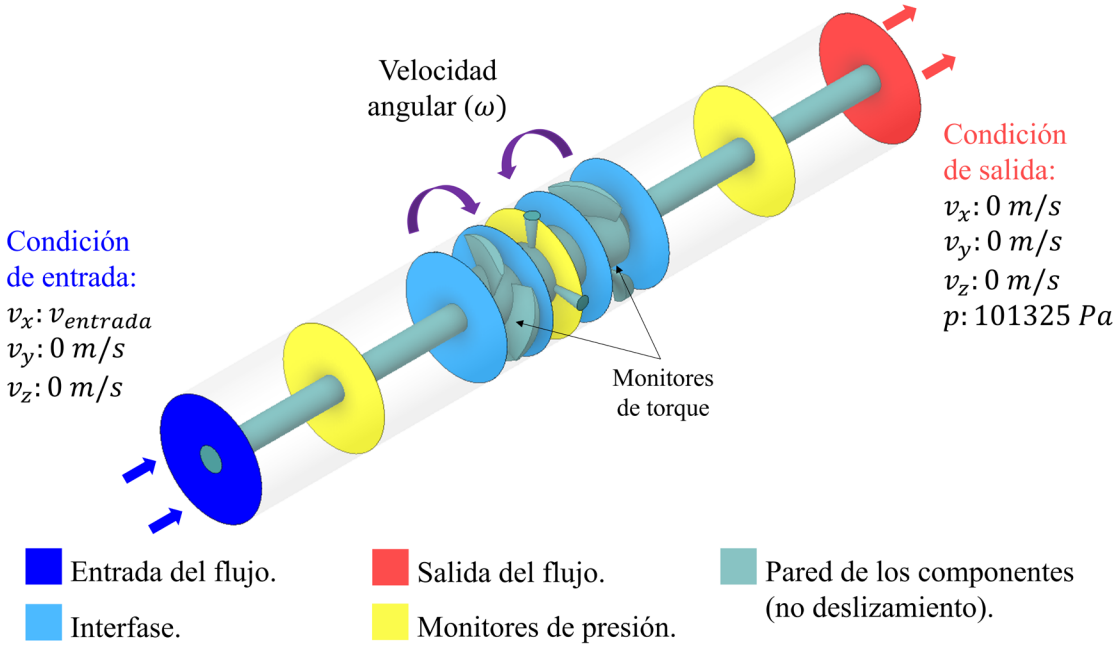


Figura 3.13. Condiciones de frontera en las caras.

Tabla 3.8. Valores de las condiciones de frontera.

Caudal $Q_d = 4.825 L/s$	**Velocidad de entrada** $(v_{entrada})$	**Velocidad angular rotor delantero** (ω)	**Velocidad angular rotor trasero** (ω)
Q_d	1.78870 m/s		
$1.1Q_d$	1.96757 m/s		
$1.2Q_d$	2.14644 m/s		
$1.3Q_d$	2.32531 m/s		
$1.4Q_d$	2.50418 m/s	2300 RPM $(240.855\, rad/s)$ ↻	2300 RPM $(240.855\, rad/s)$ ↺
$1.5Q_d$	2.68305 m/s		
$1.6Q_d$	2.86192 m/s		
$1.7Q_d$	3.04079 m/s		
$1.8Q_d$	3.21966 m/s		
$1.9Q_d$	3.39853 m/s		
$2Q_d$	3.57740 m/s		

Tabla 3.9. Propiedades del agua.

Temperatura	**Densidad**	**Viscosidad**
25°C	998.2 kg/m^3	1.003$x10^{-3}$ kg/ms

3.5 Validación

Para validar el modelo CFD utilizado en esta investigación, se realizaron simulaciones con el perfil NACA6512, ya que este es el perfil utilizado en el caso de referencia. Se consideraron caudales de un Q_d a 1.4Q_d, con una velocidad angular constante de 2300 RPM en los rotores, los resultados obtenidos se comparan con los del estudio realizado por Ding Nan [18].

En la Figura 3.14 se presenta la comparación de las eficiencias calculadas mediante el modelo CFD de la presente investigación, con las eficiencias experimentales y las obtenidas a partir del modelo CFD reportado por Ding [18]. Los resultados del modelo CFD de este estudio muestran concordancia con los resultados experimentales de Ding, con un error relativo máximo de 6% y un error porcentual absoluto medio de 2.9%. Este error es aceptable según la literatura, la cual establece que un error inferior al 10% es adecuado para la validación de un modelo CFD de esta categoría [78–85].

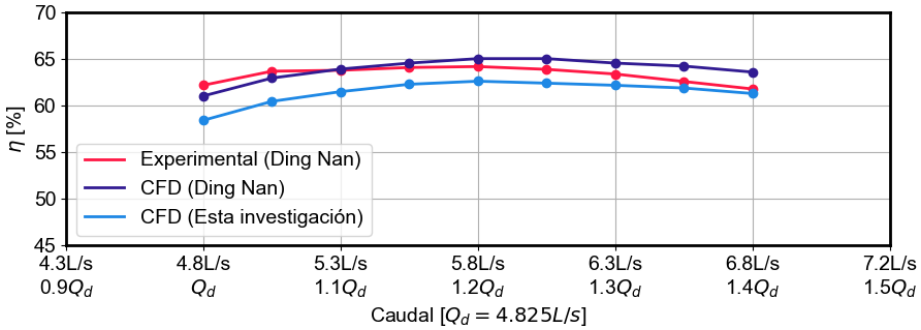


Figura 3.14. Eficiencia obtenida de los 3 estudios.

En el estudio experimental de Ding, el equipo utilizado solo permite analizar la turbina a un caudal máximo de $1.4Q_d$ [18]. La Figura 3.15 muestra la comparación de la potencia, altura neta y eficiencias a caudales del 100% al 200% del caudal de diseño (Q_d a $2Q_d$) entre el estudio de CFD de Ding y el de la presente investigación, también, se incluyen los resultados del estudio experimental de Ding. Se puede observar que, los resultados de ambos modelos de CFD tienen concordancia entre sí y con los resultados del estudio experimental.

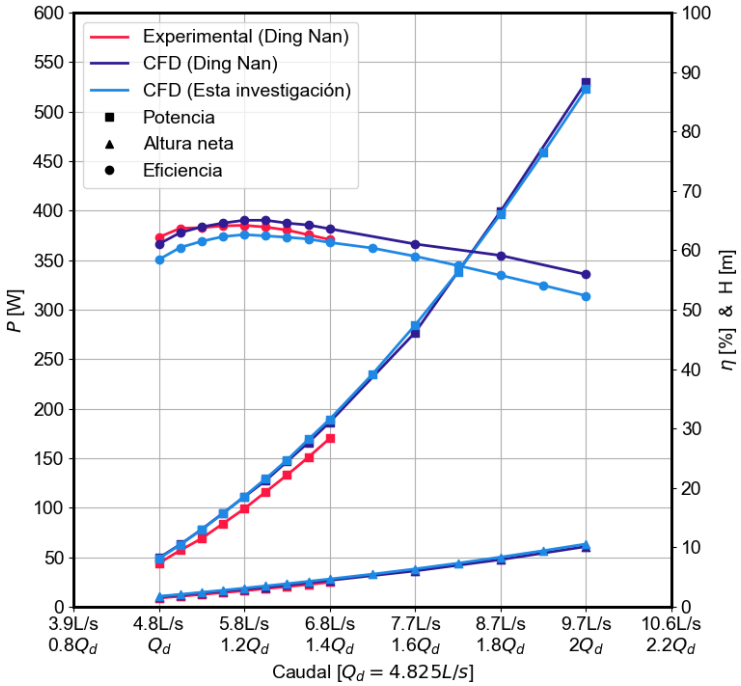


Figura 3.15. Potencia, altura neta y eficiencia de los tres estudios.

3.6 Diseño de experimentos

3.6.1 Objetivo del diseño experimental

El diseño experimental tiene como objetivo evaluar el efecto de la geometría del perfil hidrodinámico en la potencia y eficiencia de una microturbina hidráulica contrarotatoria. Para ello, se seleccionaron ocho perfiles (simétricos y asimétricos), y se analizaron mediante simulaciones CFD para estudiar su impacto en las variables de salida.

3.6.2 Variables de entrada

Con el objetivo de determinar el efecto del perfil hidrodinámico en el rendimiento de la microturbina, se considera como variable de entrada principal, el factor forma del perfil hidrodinámico. En la Figura 3.16 y en la Tabla 3.10 se presentan los perfiles seleccionados en función de su desempeño en investigaciones previas sobre turbinas hidráulicas [14,27–30]. Como segundo factor, se analiza el caudal, el cual varía en un rango del 100% al 200% del caudal de diseño (Q_d a $2Q_d$).

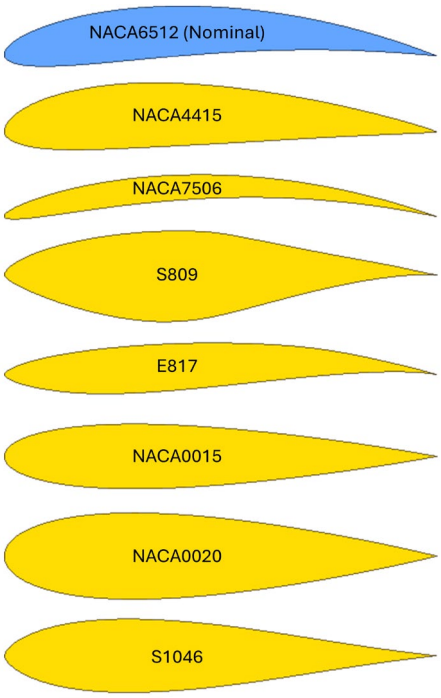


Figura 3.16. Perfiles hidrodinámicos seleccionados.

Tabla 3.10. Perfiles de álabes de microturbinas hidráulicas.

Perfil	Autor	Año
NACA6512	Ding Nan [18]	2018
NACA4415	Yasuyuki Nishi [14]	2022
NACA7506	Elección propia	-
S809	J.D. Betancur [27]	2019
E817	J.D. Betancur [28]	2020
NACA0015	Sercan Yagmur [29]	2021
NACA0020	Sercan Yagmur [29]	2021
S1046	Gaurav Saini [30]	2018

3.6.3 Variable constante

Como variables constantes se consideran:

- Modelo de turbulencia: $k - \varepsilon$.
- Tratamiento de pared: Estándar.
- Tamaño de la malla: Consistente en todas las simulaciones.

3.6.4 Variables de salida

Para determinar el efecto en la potencia y eficiencia de la microturbina se analizarán las siguientes variables de salida o respuestas:

- Torque (Nm).
- Presión aguas arriba (Pa).
- Presión aguas abajo (Pa).

3.6.5 Procedimiento experimental

El procedimiento experimental se llevará a cabo siguiendo los pasos detallados en las secciones: 4.1 (Modelado CAD), 4.2 (Discretización), 4.3 (Configuración del modelo de CFD) y 4.4 (Simulación de los distintos perfiles hidrodinámicos). Estos pasos comprenden:

1. Modelado de las diferentes configuraciones de la microturbina.
2. Modelado de los dominios de fluido.
3. Generación de malla.
4. Configuración de las condiciones de frontera para el análisis de CFD.
5. Simulaciones.

Para estudiar el efecto de la forma de los perfiles en la potencia y eficiencia de la microturbina hidráulica, se realizaron 7 configuraciones de rotor, siguiendo la metodología descrita anteriormente para generar los modelos de CAD y CFD correspondientes. Cada configuración consistió en modificar el perfil hidrodinámico de los álabes del rotor delantero y trasero.

Se realizaron 88 simulaciones en total, correspondientes a 8 perfiles y 11 niveles de caudal. En la Tabla 3.11 se presenta la matriz factorial del diseño de experimentos.

Tabla 3.11. Diseño de experimentos.

Factor 1	Niveles	Factor 2	Niveles	Factor 3	Niveles	Respuesta		
						1	2	3
Perfil hidrodinámico	**NACA6512 (Nominal)** NACA4415 NACA7506 S809 E817 NACA0015 NACA0020 S1046	Caudal	Q_d $1.1Q_d$ $1.2Q_d$ $1.3Q_d$ $1.4Q_d$ $1.5Q_d$ $1.6Q_d$ $1.7Q_d$ $1.8Q_d$ $1.9Q_d$ $2Q_d$	Velocidad angular	2300 RPM	Torque (Nm)	Presión aguas arriba (Pa)	Presión aguas abajo (Pa)

3.6.6 Análisis de resultados

El análisis de resultados se detalla en el Capítulo 4. En este estudio, no se emplearon herramientas estadísticas complejas, ya que el propósito principal es realizar comparaciones directas entre las configuraciones de la microturbina para identificar el perfil que maximiza la potencia y eficiencia. Los resultados se presentarán mediante gráficos para facilitar la interpretación.

Capítulo 4 - Resultados

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos a partir de los análisis de CFD de cada uno de los perfiles hidrodinámicos utilizados en la microturbina hidráulica. Se detallan la potencia, altura neta y eficiencia tanto para la microturbina como para los rotores de forma individual. Asimismo, se analizan los coeficientes de potencia, altura neta y caudal, además de los contornos de presión y los vectores de velocidad.

4.1 Potencia

La potencia de la microturbina se calculó mediante la ecuación 10, donde el torque se obtuvo de las simulaciones y la velocidad angular se mantuvo constante para todos los casos.

4.1.1 Potencia de la microturbina

La potencia generada para cada configuración de la microturbina utilizando perfiles asimétricos y simétricos se muestra en la Figura 4.1. Se observa que la potencia sigue un comportamiento similar en todas las variantes de la microturbina, mostrando un incremento a medida que aumenta el caudal. Los perfiles asimétricos presentan mayor potencia que los perfiles simétricos en todos los caudales estudiados, la diferencia de potencia generada entre estos dos conjuntos de perfiles se incrementa a caudales altos.

Los perfiles asimétricos NACA6512 y NACA7506 generan la mayor potencia, mientras que el perfil simétrico NACA0015 produce la menor potencia (Tabla 4.1).

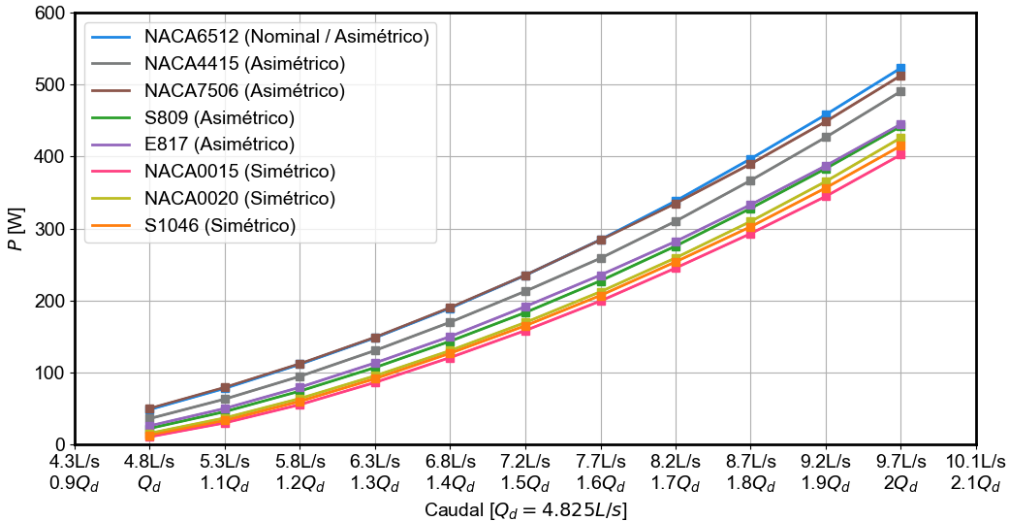


Figura 4.1. Potencia de todos los perfiles.

Tabla 4.1. Potencia por los perfiles con mayor y menor generación.

Perfiles	Q_d	$2Q_d$
NACA6512	48.6 W	523.0 W
NACA7506	50.0 W	512.6 W
NACA0015	10.7 W	402.6 W

En la Figura 4.2 se compara la potencia generada por los perfiles asimétricos. Se observa que los perfiles NACA6512 y NACA7506 generan la mayor potencia, mientras que los perfiles S809 y E817 presentan la menor. El perfil NACA4415 se encuentra en un rango intermedio entre estos dos pares.

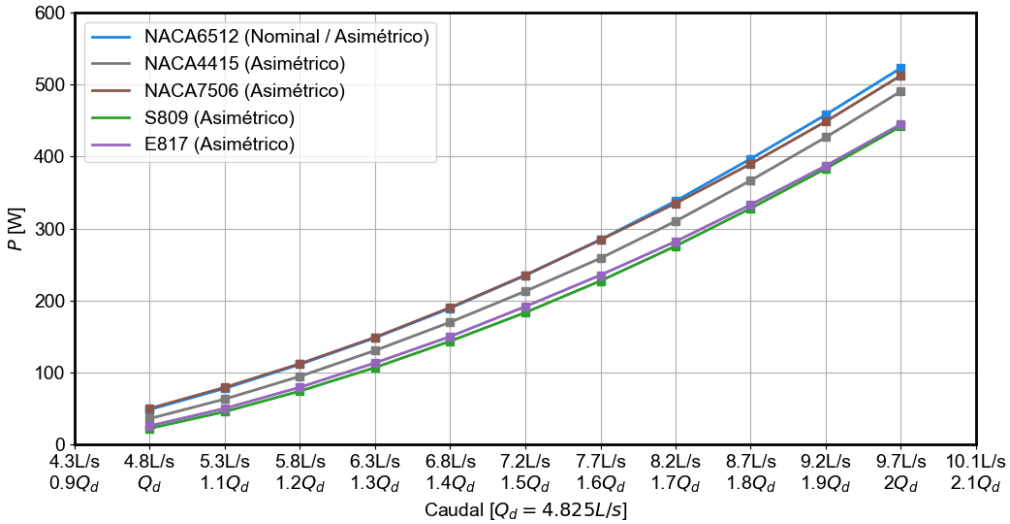


Figura 4.2. Potencia de los perfiles asimétricos.

El perfil NACA7506 genera ligeramente más potencia que el NACA6512 en el rango de caudal del Q_d a $1.5Q_d$. A partir de $1.6Q_d$, esta tendencia se invierte, y el perfil NACA6512 comienza a generar mayor potencia (Tabla 4.2).

Tabla 4.2. Potencia de los perfiles asimétricos con mayor generación.

Perfiles	Q_d	$1.5Q_d$	$1.6Q_d$	$2Q_d$
NACA6512	48.6 W	235.0 W	284.5 W	523.0 W
NACA7506	50.0 W	235.2 W	284.2 W	512.6 W

El perfil NACA4415, genera una mayor potencia que el E817 y el S809 en todo el rango de caudales estudiados, mientras que el perfil E817 supera al S809 en este mismo rango (Tabla 4.3).

Tabla 4.3. Potencia de los perfiles asimétricos con menor generación.

Perfiles	Q_d	$2Q_d$
NACA4415	36.0 W	490.6 W
E817	25.9 W	445.0 W
S809	22.3 W	442.0 W

En la Figura 4.3 se compara la potencia generada por los perfiles simétricos, el NACA0020 es el que genera la mayor potencia, seguido del S1046, mientras que el NACA0015 es el que produce la menor potencia (Tabla 4.4).

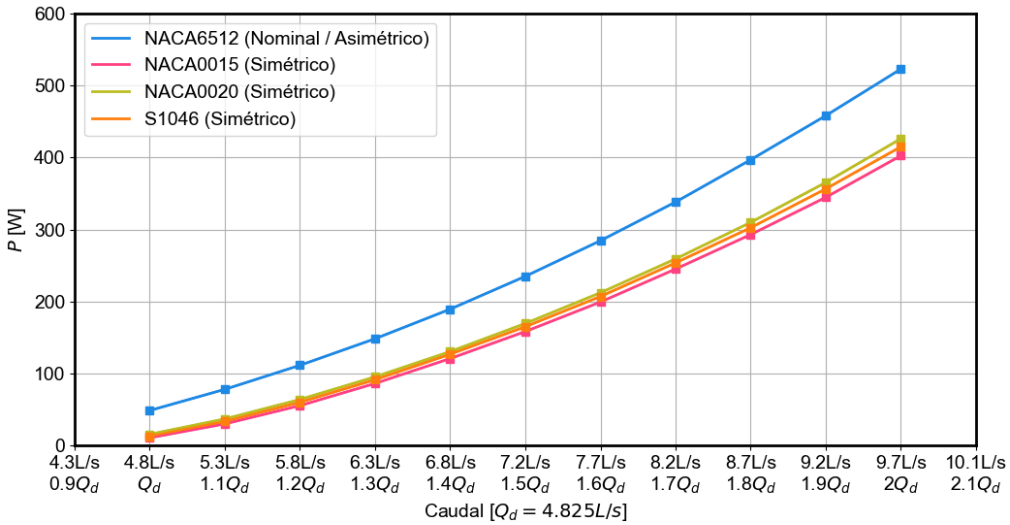


Figura 4.3. Potencia de los perfiles simétricos.

Tabla 4.4. Potencia de los perfiles simétricos.

Perfiles	Q_d	$2Q_d$
NACA0020	15.6 W	426.2 W
S1046	12.9 W	415.0 W
NACA0015	10.7 W	402.3 W

En el rango de caudales estudiados, todos los perfiles simétricos generan menor potencia que el NACA6512. Como se muestra en la Figura 4.2, los perfiles asimétricos presentan una menor diferencia de potencia respecto al perfil NACA6512, mientras que la diferencia entre los perfiles simétricos y el NACA6512 es mayor, tal como se observa en la Figura 4.3.

4.1.2 Potencia en los rotores

Para analizar la potencia generada por los rotores de forma individual, se presentan las Figuras 4.4 y 4.5, en las cuales se compara la potencia generada por cada rotor utilizando los diferentes perfiles. Se puede observar que el comportamiento de la potencia en ambos rotores tiene la misma tendencia que la potencia total de la turbina: la potencia aumenta conforme el caudal incrementa. Asimismo, se tiene que los perfiles asimétricos generan mayor potencia en ambos rotores que los perfiles simétricos.

Rotor delantero

Como se muestra en la Figura 4.4, en el rotor delantero, los perfiles NACA6512 y NACA7506 son los que generan la mayor potencia, mientras que el perfil NACA0015 es el que produce la menor potencia (Tabla 4.5).

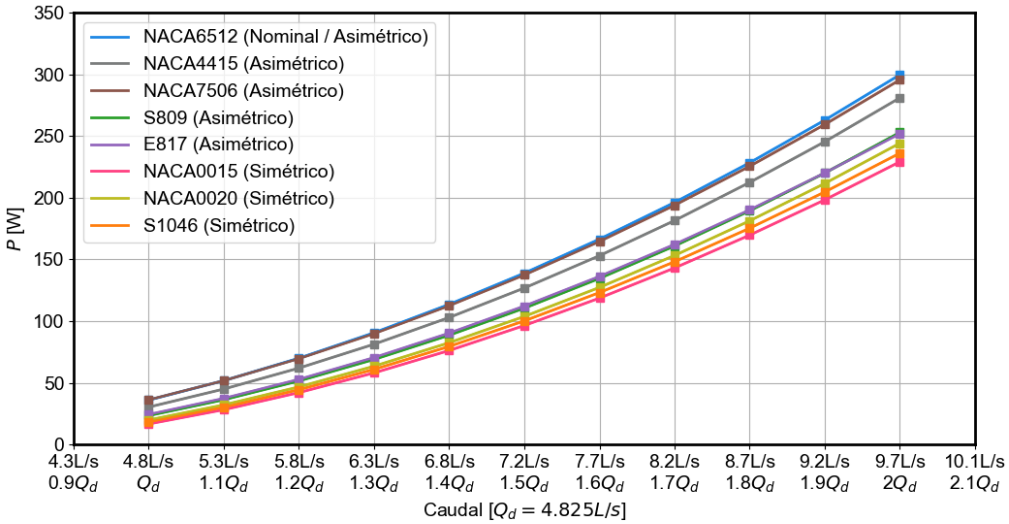


Figura 4.4. Potencia de todos los perfiles del rotor delantero.

Tabla 4.5. Perfiles con mayor y menor potencia en el rotor delantero.

Perfiles	Q_d	$2Q_d$
NACA6512	36.0 W	299.6 W
NACA7506	36.1 W	295.5 W
NACA0015	10.69 W	229.1 W

Rotor trasero

En la Figura 4.5 se presenta la potencia en el rotor trasero. Los perfiles NACA6512 y NACA7506 generan la mayor potencia, mientras que el NACA0015 produce la menor (Tabla 4.6).

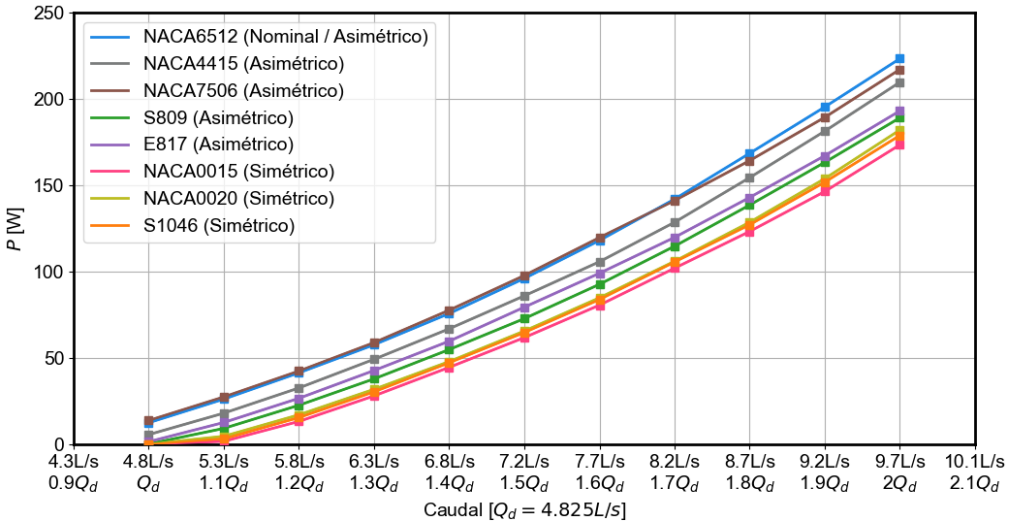


Figura 4.5. Potencia de todos los perfiles del rotor trasero.

Tabla 4.6. Perfiles con mayor y menor potencia en el rotor trasero.

Perfiles	Q_d	$2Q_d$
NACA6512	12.6 W	223.3 W
NACA7506	13.9 W	217.1 W
NACA0015	0.01 W	173.5 W

Comparación de la potencia entre rotores

La Figura 4.6 presenta una comparación de la potencia generada entre el rotor delantero y el rotor trasero, mientras que en la tabla 4.7 se muestra la potencia generada por cada rotor y el porcentaje que representa de la potencia total de la turbina a Q_d y $2Q_d$. Con los diferentes perfiles y caudales, el rotor delantero genera más potencia que el rotor trasero. Dependiendo del perfil y el caudal, el rotor delantero genera entre el 56.6% y el 99.9% de la potencia total de la microturbina (Tabla 4.7).

Como se muestra en la Tabla 4.7, a un Q_d, el rotor delantero genera entre el 72.2% y el 99.9% de la potencia total, dependiendo el perfil. A medida que el caudal aumenta, este porcentaje disminuye. A $2Q_d$, el rotor delantero genera entre el 56.6% y el 57.6% de la potencia total. Esto indica que, a caudales bajos, el rotor trasero genera significativamente menos potencia que el delantero, independientemente del perfil utilizado. A un Q_d, el perfil NACA0015 presenta la menor potencia en el rotor trasero, con solo 0.01 W que representa el 0.1% de la potencia total. Conforme el caudal aumenta, la potencia generada por el rotor trasero se aproxima a la generada por el rotor delantero.

Los perfiles NACA6512 y NACA7506 son los que mayor potencia generan en el rotor trasero a caudales bajos. A un Q_d, estos perfiles generan el 25.9% y el 27.7% de la potencia total en el rotor trasero, respectivamente (Tabla 4.7). A $2Q_d$ los perfiles E817, NACA0015 y S1046 son los que mayor porcentaje de potencia generan en el rotor trasero, con 43.4%, 43.1% y 43.1% de la potencia total.

Tabla 4.7. Potencia generada por rotor y el porcentaje que representa de la potencia total de la turbina.

Perfil	Q_d		$2Q_d$	
	Del.	**Tras.**	**Del.**	**Tras.**
NACA6512	36.00 W 74.10%	12.60 W 25.90%	299.62 W 57.30%	223.35 W 42.70%
NACA4415	30.31 W 84.10%	5.73 W 15.90%	280.92 W 57.30%	209.71 W 42.70%
NACA7506	36.15 W **72.20%**	13.89 W 27.80%	295.51 W **57.60%**	217.11 W 42.40%
S809	23.42 W 98.70%	0.30 W 1.30%	252.91 W 57.20%	189.11 W 42.80%
E817	24.31 W 93.80%	1.62 W 6.20%	251.92 W **56.60%**	193.11 W 43.40%
NACA0015	16.63 W **99.90%**	0.01 W 0.10%	229.11 W 56.90%	173.47 W 43.10%
NACA0020	19.88 W 98.90%	0.23 W 1.10%	244.16 W 57.30%	182.05 W 42.70%
S1046	18.17 W 99.70%	0.05 W 0.30%	236.09 W 56.90%	178.91 W 43.10%

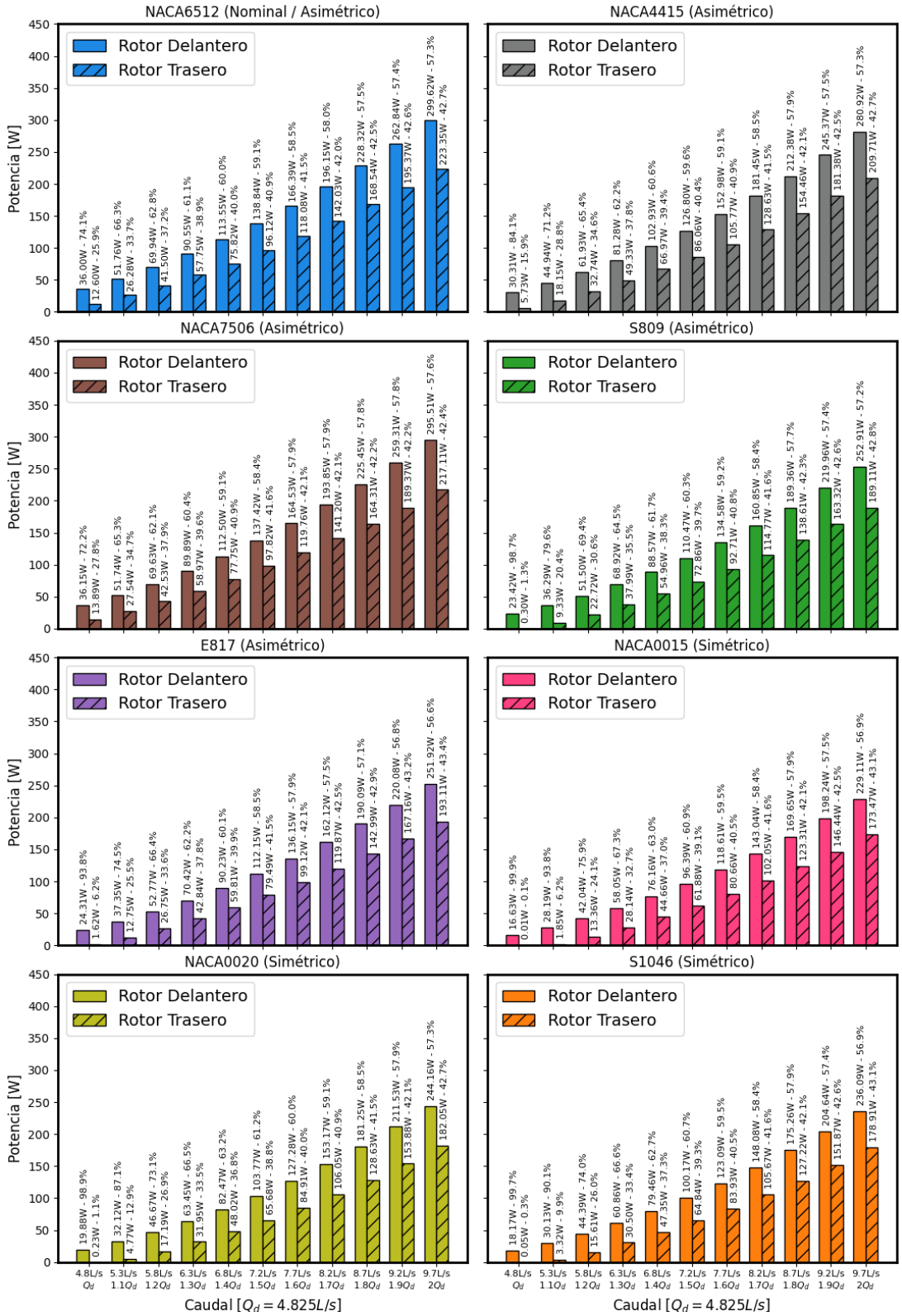


Figura 4.6. Potencia entre rotores de los perfiles hidrodinámicos.

4.2 Altura neta

La altura neta (H) se utiliza para determinar la potencia útil del agua, que a su vez se emplea para calcular la eficiencia de la microturbina. Para el caso de la microturbina hidráulica, H se calcula utilizando la ecuación 13, donde las presiones se obtuvieron de los resultados de las simulaciones.

4.2.1 Altura neta de la microturbina

Con la potencia mecánica de la microturbina determinada, el siguiente paso es determinar la altura neta. En la Figura 4.7 se muestra la altura neta correspondiente a cada perfil hidrodinámico dentro del rango de caudal analizado, y los resultados indican que los perfiles asimétricos presentan una mayor altura neta que los perfiles simétricos.

Los perfiles NACA6512 y NACA7506 tienen la mayor altura neta, mientras que, el perfil NACA0015 presenta los valores más bajos de altura neta (Tabla 4.8).

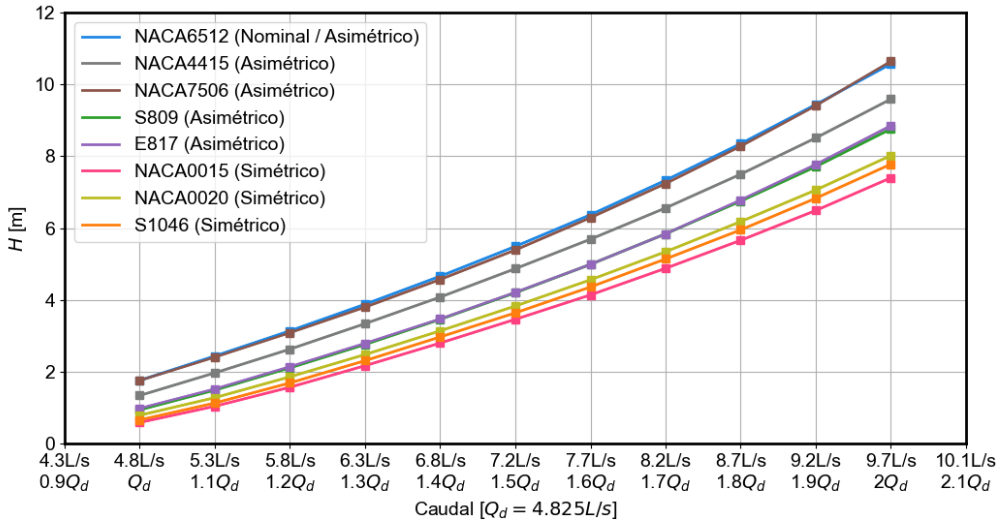


Figura 4.7. Altura neta de todos los perfiles.

Tabla 4.8. Perfiles con mayor y menor altura neta en la turbina.

Perfiles	Q_d	$2Q_d$
NACA6512	1.76 m	10.57 m
NACA7506	1.76 m	10.64 m
NACA0015	0.59 m	7.40 m

4.2.2 Altura neta de los rotores

Las Figuras 4.8 y 4.9 muestran la altura neta individual para cada rotor. Al igual que en la microturbina, los perfiles asimétricos presentan la mayor altura neta.

Rotor delantero

En el rotor delantero el perfil NACA6512 genera la mayor altura neta y el perfil NACA0015 registra la menor altura neta (Tabla 4.9).

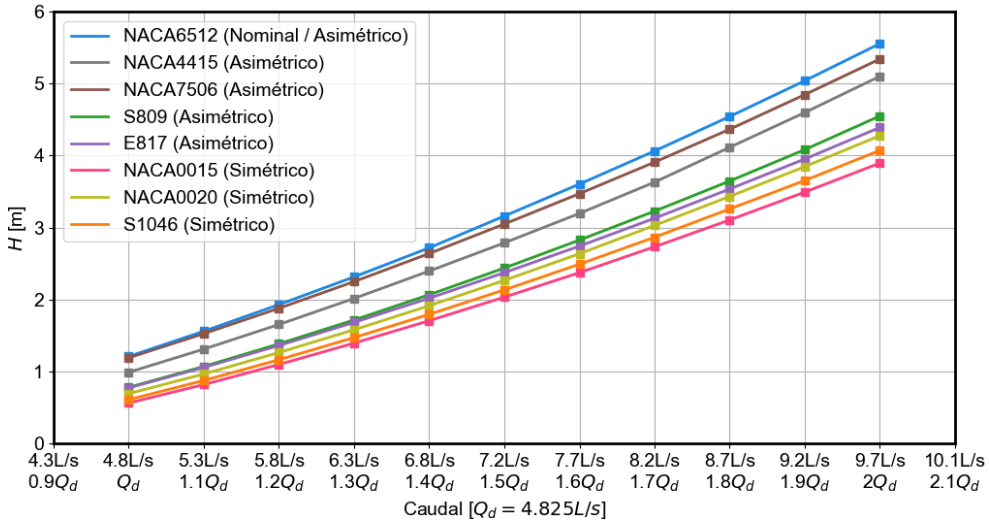


Figura 4.8. Altura neta de todos los perfiles del rotor delantero.

Tabla 4.9. Perfiles con mayor y menor altura neta en el rotor delantero.

Perfiles	Q_d	$2Q_d$
NACA6512	1.21 m	5.56 m
NACA0015	0.56 m	3.90 m

Rotor trasero

En el rotor trasero, el perfil NACA6512 y NACA7506 presentan la mayor altura neta en la mayoría de los caudales estudiados, mientras que, el perfil NACA0015 mantiene los valores más bajos (Tabla 4.10).

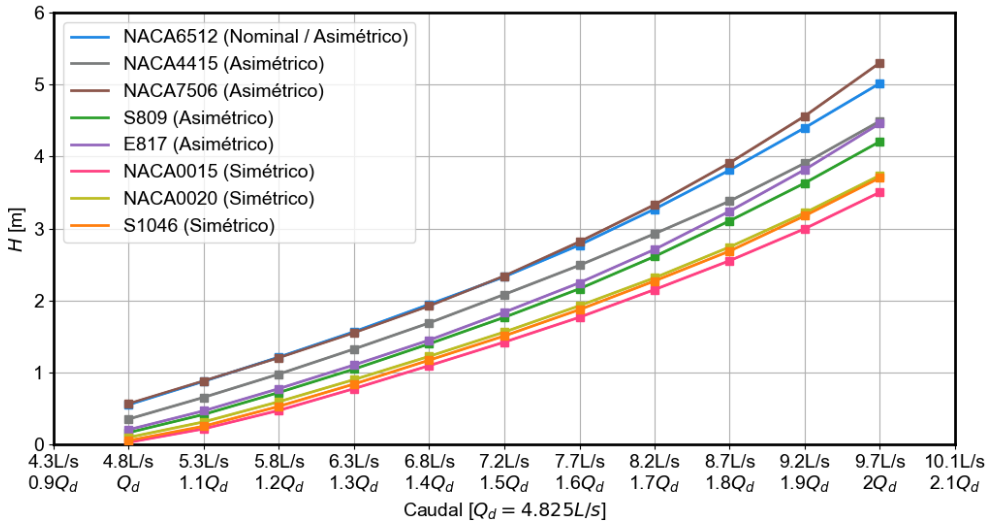


Figura 4.9. Altura neta de todos los perfiles del rotor trasero.

Tabla 4.10. Perfiles con mayor y menor altura neta en el rotor trasero.

Perfiles	Q_d	$2Q_d$
NACA6512	0.55 m	5.02 m
NACA7506	0.57 m	5.30 m
NACA0015	0.03 m	3.50 m

4.3 Eficiencia

Una vez calculadas la potencia y la altura neta para cada perfil hidrodinámico, se procede a evaluar la eficiencia con la ecuación 11.

4.3.1 Eficiencia de la microturbina

La Figura 4.10 muestra la eficiencia de los perfiles en el rango de caudales estudiado. Se observa que la eficiencia aumenta con el incremento del caudal hasta alcanzar un punto máximo, a partir del cual comienza a descender. Los diferentes perfiles alcanzan su máxima eficiencia entre 1.2.Q_d y 1.4Q_d.

Comparando la máxima eficiencia de cada perfil, el perfil NACA6512 presenta la menor eficiencia con 62.57%, en comparación con los demás perfiles estudiados, a pesar de que genera una de las mayores potencias, como se observó en el subcapítulo 4.1.

Esto se debe a que, además de generar la mayor potencia, también presenta la mayor altura neta, lo que implica mayores pérdidas de energía en el fluido al pasar por la microturbina, resultando en un aprovechamiento no óptimo de la energía disponible. En contraste, el perfil E817 presenta la mayor eficiencia global con 66.11%, incrementando 3.54% la eficiencia de la turbina, como se muestra en la Tabla 4.11.

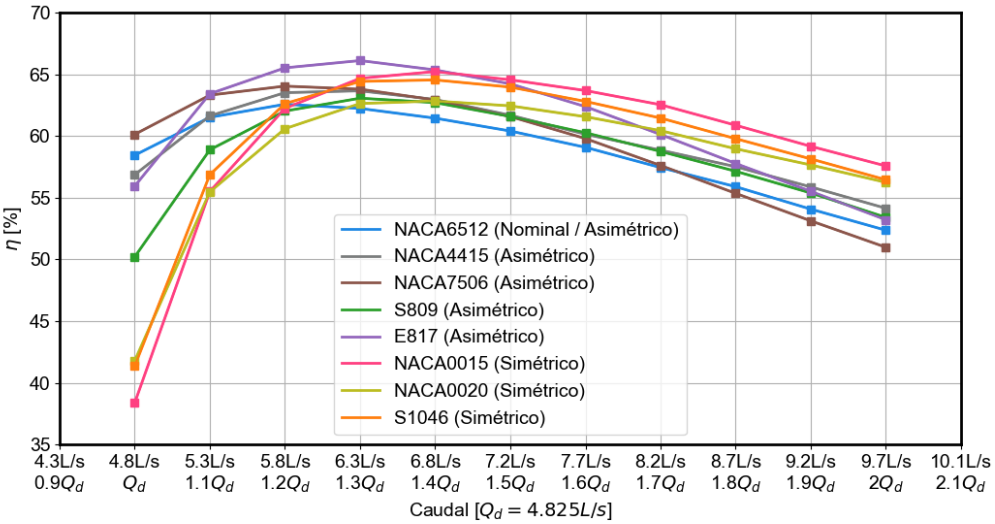


Figura 4.10. Eficiencia de todos los perfiles.

Tabla 4.11. Perfiles con la mayor y menor eficiencia máxima.

Perfiles	Q_d	$1.2Q_d$	$1.3Q_d$	$2Q_d$
NACA6512	58.44%	**62.57%**	62.23%	52.36%
E817	55.94%	65.52%	**66.11%**	53.21%

La Figura 4.11 presenta la comparación de eficiencias entre los perfiles asimétricos. Se puede observar que la máxima eficiencia del perfil nominal es superada por la mayoría de las eficiencias de los demás perfiles asimétricos.

Como se muestra en la Tabla 4.12, el perfil E817 destaca por alcanzar la mayor eficiencia máxima, seguido por el NACA7506. Los perfiles NACA4415 y S809 presentan eficiencias intermedias, mientras que el NACA6512 registra la menor.

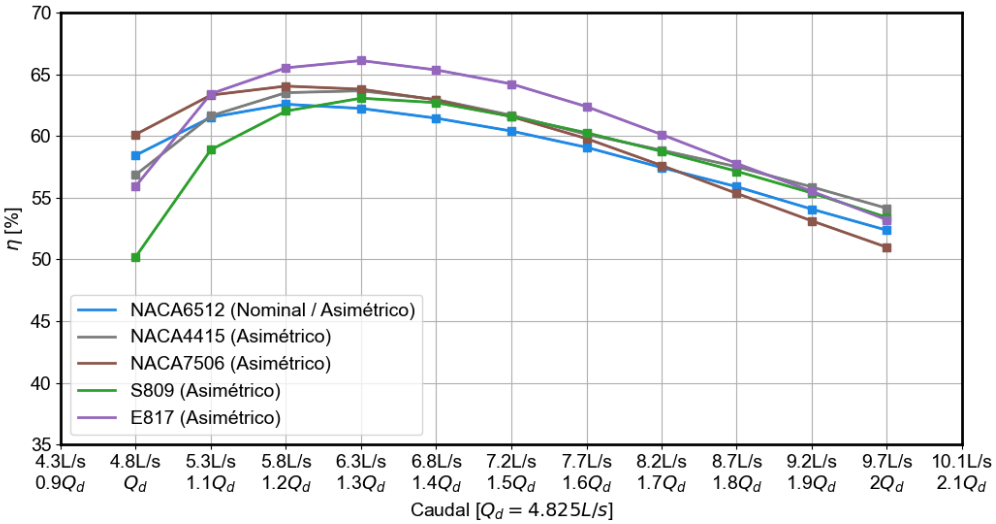


Figura 4.11. Eficiencia de los perfiles asimétricos.

Tabla 4.12. Eficiencia de la turbina con los perfiles asimétricos.

Perfiles	Q_d	$1.2Q_d$	$1.3Q_d$	$1.4Q_d$	$2Q_d$
NACA6512	58.44%	**62.57%**	62.23%	61.44%	52.36%
NACA4415	56.86%	63.51%	**63.66%**	62.95%	54.14%
NACA7506	60.13%	**64.04%**	63.79%	62.92%	50.98%
S809	50.21%	62.02%	**63.06%**	62.70%	53.40%
E817	55.94%	65.52%	**66.11%**	65.35%	53.21%

La Figura 4.12 compara la eficiencia entre los perfiles simétricos y el perfil nominal. La eficiencia máxima del NACA6512 es superada por la máxima eficiencia de los tres perfiles simétricos, que se presenta a $1.4Q_d$ (Tabla 4.13).

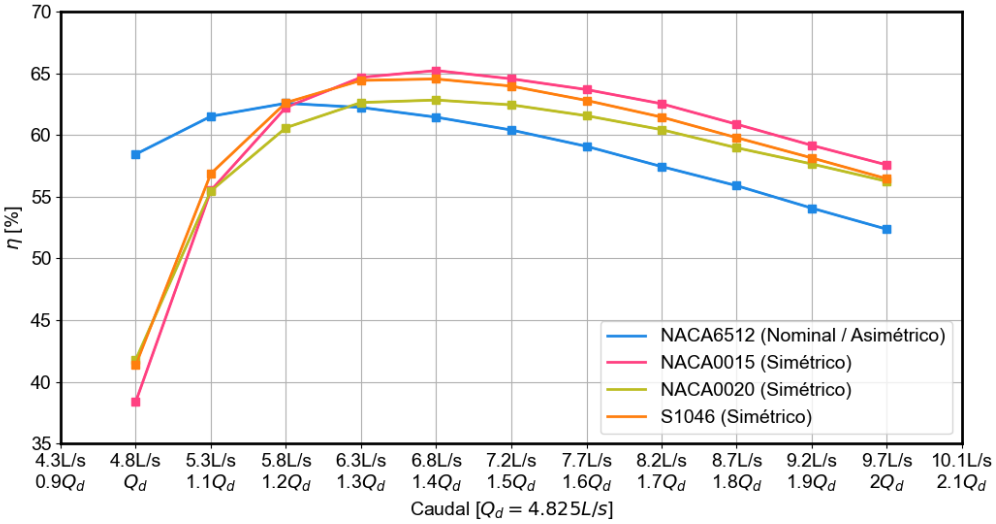


Figura 4.12. Eficiencia de los perfiles simétricos.

Tabla 4.13. Eficiencia de la turbina con los perfiles simétricos.

Perfiles	Q_d	$1.2Q_d$	$1.3Q_d$	$1.4Q_d$	$2Q_d$
NACA6512	58.44%	**62.57%**	62.23%	61.44%	52.36%
NACA0015	38.38%	62.24%	64.67%	**65.22%**	57.57%
NACA0020	41.79%	60.59%	62.63%	**62.83%**	56.24%
S1046	41.37%	62.62%	64.42%	**64.54%**	56.45%

4.3.2 Eficiencia de los rotores

Las Figuras 4.13 y 4.14 muestran la evaluación de eficiencia individual de los rotores.

Rotor delantero

En el rotor delantero, la eficiencia sigue el mismo patrón observado anteriormente, incrementa con el aumento del caudal hasta alcanzar un punto máximo, a partir del cual comienza a descender. La mayoría de los perfiles alcanzan su máxima eficiencia a $1.2Q_d$, siendo los perfiles NACA0020 y S1046 las únicas excepciones, que registran su máximo a $1.3Q_d$. El perfil E817 destaca con la mayor eficiencia, mientras que el NACA6512 registra la menor eficiencia de las máximas eficiencias de cada perfil (Tabla 4.14).

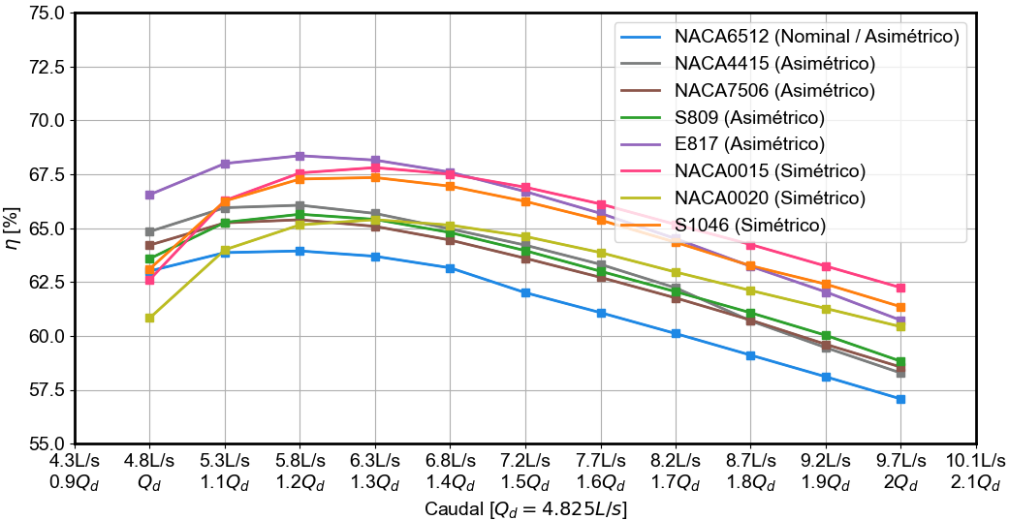


Figura 4.13. Eficiencia de todos los perfiles del rotor delantero.

Tabla 4.14. Perfiles con mayor y menor eficiencia en el rotor delantero.

Perfiles	Q_d	$1.2Q_d$	$1.3Q_d$	$1.4Q_d$	$2Q_d$
E817	66.55%	**68.36%**	68.15%	67.59%	60.72%
NACA6512	63.01%	**63.94%**	63.69%	63.16%	57.07%

Rotor trasero

En el rotor trasero, el comportamiento de la eficiencia es similar al del rotor delantero. Las máximas eficiencias de los perfiles se distribuyen en un rango de $1.2Q_d$ a $1.5Q_d$. El perfil E817, al igual que en el rotor delantero, presenta la mayor eficiencia, mientras que el perfil NACA0020 presenta la menor eficiencia de las máximas eficiencias de cada perfil (Tabla 4.15).

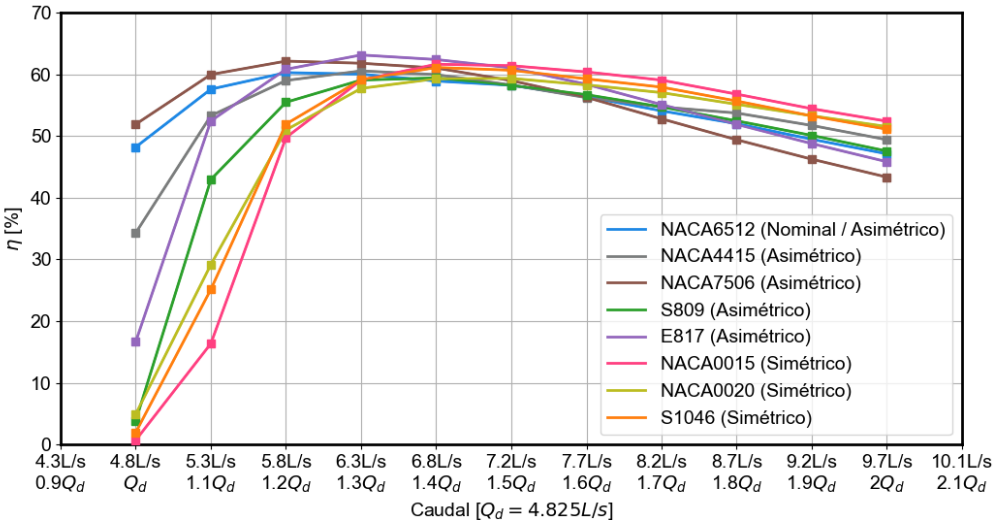


Figura 4.14. Eficiencia de todos los perfiles del rotor trasero.

Tabla 4.15. Perfiles con mayor y menor eficiencia en el rotor trasero.

Perfiles	Q_d	$1.2Q_d$	$1.3Q_d$	$1.5Q_d$	$2Q_d$
E817	16.67%	60.80%	**63.13%**	61.03%	45.82%
NACA0020	4.93%	50.97%	57.71%	**59.33%**	51.52%

Comparación de la eficiencia entre rotores

La Figura 4.15 presenta una comparación de eficiencia entre los rotores delantero y trasero para los diferentes perfiles hidrodinámicos estudiados. Los resultados muestran que el rotor delantero alcanza mayores eficiencias que el trasero en todos los casos analizados, utilizando los diferentes perfiles en el rango de caudal estudiado. El rotor delantero mantiene su eficiencia en un rango estrecho durante las variaciones de caudal, teniendo un comportamiento aproximadamente constante. En contraste, el rotor trasero muestra cambios más significativos en su eficiencia a medida que el caudal incrementa.

A un Q_d, la diferencia de eficiencia entre los rotores delantero y trasero alcanza su máximo valor en comparación con los demás caudales estudiados. Con el perfil NACA0015, la eficiencia del rotor delantero es del 62.61%, mientras que la del trasero es del 0.70%, lo que resulta en una diferencia de 61.91%.

La diferencia de eficiencia entre los rotores delantero y trasero disminuye en el rango de caudales de $1.3Q_d$ al $1.7Q_d$, alcanzando su valor mínimo con el perfil NACA7506 a un caudal de $1.3Q_d$, con una diferencia de 3.29%. Posteriormente, la diferencia comienza a incrementarse nuevamente hasta el caudal de $2Q_d$ (Tabla 4.16).

Tabla 4.16. Eficiencia del rotor delantero y trasero, así como la diferencia entre ambas.

Perfiles	Q_d		$1.5Q_d$		$2Q_d$	
	Del.	**Tras.**	**Del.**	**Tras.**	**Del.**	**Tras.**
NACA6512	63.01%	48.20%	62.00%	58.22%	57.07%	47.10%
	Dif.: 14.81%		Dif.: 3.78%		Dif.: 9.97%	
NACA4415	64.48%	34.30%	64.21%	58.26%	58.28%	49.40%
	Dif.: 30.18%		Dif.: 5.95%		Dif.: 8.88%	
NACA7506	64.21%	51.90%	63.60%	58.97%	58.55%	43.33%
	Dif.: 12.31%		Dif.: 4.63%		Dif.: 15.22%	
S809	63.58%	3.85%	63.95%	58.19%	58.82%	47.55%
	Dif.: 59.73%		Dif.: 5.76%		Dif.: 11.27	
E817	66.55%	16.67%	66.69%	61.03%	60.72%	45.82%
	Dif.: 49.88%		Dif.: 5.30%		Dif.: 14.9	
NACA0015	62.61%	0.70%	66.90%	61.39%	62.24%	52.39%
	Dif.: 61.91%		Dif.: 5.51%		Dif.: 9.85%	
NACA0020	60.83%	4.93%	64.61%	59.33%	60.42%	51.52%
	Dif.: 55.9%		Dif.: 5.28%		Dif.: 8.9%	
S1046	63.11%	1.97%	66.24%	60.66%	61.35%	51.10%
	Dif.: 61.14%		Dif.: 5.58%		Dif.: 10.25%	

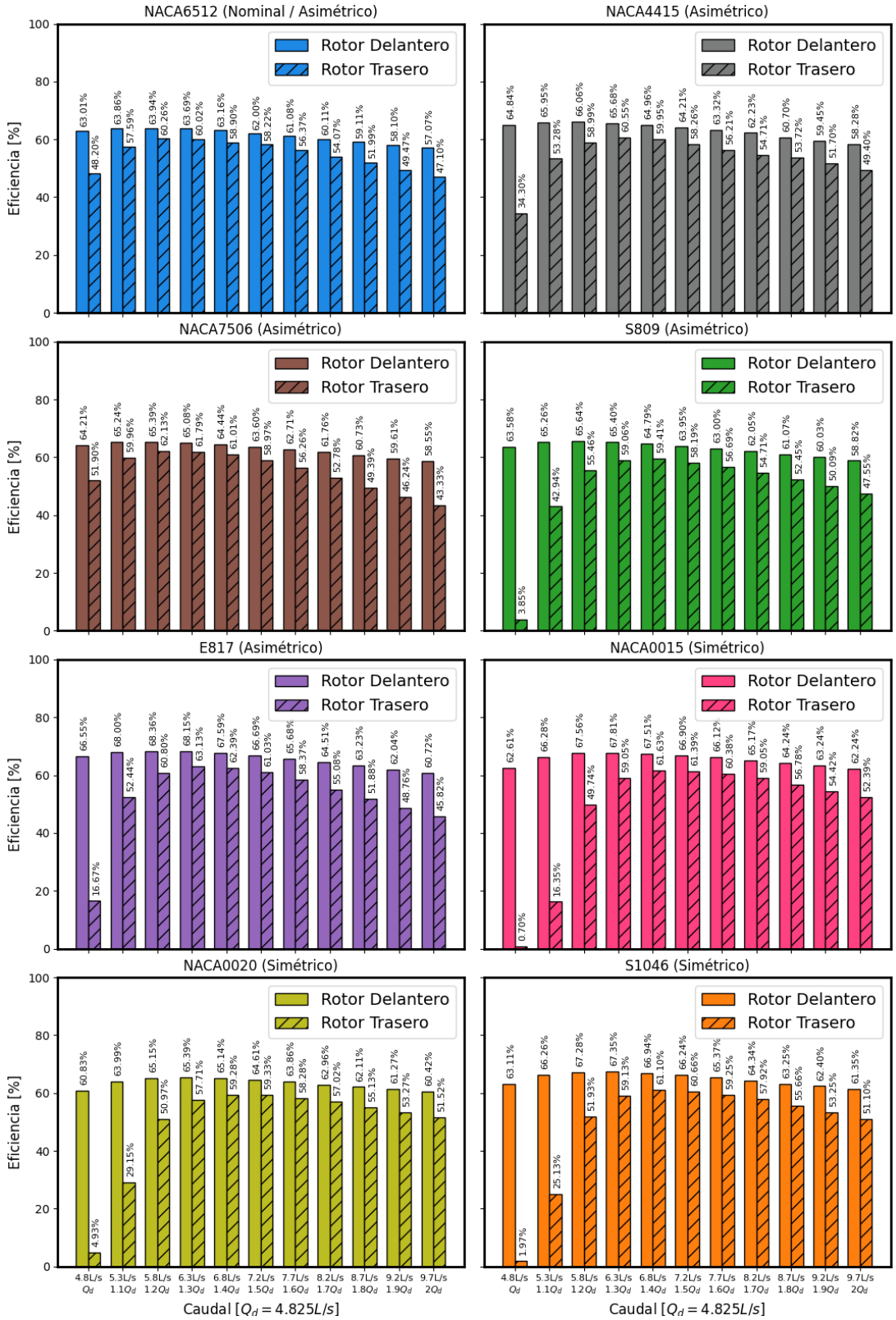


Figura 4.15. Eficiencia entre rotores con los diferentes perfiles.

4.4 Desempeño de cada perfil

En este subcapítulo se detalla el desempeño de cada perfil utilizado en la microturbina hidráulica, considerando conjuntamente la potencia, la altura neta y la eficiencia. Asimismo, se presentan los coeficientes característicos de la microturbina: coeficiente de caudal (C_Q), coeficiente de potencia (C_P) y coeficiente de altura (C_H), junto con la eficiencia (Figura 4.16 a 4.31). En las Tablas 4.17 y 4.18 se muestran los valores de estos parámetros en el caudal y C_Q correspondientes a la máxima eficiencia de cada perfil hidrodinámico.

Tabla 4.17. Potencia, altura neta y eficiencia en el caudal de máxima eficiencia.

Perfil	Caudal de la máxima eficiencia	Potencia	Altura neta	Eficiencia
NACA6512	1.2Q_d (5.8 L/s)	111.4 W	3.14 m	62.57%
NACA4415	1.3Q_d (6.3 L/s)	130.6 W	3.34 m	63.66%
NACA7506	1.2Q_d (5.8 L/s)	112.2 W	3.09 m	64.04%
S809	1.3Q_d (6.3 L/s)	106.9 W	2.76 m	63.06%
E817	1.3Q_d (6.3 L/s)	113.3 W	2.79 m	66.11%
NACA0015	1.4Q_d (6.8 L/s)	120.8 W	2.80 m	65.22%
NACA0020	1.4Q_d (6.8 L/s)	130.5 W	3.14 m	62.83%
S1046	1.4Q_d (6.8 L/s)	126.8 W	2.97 m	64.54%

Tabla 4.18. Coeficiente de Potencia, Coeficiente de altura y eficiencia en el coeficiente de caudal de máxima eficiencia.

Perfil	C_Q de la máxima eficiencia	C_P	C_H	Eficiencia
NACA6512	0.123	0.0122	0.158	0.626
NACA4415	0.133	0.0143	0.168	0.637
NACA7506	0.123	0.0123	0.155	0.640
S809	0.133	0.0117	0.139	0.631
E817	0.133	0.0124	0.140	0.661
NACA0015	0.144	0.0132	0.141	0.652
NACA0020	0.144	0.0143	0.158	0.628
S1046	0.144	0.0139	0.149	0.645

NACA6512

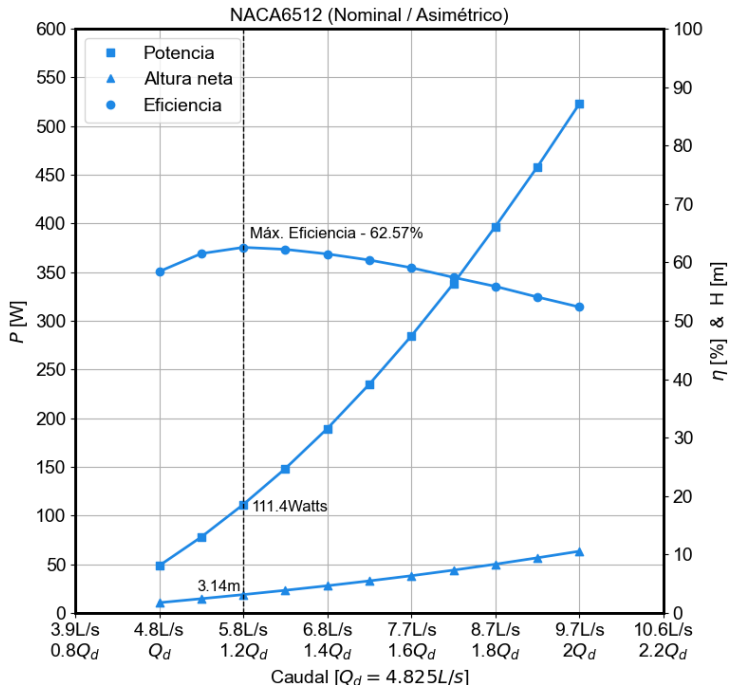


Figura 4.16. Potencia, Altura neta y Eficiencia del perfil NACA6512.

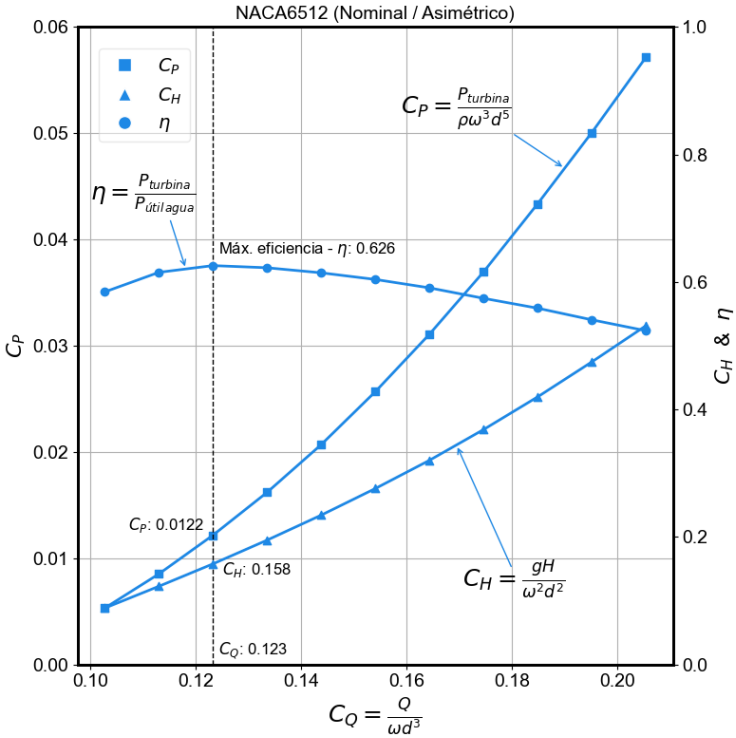


Figura 4.17. Coeficientes característicos del perfil NACA6512.

NACA4415

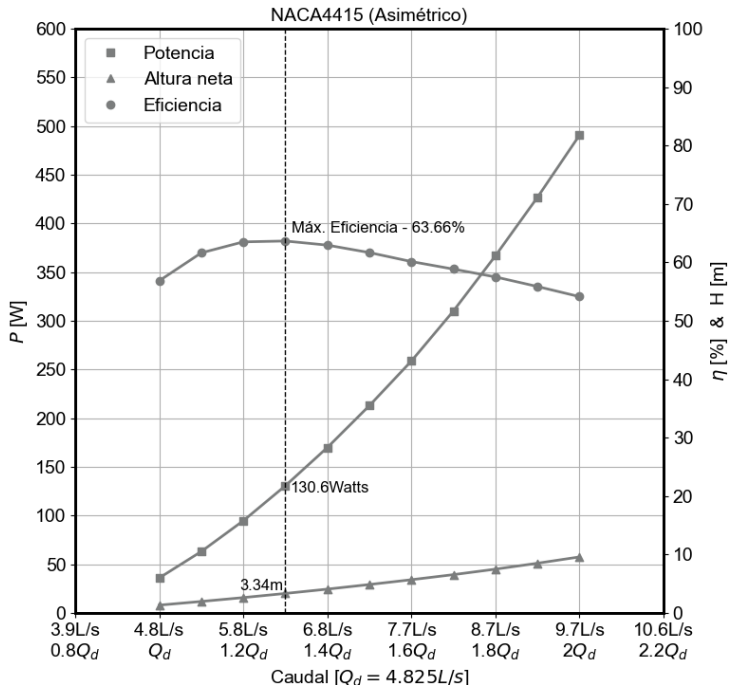


Figura 4.18. Potencia, Altura neta y Eficiencia del perfil NACA4415.

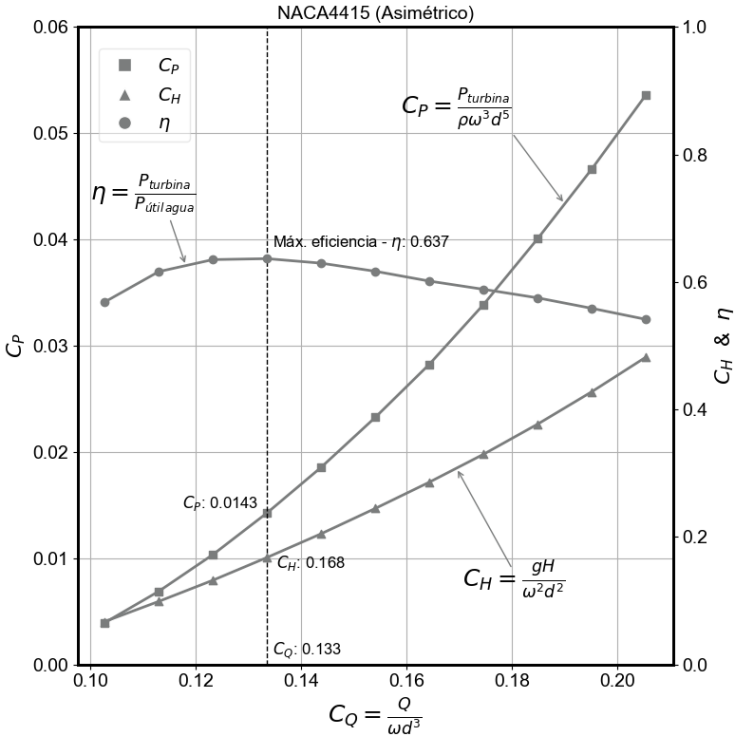


Figura 4.19. Coeficientes característicos del perfil NACA4415.

NACA7506

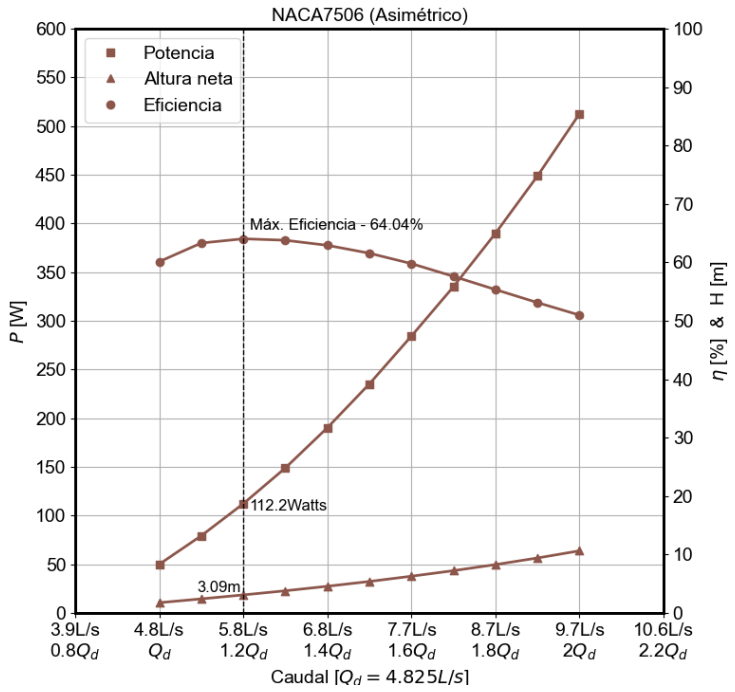


Figura 4.20. Potencia, Altura neta y Eficiencia del perfil NACA7506.

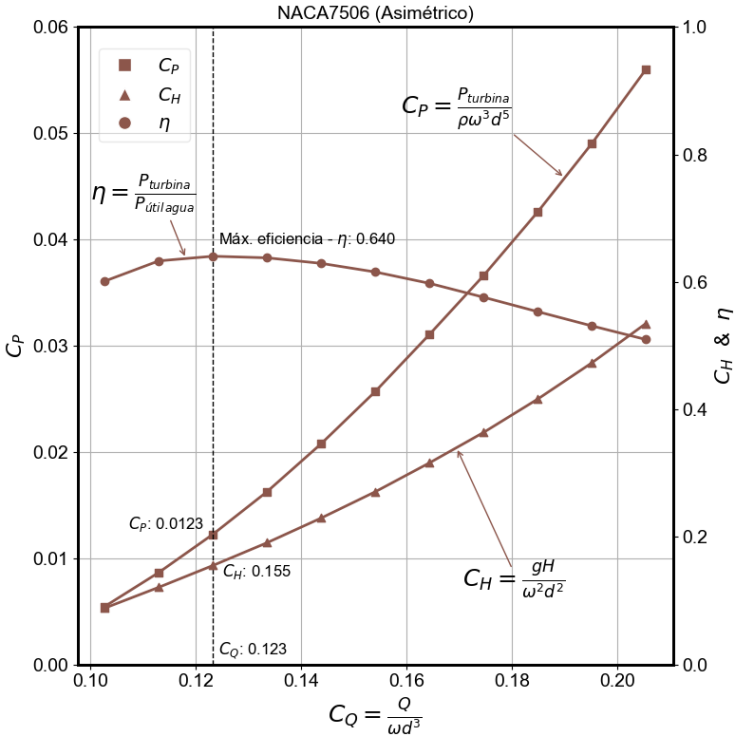


Figura 4.21. Coeficientes característicos del perfil NACA7506.

S809

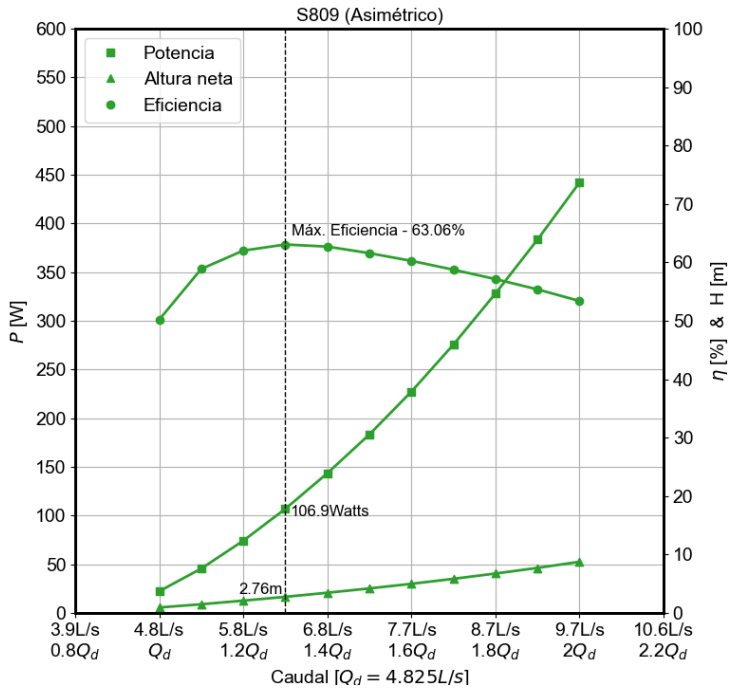


Figura 4.22. Potencia, Altura neta y Eficiencia del perfil S809.

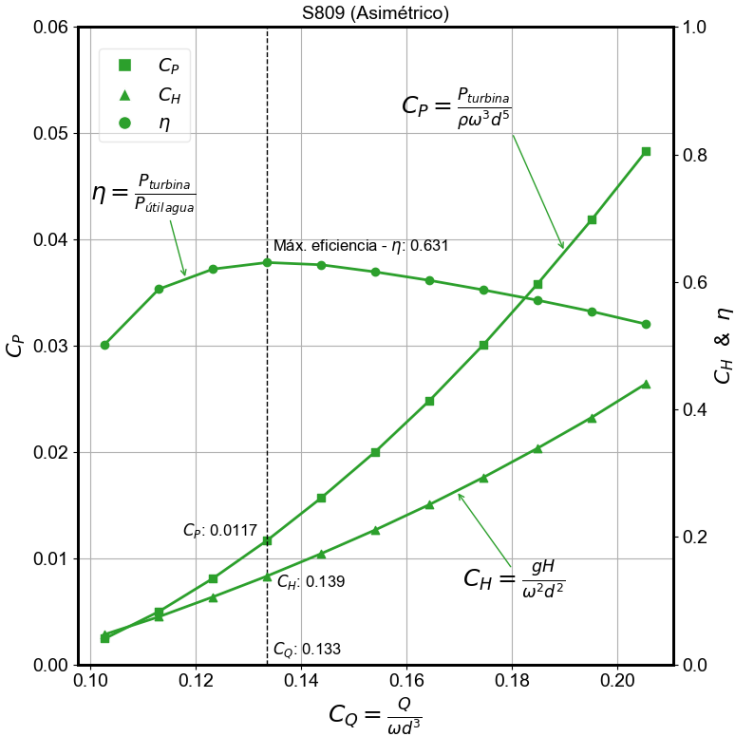


Figura 4.23. Coeficientes característicos del perfil S809.

E817

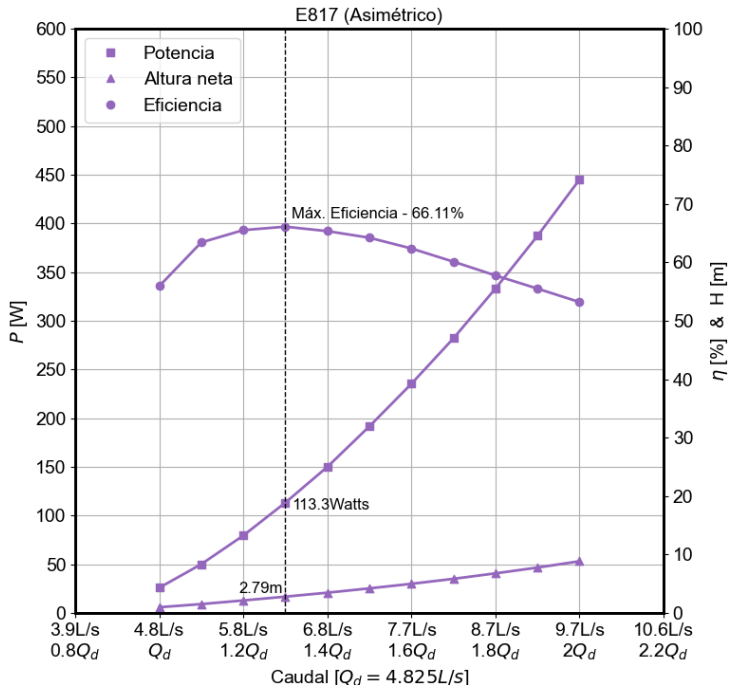


Figura 4.24. Potencia, Altura neta y Eficiencia del perfil E817.

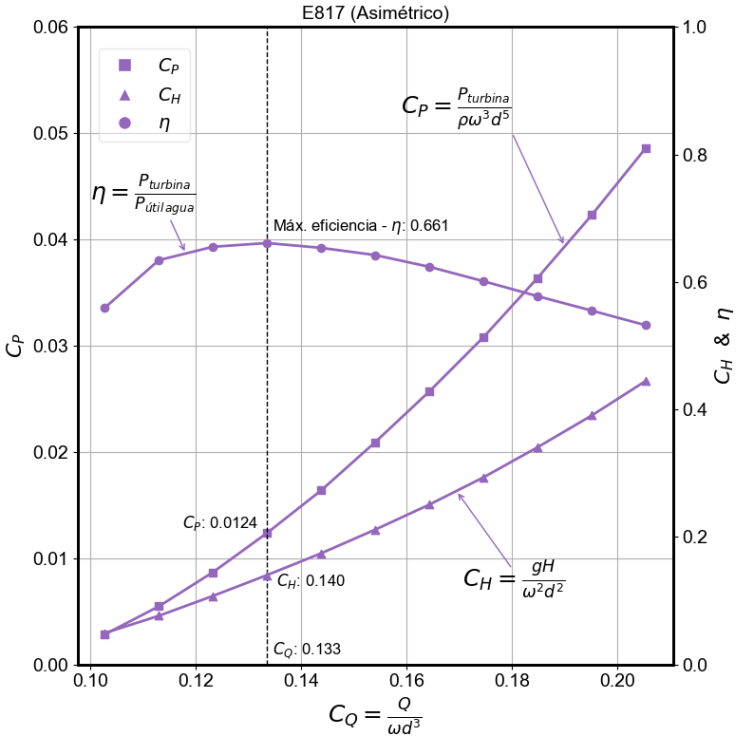


Figura 4.25. Coeficientes característicos del perfil E817.

NACA0015

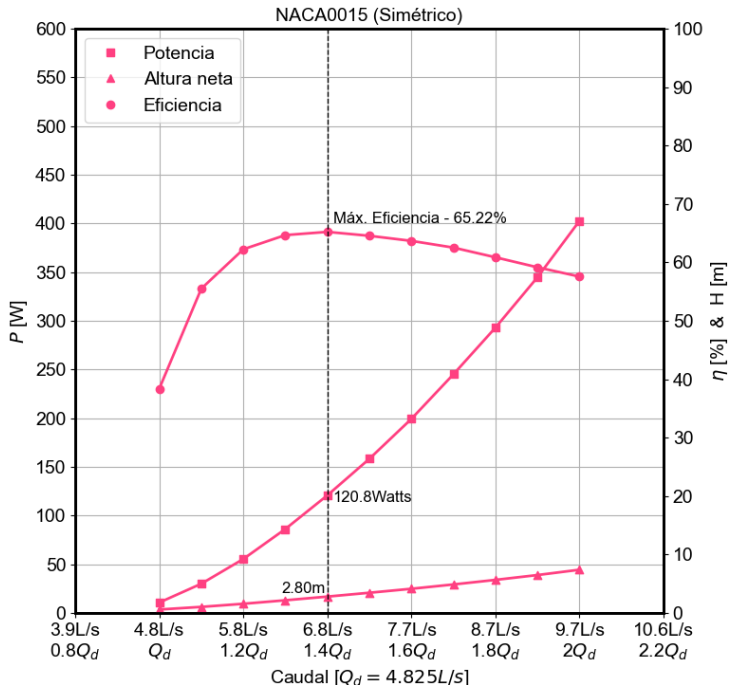


Figura 4.26. Potencia, Altura neta y Eficiencia del perfil NACA0015.

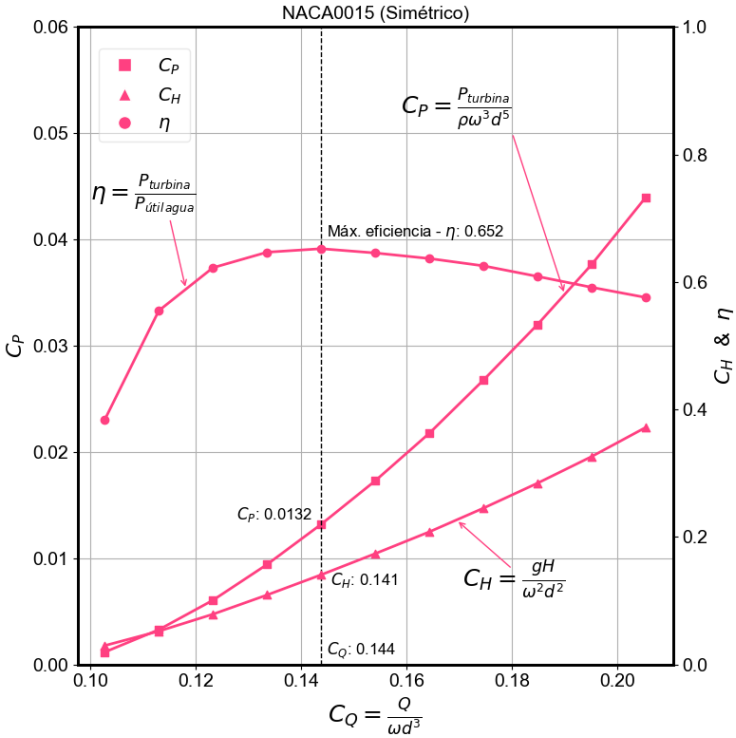


Figura 4.27. Coeficientes característicos del perfil NACA0015.

NACA0020

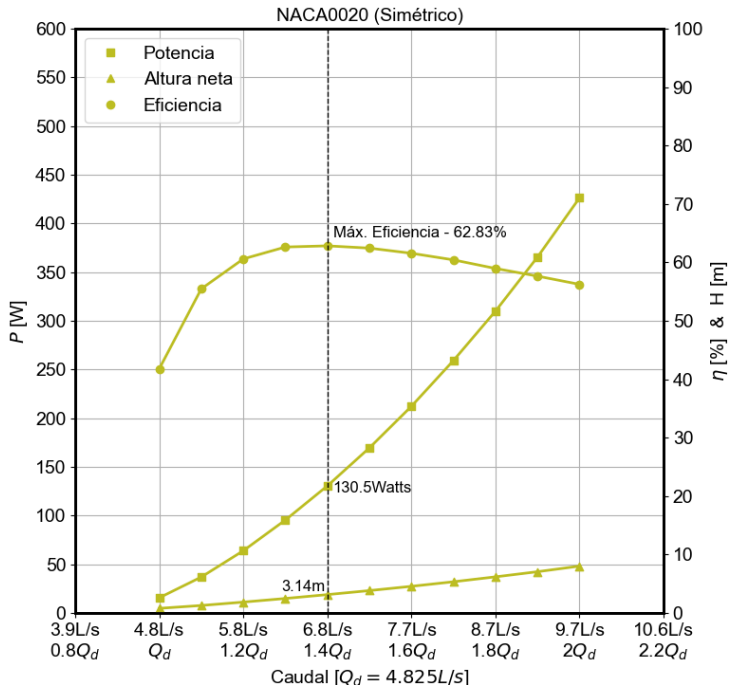


Figura 4.28. Potencia, Altura neta y Eficiencia del perfil NACA0020.

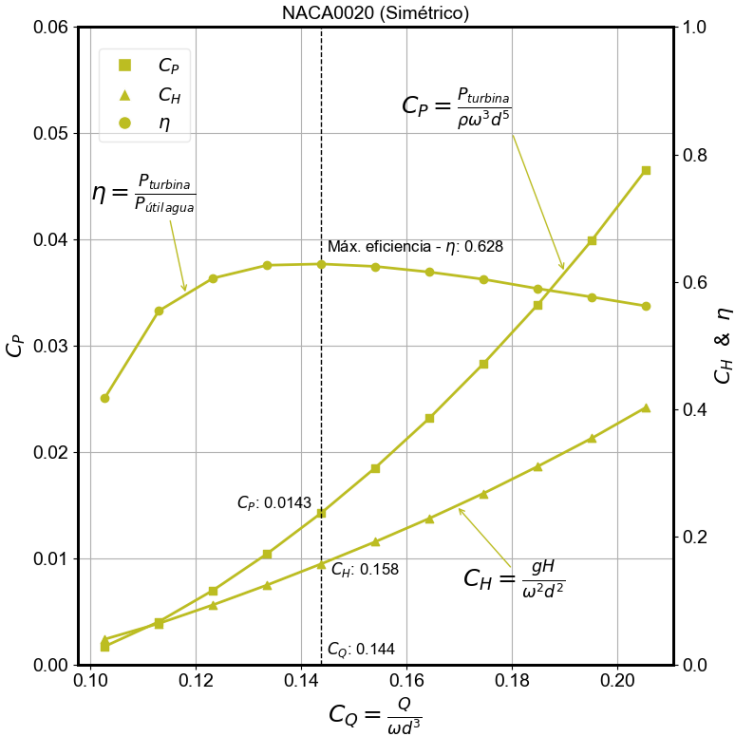


Figura 4.29. Coeficientes característicos del perfil NACA0020.

S1046

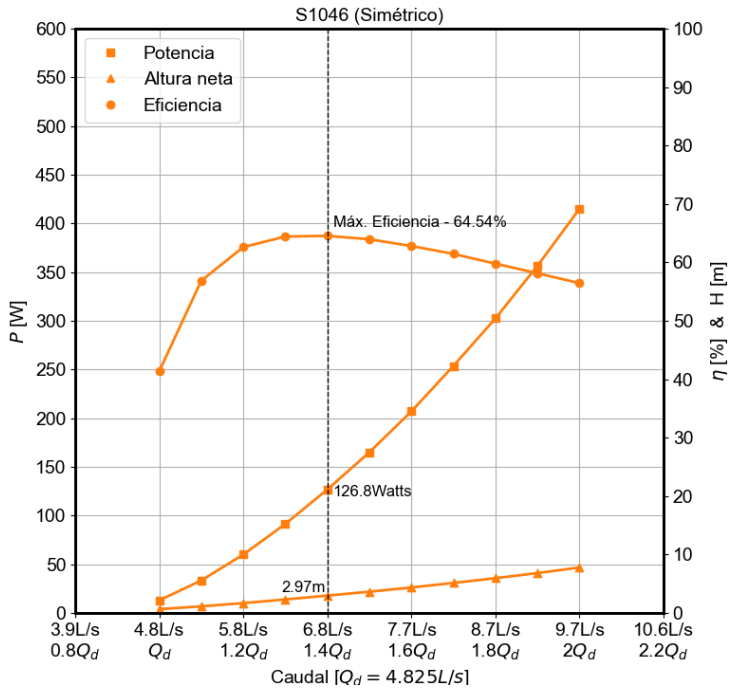


Figura 4.30. Potencia, Altura neta y Eficiencia del perfil S1046.

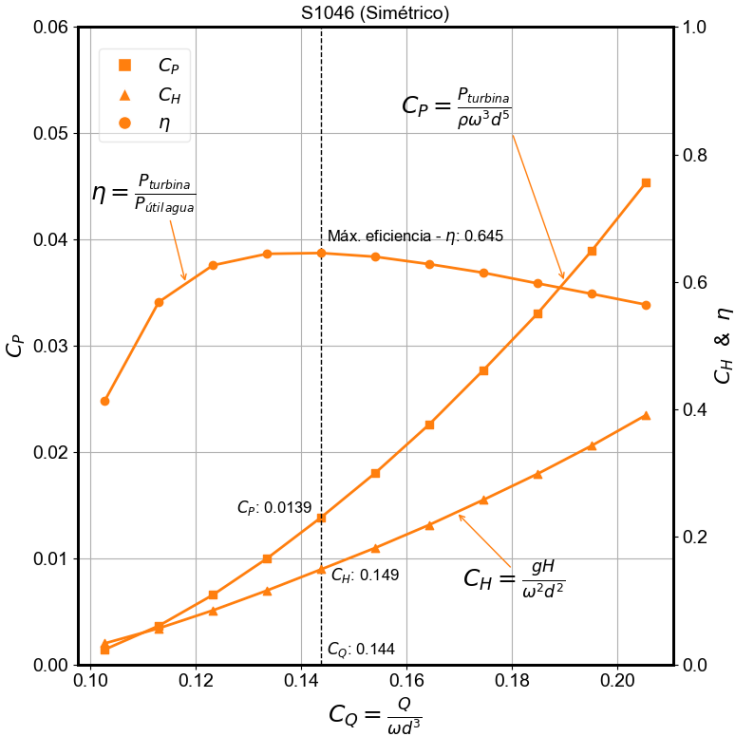


Figura 4.31. Coeficientes característicos del perfil S1046.

4.5 Potencia y eficiencia

En la Figura 4.32 se presentan la potencia y la eficiencia de la microturbina para los diferentes perfiles. La máxima eficiencia de cada perfil se destaca en color rojo y están numeradas de mayor a menor, mientras que las potencias correspondientes a cada eficiencia máxima también se resaltan en rojo.

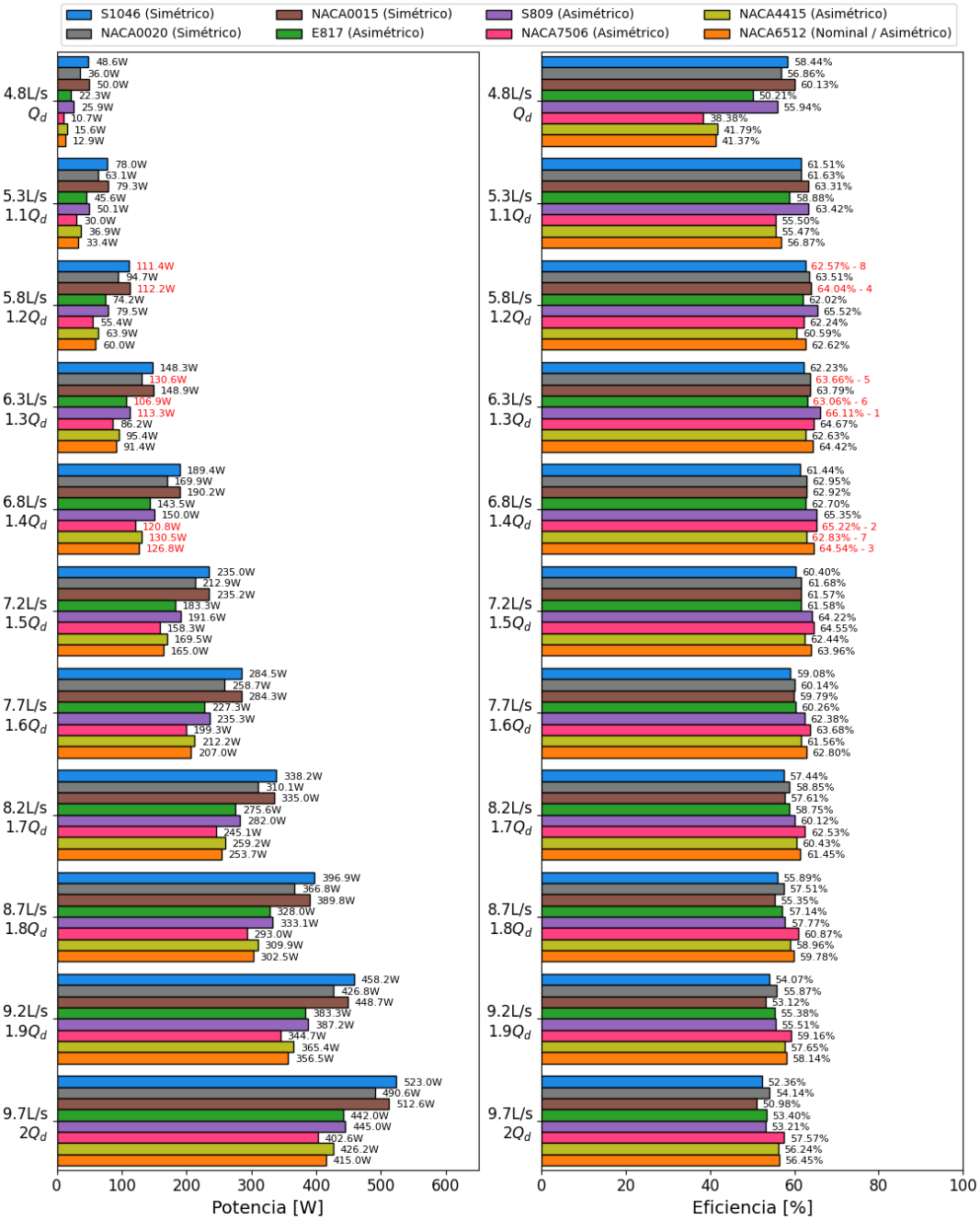


Figura 4.32. Potencia y eficiencia de la microturbina con cada perfil.

4.6 Distribución de presión en la turbina

Las Figuras 4.33, 4.34 y 4.35 muestran los contornos de presión en la superficie de la microturbina para los distintos perfiles, en los caudales de mayor eficiencia. Se observa que la microturbina con los perfiles que generan mayor potencia presenta una mayor presión en el lado presión de sus álabes en comparación con aquellas que generan menor potencia.

A 1.2Q_d, el perfil NACA7506 (112.2 W) presenta una mayor presión en el lado de presión de los álabes de ambos rotores en comparación con el perfil NACA0015 (55.4 W). De manera similar, a 1.3Q_d, el perfil NACA7506 (148.3 W) mantiene esta superioridad frente al perfil NACA0015 (86.2 W). Esta tendencia continúa a 1.4Q_d, donde el perfil NACA7506 (190.2 W) muestra una presión superior en comparación con el perfil NACA0015 (120.8 W).

Estos resultados respaldan la teoría de sustentación en turbinas, que establece que el torque, y por ende la potencia de la turbina, está directamente relacionada con la sustentación de los álabes. Los perfiles asimétricos generan una mayor sustentación debido a su diferencia de presión entre el lado de succión y el lado presión. Esto, a su vez, se traduce en un mayor torque y, por lo tanto, en una potencia mayor en comparación a la de los perfiles simétricos.

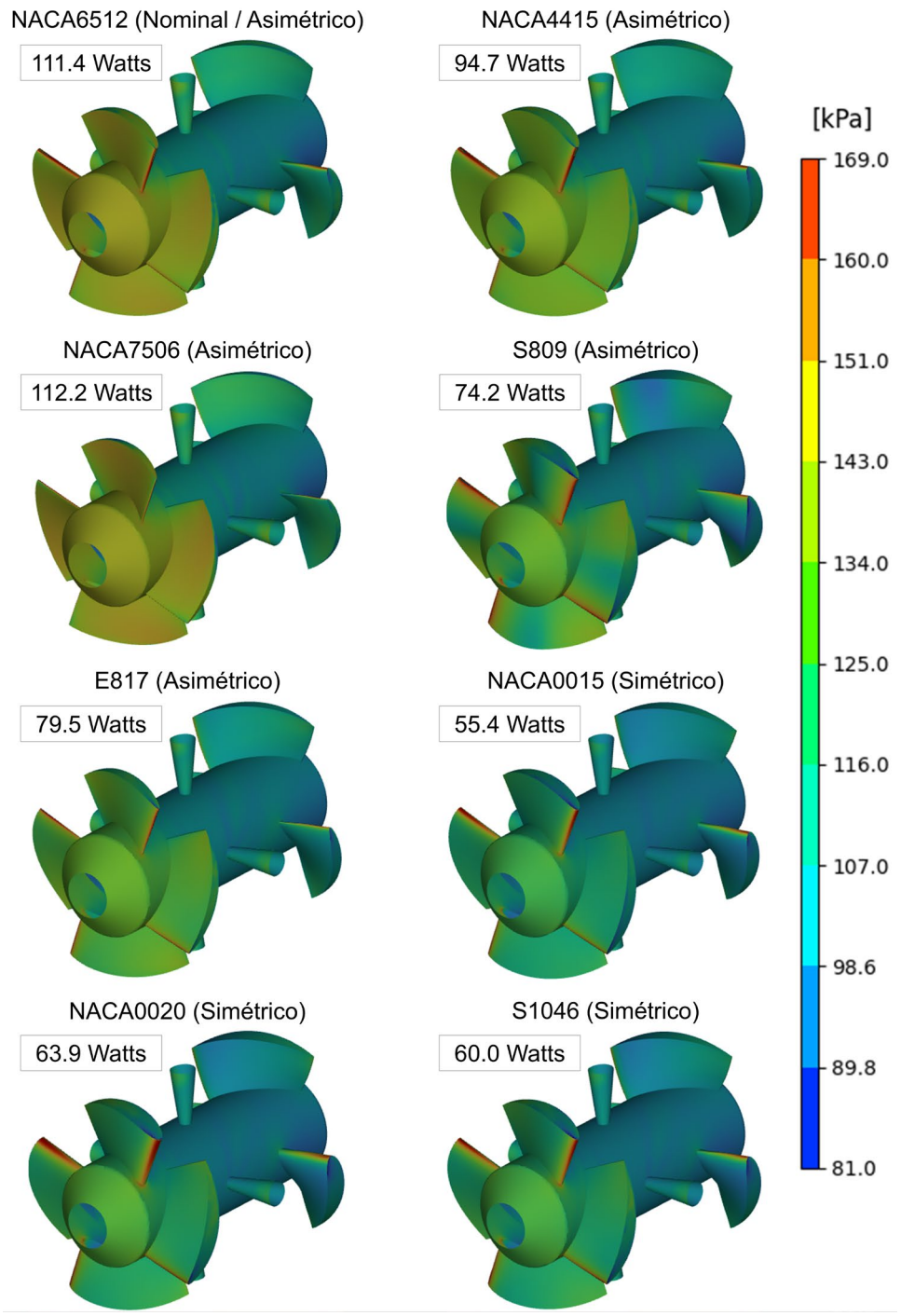


Figura 4.33. Contornos presión en la superficie de la microturbina a $1.2Q_d$.

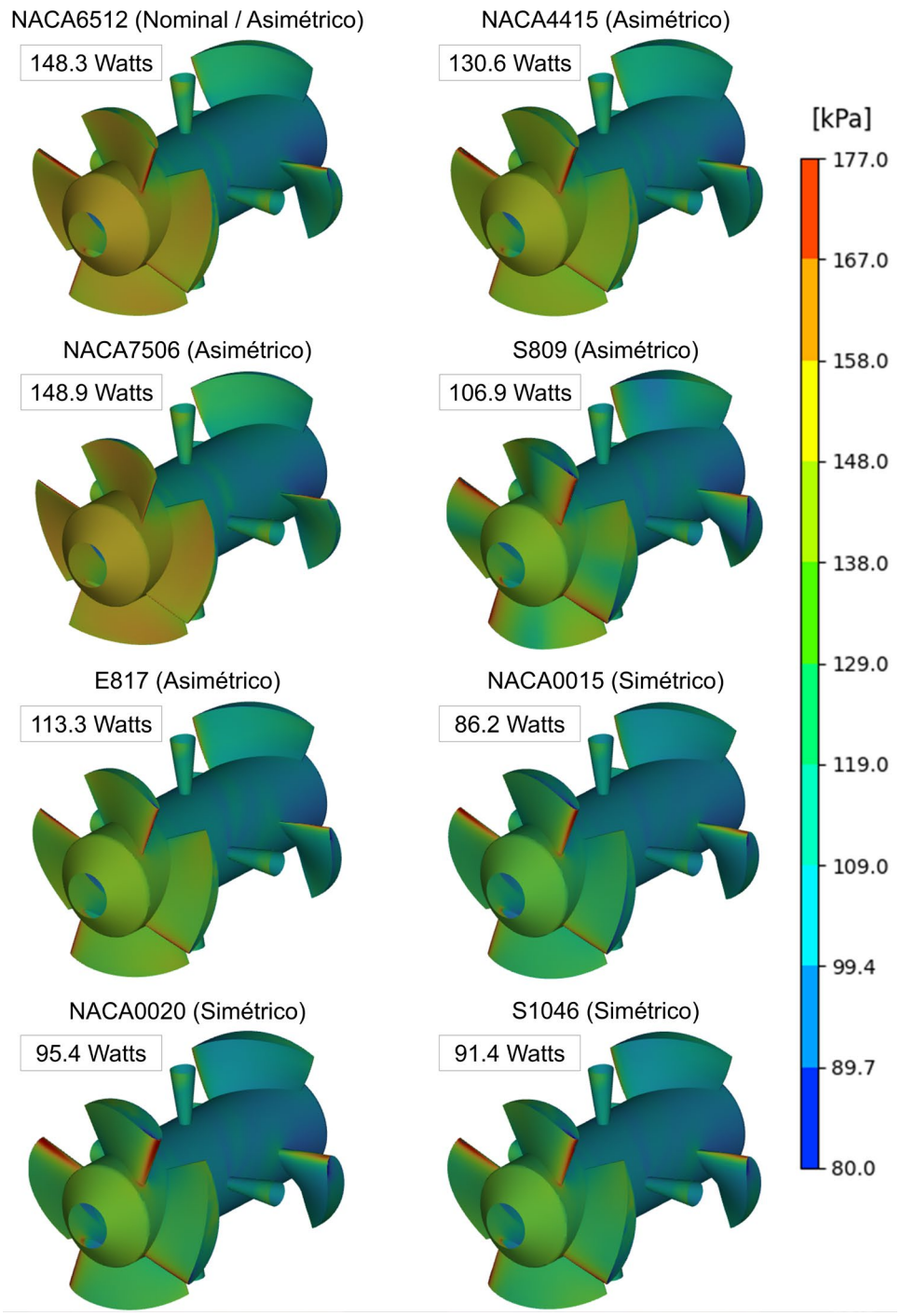


Figura 4.34. Contornos presión en la superficie de la microturbina a $1.3Q_d$.

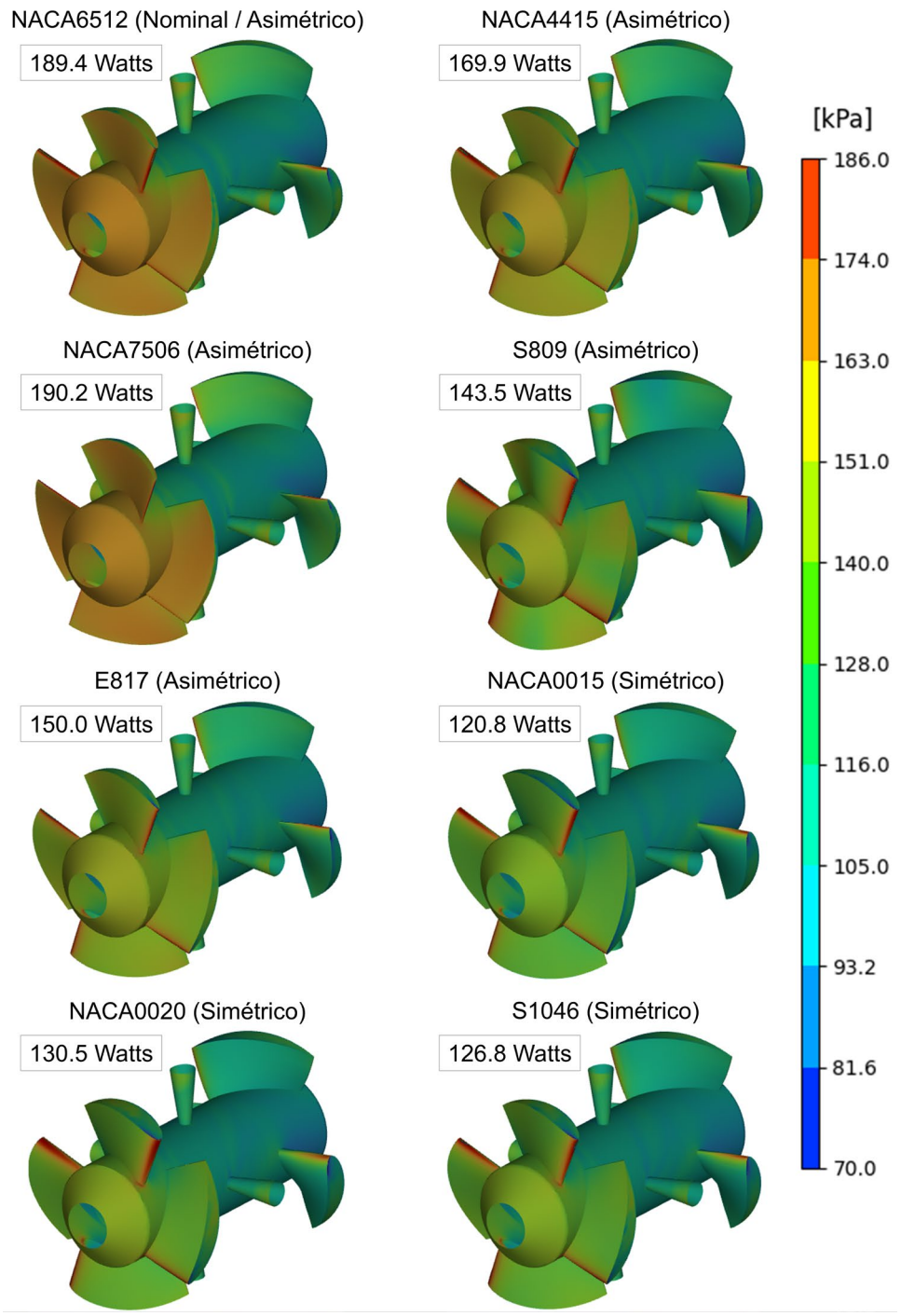


Figura 4.35. Contornos presión en la superficie de la microturbina a $1.4Q_d$.

4.7 Contornos de presión

En esta investigación la carga hidrostática neta o altura neta está relacionada con la diferencia de presión estática entre los puntos aguas arriba y aguas abajo de la microturbina (Ecuación 13), es decir, la caída de presión estática a través de esta [37,54]. En este subcapítulo se presentan los contornos de presión del fluido en la microturbina.

Las Figuras 4.36, 4.37 y 4.38 muestran los contornos de presión del fluido a través de la microturbina a una altura radial media (R21.89 mm), correspondientes a los caudales donde los perfiles hidrodinámicos alcanzan su mayor eficiencia. Como se puede observar, los perfiles con mayor altura neta presentan una mayor diferencia de presión entre los puntos aguas arriba y aguas abajo de la microturbina. Como se analizó en el subcapítulo 4.2, el perfil NACA6512 presenta la mayor altura neta y, por lo tanto, la mayor caída de presión, mientras que el perfil NACA0015 muestra la menor altura neta y caída de presión (Tabla 4.19). Al evaluar los rotores individualmente, se mantiene la misma tendencia, los perfiles NACA6512 y NACA0015 presentan la mayor y menor altura neta, respectivamente (Tabla 4.20 y 4.21).

Tabla 4.19. Perfiles con mayor y menor caída de presión en la turbina.

Perfiles	$1.2Q_d$	$1.3Q_d$	$1.4Q_d$
NACA6512	30.7 kPa	37.9 kPa	45.6 kPa
NACA0015	15.3 kPa	21.2 kPa	27.4 kPa

Tabla 4.20. Perfiles con mayor y menor caída de presión en el rotor delantero.

Perfiles	$1.2Q_d$	$1.3Q_d$	$1.4Q_d$
NACA6512	18.8 kPa	22.6 kPa	26.6 kPa
NACA0015	10.7 kPa	13.6 kPa	16.7 kPa

Tabla 4.21. Perfiles con mayor y menor caída de presión en el rotor trasero.

Perfiles	$1.2Q_d$	$1.3Q_d$	$1.4Q_d$
NACA6512	11.21 kPa	15.3 kPa	19.0 kPa
NACA0015	4.6 kPa	7.6 kPa	10.7 kPa

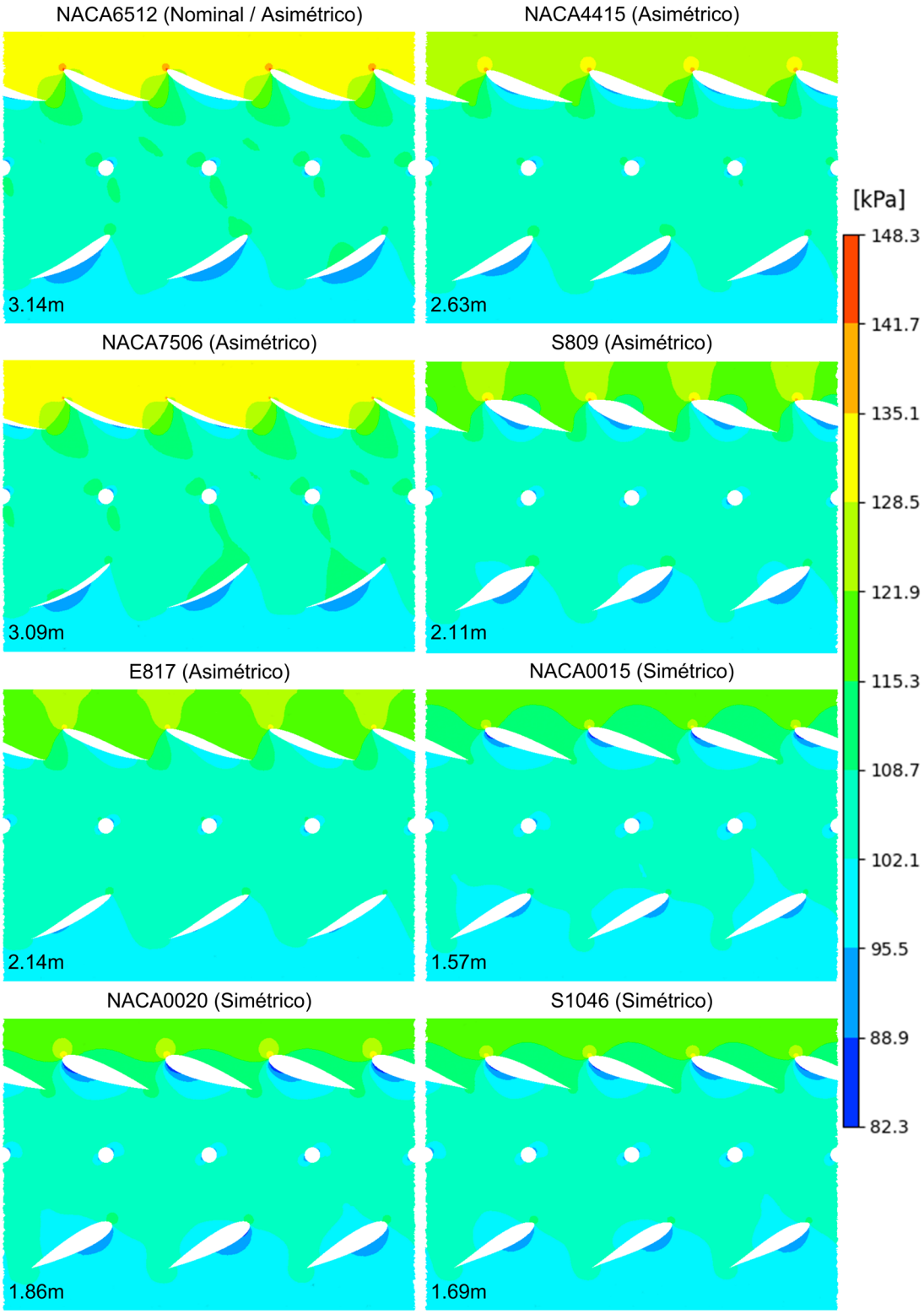


Figura 4.36. Contornos presión a través de la microturbina a $1.2Q_d$.

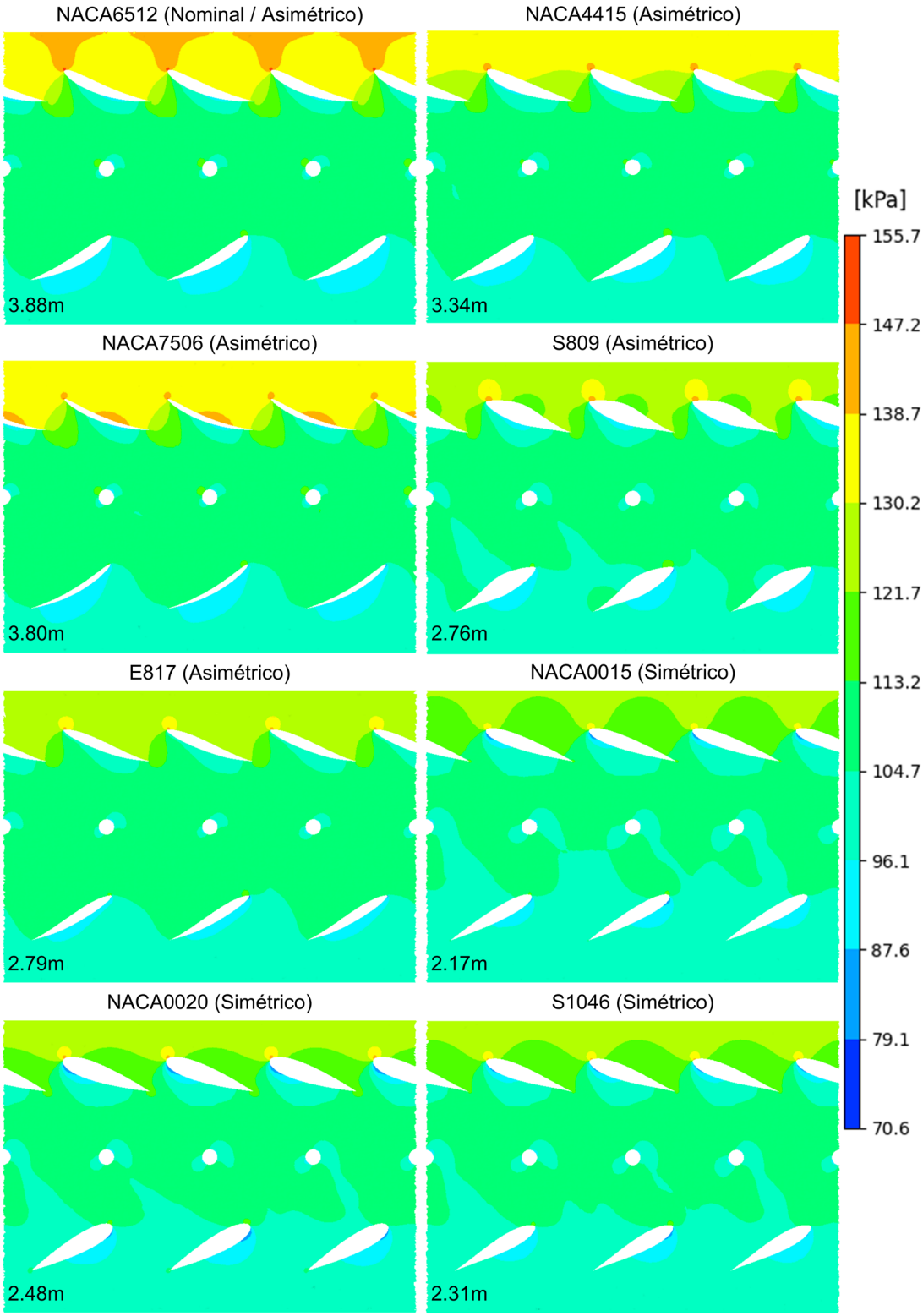


Figura 4.37. Contornos presión a través de la microturbina a $1.3Q_d$.

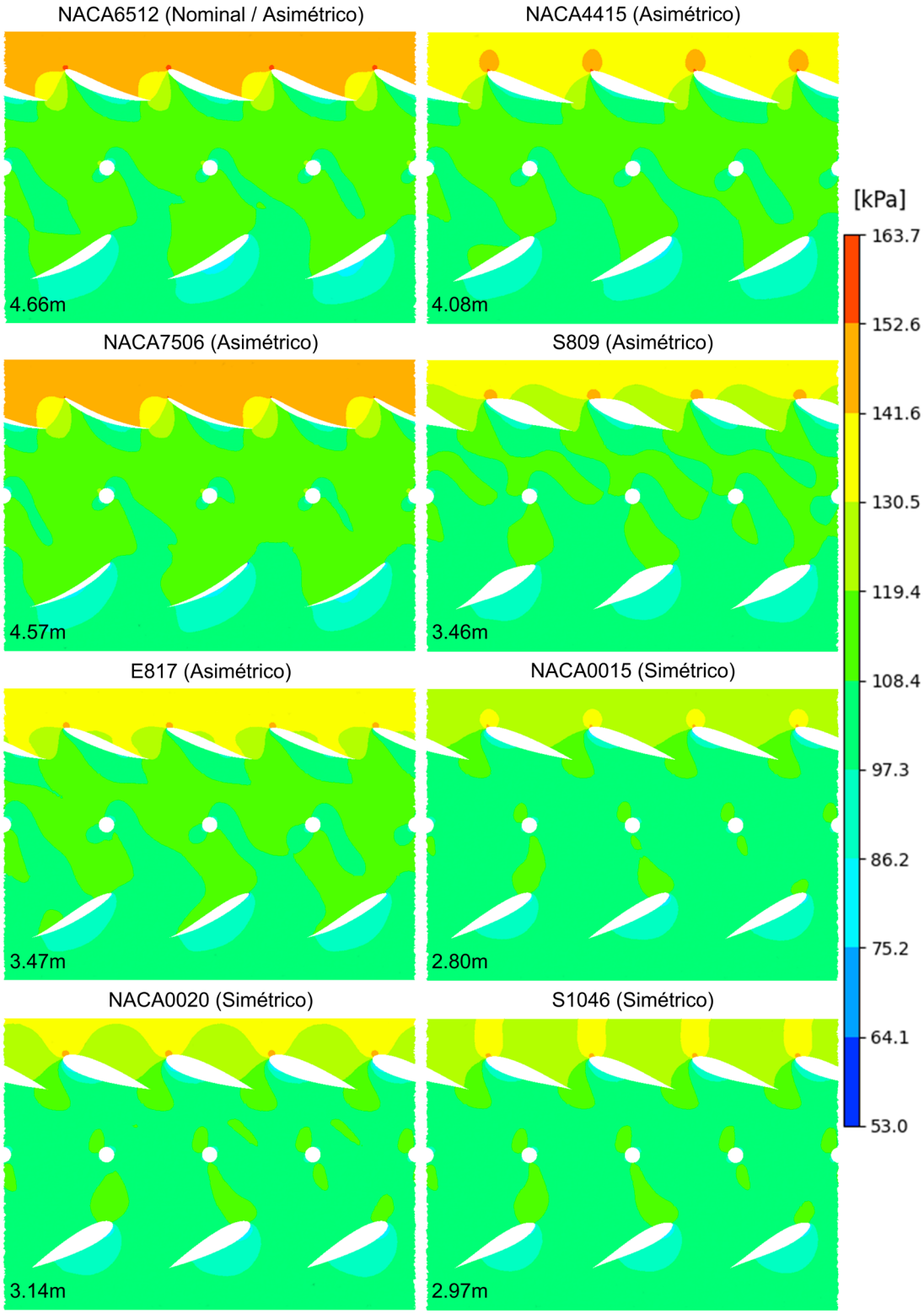


Figura 4.38. Contornos presión a través de la microturbina a $1.4Q_d$.

4.8 Vectores de velocidad

Los vectores de velocidad relativa describen el comportamiento del fluido al atravesar los rotores de la microturbina. El análisis de estos patrones de flujo permite establecer una correlación entre la distribución de velocidades y la eficiencia obtenida para diferentes caudales y perfiles hidrodinámicos. Esta relación es fundamental para comprender cómo las características del flujo influyen en la eficiencia de la microturbina. Para alcanzar una máxima eficiencia se espera que los vectores de velocidad relativa se alineen con la geometría de los álabes y sigan su curvatura, manteniendo un patrón de flujo ordenado y uniforme.

En este subcapítulo se presentan las Figuras 4.40 a 4.47, donde se analizan los campos de vectores de velocidad relativa para los diferentes perfiles hidrodinámicos en los caudales de máxima y mínima eficiencia (1.2Q_d, 1.3Q_d, 1.4Q_d y 2Q_d). Este análisis considera tres alturas radiales (16.53 mm, 21.89 mm y 26.97 mm), mostradas en la Figura 4.39, las cuales son debido a que tanto el ángulo de ataque como la solidez varían en función de la posición radial.

El objetivo de este estudio es establecer la correlación entre la eficiencia de la microturbina y el comportamiento de los flujos. En las figuras, los álabes del rotor delantero se ubican en la parte superior, mientras que los del rotor trasero están en la parte inferior.

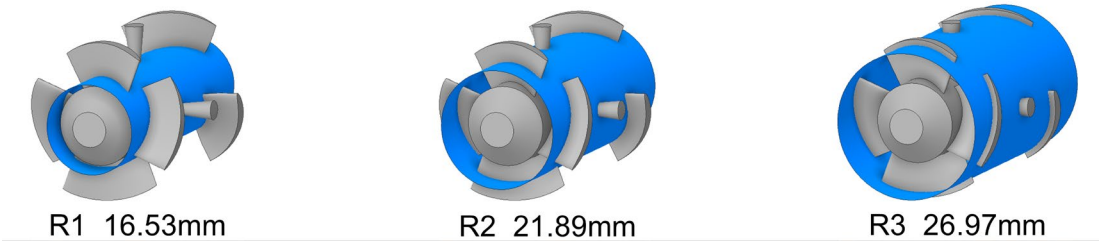


Figura 4.39. Alturas radiales.

La Figura 4.40 muestra los vectores de velocidad relativa para la turbina con perfil NACA6512. Para $1.2Q_d$, los vectores tienen una alineación favorable con la dirección de los álabes en las regiones R2 y R3, tanto en el rotor delantero como en el trasero. En la región R1, mientras el rotor delantero mantiene una alineación próxima a los álabes, el rotor trasero presenta una desviación notable.

A $2Q_d$, el rotor delantero mantiene una orientación de los vectores cercana a la dirección de los álabes. Sin embargo, el rotor trasero muestra desviaciones considerables en las regiones R2 y R3. Particularmente en la región R1 del rotor trasero, los vectores de velocidad relativa presentan una notable desviación respecto a la orientación de los álabes.

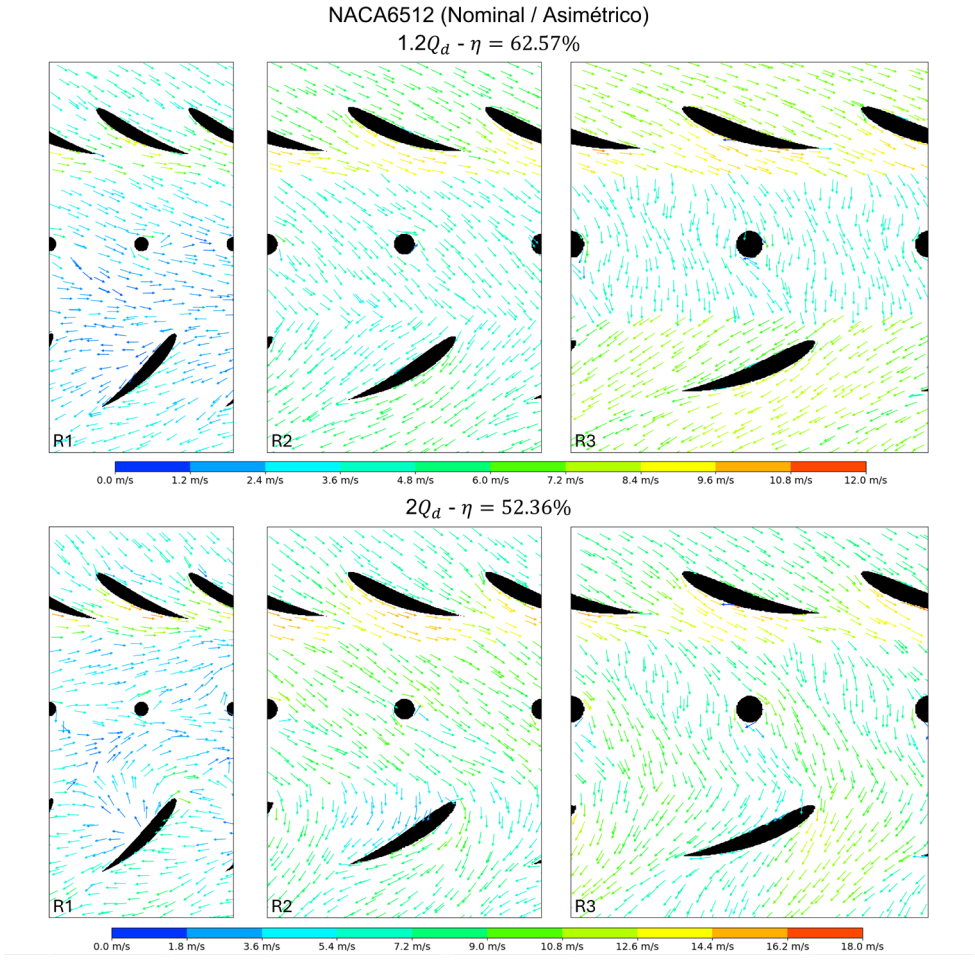


Figura 4.40. Vectores de velocidad del perfil NACA6512.

Los vectores de velocidad relativa para el perfil NACA4415 se muestran en la Figura 4.41. A $1.3Q_d$, los vectores en el rotor delantero muestran una dirección que se aproxima a la orientación de los álabes. En el rotor trasero, la región R1 presenta una ligera desviación, mientras que las regiones R2 y R3 mantienen una orientación aproximada a la de los álabes.

A $2Q_d$, el rotor delantero los vectores de velocidad tienen una alineación cercana con los álabes. En contraste, el rotor trasero presenta variaciones significativas, en la región R1 se evidencia una desviación considerable entre los vectores y la orientación de los álabes, mientras que las regiones R2 y R3, si bien muestran desviaciones, estas resultan menos pronunciadas.

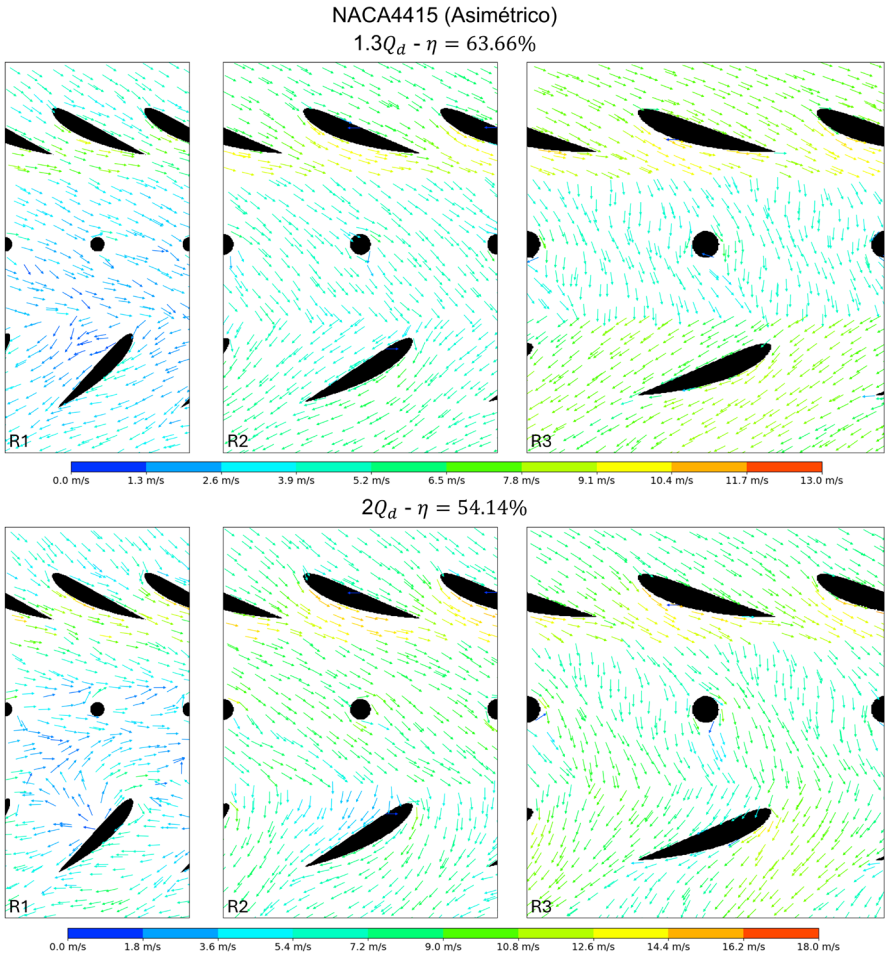


Figura 4.41. Vectores de velocidad del perfil NACA4415.

La Figura 4.42 muestra los vectores de velocidad relativa para el perfil NACA7506. A $1.2Q_d$, el rotor delantero presenta vectores que mantienen una clara alineación con la dirección de los álabes. En el rotor trasero, las regiones R2 y R3 presentan vectores alineados con la orientación de los álabes, mientras que en la región R1 se observa una ligera desviación.

A $2Q_d$, el rotor delantero muestra vectores con una ligera desviación respecto a la orientación de los álabes. En el rotor trasero, la región R1 presenta una desviación considerable de los vectores en relación con la orientación de los álabes, mientras que las regiones R2 y R3 presentan desviaciones menos pronunciadas.

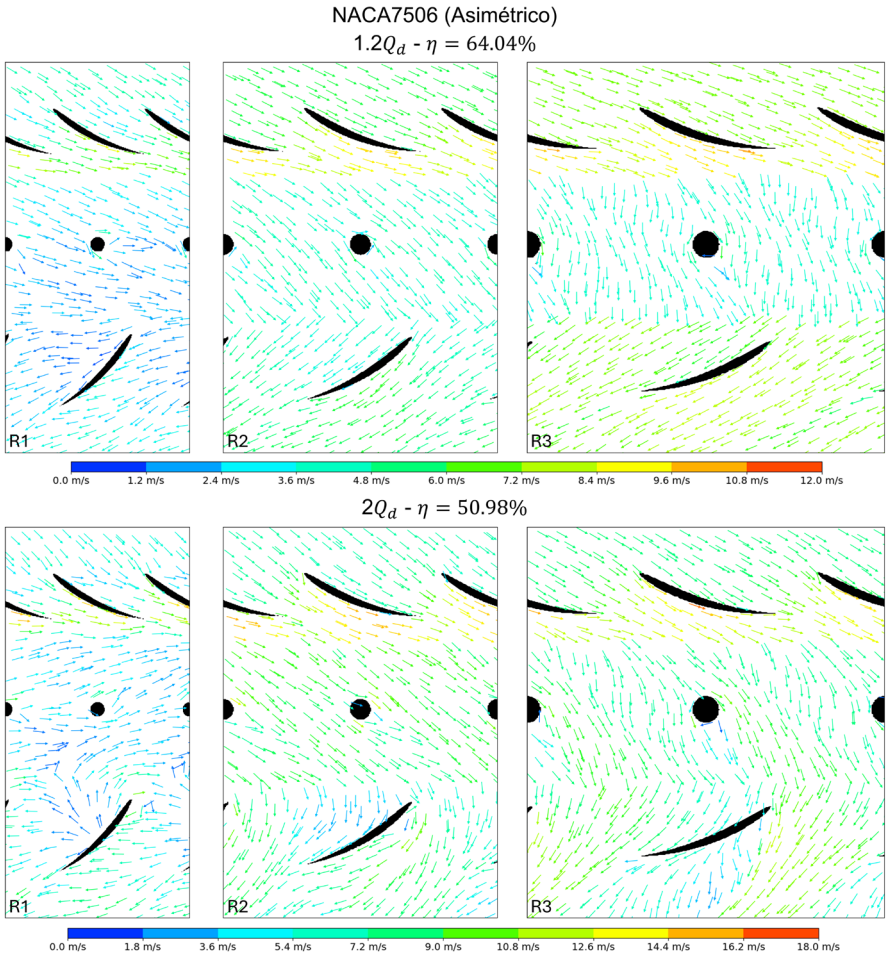


Figura 4.42. Vectores de velocidad del perfil NACA7506.

La Figura 4.43 muestra los vectores de velocidad relativa para el perfil S809. A $1.3Q_d$, los vectores en el rotor delantero mantienen una alineación cercana a la orientación de los álabes. En el rotor trasero, las regiones R2 y R3 muestran vectores con una orientación aproximada a la dirección de los álabes, mientras que en la región R1 se aprecia una ligera desviación.

A $2Q_d$, los vectores de velocidad en el rotor delantero conservan una alineación similar a la orientación de los álabes. Mientras que, en el rotor trasero las regiones R2 y R3 registran una ligera desviación de los vectores y en la región R1 se muestra una desviación más pronunciada respecto a la orientación de los álabes.

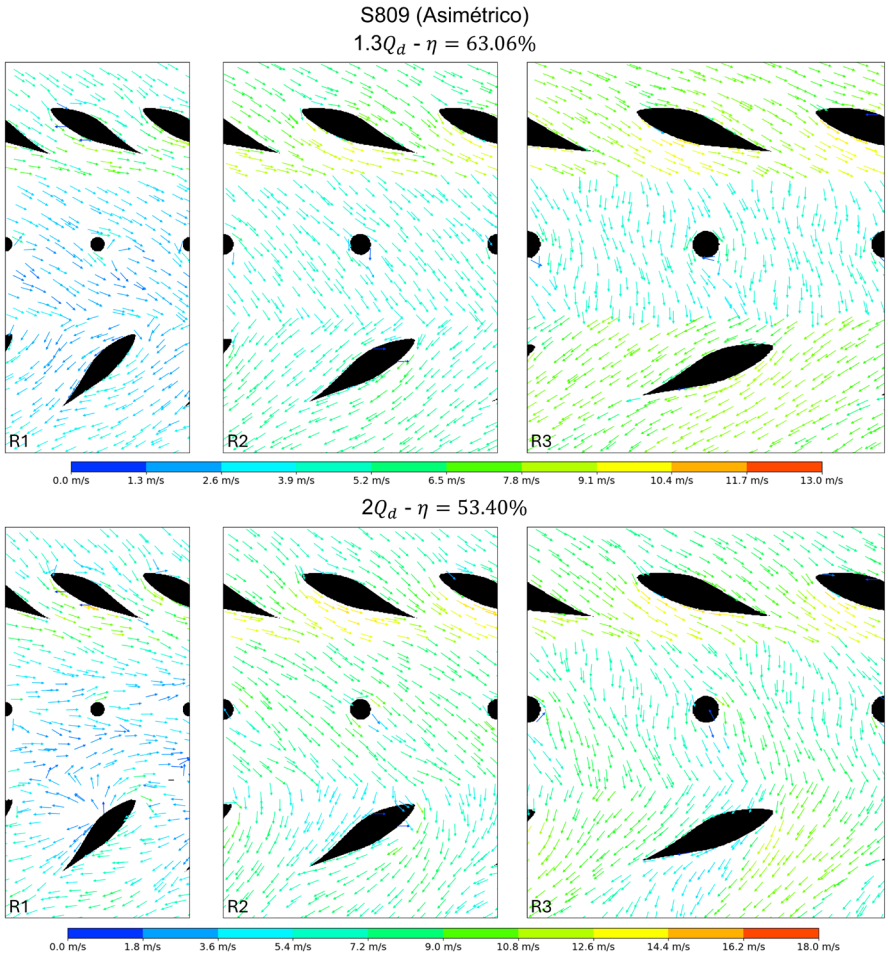


Figura 4.43. Vectores de velocidad del perfil S809.

Los vectores de velocidad relativa del perfil E817 se muestran en la Figura 4.44. A 1.3Q_d, los vectores en el rotor delantero siguen la misma dirección que los álabes. En el rotor trasero, las regiones R2 y R3 muestran vectores con una dirección similar a la orientación de los álabes, mientras que la región R1 presenta una ligera desviación.

A 2Q_d, los vectores en el rotor delantero mantienen una orientación similar a la de los álabes. En el rotor trasero se observan variaciones en las regiones R2 y R3 que muestran una ligera desviación respecto a la orientación de los álabes, mientras que en R1 la desviación es más pronunciada.

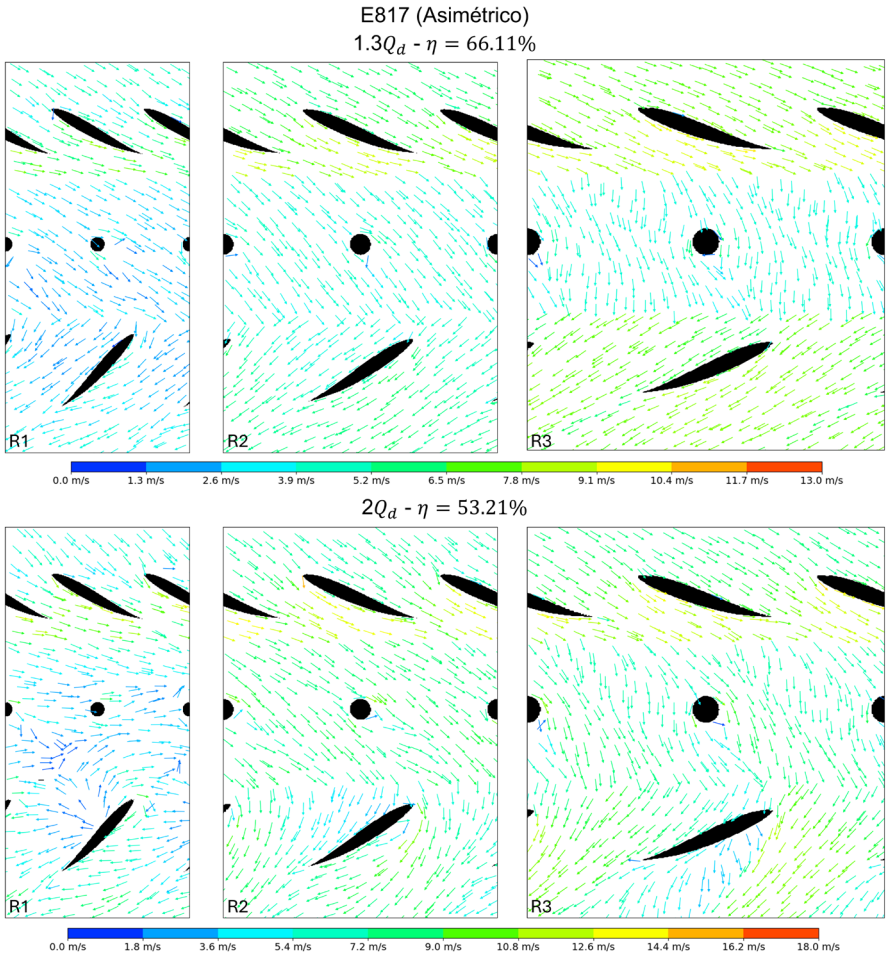


Figura 4.44. Vectores de velocidad del perfil E817.

La Figura 4.45 presenta los vectores de velocidad relativa para el perfil NACA0015. A $1.4Q_d$, los vectores en el rotor delantero muestran una alineación aproximada con la orientación de los álabes. El rotor trasero mantiene una tendencia similar, aunque en la región R1 se observa una ligera desviación.

A $2Q_d$, los vectores en el rotor delantero conservan una dirección cercana a la orientación de los álabes. En el rotor trasero, las regiones R2 y R3 presentan una leve desviación en la dirección de los vectores, mientras que en R1 se observa una desviación pronunciada respecto a la orientación de los álabes.

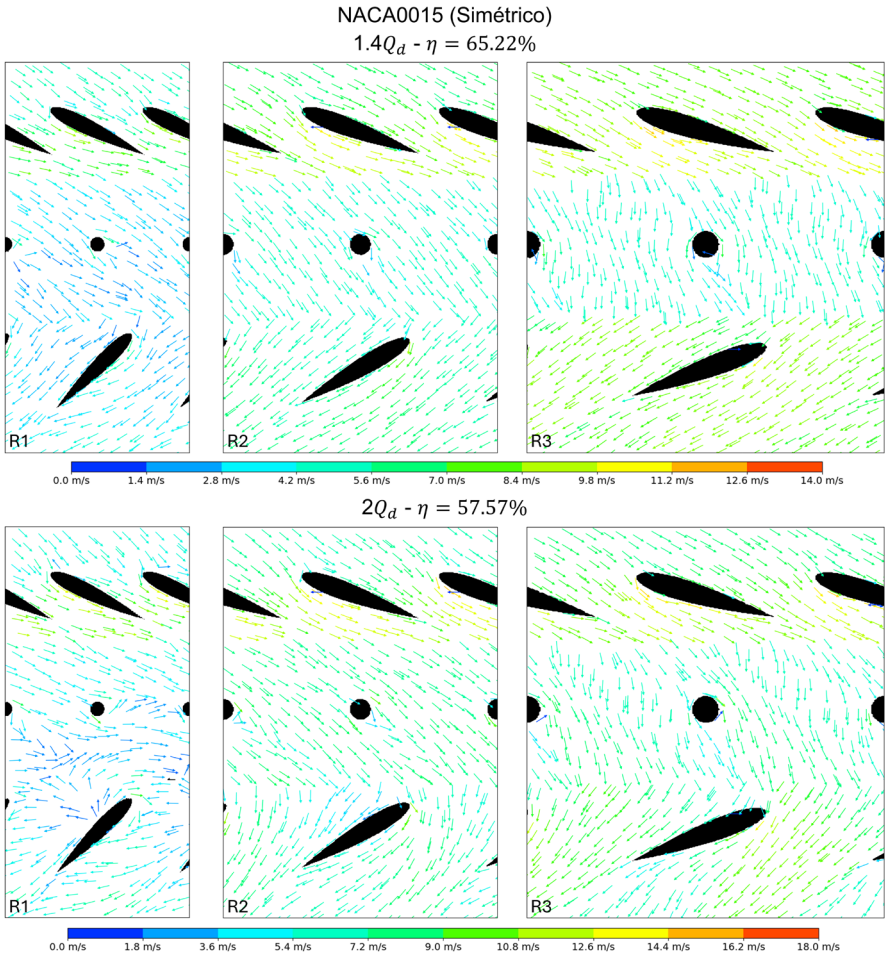


Figura 4.45. Vectores de velocidad del perfil NACA0015.

Los vectores de velocidad relativa del perfil NACA0020 se muestran en la Figura 4.46. A $1.4Q_d$, los vectores en el rotor delantero presentan una dirección cercana a la orientación de los álabes. El comportamiento en el rotor trasero es similar, presentándose una ligera desviación en la región R1.

A $2Q_d$, el rotor delantero mantiene vectores que siguen una dirección aproximada a la orientación de los álabes. En el rotor trasero, las regiones R2 y R3 muestran una leve desviación de los vectores, mientras que en R1 la desviación es más pronunciada respecto a la orientación de los álabes.

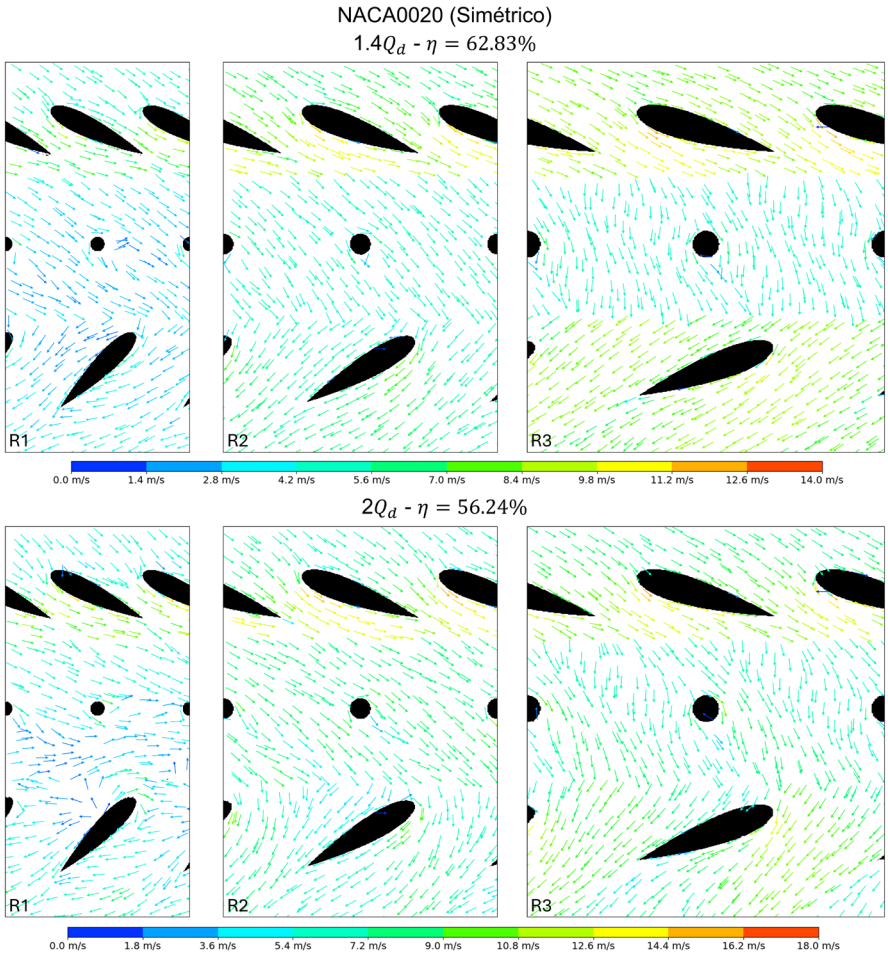


Figura 4.46. Vectores de velocidad del perfil NACA0020.

En la figura 4.47 se muestran los vectores de velocidad relativa para el perfil S1046. A $1.4Q_d$, los vectores del rotor delantero siguen una dirección alineada con la orientación de los álabes. Similar comportamiento se observa en el rotor trasero, donde solo la región R1 muestra una desviación menor.

Para $2Q_d$, los vectores en el rotor delantero conservan una orientación próxima a la de los álabes. En contraste, el rotor trasero presenta variaciones en las regiones R2 y R3 que muestran una ligera desviación en sus vectores, mientras que en R1 se aprecia una desviación más notable respecto a la orientación de los álabes.

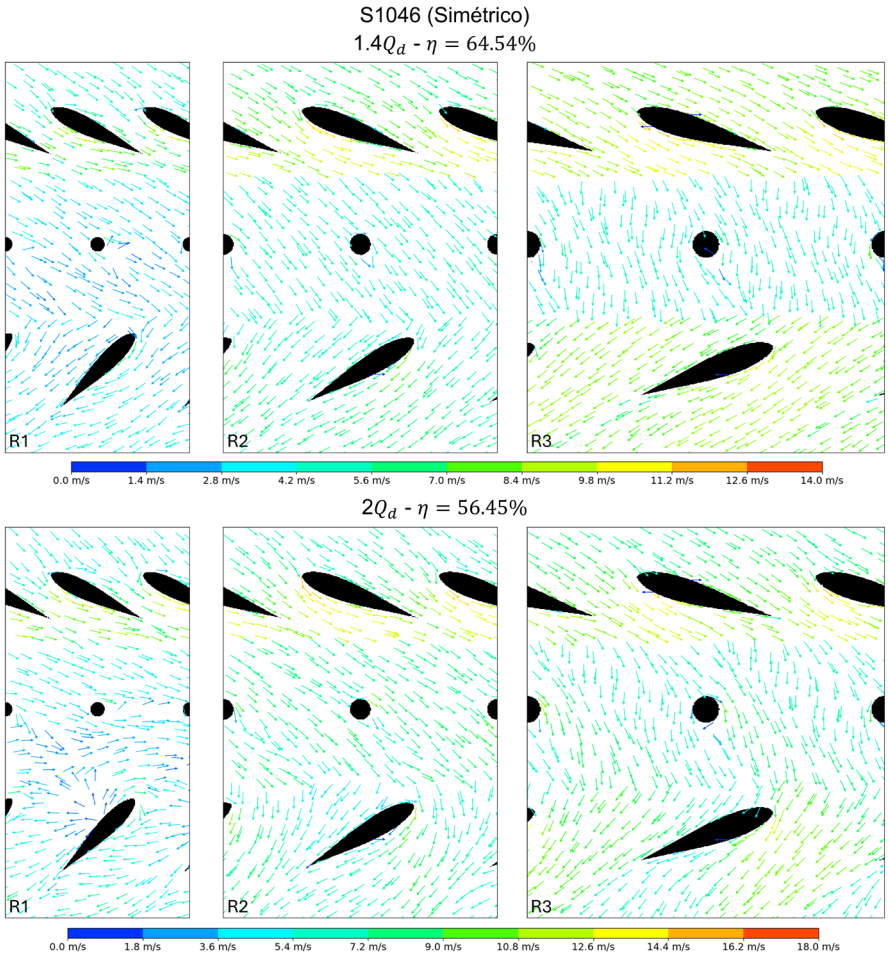


Figura 4.47. Vectores de velocidad del perfil S1046.

El análisis de los vectores de velocidad relativa para los diferentes perfiles hidrodinámicos estudiados revela patrones consistentes de comportamiento. A caudales entre $1.2Q_d$ y $1.4Q_d$, el rotor delantero y las regiones R2 y R3 del rotor trasero mantienen una alineación favorable con los álabes, presentándose solo ligeras desviaciones en la región R1 del rotor trasero. Sin embargo, cuando el caudal aumenta a $2Q_d$, mientras el rotor delantero conserva una alineación relativamente buena, el rotor trasero muestra un comportamiento más variable, con desviaciones pronunciadas en la región R1 y desviaciones moderadas a ligeras en las regiones R2 y R3.

Las Figuras 4.48, 4.49 y 4.50 presentan una comparación de los vectores de velocidad relativa entre los diferentes perfiles en sus caudales de mayor eficiencia ($1.2Q_d$, $1.3Q_d$ y $1.4Q_d$). En el rotor delantero, todos los perfiles mantienen sus vectores de velocidad relativamente alineados con la orientación de los álabes para los caudales analizados.

Las diferencias más significativas se observan en el rotor trasero, a $1.2Q_d$, los perfiles simétricos, junto con el perfil E817, muestran una mejor alineación con los álabes en comparación con los demás perfiles asimétricos. Esta diferencia es más notable en $1.3Q_d$, donde los perfiles asimétricos, sin incluir al perfil E817, presentan una desalineación más pronunciada respecto a los álabes en comparación con los perfiles simétricos. Al alcanzar $1.4Q_d$, los perfiles asimétricos, excluyendo el E817, presentan la desalineación más pronunciada de todos los caudales analizados, mientras que los perfiles simétricos mantienen una alineación aproximada con la orientación de los álabes.

Este comportamiento de los vectores se relaciona directamente con la eficiencia de la turbina, los perfiles que presentan vectores de velocidad relativa con una dirección similar a la orientación de los álabes alcanzan una mayor eficiencia en comparación con aquellos perfiles que muestran vectores desalineados respecto a la orientación de los álabes.

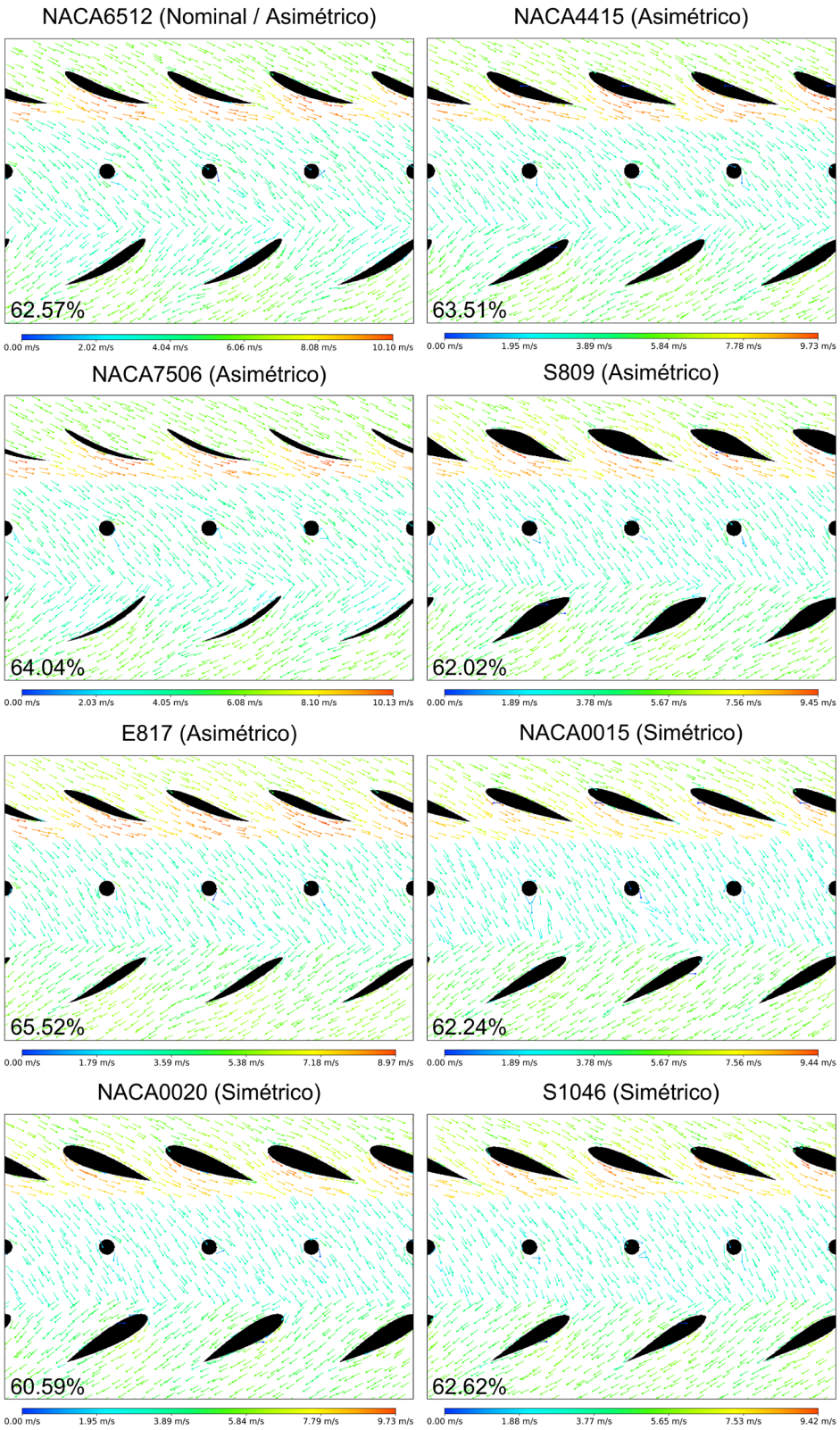


Figura 4.48. Vectores de velocidad del todos los perfiles a $1.2Q_d$.

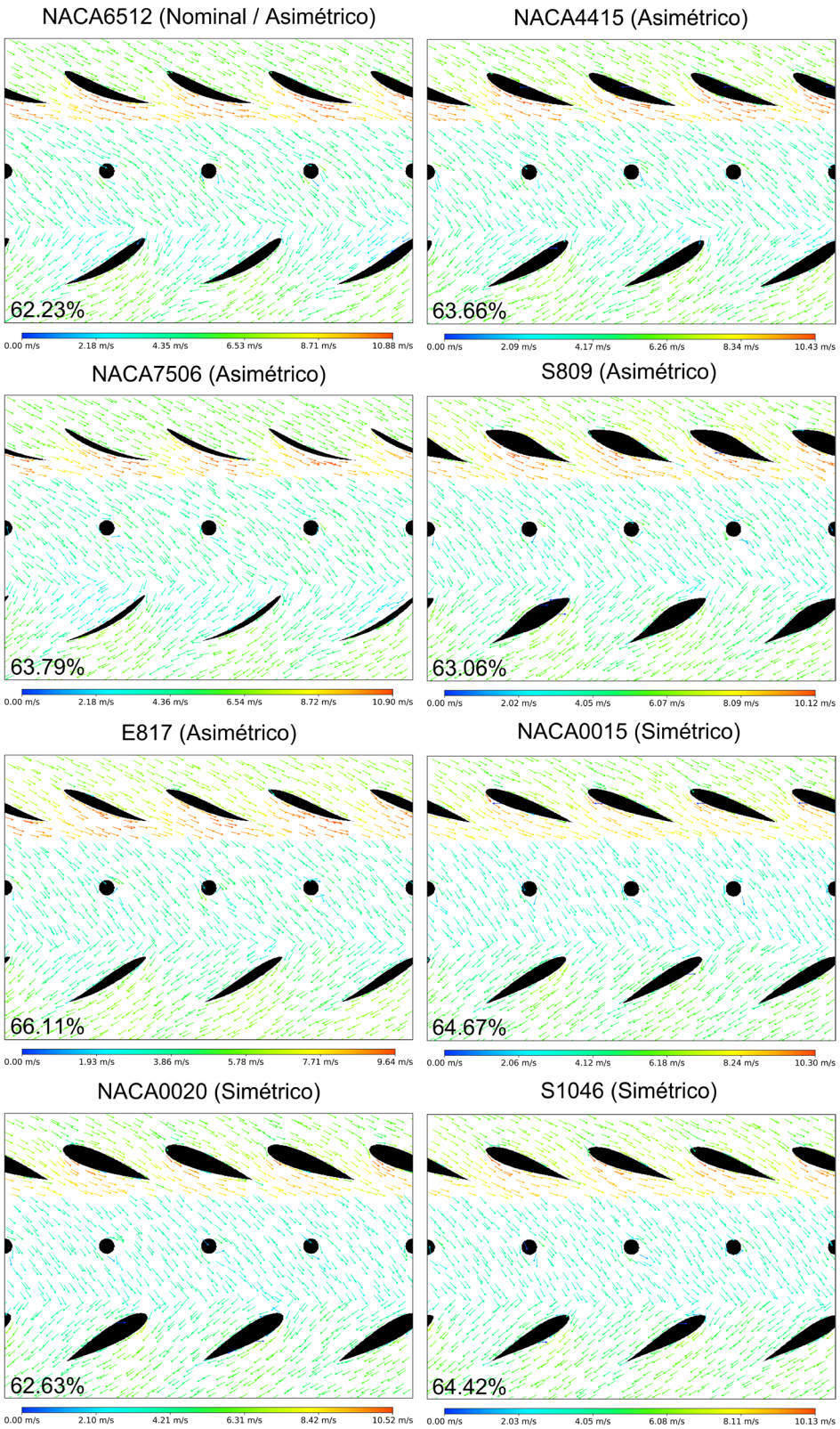


Figura 4.49. Vectores de velocidad del todos los perfiles a $1.3Q_d$.

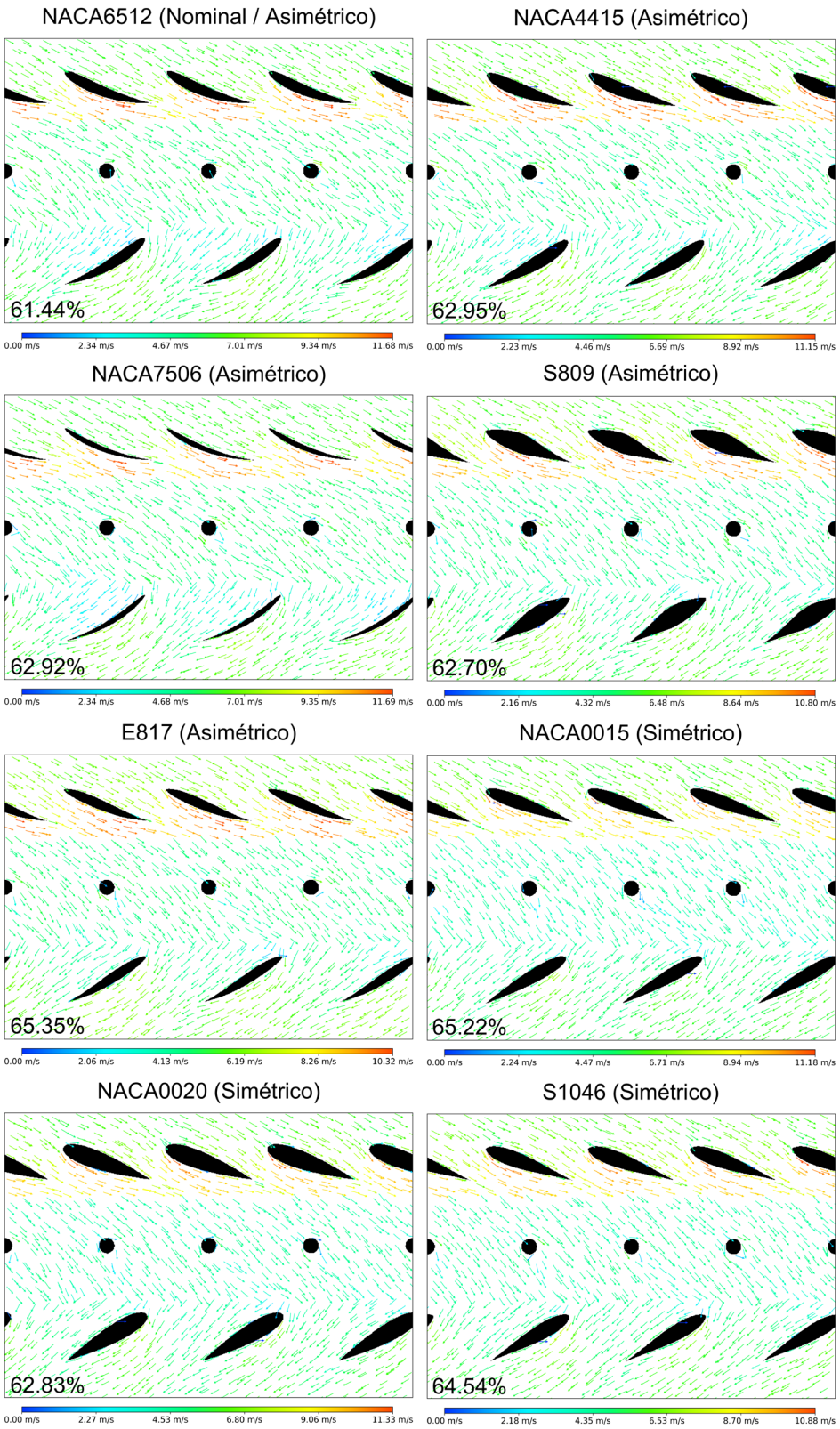


Figura 4.50. Vectores de velocidad del todos los perfiles a $1.4Q_d$.

Capítulo 5 - Conclusiones y Recomendaciones

5.1 Conclusiones

En la presente investigación se estudió el efecto del perfil hidrodinámico en la potencia y eficiencia de una microturbina hidráulica mediante dinámica de fluidos computacional (CFD). Se analizaron perfiles asimétricos (NACA6512, NACA4415, NACA7506, S809 y E817) y simétricos (NACA0015, NACA0020 y S1046). Se logró validar el modelo de CFD utilizado en las simulaciones mediante la comparación entre los resultados numéricos obtenidos con el perfil nominal y los datos experimentales del caso de referencia.

El estudio dio como resultado que cambiar la forma del perfil hidrodinámico en los álabes de la microturbina afecta directamente su potencia, altura neta y eficiencia:

5.1.1 Potencia

I. Los perfiles asimétricos generan mayor potencia en comparación con los perfiles simétricos. A Q_d, los perfiles asimétricos producen entre 22.3 W y 50.0 W, mientras que los perfiles simétricos generan entre 10.7 W y 15.6 W. A $2Q_d$, los asimétricos generan entre 442.0 W y 523.0 W, frente a los simétricos, que producen entre 402.6 W y 426.2 W.

II. Existe una correlación entre la sustentación de los álabes y la potencia generada. Los perfiles de mayor potencia, como el NACA7506 (148.3 W a $1.3Q_d$), presentan una mayor sustentación. Esto se debe a que presentan mayor presión en el lado presión que en el lado succión del álabe, en comparación con perfiles de menor potencia, como el NACA0015 (86.2 W a $1.3Q_d$). Esta diferencia de presiones, que genera mayor sustentación, se traduce en un incremento de torque y potencia. Así se explica la mayor potencia de los perfiles asimétricos frente a los simétricos.

III. El rotor delantero genera mayor potencia en comparación con el rotor trasero. Independientemente del perfil y el caudal analizados, el rotor delantero genera mayor potencia que el trasero. A Q_d el rotor delantero puede generar hasta el 99.9% de la potencia total y a $2Q_d$ presenta su porcentaje más bajo con 56.6% de la potencia total.

IV. La potencia del rotor trasero es casi nula a caudales bajos. El rotor trasero genera una potencia inferior a los 6 W a un Q_d , excepto en los perfiles NACA6512 y NACA7506, que producen menos de 14 W. Con ciertos perfiles, el rotor trasero genera menos del 1.3% de la potencia total a un Q_d. A $2Q_d$, el rotor trasero sigue presentando una baja generación de potencia, y dependiendo del perfil, genera menos del 10% de la potencia total.

5.1.2 Altura neta

I. Los perfiles asimétricos presentan mayor altura neta en comparación con los perfiles simétricos. A Q_d, presentan entre 0.94 m y 1.76 m, mientras que los perfiles simétricos presentan entre 0.59 m y 0.79 m. A $2Q_d$, los asimétricos presentan entre 8.76 m y 10.64 m, frente a los simétricos, que presentan entre 7.4 m y 8.02 m.

5.1.3 Eficiencia

I. La eficiencia máxima del perfil nominal es superada por la eficiencia de cada uno de los perfiles estudiados. A pesar de generar mayor potencia, el perfil NACA6512 es menos eficiente que los demás perfiles estudiados. Con una eficiencia máxima de 62.57% a $1.2Q_d$, se encuentra por debajo de la mayoría de las eficiencias alcanzadas por los otros perfiles analizados.

II. De todos los perfiles, el perfil E817 presenta la mayor eficiencia. A $1.3Q_d$, el perfil E817 alcanza una eficiencia de 66.11%, la más alta entre los perfiles estudiados. Esta eficiencia incrementa en 3.54% la eficiencia de la turbina respecto al perfil nominal.

III. Los perfiles asimétricos presentan mayor eficiencia a caudales bajos. A caudales entre Q_d y $1.2Q_d$, los perfiles asimétricos presentan mayor eficiencia en comparación con los perfiles simétricos. A Q_d, los asimétricos alcanzan eficiencias entre 50.21% y 60.13%, mientras que los simétricos se encuentran entre 38.38% y 41.79%.

IV. Los perfiles simétricos presentan mayor eficiencia a caudales altos. A caudales entre $1.7Q_d$ y $2Q_d$ los perfiles simétricos presentan mayor eficiencia en comparación con los asimétricos. A $2Q_d$, los simétricos alcanzan eficiencias entre 56.24% y 57.57%, mientras que los asimétricos entre 50.98% y 54.14%.

V. En ambos rotores el perfil E817 presenta la mayor eficiencia. En el rotor delantero, el perfil con la mayor eficiencia máxima es el E817, con un 68.36% a $1.2Q_d$, mientras que el perfil NACA6512 alcanza la menor eficiencia con un 63.94% al mismo caudal. En el rotor trasero, el perfil E817 registra la mayor eficiencia máxima, con un 63.17% a $1.3Q_d$, mientras que el perfil NACA0020 presenta la menor, con un 59.33% a $1.5Q_d$.

VI. Los vectores de velocidad relativa tiene concordancia con las eficiencias de los diferentes perfiles. En los caudales de mayor eficiencia de los perfiles, entre $1.2Q_d$ y $1.4Q_d$, los vectores de velocidad relativa mantienen una alineación favorable con los álabes en el rotor delantero y en las regiones R2 y R3 del rotor trasero. Sin embargo, a $2Q_d$, un caudal de menor eficiencia, los vectores de velocidad en el rotor trasero muestran mayores desviaciones, especialmente en la región R1, lo que afecta notablemente su eficiencia, mientras que el rotor delantero presenta una menor desalineación.

5.1.4 Selección del perfil según el objetivo

Si se busca maximizar la potencia, los perfiles NACA6512 y NACA7506 son los más adecuados para esta aplicación. Por otro lado, si el objetivo es maximizar la eficiencia, el perfil E817 es el que ofrece los mejores resultados.

5.2 Recomendaciones

Para continuar avanzando en el estudio y optimización del rendimiento de estas tecnologías emergentes de generación hidroeléctrica, las cuales minimizan el impacto ambiental en los ecosistemas circundantes, se recomienda:

I. A corto plazo: Realizar un análisis utilizando Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) para evaluar el comportamiento de perfiles hidrodinámicos con características similares a los perfiles E817 y NACA7506. Además, determinar el efecto de las modificaciones en su espesor y cuerda en el desempeño de la microturbina.

II. A mediano plazo: Complementar la investigación con estudios experimentales que validen los resultados teóricos obtenidos mediante CFD y permitan analizar el desempeño de diferentes configuraciones de perfiles hidrodinámicos.

III. Profundizar en el estudio de los ángulos de ataque de los álabes, particularmente en las regiones de menor altura radial, donde la presente investigación reveló una desalineación entre los vectores de velocidad relativa y la orientación de los álabes, lo cual resulta en una disminución de la eficiencia del sistema.

IV. Se recomienda optimizar el diseño del rotor trasero mediante la modificación del número de álabes y el ajuste de los ángulos de ataque. Esta recomendación se basa en los resultados obtenidos, que muestran un menor rendimiento en términos de potencia y eficiencia del rotor trasero en comparación con el rotor delantero.

V. Se sugiere diseñar una variante de la microturbina para operar con un solo rotor, con el objetivo de evaluar su rendimiento a caudales bajos. Esto se justifica debido a que, en la presente investigación, el rotor trasero mostró una generación de potencia y eficiencia limitadas bajo condiciones de bajo caudal.

Referencias Bibliográficas

[1] T. Choudhury, U.N. Kayani, A. Gul, S.A. Haider, S. Ahmad, Carbon emissions, environmental distortions, and impact on growth, Energy Econ. 126 (2023) 107040. https://doi.org/10.1016/j.eneco.2023.107040.

[2] M. Kabir, U.E. Habiba, W. Khan, A. Shah, S. Rahim, P.R.D.L. Rios-Escalante, Z.-U.-R. Farooqi, L. Ali, M. Shafiq, Climate change due to increasing concentration of carbon dioxide and its impacts on environment in 21st century; a mini review, J. King Saud Univ. - Sci. 35 (2023) 102693. https://doi.org/10.1016/j.jksus.2023.102693.

[3] K.O. Yoro, M.O. Daramola, CO2 emission sources, greenhouse gases, and the global warming effect, in: Adv. Carbon Capture, Elsevier, 2020: pp. 3–28. https://doi.org/10.1016/B978-0-12-819657-1.00001-3.

[4] G. Semenova, Global environmental problems in the world, E3S Web Conf. 217 (2020) 11004. https://doi.org/10.1051/e3sconf/202021711004.

[5] L.C. Voumik, Md.A. Islam, S. Ray, N.Y. Mohamed Yusop, A.R. Ridzuan, CO2 Emissions from Renewable and Non-Renewable Electricity Generation Sources in the G7 Countries: Static and Dynamic Panel Assessment, Energies 16 (2023) 1044. https://doi.org/10.3390/en16031044.

[6] H. Ritchie, P. Rosado, M. Roser, Breakdown of carbon dioxide, methane and nitrous oxide emissions by sector, Our World Data (2024). https://ourworldindata.org/emissions-by-sector (accessed June 5, 2024).

[7] Electricity production by source, Our World Data (n.d.). https://ourworldindata.org/grapher/electricity-production-by-source (accessed June 5, 2024).

[8] C. Koç, A study on solutions and problems of hydroelectric power plants in the operation, Sustain. Water Resour. Manag. 8 (2022) 90. https://doi.org/10.1007/s40899-022-00677-2.

[9] A. Kuriqi, A.N. Pinheiro, A. Sordo-Ward, M.D. Bejarano, L. Garrote, Ecological impacts of run-of-river hydropower plants—Current status and future prospects on the brink of energy transition, Renew. Sustain. Energy Rev. 142 (2021) 110833. https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.110833.

[10] Y.M. Khir Alla, L. Liu, Impacts of Dams on the Environment: A Review, Int. J. Environ. Agric. Biotechnol. 6 (2021) 064–074. https://doi.org/10.22161/ijeab.61.9.

[11] Instituto Mexicano de Tecnología del Agua, Morelos, México, L. Coutiño Román, La energía hidroeléctrica en el contexto del cambio climático, Perspect. IMTA 2 (2021). https://doi.org/10.24850/b-imta-perspectivas-2021-21.

[12] R.K. Chaulagain, L. Poudel, S. Maharjan, A review on non-conventional hydropower turbines and their selection for ultra-low-head applications, Heliyon 9 (2023) e17753. https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2023.e17753.

[13] M.A. Sari, M. Badruzzaman, C. Cherchi, M. Swindle, N. Ajami, J.G. Jacangelo, Recent innovations and trends in in-conduit hydropower technologies and their applications in water distribution systems, J. Environ. Manage. 228 (2018) 416–428. https://doi.org/10.1016/j.jenvman.2018.08.078.

[14] Y. Nishi, N. Mori, N. Yamada, T. Inagaki, Study on the design method for axial flow runner that combines design of experiments, response surface method, and optimization method to one-dimensional design method, Renew. Energy 185 (2022) 96–110. https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.12.009.

[15] D. Biner, V. Hasmatuchi, D. Violante, S. Richard, S. Chevailler, L. Andolfatto, F. Avellan, C. Münch, Engineering & Performance of DuoTurbo:

Microturbine with Counter-Rotating Runners, IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci. 49 (2016) 102013. https://doi.org/10.1088/1755-1315/49/10/102013.

[16] O.D.M. Cifuentes, J.G. Uribe, D.A.H. Zuluaga, Numerical Simulation of a Propeller-Type Turbine for In-Pipe Installation, J. Adv. Res. Fluid Mech. Therm. Sci. 83 (2021) 1–16. https://doi.org/10.37934/arfmts.83.1.116.

[17] S. Jang, Y.-W. Je, Y.-J. Kim, Effect of Blade Leading and Trailing Edge Configurations on the Performance of a Micro Tubular Propeller Turbine Using Response Surface Methodology, Appl. Sci. 11 (2021) 5596. https://doi.org/10.3390/app11125596.

[18] D. Nan, T. Shigemitsu, S. Zhao, T. Ikebuchi, Y. Takeshima, Study on performance of contra-rotating small hydro-turbine with thinner blade and longer front hub, Renew. Energy 117 (2018) 184–192. https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.10.046.

[19] A. Vivas, A. Viedma, A. S. Kaiser, In-pipe axial pico-hydraulic tailored turbine design: A novel approach using a dimensionless design chart, Energy Convers. Manag. 250 (2021) 114884. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114884.

[20] A. Bizhanpour, N. Hasanzadeh, A.F. Najafi, F. Magagnato, Investigation of different deflector geometry and mechanism effect on the performance of an in-pipe hydro Savonius turbine, Appl. Energy 350 (2023) 121697. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2023.121697.

[21] Y. Murai, T. Umemura, H.J. Park, Y. Horimoto, Y. Tasaka, Experimental and theoretical fluid dynamics of spherical Savonius turbines operated in pipe flows, J. Fluids Struct. 127 (2024) 104105. https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2024.104105.

[22] N. Hasanzadeh, S.A. Payambarpour, A.F. Najafi, F. Magagnato, Investigation of in-pipe drag-based turbine for distributed hydropower

harvesting: Modeling and optimization, J. Clean. Prod. 298 (2021) 126710. https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.126710.

[23] C. Patel, V. Rathod, V. Patel, Effect of blade count on the performance of shrouded axial flow turbines, Sustain. Energy Technol. Assess. 65 (2024) 103779. https://doi.org/10.1016/j.seta.2024.103779.

[24] J. Armañanzas, M. Alcalá, J.P. Fuertes, J. Leon, A. Torres, M. Gil, Design and Experimentation of a Hydrokinetic Turbine for Electricity Generation in Closed Pipes, WSEAS Trans. FLUID Mech. 19 (2024) 64–71. https://doi.org/10.37394/232013.2024.19.7.

[25] D. Biner, V. Hasmatuchi, L. Rapillard, S. Chevailler, F. Avellan, C. Münch-Alligné, DuoTurbo: Implementation of a Counter-Rotating Hydroturbine for Energy Recovery in Drinking Water Networks, Sustainability 13 (2021) 10717. https://doi.org/10.3390/su131910717.

[26] P.K. Yadav, A. Kumar, S. Jaiswal, A critical review of technologies for harnessing the power from flowing water using a hydrokinetic turbine to fulfill the energy need, Energy Rep. 9 (2023) 2102–2117. https://doi.org/10.1016/j.egyr.2023.01.033.

[27] J.D. Betancur G., J.G. Ardila M, A. Ruiz S, Aerodynamic Profiles For Applications In Horizontal Axis Hydrokinetic Turbines, Int. J. Mech. Eng. Technol. 10 (2019) 1962–1973.

[28] B. Diego, A. Gonzalo, C. Lenin, Design and hydrodynamic analysis of horizontal-axis hydrokinetic turbines with three different hydrofoils by CFD, J. Appl. Eng. Sci. 18 (2020) 529–536. https://doi.org/10.5937/jaes0-25273.

[29] S. Yagmur, F. Kose, S. Dogan, A study on performance and flow characteristics of single and double H-type Darrieus turbine for a hydro farm application, Energy Convers. Manag. 245 (2021) 114599. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114599.

[30] G. Saini, R.P. Saini, Numerical Investigation of the Effect of Blade Profile of a Darrieus Hydrokinetic Turbine, in: 2018 5th IEEE Uttar Pradesh Sect. Int. Conf. Electr. Electron. Comput. Eng. UPCON, IEEE, Gorakhpur, 2018: pp. 1–6. https://doi.org/10.1109/UPCON.2018.8597073.

[31] A. Benzerdjeb, B. Abed, H. Achache, M.K. Hamidou, A.M. Gorlov, Experimental study on blade pitch angle effect on the performance of a three-bladed vertical-axis Darrieus hydro turbine, Int. J. Energy Res. 43 (2019) 2123–2134. https://doi.org/10.1002/er.4417.

[32] N. Tobon-Tobon, K.A. Henao-González, A.F. Burbano-Hernandez, J. Sierra-Del Rio, D.A. Hincapié Zuluaga, Influencia de la solidez y el número de álabes en una turbina de eje vertical tipo H-darrieus, Rev. Politécnica 16 (2020) 9–18. https://doi.org/10.33571/rpolitec.v16n32a1.

[33] E. Dick, Fundamentals of Turbomachines, Springer International Publishing, Cham, 2022. https://doi.org/10.1007/978-3-030-93578-8.

[34] M. Kamran, Fundamentals of smart grid systems, Academic Press, London, 2023.

[35] M. Kāmrān, M.R. Fazal, Renewable energy conversion systems, Academic Press, an imprint of Elsevier, London, United Kingdom ; San Diego, CA, United States, 2021.

[36] I. Dincer, M.F. Ezzat, 3.4 Renewable Energy Production, in: Compr. Energy Syst., Elsevier, 2018: pp. 126–207. https://doi.org/10.1016/B978-0-12-809597-3.00310-2.

[37] F.M. White, H. Xue, Fluid mechanics, Ninth edition, McGraw-Hill, New York, NY, 2021.

[38] M. Kanoglu, Y.A. Çengel, J.M. Cimbala, Fundamentals and applications of renewable energy, McGraw-Hill Education, New York, NY, 2020.

[39] G. Saini, A. Kumar, R.P. Saini, Effect of hydrofoils on the starting torque characteristics of the Darrieus hydrokinetic turbine, in: Sustain. Dev. Artif. Intell. Mach. Learn. Renew. Energ., Elsevier, 2022: pp. 359–375. https://doi.org/10.1016/B978-0-323-91228-0.00008-2.

[40] R.P. Saini, In Stream (Hydrokinetic) Power, in: Compr. Renew. Energy, Elsevier, 2022: pp. 186–201. https://doi.org/10.1016/B978-0-12-819727-1.00060-1.

[41] R. Kumar, S. Sarkar, Performance analysis of spherical-shaped Darrieus hydrokinetic turbine for an in-pipe hydropower system, Energy Convers. Manag. 294 (2023) 117600. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.117600.

[42] E. Quaranta, The Hydropower Revolution: New Technologies, Plant Types and Case Studies, in: Encycl. Energy Storage, Elsevier, 2022: pp. 214–224. https://doi.org/10.1016/B978-0-12-819723-3.00122-0.

[43] N. Srikanth, Composites Towards Offshore Renewable System Needs, in: Compr. Renew. Energy, Elsevier, 2022: pp. 221–244. https://doi.org/10.1016/B978-0-12-819727-1.00169-2.

[44] S.K. Singal, V. Goel, H. Nautiyal, D.E. Papantonis, Classification of small hydropower schemes, in: Small Hydropower, Elsevier, 2023: pp. 15–23. https://doi.org/10.1016/B978-0-323-91757-5.00004-X.

[45] S.S.H. Rizvi, Food Engineering Principles and Practices: A One-Semester Course, Springer International Publishing, Cham, 2024. https://doi.org/10.1007/978-3-031-34123-6.

[46] F. Durst, Fluid Mechanics: An Introduction to the Theory of Fluid Flows, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2022. https://doi.org/10.1007/978-3-662-63915-3.

[47] R.L. Mott, J.A. Untener, Mécanica de fluidos, Séptima edición, Pearson, México, 2015.

[48] R.C. HIBBELER, Fluid Mechanics, Second Edition In Si Units, Pearson, United States, 2020.

[49] S. Kumar, Fluid Mechanics (Vol. 2): Basic Concepts and Principles, Springer International Publishing, Cham, 2023. https://doi.org/10.1007/978-3-030-99754-0.

[50] H.D. Young, R.A. Freedman, Física universitaria con física moderna, México, 2018.

[51] P. Saramito, Continuum Modeling from Thermodynamics: Application to Complex Fluids and Soft Solids, Springer Nature Switzerland, Cham, 2024. https://doi.org/10.1007/978-3-031-51012-0.

[52] Y. Yan, J. Tu, Bioaerosol Characterisation, Transportation and Transmission: Fundamental, Modelling and Application, Springer Nature Singapore, Singapore, 2023. https://doi.org/10.1007/978-981-99-2256-7.

[53] ANSYS, Inc., Ansys Fluent Theory Guide, Release 2021 R2, 2600 Ansys Drive, Canonsburg, PA 15317, United States: ANSYS, Inc., 2021.

[54] Y.A. Çengel, J.M. Cimbala, Fluid mechanics fundamentals and applications, Fourth edition in SI units, MCGRAW HILL EDUCATION A, S.l., 2019.

[55] B. Sultanian, Logan's Turbomachinery, (n.d.).

[56] S.A. Korpela, Principles of Turbomachinery, Princ. Turbomach. (n.d.).

[57] M. Gambini, M. Vellini, Turbomachinery: Fundamentals, Selection and Preliminary Design, Springer International Publishing, Cham, 2021. https://doi.org/10.1007/978-3-030-51299-6.

[58] L. Zuo, P. Dai, Z. Yan, C. Li, Y. Zheng, Y. Ge, Design and optimization of turbine for solar chimney power plant based on lifting design method of axial-flow hydraulic turbine impeller, Renew. Energy 171 (2021) 799–811. https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.02.121.

[59] A. Muis, P. Sutikno, A. Soewono, F. Hartono, Design Optimization of Axial Hydraulic Turbine for Very Low Head Application, Energy Procedia 68 (2015) 263–273. https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.03.255.

[60] C. Jiang, X. Shu, J. Chen, L. Bao, Y. Xu, Research on Blade Design of Lift–Drag-Composite Tidal-Energy Turbine at Low Flow Velocity, Energies 14 (2021) 4258. https://doi.org/10.3390/en14144258.

[61] M.H. Sotoude Haghighi, S.M. Mirghavami, S.F. Chini, A. Riasi, Developing a method to design and simulation of a very low head axial turbine with adjustable rotor blades, Renew. Energy 135 (2019) 266–276. https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.12.024.

[62] R. Velichkova, R. Iliev, G. Pichurov, D. Markov, I. Simova, M. Pushkarov, T. Tsalov, Numerical Study of the Torque and Power of a Hydraulic Turbine with Oscillating Blades, Energies 16 (2023) 6744. https://doi.org/10.3390/en16186744.

[63] S.E. Jujjavarapu, T. Kumar, S. Gupta, Computational Fluid Dynamics Applications in Bio and Biomedical Processes: Biotechnology Applications, Springer Nature Singapore, Singapore, 2024. https://doi.org/10.1007/978-981-99-7129-9.

[64] C.R. Maliska, Fundamentals of Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method, Springer International Publishing, Cham, 2023. https://doi.org/10.1007/978-3-031-18235-8.

[65] A.B. Chattopadhyay, S. Hasan, S. Chowdhury, Mathematical Modeling of Physical Systems: Applications of Fields, Circuits and Signal Processing,

Springer Nature Singapore, Singapore, 2023. https://doi.org/10.1007/978-981-19-7558-5.

[66] T. Wang, W. Zhong, Y. Qian, C. Zhu, Wind Turbine Aerodynamic Performance Calculation, Springer Nature Singapore, Singapore, 2023. https://doi.org/10.1007/978-981-99-3509-3.

[67] W. Arendt, K. Urban, Partial Differential Equations: An Introduction to Analytical and Numerical Methods, Springer International Publishing, Cham, 2023. https://doi.org/10.1007/978-3-031-13379-4.

[68] E. Hossain, MATLAB and Simulink Crash Course for Engineers, Springer International Publishing, Cham, 2022. https://doi.org/10.1007/978-3-030-89762-8.

[69] Computational Engineering — Introduction to Numerical Methods, Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2006. https://doi.org/10.1007/3-540-30686-2.

[70] K. Ghaib, Introduction to Computational Fluid Dynamics, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2023. https://doi.org/10.1007/978-3-658-37619-2.

[71] H. Ingason, Y.Z. Li, A. Lönnermark, Tunnel Fire Dynamics, Springer International Publishing, Cham, 2024. https://doi.org/10.1007/978-3-031-53923-7.

[72] V.K. Srivastav, A.R. Paul, A. Jain, Capturing the wall turbulence in CFD simulation of human respiratory tract, Math. Comput. Simul. 160 (2019) 23–38. https://doi.org/10.1016/j.matcom.2018.11.019.

[73] T. Ahmad, S.L. Plee, J.P. Myers, Fluent User’s Guide, Release 18.1, 2600 Ansys Drive, Canonsburg, PA 15317, United States: ANSYS, Inc., 2018.

[74] D. Nan, Study on Internal Flow Condition of Contra-Rotating Small Hydro-Turbine with Spoke, Tokushima University Institutional, 2018.

[75] Examining Spatial (Grid) Convergence, (n.d.). https://www.grc.nasa.gov/WWW/wind/valid/tutorial/spatconv.html (accessed June 9, 2024).

[76] K. Kan, Q. Zhang, Y. Zheng, H. Xu, Z. Xu, J. Zhai, A. Muhirwa, Investigation into Influence of Wall Roughness on the Hydraulic Characteristics of an Axial Flow Pump as Turbine, Sustainability 14 (2022) 8459. https://doi.org/10.3390/su14148459.

[77] Y. Chen, J. Zhou, B. Karney, Q. Guo, J. Zhang, Analytical Implementation and Prediction of Hydraulic Characteristics for a Francis Turbine Runner Operated at BEP, Sustainability 14 (2022) 1965. https://doi.org/10.3390/su14041965.

[78] C. Trivedi, A Systematic Validation of a Francis Turbine Under Design and Off-Design Loads, J. Verification Valid. Uncertain. Quantif. 4 (2019) 011003. https://doi.org/10.1115/1.4043965.

[79] A.-M. Chiroșcă, L. Rusu, Comparison between Model Test and Three CFD Studies for a Benchmark Container Ship, J. Mar. Sci. Eng. 9 (2021) 62. https://doi.org/10.3390/jmse9010062.

[80] K. Olasek, M. Karczewski, Velocity data-based determination of airfoil characteristics with circulation and fluid momentum change methods, including a control surface size independence test, Exp. Fluids 62 (2021) 108. https://doi.org/10.1007/s00348-021-03193-9.

[81] R.M. Hernández, Validación del modelo en CFD de una nave ante cargas de viento con análisis estacionario, (2022).

[82] P. Pribadyo, H. Hadiyanto, J. Jamari, Computational Fluid Dynamic (CFD) Analysis of Propeller Turbine Runner Blades using various Blade Angles, (2021).

[83] K. Kan, Q. Zhang, J. Feng, Y. Zheng, H. Xu, M. Rossi, H. Li, Flow instability of an axial flow pump-as-turbine using relative streamline coordinates, Phys. Fluids 36 (2024) 035175. https://doi.org/10.1063/5.0192004.

[84] D. Li, H. Wang, Y. Qin, Z. Li, X. Wei, D. Qin, Mechanism of high amplitude low frequency fluctuations in a pump-turbine in pump mode, Renew. Energy 126 (2018) 668–680. https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.03.080.

[85] N. Taylor, C.L. Rumsey, CFD Validation Experiments: Toward a Broader Perspective, (2021).

Apéndice A

Productos Académicos

Tema A4 Termofluidos: *Análisis numéricos*

"Comparación del efecto de un perfil hidrodinámico asimétrico y uno simétrico en la potencia y eficiencia de una microturbina hidráulica"

Jacobo B. Luis E. [a]***, J. C. Garcia*** [a]***, Laura Castro*** [a]***, O. A. Jaramillo*** [b]

[a]*Universidad Autónoma del Estado de Morelos, Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas, CIICAp. Av. Universidad 1001, Col. Chamilpa, C.P.62209, Cuernavaca, Morelos, México.*
[b]*Universidad Nacional Autónoma de México, Instituto de Energías Renovables, IER. Pda. Xochicalco, C.P.62588, Temixco, Morelos, México.*
Autor de contacto: luis.jacobo@uaem.edu.mx

R E S U M E N

La crisis del calentamiento global se debe, entre otras causas, a la generación de electricidad con combustibles fósiles y sus emisiones de CO_2. Es importante la transición hacia fuentes renovables como la hidroeléctrica, que si bien es limpia y eficiente, puede tener impactos negativos en ecosistemas, como la deforestación y la muerte de vida acuática. Las microturbinas hidráulicas contrarotatorias son una nueva tecnología que se puede implementar en tuberías de infraestructuras existentes, aprovechando recursos hídricos disponibles, haciendo que tengan un menor impacto en los ecosistemas; sin embargo, tienen una eficiencia relativamente baja (63-65%) en comparación con las turbinas convencionales. En este trabajo se estudió el efecto de perfiles hidrodinámicos asimétricos (NACA6512) y simétricos (NACA0015) en la potencia y eficiencia de estas microturbinas mediante CFD. Los resultados muestran que el perfil simétrico tiene un incremento en la eficiencia, mientras que el asimétrico tiene una mayor potencia.

Palabras Clave: Microturbinas hidráulicas, contrarotatorias, CFD, perfil hidrodinámico.

A B S T R A C T

The global warming crisis is caused, among other factors, by electricity generation from fossil fuels and their CO2 emissions. Transitioning to renewable sources such as hydropower is essential, as it is clean and efficient. However, it can negatively impact ecosystems, such as deforestation and the death of aquatic life. Counter-rotating hydraulic microturbines are a new technology that can be implemented in existing infrastructure pipelines, utilizing available water resources, and thus have a lower impact on ecosystems; however, they have relatively low efficiency (63-65%) compared to conventional turbines. This study examined the effect of asymmetric (NACA6512) and symmetric (NACA0015) hydrodynamic profiles on the power and efficiency of these microturbines using CFD. The results show that the symmetric profile increases efficiency while the asymmetric profile produces more power.

Keywords: Hydraulic microturbines, counter-rotating, CFD, hydrodynamic profile.

1. Introducción

1.1. Situación ambiental

En la actualidad, el planeta sufre de calentamiento global, causado por las grandes emisiones de gases de efecto invernadero, especialmente el dióxido de carbono (CO_2). El sector energético es el principal generador de estas emisiones a nivel global, debido principalmente a la generación de energía eléctrica en plantas termoeléctricas que utilizan fuentes fósiles como el carbón. Es urgente realizar un cambio en la generación de energía, pasando del uso de fuentes fósiles a fuentes renovables como la energía solar, eólica e hidroeléctrica [1–5].

1.2. Fuente hidroeléctrica en la actualidad

La hidroeléctrica es la fuente renovable más utilizada, representando el 14.9% de la producción global de energía y el 50.6% de todas las energías renovables [6]. Este uso significativo de esta fuente se debe a que durante su operación no emite gases de efecto invernadero, tiene una generación confiable, predecible y relativamente constante y con costos de operación bajos. Sin embargo, estudios indican que en la construcción de presas y centrales hidroeléctricas se necesitan altas inversiones, además, presenta impactos ambientales negativos, como deforestación, pérdida de la biodiversidad acuática y emisiones de gases de efecto invernadero, y causa impactos sociales por el desplazamiento de comunidades locales e inundación de áreas habitadas [7–10].

 Derechos Reservados © 2024, SOMIM

Las turbinas hidráulicas son máquinas que transforman la energía cinética del agua en energía mecánica, para que posteriormente se transforme en energía eléctrica [11]. Los ríos, canales, túneles y tuberías tienen un gran potencial para generar energía eléctrica a pequeña escala que no ha sido aprovechado por completo. En la última década, se han desarrollado nuevas turbinas hidráulicas para la generación de electricidad que pueden implementarse en estos sitios. Estas turbinas se pueden instalar en infraestructuras existentes con un costo de instalación menor, y al ser de pequeña escala, no presentan impactos ambientales y sociales negativos significativos [12, 13]. Entre las nuevas turbinas destacan la turbina de tornillo de Arquímedes, la turbina hidrocinética, la turbina modular en línea, la rueda de agua modular, la turbina de eje vertical y las microturbinas [12–14]. Sin embargo, en comparación a las grandes turbinas (Pelton, Francis, Kaplan) utilizadas en las presas, su eficiencia es menor.

Tabla 1 – Eficiencias típicas de las turbinas convencionales [15].

Turbinas	Caída	Potencia	Eficiencia
Pelton	100 - 1770m	500MW	90%
Francis	20 - 900m	800MW	95%
Kaplan	6 - 70m	30MW	94%

1.3. Microturbinas

Las microturbinas hidráulicas son una opción con alto potencial, ya que aprovechan recursos hídricos de pequeña escala, trabajando con caudal bajo y caídas pequeñas. Pueden instalarse en tuberías existentes de agua, aprovechando la energía cinética disponible. Se reporta en la literatura que este tipo de turbinas presentan una eficiencia entre el 63% y 65% [14, 16–19].

1.4. Estado del arte

Se han realizado investigaciones para aumentar la eficiencia de microturbinas:

- Nishi implementó una combinación de métodos (diseño unidimensional, diseño de experimentos, superficie de respuesta y de muestreo quasi-aleatorio) a una microturbina con el perfil asimétrico MEL021 (NACA6512), en el cual se obtuvo un aumento en la eficiencia del 9.1% [14].

- Jang estudió el efecto del borde elíptico de ataque y salida del álabe. Se encontró que el borde de salida tiene más relación con la eficiencia. La eficiencia aumentó en un 2.44% [18].

- Ding implementó un método de diseño donde mantuvo constante la relación de bloque de los álabes; el espesor de los álabes fue más delgado que el original; se usó el perfil NACA6512. La eficiencia aumenta entre 0.5% y 2.9% para diferentes caudales [19].

Para incrementar la eficiencia de las turbinas hidráulicas, se estudian diversos parámetros de diseño, como la solidez, el ángulo de ataque, el número de álabes, la relación de bloqueo, el diámetro de la turbina y la geometría del perfil hidrodinámico [20].

Investigaciones han demostrado que la forma del perfil hidrodinámico de las turbinas hidráulicas influye directamente en su eficiencia, algunas de estas investigaciones son:

- Bentancur estudia mediante CFD los perfiles NACA4412, E817 y NREL S802, donde el E817 presenta mayor potencia y eficiencia [21].

- Saini estudia mediante CFD los perfiles NACA0018, NACA0010, S9000 y S1046 donde el S1046 presenta mayor potencia y eficiencia [22].

- Kim estudió el espesor de la forma geométrica de los perfiles, determinó que aumentar el espesor reduce la potencia y eficiencia de la turbina [23].

- Naseem estudió la forma del borde de ataque del perfil, evaluó el perfil circular, truncado, afilado y ovalado, donde el perfil circular presento mayor eficiencia [24].

1.5. Alcance y enfoque del estudio

En este estudio, se investigó el efecto de la geometría del perfil hidrodinámico en la eficiencia de una microturbina hidráulica mediante cálculos numéricos utilizando Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) en 3D. Se compararon dos perfiles diferentes: un asimétrico (NACA6512) y uno simétrico (NACA0015), los cuales, reportan una mayor eficiencia en la literatura [19, 25]. Como caso de referencia, se tomó el estudio previo de Ding, en el que se implementó el perfil NACA6512 en una microturbina contrarotatoria que consta de dos rotores [19]. Se modeló la turbina utilizada en su investigación y se validó el modelo CFD utilizado en este trabajo comparado los resultados obtenidos de las simulaciones con los resultados experimentales reportados por Ding.

 Derechos Reservados © 2024, SOMIM

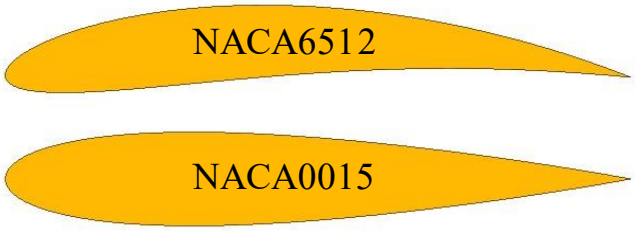


Figura 1 – Perfiles hidrodinámicos.

1.6. Eficiencia

Para evaluar la eficiencia de una turbina, se usan dos parámetros fundamentales, la carga hidrostática neta (H) y el caudal (Q). La H se refiere al cambio en la carga hidrostática de Bernoulli entre la entrada de la turbina y la salida de la turbina [26–28].

$$\mathrm{H} = \left(\frac{\mathrm{P}}{\rho \mathrm{g}} + \frac{\mathrm{V}^2}{2\mathrm{g}} + \mathrm{z}\right)_1 - \left(\frac{\mathrm{P}}{\rho \mathrm{g}} + \frac{\mathrm{V}^2}{2\mathrm{g}} + \mathrm{z}\right)_2 \quad (1)$$

O bien, la diferencia de la energía entre la entrada de la turbina y la salida de la turbina [26, 27].

$$\mathrm{H} = E_1 - E_2 \quad (2)$$

Para el caso de la presente investigación donde los diámetros aguas arriba y agua abajo son idénticos y tienen la misma altura, la ecuación para calcular H se reduce a:

$$H = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} \quad (3)$$

Donde P_1 y P_2 es la presión estática aguas arriba y aguas abajo de la turbina, respectivamente.

La potencia útil del flujo de agua es proporcional a la carga hidrostática neta (H) y el caudal (Q) y, está dada por la ecuación:

$$W_A = \rho Q g H \quad (4)$$

La potencia de la turbina se puede obtener a partir del torque (τ) y la velocidad angular (ω) de la turbina, utilizando la ecuación:

$$W_T = \tau \cdot \omega \quad (5)$$

La eficiencia de la turbina se calcula mediante la ec. (6), que es la razón entre la potencia útil del agua (W_A) y la potencia mecánica de la turbina (W_T). W_A en otras palabras, es la potencia extraída del agua cuando pasa por la turbina [26, 27].

$$\eta = \frac{Potencia\ de\ la\ turbina}{Potencia\ útil\ del\ agua} = \frac{W_T}{W_A} \quad (6)$$

2. Metodología

La turbina se diseñó para instalarse en tuberías de 60mm, contemplando un caudal y altura de diseño de $Q_d = 4.825 L/s$ y $H_d = 2.6m$ esto basado en las condiciones de un sistema de suministro de agua agrícola, la velocidad angular utilizada fue de 2300RPM para ambos rotores [19]. El modelo geométrico del presente estudio se tomó del caso de referencia, usando el mismo perfil geométrico y una variante con el perfil NACA0015.

2.1 Geometría y parámetros de diseño

La turbina consta de un rotor delantero y un rotor trasero, ambos con un diámetro de 58mm, existiendo un espacio de 1mm entre rotores y tubería, y el diámetro del eje de los rotores es de 29mm. Los parámetros básicos de los rotores se muestran en la Tabla 2 y 3.

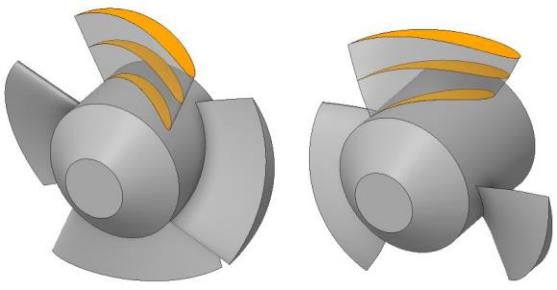
Tabla 2 – Parámetros básicos del rotor delantero [19].

	I	***M***	***E***
Diámetro (mm)	29	43.5	58
Número de álabes		4	
Solidez	1.4	1.07	0.85
Ángulo de ajuste (°)	25.5	20	15.8

Tabla 3 – Parámetros básicos del rotor trasero [19].

	I	***M***	***E***
Diámetro (mm)	29	43.5	58
Número de álabes		3	
Solidez	0.86	0.71	0.59
Ángulo de ajuste (°)	44.6	29.7	18.9

En la turbina del caso de referencia se utilizó el perfil NACA6512 y en el presente estudio el perfil NACA0015. Para el modelado 3D de las turbinas, en los álabes se utilizaron 3 perfiles 2D (localizados a diferente altura radial) con diferentes parámetros (Tabla 2 y 3), para que de esta manera se forme el álabe en 3D como se muestra en la Figura 2.



a) b)

Figura 2 – Modelado 3D de: a) Rotor delantero y b) Rotor trasero.

 Derechos Reservados © 2024, SOMIM

En el diseño del sistema, se consideró una tubería con un diámetro de 60 mm, incluyendo 4 diámetros tanto aguas arriba como aguas abajo como longitud de la tubería. La Figura 3 muestra las dimensiones de los componentes clave: el eje de los rotores, el espaciador y el eje que transfiere la rotación y el torque generados por los rotores hacia los generadores eléctricos.

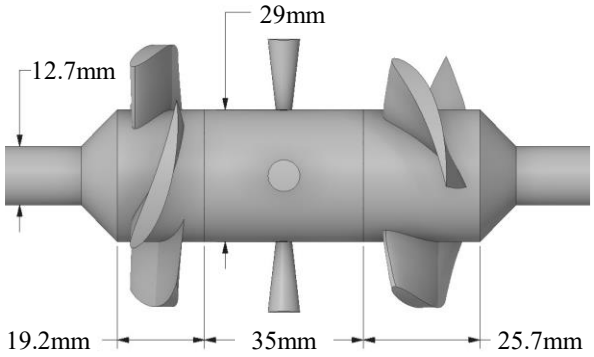


Figura 3 – Dimensiones del eje de los rotores, espaciador y eje de transmisión del torque (Diseño propio basado en trabajo de referencia [19]).

2.2 Discretización

Se realizó un estudio de índice de convergencia de malla (GCI) que se basa en la extrapolación generalizada de Richardson, esto para estimar el error de la discretización espacial y determinar qué tan cerca está la solución del valor asintótico numérico a medida que se refina la malla. Un pequeño valor de GCI indica que el cálculo está dentro del rango asintótico de convergencia, y permite estimar el tamaño de malla requerido para alcanzar una precisión deseada [29].

Para realizar el estudio de convergencia se realizan una serie de pasos, como primer paso se implementan 3 mallas con diferente tamaño de elemento y se realizaron las simulaciones para obtener el torque de la turbina, como se muestra en la Tabla 4.

Tabla 4 –Torque de la turbina con diferentes tamaños de malla.

Malla	Tamaño de elemento	Torque
Fina	0.5mm	0.2085
Mediana	1mm	0.2046
Gruesa	2mm	0.1960

Los pasos para realizar el estudio de índice de convergencia de malla son los siguientes [29]:

1. Calcular el orden de convergencia p:

$$p = \frac{ln\left(\frac{f_3 - f_2}{f_2 - f_1}\right)}{\ln(r)} \quad (7)$$

Donde r es la relación de refinamiento constante, en este caso 2 y f_n parámetro obtenido de la simulación.

2. Extrapolación de Richardson para predecir el valor del parámetro:

$$f = f_{fina} + \frac{f_1 - f_2}{r^p - 1} \quad (8)$$

3. Calcular el índice de convergencia de red (GCI) para los niveles de refinamiento grueso, medio y fino:

$$GCI_{32} = \frac{F_a|e_{32}|}{r^p - 1} \quad (9)$$

$$GCI_{21} = \frac{F_a|e_{21}|}{r^p - 1} \quad (10)$$

Donde F_a es el factor de seguridad, 1.25 para este caso; y $e = f_2 - f_1/f_1$.

4. Determinar si las mallas están en un rango asintótico de convergencia ≈ 1:

$$\frac{GCI_{32}}{r^p \cdot GCI_{21}} \approx 1 \quad (11)$$

En la Tabla 5 se muestra los resultados del estudio de índice de convergencia de malla.

Tabla 5 – Resultados del estudio de índice de convergencia de malla.

	Torque
p_G	1.14
f	0.2117
GCI_{32}	4.35%
GCI_{21}	1.94%
Rango asintótico de convergencia ≈ 1	1.02

Los GCI calculados son de 4.35% y 1.94%, y se encuentra dentro del rango asintótico cercano a 1, se puede concluir que el estudio de la convergencia de malla (GCI) es favorable. Para las simulaciones se utilizó la malla media, debido a que requiere menor tiempo computacional y presenta un error aceptable del 4.98%, como se detalla en la sección 3.1 “Validación del modelo de CFD”.

El modelo de CFD consiste en 5 dominios de fluidos, la tubería agua arriba, el rotor frontal, espaciador, el rotor trasero y la tubería aguas abajo. En la zona de los álabes y soporte del espaciador se utilizó una malla semiestructurada, en los álabes una capa de crecimiento de 1mm y un y+ con un valor de entre 12 y 25.

 Derechos Reservados © 2024, SOMIM

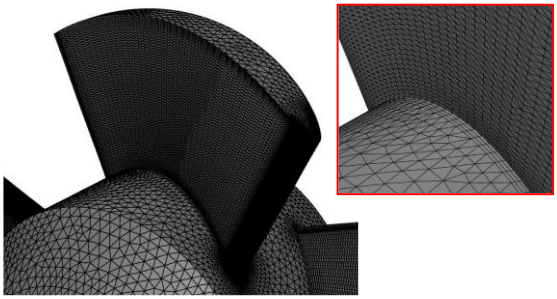


Figura 4 – Discretización de los álabes.

La Figura 5 muestra una vista generar de la malla del rotor delantero, espaciador y rotor trasero. Se puede observar que el mallado fino se concentra en los álabes y los soportes del espaciador debido a la complejidad de la forma geométrica.

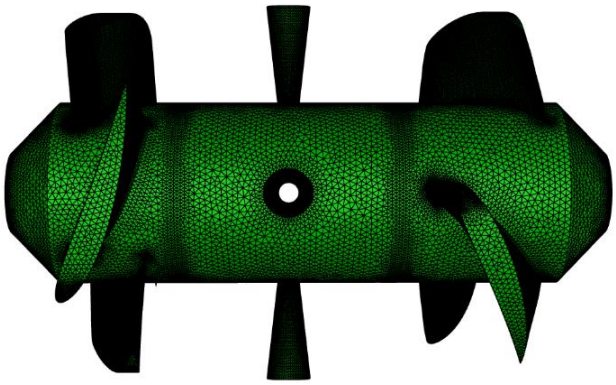


Figura 5 – Vista general de la malla de los rotores y espaciador.

2.3 Configuración del modelo de CFD

Para el análisis de CFD se utilizó el software Fluent de ANSYS. Se realizaron simulaciones transitorias tridimensionales, simulando 9 giros completas para el rotor delantero y trasero. En los primeros 8 giros, la simulación llego a un estado convergente y estable. En el noveno giro se obtuvieron los resultados.

En las simulaciones se implementa el modelo de turbulencia $k-\varepsilon$ estándar y una función de pared escalable [17, 19]. Se emplearon 90 pasos de tiempo para una rotación, con un paso de tiempo de 0.0002898 segundos. Para completar las 9 revoluciones, se implementaron 720 pasos en total.

2.4 Ecuaciones gobernantes

El análisis CFD de la microturbina se realiza resolviendo las ecuaciones de Navier-Stokes, que incluyen las ecuaciones de la conservación de la masa y del momento, estas ecuaciones describen el comportamiento del fluido [30, 31].

Ecuación de la conservación de la masa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho(\nabla \cdot \vec{v}) = 0 \qquad (12)$$

La ecuación de la conservación del momento es:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\vec{v}) + \nabla \cdot (\rho\vec{v}\vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\bar{\tau}}) + \rho\vec{g} \qquad (13)$$

La elección del modelo de turbulencia k-ε se basa en su capacidad para producir resultados consistentes en simulaciones de turbinas hidráulicas, como se ha reportado en la literatura [17, 19, 32]. Este modelo captura eficazmente los fenómenos de flujos altamente turbulentos, manteniendo un costo computacional equilibrado [33]. El modelo *k-ε* adiciona dos nuevas variables al sistema de ecuaciones, la energía cinética turbulenta (*k*) y la tasa de disipación de la energía turbulenta (ε) [31].

Ecuación de transporte para *k*:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho\vec{U}k\right) = \cdots$$
$$\cdots \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\nabla k\right] + P_k - \rho\varepsilon + P_{kb} \qquad (14)$$

Ecuación de transporte para ε:

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho\vec{U}\varepsilon\right) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\nabla\varepsilon\right] + \cdots$$
$$\cdots \frac{\varepsilon}{k}(C_{\varepsilon 1}P_k - C_{\varepsilon 2}\rho\epsilon + C_{\varepsilon 1}P_{eb}) \qquad (15)$$

2.5 Condiciones de frontera

La zona de estudio en el banco de pruebas experimental delimita el tamaño del dominio de estudio en el análisis de CFD. En la Figura 6 se muestra el esquema del banco de pruebas utilizado en el estudio experimental de Ding [19]. Los dominios de CFD representan la zona de prueba de la microturbina, con una longitud axial de 500 mm.

La Figura 7 y la Tabla 6 muestra las condiciones de frontera implementadas. En la entrada se estableció una velocidad paralela al eje de la turbina, mientras que en la salida se configuró una condición de presión de salida. Para dar continuidad al flujo entre los dominios, se utilizó interfase en las superficies entre dominios. En las paredes de las tuberías y los componentes se impuso una condición de pared de no-deslizamiento y en los rotores se estableció una velocidad angular de 2300 RPM constante, con el rotor delantero girando en el sentido de las manecillas del reloj y el trasero en sentido contrario. En la tabla 7 se muestra los valores usados en las condiciones de frontera para cada uno de los caudales estudiados.

 Derechos Reservados © 2024, SOMIM

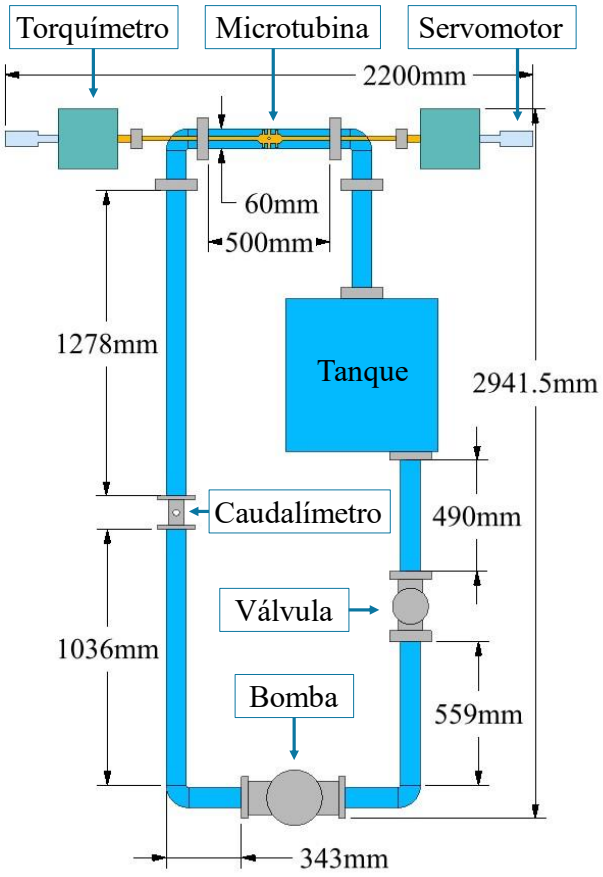


Figura 6 – Esquema del banco de pruebas del estudio experimental (Dibujo propio basado en trabajo de referencia [19]).

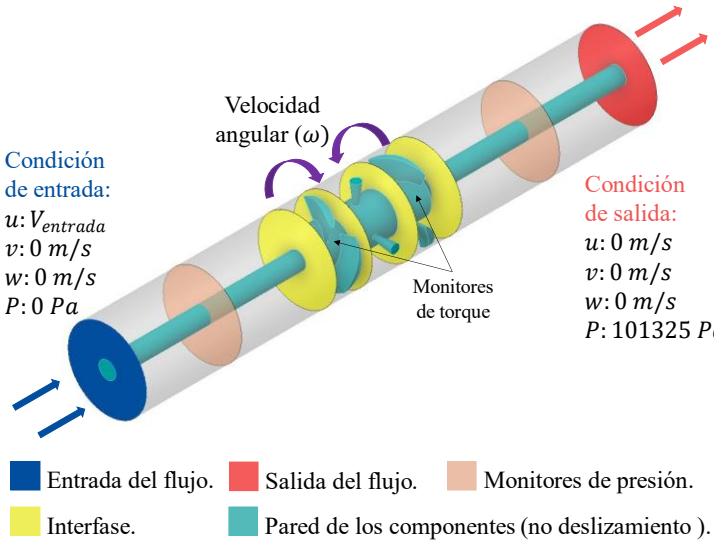


Figura 7 – Condiciones de frontera del modelo de CFD.

Tabla 6 – Listado de condiciones de frontera

Zona	Condición de frontera	Valor
Entrada del flujo	Velocidad de fluido	$V_{entrada}$
Salida del flujo	Presión de salida	101325 Pa
Espaciador Álabes Eje del rotor Tuberías	Pared (no deslizamiento)	-
Entre dominios	Interfase	-
Dominio de los rotores	Malla deslizante	ω

Tabla 7 – Listado de valores para las condiciones de frontera.

Caudal (% del Q_d) $Q_d = 4.825 L/s$	Velocidad de Entrada ($V_{entrada}$) $[m/s]$	Velocidad angular rotor delantero (ω)	Velocidad angular rotor trasero (ω)
100%	1.78870		
110%	1.96757		
120%	2.14644		
130%	2.32531	2300RPM	2300RPM
140%	2.50418		
150%	2.68305		
160%	2.86192		
170%	3.04079		
180%	3.21966		

3. Resultados

3.1. Validación del modelo de CFD

Para validar el modelo CFD utilizado, se realizaron simulaciones con diferentes caudales. Se consideraron caudales equivalentes al 100%, 110%, 120%, 130% y 140% del caudal de diseño, manteniendo constante la velocidad angular de 2300 RPM en los rotores. En la Figura 8 se muestra la comparación entre las eficiencias calculadas a diferentes caudales mediante el modelo CFD del presente trabajo y las eficiencias experimentales y de CFD reportadas por Ding. El modelo CFD de este estudio muestra una concordancia con los datos experimentales, con un error máximo de 4.98%.

 Derechos Reservados © 2024, SOMIM

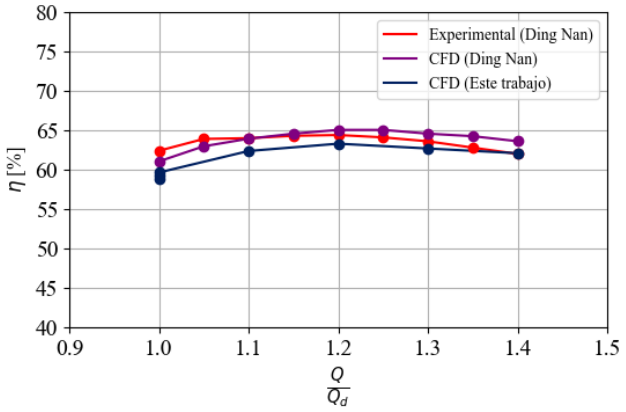


Figura 8 – Comparación de eficiencias entre estudio experimental y modelos de CFD, incluyendo los cálculos de este trabajo.

3.2. Torque - Perfil asimétrico vs simétrico

La Figura 9 y 10 muestran el torque del rotor delantero de la turbina en su última rotación para los perfiles hidrodinámicos NACA6512 a un caudal de $1.2Q_d$ y NACA0015 a $1.4Q_d$, que son los caudales en los que cada perfil alcanza su mayor eficiencia, como se muestra en la Figura 13. Para calcular el torque de los rotores Fluent utiliza la ecuación:

$$\tau = \left(\int_S \left(\bar{r} \times (\bar{\bar{\tau}} \cdot \hat{\boldsymbol{n}})\right) dS\right) \cdot \hat{\boldsymbol{a}} \qquad (16)$$

Donde S es la superficie de los álabes, $\bar{\bar{\tau}}$ representa las tensiones en el fluido, incluyendo presión y fuerzas viscosas, $\hat{\boldsymbol{n}}$ es el vector normal a S, $\bar{r}$ es el vector que va desde el eje del rotor hasta el punto donde medimos la tensión en S y $\hat{\boldsymbol{a}}$ es el vector paralelo al eje de rotación [34].

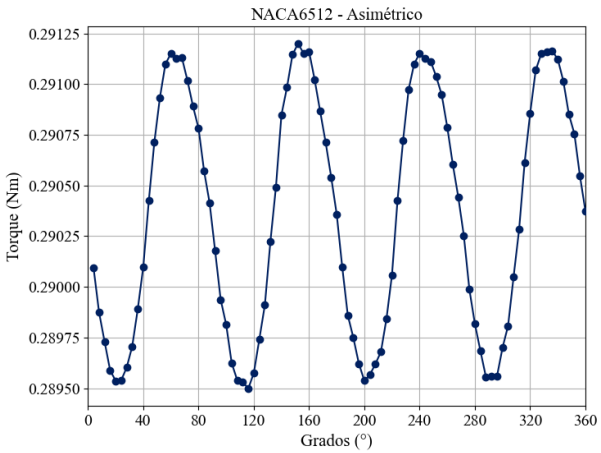


Figura 9 – Torque con el perfil NACA6512 - Asimétrico.

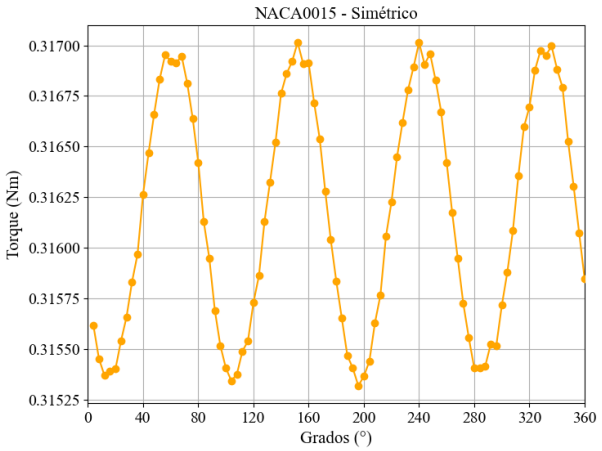


Figura 10 – Torque con el perfil NACA0015 - Simétrico.

En los puntos de mayor eficiencia el perfil asimétrico presenta un torque promedio de 0.291Nm que es menor al torque del perfil simétrico de 0.317Nm.

3.3. Potencia - Perfil asimétrico vs simétrico

La Figura 11 muestra la potencia a diferentes caudales para las dos configuraciones de turbina. La turbina con el perfil asimétrico presenta una potencia de entre 49.3W y 401.8W, mientras que la turbina con el perfil simétrico entre 11W y 298.6W. Para cada caudal estudiado, la turbina con el perfil asimétrico presenta mayor potencia que la turbina con el perfil simétrico con una diferencia mínima de 25.68% a caudal de $1.8Q_d$ y una máxima 77.68% a caudal de Q_d.

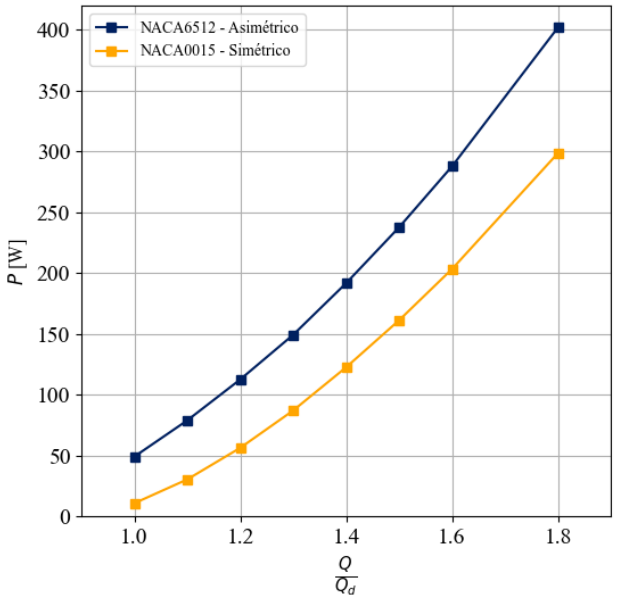


Figura 11 – Potencia de las turbinas.

 Derechos Reservados © 2024, SOMIM

3.4. Carga hidrostática - Perfil asimétrico vs simétrico

Como se mencionó anteriormente, el rendimiento de la turbina se define por dos parámetros principales: la carga hidrostática (H) y la potencia de la turbina (W_T). La carga hidrostática se calcula mediante la diferencia de presiones entre las secciones de aguas arriba y aguas abajo de la turbina.

En la Figura 12 se muestra la carga hidrostática para cada caudal estudiado en la turbina. La configuración con el perfil aerodinámico asimétrico presenta una carga hidrostática mayor que el perfil simétrico en todos los casos analizados. En consecuencia, existe una mayor pérdida de potencia del agua al pasar por la turbina con el perfil asimétrico que con el perfil simétrico.

La Figura 13 muestra los contornos de presión en la turbina para un caudal de $1.4Q_d$ tanto para el perfil asimétrico como el simétrico. Se observa que la diferencia de presión entre la entrada y la salida de la turbina es mayor para el caso del perfil asimétrico. Una mayor caída de presión indica una mayor pérdida de energía del fluido a través de la turbina.

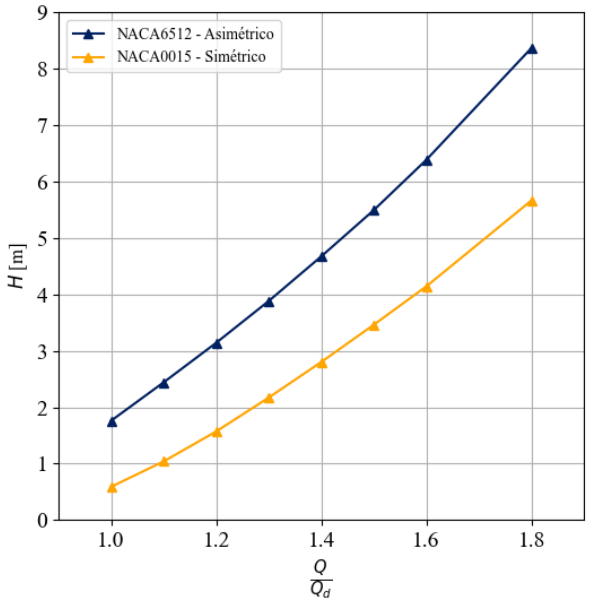


Figura 12 – Carga hidrostática de las turbinas.

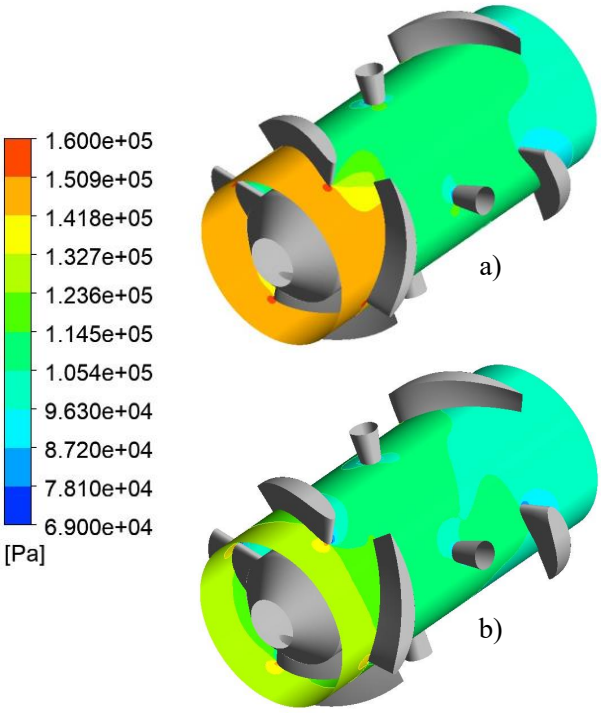


Figura 13 – Contornos de presión de la turbina con: a) NACA6512 – Asimétrico y b) NACA0015 – Simétrico

3.5. Eficiencia - Perfil asimétrico vs simétrico

Teniendo la carga hidrostática (H) y la potencia (W_T) es posible calcular la eficiencia de la turbina. Para que la turbina tenga una eficiencia del 100% se requiere que la potencia sea lo más parecido a la potencia extraída del agua que pasa por la turbina, es decir la potencia del agua debido a la caída de presión a través de la turbina.

En la gráfica de la Figura 14 se muestra la eficiencia de las dos configuraciones de turbina, como se observa, en comparación con la turbina del perfil simétrico, la turbina con el perfil asimétrico presenta 20.49% más de eficiencia con un caudal de Q_d y 7.76% más con $1.1Q_d$.

Mientras que en el rango de $1.3Q_d$ hasta $1.8Q_d$ la turbina con perfil simétrico presenta mayor eficiencia, 2.73% más con caudal de $1.3Q_d$ y 5.45% más con $1.8Q_d$. En el caudal de $1.2Q_d$ las dos configuraciones de turbinas presentan relativamente la misma eficiencia.

 Derechos Reservados © 2024, SOMIM

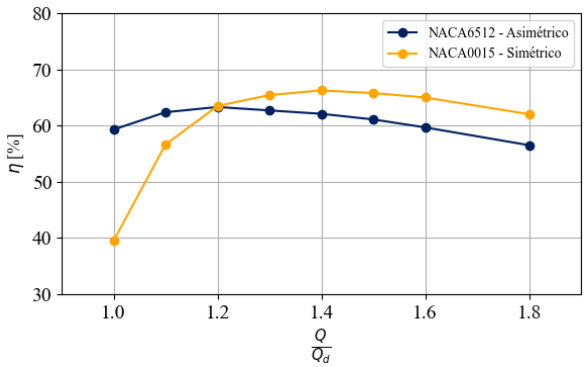


Figura 14 – Eficiencia de las turbinas.

3.6. Coeficiente de arrastre - Perfil asimétrico vs simétrico

El coeficiente de arrastre ($\boldsymbol{C_D}$) es un parámetro adimensional para medir la resistencia hidrodinámica que experimenta un cuerpo en movimiento a través de un fluido [35], se determina con la siguiente ecuación:

$$C_D = \frac{F_D}{0.5\rho V^2 S} \tag{17}$$

Donde F_D es la fuerza de arrastre sobre la superficie S. Fluent calcular F_D con la siguiente ecuación [34]:

$$F_D = \left(\int_S (\bar{\bar{\tau}} \cdot \hat{n})\ dS\right) \cdot \hat{a} \tag{18}$$

La Figura 15 muestra el coeficiente de arrastre para las dos configuraciones de turbina. El perfil asimétrico presenta mayor arrastre, por lo tanto, genera más resistencia al flujo, produciendo una mayor pérdida de energía en forma de arrastre. Esto contribuye a que tenga una menor eficiencia en comparación con la turbina de perfil simétrico.

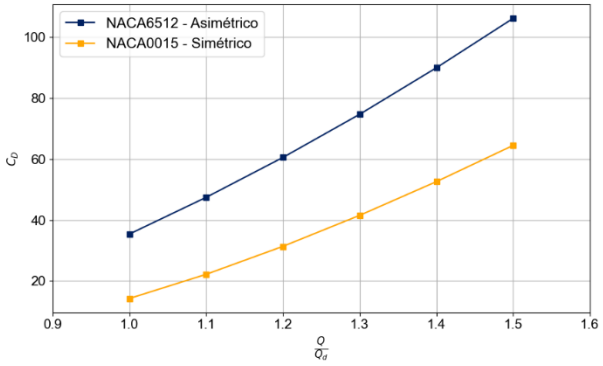


Figura 15 – Coeficiente de arrastre.

3.7. Coeficiente de Presión - Perfil asimétrico vs simétrico

El coeficiente de presión ($\boldsymbol{C_P}$) es otro parámetro adimensional para medir la presión en la superficie de un cuerpo debido al flujo de un fluido [35], se determina con la siguiente ecuación:

$$C_P = \frac{P_S - P}{0.5\rho V^2} \tag{19}$$

Donde P_S es la presión en la superficie S y P es la presión del fluido en el flujo libre.

La Figura 16 muestra el coeficiente de presión para las dos configuraciones de turbina. El perfil asimétrico presenta mayor coeficiente de presión, por lo cual, se le puede atribuir que aprovecha más la energía cinética del fluido para transformarla en energía mecánica (torque) que la turbina con el perfil simétrico. Sin embargo, al tener menor eficiencia, la transformación de energía no se está realizando de manera óptima.

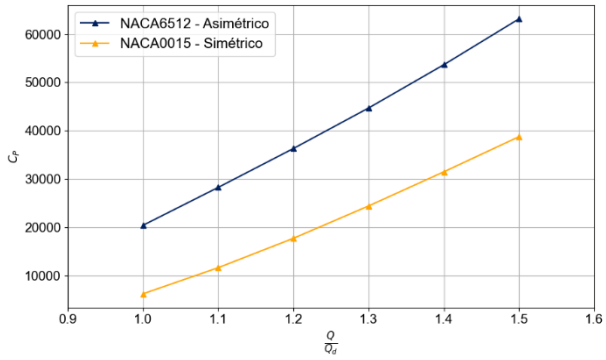


Figura 16 – Coeficiente de presión.

4. Conclusión

En este artículo se evaluó la potencia y eficiencia de una microturbina hidráulica con dos configuraciones, una usando el perfil asimétrico NACA6512 y otra usando el perfil simétrico NACA0015, teniendo como conclusiones los siguientes puntos:

- El perfil asimétrico presenta mayor potencia en comparación del simétrico en todos los caudales estudiados, con una diferencia mínima de 25.68% a caudal de $1.8Q_d$ y una máxima 77.68% a caudal de Q_d.

- La caída de presión del agua a través de la turbina es menor en el perfil simétrico que en el perfil asimétrico, por lo tanto, la carga hidrostática es menor.

 Derechos Reservados © 2024, SOMIM

- La turbina con perfil simétrico presenta mayor eficiencia, 2.73% más con caudal de $1.3Q_d$ y 5.45% más con $1.8Q_d$, ya que tiene una carga hidrostática menor y esto hace que a pesar de tener menor torque su eficiencia sea mayor en este rango de caudales.

- La turbina con perfil asimétrico presenta un mayor torque, pero también una carga hidrostática mayor que con el perfil simétrico. Por lo tanto, su eficiencia es menor en el rango de $1.3Q_d$ a $1.8Q_d$.

- A pesar de que la eficiencia del perfil asimétrico es ligeramente menor que la del perfil simétrico en la mayoría de los rangos de caudal, esta pequeña diferencia en eficiencia se compensa con la ventaja de una mayor potencia.

- La configuración con el perfil asimétrico presenta mayor coeficiente de arrastre, lo cual no tienes una buena capacidad hidrodinámica provocando una menor eficiencia que el perfil simétrico.

- La configuración perfil simétrico presenta un menor coeficiente de presión comparado con el perfil asimétrico, por lo tanto, tiene menor capacidad de transformar la energía cinética del flujo en torque.

Con el propósito de seguir estudiando y mejorando el rendimiento de estas nuevas tecnologías para la generación de energía eléctrica a partir de la fuente renovable hidráulica que ayudan a reducir daños significativos a los ecosistemas cercanos donde se instalen, se recomienda estudiar, a corto plazo mediante CFD y a mediano plazo con estudios experimentales, el efecto de otros perfiles hidrodinámicos, tanto simétricos como asimétricos.

4. Nomenclatura

$\eta : Eficiencia$
$W_T : Potencia\ de\ la\ turbina\ [Watts]$
$\tau : Torque\ de\ la\ turbina\ [Nm]$
$\omega : Velocidad\ angular\ de\ la\ turbina\ \left[{}^{rad}/_{s}\right]$
$W_A : Potencia\ del\ agua\ [Watts]$
$\rho :\ Demsidad\ \left[{}^{kg}/_{m^3}\right]$
$Q : Caudal\ \left[{}^{m^3}/_{s}\right]$
$Q_d : Caudal\ de\ diseño\ \left[{}^{m^3}/_{s}\right]$
$g : Gravedad\ \left[{}^{m}/_{s^2}\right]$
$H : Carga\ hidrostática\ [m]$
$P : Presión\ [Pa]$
$z : Altura\ [m]$
$E :\ Energía$
$V : Velocidad\ [{}^{m}/_{s}]$
$I : Diámetro\ interno\ [mm]$
$M : Diámetro\ medio\ [mm]$
$E : Diámetro\ externo\ [mm]$
p : Orden de convergencia
$r : Relacion\ de\ refinamiento$
$f : Parámetro\ estudiado$
$GCI : Índece\ de\ convegencia\ de\ malla$
$e : Error\ del\ parametro\ entre\ mallas$
$F_a : Factor\ de\ seguridad$
$\boldsymbol{C_D}: Coeficiente\ de\ arrastre$
$\boldsymbol{F_D}: Fuerza\ de\ arrastre\ [N]$
$S: Superficie\ [m^2]$
$\boldsymbol{C}_P: Coeficiente\ de\ arrastre$
$\boldsymbol{P}_s: Presión\ en\ la\ superficie\ [Pa]$

REFERENCIAS

[1] Choudhury T, Kayani UN, Gul A, et al. Carbon emissions, environmental distortions, and impact on growth. *Energy Econ* 2023; 126: 107040.

[2] Kabir M, Habiba UE, Khan W, et al. Climate change due to increasing concentration of carbon dioxide and its impacts on environment in 21st century; a mini review. *J King Saud Univ - Sci* 2023; 35: 102693.

[3] Yoro KO, Daramola MO. CO2 emission sources, greenhouse gases, and the global warming effect. In: *Advances in Carbon Capture*. Elsevier, pp. 3–28.

[4] Semenova G. Global environmental problems in the world. *E3S Web Conf* 2020; 217: 11004.

[5] Voumik LC, Islam MdA, Ray S, et al. CO2 Emissions from Renewable and Non-Renewable Electricity Generation Sources in the G7 Countries: Static and Dynamic Panel Assessment. *Energies* 2023; 16: 1044.

[6] Electricity production by source. *Our World in Data*, https://ourworldindata.org/grapher/electricity-production-by-source (accessed 5 June 2024).

[7] Koç C. A study on solutions and problems of hydroelectric power plants in the operation. *Sustain Water Resour Manag* 2022; 8: 90.

[8] Kuriqi A, Pinheiro AN, Sordo-Ward A, et al. Ecological impacts of run-of-river hydropower plants—Current status and future prospects on the brink of energy transition. *Renew Sustain Energy Rev* 2021; 142: 110833.

[9] Khir Alla YM, Liu L. Impacts of Dams on the Environment: A Review. *Int J Environ Agric Biotechnol* 2021; 6: 064–074.

 Derechos Reservados © 2024, SOMIM

[10] Instituto Mexicano de Tecnología del Agua, Morelos, México, Coutiño Román L. La energía hidroeléctrica en el contexto del cambio climático. *Perspect IMTA*; 2. Epub ahead of print 6 June 2021. DOI: 10.24850/b-imta-perspectivas-2021-21.

[11] Dick E. *Fundamentals of Turbomachines*. Cham: Springer International Publishing. Epub ahead of print 2022. DOI: 10.1007/978-3-030-93578-8.

[12] Chaulagain RK, Poudel L, Maharjan S. A review on non-conventional hydropower turbines and their selection for ultra-low-head applications. *Heliyon* 2023; 9: e17753.

[13] Sari MA, Badruzzaman M, Cherchi C, et al. Recent innovations and trends in in-conduit hydropower technologies and their applications in water distribution systems. *J Environ Manage* 2018; 228: 416–428.

[14] Nishi Y, Mori N, Yamada N, et al. Study on the design method for axial flow runner that combines design of experiments, response surface method, and optimization method to one-dimensional design method. *Renew Energy* 2022; 185: 96–110.

[15] Dixon SL, Hall CA. Hydraulic Turbines. In: *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. Elsevier, pp. 361–418.

[16] Biner D, Hasmatuchi V, Violante D, et al. Engineering & Performance of DuoTurbo: Microturbine with Counter-Rotating Runners. *IOP Conf Ser Earth Environ Sci* 2016; 49: 102013.

[17] Cifuentes ODM, Uribe JG, Zuluaga DAH. Numerical Simulation of a Propeller-Type Turbine for In-Pipe Installation. *J Adv Res Fluid Mech Therm Sci* 2021; 83: 1–16.

[18] Jang S, Je Y-W, Kim Y-J. Effect of Blade Leading and Trailing Edge Configurations on the Performance of a Micro Tubular Propeller Turbine Using Response Surface Methodology. *Appl Sci* 2021; 11: 5596.

[19] Nan D, Shigemitsu T, Zhao S, et al. Study on performance of contra-rotating small hydro-turbine with thinner blade and longer front hub. *Renew Energy* 2018; 117: 184–192.

[20] Yadav PK, Kumar A, Jaiswal S. A critical review of technologies for harnessing the power from flowing water using a hydrokinetic turbine to fulfill the energy need. *Energy Rep* 2023; 9: 2102–2117.

[21] Diego B, Gonzalo A, Lenin C. Design and hydrodynamic analysis of horizontal-axis hydrokinetic turbines with three different hydrofoils by CFD. *J Appl Eng Sci* 2020; 18: 529–536.

[22] Saini G, Saini RP. Numerical Investigation of the Effect of Blade Profile of a Darrieus Hydrokinetic Turbine. In: *2018 5th IEEE Uttar Pradesh Section International Conference on Electrical, Electronics and Computer Engineering (UPCON)*. Gorakhpur: IEEE, pp. 1–6.

[23] Kim S-J, Choi Y-S, Cho Y, et al. Effect of blade thickness on the hydraulic performance of a Francis hydro turbine model. *Renew Energy* 2019; 134: 807–817.

[24] Naseem M, Saleem A, Naseem MS. Investigation of blade design parameters for performance improvement of hydraulic cross flow turbine. *Ocean Eng* 2022; 257: 111663.

[25] Yagmur S, Kose F, Dogan S. A study on performance and flow characteristics of single and double H-type Darrieus turbine for a hydro farm application. *Energy Convers Manag* 2021; 245: 114599.

[26] Çengel YA, Cimbala JM. *Fluid mechanics fundamentals and applications*. Fourth edition in SI units. S.l.: MCGRAW HILL EDUCATION A, 2019.

[27] White FM, Xue H. *Fluid mechanics*. Ninth edition. New York, NY: McGraw-Hill, 2021.

[28] Kanoglu M, Çengel YA, Cimbala JM. *Fundamentals and applications of renewable energy*. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2020.

[29] Examining Spatial (Grid) Convergence, https://www.grc.nasa.gov/WWW/wind/valid/tutorial/spatconv.html (accessed 9 June 2024).

[30] White9.pdf.

[31] ANSYS, Inc. *Ansys Fluent Theory Guide*. Release 2021 R2. 2600 Ansys Drive, Canonsburg, PA 15317, United States: ANSYS, Inc., 2021.

[32] Guzmán-Avalos P, Molinero-Hernández D, Galván-González S, et al. Numerical design and optimization of a hydraulic micro-turbine adapted to a wastewater treatment plant. *Alex Eng J* 2023; 62: 555–565.

[33] Yan Y, Tu J. *Bioaerosol Characterisation, Transportation and Transmission: Fundamental, Modelling and Application*. Singapore: Springer Nature Singapore. Epub ahead of print 2023. DOI: 10.1007/978-981-99-2256-7.

[34] Ahmad T, Plee SL, Myers JP. *Fluent User's Guide*. Release 18.1. 2600 Ansys Drive, Canonsburg, PA 15317, United States: ANSYS, Inc., 2018.

[35] HIBBELER RC. *Fluid Mechanics*. Second Edition In Si Units. United States: Pearson, 2020.

 Derechos Reservados © 2024, SOMIM

Cuernavaca, Morelos, a 31 de enero de 2025.

DR. JOSÉ ANTONIO MARBÁN SALGADO
COORDINADOR DE LA MAESTRÍA EN
SUSTENTABILIDAD ENERGÉTICA
P R E S E N T E

Atendiendo a la solicitud para emitir DICTAMEN sobre la revisión de la TESIS titulada: EFECTO DE LA FORMA DEL PERFIL AERODINÁMICO EN LA POTENCIA DE UNA MICROTURBINA HIDRÁULICA, que presenta el/la estudiante. LUIS ENRIQUE JACOBO BADILLO, para obtener el grado de la Maestría en Sustentabilidad Energética.

Nos permitimos informarle que nuestro voto es **APROBATORIO.**

Atentamente
Por una humanidad culta

(Se adiciona efirma UAEM)

DR. MIGUEL ÁNGEL BASURTO PENSADO
DRA. ARIANNA PARRALES BAHENA
DRA. MIRIAM NAVARRETE PROCOPIO
DRA. LAURA LILIA CASTRO GÓMEZ
DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN

PLAZO PARA LA REVISIÓN 20 DÍAS HÁBILES (A PARTIR DE LA FECHA DE RECEPCIÓN DEL DOCUMENTO)

NOTA. POR CUESTION DE REGLAMENTACIÓN LE SOLICITAMOS NO EXCEDER EL PLAZO SEÑALADO, DE LO CONTRARIO LE AGRADECEMOS SU ATENCIÓN Y NUESTRA INVITACIÓN SERÁ CANCELADA.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS

Se expide el presente documento con firma electrónica UAEM, soportada por el certificado vigente a la fecha de su elaboración y con efectos plenos de conformidad con los LINEAMIENTOS EN MATERIA DE FIRMA ELECTRÓNICA PARA LA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS PUBLICADOS en el ÓRGANÓ INFORMATIVO UNIVERSITARIO "ADOLFO MENÉNDEZ SAMARÁ" número 117 de fecha 20 de abril de 2021.

Sello electrónico

MIGUEL ANGEL BASURTO PENSADO | Fecha:2025-01-31 13:34:21 | FIRMANTE

SabJwrA0cBPTPnTUU2xIPkWVihG6dosZ8a4A6y2uotEFnm3wkakUC0z4LtmimXMNHangii2DdKHxcNKOLoSv7QSb147JKhCmbfcF2adMW11e16lfqP5uK9/yl5DgX+ZrEwi/jLkV6vm+Wlaaf1TJFzPz7vNIOqVZHpUFPJ22iFPsSr9Jne3yPca5VuAz4tbkklj3d+FCagaVklUxVM3sAB9r3ciPTEdmKg8V2QHasiHuyRK/Xl9b46MyYP0pZlbdA2d3d2V9zOuluDv6rchPcCjseC8xXccKDSG3Sen5xUvspRwmZZDGJVDyoHyuD9TgGDj1K7fv/Wn+22SrUXTw/w==

ARIANNA PARRALES BAHENA | Fecha:2025-01-31 17:55:59 | FIRMANTE

UiECN37nPmElcCJyerpyuj4vRmSrEuwA3q47LfbJNtcvbzsk9mr0lu7iYWZDk8s08Bx8OAQ5EbD6hkU540pfwVK/rgl/a7xCQd17Vh08EZhvCHg7iE94EzX+gTBNpNBU1DjlJp4DZvBxb/7uwRvLknvj2RaNWLNcnoP0hGx6QrOghPhlKiwrqBkpdKrJMQig6sP+Z1WorW+LEE6eVBp6H70cPUpWqt3iLLmfuR29DieFLJjduPPydhjkXRSwjQDLGqIst36AN8QDypOaO6uy2cvxCFUopsOKmEASoYZSmKhIy0ZHVcWxO97mQ7ZDjoUCRuG/tfQotvC4nggipUyPGQ==

LAURA LILIA CASTRO GOMEZ | Fecha:2025-02-05 15:05:20 | FIRMANTE

lQgKOGBt9kArIigRPxWEVLP0iAAetEiz1Q2opPpo2988Y0SWkmz/AZRVg+Cy6c2DPJ02aIlCXv1cayWgLqHeWcXiOkx7CHO5SDks6WoEiiFDWg9buIpleZPVGjSANRpDSuw1mp5hwnUejzf9YyMTwSR2GHhFCY5V7eGqsvfvqHSrXxSOphmOCG1CtzQGUd8qHEUrioFd52OngmxxVwLoKLpyYNjCO9suoRZyqxGZtnnaDpaWOh8lSiX4G/3eeXnqWhFudYtsW0egNlAn3IlrjdBdAjXfx1dXldLyxidvAjiNfmtaqA95PKaPi181P/DyvRZmp7Cfx7EJ04rNQFMCWg==

MIRIAM NAVARRETE PROCOPIO | Fecha:2025-02-11 17:10:05 | FIRMANTE

dll4MBsePutacR3/3DTGFrMTXxOO0Uq0a6r2lznp8AqdYgYW3F5fi2JGPu1TZ2IxrD2YWxYCvr8+ABTdRTDlBZLcZ3Bb59ER+6pcvu2FYc/BbpnvHWPWMtt/TZreX4wqgbOMbkMFMf8XhwPosco2DY3yF/7Nu4lPKwJ84Rh+ikhJ+8z2Hzucb1syWJ9Di0tVNedzPWWpYWlKN06/CsaBpu0f1XQTflRZec1fj1xJomBJ7Ba7v/FGdl/ywbaD5qEXgbKC7zfxb+O8X3x6EbFV0i3mBFR3m5/WM6w5nUxRzE9vzB5s/6lxS+81bNscoIdmj/gFYXgZZ88FverenCOMQw==

JUAN CARLOS GARCIA CASTREJON | Fecha:2025-02-13 10:09:36 | FIRMANTE

XvjsuR/mP86BI3yN1CZmeVni1BzjCy4sGgrcCketsGHjZElfuCoKs6sOqD/PB9uAROJKlCvJx7rZMH1NpqxL+NbVWazZ8WGPyDITbPYtrPZVuo9Qk06uP08ajBkV1UAs1PUvF/s3M0ui3L/6JoyH06MWpFkf2p8BPlXEzOPP3xPmV0p3i0NbxxZs+t3+9wdQEf9JJyKWIlNBMC8INGUf13YJSE5S/L6hlxKk112YQayP+C06dptk5vTzbEkY41Xu1Lz6UjlDReF4lm8frytBJxVWYjaPsw1p/ysEGwxxE5T47SrWdQrWi+sPt6ObZWl9nWYkHj/PP4/ikQULHMmREQ==

Puede verificar la autenticidad del documento en la siguiente dirección electrónica o escaneando el código QR ingresando la siguiente clave:

UGefW7z0S

https://efirma.uaem.mx/noRepudio/DYPIxTAU1Ik74hlYmcm0zsYpyFDyNCkS