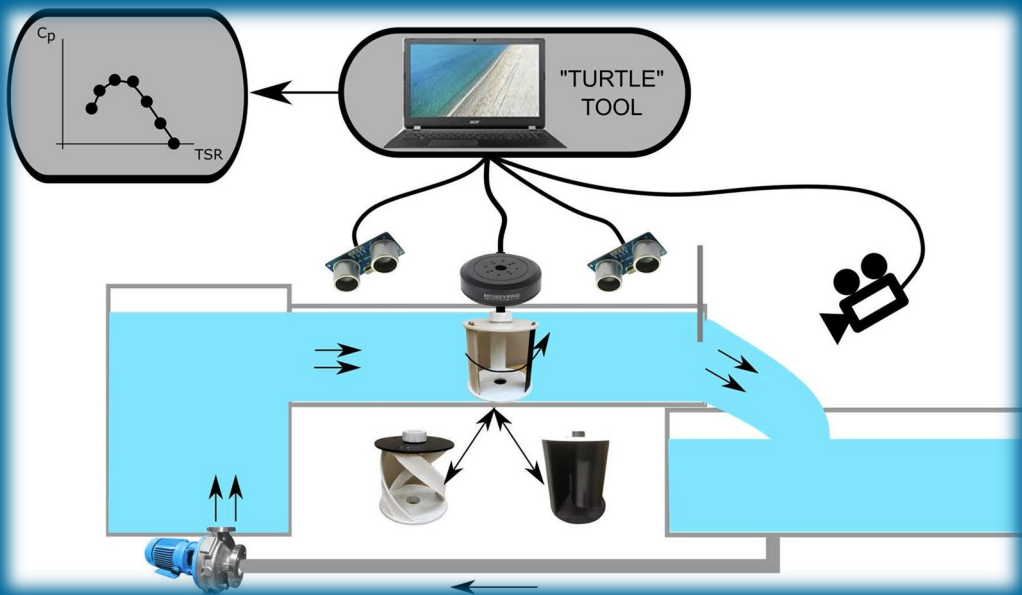




Aprovechamiento energético de corrientes de agua de baja velocidad con turbinas hidrocinéticas de eje vertical en condiciones de bloqueo

Aitor Fernández Jiménez



Universidad de Oviedo

Tesis Doctoral por compendio de publicaciones

Programa de Doctorado de Energía y Control de Procesos

Departamento de Energía

Director: Eduardo Álvarez Álvarez // Tutor: Eduardo Blanco Marigorta

ÍNDICE DE CONTENIDO

Autorización de presentación	19
Resolución de presentación de la Tesis doctoral	21
Resumen de la tesis doctoral.....	23
Formulario de la Tesis por compendio.....	27
Informe de presentación de Tesis doctoral como compendio de publicaciones	29
Aceptación de coautores	31
Renuncia coautores.....	41
Agradecimientos	43
Resumen.....	45
Abstract.....	49
1. Introducción.....	53
1.1. La población y su influencia sobre la demanda energética....	53
1.2. Estado actual del mercado energético mundial.....	55
1.3. La resiliencia de las energías renovables en la crisis sanitaria de 2020.....	62

1.4. El hidrógeno verde como demanda adicional de energías renovables.....	64
1.5. Objetivos y alcance de la presente Tesis	67
2. Nuevas tecnologías energéticas para un futuro más verde. Las turbinas hidrocínéticas.	73
2.1. Tipologías de turbinas hidrocínéticas.....	75
2.2. Proyectos reales con turbinas hidrocínéticas de flujo cruzado	78
2.3. Fundamentos de una turbina hidrocínética de flujo cruzado	82
3. Estudio de la fase de potencia de las turbinas hidrocínéticas de flujo cruzado.....	85
3.1. Modelización experimental. El túnel hidrodinámico de ensayo	90
3.1.1. Descripción del túnel hidrodinámico.	93
3.1.2. Procedimiento de caracterización experimental eléctrico	98
3.1.3. Procedimiento de caracterización experimental mecánico	108

3.2. Modelización numérica de la etapa de potencia de una turbina hidrocínética	114
3.2.1. Procedimiento de caracterización numérica.....	115
4. El fenómeno de bloqueo en turbinas hidrocínicas.....	123
4.1. Aprovechamiento energético del efecto de bloqueo	125
4.2. Corrección de efecto del bloqueo	127
5. Caracterización de rotor de gran solidez para su utilización en corrientes de baja velocidad por su alto bloqueo inducido.....	131
5.1. Materiales y métodos	132
5.2. Caracterización numérica del rotor	133
5.3. Caracterización experimental por procedimiento eléctrico..	137
5.4. Resultados	138
5.5. Discusión	139
5.5.1. Estudio de la posición de la lámina libre y coeficiente de rendimiento hidrocínético	139
5.5.2. Estudio de los campos de presiones y velocidades relativas.....	141
5.5.3. Estudio del campo de velocidades absolutas.....	146

6. Caracterización de dos rotores de flujo cruzado bajo condiciones de bloqueo y su extrapolación a condiciones de campo abierto	149
6.1. Materiales y métodos	149
6.2. Fundamentos teóricos del ensayo.....	153
6.3. Resultados	154
6.4. Discusión.....	156
7. Conclusiones.....	161
8. Futuras investigaciones	165
9. Nomenclatura	169
10. Bibliografía.....	173
11. Compendio de publicaciones y análisis de la validez, aportación científica y factor de impacto.	183
11.1. Artículo 1 - “Hydrodynamic water tunnel for characterization for hydrokinetic microturbines designs”	186
11.2. ...Artículo 2 – “Small cross-flow turbine: design and testing in high blockage conditions”	199

11.3.	Artículo 3 – “Evaluation of a vertical axis hydrokinetic turbine for water channels”	210
11.4. .	Publicaciones y/o participaciones en congresos, simposios y seminarios	217
11.5.	Otras actividades	223

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Perspectivas de crecimiento de la población mundial. [Fuente: ONU, 2019].....	53
Figura 2. Perspectivas de consumo energético mundial según índice de desarrollo. [Fuente: elaboración propia].....	54
Figura 3. Previsiones de crecimiento de generación energética según recurso. [Fuente: elaboración propia].....	55
Figura 4. Evolución de la generación de energía desde 2007 en la Unión Europea y en España. [Fuente: elaboración propia].	56
Figura 5. Previsiones del mix energético renovable mundial para 2050. [Fuente: elaboración propia].	56
Figura 6. Distribución de la energía renovable en España en el año 2019. [Fuente: elaboración propia].	57
Figura 7. Estimación de crecimiento de las energías renovables en España. [Fuente: elaboración propia].	58
Figura 8. (a) Evolución de los contaminantes atmosféricos en la UE en porcentaje desde el año 2000, tomando el índice 100 de referencia en el año 2000. (b) Evolución del PIB con las emisiones de gases nocivos. [Fuente: elaboración propia].	59
Figura 9. Consumo energético según sector económico. [Fuente: elaboración propia].	60

Figura 10. Consumo energético por sectores en la Unión Europea y España en el año 2018. [Fuente: elaboración propia].	60
Figura 11. Evolución de las emisiones de CO2 por sector económico en la UE entre 1990 y 2020. [Fuente: elaboración propia].	61
Figura 12. Comparativa 2019-2020 de potencia renovable instalada por recurso. [Fuente: IEA, 2020].	63
Figura 13. Comparativa 2019-2020 de potencia renovable instalada por país. [Fuente: IEA, 2020].	63
Figura 14. Demanda de hidrógeno consumido en el mundo desde 1975 hasta 2018. [Fuente: IEA, 2021].	64
Figura 15. Propuesta de esquema de una central de generación de hidrógeno verde por electrolisis alimentada con un array de turbinas hidrocinéticas. [Fuente: Elaboración propia].	66
Figura 16. Descripción general de la estrategia de investigación del artículo 1. [Fuente: Elaboración propia].	68
Figura 17. Descripción general de la estrategia de investigación del artículo 2. [Fuente: Elaboración propia].	69
Figura 18. Descripción general de la estrategia de investigación del artículo 3. [Fuente: Elaboración propia].	70
Figura 19. Diagrama resumen de los objetivos generales y técnicos de la Tesis. [Fuente: Elaboración propia].	71

Figura 20. Tipologías de turbinas hidrocínicas: (a) turbinas axiales y (b) turbinas de flujo cruzado. [Fuente: Fernández-Jiménez et al, 2021]... 75

Figura 21. Turbinas de flujo cruzado en posición (a) horizontal y (b) vertical. [Elaboración propia]..... 76

Figura 22. Turbina WPI desarrollada por Water Power Industries. [Fuente: www.wpi.no]. 79

Figura 23. Diseño Kobold (a) y diseño GCK (b). [Fuentes: <http://www.seapowerscrl.com/ocean-and-river-system/kobold> & <https://www.northeastern.edu/cri/spinouts/gck-technology-inc/>]. 79

Figura 24. Diseño Alternative Hydro (a), diseño Blue Energy (b) y diseño EnCurrent (c). [Fuente: <https://althydrosolutions.com/homeEsp.html>, <http://www.bluenergy.com/> & <https://www.newenergycorp.ca/envirogen-005-series.html>]. 80

Figura 25. Diseño Mi1 (a) y diseño IdEnergie (b). [Fuente: <https://www.mitacs.ca/en/projects/mavi-mi1-hydrokinetic-turbine-power-converter-controller-design-review-field-test> & <http://idenergie.ca/en/features/>]..... 81

Figura 26. Boceto de turbinas comerciales (a) Banki-Mitchell y (b) Savonius. [Fuente: Elaboración propia]. 82

Figura 27. Fotografía de dos rotores impresos en 3D (a) Darrieus y (b) Gorlov. [Fuente: Elaboración propia]..... 83

Figura 28. Principales características del rotor. [Fuente: Elaboración propia]..... 86

Figura 29. Variación del C_p con el número de álabes. [Fuente: CIEMAT, 2005]. 88

Figura 30. Ejemplos de túneles hidrodinámicos existentes: (a) Emerson Cavitation Tunnel, (b) CHTTC water tunnel y (c) Missouri Water Tunnel. [Fuente: http://www.psu.edu/ur/archives/intercom_1996/May7/CURRENT/tunnel2.gif, http://www.chttc.ca/images/facilities/equipment/water_tunnel.jpg, University of Missouri]..... 91

Figura 31. Fotografía del túnel hidrodinámico sito en el laboratorio del Área de Ingeniería Hidráulica en la Escuela Politécnica de Mieres. [Fuente: Elaboración propia]. 92

Figura 32. Esquema de los diferentes elementos que componen el túnel hidrodinámico. [Fuente: Elaboración propia]..... 94

Figura 33. Esquema del sistema de control electrónico diseñado. [Fuente: Álvarez-Álvarez et al, 2020]. 95

Figura 34. Limnómetro ultrasónico y su funcionamiento. [Fuente: Álvarez-Álvarez et al, 2020]. 96

Figura 35. Interfaz gráfica de la herramienta TURTLE Tool. [Fuente: Álvarez-Álvarez et al, 2020]. 96

Figura 36. Diagrama de flujo del sistema de caracterización eléctrico. [Fuente: Elaboración propia]. 98

Figura 37. Procedimiento de caracterización de la etapa de potencia de una turbina por vía eléctrica. [Fuente: Álvarez-Álvarez et al, 2020]..... 99

Figura 38. Esquema con acotaciones del eje en voladizo utilizado en con las turbinas metálicas. [Fuente: Elaboración propia]..... 100

Figura 39. Esquema del rotor con los rodamientos utilizados. [Fuente: Elaboración propia]. 101

Figura 40. Modo de acople de la turbina al rotor. [Fuente: Elaboración propia]..... 101

Figura 41. Fotografía con el sistema multiplicador de la turbina. [Fuente: Elaboración propia]. 102

Figura 42. Generador de imanes permanentes utilizado. [Fuente: Elaboración propia]. 104

Figura 43. Fuentes de alimentación y osciloscopio utilizados. [Fuente: Elaboración propia]. 105

Figura 44. Ubicación del rectificador y del filtro LC en la placa electrónica.
[Fuente: Elaboración propia]..... 106

Figura 45. Diferentes elementos que forman la placa electrónica de medición. [Fuente: Elaboración propia]..... 106

Figura 46. Fotografía con el procedimiento mecánico durante una de las pruebas llevadas a cabo. [Fuente: Elaboración propia]..... 108

Figura 47. Diagrama de flujo del procedimiento experimental mecánico. [Fuente: Elaboración propia]..... 109

Figura 48. Sistema de acople de los rotores impresos en 3D para la caracterización de la etapa de potencia. [Fuente: Elaboración propia].
..... 110

Figura 49. Sistema mecánico de caracterización de la turbina. [Fuente: Elaboración propia]..... 111

Figura 50. Acoplamiento flexible y su conexión. [Fuente: Elaboración propia]..... 112

Figura 51. Interfaz gráfica de Torque Tool mostrando la variación de la velocidad durante un ensayo. [Fuente: Elaboración propia]. 112

Figura 52. Diagrama de flujo de la caracterización numérica. [Fuente: Elaboración propia]..... 115

Figura 53. Tipos de mallados: (a) malla tetraédrica, (b) malla estructurada y (c) malla de rotación. [Fuente: Elaboración propia]..... 118

Figura 54. Modelo VOF utilizado para detectar la altura de lámina libre.
 [Fuente: Elaboración propia]..... 120

Figura 55. Comparativa entre diferentes modelos de turbulencia. [Fuente:
 Cham UK, 2020]..... 122

Figura 56. Esquema de las condiciones para pruebas de acuerdo con el
 disco actuador. [Fuente: Fernández-Jiménez et al, 2021]. 123

Figura 57. Esquema de algunos dispositivos (aceleradores) utilizados para
 inducir condiciones de bloqueo con turbinas hidrocinéticas. [Fuente:
 Elaboración propia]..... 126

Figura 58. Fotografía del rotor utilizado durante una de las pruebas
 llevadas a cabo. [Fuente: Elaboración propia]..... 131

Figura 59. Dimensiones del rotor utilizado. [Fuente: Elaboración propia].
 132

Figura 60. Partes del sistema geométrico dibujado. [Fuente: Elaboración
 propia]..... 133

Figura 61. Mallado utilizado en el modelo CFD. [Fuente: Elaboración
 propia]..... 133

Figura 62. Diferentes zonas de las condiciones de contorno del modelo
 numérico CFD. [Fuente: Elaboración propia]..... 135

Figura 63. Fotografías con las pruebas llevadas a cabo (a) mínima y (b)
 máxima velocidad. [Fuente: Elaboración propia]..... 137

Figura 64. Aumento de la lámina de agua como consecuencia del efecto de bloqueo. [Fuente: Espina-Valdés et al, 2020]. 138

Figura 65. Gráfica potencia eléctrica vs velocidad de rotación. [Fuente: Elaboración propia]. 139

Figura 66. Gráficas C_p vs TSR para Q1 y Q3. [Fuente: Elaboración propia]..... 140

Figura 67. Esquema donde se muestra el plano donde se ha realizado el corte. [Fuente: Elaboración propia]..... 141

Figura 68. En la parte superior, campo de presiones (a) Q1, (b) Q2 y (c) Q3. En la parte inferior, campo de velocidades relativas (d) Q1, (e) Q2 y (f) Q3. [Fuente: Elaboración propia]..... 142

Figura 69. Localización de las fuerzas aerodinámicas de acuerdo con el corte 2D: (a) fuerza de arrastre, (b) fuerza de empuje y (c) fuerza de sustentación. [Fuente: Elaboración propia]. 143

Figura 70. Campos de presiones y velocidades relativas para Q3 y un TSR = 1,81. [Fuente: Espina-Valdés et al, 2020]. 144

Figura 71. Distribución de presiones alrededor del álabes 3 y 9 para Q3 y TSR = 1,81. [Fuente: Espina-Valdés et al, 2020]..... 145

Figura 72. Campo de presiones y velocidades relativas para Q1 y TSR = 0,40. [Fuente: Espina-Valdés et al, 2020]. 145

Figura 73. Campo de presiones y velocidades relativas para Q2 y TSR = 1,02. [Fuente: Espina-Valdés et al, 2020]. 146

Figura 74. Campo de velocidades absolutas para Q2 y TSR = 0,4. [Fuente: Espina-Valdés et al, 2020]. 147

Figura 75. Campo de velocidades absolutas para Q3 y TSR = 0,4. [Fuente: Espina-Valdés et al, 2020]. 147

Figura 76. Características geométricas de la turbina Darrieus I. [Fuente: Fernández-Jiménez et al, 2021]. 149

Figura 77. Características geométricas del rotor Darrieus II. [Fuente: Fernández-Jiménez et al, 2021]. 150

Figura 78. Fotografía de la caja de metacrilato junto con varios rotores que también han sido testeados en el canal. [Fuente: Elaboración propia]. 151

Figura 79. Fotografía de la compuerta de tajadera junto con el sistema de engranaje. [Fuente: Elaboración propia]. 152

Figura 80. Esquema de las condiciones para las pruebas: (a) canal hidrodinámico y (b) disco actuador. [Fuente: Fernández-Jiménez et al, 2021]. 153

Figura 81. Rotor Darrieus I durante uno de los ensayos. [Fuente: Elaboración propia]. 155

Figura 82. Rotor Darrieus II durante uno de los ensayos. [Fuente: Elaboración propia]..... 155

Figura 83. Gráficas P_m vs n (a) y C_p vs TSR (b) para ambas pruebas. [Fuente: Elaboración propia]. 156

Figura 84. Gráfica C_p vs TSR para rotor Darrieus II. [Fuente: Elaboración propia]..... 157

Figura 85. Gráfica C_p vs TSR aplicando la corrección de Werle (2010) con el diseño Darrieus I. [Fuente: Elaboración propia]..... 158

Figura 86. Gráfica C_p vs TSR aplicando la corrección de Werle (2010) con el diseño Darrieus II. [Fuente: Elaboración propia]. 158

Figura 87. Comparativa entre los resultados de Patel et al 2017 y Darrieus I y II. [Fuente: Elaboración propia]..... 159

Figura 88. Estructura que alojará la turbina en la ubicación escogida. [Fuente: Elaboración propia]. 165

Figura 89. Dispositivo electrónico para el envío y recibo de datos. [Fuente: Elaboración propia]..... 166

Figura 90. Fotografía del canal de salida de la EDAR elegida. [Fuente: Elaboración propia]. 166

Figura 91. Infografía con el prototipo de turbinas para su instalación en el canal de salida de la EDAR. [Fuente: Elaboración propia]. 167

Figura 92. Fotografía de ensayos con obstáculos. [Fuente: Elaboración propia]..... 168

Figura 93. Fotografía de los ensayos con una turbina en túnel de viento. [Fuente: Elaboración propia]. 168

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Relación de proyectos de investigación en los que ha participado el doctorando.	67
Tabla 2. Proyectos en emplazamiento real utilizando turbina de flujo cruzado.	78
Tabla 3. Principales túneles hidrodinámicos en activo en el mundo y características.....	90
Tabla 4. Principales características de las poleas utilizadas.	103
Tabla 5. Características eléctricas del generador.	104
Tabla 6. Características físicas del PMG.....	104
Tabla 7. Inputs y outputs capturados por el TURTLE Tool.....	107
Tabla 8. Inputs y outputs utilizados por el sistema de caracterización mecánico.....	111
Tabla 9. Características de densidad y viscosidad del aire y agua.	119
Tabla 10. Expresiones de corrección de bloqueo por diferentes autores.	128
Tabla 11. Características de las diferentes pruebas de ajuste de la computación del modelo CFD.	134
Tabla 12. Características del inicializador y del solver de las simulaciones numéricas llevadas a cabo.	136

Tabla 13. Características hidráulicas de los ensayos. 138

Tabla 14. Características de cada una de las pruebas llevadas a cabo..... 154

Resumen de la tesis doctoral



Universidad de Oviedo
Universidá d'Uviéu
 University of Oviedo

RESUMEN DEL CONTENIDO DE TESIS DOCTORAL

1.- Título de la Tesis	
Español/Otro Idioma: APROVECHAMIENTO ENERGÉTICO DE CORRIENTES DE AGUA DE BAJA VELOCIDAD CON TURBINAS HIDROCINÉTICAS DE EJE VERTICAL EN CONDICIONES DE BLOQUEO	Inglés: ENERGETICAL GENERATION WITH VERTICAL AXIS HYDROKINETIC TURBINES IN LOW SPEED WATER CURRENTS UNDER BLOCKAGE CONDITIONS
2.- Autor	
Nombre: AITOR FERNÁNDEZ JIMÉNEZ	DNI/Pasaporte/NIE
Programa de Doctorado: ENERGÍA Y CONTROL DE PROCESOS	
Órgano responsable: DEPARTAMENTO DE ENERGÍA	

RESUMEN (en español)

La presente Tesis se presenta como compendio de tres publicaciones de impacto que versan sobre el estudio de turbinas hidrocinéticas de eje vertical trabajando en condiciones de baja velocidad de agua (menor de 1 m/s) y bloqueo de la corriente. Cada uno de los artículos aporta conocimiento teórico y práctico sobre el estudio de la etapa de potencia de este tipo de rotores, mostrando resultados numéricos y experimentales. Más en concreto, la Tesis presenta tres claras aportaciones:

- Diseño de un túnel hidrodinámico para la simulación de corrientes de agua de baja velocidad y la caracterización de turbinas hidrocinéticas de eje vertical.
- Diseño y construcción de un sistema electrónico de control de las variables hidrodinámicas del túnel y la adquisición de los datos correspondientes a las características de potencia de las turbinas a ensayar.
- Definición de dos procedimientos experimentales para la caracterización de la etapa de potencia de turbinas hidrocinéticas que, por su versatilidad, permite el estudio de su funcionamiento a partir de datos eléctricos y mecánicos.

En este documento y, como contextualización de la investigación, se ha realizado un breve análisis sobre el estado actual del sector energético a nivel mundial, europeo y español. Este estudio se ha enfocado en la presentación de las actuales tecnologías hipocarbónicas existentes, así como su futuro impacto en el mix energético mundial. Además, se han extraído conclusiones de cómo ha afectado la pandemia de la COVID-19 al sector de las energías renovables durante el año 2020, concluyéndose que éstas han mostrado resiliencia a los cambios de consumo. También se ha puesto de manifiesto la importancia que tendrá la utilización de fuentes renovables en la producción de hidrógeno verde ya que será un recurso relevante en el futuro. Por último, si bien en las últimas décadas las fuentes renovables de energía han ido ganando peso en el mix energético, algunos recursos como las corrientes de marea o fluyentes en canales de baja velocidad tienen un prometedor futuro. Es en este ámbito donde cobra importancia el diseño, desarrollo e instalación de turbinas hidrocinéticas.

A continuación, se han presentado las principales tipologías de turbinas hidrocinéticas existentes en la actualidad, haciendo hincapié en las de flujo cruzado por su excelente comportamiento en condiciones de baja velocidad. También se han descrito algunos de los principales proyectos reales en los que estas turbinas han sido utilizadas, bien en fase comercial (y por tanto conectadas a la red eléctrica) o de prototipo. Se concluye que, en general, realizar experimentaciones a escala real con turbinas de flujo cruzado presenta importantes complejidades técnicas y económicas por lo que la propuesta de técnicas más sencillas y de menor coste, como las que se presentan en esta Tesis, supondrán un importante avance.

FOR-MAT-VOA-010 (Rev.2018)



Universidad de Oviedo
Universidá d'Uviéu
 University of Oviedo

En este sentido, la Tesis incluye el diseño y desarrollo de una metodología de estudio de la fase de potencia de turbinas hidrocinéticas de baja velocidad de corriente y en condiciones de bloqueo. Más en concreto, se describen dos metodologías experimentales (eléctrica y mecánica) que se complementan con estudios numéricos para un análisis detallado de los campos de velocidad y presión. Las metodologías experimentales se llevaron a cabo en un túnel hidrodinámico diseñado y fabricado específicamente para tal fin, mientras que los estudios numéricos se basan en técnicas de fluidos computacional (CFD).

A partir de la aplicación de las metodologías y estudios anteriormente descritos se ha podido estudiar el fenómeno del bloqueo y sus efectos en el funcionamiento de las turbinas hidrocinéticas de eje vertical desde dos puntos de vista. En primer lugar, como un fenómeno que mejora el aprovechamiento energético para casos de corrientes de baja velocidad y, en segundo lugar, como una condición inherente a la experimentación en canales que debe corregirse para extrapolar su funcionamiento a campo abierto.

En una primera fase se realizó la investigación experimental, completada con un estudio numérico, de un rotor de diseño simple de 0,23 m de diámetro y 0,30 m de altura. Éste ha sido fabricado con componentes comerciales y con el objetivo de inducir un valor elevado de bloqueo en el interior de un canal con baja velocidad de corriente, lo que facilita la obtención de energía. El procedimiento experimental utilizado permitió estudiar en detalle la variación de potencia y rendimiento con la velocidad de rotación de la turbina, mientras que el modelo numérico complementó el estudio al detallar los campos de presiones y velocidades que aparecen en la turbina. De este modo se concluye que el efecto del bloqueo influye en la mejora de la generación de energía, lográndose potencias de hasta 10W para velocidades de corriente de 0,57 m/s.

En una segunda fase se realizó una investigación experimental con dos turbinas hidrocinéticas tipo Darrieus diseñadas e impresas con tecnología 3D. Para su caracterización se aplicó la metodología experimental basada en datos mecánicos (par de fuerza). Geométricamente, sus dimensiones fueron de 0,28 m y 0,15 m de diámetro y altura de 0,30 m y 0,15 m respectivamente. En este caso en concreto se estudió el bloqueo como un fenómeno inherente a la experimentación en canales y se aplicaron correcciones analíticas obtenidas del estado del arte para extrapolar su funcionamiento a condiciones de campo abierto. Más en concreto, en condiciones de bloqueo se alcanzaron coeficientes de potencia de hasta 2,5, los cuales tras la corrección disminuyeron hasta 0,3. Se concluye que, si bien las turbinas utilizadas tienen un reducido tamaño, éstas son válidas para estudiar los efectos del bloqueo de la corriente, pudiéndose obtener su característica de potencia funcionando en condiciones de campo abierto. Los resultados obtenidos son similares a aquellos obtenidos por turbinas del mismo tipo con mayor tamaño y operando en aguas abiertas.

En la actualidad, se están desarrollando nuevas investigaciones cuyos resultados se pretende publicar en breve. En concreto, se plantea seguir estudiando el fenómeno del bloqueo y sus efectos en la obtención de potencia. Para ello, se está trabajando en el diseño de diferentes dispositivos aceleradores de sencillo diseño para incrementar la potencia obtenida de las turbinas hidrocinéticas de eje vertical en canales con baja velocidad de corriente. Asimismo, se están llevando a cabo pruebas en túnel de viento con los mismos diseños testeados en agua para lograr comparar resultados que inclusive permitan mejorar las expresiones analíticas existentes de corrección del bloqueo.

RESUMEN (en Inglés)

This Thesis is presented as a compendium of three impact publications that deal with the study of vertical axis hydrokinetic turbines working under low water velocity (less than 1 m/s) and current blockage conditions. Each article provides theoretical and practical knowledge about the study of the power stage of this type of rotors, showing numerical and experimental results. More specifically, the Thesis presents three clear contributions:

- Design of a hydrodynamic water tunnel for the simulation of low velocity water currents and the characterization of vertical axis hydrokinetic turbines.
- Design and construction of an electronic control system for the hydrodynamic parameters of the tunnel and the acquisition procedure of the power characteristics of the tested turbines.



Universidad de Oviedo
Universidá d'Uviéu
University of Oviedo

- Definition of two experimental procedures for the characterization of the hydrokinetic turbine in its power stage that, due to its versatility, allows the study of its operation based on electrical and mechanical data.

In this document and, as a contextualization of the research, a brief analysis has been carried out on the current state of the energy sector at a global, European and Spanish level. This study has focused on the presentation of current existing low-carbon technologies, as well as their future impact on the world's energy market. In addition, some conclusions have been drawn on how the COVID-19 pandemic has affected the renewable sector during 2020, concluding that green energies have shown resilience to changes in consumption. It has been also highlighted the importance of the use of renewable resources in the production of green hydrogen, as it will be a relevant resource in the future. Finally, although in recent decades renewable energy have been gaining weight in the energy market, some resources such as tidal currents or low-velocity channel streams have a promising future. It is in this area where the design, development and installation of hydrodynamic turbines becomes important.

Next, the main types of hydrokinetic turbines have been presented, emphasizing on crossflow rotors due to their excellent performance under low-speed conditions. Some real projects in which these turbines have been used have also been described, either in a commercial phase (and therefore connected to power mains) or as a prototype. It is concluded that, in general, conducting full-scale experimentation tests with crossflow turbines presents important technical and economic complexities. The proposal of simpler and low-cost techniques, such as those presented in this Thesis, will represent an important advance.

In this context, the Thesis includes the design and development of a methodology to study the power phase of hydrokinetic turbines with low current speed and under blockage conditions. More specifically, two experimental methodologies (electrical and mechanical) are described. Both are complemented with numerical studies for a detailed analysis of the velocity and pressure fields. The experimental methodologies were carried out in a hydrodynamic tunnel designed and manufactured specifically for this purpose, while the numerical studies are based on computational fluid-dynamics techniques (CFD).

From the application of the methodologies and studies described above, it has been possible to study the phenomenon of blockage and its effects on the operation of vertical axis hydrokinetic turbines from two points of view. In the first place, as a phenomenon that improves energy extraction in cases of low-speed currents and, secondly, as an inherent condition of experimentation at water channels that must be corrected to extrapolate its operation to open-field conditions.

In a first phase, the experimental research was carried out, completed with a numerical study, of a simple rotor design with a diameter of 0.23 m and a height of 0.30 m. This turbine has been manufactured using off-the-shelf components and with the aim of inducing high blockage values inside a water channel with low-speed conditions, facilitating the energy extraction. The experimental procedure used allowed the study of the variation of power and performance with the rotational speed of the turbine, while the numerical model complemented the study by detailing the pressure and velocity fields that appear in the turbine. In this way, it is concluded that the blockage effect influences the improvement of power generation, achieving power up to 10W for current speeds of 0.57 m/s.

In a second phase, an experimental investigation was carried out with two Darrieus-type hydrokinetic turbines designed and printed with 3D technology. For its characterization, the experimental methodology based on mechanical data (torque) was applied. Geometrically, its dimensions were a diameter of 0.28 m and 0.15 m and a height of 0.30 m and 0.15 m, respectively. In this specific case, blockage was studied as a phenomenon inherent to experimentation in channels, so analytical corrections obtained from the state of art were applied to extrapolate its operation to open-field conditions. More specifically, under blockage conditions, power coefficients up to 2.5 were reached, which after correction decreased to 0.3. It is concluded that, although the turbines used are small, they are valid for studying the effects of current blockage, and its power characteristic can be obtained by operating in open-field conditions. The results obtained are like those reached by larger turbines of the same type and operating in open water.



Universidad de Oviedo
Universidá d'Uviéu
University of Oviedo

At present, new researching lines are being developed and the results are intended to be published shortly. Specifically, it is proposed to continue studying the phenomenon of blockage and its effects on obtaining power. To this end, work is being done on the design of different simple-design accelerator devices to increase the power obtained from vertical axis hydrokinetic turbines in channels with low current velocity. Likewise, wind tunnel tests are being carried out with the same designs tested on water, so a comparison can be made. Also, the existing analytical expression of blockage correction can be improved.

**SR. PRESIDENTE DE LA COMISIÓN ACADÉMICA DEL PROGRAMA DE DOCTORADO
EN ENERGÍA Y CONTROL DE PROCESOS**

Agradecimientos

Quisiera reservar un espacio de la presente Tesis en agradecer el enorme apoyo recibido por numerosas personas que, sin su ayuda, este trabajo hubiera sido imposible de llevar a cabo. Por un lado, quisiera poner en valor el tiempo y la dedicación que mi tutor, D. Eduardo Blanco Marigorta, me ha brindado durante todo este tiempo y, sobre todo, su magnífica visión para resolver aquellos complejos problemas que parecen no tener solución. Sin duda alguna, atender a sus explicaciones siempre merece la pena y uno siempre aprende.

Por otro lado, no podría olvidarme de quién ha apostado siempre por mí y me ha brindado la oportunidad de iniciarme en el camino profesional: mi director de Tesis, D. Eduardo Álvarez Álvarez. Siempre le agradeceré su apoyo constante, ganas de trabajar e incansable tesón por las cosas bien hechas en el complejo mundo de la investigación.

Por supuesto, no puedo olvidarme de los miembros del departamento de electrónica: D. Manuel Rico Secades, D. Antonio Calleja Rodríguez y D. Emilio López Corominas; por acercarme el mundo de la electrónica con esa pasión y dedicación que me han brindado cada vez que he requerido su ayuda. También, quiero reconocer el inmenso apoyo de mis compañeros del Área de Ingeniería Hidráulica: D. Joaquín Fernández Francos, D. Antonio Navarro Manso, D. Rodolfo Espina Valdés y D. Ahmed Gharib Yosry; por todas aquellas horas que hemos compartido juntos y todo el apoyo que me habéis brindado siempre con una sonrisa. Tampoco quiero olvidarme de otras personas del ámbito universitario que siempre se han ofrecido a ayudarme como Andrés Meana y Manuel Braga; así como del mundo empresarial por su inestimable apoyo a la investigación como Ángel y Carlos.

Un apartado especial lo reservo para mis amigos de carrera, Daniel de la Cruz, Víctor Pacheco, Álvaro García, Daniel Otero, Guadalupe Torre, Andone Amezqueta, Laura Riesgo y Elena Antuña; ya que siempre han estado ahí para aconsejarme y apoyarme en este trabajo. Y también a mis amigos de toda la vida: Aitor, Dani, Maikel, Sergio y Bea que siempre han estado ahí en los momentos buenos, pero sobre todo en los malos.

Y finalizo agradeciendo a mis padres por darme todo el apoyo para formarme como persona y profesional y aconsejarme en todo este largo camino. También al resto de mi familia, de la cual me siento muy orgulloso, sobre todo de mi abuela y de esos tres luceros que desde el cielo me protegen y me cuidan.

Espero no haberme olvidado de nadie. Muchas gracias a todos.

Resumen

La presente Tesis se presenta como compendio de tres publicaciones de impacto que versan sobre el estudio de turbinas hidrocínéticas de eje vertical trabajando en condiciones de baja velocidad de agua (menor de 1 m/s) y bloqueo de la corriente. Cada uno de los artículos aporta conocimiento teórico y práctico sobre el estudio de la etapa de potencia de este tipo de rotores, mostrando resultados numéricos y experimentales. Más en concreto, la Tesis presenta tres claras aportaciones:

- Diseño de un túnel hidrodinámico para la simulación de corrientes de agua de baja velocidad y la caracterización de turbinas hidrocínéticas de eje vertical.
- Diseño y construcción de un sistema electrónico de control de las variables hidrodinámicas del túnel y la adquisición de los datos correspondientes a las características de potencia de las turbinas a ensayar.
- Definición de dos procedimientos experimentales para la caracterización de la etapa de potencia de turbinas hidrocínéticas que, por su versatilidad, permite el estudio de su funcionamiento a partir de datos eléctricos y mecánicos.

En este documento y, como contextualización de la investigación, se ha realizado un breve análisis sobre el estado actual del sector energético a nivel mundial, europeo y español. Este estudio se ha enfocado en la presentación de las actuales tecnologías hipocarbónicas existentes, así como su futuro impacto en el mix energético mundial. Además, se han extraído conclusiones de cómo ha afectado la pandemia de la COVID-19 al sector de las energías renovables durante el año 2020, concluyéndose que éstas han mostrado resiliencia a los cambios de consumo. También se ha puesto de manifiesto la importancia que tendrá la utilización de fuentes renovables en la producción de hidrógeno verde ya que será un recurso relevante en el futuro. Por último, si bien en las últimas décadas las fuentes renovables de energía han ido ganando peso en el mix energético, algunos recursos como las corrientes de marea o fluyentes en canales de baja velocidad tienen un prometedor futuro. Es en este ámbito donde cobra importancia el diseño, desarrollo e instalación de turbinas hidrocínéticas.

A continuación, se han presentado las principales tipologías de turbinas hidrocínicas existentes en la actualidad, haciendo hincapié en las de flujo cruzado por su excelente comportamiento en condiciones de baja velocidad. También se han descrito algunos de los principales proyectos reales en los que estas turbinas han sido utilizadas, bien en fase comercial (y por tanto conectadas a la red eléctrica) o de prototipo. Se concluye que, en general, realizar experimentaciones a escala real con turbinas de flujo cruzado presenta importantes complejidades técnicas y económicas por lo que la propuesta de técnicas más sencillas y de menor coste, como las que se presentan en esta Tesis, supondrán un importante avance.

En este sentido, la Tesis incluye el diseño y desarrollo de una metodología de estudio de la fase de potencia de turbinas hidrocínicas de baja velocidad de corriente y en condiciones de bloqueo. Más en concreto, se describen dos metodologías experimentales (eléctrica y mecánica) que se complementan con estudios numéricos para un análisis detallado de los campos de velocidad y presión. Las metodologías experimentales se llevaron a cabo en un túnel hidrodinámico diseñado y fabricado específicamente para tal fin, mientras que los estudios numéricos se basan en técnicas de fluidos computacional (CFD).

A partir de la aplicación de las metodologías y estudios anteriormente descritos se ha podido estudiar el fenómeno del bloqueo y sus efectos en el funcionamiento de las turbinas hidrocínicas de eje vertical desde dos puntos de vista. En primer lugar, como un fenómeno que mejora el aprovechamiento energético para casos de corrientes de baja velocidad y, en segundo lugar, como una condición inherente a la experimentación en canales que debe corregirse para extrapolar su funcionamiento a campo abierto.

En una primera fase se realizó la investigación experimental, completada con un estudio numérico, de un rotor de diseño simple de 0,23 m de diámetro y 0,30 m de altura. Éste ha sido fabricado con componentes comerciales y con el objetivo de inducir un valor elevado de bloqueo en el interior de un canal con baja velocidad de corriente, lo que facilita la obtención de energía. El procedimiento experimental utilizado permitió estudiar en detalle la variación de potencia y rendimiento con la velocidad de rotación de la turbina, mientras que el modelo numérico complementó el estudio al detallar los campos de presiones y velocidades que aparecen en la turbina. De este modo se concluye que el efecto del bloqueo influye

en la mejora de la generación de energía, lográndose potencias de hasta 10W para velocidades de corriente de 0,57 m/s.

En una segunda fase se realizó una investigación experimental con dos turbinas hidrocínicas tipo Darrieus diseñadas e impresas con tecnología 3D. Para su caracterización se aplicó la metodología experimental basada en datos mecánicos (par de fuerza). Geométricamente, sus dimensiones fueron de 0,28 m y 0,15 m de diámetro y altura de 0,30 m y 0,15 m respectivamente. En este caso en concreto se estudió el bloqueo como un fenómeno inherente a la experimentación en canales y se aplicaron correcciones analíticas obtenidas del estado del arte para extrapolar su funcionamiento a condiciones de campo abierto. Más en concreto, en condiciones de bloqueo se alcanzaron coeficientes de potencia de hasta 2,5, los cuales tras la corrección disminuyeron hasta 0,3. Se concluye que, si bien las turbinas utilizadas tienen un reducido tamaño, éstas son válidas para estudiar los efectos del bloqueo de la corriente, pudiéndose obtener su característica de potencia funcionando en condiciones de campo abierto. Los resultados obtenidos son similares a aquellos obtenidos por turbinas del mismo tipo con mayor tamaño y operando en aguas abiertas.

En la actualidad, se están desarrollando nuevas investigaciones cuyos resultados se pretende publicar en breve. En concreto, se plantea seguir estudiando el fenómeno del bloqueo y sus efectos en la obtención de potencia. Para ello, se está trabajando en el diseño de diferentes dispositivos aceleradores de sencillo diseño para incrementar la potencia obtenida de las turbinas hidrocínicas de eje vertical en canales con baja velocidad de corriente. Asimismo, se están llevando a cabo pruebas en túnel de viento con los mismos diseños testados en agua para lograr comparar resultados que inclusive permitan mejorar las expresiones analíticas existentes de corrección del bloqueo.

Abstract

This Thesis is presented as a compendium of three impact publications that deal with the study of vertical axis hydrokinetic turbines working under low water velocity (less than 1 m/s) and current blockage conditions. Each article provides theoretical and practical knowledge about the study of the power stage of this type of rotors, showing numerical and experimental results. More specifically, the Thesis presents three clear contributions:

- Design of a hydrodynamic water tunnel for the simulation of low velocity water currents and the characterization of vertical axis hydrokinetic turbines.
- Design and construction of an electronic control system for the hydrodynamic parameters of the tunnel and the acquisition procedure of the power characteristics of the tested turbines.
- Definition of two experimental procedures for the characterization of the hydrokinetic turbine in its power stage that, due to its versatility, allows the study of its operation based on electrical and mechanical data.

In this document and, as a contextualization of the research, a brief analysis has been carried out on the current state of the energy sector at a global, European and Spanish level. This study has focused on the presentation of current existing low-carbon technologies, as well as their future impact on the world's energy market. In addition, some conclusions have been drawn on how the COVID-19 pandemic has affected the renewable sector during 2020, concluding that green energies have shown resilience to changes in consumption. It has been also highlighted the importance of the use of renewable resources in the production of green hydrogen, as it will be a relevant resource in the future. Finally, although in recent decades renewable energy have been gaining weight in the energy market, some resources such as tidal currents or low-velocity channel streams have a promising future. It is in this area where the design, development and installation of hydrodynamic turbines becomes important.

Next, the main types of hydrokinetic turbines have been presented, emphasizing on crossflow rotors due to their excellent performance under low-speed conditions. Some real projects in

which these turbines have been used have also been described, either in a commercial phase (and therefore connected to power mains) or as a prototype. It is concluded that, in general, conducting full-scale experimentation tests with crossflow turbines presents important technical and economic complexities. The proposal of simpler and low-cost techniques, such as those presented in this Thesis, will represent an important advance.

In this context, the Thesis includes the design and development of a methodology to study the power phase of hydrokinetic turbines with low current speed and under blockage conditions. More specifically, two experimental methodologies (electrical and mechanical) are described. Both are complemented with numerical studies for a detailed analysis of the velocity and pressure fields. The experimental methodologies were carried out in a hydrodynamic tunnel designed and manufactured specifically for this purpose, while the numerical studies are based on computational fluid-dynamics techniques (CFD).

From the application of the methodologies and studies described above, it has been possible to study the phenomenon of blockage and its effects on the operation of vertical axis hydrokinetic turbines from two points of view. In the first place, as a phenomenon that improves energy extraction in cases of low-speed currents and, secondly, as an inherent condition of experimentation at water channels that must be corrected to extrapolate its operation to open-field conditions.

In a first phase, the experimental research was carried out, completed with a numerical study, of a simple rotor design with a diameter of 0.23 m and a height of 0.30 m. This turbine has been manufactured using off-the-shelf components and with the aim of inducing high blockage values inside a water channel with low-speed conditions, facilitating the energy extraction. The experimental procedure used allowed the study of the variation of power and performance with the rotational speed of the turbine, while the numerical model complemented the study by detailing the pressure and velocity fields that appear in the turbine. In this way, it is concluded that the blockage effect influences the improvement of power generation, achieving power up to 10W for current speeds of 0.57 m/s.

In a second phase, an experimental investigation was carried out with two Darrieus-type hydrokinetic turbines designed and printed with 3D technology. For its characterization, the experimental methodology based on mechanical data (torque) was applied.

Geometrically, its dimensions were a diameter of 0.28 m and 0.15 m and a height of 0.30 m and 0.15 m, respectively. In this specific case, blockage was studied as a phenomenon inherent to experimentation in channels, so analytical corrections obtained from the state of art were applied to extrapolate its operation to open-field conditions. More specifically, under blockage conditions, power coefficients up to 2.5 were reached, which after correction decreased to 0.3. It is concluded that, although the turbines used are small, they are valid for studying the effects of current blockage, and its power characteristic can be obtained by operating in open-field conditions. The results obtained are like those reached by larger turbines of the same type and operating in open water.

At present, new researching lines are being developed and the results are intended to be published shortly. Specifically, it is proposed to continue studying the phenomenon of blockage and its effects on obtaining power. To this end, work is being done on the design of different simple-design accelerator devices to increase the power obtained from vertical axis hydrokinetic turbines in channels with low current velocity. Likewise, wind tunnel tests are being carried out with the same designs tested on water, so a comparison can be made. Also, the existing analytical expression of blockage correction can be improved.

1. Introducción

1.1. La población y su influencia sobre la demanda energética

Los principales sectores económicos de la sociedad actual demandan grandes volúmenes de electricidad, lo que produce una alta dependencia energética. Recientes estudios indican que aproximadamente el 8% de la riqueza anual mundial se emplea en la generación y/o consumo de electricidad, lo que traducido a términos monetarios implica más de 6980000 millones de dólares al año (Coviello and Ruchansky, 2017). Por lo tanto, la mejora tecnológica en su generación, transporte y consumo es clave para asegurar un futuro sostenible donde todas las demandas estén cubiertas.

Uno de los aspectos que más afecta al consumo energético es la población. La Organización de las Naciones Unidas (ONU) ha estimado que, para 2050, la población mundial será de 9700 millones de personas (ONU, 2019). Además, se espera que el mayor crecimiento poblacional se produzca en países en vías de desarrollo mientras que en otras regiones como China o la Unión Europea (UE), se espera que la población se reduzca entre un 10% y 2,2% respectivamente. Así, las proyecciones de consumo energético apuntan a que el aumento poblacional de los países en vías de desarrollo se traducirá en un considerable incremento de la demanda energética. La Figura 1 muestra las proyecciones de crecimiento poblacional realizadas por la ONU y la Figura 2 muestra las perspectivas de demanda energética en British Thermal Units (BTU) según sean países desarrollados o no.

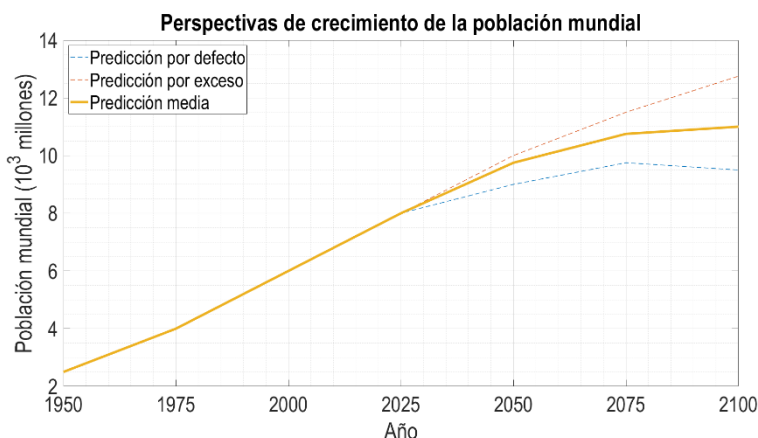


Figura 1. Perspectivas de crecimiento de la población mundial. [Fuente: ONU, 2019].

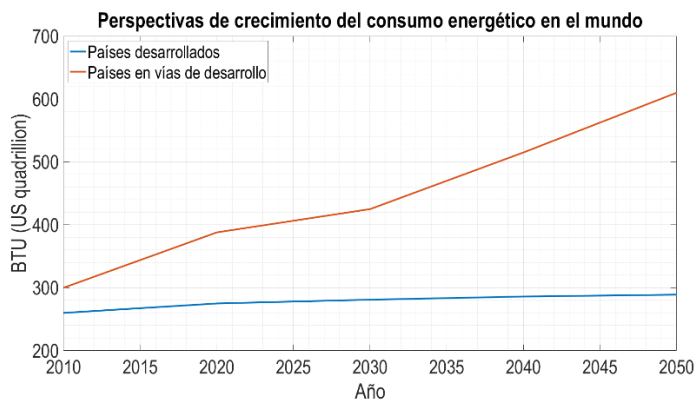


Figura 2. Perspectivas de consumo energético mundial según índice de desarrollo. [Fuente: elaboración propia].

Para cubrir esas futuras demandas minimizando los efectos nocivos sobre el medio ambiente se hará necesario implementar y desarrollar tecnologías y estrategias globales para cubrirlas en el mayor porcentaje posible. Este objetivo fue acordado por la ONU en su “*Agenda de Desarrollo Sostenible*” de 2015, donde acordó garantizar el acceso a una energía asequible, fiable, sostenible y moderna para todos. Y es que recientes estudios muestran que el 20% de la población mundial sigue sin tener acceso a la electricidad y una cifra aún mayor de personas sufre cortes persistentes en el suministro (ONU, 2015).

Ante esta situación, las energías renovables serán clave para poder alcanzar esos objetivos marcados por la ONU y otras organizaciones. Si bien algunas energías limpias como la solar o la eólica llevan tiempo implementadas, su peso en los diferentes mercados eléctricos es muy dispar. Tal y como recoge la Agencia Internacional de la Energía (International Energy Agency, IEA) en su informe de 2019 (IEA, 2019), los países miembros de la Organización para la Cooperación y Desarrollo Económico (OCDE) generan en total alrededor de $10 \cdot 10^{18}$ kWh/año mientras que el resto de países, que representan mucha mayor población, apenas llegan a los $13 \cdot 10^{18}$ kWh/año. Si, además, se analiza la procedencia de la energía generada se observa que, los países de la OCDE y China generan en un mayor porcentaje su energía a partir de fuentes renovables en contraposición con el resto donde el carbón sigue produciendo electricidad para más de 2600 millones de personas (National Geographic, 2014). Esta situación impide una lucha eficaz contra las emisiones de gases de efecto invernadero a la atmósfera. Afortunadamente se espera que para el año 2050 los países de la OCDE, junto con China e India, generen el 75% de la energía renovable del mundo (IEA, 2020).

1.2. Estado actual del mercado energético mundial

De acuerdo con el último informe de la IEA (IEA, 2019), el carbón es el recurso energético más utilizado seguido del gas y las energías renovables, teniendo todavía un peso importante la energía nuclear. Además, se espera que las fuentes renovables de energía representen más del 40% de la energía total generada en el año 2050, aunque también se estima un crecimiento de la energía generada a partir del gas y la energía nuclear de un 1,5% y un 1% al año respectivamente. El carbón, sin embargo, sufrirá un proceso de estancamiento en las próximas décadas debido principalmente a las políticas de lucha contra las emisiones (Muñiz Hernández, 2013). La Figura 3 (a) muestra la distribución de las energías en el mundo y la Figura 3 (b) representa el crecimiento progresivo de la implantación de energías renovables en el mercado eléctrico mundial para el año 2050.

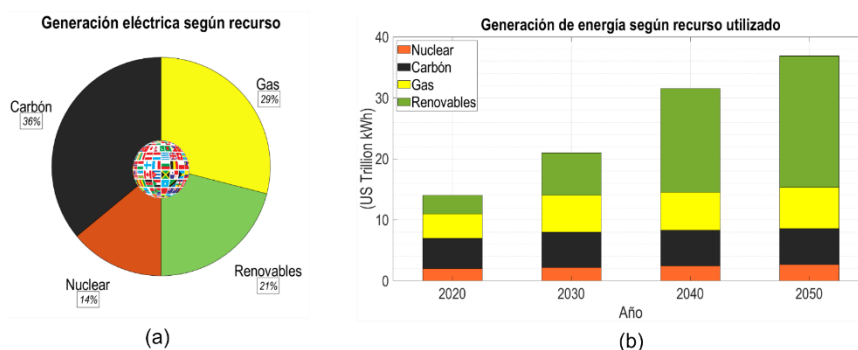


Figura 3. Previsiones de crecimiento de generación energética según recurso. [Fuente: elaboración propia].

En la última década, la energía total generada en la UE ha sufrido una disminución progresiva como consecuencia de las políticas de lucha contra el cambio climático y eficiencia energética (Ríos et al., 2010). Así, si bien en 2007 la generación total de energía en Europa era de 1,77 millones de toneladas de petróleo equivalente (Tonnes of Oil Equivalent, TOE), en 2018 esa producción disminuyó hasta los 1,61 millones TOE. En el caso de España, también se ha producido una disminución en la cantidad de energía generada, si bien su pendiente es mucho menos acusada (EUROSTAT, 2020). La Figura 4 muestra la evolución de la energía total y renovable generada en la UE y en España desde el año 2007.

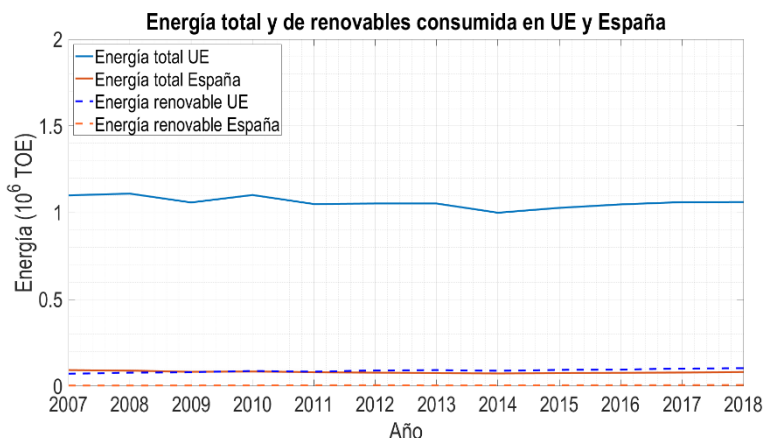


Figura 4. Evolución de la generación de energía desde 2007 en la Unión Europea y en España. [Fuente: elaboración propia].

Focalizándose en las energías renovables, en el mundo la más utilizada es la hidroeléctrica donde la generación de electricidad a partir del turbinado de agua embalsada supone el 62% de toda la energía renovable. Sin embargo, se espera que su peso se reduzca hasta el 28% para el año 2050 aunque el reciente interés suscitado en el almacenamiento de energía podría frenar esa caída (Abadie and Goicoechea Larracochea, 2019). Otras energías renovables de importancia son la energía eólica y solar, de las que se espera un gran despliegue en años venideros. La Figura 5 muestra la evolución del mix energético renovable mundial hasta el año 2050.

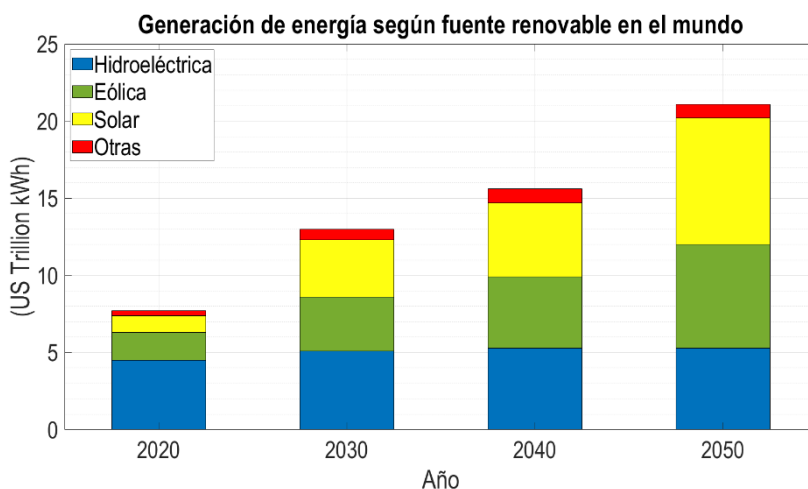


Figura 5. Previsiones del mix energético renovable mundial para 2050. [Fuente: elaboración propia].

Centrándonos en la UE, las energías renovables representan actualmente el 15,03% de la energía total generada al año, lo que supone un aumento considerable respecto al año 2007 donde las energías verdes representaban únicamente el 8% del total. Cabe destacar que en el caso de España se ha seguido la misma tendencia ya que la energía generada a partir de fuentes renovables ha pasado de un 6,94% en 2007 a un 15,2% en 2020, situándose ligeramente por encima de la media europea. Más en detalle, el mercado renovable de España está formado mayoritariamente por las energías eólica, hidráulica y solar; siendo la primera la que mayor porcentaje representa en la actualidad (IDAE, 2011) (ver Figura 6).

Energías renovables en España (2019)

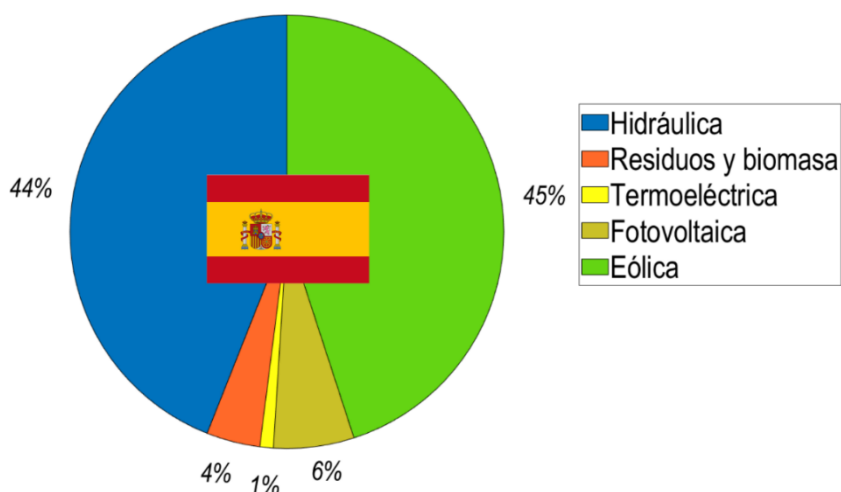


Figura 6. Distribución de la energía renovable en España en el año 2019. [Fuente: elaboración propia].

En las próximas décadas se estima que el peso de las energías hipocarbónicas aumente, cumpliendo con el objetivo fijado por la UE de representar el 42% de toda la energía generada en el país. En este sentido, el “Plan Nacional de Energías Renovables 2011-2020” (PNER 2011-2020), ha estimado que en el año 2030 España alcance ese objetivo (IDAE, 2011) (ver Figura 7).

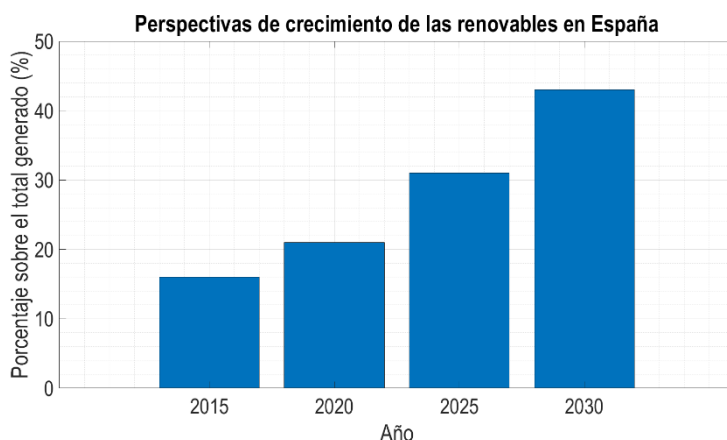
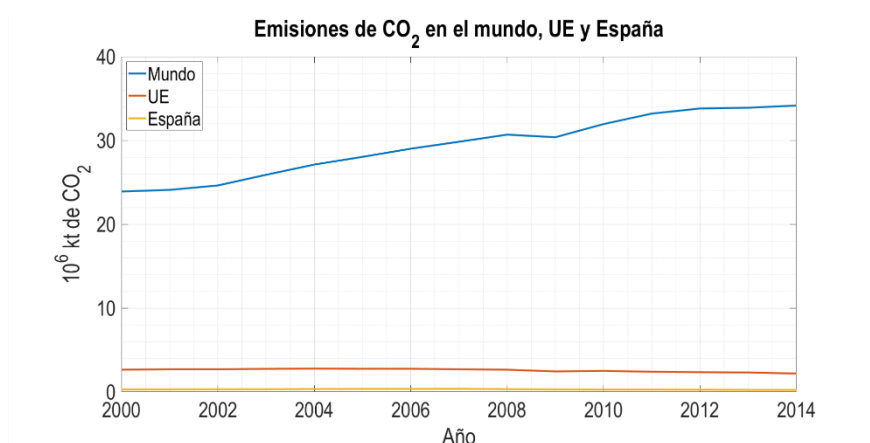


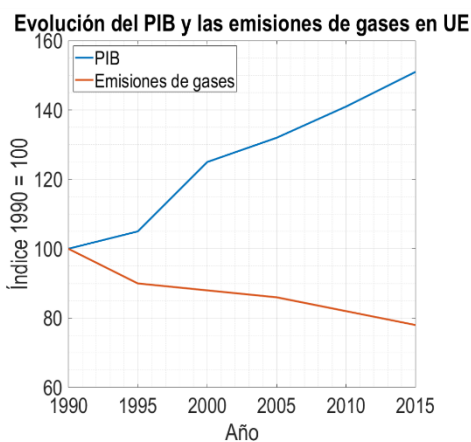
Figura 7. Estimación de crecimiento de las energías renovables en España. [Fuente: elaboración propia].

La puesta en marcha de diferentes medidas y políticas encaminadas al buen uso de la energía producirá una importante reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero a la atmósfera. En este sentido, en 2015 más de un centenar de países firmaron y ratificaron el “Acuerdo de París” en el que se acordaron diferentes medidas para luchar contra el calentamiento global. Las medidas más relacionadas con el consumo y generación de energía son: reducir en un 40% las emisiones de gases de efecto invernadero para 2030, promover la instalación de plantas renovables de energía de modo que éstas supongan para 2030 al menos el 27% del mix energético mundial y potenciar medidas que mejoren la eficiencia energética durante las fases de producción, transporte y consumo (Di Pietro, 2017).

Así, por un lado, en la lucha para disminuir las emisiones de gases de efecto invernadero, la Agencia Europea de Medio Ambiente (European Environment Agency, EEA) emitió en 2018 el “Informe Anual de Calidad del Aire” (EEA, 2018) donde destaca que las emisiones de dióxido de carbono (CO₂) se han reducido ligeramente en los últimos años en la UE, si bien en el mundo han sufrido un importante incremento (ver Figura 8 (a)). Además, la EEA en 2017 elaboró el “Inventario Aproximado de Gases de Efecto invernadero” (EEA, 2017) donde se concluye que la implantación de tecnologías que reduzcan las emisiones de gases nocivos a la atmósfera no supone un detrimento en la competitividad de los países sino más bien al contrario (ver Figura 8 (b)).



(a)



(b)

Figura 8. (a) Evolución de los contaminantes atmosféricos en la UE en porcentaje desde el año 2000, tomando el índice 100 de referencia en el año 2000. (b) Evolución del PIB con las emisiones de gases nocivos. [Fuente: elaboración propia].

Por otro lado, la mejora en la aplicación de medidas durante la generación, transporte y consumo de la energía están intrínsecamente relacionadas con los consumos en los diferentes sectores económicos. De acuerdo con la IEA, el sector de la industria es el que más energía consume a nivel mundial, seguido por las viviendas (IEA, 2019). Cabe destacar que este último ha experimentado un aumento considerable en las últimas décadas debido a que ha crecido el número de personas que han tenido acceso a una residencia (Gil et al., 2006). La Figura 9 muestra la distribución en porcentaje, del consumo energético mundial según sector económico.

Consumo energético por sector económico a nivel mundial

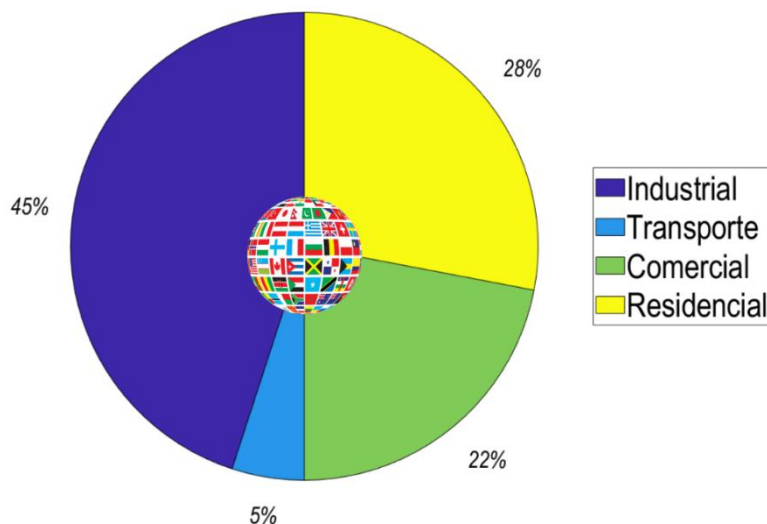


Figura 9. Consumo energético según sector económico. [Fuente: elaboración propia].

La Comisión Europea en su “IV Informe sobre el estado de la Unión de la Energía” (La Unión de la Energía: de la visión a la realidad, 2019) también analizó el consumo de energías por sector económico. La Figura 10 muestra los resultados obtenidos a nivel europeo (a) y español (b) (Eurostat, 2020).

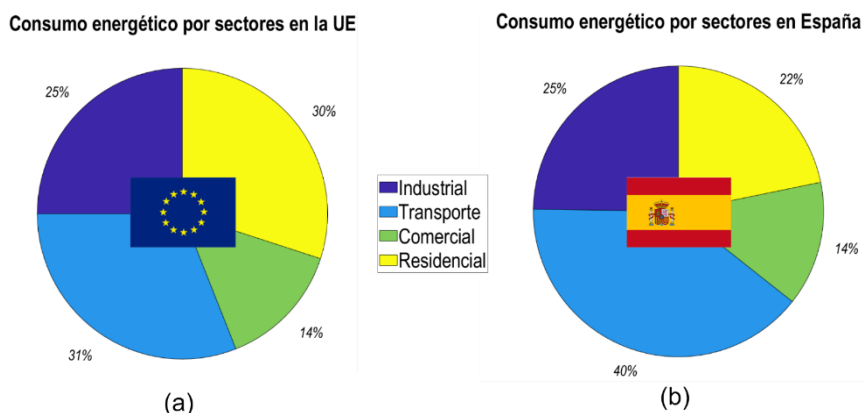


Figura 10. Consumo energético por sectores en la Unión Europea y España en el año 2018. [Fuente: elaboración propia].

Se puede observar cómo el sector del transporte es el que más energía consume tanto en Europa como en España, si bien tiene un 9% más de consumo en el caso español. Por otro lado, el consumo

energético en viviendas (residencial) es un 8% inferior en España. En relación con las emisiones de CO₂ en la UE por sectores, la Figura 11 muestra cómo éstas han disminuido en todos ellos a excepción del sector del transporte que ha sufrido un considerable aumento en la última década.

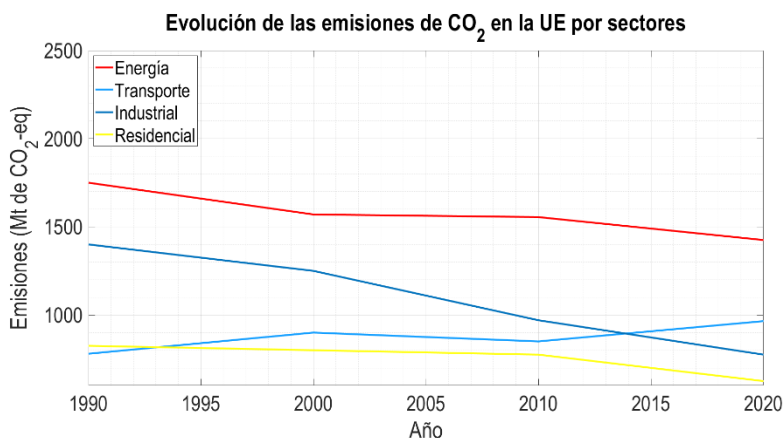


Figura 11. Evolución de las emisiones de CO₂ por sector económico en la UE entre 1990 y 2020. [Fuente: elaboración propia].

Todas estas medidas y avances tecnológicos no sólo afectarán al ámbito climático y a la protección del medioambiente, sino que se espera tenga también un efecto positivo en la economía. Así, la UE en el “Plan Estratégico de Tecnologías Energéticas” (Strategic Energy Plan, SET-Plan) prevé impulsar tecnologías energéticas novedosas para que alcancen grados tecnológicos (o Technology Readiness Levels, TRL) de nivel 7,8 y 9 (MINECO, 2010); movilizándolo para ello más de 20000 millones de euros para 2030.

En el caso de España, el sector de las energías renovables podría aumentar considerablemente su peso sobre el PIB (Producto Interior Bruto) (actualmente es de 18000 millones de euros), pudiendo generar más de los 150000 empleos (88000 directos) que existen en la actualidad (Alós, 2019). Alcanzar estos objetivos dependerá, en buena medida, del desarrollo en Investigación, Desarrollo e Innovación (I+D+I) que se realice por parte de todos los agentes implicados.

1.3. La resiliencia de las energías renovables en la crisis sanitaria de 2020

En el año 2020 la emergencia sanitaria mundial originada por la incursión del virus COVID-19 tuvo efectos notorios sobre diferentes aspectos de la sociedad, viéndose también afectado el sector de la energía. De acuerdo con el último informe de la IEA “Renewables 2020. Analysis and forecast to 2025”, durante el primer semestre de ese mismo año, coincidiendo con los meses más duros de la enfermedad, la demanda energética mundial descendió un 5% al producirse interrupciones en la producción industrial (IEA, 2020). Sin embargo, la demanda de energía renovable aumentó más de un 1%, mostrando resiliencia ante este cambio de tendencia. Y es que el sector de las energías renovables ha mostrado una capacidad extraordinaria de adaptación a la nueva situación, llegando a participar en el mix energético mundial un 18% más de lo previsto en 2019. Esto ha sido debido a diferentes factores como su independencia en el transporte de recursos (se instalan allá donde está el recurso) y a que la mayoría de las plantas renovables, como parques eólicos, se encuentran situadas en lugares aislados (REN21, 2020). Estas características le han conferido una ventaja notable.

Sin embargo, las medidas de confinamiento adoptadas en numerosos países y regiones y las consiguientes dificultades existentes para el transporte de mercancías y personas, han provocado un estancamiento en la instalación de nuevas plantas de energía renovable. Si en el primer semestre del año 2020 la instalación de nueva capacidad eléctrica verde aumentó un 7%, se espera que para el año 2021 esa capacidad se incremente hasta un 10% como consecuencia de la ejecución de proyectos que quedaron bloqueados en el año anterior (IRENA, 2020). En este sentido, la UE, Estados Unidos (EEUU) y la India liderarán este aumento, invirtiendo más de 108000 millones de dólares para alcanzar el objetivo de cero emisiones netas para 2030. La Figura 12 muestra una comparativa entre los años 2019 y 2020 en relación con el aumento de capacidad de generación de electricidad en el mundo por recurso y la Figura 13 muestra la instalación de energías renovables por países.

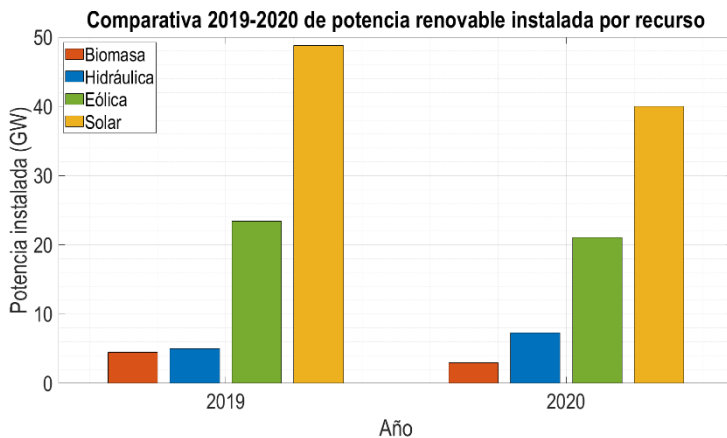


Figura 12. Comparativa 2019-2020 de potencia renovable instalada por recurso. [Fuente: IEA, 2020].

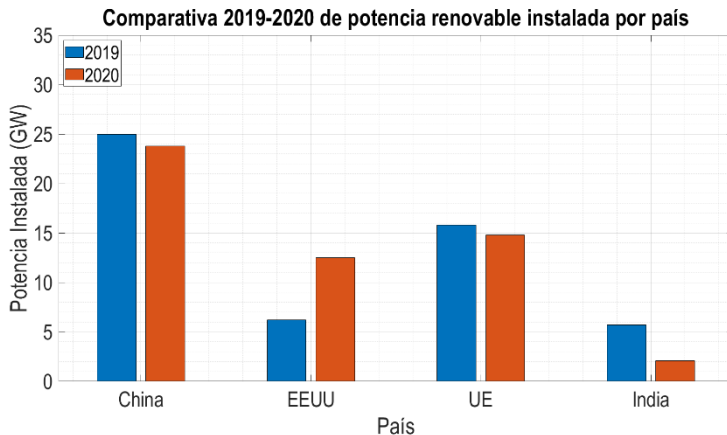


Figura 13. Comparativa 2019-2020 de potencia renovable instalada por país. [Fuente: IEA, 2020].

1.4. El hidrógeno verde como demanda adicional de energías renovables

El hidrógeno es el elemento químico más abundante de la naturaleza y es una fuente de energía limpia que solo emite vapor de agua durante su combustión y, además, no emite partículas nocivas a la atmósfera. Este gas inerte se ha venido utilizando en la industria desde principios del siglo XX como combustible. Recientemente, y gracias a que se ha estabilizado su volatilidad, se ha comenzado a utilizar para el funcionamiento de motores de combustión interna en vehículos a motor, barcos e industria aeroespacial (Garrido et al., 2020). De hecho, desde 1975 su demanda ha aumentado exponencialmente hasta alcanzar los 70000 millones de toneladas anuales de hidrógeno consumido en el mundo en el año 2018 (ver Figura 14) (IEA, 2021).

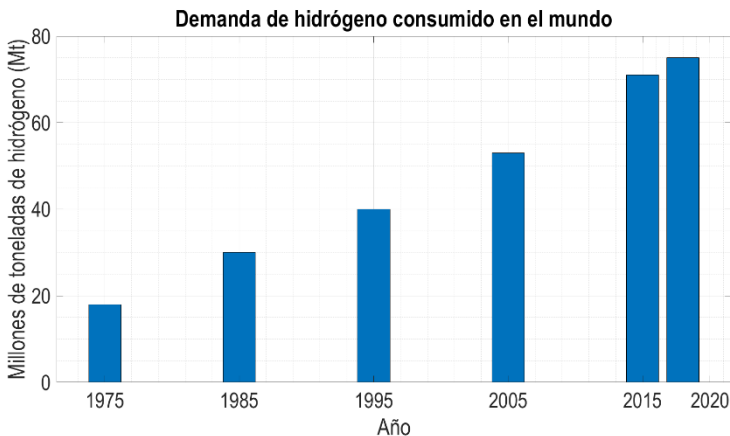


Figura 14. Demanda de hidrógeno consumido en el mundo desde 1975 hasta 2018. [Fuente: IEA, 2021].

Así pues, este combustible presenta como ventajas la no emisión de gases contaminantes a la atmósfera ni durante su producción ni combustión, la facilidad de transporte y almacenaje y su gran versatilidad ya que se puede utilizar tanto para la producción de electricidad como para la fabricación de combustibles sintéticos. Sin embargo, entre sus principales desventajas está su alto coste de producción, su gran consumo energético y la peligrosidad que concierne trabajar con este elemento por su volatilidad e inflamabilidad.

De acuerdo con el Consejo Mundial del Hidrógeno (CMH), gracias a la mejora en el rendimiento energético del proceso de electrolisis por el que se sintetiza el hidrógeno, se espera que para el año 2030 su producción se abarate un 50% (Amores et al., 2021). Y es que, en la

actualidad, más del 2% de las emisiones de CO₂ provienen de algún proceso industrial relacionado con el hidrógeno, ya que la energía que se utiliza proviene principalmente de la quema de combustibles fósiles (García-Torres et al., 2020).

Para reducir esas emisiones nace el concepto de “hidrógeno verde”. Este término, que se ha venido acuñando en los últimos años, hace referencia a la generación de hidrógeno mediante un proceso de electrolisis alimentado a partir de fuentes renovables de energía (IBERDROLA, 2021). Se estima que la generación de hidrógeno verde ahorraría más de 830 millones de toneladas de CO₂ a la atmósfera y podría aumentar la potencia eléctrica mundial de hidrógeno hasta alcanzar los 3000 TWh/año (IEA, 2021).

Así pues, la firme apuesta por el hidrógeno verde se espera que cree una demanda energética que sin duda requerirá de la respuesta por parte del sector energético. Es en ese punto donde nuevas fuentes alternativas y limpias de energía desempeñarán un papel primordial, sobre todo aquellas relacionadas con la energía hidráulica.

El proceso químico de electrolisis requiere de una fuente abundante de agua cercana ya que estas plantas se construyen en las proximidades de un cauce fluvial o zona marítima. En esas ubicaciones la planta de electrolisis toma agua bruta y descompone las moléculas del agua en oxígeno e hidrógeno mediante una reacción oxidación-reducción.

Cabe destacar que en estas ubicaciones existen además recursos hipocarbónicos que podrían ser utilizados para generar energía, como por ejemplo la energía de corrientes de agua de baja velocidad. Por lo tanto, la planta de generación de hidrógeno no sólo estaría situada cerca de su recurso principal (agua) sino que estaría provista de una granja de microgeneración eléctrica formada por turbinas hidrocínéticas que podría abastecer de energía este proceso de forma cercana y sostenible. Si bien las potencias instaladas no son muy elevadas (< kW), gracias a que los arrays de turbinas hidrocínéticas funcionan de forma continua a lo largo del tiempo podrían servir para cubrir las necesidades de una pequeña planta de electrolisis (Álvarez et al., 2014). Todo ello contribuiría a la mejora en la eficiencia energética de la producción de hidrógeno y su competitividad. La Figura 15 muestra un pequeño esquema que muestra una posible instalación de planta de electrolisis y su alimentación a partir de una granja de turbinas hidrocínéticas.

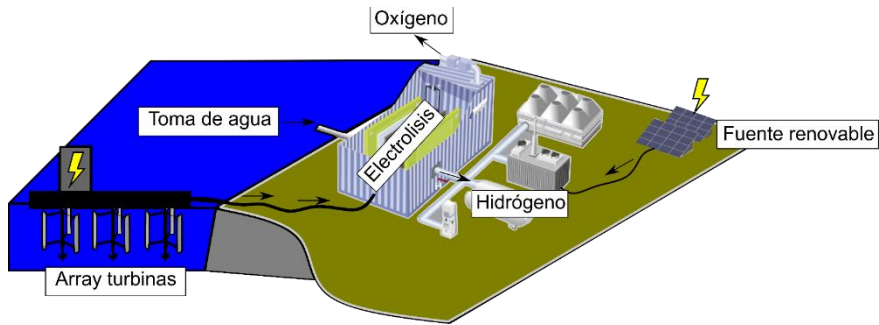


Figura 15. Propuesta de esquema de una central de generación de hidrógeno verde por electrolisis alimentada con un array de turbinas hidrocineéticas. [Fuente: Elaboración propia].

1.5. Objetivos y alcance de la presente Tesis

El desarrollo de la Tesis doctoral que se presenta nace de la propia experiencia profesional del doctorando a través de su participación en al menos cuatro proyectos de investigación de carácter nacional e internacional desde el año 2017 (ver Tabla 1).

Tabla 1. Relación de proyectos de investigación en los que ha participado el doctorando.

Título proyecto	Año	Ámbito	Descripción
HIDROCIMAR I	2017	Nacional	Diseño de microturbinas hidrocinéticas para el aprovechamiento de corrientes marinas.
PORTOS	2019	Internacional	Diseño y caracterización de turbinas hidrocinéticas para el abastecimiento energético en puertos marítimos con energías renovables.
HIDROCIMAR II	2019	Nacional	Continuación de HIDROCIMAR I
Aprovechamiento de energía marina	2019	Nacional	Diseño de turbinas hidrocinéticas para el aprovechamiento de energía marina.

Así pues, esta Tesis se ha realizado por compendio de publicaciones, estando compuesta por las que se indican a continuación:

- *“Hydrodynamic water tunnel for characterization of hydrokinetic microturbines designs”* con factor de impacto de 2,429 y cuartil Q2.
- *“Small cross-flow turbine: design and testing in high blockage conditions”* con factor de impacto de 8,208 y cuartil Q1.
- *“Evaluation of a vertical axis hydrokinetic turbine of water channels”* con factor de impacto de 0,945 y cuartil Q4.

La selección de estos artículos atiende, por un lado, a la participación del autor de esta Tesis en su confección final y, por otro lado, a la transversalidad que los tres detallan en relación con el estudio de turbinas hidrocinéticas de eje vertical.

En el primer artículo, “Hydrodynamic water tunnel for characterization of hydrokinetic microturbines designs”, se realiza una descripción pormenorizada de los materiales y métodos desarrollados en esta Tesis para la caracterización de turbinas en su etapa de potencia. Más en concreto, se describe el túnel hidrodinámico construido junto con los dispositivos de parametrización que están instalados, así como la herramienta software desarrollada para tal fin. Además, también se detalla el procedimiento de caracterización experimental eléctrico utilizado, indicando sus bases teóricas y funcionamiento práctico. Por último, y a modo de ejemplo, se muestra la caracterización completa de un rotor, diseñado e impreso por tecnología 3D, realizando un pequeño análisis de su funcionamiento. Así pues, este artículo es eminentemente práctico y descriptivo, lo que ha resultado ser muy útil para clarificar conceptos.



Figura 16. Descripción general de la estrategia de investigación del artículo 1. [Fuente: Elaboración propia].

En el segundo artículo, “*Small cross-flow turbine: design and testing in high blockage conditions*”, se realiza un estudio en detalle del comportamiento de una turbina de eje vertical en condiciones de bloqueo y la afeción de éstas a su fase de producción energética. El rotor utilizado, cuya geometría es simple, pero buscando maximizar el bloqueo de la corriente, ha sido caracterizada experimental y numéricamente. Esto ha permitido obtener sus características energéticas y su comportamiento hidrodinámico en relación con la actuación de las fuerzas sobre los distintos álabes. La caracterización experimental ha sido llevada a cabo en el túnel hidrodinámico anteriormente descrito y utilizando el procedimiento eléctrico del primer artículo de modo que se han podido obtener sus curvas de potencia. La caracterización numérica, basada en

un modelo numérico de Dinámica de Fluidos Computacional (Computational Fluid-Dynamics, CFD), ha sido validada con el modelo experimental y utilizada para el estudio del comportamiento de los campos de presiones, velocidades relativas y absolutas en los álabes. De este modo se ha podido estudiar su comportamiento hidrodinámico en profundidad. Esta investigación resulta clave para el desarrollo de diseños de rotores de bajo coste que por sus características pueden ser utilizados incluso para aprovechar corrientes de baja velocidad gracias a la generación de bloqueo.

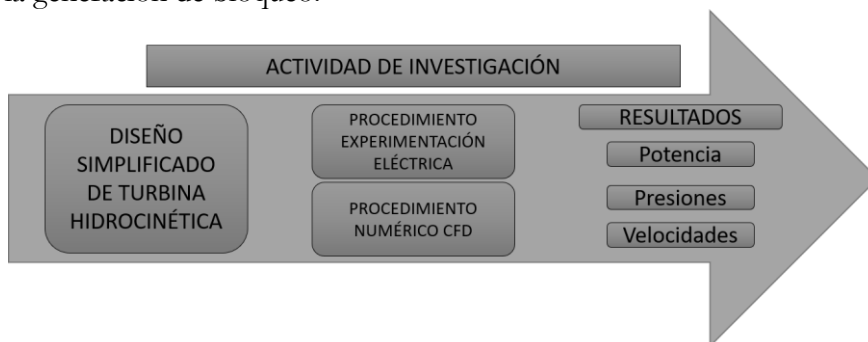


Figura 17. Descripción general de la estrategia de investigación del artículo 2. [Fuente: Elaboración propia].

Por último, el tercer artículo con título “*Evaluation of a vertical axis hydrokinetic turbine for water channels*”, describe una metodología de estudio para la extrapolación del comportamiento de un rotor Darrieus en condiciones de bloqueo a condiciones de campo abierto. En este caso los ensayos se justifican reproduciendo la teoría del disco actuador, indicándose como a partir de los resultados en el campo confinado del canal se pueden obtener las características en campo abierto. Cabe destacar que este rotor también ha sido diseñado utilizando tecnología de impresión 3D y testeado en el túnel hidrodinámico. En este caso, el procedimiento de caracterización utilizado se ha basado en la utilización de un medidor de par dinámico y freno eléctrico, de modo que se obtiene la curva característica a partir de medidas de pares de fuerzas. Tras su caracterización, se aplicaron expresiones contenidas en la bibliografía para la eliminación del efecto del bloqueo de modo que su comportamiento podría extrapolarse a condiciones de campo abierto. Esto resulta especialmente interesante para el estudio de turbinas en localizaciones de campo abierto pero que, para simplificar y ahorrar costes, pueden ser experimentadas en condiciones de laboratorio con efectos de bloqueo.

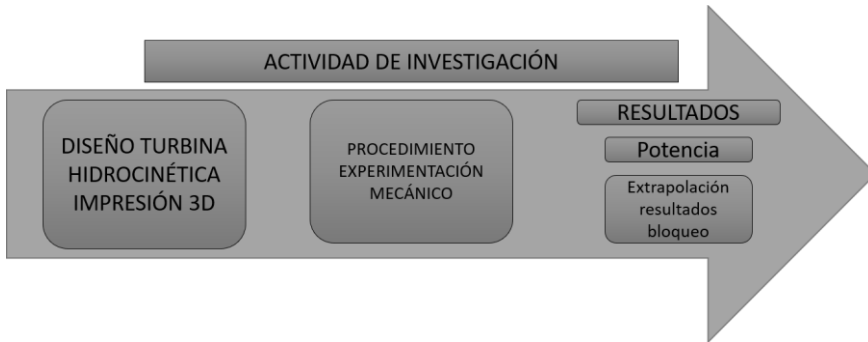


Figura 18. Descripción general de la estrategia de investigación del artículo 3. [Fuente: Elaboración propia].

La existencia de estas publicaciones implica que parte del contenido se repita por cuanto comparten una misma temática de estudio, si bien los tres artículos tratan temas específicos en cada uno de ellos. Cabe destacar que el orden en el que se presentan las publicaciones corresponde en gran medida al que sigue la presente Tesis, si bien existen algunos apartados que son compartidos por varios de ellos resultando imposible guardar ese orden preestablecido.

Así pues, esta Tesis en modalidad por compendio de publicaciones, logra alcanzar el objetivo principal aprobado en el Plan Doctoral del doctorando:

- Estudiar la influencia de las condiciones de bloqueo en el comportamiento hidrodinámico del rotor, analizando su influencia en la fase de generación de energía y extrapolar su comportamiento a condiciones de campo abierto.

Más en concreto, también se han cubierto los demás objetivos específicos planteados:

- (O1.1). Diseñar un modelo de turbina hidrocínética a partir de los perfiles hidrodinámicos optimizados para trabajar en condiciones de bloqueo y realizar un estudio paramétrico para comprobar la influencia de distintas variables.
- (O1.2). Evaluar y caracterizar numéricamente un rotor a través de metodología CFD, centrándose en el análisis de la afección del bloqueo a la generación de electricidad.
- (O1.3). Evaluar y caracterizar experimentalmente, en condiciones de laboratorio utilizando un túnel hidrodinámico, la influencia del bloqueo en la variación

de las características hidráulicas y energéticas de la corriente.

- (O1.4). Evaluar y caracterizar experimentalmente en entorno real la turbina hidrocínética desarrollada, comprobando su funcionamiento bajo condiciones reales de bloqueo.
- (O1.5). Estudiar los resultados obtenidos de las diferentes pruebas realizadas, tanto numéricas como experimentales, para cuantificar y definir la influencia de las condiciones de bloqueo en el comportamiento hidráulico del rotor en fase de generación.
- (O1.6). Obtener un algoritmo o relación que permita extrapolar el funcionamiento del rotor en condiciones de bloqueo a condiciones de campo abierto, sirviendo como base de estudio para la instalación de turbinas hidrocínéticas en diferentes condiciones hidrodinámicas.

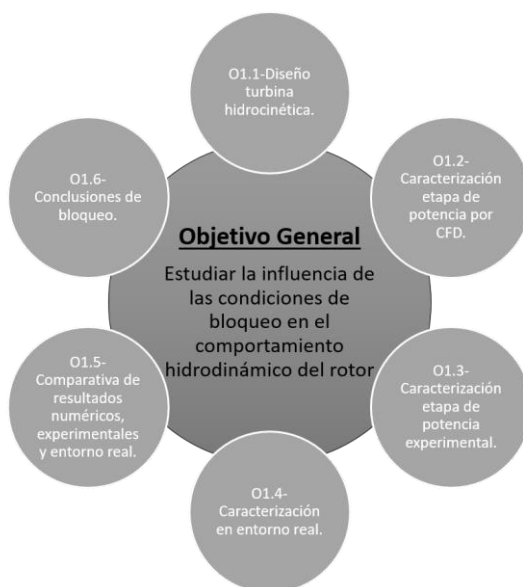


Figura 19. Diagrama resumen de los objetivos generales y técnicos de la Tesis. [Fuente: Elaboración propia].

Cabe destacar que si bien los objetivos O1.4 y O1.6 no se encuentran completamente alcanzados en la presente Tesis debido a las circunstancias sanitarias excepcionales que han impedido llevar a cabo las pruebas en ubicaciones reales, se han seleccionado dos localizaciones para acometer la instalación de prototipos de turbinas hidrocínéticas de

eje vertical. Esto permitirá estudiar en condiciones reales el comportamiento de los rotores diseñados y de los procedimientos de caracterización, logrando obtener correcciones del bloqueo más ajustables con la realidad.

2. Nuevas tecnologías energéticas para un futuro más verde. Las turbinas hidrocínéticas.

Las previsiones realizadas en materia de energía podrían sufrir una importante variación si algunas tecnologías hipocarbónicas se desarrollan correctamente y empiezan a implantarse de manera comercial. Es el caso de las energías del mar o el aprovechamiento de corrientes fluyentes de baja velocidad.

Por un lado, la Asociación Europea de las Energías del Mar (European Ocean Energy Association, EOEa) estimó que en el mundo se podría generar hasta 120000 TWh/año en el conjunto de todas las tecnologías marinas actualmente existentes (Caballero Santos, 2011) como son la energía de las corrientes, mareomotriz, undimotriz o de gradiente salino. Por ejemplo, la EOEa estima que la energía procedente de las corrientes marinas tiene un potencial mundial de 800 TWh/año, representado Europa un 6,3% (Lalander, Grabbe and Leijon, 2013).

Por otro lado, el aprovechamiento de corrientes fluyentes de baja velocidad (< 1 m/s) como ríos, canales o redes de saneamiento-abastecimiento servirá para suplir de energía eléctrica sostenible a puntos aislados de la red. Estos sistemas buscan compatibilizar el uso habitual de la instalación con la generación de energía eléctrica, estimándose en España un potencial de 843 MWh en el año 2010 (IDAE, 2011).

En ambos casos, la generación de electricidad se realiza utilizando turbinas que transforman la energía hidráulica disponible en energía mecánica de rotación la cual se transforma, utilizando un generador eléctrico, en energía eléctrica. Esa energía eléctrica es tratada adecuadamente por un sistema electrónico de control de modo que permite su correcta utilización y/o almacenado para su posterior uso en óptimas condiciones. Supone, por tanto, un sistema sostenible con el medio ambiente.

Así pues, para lograr alcanzar un grado de madurez tecnológico óptimo, será clave desarrollar diseños optimizados de turbinas y mejorar los componentes electrónicos y de control de la fase de potencia y almacenado de energía. En este sentido, la posibilidad más eficiente y sostenible en términos de coste-operación es el aprovechamiento de corrientes fluyentes de agua canalizada (condiciones de lámina libre). Esto es debido a que la instalación de dispositivos generadores se realiza de forma sencilla al no requerir de obras de desvío o embalsado de agua ya que las turbinas se colocan directamente sobre la corriente para

aprovechar su término cinético o de velocidad. Este tipo de dispositivos se denominan turbinas hidrocínéticas (Mohammadi et al., 2020). La potencia que generan estos dispositivos depende directamente de la velocidad de la corriente del agua, de la densidad del fluido, del área barrida por sus álabes y de la eficiencia de conversión del dispositivo.

El Departamento de Energía de los EEUU define una turbina hidrocínética como una turbina de baja presión que aprovecha la corriente fluyente de un cauce con baja energía potencial, siendo la diferencia de cotas aguas arriba y aguas abajo del rotor inferior a los 0,2 metros (Khan et al., 2009). Por lo tanto, el término más importante a tener en cuenta para la generación energética será la velocidad de la corriente fluyente, debiendo ser éste generalmente superior a 1,5 m/s (Güney and Kaygusuz, 2010). Así pues, la principal dificultad de estos dispositivos es la de encontrar corrientes con velocidad suficiente por lo que en numerosas ocasiones deben instalarse elementos mecánicos auxiliares como aceleradores de flujo que permitan multiplicar esa velocidad (Elbatran, Ahmed and Shehata, 2017).

2.1. Tipologías de turbinas hidrocinéticas

Las turbinas hidrocinéticas se clasifican en dos grandes grupos atendiendo a la dirección de la corriente y la disposición de su eje de rotación:

- Turbinas axiales: flujo y eje paralelo (Figura 20 (a)).
- Turbinas de flujo cruzado (o *crossflow*): flujo y eje perpendicular (Figura 20 (b)).

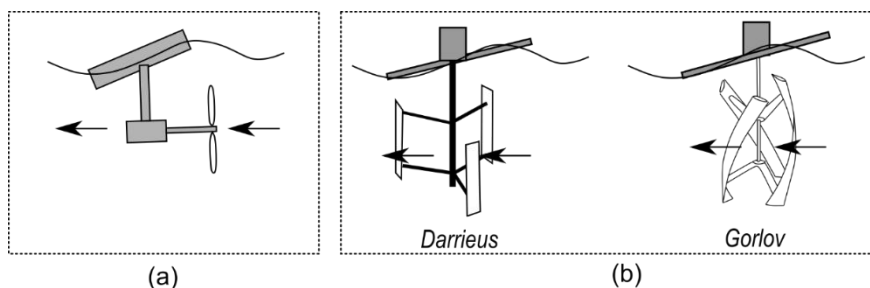


Figura 20. Tipologías de turbinas hidrocinéticas: (a) turbinas axiales y (b) turbinas de flujo cruzado. [Fuente: Fernández-Jiménez et al, 2021].

Hasta ahora, los aprovechamientos más avanzados de corrientes fluyentes (tanto marinas como terrestres) se han realizado utilizando turbinas axiales (Bahaj, Molland, Chaplin and W. M J Batten, 2007). Estos dispositivos basan su diseño en las turbinas eólicas de eje horizontal (o molinos) utilizados para el aprovechamiento de la energía del viento (Burton et al., 2011). El mayor uso de esta tipología se debe al alto grado de madurez de la tecnología existente ya que ha sido suficientemente desarrollada hasta fase comercial en el caso de la eólica. Sin embargo, para su utilización en el agua requieren de sistemas mecánicos complejos para asegurar un correcto acoplamiento entre el rotor y el generador sin que éste último resulte afectado por la humedad; requiriéndose del desarrollo de complejas cámaras de gran estanqueidad (Myers and Bahaj, 2010). Además, para aumentar la potencia los rotores deben tener grandes tamaños, lo que aumenta su coste y dificulta su instalación, sobre todo en entornos de alto valor ecológico o de intenso tráfico marítimo (Blunden and Bahaj, 2007). Por último, si bien se están desarrollando sistemas flotantes con turbinas axiales (Guerra et al., 2020), la mayoría de las propuestas desarrolladas instalan las turbinas en el lecho marino o fluvial; dificultando tanto la instalación como el mantenimiento de estas instalaciones (Lust, 2017).

Para solventar los problemas que presentan las turbinas axiales, en los últimos tiempos se han venido estudiando y desarrollando las

turbinas de flujo cruzado (o crossflow). Esta tipología se basa en diseños de rotores utilizados por la industria eólica como turbinas de eje vertical, destacando algunos diseños como Darrieus, Gorlov, Savonius o Banki-Mitchell. Existen dos grandes disposiciones del rotor con respecto al flujo incidente:

- Turbinas de flujo cruzado en posición horizontal (Figura 21 (a)).
- Turbinas de flujo cruzado en posición vertical (Figura 21 (b)).

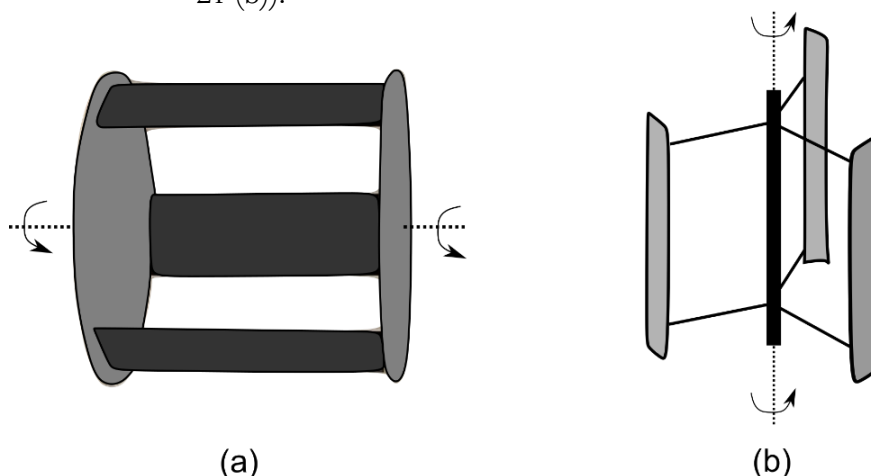


Figura 21. Turbinas de flujo cruzado en posición (a) horizontal y (b) vertical. [Elaboración propia].

Las turbinas de flujo cruzado, pese a no tener tanta eficiencia como las turbinas axiales, presentan una serie de ventajas importantes que las convierten en dispositivos atractivos para la generación a partir del término cinético de la corriente de agua. Cabe destacar que estos rotores raramente sobrepasan los 2 m de diámetro (Sinagra et al., 2014). Además, estas turbinas suelen disponerse en posición vertical, por lo que el sistema electrónico puede disponerse superiormente y sin contacto directo con el agua, no requiriendo de cámaras de alta estanqueidad (Álvarez-Álvarez et al., 2020). Por último, estas turbinas suelen disponerse en granjas (o arrays) de modo que se aumenta el área transversal efectiva de la corriente lo que permite generar energía incluso con bajas velocidades de agua (Balduzzi et al., 2020).

Sin embargo, las turbinas de flujo cruzado también presentan algunas desventajas evidentes. Por un lado, el par en los álabes durante un ciclo no es constante lo que produce vibraciones y arranques no espontáneos del rotor (Espina Valdés, 2019). Por otro lado, debido a que estos sistemas se instalan generalmente en plataformas flotantes, el

Nuevas tecnologías energéticas para un futuro más verde. Las turbinas hidrocínéticas.

anclaje y flotabilidad de estas estructuras requiere de complejos diseños que sean capaces de resistir el envite de las inclemencias del tiempo o la propia corrosión (Espina Valdés, 2019). Por último, en los casos en los que se instalan en canales o pequeños cauces fluviales, la necesidad de construir pórticos que ocupen todo el ancho del cauce se convierte en obstáculos para los depósitos sólidos que estas aguas transportan durante las crecidas.

2.2. Proyectos reales con turbinas hidrocínéticas de flujo cruzado

En la actualidad existen diferentes proyectos basados en turbinas de flujo cruzado que han sido instalados en diferentes ubicaciones, la mayoría en fase de estudio o prototipo. La Tabla 2 muestra un resumen de las principales características de las instalaciones probadas en emplazamiento real.

Tabla 2. Proyectos en emplazamiento real utilizando turbina de flujo cruzado.

Nombre	Fase	Tipología cross-flow	Potencia (kW)	Ubicación
WPI	Comercial	Vertical	100	Noruega
Kobold	Prototipo		60	Italia
GCK	Comercial		5	Texas (EE. UU.)
Alternative Hydro	Comercial		60	Canadá
Blue Energy	Prototipo		2	Canadá
EnCurrent	Comercial		125	Canadá
Mi1	Prototipo	Horizontal	22	Alaska (EE.UU.)
IdEnergie	Comercial		100	Canadá

El sistema WPI desarrollado por la empresa Water Power Industries, utiliza una turbina crossflow de eje vertical con álabes rectos y simétricos basados en una turbina tipo Darrieus con una potencia instalada de 100 kW. El sistema electrónico de control tiene la capacidad de variar el ángulo de ataque de los álabes de modo que se adecúa a las condiciones de arranque o funcionamiento operativo. Este diseño se encuentra en fase comercial y ha sido testada en canales y ríos en Noruega con buenas prestaciones (WPI, 2020). La Figura 22 muestra una fotografía de la turbina.

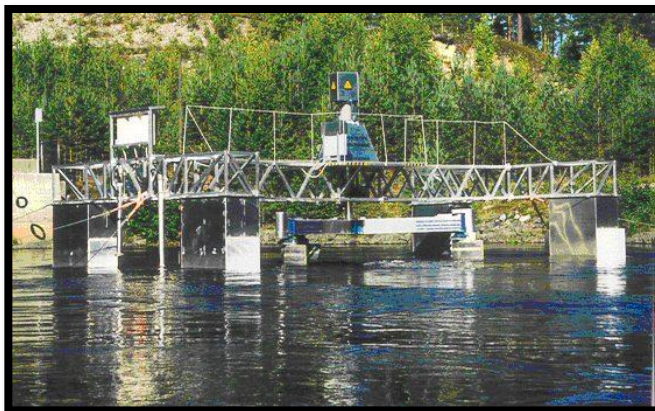
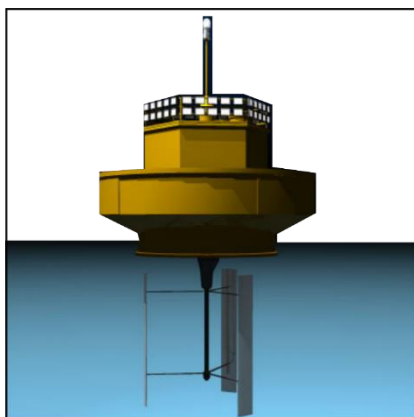


Figura 22. Turbina WPI desarrollada por Water Power Industries. [Fuente: www.wpi.no].

También de eje vertical están las turbinas Kobold y GCK, desarrolladas por la empresa italiana Ponte di Archimede SPA y GCK Technology Inc respectivamente. El primer dispositivo tiene una potencia instalada de 60 kW y ha sido instalada en el estrecho de Messina (Italia) con buenas prestaciones (Sea Power SCRL, 2020). El segundo diseño tiene una potencia instalada de 5 kW y su diseño se basa en un rotor tipo Gorlov lo que le ha permitido alcanzar rendimientos de hasta el 35% en velocidades bajas (GCK Technologies INC, 2020). En ambos casos, la instalación eléctrica se sitúa sobre plataforma flotante y alejada del agua. La Figura 23 muestra una fotografía de ambos diseños: (a) diseño Kobold y (b) diseño GCK.



(a)



(b)

Figura 23. Diseño Kobold (a) y diseño GCK (b). [Fuentes: <http://www.seapowerscrl.com/ocean-and-river-system/kobold> & <https://www.northeastern.edu/cri/spinouts/gck-technology-inc/>].

Los diseños de turbinas de flujo cruzado verticales que más tiempo llevan en el mercado son Alternative Hydro, Blue Energy y EnCurrent; siendo éstos instalados en los años 2006, 2004 y 2006 respectivamente (Alternative Hydro Solutions LTD, 2020; BlueEnergy Canada INC, 2020; New Energy Corporation, 2020). Sin embargo, todos ellos han sufrido importantes actualizaciones recientes, como la sufrida por parte de Blue Energy en 2019 que logró instalar correctamente un prototipo de 100 kW en Canadá. Todos los diseños se basan en turbinas Darrieus con perfiles normalizados y con la electrónica de potencia instalada fuera de la corriente de agua. La Figura 24 muestra una fotografía de: (a) Alternative Hydro, (b) Blue Energy y (c) EnCurrent.

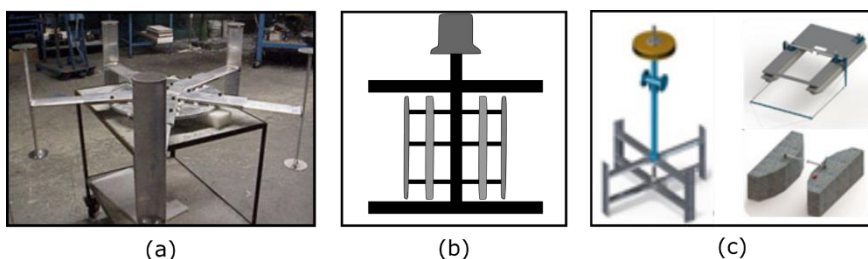


Figura 24. Diseño Alternative Hydro (a), diseño Blue Energy (b) y diseño EnCurrent (c).
[Fuente: <https://althydrosolutions.com/homeEsp.html>, <http://www.blueenergy.com/> & <https://www.newenergycorp.ca/envirogen-005-series.html>].

Por último, en relación con turbinas de flujo cruzado horizontal los dos grandes ejemplos existentes son el sistema Mi1, desarrollado en Alaska (EEUU), y el diseño IdEnergie de la empresa canadiense IdEnergie Inc. El primer diseño, aún en fase de pruebas, se compone de una plataforma flotante de 8,5 por 5 m que ha sido específicamente diseñada para aprovechar corrientes de hasta 3 m/s y gran caudal (Mavi Innovations INC, 2020). Es, por tanto, un diseño enfocado a producir en gran escala ($> 1\text{kW}$). Sin embargo, el diseño IdEnergie es un dispositivo, ya en fase comercial, que pretende dar solución a pequeñas demandas situadas en puntos aislados (standalone) ya que la potencia instalada es de 500 W (IdEnergie Canada, 2020). La Figura 25 muestra una fotografía de: (a) diseño Mi1 y (b) diseño IdEnergie.

Nuevas tecnologías energéticas para un futuro más verde. Las turbinas hidrocínéticas.



(a)

(b)

Figura 25. Diseño M1 (a) y diseño IdEnergie (b). [Fuente: <https://www.mitacs.ca/en/projects/mavi-m1-hydrokinetic-turbine-power-converter-controller-design-review-field-test> & <http://idenergie.ca/en/features/>]

2.3. Fundamentos de una turbina hidrocinética de flujo cruzado

Sin duda alguna, el elemento mecánico fundamental de una turbina hidrocinética son sus álabes ya que son los encargados de recibir el impacto del agua y generar la rotación. En el caso concreto de las turbinas de flujo cruzado, éstas pueden ser divididas en dos grandes tipologías según la fuerza preponderante en el álabe (Meana Fernández, 2019):

- a) Turbinas de arrastre.
- b) Turbinas de sustentación

Por un lado, las turbinas de arrastre son los diseños más simples puesto que su funcionamiento se basa en la incidencia directa de la corriente sobre el álabe, originando la rotación del rotor. Este tipo de turbinas tienen una gran facilidad de arranque, por lo que son ideales ante corrientes de muy baja velocidad. Sin embargo, su propia naturaleza hace que los rendimientos sean muy bajos. Algunos ejemplos clásicos de turbinas de arrastre son los diseños Banki-Mitchell (a) o Savonius (b) (ver Figura 26).

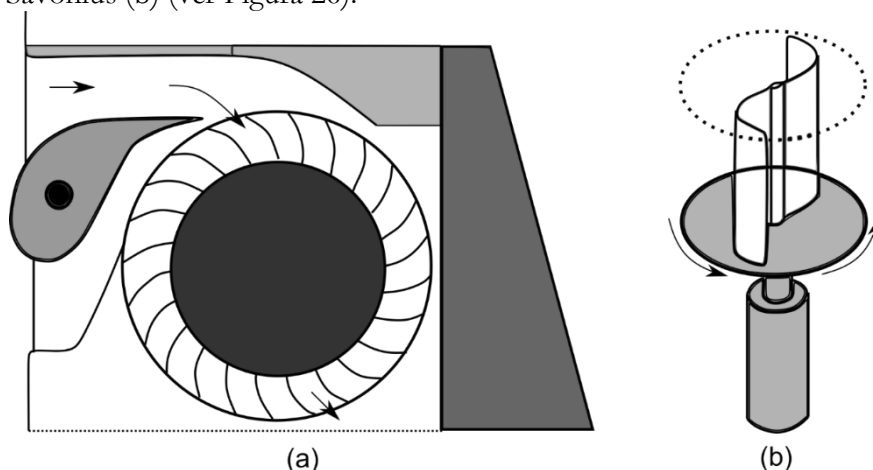


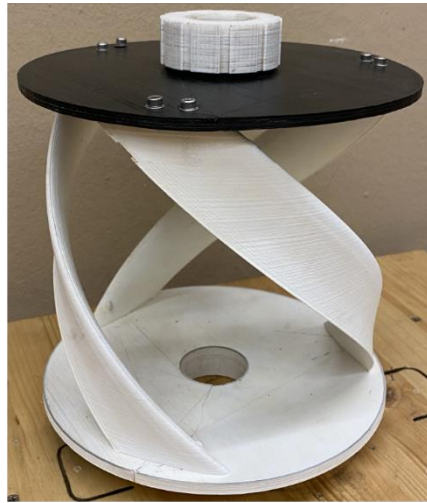
Figura 26. Boceto de turbinas comerciales (a) Banki-Mitchell y (b) Savonius. [Fuente: Elaboración propia].

Por otro lado, las turbinas de sustentación están formadas por elementos que presentan baja resistencia y una alta fuerza sustentadora (CIEMAT, 2005). Su principal ventaja es su excelente rendimiento, basando su comportamiento en diseños utilizados por la industria eólica. Algunos ejemplos clásicos de turbinas de sustentación son los diseños Darrieus (a) y Gorlov (b) (ver Figura 27).

Nuevas tecnologías energéticas para un futuro más verde. Las turbinas hidrocínéticas.



(a)



(b)

Figura 27. Fotografía de dos rotores impresos en 3D (a) Darrieus y (b) Gorlov. [Fuente: Elaboración propia].

3. Estudio de la fase de potencia de las turbinas hidrocínéticas de flujo cruzado

Resulta evidente que el estudio del comportamiento de la turbina durante la fase de generación es una de las partes fundamentales para comprobar que ésta funciona de forma correcta en las condiciones hidrodinámicas del emplazamiento donde se quiere llevar a cabo la instalación. Es lo que se denomina caracterización de la etapa de potencia de la turbina.

Las prestaciones de funcionamiento de una turbina hidrocínética están influenciadas por diferentes parámetros de diversa índole, pero cuya conjunción permite perfeccionar su funcionamiento. Éstos son:

- Parámetros dependientes de la geometría: como el diámetro, el número y perfil de los álabes, más en concreto su tipología, forma, espesor y grado de torsión (sobre todo en turbinas helicoidales).
- Parámetros de operación de la turbina: la velocidad de rotación y el ángulo de paso de los álabes.
- Parámetros dependientes del fluido: densidad, viscosidad y velocidad de la corriente de agua.

A partir de estos parámetros se pueden obtener relaciones funcionales que permiten estudiar su comportamiento durante la etapa de potencia. Así, la caracterización de la etapa de potencia de la turbina se realiza a partir de la relación de velocidad en la punta del álabe con la velocidad del flujo aguas arriba (Tip Speed Ratio), el coeficiente de potencia y las potencias mecánica media, eléctrica e hidráulica de la corriente. La Figura 28 muestra las características principales del rotor.

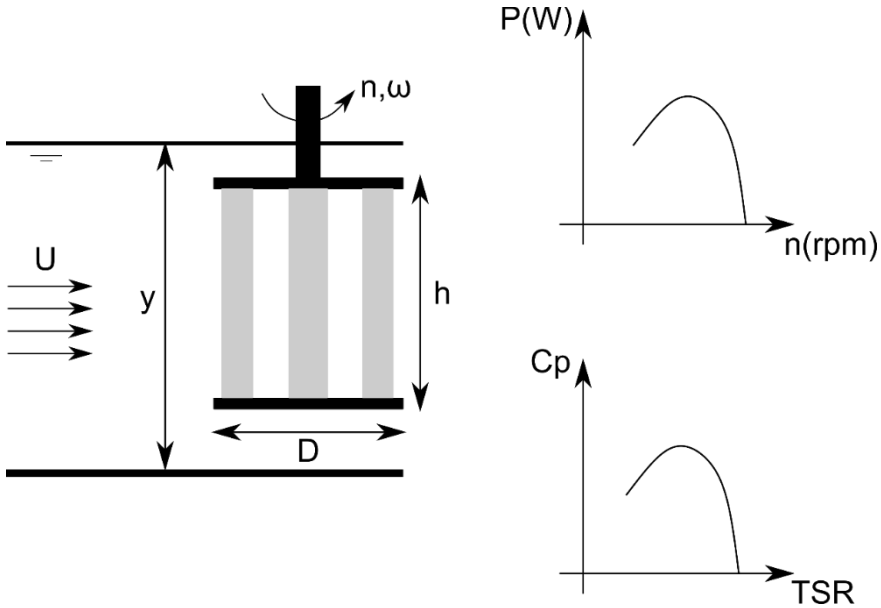


Figura 28. Principales características del rotor. [Fuente: Elaboración propia].

Las expresiones para su cálculo se muestran a continuación.

$$TSR = \frac{\omega \cdot R}{U} \quad \text{Eq 1}$$

$$Cp = \frac{P_m}{P_t} \quad \text{Eq 2}$$

$$P_t = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_{tur} \cdot U^3 \quad \text{Eq 3}$$

$$P_m = \omega \cdot T \quad \text{Eq 4}$$

$$C_T = \frac{4 \cdot T}{\rho \cdot U^2 \cdot D^2 \cdot h} \quad \text{Eq 5}$$

Donde TSR es la relación de velocidad en la punta del álabe con la velocidad de flujo aguas arriba (adimensional), ω es la velocidad de rotación del rotor (rad/s), U es la velocidad de agua en el canal (m/s), R es el radio de la turbina (m), Cp es el coeficiente de potencia (adimensional), P_m es la potencia mecánica media en un giro completo de la turbina (360°) (W), T es el par en el eje (Nm), P_t es la potencia hidráulica de la corriente (W), ρ es la densidad del fluido (kg/m^3), A_{tur} es el área barrida por las palas de la turbina (m^2), C_T es el coeficiente de par (adimensional), D es el diámetro del rotor (m) y h es la altura del

rotor (m). Cabe destacar que la potencia en un ciclo varía según la posición de los álabes de la turbina (Coiro, Montella and Melone, 2005).

Además, durante los diferentes ensayos se deben tener en cuenta ciertos parámetros adimensionales como son el bloqueo de la corriente, el número de Froude y de Reynolds, el coeficiente de sumergencia y la solidez, cuyas expresiones se indican a continuación.

$$B = \frac{A_{tur}}{A_c} = \frac{2 \cdot R \cdot h}{b \cdot y} \quad \text{Eq 6}$$

$$F_r = \frac{U}{\sqrt{g \cdot y}} \quad \text{Eq 7}$$

$$R_e = \frac{\rho \cdot D \cdot U}{\mu} \quad \text{Eq 8}$$

$$C_h = \frac{y}{h} \quad \text{Eq 9}$$

$$\sigma = \frac{N \cdot c}{2 \cdot \pi \cdot R} \quad \text{Eq 10}$$

Donde B es el coeficiente de bloqueo de la corriente (adimensional), A_c es el área transversal del canal (m^2), b es el ancho del canal (m), y es la altura de la lámina de agua (m), F_r es el número de Froude (adimensional), g es la aceleración de la gravedad (m/s^2), R_e es el número de Reynolds (adimensional), μ viscosidad dinámica del fluido (kg/ms), C_h es el coeficiente de sumergencia (adimensional), σ es la solidez (adimensional), N es el número de álabes de la turbina y c es la longitud de cuerda del álabes (m).

Resulta por tanto evidente que el estudio de cada uno de estos parámetros tendrá consecuencias sobre la producción de energía de la turbina (CIEMAT, 2005). De manera general, los parámetros que más importancia tienen son:

- Número de álabes. Al aumentar el número de álabes, se aumenta el C_p ya que la energía producida es función directa del número de álabes en el rotor (ver Figura 29). Esto, además, tiene influencia directa sobre la solidez lo que afecta al comportamiento hidrodinámico del rotor.
- Forma del perfil. Tiene influencia directa sobre el coste de fabricación del álabes y sobre la velocidad de rotación del álabes.
- Tipología del perfil. La selección dependerá de las condiciones hidrodinámicas en las que trabajará el perfil,

pudiendo ser éstos simétricos o no. Se recomienda acudir a las series normalizadas NACA (*National Advisory Comitee for Aeronautics*).

- Curva de potencia. Es la característica que define a la turbina indicando la potencia que es capaz de administrar para cada velocidad de corriente y se define como C_p vs TSR . Cabe destacar que la utilización de los coeficientes adimensionales se realiza para poder comparar dos turbinas independientemente del tamaño de éstas (CIEMAT, 2005).

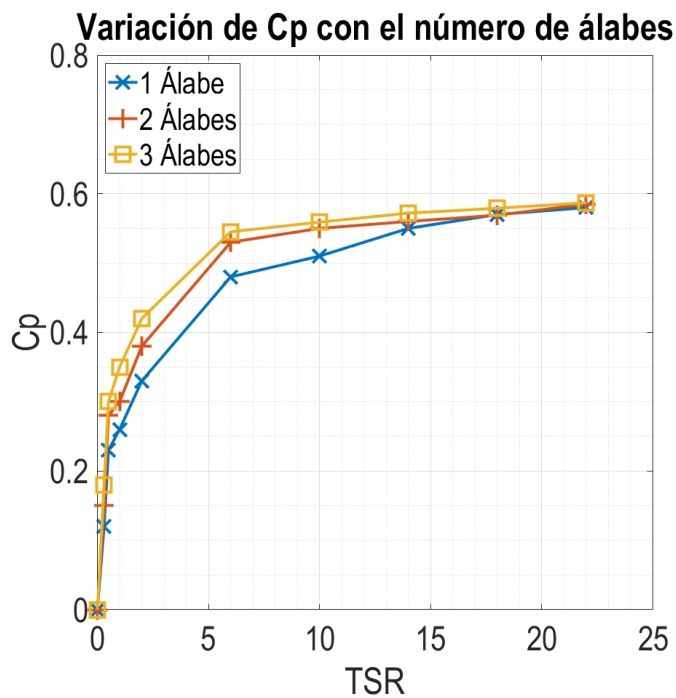


Figura 29. Variación del C_p con el número de álabes. [Fuente: CIEMAT, 2005].

En esta investigación se han desarrollado dos procedimientos experimentales y uno numérico para la caracterización de la turbina:

- Procedimiento de caracterización experimental eléctrico.
- Procedimiento de caracterización experimental mecánico.
- Procedimiento de caracterización numérica.

Los procedimientos experimentales son llevados a cabo un túnel hidrodinámico, cuyo diseño también se detalla, y cuya construcción se

ha basado en otros dispositivos ya existentes en diferentes organizaciones. El procedimiento de caracterización numérico se basa en un modelo CFD que resuelve ecuaciones diferenciales de mecánica de fluidos. A continuación, se describen de manera pormenorizada cada uno de ellos.

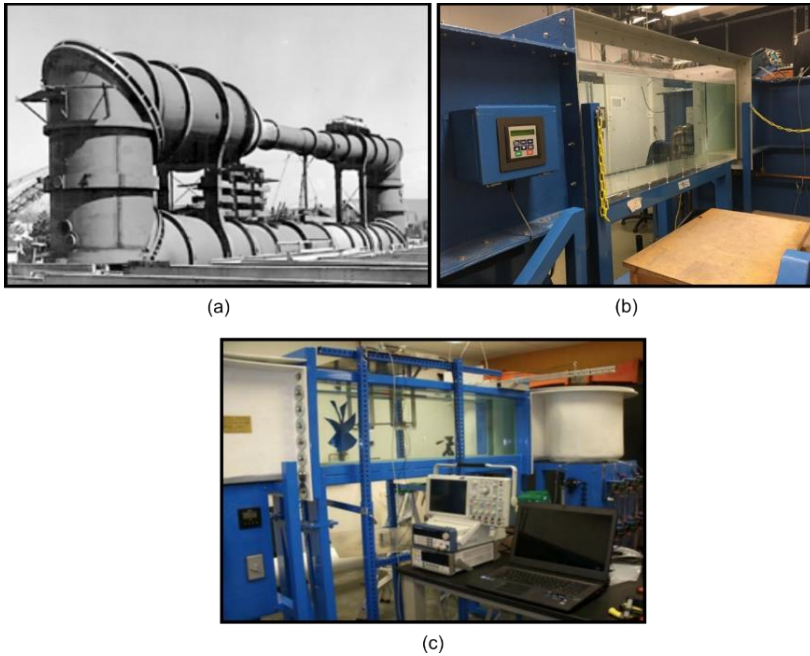
3.1. Modelización experimental. El túnel hidrodinámico de ensayo

La caracterización de la turbina en fase experimental se lleva a cabo en canales hidráulicos, denominados túneles hidrodinámicos. En estos dispositivos se pueden simular diferentes condiciones y velocidades de agua de modo que se puede estudiar el comportamiento del rotor ensayado en un ambiente controlado y con la posibilidad de tomar medidas con un alto grado de precisión.

Hasta ahora, los túneles hidrodinámicos existentes se han construido en instituciones o universidades con gran capacidad de inversión, ya que estas infraestructuras son muy costosas al requerir de diseños complejos. Además, suelen tener grandes tamaños (> 20 m) puesto que muchos de ellos están orientados a la industria naval. La Tabla 3 muestra un resumen de los principales túneles hidrodinámicos construidos en la actualidad y sus características y la Figura 30 muestra una fotografía de cada una de las instalaciones.

Tabla 3. Principales túneles hidrodinámicos en activo en el mundo y características.

Nombre	Ubicación	Velocidad máxima de corriente (m/s)	Dimensiones máximas del prototipo (largo x ancho)
Emerson Cavitation Tunnel	Universidad de Newcastle University (RU)	8,0	0,40 x 0,40 m
Canadian Hydrokinetic Turbine Test Centre	Universidad de Manitoba (Canadá)	1,1	0,30 x 0,30 m
Missouri	Universidad de Ciencia y Tecnología de Misuri (EEUU)	0,9	0,30 x 0,30 m



(c)
Figura 30. Ejemplos de túneles hidrodinámicos existentes: (a) Emerson Cavitation Tunnel, (b) CHTTC water tunnel y (c) Missouri Water Tunnel. [Fuente: http://www.psu.edu/ur/archives/intercom_1996/May7/CURRENT/tunnel2.gif, http://www.chttc.ca/images/facilities/equipment/water_tunnel.jpg, University of Missouri].

En la presente investigación, se realizó el estudio, diseño y construcción de un túnel hidrodinámico de baja velocidad teniendo en cuenta las limitaciones financieras del proyecto, reduciendo su espacio y centrándose en la simulación de rotores de tamaños compactos. Además, en esta instalación se han instalado diferentes dispositivos de medida para poder obtener la suficiente precisión durante los diferentes ensayos llevados a cabo. La Figura 31 muestra una fotografía del túnel hidrodinámico utilizado.

Estudio de la fase de potencia de las turbinas hidrocínicas de flujo cruzado.



Figura 31. Fotografía del túnel hidrodinámico sito en el laboratorio del Área de Ingeniería Hidráulica en la Escuela Politécnica de Mieres. [Fuente: Elaboración propia].

El diseño del túnel hidrodinámico tiene como aspecto clave la circulación de un determinado flujo de agua por el interior de un canal hidrodinámico. Para ello, se utilizan dos bombas hidráulicas centrífugas que mueven, en circuito cerrado, un determinado volumen de agua entre dos tanques y hacerlo circular a través de un canal hidráulico de cristal donde se situarán los prototipos. Así, este movimiento es el encargado de producir la velocidad de agua cuyo valor máximo no excede 1 m/s, por lo que se considera que se está trabajando en condiciones de baja velocidad (Fernández-jiménez et al., 2018).

El túnel hidrodinámico está formado por dos conjuntos bien diferenciados:

- Sistema mecánico e hidráulico: formado por el canal hidráulico, tanques de circulación y de tranquilización, grupo de bombeo y compuerta de control.
- Sistema de control electrónico: formado por un sistema de toma de datos basado en metodología SCADA (*Supervisory Control and Data Acquisition*), un software de análisis y un conjunto de medidores.

3.1.1. Descripción del túnel hidrodinámico.

3.1.1.1. Descripción del equipamiento mecánico e hidráulico

El sistema hidráulico es el encargado de permitir la recirculación de agua en el túnel hidrodinámico y producir el movimiento de agua que será utilizado para caracterizar el diseño de la turbina hidrocínic. Para ello, se dispone de un canal de sección rectangular con 0,55 m de pretil, 0,30 m de anchura y 1,5 m de longitud. Tanto los pretils como la solera están contruidos por cristal laminado por lo que se permite la filmación de todas y cada una de las pruebas. También se ha incorporado una compuerta de acero inoxidable de tajadera que permite modificar las condiciones de flujo en el canal según sea necesario.

Como se ha indicado anteriormente, dos bombas centrífugas (Pedrollo 120C series) controladas por sendos variadores electrónicos (OMRON 3G3Rx) son los dispositivos que producen el movimiento de agua en el interior del túnel. Gracias a los 15 kW de potencia de cada bomba, el caudal máximo que se puede movilizar es de 300 m³/h. Estos dispositivos toman el agua de un tanque de recirculación de 4,8 m³ de capacidad y la impulsan, superiormente, hacia un tanque de tranquilización de 1 m³ el cual alimenta al canal donde se instalan los rotores de ensayo. Posteriormente, el agua cae libremente de nuevo hacia el tanque de recirculación y el proceso vuelve a repetirse, constituyendo un circuito cerrado, minimizando el consumo de agua. El tanque de tranquilización está constituido por diferentes lamas metálicas que permiten eliminar la turbulencia producida por las bombas y canalizar el flujo de salida hacia el canal de la mejor manera posible. La Figura 32 muestra un esquema de las diferentes partes de las que está formado el túnel hidrodinámico.

Estudio de la fase de potencia de las turbinas hidrocínéticas de flujo cruzado.

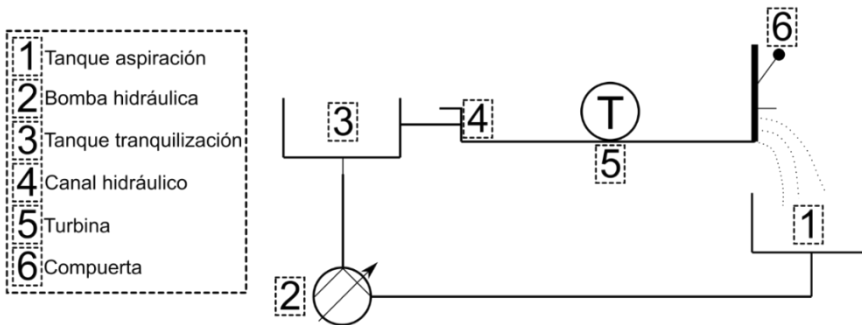
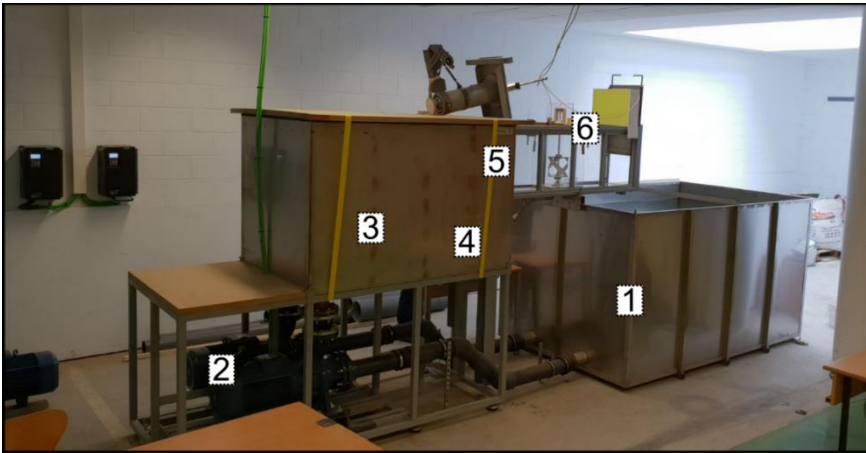


Figura 32. Esquema de los diferentes elementos que componen el túnel hidrodinámico.
[Fuente: Elaboración propia].

La colocación de los diferentes diseños de rotores se ha llevado a cabo utilizando dos estructuras bien diferentes. En un primer momento, ante el desconocimiento evidente de la resistencia necesaria para el conjunto turbogenerador, se decidió construir una estructura metálica robusta y disponerla fuera del agua para reducir los esfuerzos, construyéndose un eje de rotación en voladizo. Este se ha utilizado en el procedimiento experimental eléctrico. Posteriormente, a medida que se ha ido adquiriendo experiencia, se ha optado por diseñar una estructura más liviana y reducir el diámetro del eje de giro, obteniendo un diseño de fácil instalación (plug & play) que se utilizará con los diseños obtenidos por impresión 3D. Este se utilizará en el procedimiento experimental mecánico.

3.1.1.2. Descripción del sistema electrónico de control del túnel hidrodinámico

El túnel hidrodinámico ha sido equipado con un sistema de control, denominado TURTLE (TURbine Test Laboratory Equipment) que permite al usuario estudiar la etapa de potencia de la turbina y controlar las condiciones de ensayo (velocidad y nivel aguas arriba). Este sistema incluye un software que se instala en computadora utilizando una conexión BUS, que permite enviar datos desde la placa electrónica al ordenador. Además, tanto los variadores de potencia de las bombas, como los medidores de altura de agua, los actuadores de la compuerta y la videocámara de filmación están controlados también utilizando este software. Cabe destacar que tanto el sistema TURTLE como los sensores de nivel han sido específicamente diseñados en el marco de esta investigación. La Figura 33 muestra un esquema del sistema de control electrónico.

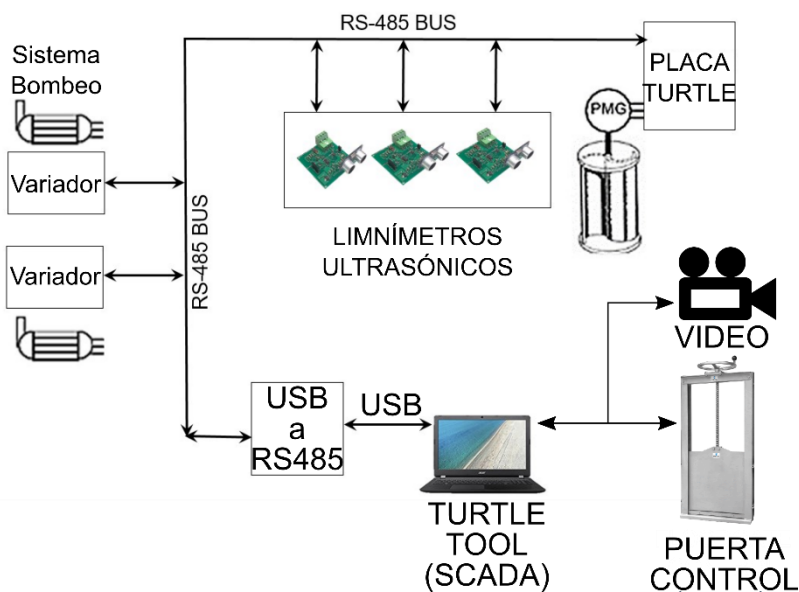


Figura 33. Esquema del sistema de control electrónico diseñado. [Fuente: Álvarez-Alvarez et al, 2020].

El sistema de control electrónico también permite capturar información procedente de los sensores ultrasónicos de nivel de agua que se han instalado en el túnel hidrodinámico. Para ello, se han instalado tres placas electrónicas (PIC16F1823) compuestas por una unidad MCU y el sensor de nivel por impulsos ultrasónicos (HC-SR04). Adicionalmente, también se ha acoplado un sensor de temperatura

Estudio de la fase de potencia de las turbinas hidrocinéticas de flujo cruzado.

(TC77) para realizar las correcciones en las medidas de nivel. Para mejorar la precisión de las medidas, los sensores se han instalado en diferentes posiciones a lo largo del ancho del canal, por lo que se puede barrer toda la altura de agua existente en una sección minimizando las posibles sobreelevaciones de nivel debidas a oleaje. La Figura 34 muestra un esquema del funcionamiento de los sensores de medida de altura de nivel.

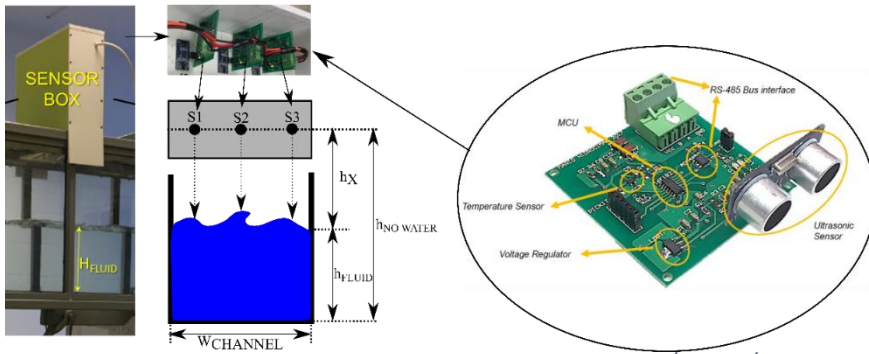


Figura 34. Limnómetro ultrasónico y su funcionamiento. [Fuente: Álvarez-Álvarez et al, 2020].

Por último, la placa electrónica se comunica con un ordenador a través de un software específicamente diseñado para controlar todos los sensores y actuadores, así como el tratamiento de los datos en bruto que se recogen. Todo ello se dispone en una interfaz de usuario denominada TURTLE Tool (ver Figura 35).

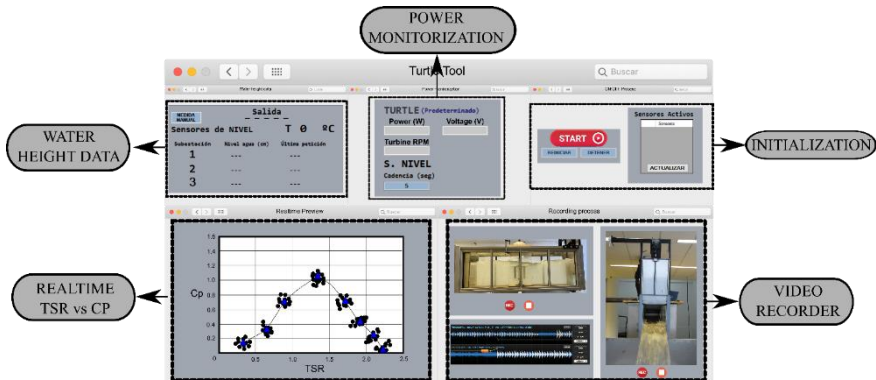


Figura 35. Interfaz gráfica de la herramienta TURTLE Tool. [Fuente: Álvarez-Álvarez et al, 2020].

Para la comunicación, se ha utilizado un protocolo MODBUS utilizando un puerto RS-485 de envío y recepción de datos. En la

jerarquía comunicativa, el software TURTLE Tool es el máster mientras que el resto de los elementos conectados son los esclavos. Como se ha indicado, este software tiene una interfaz gráfica que permite al usuario realizar diferentes acciones:

- Visualización de los datos brutos en tiempo real o tras la realización de diferentes cálculos. Se pueden ver, en tiempo real datos de potencia y altura de lámina de agua y, como datos calculados, las gráficas de potencia de la turbina.
- Ajuste de los parámetros necesarios para llevar a cabo los ensayos. Se debe indicar qué velocidad y caudal se está simulando, valor de la resistencia eléctrica, características del generador, etc.
- Visualización y guardado de las filmaciones del ensayo.

Toda esa información es almacenada en diferentes bases de datos que pueden ser exportadas a posteriori para poder realizar análisis pormenorizados en otras plataformas.

3.1.2. Procedimiento de caracterización experimental eléctrico

Este procedimiento de caracterización experimental de la etapa de potencia se encuentra implementado en el software desarrollado TURTLE Tool y permite obtener la función C_p vs TSR para cada rotor ante unas determinadas condiciones hidrodinámicas. Se basa en la utilización de los datos eléctricos provenientes del generador y la variación del ciclo de trabajo que realiza la placa electrónica de forma automatizada. La Figura 36 muestra el diagrama de flujo que describe el procedimiento de caracterización eléctrico.

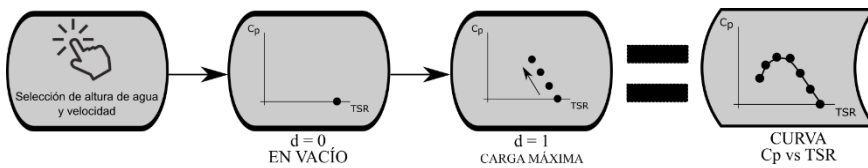


Figura 36. Diagrama de flujo del sistema de caracterización eléctrica. [Fuente: Elaboración propia].

El procedimiento es el siguiente:

- 1) Una vez que el generador se encuentra correctamente acoplado a la turbina y ésta empieza a girar por acción del agua, se realiza una primera toma de datos de frecuencia eléctrica y tensión durante un tiempo determinado, pero sin conectar ningún tipo de resistencia eléctrica ($d = 0$). Esta medición, que se denomina en vacío (*no load*), corresponde con la de máxima velocidad de giro (TSR_{max}) pero potencia nula ($C_p = 0$). En estas condiciones el circuito se encuentra abierto.
- 2) Posteriormente, el sistema electrónico de potencia va variando el ciclo de trabajo (y por ende la resistencia eléctrica del circuito), por lo que para cada ciclo de trabajo se obtiene un valor de TSR y C_p respectivamente.
- 3) Se continúa tomando medidas de forma secuencial, aumentando el ciclo de trabajo hasta que la turbina se detiene por completo. En ese momento se da por finalizado el ensayo, logrando obtener la caracterización completa del rotor para esa determinada velocidad.

La Figura 37 muestra el procedimiento de caracterización a través de la variación de la intensidad (I_{dc}) y el C_p con el tiempo (t). La primera gráfica muestra como la intensidad de corriente del circuito va aumentando durante toda la caracterización pasando por el punto de máxima potencia (t_{mpp}) hasta llegar a su valor máximo ($I_{dc_{max}}$) en el tiempo final (t_F). En la segunda gráfica, la fase de caracterización comienza con la intensidad mínima en (t_0), aumentando el valor de C_p hasta llegar a su punto de máxima potencia, recorriendo hacia la izquierda la curva.

(a) From NO-LOAD to MPP

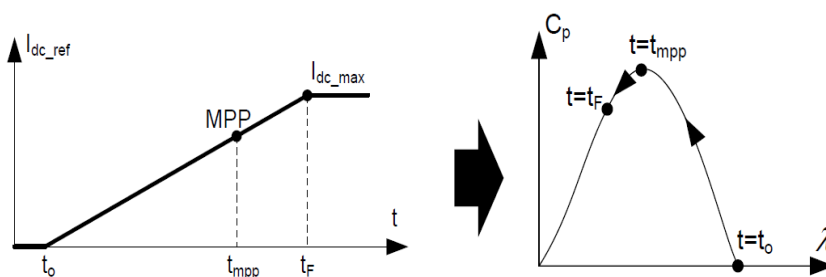


Figura 37. Procedimiento de caracterización de la etapa de potencia de una turbina por vía eléctrica. [Fuente: Álvarez-Alvarez et al, 2020].

Este procedimiento es óptimo cuando la tensión obtenida en el generador es suficientemente grande como para no verse afectada por las pérdidas que existen en el cable de conexión y en la placa electrónica. En caso de que la tensión sea demasiado baja, se deberá utilizar el procedimiento de caracterización mecánico.

3.1.2.1. Descripción del eje de rotación en voladizo

Este diseño está formado por un eje metálico en voladizo de 500 mm de longitud y 170 mm de diámetro en su parte superior y de 30 mm en su parte inferior, el cual se sustenta sobre una estructura formada por perfiles metálicos, apoyándose todo el conjunto sobre los pretiles del canal hidráulico (ver Figura 38). Todo el conjunto está fabricado en acero de alta resistencia con alto límite de elasticidad (1100 MPa) (Strenx, 2020) que permite la soldabilidad y el doblado, por lo que es excelente para trabajar ante fuertes esfuerzos como los que ejerce la corriente sobre el eje. Adicionalmente, se ha imprimado una pintura resistente a la corrosión producida por ambientes húmedos.

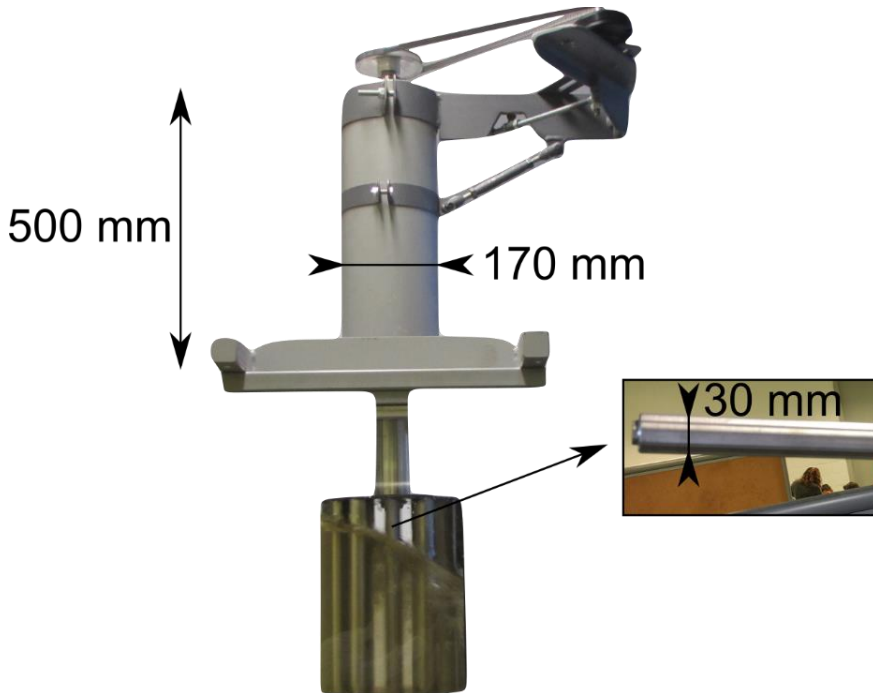


Figura 38. Esquema con acotaciones del eje en voladizo utilizado en con las turbinas metálicas. [Fuente: Elaboración propia].

De acuerdo con las características hidráulicas del túnel, los rotores metálicos instalados con este diseño deberán resistir alturas de agua de hasta 500 mm, por lo que se ha estimado una fuerza equivalente en el eje de 20 N, por lo que éste deberá ser robusto y sólido. Así, la robustez la proporciona el acero de alta resistencia mientras que la solidez se la ofrece el peso del sistema (50 kg).

La estructura del eje de giro está formada por un vástago de acero de alto módulo elástico de 800 mm, estando 300 mm de esa longitud reservados al acople del rotor. Así, este eje va a rotar en situación estructural de voladizo por lo que es imprescindible un buen acople móvil en su parte superior. La rotación del eje es posible gracias a la utilización de dos tipos de rodamientos: axiales y radiales.

Por un lado, los rodamientos de tipo axial se colocan superior e inferiormente de modo que el vástago de giro se apoya sobre la estructura de soporte tubular y permite el giro. En este caso, el rodamiento axial utilizado está constituido por bolas rígidas y no separables, que permiten operar a altas velocidades y requieren de poco mantenimiento. Además, también permiten soportar grandes cargas axiales y radiales. Por otro lado, los rodamientos radiales permiten

acoplar el eje a la estructura y permitir su giro. También están formados por bolas rígidas y no separables, con auto lubricación (ver Figura 39).

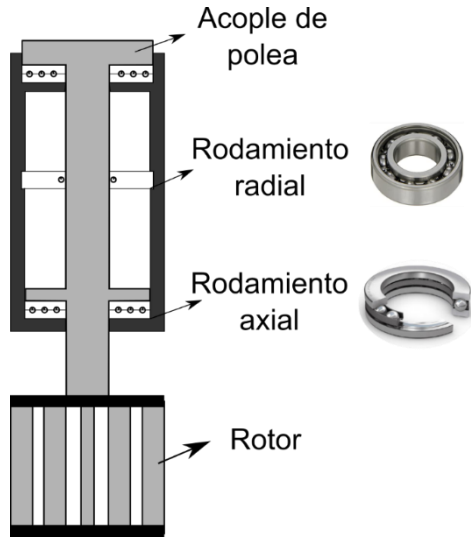


Figura 39. Esquema del rotor con los rodamientos utilizados. [Fuente: Elaboración propia].

Como se ha indicado anteriormente, el rotor a ensayar se acopla al eje metálico de 30 mm de diámetro, utilizando un diseño de tornillo pasante y tuerca de presión para asegurar el giro solidario del eje con la turbina (ver Figura 40).

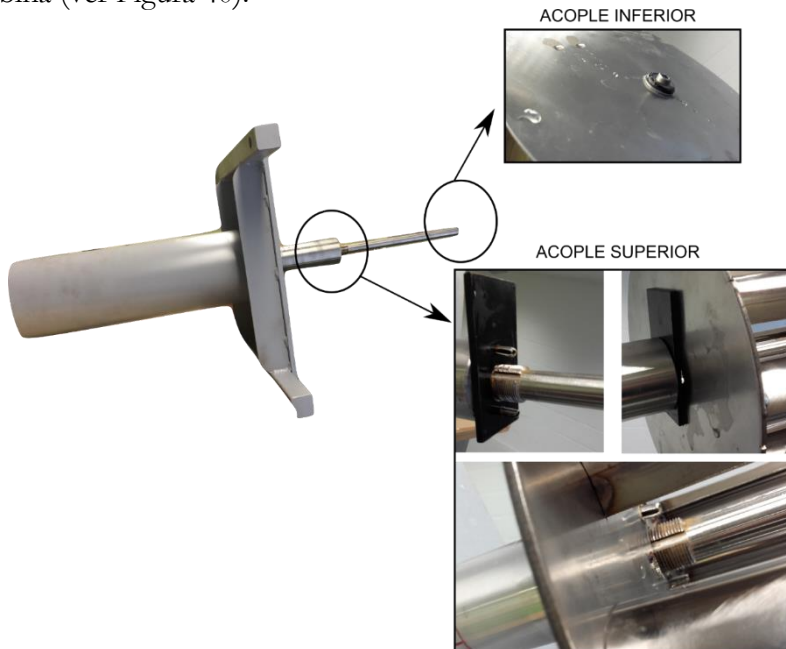


Figura 40. Modo de acople de la turbina al rotor. [Fuente: Elaboración propia].

Estudio de la fase de potencia de las turbinas hidrocinéticas de flujo cruzado.

Gracias a este diseño, el cambio de la turbina se realiza de forma rápida y sencilla independientemente del número de álabes. Cabe destacar que la utilización del conjunto tornillo de apriete y tuerca gomosa situado en la zona inferior del rotor permite apretar verticalmente el rotor, siendo únicamente necesario utilizar una llave Allen para su instalación.

La turbina se encuentra sometida a bajas velocidades de corriente, por lo que para aumentar las velocidades de rotación de estos diseños se ha diseñado un sistema multiplicador basado en poleas y correas (ver Figura 41).

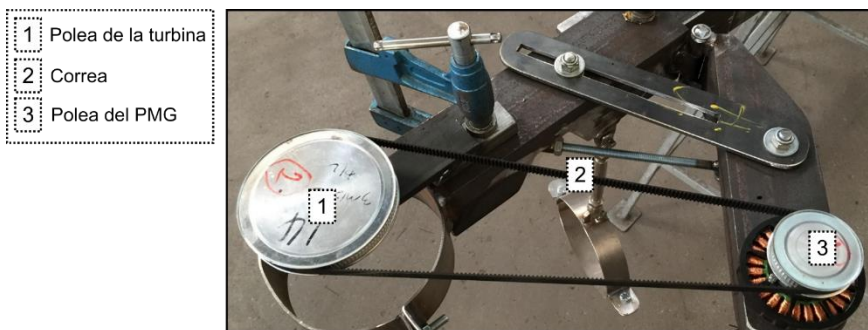


Figura 41. Fotografía con el sistema multiplicador de la turbina. [Fuente: Elaboración propia].

Por una parte, estos elementos se sitúan a la misma altura que el vástago de giro, por lo que ha sido necesario diseñar un brazo metálico móvil y ajustable que permita albergar todo el conjunto multiplicador. Su diseño se basa en la utilización de una rótula, controlada por tornillo roscado, que permite acercar o alejar la polea de modo que se pueda mantener la correa con la óptima tensión. Indicar que la correa dentada está fabricada en butadieno acrilonitrilo estireno (Acrylonitrile Butadiene Styrene, ABS) (SIIM, 2020).

Por otra parte, la multiplicación de las velocidades angulares se realiza utilizando tres poleas de diferente diámetro y número de dientes. La Tabla 4 realiza un resumen de las principales características de las poleas utilizadas.

Tabla 4. Principales características de las poleas utilizadas.

Modelo	Número de dientes	Paso (mm)	Ancho de la correa (mm)	Diámetro exterior (mm)	Diámetro interior (mm)
Polea A	120	3	11	113,83	8
Polea B	60	3	11	96,51	12
Polea C	15	3	11	15,66	8

De este modo, las relaciones que se logran obtener combinando los diferentes tamaños van desde 1:1, hasta la que mayor multiplicación ofrece de 8:1, que se logra con la polea A sobre el eje de rotación de la turbina y la polea C en el generador.

3.1.2.2. Descripción de equipamiento eléctrico y electrónico

El material eléctrico y electrónico utilizado en el procedimiento de caracterización eléctrico es el siguiente:

- Generador eléctrico.
- Equipo de medición eléctrica. Osciloscopio y multímetro.
- Fuente de alimentación.
- Placa electrónica TURTLE.
- Software de control TURTLE Tool.

El elemento clave de la caracterización eléctrica es el generador, acoplándose éste al eje de la turbina o, en el caso de que se requiera multiplicar la velocidad, a la polea de dientes más pequeña. En este caso se utilizará un generador de imanes permanentes (Permanent Magnet Generator, PMG) modelo Gimbal Motor GM8112H de 42 imanes y 36 slots (ver Figura 42).



Figura 42. Generador de imanes permanentes utilizado. [Fuente: Elaboración propia].

Previa a su colocación es necesario realizar una caracterización eléctrica de sus características eléctricas, procedimiento que ha sido llevado a cabo por el grupo de electrónica de potencia “ce2i3” de la Universidad de Oviedo. La Tabla 5 muestra las características eléctricas del generador.

Tabla 5. Características eléctricas del generador.

Parámetro	Valor
Constante de revoluciones cuando se aplique 1 V (K_V)	12 rpm/V
Inductancia de fase	3 mH
Resistencia de fase	7 Ω

Como información adicional, la Tabla 6 muestra las características físicas del PMG proporcionadas por el fabricante y básicas para poder acoplarlo a la turbina.

Tabla 6. Características físicas del PMG.

Parámetro	Valor
Peso	391 g
Dimensiones	Diámetro 90 mm – anchura 27 mm
Diámetro del eje	12,7 mm
Vueltas	100 T
Resistencia teórica	7,8 Ω
Máximo voltaje nominal	28 V

El generador se encuentra conectado a la placa electrónica TURTLE mediante puerto RS-485 de modo que se puede realizar la toma de medidas necesarias para caracterizar la turbina. Para apoyar esas medidas se ha dispuesto de un equipo de medición eléctrica formado por un osciloscopio y un multímetro (ver Figura 43), mientras que una fuente de alimentación proporciona los 12 V a los que trabaja la placa electrónica.



Figura 43. Fuentes de alimentación y osciloscopio utilizados. [Fuente: Elaboración propia].

La placa electrónica TURTLE tiene incorporado un rectificador trifásico que transforma la corriente alterna que proviene del generador en corriente continua de salida que será la que se utilice para realizar la toma de medidas (frecuencia eléctrica y tensión). También tiene adjunto un filtro LC, formado por una bobina (L) y un condensador (C), donde se produce una frecuencia de resonancia de modo que, en ese instante, la reactancia inductiva es igual a la reactancia capacitiva. Esto hace que la impedancia sea mínima e igual a la resistencia óhmica, lo que limita el ruido eléctrico en la señal. La Figura 44 muestra una fotografía del rectificador trifásico y del filtro LC.

Estudio de la fase de potencia de las turbinas hidrocinéticas de flujo cruzado.

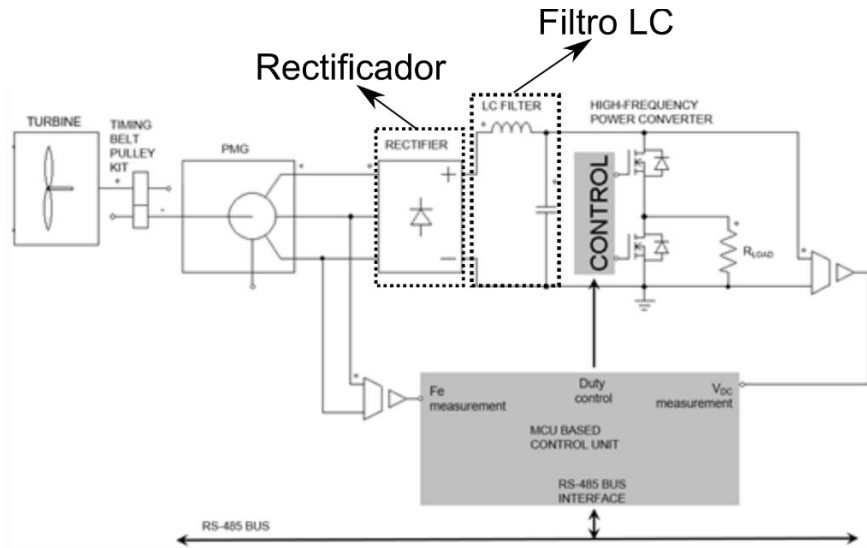


Figura 44. Ubicación del rectificador y del filtro LC en la placa electrónica. [Fuente: Elaboración propia].

Acoplados al filtro LC se tiene una rama de transistores tipo MOSFET que conmutan a alta frecuencia (50 kHz) y dos resistencias (fija y variable). Por un lado, los transistores permiten amplificar o conmutar las señales electrónicas. Por otro lado, la resistencia fija se acopla directamente al bus de continua que genera el filtro LC y la resistencia variable se conecta a la rama de transistores de modo que se varía la corriente extraída del rectificador trifásica. Además, la medida de F_e (velocidad de giro) se realiza utilizando un medidor electrónico que está conectado con un microcontrolador MCU.

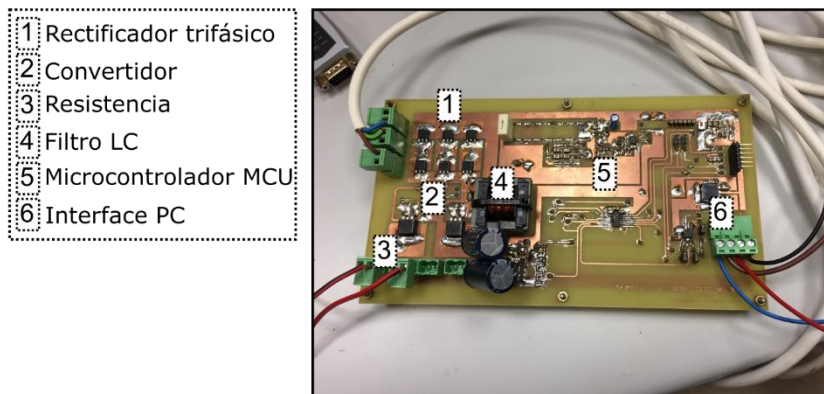


Figura 45. Diferentes elementos que forman la placa electrónica de medición. [Fuente: Elaboración propia].

Por último, la visualización, captura, procesamiento y almacenamiento de los datos se realiza utilizando un software específicamente desarrollado, denominado TURTLE Tool. En la Tabla 7 se muestra los parámetros brutos o inputs que captura TURTLE Tool, así como los datos que procesa u outputs.

Tabla 7. Inputs y outputs capturados por el TURTLE Tool.

Inputs	
Tensión de salida	$V_{DC} (V)$
Frecuencia eléctrica	$F_e (Hz)$
Altura de lámina de agua	$y (m)$
Outputs	
Intensidad de corriente	$I_{DC} (A)$
Potencia eléctrica	$P_{elec} (W)$
Revoluciones de la turbina	$\omega (rad/s)$ o $n (rpm)$
Tip Speed Ratio	TSR
Coefficiente de Potencia	C_p
Velocidad de corriente	$U (m/s)$

3.1.3. Procedimiento de caracterización experimental mecánico

El procedimiento de caracterización mecánico se realiza utilizando el conjunto medidor de par y freno eléctrico; de modo que se puede lograr estudiar la etapa de potencia de un rotor utilizando parámetros mecánicos (no eléctricos). Como se ha indicado anteriormente, este método es excelente cuando las velocidades de rotación son bajas o bien se quiere analizar, desde un punto de vista mecánico, el comportamiento del rotor. La Figura 46 muestra una fotografía donde se observa todo el instrumental preparado para llevar a cabo una caracterización completa de la turbina utilizando el procedimiento mecánico.

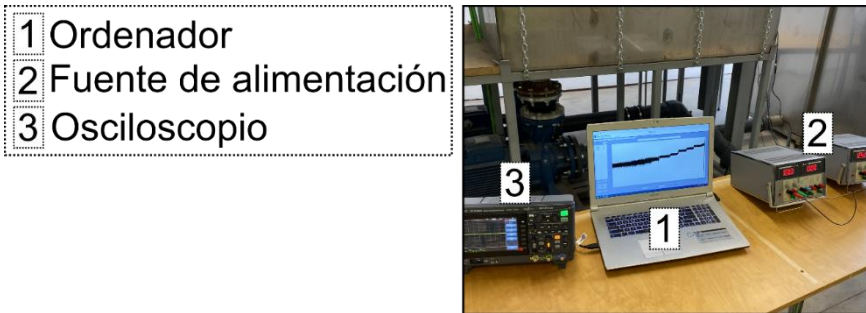


Figura 46. Fotografía con el procedimiento mecánico durante una de las pruebas llevadas a cabo. [Fuente: Elaboración propia].

El procedimiento es el siguiente:

- 1) Al igual que en el procedimiento eléctrico, una vez se ha acoplado el medidor de par y freno al eje de la turbina y ésta ha comenzado a girar, se realiza una medición durante un tiempo determinado. En este caso, el freno no realiza ningún tipo de par resistente, por lo que la turbina girará libremente (*no load*). Sin embargo, puesto que en este caso se miden pares mecánicos, es posible que, sin aplicar un par de frenado en el freno, se detecten pares provenientes del propio sistema mecánico ($T \neq 0$).
- 2) Posteriormente, utilizando una fuente de alimentación, se irá variando la intensidad eléctrica que alimenta el freno, lo que produce un cambio en su par de frenado. Así, para cada par de frenado se obtendrán datos de TSR y C_p . Todos estos datos son almacenados en una

base de datos en el ordenador para su posterior tratamiento.

- 3) Se continúa aumentando la intensidad de corriente del freno (par de frenado) hasta que el rotor detiene su rotación, momento en el cual se da por finalizado el ensayo de caracterización.

La Figura 47 muestra un diagrama de flujo del procedimiento de caracterización experimental mecánico seguido.

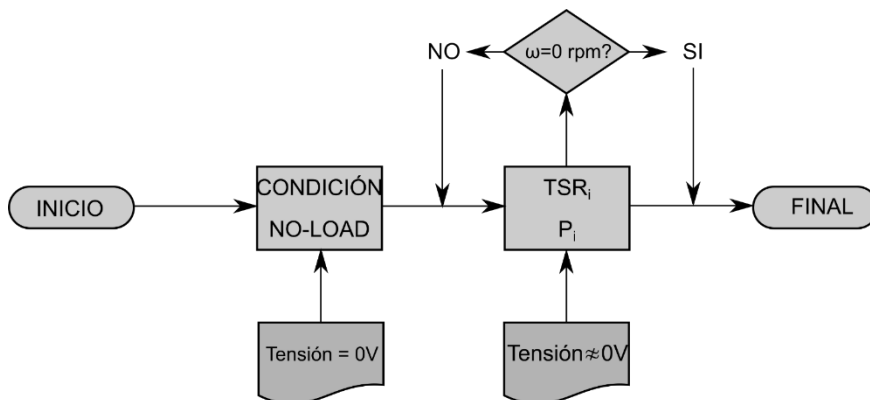


Figura 47. Diagrama de flujo del procedimiento experimental mecánico. [Fuente: Elaboración propia].

3.1.3.1. Descripción de caja de acople de metacrilato

A medida que se fueron realizando diferentes pruebas se fue comprobando que el eje en voladizo anteriormente descrito se encontraba sobredimensionado por lo que se decidió idear una nueva estructura de acople. Además, puesto que también se apostó por la utilización de diseños de rotores construidos a partir de impresión 3D, se hizo necesario reducir los diámetros de giro, no siendo válido ese diseño.

La nueva estructura está formada por dos tapas superior e inferior, unidas entre sí por dos láminas de metacrilato transparente para poder filmar los ensayos. En la tapa inferior se aloja un rodamiento radial diseñado para trabajar sumergido en agua, cuya función es asegurar el acople inferior del eje y su rotación. En la tapa superior se dispondrá el generador o el medidor de par (según procedimiento) para efectuar las medidas necesarias para llevar a cabo la caracterización. La Figura 48 muestra una fotografía del sistema de acople para turbinas fabricadas mediante impresión 3D.

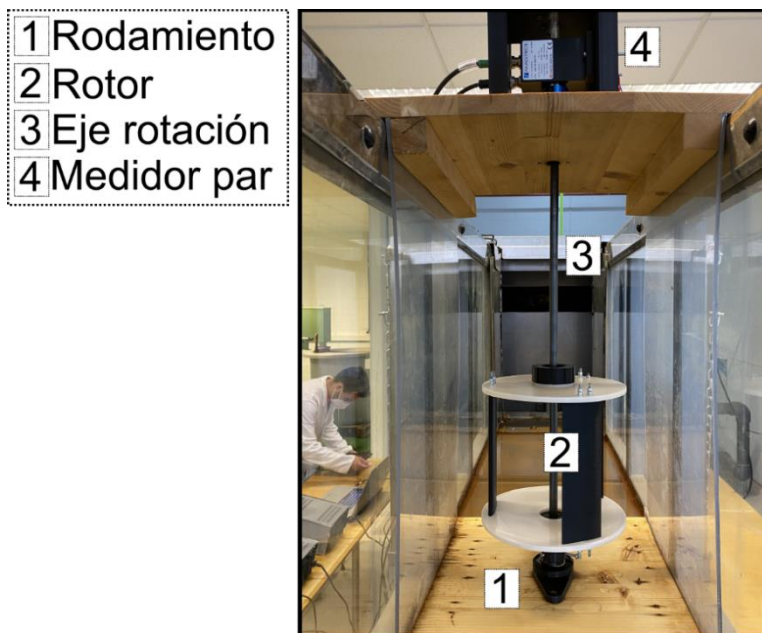


Figura 48. Sistema de acople de los rotores impresos en 3D para la caracterización de la etapa de potencia. [Fuente: Elaboración propia].

El ancho de la estructura es ligeramente inferior al ancho del canal, por lo que ésta se adapta perfectamente a las paredes del pretil. Superiormente y mediante la utilización de sargentos de corredera, se asegura un perfecto acople que evita la traslación y levantamiento de toda la estructura. Cabe destacar que, puesto que esta estructura ha sido diseñada principalmente para la simulación de rotores que trabajan a sustentación, la velocidad de giro es suficientemente alta como para lograr obtener datos, por lo que no ha sido necesario añadir sistema multiplicador alguno.

3.1.3.2. Descripción del equipamiento electrónico de medición de par

El material de medición utilizado en la caracterización experimental mecánica es el siguiente (ver Figura 49):

- Medidor de par.
- Freno eléctrico.
- Equipo de medición eléctrico. Osciloscopio y multímetro.
- Fuentes de alimentación.
- Software de control TORQUE Tool.

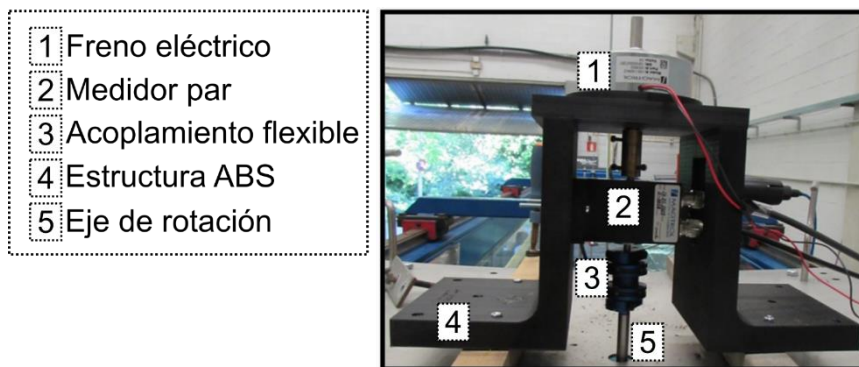


Figura 49. Sistema mecánico de caracterización de la turbina. [Fuente: Elaboración propia].

Este dispositivo comercial se acopla a la turbina de modo que se puede medir los parámetros que indica la Tabla 8.

Tabla 8. Inputs y outputs utilizados por el sistema de caracterización mecánico.

Inputs	
Ángulo de rotación	$\gamma(^{\circ})$
Par medio	$T(Nm)$
Velocidad de rotación	$n(rpm)$
Tiempo	$t(s)$
Outputs	
Potencia mecánica	$P_m(W)$
Tip Speed Ratio	TSR
Coefficiente de Potencia	C_p

El medidor de par utilizado es el modelo MAGTROL TSR 103 que permite medir pares máximos (T_{max}) de 1 Nm y pares nominales (T_{nom}) de 0,5 Nm, pudiendo realizar muestreos de hasta 80 datos por segundo. Este dispositivo ha sido calibrado por MAGTROL siguiendo los estándares del Instituto Federal de Metrología de Suiza (METAS) por lo que está asegurada y comprobada su precisión. La medición del par lo realiza utilizando una galga extensiométrica, de modo que la diferencia de par la convierte en una señal eléctrica que es almacenada por el sistema electrónico que alberga. La diferencia de par se realiza aplicando par resistente mediante un freno eléctrico por histéresis (MAGTROL HB140M) que se sitúa sobre el propio medidor y que es controlado por una fuente de alimentación de corriente.

Estudio de la fase de potencia de las turbinas hidrocinéticas de flujo cruzado.

Todo el conjunto se sustenta sobre una pieza específicamente diseñada para tal fin y obtenida mediante impresión 3D en ABS, asegurando una alineación perfecta entre el medidor de par y el eje de rotación. Además, para admitir las posibles vibraciones que se pudieran originar durante el funcionamiento de la turbina, se ha utilizado un acoplamiento flexible de alta resistencia (ver Figura 50).



Figura 50. Acoplamiento flexible y su conexión. [Fuente: Elaboración propia].

La información es recopilada y enviada vía cable de comunicación al ordenador donde se ha utilizado el software comercial que proporciona el fabricante (MAGTROL Torque). Este software permite visualizar, en tiempo real, mediciones de ángulo de rotación, velocidad de rotación, par resistente y potencia mecánica; dibujando gráficas que muestran esos resultados. Tiene también la posibilidad de almacenar toda esa información y exportarla de forma que pueda ser procesada por otros softwares. La Figura 51 muestra una captura de pantalla de la interfaz usuario del medidor de par.

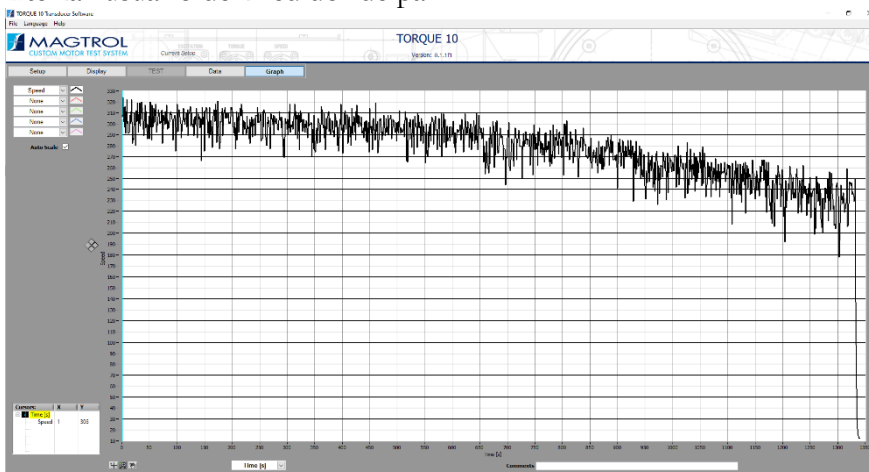


Figura 51. Interfaz gráfica de Torque Tool mostrando la variación de la velocidad durante un ensayo. [Fuente: Elaboración propia].

Por último, cabe indicar que la velocidad de corriente de agua es conocida ya que los limnímetros pueden estar conectados, de forma independiente, al sistema de control electrónico del túnel hidrodinámico.

3.2. Modelización numérica de la etapa de potencia de una turbina hidrocínética

Además del procedimiento experimental, se ha desarrollado un procedimiento basado en modelización numérica aplicando técnicas CFD. Gracias a la utilización de modelos numéricos se pueden estudiar fenómenos que en laboratorio no pueden ser visualizados, como la distribución de presiones en el interior de la turbina, campos de velocidades relativas y absolutas, comportamiento de las líneas de flujo, etc. Todo ello será válido siempre y cuando el modelo numérico haya sido validado con el experimental, de modo que existe correlación entre ambos.

La utilización de técnicas CFD para el estudio de la fase de potencia de turbinas de corriente de agua ha sido principalmente aplicada a turbinas axiales debido a sus similitudes con las turbinas eólicas. En este sentido destacan las investigaciones llevadas a cabo por (Vaz et al., 2019) y (Moreno Vásquez, De Oliveira and Brasil Junior, 2016) en las que se realizó la optimización del diseño electromecánico de una turbina axial a través de modelos matemáticos dinámicos de modo que se logra obtener la producción energética variando el diseño geométrico del rotor. En el primer caso se aplicó la metodología BEM (Blade Element Method) mientras que en el segundo se aplicaron técnicas CFD. Otro estudio interesante es el presentado por (Anyi and Kirke, 2010) en el que se estudió numéricamente la afección sobre la integridad estructural de un generador eléctrico sumergido ante el impacto de sólidos en suspensión de la corriente de agua. También resulta de interés el estudio presentado por (Wang, Song and Yan, 2019) en el que se analizó los cambios de producción energética de una turbina axial ante la instalación de diferentes aceleradores de flujo.

Sin embargo, en los últimos tiempos se han venido aplicando técnicas numéricas para modelizar el comportamiento de turbinas de flujo cruzado. Destaca la investigación llevada a cabo por (Behrouzi et al., 2019) en el que se caracterizó un rotor de eje vertical tipo Savonius, incluyendo su rendimiento mecánico o el estudio presentado por (Kumar and Saini, 2017) en el que se analizó, aplicando técnicas CFD, una metodología de optimización del tamaño de los álabes de un rotor también tipo Savonius. Adicionalmente, dos estudios de interés en el que ya se empieza a tener en consideración el efecto del bloqueo son el llevado a cabo por (Kirke, 2011) y (Benchikh Le Hocine, Jay Lacey and Poncet, 2019). En el primero, se realizó un estudio numérico de la influencia de un deflector en la producción energética de un rotor

Darrieus de eje horizontal, mientras que en el segundo se utilizaron modelos mixtos de CFD y BEM para estudiar la influencia de la ubicación de la lámina libre en el rendimiento de una turbina Darrieus de eje horizontal.

3.2.1. Procedimiento de caracterización numérica

El procedimiento de simulación numérica se realiza de acuerdo con el diagrama de flujo que se muestra en la Figura 52.

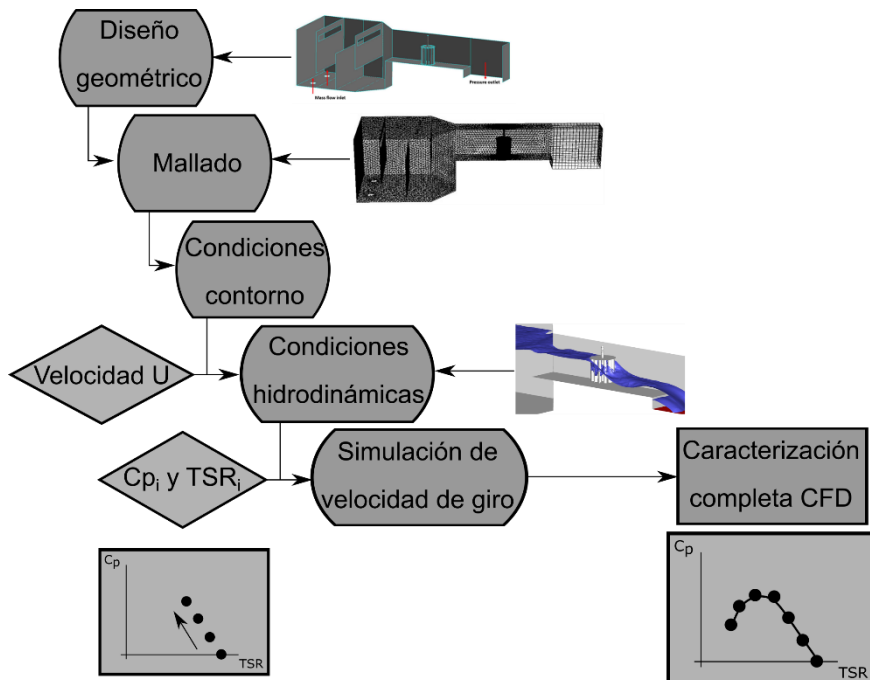


Figura 52. Diagrama de flujo de la caracterización numérica. [Fuente: Elaboración propia].

De forma esquemática:

- 1) La simulación comienza con el diseño de la geometría real de la turbina y del túnel hidrodinámico, generando un modelo geométrico.
- 2) Se realiza el mallado del modelo geométrico, disminuyendo el tamaño de celda en aquellas zonas en las que se quiera aumentar la precisión y seleccionando el tipo de celda que mejor se adapte a la geometría y condiciones del modelo.
- 3) Las condiciones de contorno como ω , presión atmosférica de salida (P_{atm}) en (Pa) y caudal másico de

agua (\dot{Q}) en (kg/s) son asignadas al modelo junto a otros valores como las propiedades de los fluidos: viscosidad y densidad.

- 4) Para cada \dot{Q} de entrada se evalúan diferentes ω de modo que se puede obtener datos de generación de potencia de la turbina, comenzando por la velocidad de rotación correspondiente con la ausencia de carga (en vacío) y continuando con las velocidades de giro en las que se aumenta la carga inducida (disminuye el giro del rotor). Cabe destacar que, con el objetivo de optimizar el tiempo de cálculo, sólo se simula cada 30° . Esta medida corresponde al funcionamiento singular del álabe debido a su disposición a lo largo de la circunferencia.
- 5) Se introducen los valores de partida como condiciones iniciales que requiere el modelo para iniciar la simulación, procediendo con los cálculos de acuerdo con el método iterativo y pasos indicados. Una vez definidos, se ejecuta el modo cálculo del programa de simulación ANSYS Fluent V18.0 realizándose en tres pasos:
 - a. Llenado del canal hasta que se estabiliza la altura de lámina de agua.
 - b. Aplicar el movimiento de cuadro (*frame*) en la zona de la malla rotativa, por lo que el volumen definido no rota, pero se introducen fuerzas inerciales como aceleraciones centrípetas y de Coriolis lo que permite inicializar el tercer paso (Lanzafame, Mauro and Messina, 2013).
 - c. Aplicar el movimiento de la malla en esa misma zona para que efectúe el cálculo de las ecuaciones en las celdas definidas en la malla de rotación.

Los dos primeros pasos (a y b) son procesos estacionarios y se ha asumido que convergen cuando se han realizado 1000 iteraciones. El último paso (c) es un proceso no estacionario, detectándose convergencia cuando el rotor ha realizado 10 vueltas completas ya que los valores de par se mantienen constantes. En este caso, el paso de cálculo establecido se corresponde con el tiempo que tarda la turbina en rotar 3° de forma que este

paso de cálculo es independiente de la velocidad de rotación.

- 6) Los resultados obtenidos son analizados y tratados de forma numérica y gráfica para su posterior análisis y obtención de conclusiones.

Como se ha indicado, el modelo numérico comienza con la generación de la geometría 3D formada por la turbina hidrocínética dentro del túnel hidrodinámico. Este diseño ha sido llevado a cabo mediante el software de entorno CAD Gambit. Este programa permite la creación de diferentes objetos gráficos como puntos, líneas, superficies y volúmenes; pudiendo realizar diferentes operaciones como el mallado o indicarle el tipo de condición de contorno (Athron et al., 2017). Las dimensiones de estos elementos se han mantenido a escala 1:1 de modo que los resultados obtenidos numéricamente puedan ser comparados con los resultados experimentales. Posteriormente, se ha procedido al mallado, acción que se basa en la discretización de la geometría en celdas donde el programa puede resolver las ecuaciones de flujo en cada una de ellas para obtener una solución. En el estudio concreto de la turbina se han aplicado tres tipos de mallado (ver Figura 53):

- Malla tetraédrica: se ha aplicado en ocho volúmenes que conforma la geometría 3D del canal, teniendo una excelente capacidad de adaptación a geometrías complejas.
- Malla estructurada: se ha aplicado en la zona de descarga con un tamaño grueso ya que es una zona con poca relevancia para el cálculo.
- Malla de rotación: se aplica al volumen específico de la turbina, simulando la rotación de ésta. También se denomina *rotating mesh*.

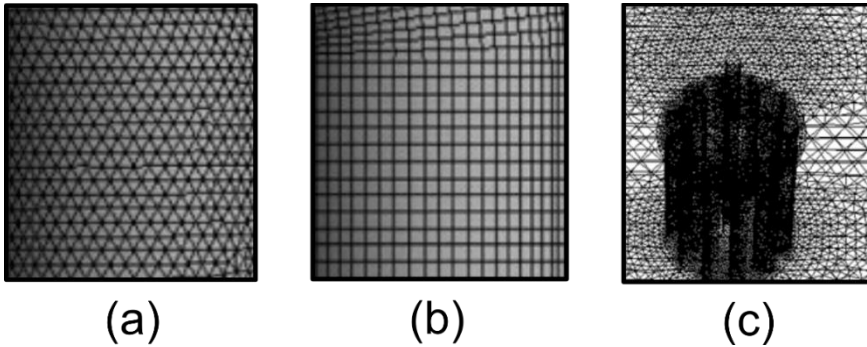


Figura 53. Tipos de mallados: (a) malla tetraédrica, (b) malla estructurada y (c) malla de rotación. [Fuente: Elaboración propia].

Para comprobar la calidad del mallado se ha aplicado el indicador de calidad ortogonal. Este indicador es utilizado habitualmente en simulaciones numéricas con flujo incompresible (Jamil and Al-Kayiem, 2015). La ortogonalidad ayuda a determinar la calidad del mallado, siendo peor cuanto más se acerque a 0 y mejor cuanto más se aproxime a 1.

A continuación, se definieron las condiciones de contorno que son básicas para que el modelo numérico pueda alcanzar una solución. Además, también se introducen datos de velocidad de fluido (o flujo másico), presión y posición de la lámina libre para cada celda. En este caso en concreto se han utilizado las siguientes condiciones de contorno:

- Entrada de agua (*water inlet*): en esta condición de contorno se indica la alimentación de agua del túnel (Q) a partir del caudal másico (\dot{Q}).
- Salida del agua (*pressure outlet*): se define la descarga libre del canal hacia el tanque de aspiración en condiciones de presión atmosférica estándar (101325 Pa).
- Paredes (*wall*): define las superficies sólidas del tanque de tranquilización, pretilos y solera del canal hidráulico.
- Lámina libre (*pressure outlet*): define un valor constante de presión atmosférica estándar en toda la superficie de lámina libre del agua del canal.

Resulta evidente que un elemento básico del modelo numérico es que la turbina debe girar en el interior del canal, para lo que se ha introducido una interfase (*interface*) entre la malla rotatoria del rotor y la malla estática del canal hidráulico. Adicionalmente, todo el conjunto se encuentra funcionando en modelo bifásico ya que existen dos fluidos

coexistiendo: aire y agua, cuyas características físicas se indican en Tabla 9.

Tabla 9. Características de densidad y viscosidad del aire y agua.

Fluido	ρ (kg/m ³)	μ (kg/ms)
Aire	1,225	1,789 10 ⁻⁵
Agua	998,2	1,003 10 ⁻⁵

Para detectar la altura a la que se sitúa la lámina de agua se utilizará el modelo Volumen de Fluido (Volume of Fluid, VOF) que permite el estudio en la interfase aire-agua de manera dinámica (Hyman, 1984). Este modelo incluye también un seguimiento del comportamiento de la superficie libre (free-surface tracking), aplicándose a una malla fijada denominada método Euleriano. Así, el modelo VOF resuelve para cada celda del dominio las ecuaciones de gobierno utilizando la aproximación Unsteady Reynolds Average Navier Stokes (URANS).

El modelo VOF, que en este caso se aplica a dos fases (aire-agua), resuelve en primer lugar las ecuaciones de conservación de la masa (Eq 11).

$$\frac{1}{\rho_q} \left[\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q U_q) \right] = S_q + \sum_{q=1}^n (\dot{Q}_{qp} - \dot{Q}_{pq}) \quad \text{Eq 11}$$

Donde ρ_q es la densidad del fluido de la fase q, α_q es la fracción volumétrica de la fase q, U_q es la velocidad de la fase q, \dot{Q}_{qp} es el caudal másico desde la fase q hasta la fase p y viceversa y S_q es el término fuente de la fracción volumétrica de la fase q.

Posteriormente, el modelo VOF resuelve la ecuación de la conservación del movimiento para toda la mezcla (Eq 12).

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U) + \nabla \cdot (\rho U U) = -\nabla P + \nabla \cdot [\mu (\nabla U + (\nabla U)^T)] + \rho g - \quad \text{Eq 12}$$

En el primer miembro se tiene, en primer lugar, la variación temporal de la cantidad de movimiento y, posteriormente, el término convectivo. En el segundo miembro se tiene las variaciones de cantidad de movimiento originadas por el gradiente de presión, el término viscoso debido a fuerzas superficiales, las fuerzas volumétricas de gravedad y otras fuerzas adicionales como la sustentación/arrastre.

Por último, la ecuación de la energía también se calcula para toda la mezcla entre fases aplicando el modelo VOF (Eq 13):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_{mix}E_{mix}) + \nabla \cdot (U_{mix}(\rho_{mix}E_{mix} + P_{mix})) = \nabla \cdot (K_{eff}\nabla T) + S_h \quad \text{Eq 13}$$

Donde E_{mix} es la energía interna promediada de la masa en la mezcla de fases, U_{mix} es la velocidad de la mezcla, ρ_{mix} es la densidad de la mezcla, K_{eff} es la constante de intercambio de calor efectiva, T es la temperatura y S_h es el término fuente de la energía.

Una característica fundamental del algoritmo VOF es que debe mantener la discontinuidad de cada una de las fases. Para su delimitación se aplican dos algoritmos básicos que calculan la variación de la fracción de volumen de cada fase construyendo la interfase a partir de ellos datos del algoritmo VOF. Estos son:

- *Simple Line Interface Method (SLIC)*.
- *Piecewise Linear Interface Calculation (PLIC)*.

El primero calcula la posición de la interfase plana o linear con relación al centro de cada celda total o parcialmente llena de fluido. Para ello, se utiliza la fracción de volumen de la fase considerada y sus derivadas temporales. El segundo, calcula la cantidad de flujo convectivo que atraviesa cada cara de la celda a partir de la posición de la interfase calculada y las velocidades tangenciales y normales. Por último, el algoritmo calcula la fracción de volumen de cada fase en cada celda aplicando continuidad como un balance entre las entradas y salidas. Este paso es iterativo, tomando como valor de alimentación lo calculado en el paso inicial precedente. La Figura 54 muestra como se ha aplicado el modelo VOF para obtener la altura y posición de la altura de lámina libre.

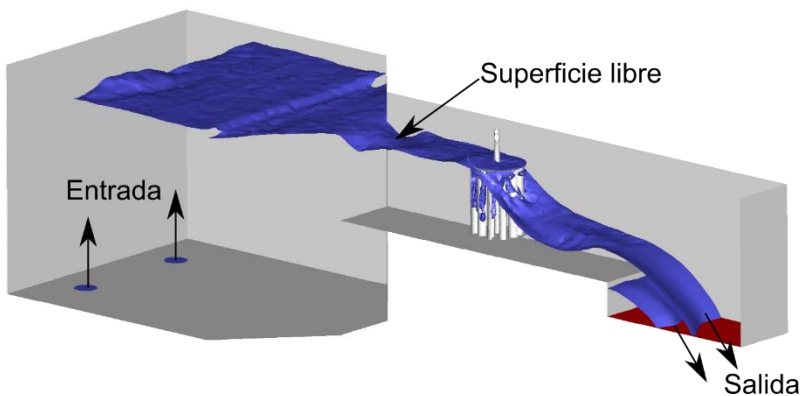


Figura 54. Modelo VOF utilizado para detectar la altura de lámina libre. [Fuente: Elaboración propia].

El solucionador utilizado se ha configurado en base a campo de presiones y de forma implícita, utilizando la formulación de campo de velocidades absolutas. La discretización espacial y temporal de las derivadas se realizó aplicando teoría de segundo orden, resolviendo la corrección de velocidad y presión utilizando el método Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations (SIMPLE). Esto ha sido posible ya que el flujo se ha considerado incompresible y la ecuación de la energía no es utilizada. Así, este método lo que utiliza son las relaciones entre la velocidad y la presión para imponer la conservación de la masa y obtener el campo de presión (Khawaja and Moatamedi, 2018).

Parece evidente que el problema a estudiar es bastante complejo por cuanto se trata de un análisis dinámico en un modelo multifásico y con la rotación de la turbina, por lo que un aspecto que se ha cuidado mucho es la turbulencia y la selección del modelo óptimo. Cuando aparecen fenómenos de turbulencia se aumenta la complejidad de resolución de las ecuaciones de flujo turbulento ya que se inducen ecuaciones adicionales. Para su resolución, se realizan simplificaciones lineales de las ecuaciones complejas a través de métodos numéricos. Resulta evidente que, si la simplificación es demasiado acusada, el problema perderá precisión y por tanto la solución no será representativa de la realidad. Así pues, la aparición de fenómenos de turbulencia en las ecuaciones de Navier-Stokes generan una pérdida de sentido físico ya que se pierde precisión a la hora de conocer las condiciones iniciales y de contorno y el flujo se vuelve sensible ante detalles que pueden no ser importantes en la realidad pero que en el modelo numérico se magnifican (José et al., 2017).

En la bibliografía existente sobre resolución numérica de problemas turbulentos, como el que se presenta, existe una extensa variedad de modelos de turbulencia. En el problema que nos acucia se ha utilizado el solucionador RANS junto con el modelo de turbulencia Shear-Stress Transport (SST) $k - \omega$. Este modelo es una combinación del modelo simple $k - \omega$ y el modelo $k - \epsilon$, aplicándose el primero en la zona de la capa límite interna y el segundo en la zona exterior, siendo apropiado para flujos complejos (Bardina, Huang and Coakley, 1997). Este modelo plantea ecuaciones de transporte de energía cinética turbulenta y laminar, así como velocidad de disipación de esa turbulencia. Cabe destacar que tiene una excelente capacidad para predecir fenómenos transitorios cuando el flujo pasa de régimen laminar a turbulento así como para representar fenómenos de desprendimiento ante gradientes de presión adversos (Gorle et al., 2016). La Figura 55 muestra una

Estudio de la fase de potencia de las turbinas hidrocínéticas de flujo cruzado.

comparativa entre los modelos de turbulencia (a) $k - \epsilon$, (b) $k - \omega$ y (c) SST.

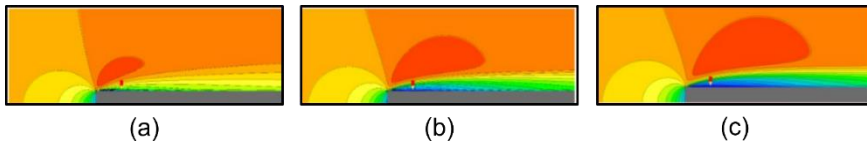


Figura 55. Comparativa entre diferentes modelos de turbulencia. [Fuente: Cham UK, 2020].

4. El fenómeno de bloqueo en turbinas hidrocínéticas

El bloqueo es un aspecto fundamental en la operación de la turbina, ya que su existencia tiene afección directa sobre la producción energética del rotor. Este fenómeno es producido por la propia presencia del rotor en el canal hidráulico, debiendo estudiarse a través de B y cómo éste afecta a aspectos de la etapa de generación de la turbina como el TSR o C_p . La principal consecuencia de este fenómeno es el aumento de la potencia y el empuje comparado con el flujo en condiciones de campo abierto. Esto es debido a que se producen tres fenómenos: aumento de la velocidad del fluido alrededor del rotor, cambio de presión en la estela y gradientes de presión longitudinales asociados a capa límite del canal (Glauert, 1933).

Para su estudio se aplican las condiciones de flujo establecidas en el modelo unidimensional utilizado en la demostración de la teoría del disco actuador en un canal propuesta por los autores Houlby, Draper y Oldfield (Draper et al., 2010). Este modelo representa las características del flujo en el entorno de una turbina hidrocínética ubicada en una zona de un canal en la que el flujo era uniforme y subcrítico antes de la instalación del citado equipo. La Figura 56 muestra un esquema de las condiciones existentes en el canal aplicando la teoría del disco actuador.

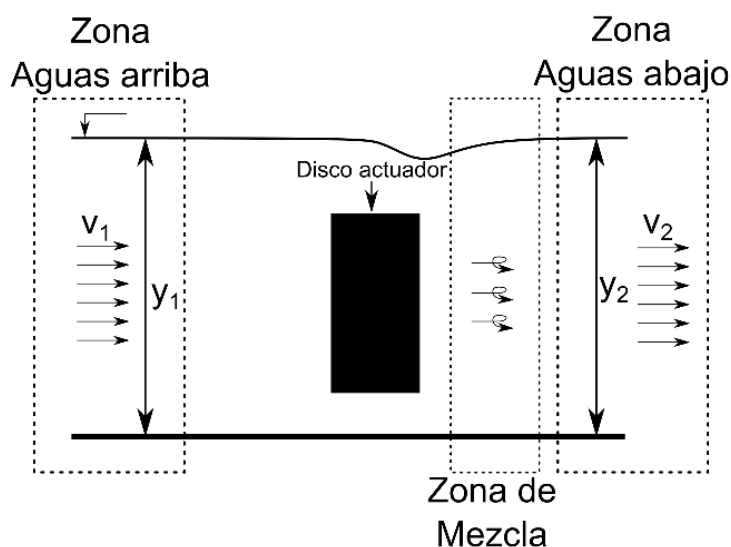


Figura 56. Esquema de las condiciones para pruebas de acuerdo con el disco actuador.

[Fuente: Fernández-Jiménez et al, 2021].

En los últimos tiempos se han realizado numerosos estudios sobre el fenómeno del bloqueo existiendo dos claras líneas de investigación:

- Aprovechamiento energético del efecto de bloqueo. Estudian la forma de instalar equipos turbogeneradores en corrientes de baja velocidad induciendo condiciones de bloqueo.
- Corrección de efecto del bloqueo. Se basa en el estudio de metodologías que eliminan los efectos de bloqueo de los resultados experimentales llevados a cabo en canales hidráulicos de modo que se trabaja como si se estuviera en campo abierto.

4.1. Aprovechamiento energético del efecto de bloqueo

Tal y como se había indicado anteriormente, el aprovechamiento energético del efecto de bloqueo permite la generación de energía eléctrica a partir de corrientes que, debido a su baja velocidad, actualmente no están siendo utilizadas debido al estado de la tecnología actual. Para ello, se han realizado diferentes estudios encaminados a la fabricación de dispositivos aceleradores de flujo o al aumento del área efectiva de la turbina, lo que permite inducir el efecto de bloqueo, estudiando cómo mejoran la extracción energética y su rendimiento.

En este sentido, en el estudio presentado por (Schluntz and Willden, 2015) se analizó cómo afecta la colocación de un array (colocación en filas) de turbinas para aprovechar una corriente de baja velocidad utilizando un modelo numérico. Se observa que el C_p se ve incrementado a medida que se aumenta el espacio ocupado por los rotores. Por lo tanto, para poder aprovechar energéticamente la baja velocidad de una corriente, no sólo debe estudiarse el comportamiento del rotor por separado, sino que también deberá tenerse en cuenta cómo se conforma el array. En estas circunstancias, y tras un análisis conjunto del array, se observa que para un mayor aprovechamiento del bloqueo deberá aumentarse la solidez del rotor que el que éste necesitaría si funcionara de forma independiente. En este caso, en las pruebas numéricas se mantuvo una velocidad de corriente de 0,5 m/s y se varió el bloqueo del array (desde un 1% hasta un 32%), pasando de un C_p de 0,92 a un 1,97 en condiciones de máximo bloqueo. Como conclusiones se indica que al aumentar B se aumenta la carga por empuje sobre los álabes, lo que favorece la generación energética de la turbina.

Por último, el estudio presentado por (Vennell, 2013) indica que debido a la existencia del bloqueo los valores del C_p pueden ser superiores al límite de Betz ($C_p = 16/27$) ya que se trabaja en condiciones de lámina libre y ésta puede sufrir modificaciones que afectan al comportamiento hidrodinámico de la corriente y de la turbina. Al sobrepasar ese límite se produce una importante pérdida de carga como consecuencia del aumento en la extracción de energía, lo que se traduce en un aumento de las cargas que tienen que soportar los álabes y la estructura del rotor. Así pues, cuando la instalación de arrays de turbinas produce un fuerte bloqueo y aumento del C_p se aumentará el rendimiento de la instalación, pero deberá tenerse en cuenta una mayor carga mecánica para el diseño estructural del dispositivo.

Por lo tanto, y a la vista de las investigaciones estudiadas y a los resultados obtenidos durante esta investigación resulta fundamental tener en cuenta la influencia del bloqueo y su afección en el análisis de la etapa de potencia de la turbina. La Figura 57 muestra algunos dispositivos utilizados para producir efectos de bloqueo en un canal hidráulico de baja velocidad de corriente.

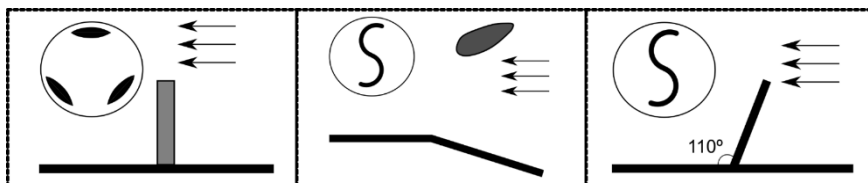


Figura 57. Esquema de algunos dispositivos (aceleradores) utilizados para inducir condiciones de bloqueo con turbinas hidrocínéticas. [Fuente: Elaboración propia].

4.2. Corrección de efecto del bloqueo

En esta línea de investigación se busca obtener expresiones que permitan corregir los efectos de bloqueo de las características de potencia de la turbina. De este modo, un prototipo de turbina puede ser estudiado en un canal hidráulico, lo que resulta más barato, y extrapolar sus datos posteriormente a las condiciones en campo abierto del emplazamiento real. En este sentido la mayor parte de los métodos de corrección del bloqueo se basan en la aplicación de la teoría tradicional del disco actuador pero adaptada al caso particular de flujo bloqueado. Así, la turbina se considera como un disco actuador donde se produce discontinuidad de presión.

Estos métodos permiten obtener parámetros hidrodinámicos en condiciones de campo abierto en función de ciertas variables como B , la expansión de la estela aguas abajo o C_T . Así, por cada método se obtiene una relación de la velocidad en el canal (U) y la velocidad en campo abierto (U_F), lo que permite obtener los valores corregidos de los parámetros de potencia. Las expresiones para el cálculo de los parámetros corregidos de TSR , C_T y C_p son la Eq 14, Eq 15 y Eq 16.

$$TSR_F = TSR \cdot \left(\frac{U}{U_F}\right) \quad \text{Eq 14}$$

$$C_{TF} = C_T \cdot \left(\frac{U}{U_F}\right)^2 \quad \text{Eq 15}$$

$$C_{pF} = C_p \cdot \left(\frac{U}{U_F}\right)^3 \quad \text{Eq 16}$$

Donde TSR_F es la relación de velocidad en la punta del álabe y la velocidad en campo abierto (adimensional), C_{TF} es el coeficiente de par en condiciones de campo abierto (adimensional) y C_{pF} es el coeficiente de potencia en campo abierto (adimensional).

Como se ha indicado anteriormente, existen diferentes relaciones para estimar la relación existente entre U y U_F . La Tabla 10 muestra algunas expresiones:

Tabla 10. Expresiones de corrección de bloqueo por diferentes autores.

Referencia	Relación de velocidades
(Glauert, 1933)	$\frac{U}{U_F} = \left(1 + \frac{B \cdot C_T}{4 \cdot \sqrt{1 - C_T}} \right)^{-1}$
	Siempre que $C_T < 1$.
(E. C. Maskell, 1963)	$\frac{U}{U_F} = \sqrt{1 - (\epsilon \cdot B \cdot C_T)}$
	Siendo ϵ un factor empírico.
(Pope and Harper, 1966)	$\frac{U}{U_F} = (1 + \delta)^{-1}$
	Siendo δ un factor empírico.
(Sørensen, Shen and Mikkelsen, 2006)	$\frac{U}{U_F} = \left((1 - a) + \left(\frac{C_T}{4(1 - a)} \right) \right)^{-1}$
	Siendo a un factor empírico.
(Bahaj, Molland, Chaplin and W. M J Batten, 2007)	$\frac{U}{U_F} = \frac{\frac{U}{U_T}}{\left(\frac{U}{U_F} \right)^2 + \left(\frac{C_T}{4} \right)}$
(Werle, 2010)	$\frac{U}{U_F} = 1 - B$
(Gauvin-Tremblay and Dumas, 2020)	$\left(\frac{U_F}{U} \right)^2 = \frac{1}{1 - m \cdot B}$
	$m = 8,14 \cdot B^2 - 7,309 \cdot B + 3,23$

Las correcciones como (Glauert, 1933), (Bahaj, Molland, Chaplin and W. M.J. Batten, 2007) y (Werle, 2010) utilizan coeficientes como B o C_T para obtener una relación de velocidad en condiciones de campo abierto; basándose sus estudios en la aplicación de la teoría simple de disco actuador. Sin embargo, las correcciones como (E. C. Maskell, 1963), (Pope and Harper, 1966), (Sørensen, Shen and Mikkelsen, 2006) y (Gauvin-Tremblay and Dumas, 2020) aplican coeficientes empíricos obtenidos en laboratorio o a través de expresiones para obtener la relación U/U_F , por lo que los resultados tienen una base experimental previa.

De acuerdo con la investigación experimental y numérica llevada a cabo por (Kolekar and Banerjee, 2015) cuando los valores de B son inferiores al 10% no se produce ningún efecto reseñable sobre el

rendimiento de la turbina pero, cuando son superiores a ese 10% el rendimiento del rotor se incrementa un 35%. En estas circunstancias, también se produce un aumento en los valores de TSR ya que la velocidad de rotación también se ve incrementada, lo que produce un aumento de estela y de velocidad de las líneas de corriente que atraviesan interiormente el rotor. Además, también indican que el máximo valor de C_p se alcanza cuando la distancia entre las paredes y el rotor es igual al radio de la turbina. Por último, también analizaron la influencia de la sumergencia del rotor concluyendo que las condiciones de rendimiento óptimo se producen cuando la turbina dista una distancia de la mitad del radio del rotor con respecto a la superficie libre.

En la investigación presentada por (Consul, Willden and McIntosh, 2013) se estudió la influencia del bloqueo sobre una turbina de flujo cruzado utilizando un modelo numérico y validándolo en túnel de viento. La solidez del rotor utilizado fue de 0,125 y se concluyó que a medida que crece B se produce un aumento de C_p . Más concretamente, se ensayó el rotor con tres B diferentes (12,5%, 25% y 50%); obteniendo un aumento de C_p desde 0,52 hasta 1,23. Así, la eficiencia hidrodinámica se ve influenciada por el efecto del bloqueo, produciéndose aceleraciones en la rotación de la turbina que incrementan el valor de TSR . Adicionalmente, se estudió la sumergencia de la turbina, concluyendo que la variación de la lámina de agua no tiene efecto directo sobre la potencia extraída pero sí sobre la eficiencia de la turbina y su comportamiento hidrodinámico.

El estudio realizado por (Gorle et al., 2016) se basó, al igual que los anteriores, en el estudio numérico y experimental de una turbina de flujo cruzado. En este caso se diseñó un rotor tipo Darrieus para trabajar ante diferentes velocidades (desde 0,5 m/s hasta 1,5 m/s) y B de 12,5%. En condiciones de bloqueo se obtuvieron valores de TSR de hasta 5 para la máxima velocidad, logrando alcanzar valores de C_p cercanos a 0,35. Estos resultados fueron posteriormente corregidos a condiciones de campo abierto aplicando las expresiones propuestas por (Gauvin-Tremblay and Dumas, 2020), concluyendo que apenas hay diferencias en los resultados obtenidos. Así, en estos experimentos el aumento de rendimiento se debe a que se aumenta la velocidad de corriente lo que produce un aumento de la energía cinética disponible, despreciándose casi por completo la influencia del bloqueo al ser B muy pequeño.

Una de las últimas investigaciones en este sentido es la llevada a cabo por (Kolekar, Vinod and Banerjee, 2019) donde se estudiaron los efectos del bloqueo sobre una turbina de marea. En este caso, fue simulada en un canal hidrodinámico, observándose aumentos en los

valores de C_p . Este aumento se produjo debido a dos factores: aparición de una estela aguas abajo de la turbina que favorece la sustentación y una mayor diferencia de cotas aguas arriba y abajo del rotor que produce un incremento del término potencial de la corriente.

5. Caracterización de rotor de gran solidez para su utilización en corrientes de baja velocidad por su alto bloqueo inducido

En uno de los artículos objeto de la presente tesis (Espina-Valdés et al., 2020) y teniendo en cuentas las consideraciones indicadas en los apartados anteriores se ha realizado el diseño y caracterización numérica y experimental de una turbina de flujo cruzado compacta en un túnel hidrodinámico de baja velocidad de corriente y en condiciones de alto bloqueo ($B \approx 50\%$). Este estudio se puede englobar dentro de la primera línea de investigación relacionada con el bloqueo al buscar, a través del diseño del rotor, aprovechar energéticamente una corriente de baja velocidad.

El diseño es simple y se basa en la utilización de componentes comerciales lo que abarata costes de instalación, mantenimiento y operación. Todo el conjunto se sustenta sobre un eje vertical de gran robustez que se apoya sobre los pretiles del canal, por lo que se facilita la instalación y mantenimiento (ver Figura 58).

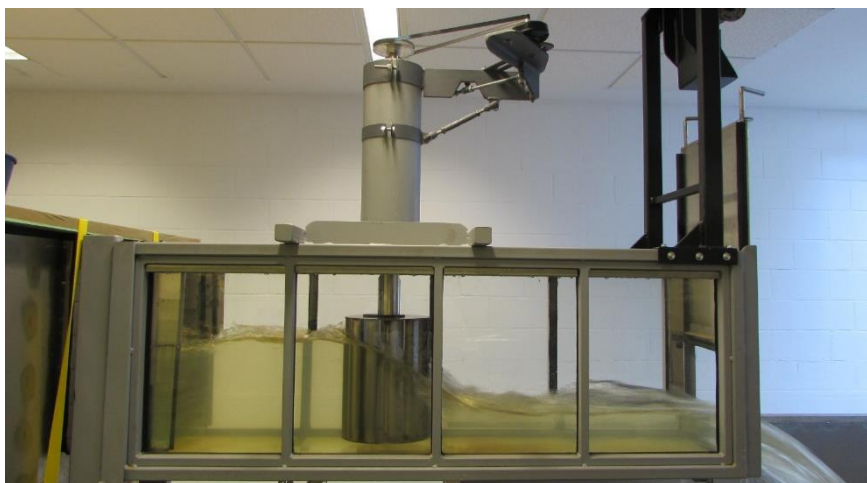


Figura 58. Fotografía del rotor utilizado durante una de las pruebas llevadas a cabo. [Fuente: Elaboración propia].

Caracterización de rotor de gran solidez para su utilización en corrientes de baja velocidad por su alto bloqueo inducido.

5.1. Materiales y métodos

El rotor utilizado tiene un diámetro de 0,23 m y una altura de 0,30 m (área de 0,069 m²); formado por doce álabes con perfil semicircular fabricados en acero inoxidable AISI-304. Gracias a este material la turbina puede resistir los esfuerzos a los que está sometida y evitar problemas de corrosión por estar inmersa en agua. Los álabes tienen un diámetro de 21 mm y están separados 30° a lo largo de toda la circunferencia. Éstos se unen a las tapas metálicas inferior y superiormente mediante soldadura de arco metálico (Shielded Metal Arc Welding, SMAW), lo que le confiere un buen acabado y suficiente rigidez. La Figura 59 muestra una fotografía del rotor utilizado.

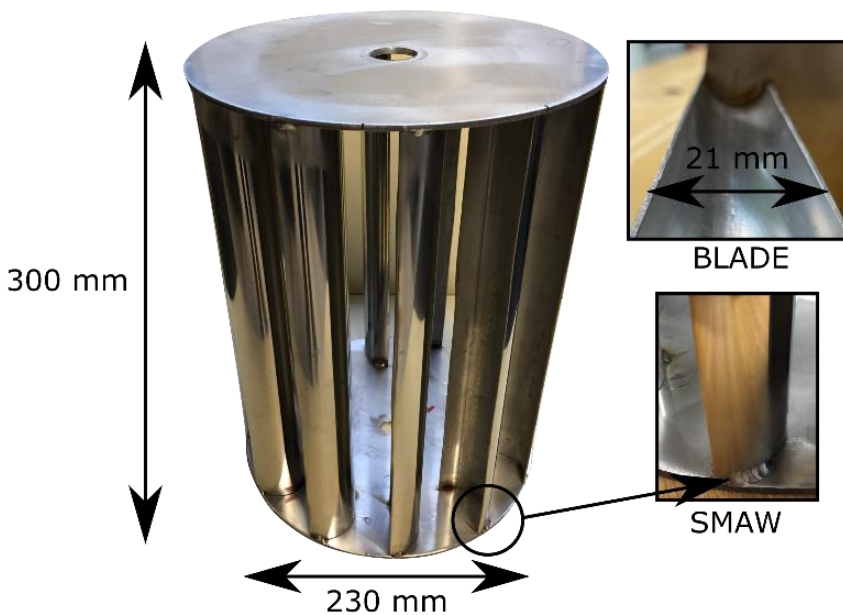


Figura 59. Dimensiones del rotor utilizado. [Fuente: Elaboración propia].

Como se ha indicado anteriormente, el rotor ha sido caracterizado a través de dos metodologías diferentes pero complementarias:

- Modelo numérico basado en CFD.
- Experimentación en túnel hidrodinámico de baja velocidad de corriente.

A continuación, se describen ambos procedimientos y se exponen los principales resultados obtenidos.

5.2. Caracterización numérica del rotor

La caracterización numérica del rotor se ha llevado a cabo de acuerdo con el procedimiento indicado en la sección 3.2.1. Para garantizar la validación del modelo numérico con la realidad, la entrada de agua se ha efectuado a través de dos orificios de 110 mm que simulan los tubos de impulsión. Además, se ha dispuesto de una zona prismática en la salida del túnel hidrodinámico que simulará la descarga libre de éste en la realidad. También se han añadido las placas metálicas de tranquilización existentes en el interior del tanque que alimenta el canal hidráulico, pudiendo observar cómo se comporta el flujo de agua en el interior de éste. La Figura 60 muestra un esquema con la geometría simulada.

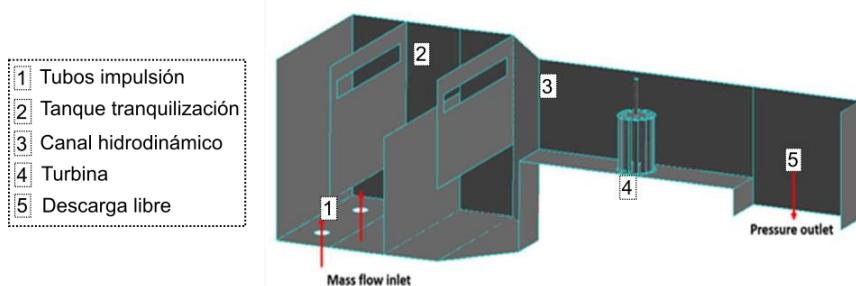


Figura 60. Partes del sistema geométrico dibujado. [Fuente: Elaboración propia].

Tras el dibujo de la geometría se ha procedido al mallado (ver Figura 61). En este caso en concreto, se han utilizado 1200000 celdas, estando más del 42% de ellas situadas en la parte central del canal que es donde se quiere obtener mayor precisión de análisis.

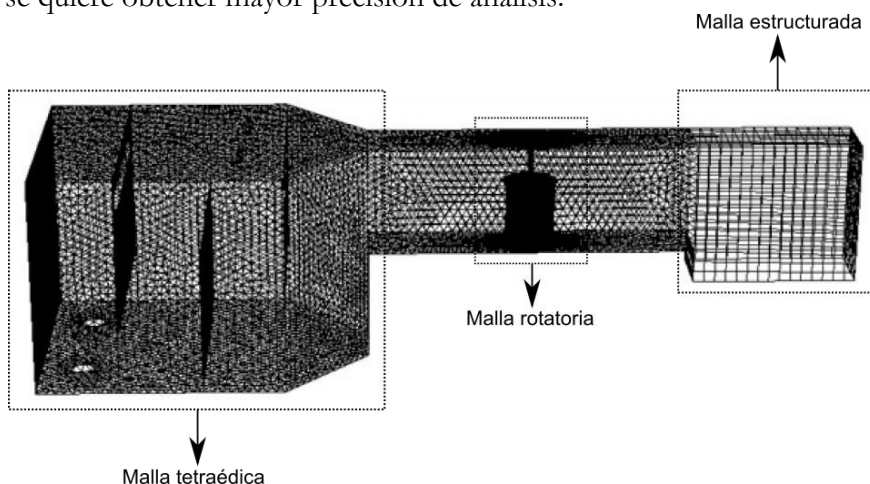


Figura 61. Mallado utilizado en el modelo CFD. [Fuente: Elaboración propia].

Caracterización de rotor de gran solidez para su utilización en corrientes de baja velocidad por su alto bloqueo inducido.

Para seleccionar el número total de celdas óptimo en la zona del canal hidráulico estudiando los tiempos de computación, se simuló la geometría modificando el tamaño de las celdas. En todas ellas se mantuvo constante el caudal circulante y la velocidad de rotación de la turbina. La Tabla 11 indica los tiempos de computación empleados según el número de celdas del mallado.

Tabla 11. Características de las diferentes pruebas de ajuste de la computación del modelo CFD.

Número de celdas	Tiempo de computación	Observaciones
200000	19,2 horas por caudal	36 días para caracterización completa.
500000	2 días por caudal	3 meses para caracterización completa.
800000	7 días por caudal	4,8 meses para caracterización completa.
1500000	10 días por caudal	9 meses para caracterización completa.

Los resultados obtenidos con 200000 celdas resultaron ser muy poco precisos, mientras que los resultados obtenidos con 800000 y 1500000 arrojaron una diferencia máxima de 1,2% en términos de potencia extraída por la turbina. Por ello, se decidió utilizar 500000 celdas en la zona del canal hidráulico para analizar, con suficiente precisión, la etapa de potencia de la turbina elegida.

Adicionalmente y con el objetivo de simplificar al máximo el modelo y ahorrar costes y tiempos de computación se realizaron una serie de simplificaciones geométricas:

- Los álabes semicirculares han sido representados como superficies 1D (sin espesor), pudiendo detectar separación de flujo sin necesitar un mallado más fino a su alrededor.
- En las paredes cercanas a la turbina no se ha utilizado un mallado más fino que pudiera añadir más precisión en el estudio de efectos de pared ya que el efecto del

bloqueo genera un incremento de velocidad suficiente como para ser detectado con el tamaño de malla empleado.

La calidad del mallado se ha realizado aplicando el indicador de calidad ortogonal. En este caso en concreto, el 99% de las celdas creadas tienen una ortogonalidad por encima del 0,7 lo que indica que la malla ha sido bien estructurada.

Utilizando el programa Gambit se han indicado las condiciones de contorno del modelo que se muestran en la Figura 62.

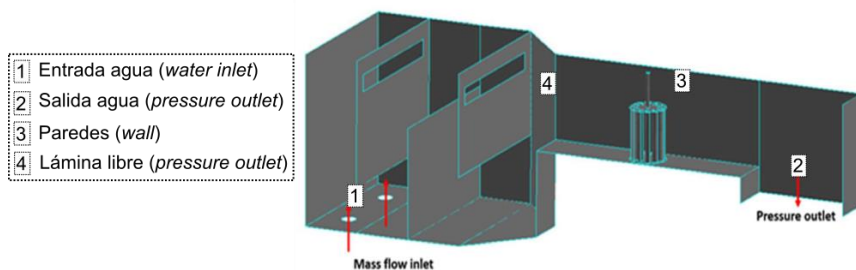


Figura 62. Diferentes zonas de las condiciones de contorno del modelo numérico CFD.
[Fuente: Elaboración propia].

Más en concreto, la entrada de agua (water inlet) se produce indicándose los caudales máxicos utilizados durante los diferentes ensayos mientras que la salida de agua (pressure outlet) se realiza mediante descarga libre, simulando la caída hacia el tanque de aspiración. La condición de contorno de pared (wall) se ha aplicado a los laterales, lamas y pretiles del túnel hidrodinámico y la condición de lámina libre (pressure outlet) se ha aplicado sobre toda la lámina de agua que permanece a presión atmosférica estándar. Por último, existe otra condición de contorno adicional que es la malla rotatoria (rotating mesh) que simula el giro del rotor.

A modo recopilatorio, la Tabla 12 indica los parámetros utilizados en la simulación numérica llevada a cabo mediante el código comercial ANSYS Fluent V18.0.

Caracterización de rotor de gran solidez para su utilización en corrientes de baja velocidad por su alto bloqueo inducido.

Tabla 12. Características del inicializador y del solver de las simulaciones numéricas llevadas a cabo.

Inicializador		Solver	
Tipo	<i>Pressure-Based</i>	Tipo	SIMPLE
Campo de velocidad	<i>Velocidades absolutas</i>	Discretización espacial	Pressure
Modelo multifásico	<i>Volume of Fluid (VOF)</i>		PRESTO!
Modelo viscosidad	$k - \omega$	Formulación transitoria	Implícita de primer orden
Modelo $k - \omega$	SST Model	Método iterativo	Fixed
Formulación de fuerzas en el cuerpo	Implicit Body Force	Tiempo de paso (s)	0,0175
Modelización de interface	Sharp	Número de pasos	120

5.3. Caracterización experimental por procedimiento eléctrico

El estudio de este rotor también incluye una serie de ensayos experimentales realizados en túnel hidrodinámico. En este caso en concreto se ha utilizado el procedimiento experimental eléctrico tal y como se ha detallado en el apartado 3.1.2 de la presente Tesis. Cabe destacar que, una vez se han validado los resultados numéricos con los experimentales, el modelo CFD servirá para estudiar la evolución de variables de importancia (principalmente fuerzas, velocidades y presiones) en detalle; por lo que las pruebas experimentales son clave en este sentido. La Figura 63 muestra algunas fotografías de los ensayos llevados a cabo en el laboratorio del Área de Ingeniería Hidráulica, más en concreto, corresponde con las condiciones de (a) mínima y (b) máxima velocidad.

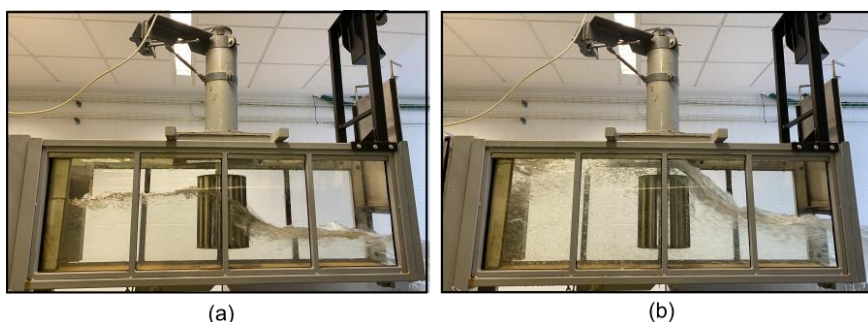


Figura 63. Fotografías con las pruebas llevadas a cabo (a) mínima y (b) máxima velocidad.
[Fuente: Elaboración propia].

Caracterización de rotor de gran solidez para su utilización en corrientes de baja velocidad por su alto bloqueo inducido.

5.4. Resultados

Tanto en el modelo experimental como en el modelo numérico se han simulado tres caudales de agua diferentes, operando el flujo en condiciones críticas ya que se produce descarga libre del canal hacia el tanque de aspiración, punto donde $F_r = 1$, alcanzándose el valor de calado crítico (y_c). La Tabla 13 indica las principales características hidráulicas del ensayo.

Tabla 13. Características hidráulicas de los ensayos.

Nombre de caudal	Q (m^3/h)	y (m)	B
Q_1	230	0,395	0,58
Q_2	255	0,436	0,53
Q_3	306	0,491	0,45

Estos caudales se corresponden con diferentes operaciones de funcionamiento del túnel hidrodinámico. Así, Q_1 es el caudal mínimo a partir del cual la turbina empieza a generar energía, Q_3 es el caudal máximo que se puede simular dentro del túnel real y Q_2 es un caudal intermedio. Se puede observar que el rotor produce un importante efecto de bloqueo en el canal, por lo que se puede concluir que la turbina trabajará en condiciones de bloqueo. Además, la velocidad de corriente se ha mantenido en un rango entre 0,54 m/s y 0,57 m/s; por lo que se ha trabajado en condiciones de baja velocidad (Fernández-Jiménez et al., 2019). En la Figura 64 se puede observar el aumento de lámina de agua que produce el bloqueo.

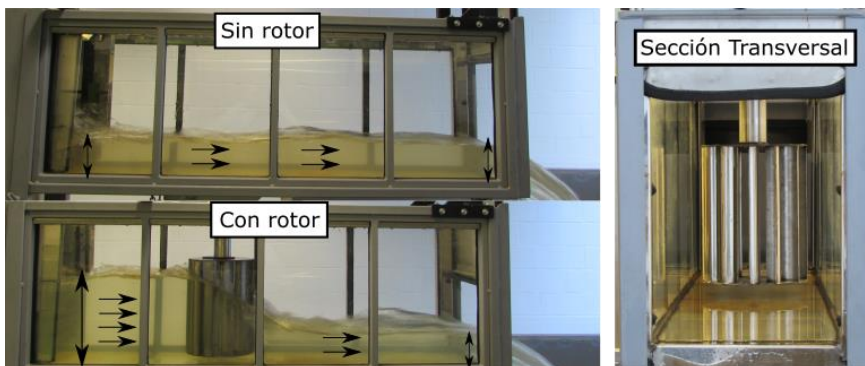


Figura 64. Aumento de la lámina de agua como consecuencia del efecto de bloqueo. [Fuente: Espina-Valdés et al, 2020].

5.5. Discusión

Los resultados obtenidos se pueden dividir en tres bloques bien diferenciados:

- Posición de la lámina libre y coeficiente de rendimiento hidrocínético.
- Campos de presiones y velocidades relativas.
- Campo de velocidades absolutas.

A continuación, se expondrán cada uno de ellos de forma pormenorizada.

5.5.1. Estudio de la posición de la lámina libre y coeficiente de rendimiento hidrocínético

En el primer bloque se estudia la etapa de potencia de la turbina a través de los coeficientes adimensionales definidos en la sección 3. Por un lado, en el modelo numérico el cálculo del C_p se realiza considerando la potencia como la multiplicación de la velocidad de rotación inducida y el par obtenido. Por otro lado, en el modelo experimental la potencia se obtiene de los parámetros eléctricos, por lo que se trabaja con P_{elec} . Cabe destacar que aparecerán diferencias entre ambos modelos ya que la eficiencia entre ambos sistemas se corresponde a magnitudes de naturaleza diferente (mecánica vs eléctrica). De todas maneras, las diferencias obtenidas entre ambos modelos son mínimas, por lo que existe un buen ajuste entre ambos. La Figura 65 representa P_{elec} con respecto a n .

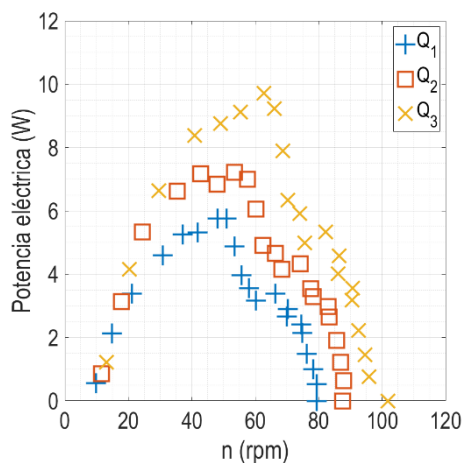


Figura 65. Gráfica potencia eléctrica vs velocidad de rotación. [Fuente: Elaboración propia].

Caracterización de rotor de gran solidez para su utilización en corrientes de baja velocidad por su alto bloqueo inducido.

Se observa que para una velocidad de rotación constante P_{elec} aumenta conforme aumenta el caudal. Además, la velocidad de rotación en el punto de máxima potencia aumenta también con el incremento del caudal.

La Figura 66 muestra la curva característica C_p vs TSR con los datos numéricos y experimentales representados para Q_1 y Q_3 . Se observa que, como se indicó anteriormente, existen diferencias en los resultados ya que los cálculos CFD no tienen en cuenta las pérdidas mecánicas del conjunto, el rendimiento del generador o problemas de precisión de toma de medidas.

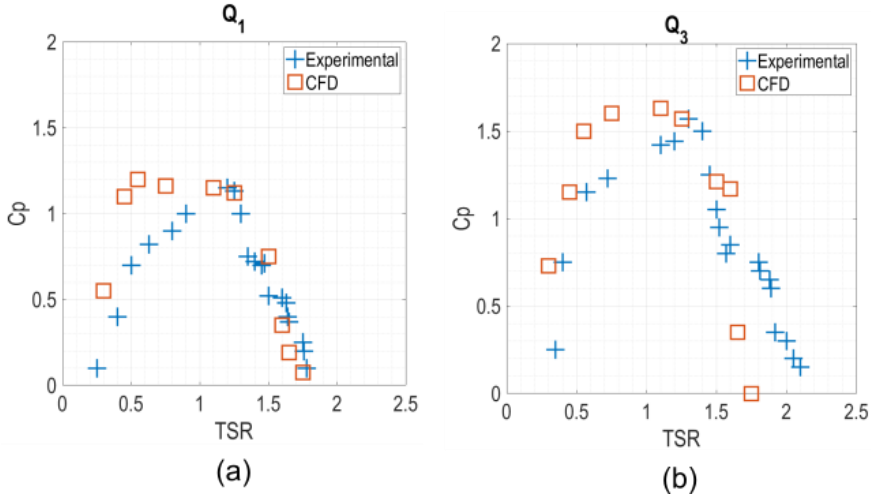


Figura 66. Gráficas C_p vs TSR para Q_1 y Q_3 . [Fuente: Elaboración propia].

Se puede apreciar que las diferencias entre ambos modelos se acentúan para valores de TSR más pequeños que TSR_{mpp} . Esto indica que existe un ajuste pobre en ese intervalo de funcionamiento en términos de TSR , siendo debido a que en esas condiciones el modelo de turbulencia tiene dificultad para detectar puntos de separación para pares altos. Una posible solución sería aumentar el número de celdas unas 20 veces, pero esto aumentaría demasiado el tiempo de computación y haría inabordable el estudio. Sin embargo, cabe destacar que el estudio de esta parte de la turbina no es muy interesante desde el punto de vista de determinar estrategias de control del punto de máxima potencia (MPPT), puesto que en esta zona existen numerosas inestabilidades incompatibles con la aplicación de estas estrategias. Las zonas más idóneas se encuentran situadas en valores de TSR mayores que el punto de máxima potencia (Alvarez Alvarez et al., 2018). Por

último, también se observa que los valores de Cp_{mpp} y TSR_{mpp} aumentan con el caudal.

5.5.2. Estudio de los campos de presiones y velocidades relativas

El modelo numérico, tras su validación, ha servido para estudiar el comportamiento del campo de presiones y velocidades relativas durante el funcionamiento de la turbina. Esto permitirá estudiar cómo está trabajando en términos de fuerzas aerodinámicas. Para ello, se ha realizado un corte horizontal a una distancia igual a la mitad de altura entre la solera del canal y la superficie libre de la corriente (ver Figura 67).

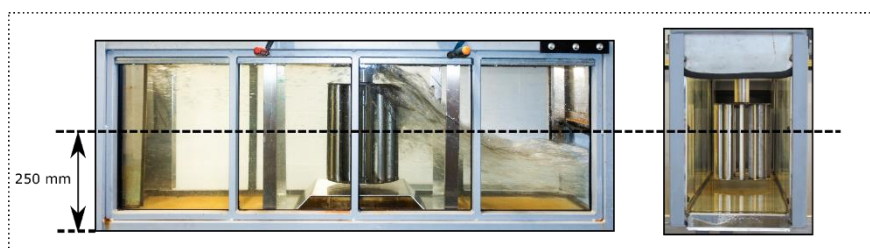


Figura 67. Esquema donde se muestra el plano donde se ha realizado el corte. [Fuente: Elaboración propia].

Los cortes en dos dimensiones (2D) llevados a cabo representan los campos de presiones y velocidades relativas durante una vuelta completa del rotor. Cabe destacar que el modelo numérico diseñado e implementado tiene suficiente resolución y precisión ya que, puesto que la distribución acimutal de los álabes es muy pequeña (30°), las variaciones de presión y velocidad a estudiar son mínimas. La Figura 68 muestran esos cortes 2D de campos de presiones (arriba) y velocidades relativas (abajo) para Q_1 , Q_2 y Q_3 .

Caracterización de rotor de gran solidez para su utilización en corrientes de baja velocidad por su alto bloqueo inducido.

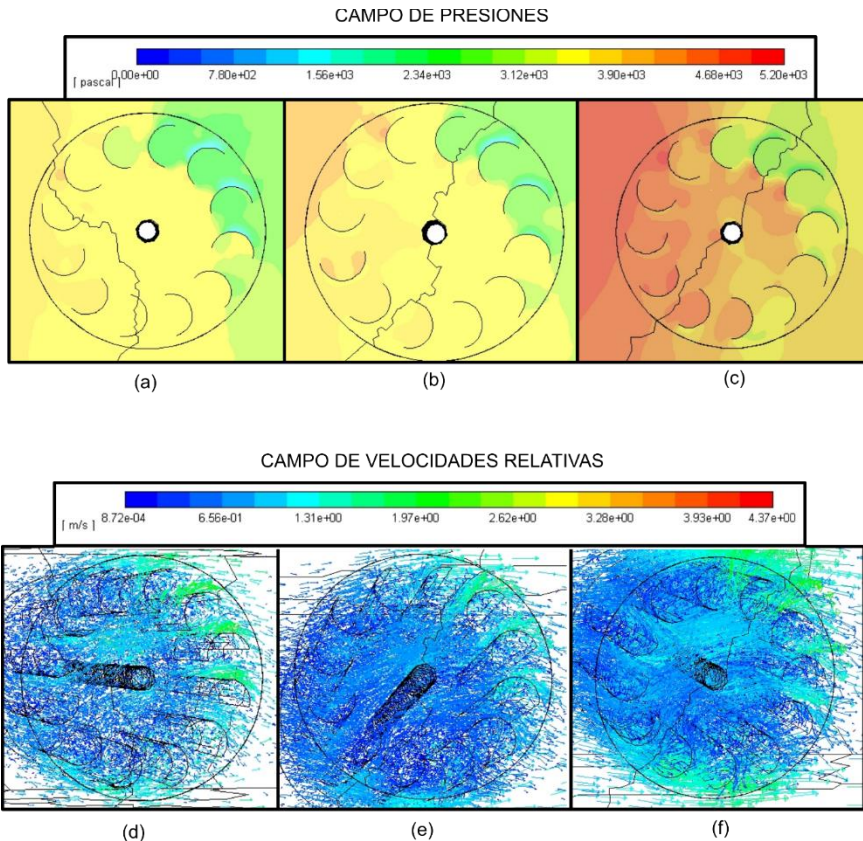


Figura 68. En la parte superior, campo de presiones (a) Q1, (b) Q2 y (c) Q3. En la parte inferior, campo de velocidades relativas (d) Q1, (e) Q2 y (f) Q3. [Fuente: Elaboración propia].

Se observa que, puesto que se trata de una turbina de flujo cruzado, los álabes no tienen un comportamiento aerodinámico igual que el que tendría una turbina axial ya que, en esta última, aparecen fuerzas de sustentación y arrastre en dirección transversal a la velocidad de entrada (Riglin et al., 2016). En este caso en concreto, la aparición de zonas de baja presión es consecuencia de una aceleración del flujo (como pasa en los rotores axiales) y, adicionalmente, por la gran separación de flujo que acentúa aún más la disminución de presión en esas mismas zonas. Además, se ha visto que no existe una velocidad incidente sobre el álabe clara que permita definir la dirección de las fuerzas preponderantes, por lo que esa definición se ha realizado con respecto a las caras de las palas.

Para la realización del estudio hidrodinámico de las fuerzas actuantes se ha tenido en consideración cómo varían los campos de presión y velocidades relativas en la cara de los álabes. En este sentido, se han definido tres tipos de fuerzas:

Caracterización de rotor de gran solidez para su utilización en corrientes de baja velocidad por su alto bloqueo inducido.

- Fuerza de arrastre o *drag force* (F_D). Aparecen en zonas de baja presión y con existencia de estelas.
- Fuerza de empuje o *thrust force* (F_T). Aparecen en zonas de alta presión debidas a la influencia del bloqueo o paralización del flujo por parte de los álabes.
- Fuerza de sustentación o *lift force* (F_L). Aparecen en zonas de baja presión debido al aumento de la velocidad en la dirección paralela a la superficie del álabes.

La Figura 69 muestra estos resultados de forma gráfica en términos de variación de presión y velocidad relativa para una mejor comprensión de cómo actúa F_D , F_T y F_L .

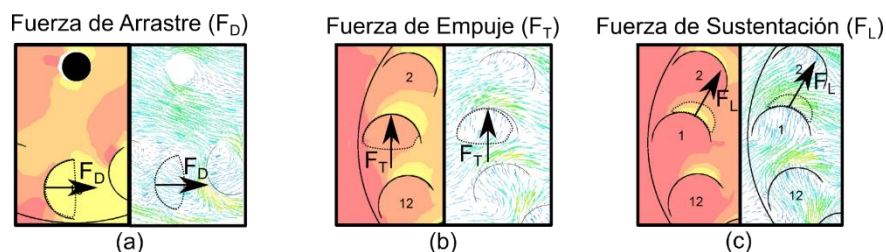


Figura 69. Localización de las fuerzas aerodinámicas de acuerdo con el corte 2D: (a) fuerza de arrastre, (b) fuerza de empuje y (c) fuerza de sustentación. [Fuente: Elaboración propia].

Centrándose en el caso con mayor caudal (Q_3) y cuando $TSR_{mpp} = 1,81$, la Figura 70 representa un escenario de alta velocidad de rotación y bajo par en los álabes número 3 y 9. La selección de estos álabes para el estudio atiende a que son aquellos situados diametralmente opuestos por lo que se aprecian mayores variaciones.

Caracterización de rotor de gran solidez para su utilización en corrientes de baja velocidad por su alto bloqueo inducido.

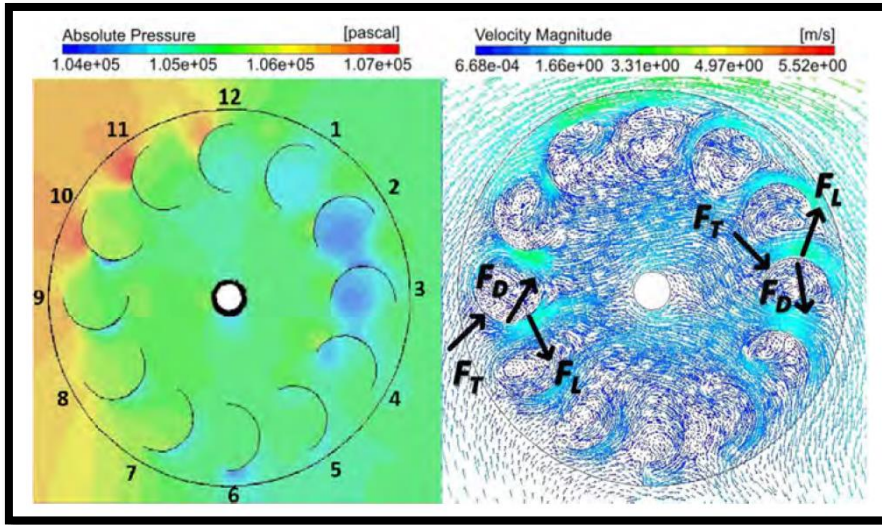


Figura 70. Campos de presiones y velocidades relativas para Q_3 y un $TSR = 1,81$. [Fuente: Espina-Valdés et al, 2020].

En este caso en concreto, se aprecia como el flujo se desvía hacia la izquierda. Además, se observa un comportamiento constante en el modo de actuar de las fuerzas durante el movimiento del rotor. Se ha comprobado como las F_D aparecen en las caras cóncavas de los álabes debido a que la separación del flujo causa la aparición de estelas e impactos sobre el sentido de giro. Sin embargo, en las caras convexas actúan las F_L y F_T , siendo favorables y no favorables a la rotación respectivamente. Por último, la reducción de presión entre los álabes situados aguas arriba y abajo del rotor se debe a la existencia de una importante diferencia de altura de agua que es efecto directo del bloqueo.

Para estudiar la distribución de presiones a lo largo de la longitud de las dos caras del álabes, se ha obtenido la Figura 71. Estas gráficas muestran cómo varía la presión en los álabes número 3 y 9 a medida que recorremos la longitud de cada una de las caras de sendas palas.

Caracterización de rotor de gran solidez para su utilización en corrientes de baja velocidad por su alto bloqueo inducido.

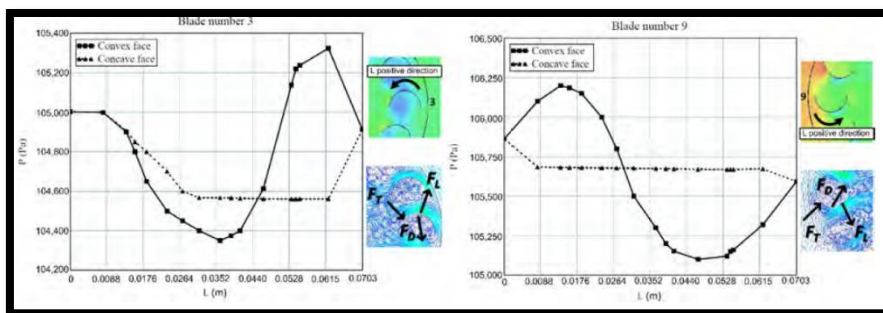


Figura 71. Distribución de presiones alrededor del álabe 3 y 9 para Q_3 y $TSR = 1,81$.
[Fuente: Espina-Valdés et al, 2020].

Se puede observar como la caída de presión es mucho más acusada en el álabe número 3 que en el 9. Además, en las caras convexas de ambas palas, la aparición de F_T y F_L se relaciona con efectos de altas y bajas presiones a lo largo del álabe, estando muy condicionado por la geometría semicircular de la pala.

Por último, la Figura 72 y Figura 73 muestran los campos de presión y velocidades relativas en los mismos álabes, pero para valores de TSR de 0,4 y 1,02 respectivamente. El primero corresponde con un escenario de baja velocidad de rotación y alto par, mientras que el segundo es un caso intermedio.

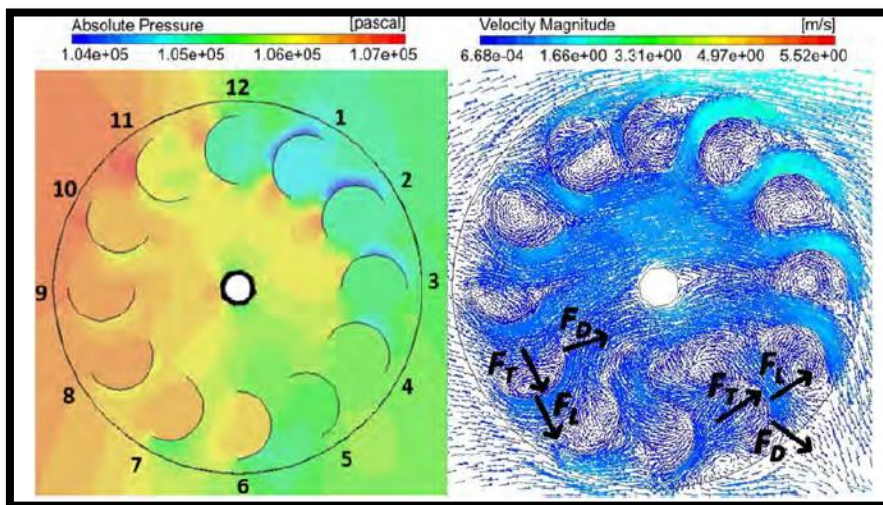


Figura 72. Campo de presiones y velocidades relativas para Q_1 y $TSR = 0,40$. [Fuente: Espina-Valdés et al, 2020].

Caracterización de rotor de gran solidez para su utilización en corrientes de baja velocidad por su alto bloqueo inducido.

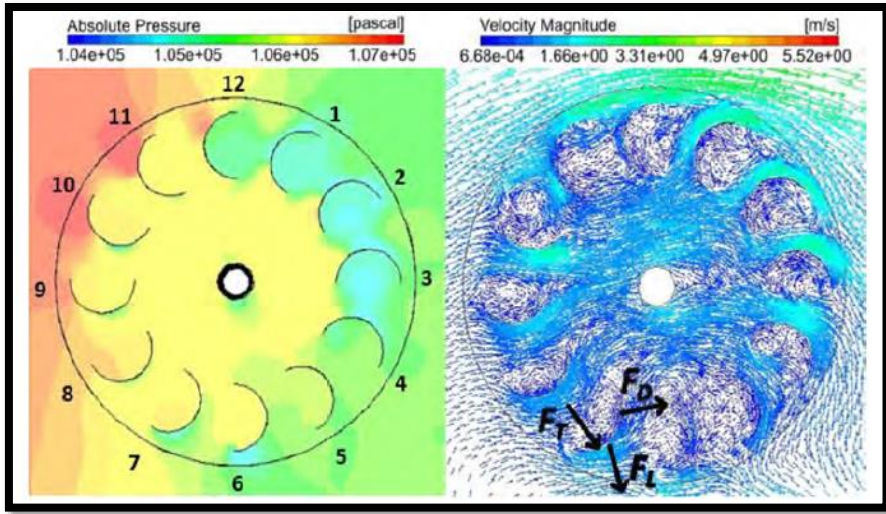


Figura 73. Campo de presiones y velocidades relativas para Q_2 y $TSR = 1,02$. [Fuente: Espina-Valdés et al, 2020].

En ambos casos se observan importantes diferencias entre lo obtenido anteriormente para $TSR_{mpp} = 1,81$. Ahora, el flujo relativo se distribuye homogéneamente y afecta tanto a la parte izquierda como derecha. Además, se aprecian cambios importantes según el lado considerado. En este sentido, en las caras cóncavas de la derecha aparecen fuerzas F_D y F_T indistintamente, hecho que se repite en idénticas condiciones en las caras convexas. Cabe destacar que, en ambos lados de la turbina, tanto F_D como F_T actúan en favor del sentido de giro de la turbina. Por último, las F_L actúan únicamente sobre las caras convexas y en sentido favorable al giro; condiciones idénticas como las acaecidas en el primer caso estudiado ($TSR_{mpp} = 1,81$).

5.5.3. Estudio del campo de velocidades absolutas

La última sección del estudio de la etapa de potencia de la turbina mediante un modelo numérico es el estudio del campo de velocidades absolutas alrededor del rotor. Con ello, se pretende estudiar la influencia del fenómeno de bloqueo sobre el comportamiento en su rotación. La Figura 74 muestra este fenómeno para Q_2 y un $TSR = 0,4$ con un corte en 2D.

Caracterización de rotor de gran solidez para su utilización en corrientes de baja velocidad por su alto bloqueo inducido.

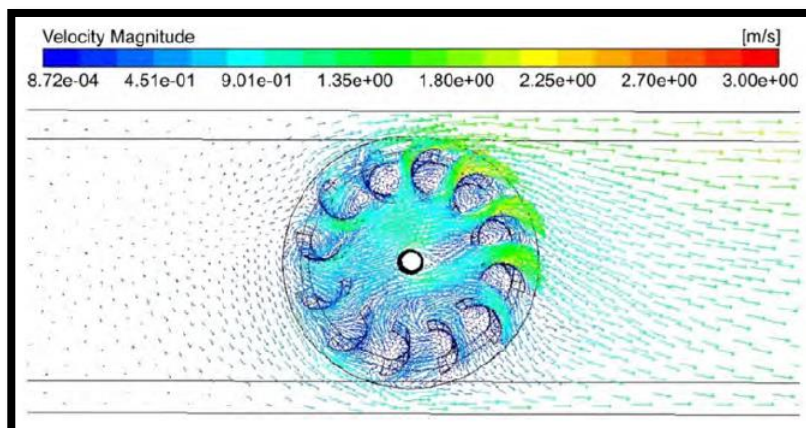


Figura 74. Campo de velocidades absolutas para Q_2 y $TSR = 0,4$. [Fuente: Espina-Valdés et al, 2020].

Se observa claramente como el bloqueo inducido por el rotor genera una aceleración acusada del campo de velocidades entre la turbina y los pretilos del canal. Esta aceleración afecta positivamente a la generación energética de la turbina. Además, también se observa como la mayor parte del flujo entra por la parte derecha de la turbina, manteniendo la misma dirección que la velocidad tangencial. Este flujo atraviesa el rotor y vuelve a incidir sobre el siguiente álabe situado aguas abajo, favoreciendo nuevamente el giro del rotor. Cabe destacar que se sólo se aprecian aceleraciones importantes en la parte convexa de los álabes.

Adicionalmente, se ha efectuado un estudio tridimensional del campo de velocidades absolutas (ver Figura 75), siendo en este caso condiciones de máximo caudal (Q_3 y $TSR = 0,4$).

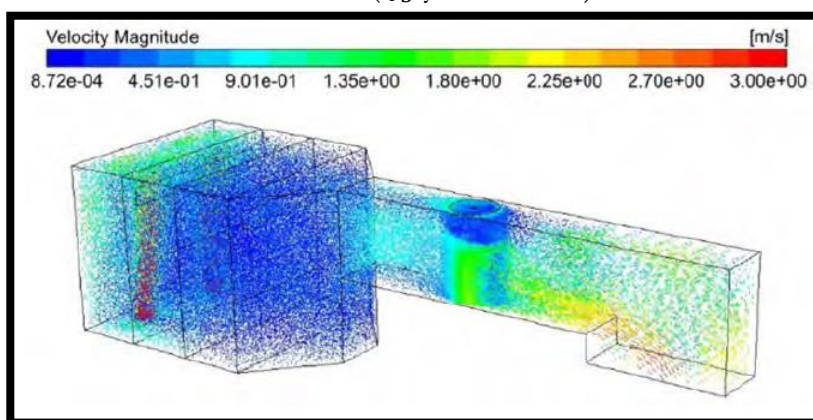


Figura 75. Campo de velocidades absolutas para Q_3 y $TSR = 0,4$. [Fuente: Espina-Valdés et al, 2020].

Caracterización de rotor de gran solidez para su utilización en corrientes de baja velocidad por su alto bloqueo inducido.

Gracias a este modelo se puede observar cómo los efectos de bloqueos inducidos por la mera presencia de la turbina en el canal afectan tridimensionalmente a todo el rotor. Así, se observa que el mayor porcentaje de energía se localiza en la zona situada aguas abajo del rotor.

6. Caracterización de dos rotores de flujo cruzado bajo condiciones de bloqueo y su extrapolación a condiciones de campo abierto

En los artículos objeto de la presente Tesis, (Fernández-Jiménez et al., 2021) y (Álvarez-Álvarez et al., 2020), se estudió el rendimiento de dos diseños de turbina (Darrieus I y II) de flujo cruzado y eje vertical tipo Darrieus en el túnel hidrodinámico anteriormente descrito. En este caso en concreto, también se trabajó en condiciones de bloqueo y baja velocidad de corriente. Posteriormente, y de acuerdo con la primera línea de investigación del fenómeno de bloqueo, se realizó una corrección de este efecto para extrapolar su funcionamiento en campo abierto.

6.1. Materiales y métodos

Las dos turbinas utilizadas están compuestas por 3 álabes espaciados acimutalmente 120° y con perfil normalizado NACA 0015. Por un lado, el rotor Darrieus I tiene una altura de 0,3 m de alto y 0,15 m de radio, teniendo una longitud de cuerda de 0,1 m y una solidez de 0,318. Por otro lado, el rotor Darrieus II tiene una altura de 0,15 m de alto y 0,075 m de radio, reduciéndose su longitud de cuerda hasta los 0,05 m. En ambos casos, los álabes se unen a las tapas dispuestas superior e inferiormente gracias a dos varillas roscadas metálicas de 3 mm de diámetro. La Figura 76 y Figura 77 muestran una fotografía de los rotores anteriormente descritos.

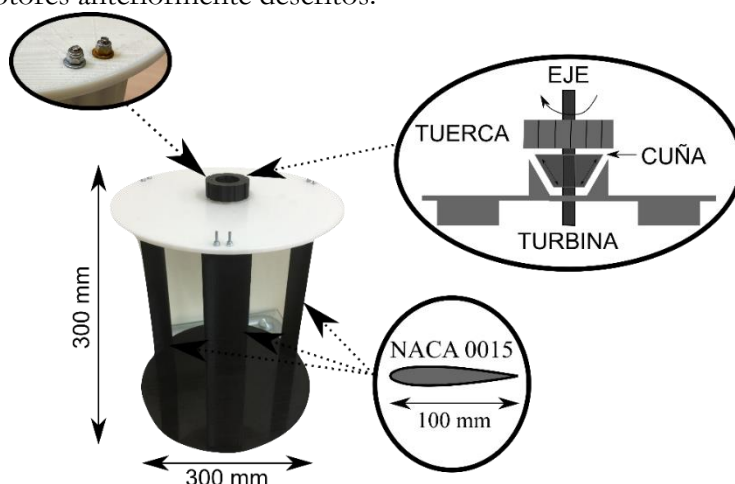


Figura 76. Características geométricas de la turbina Darrieus I. [Fuente: Fernández-Jiménez et al., 2021].

Caracterización de dos rotores de flujo cruzado bajo condiciones de bloqueo y su extrapolación a condiciones de campo abierto.

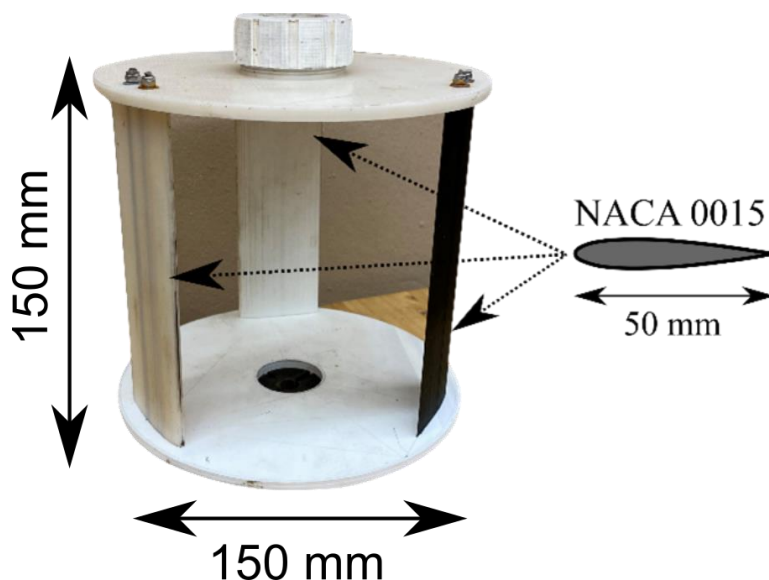


Figura 77. Características geométricas del rotor Darrieus II. [Fuente: Fernández-Jiménez et al, 2021].

Se ha seleccionado la tipología de perfil NACA 0015 atendiendo a criterios de simplificación durante la fase de diseño y fabricación. Además, recientes estudios en turbinas de agua indican que, por un lado, los perfiles NACA 0015 tienen mejores rendimientos que los perfiles asimétricos bajo condiciones de bloqueo (Patel, Eldho and Prabhu, 2017) y, por otro lado, la utilización de rotores tripala de eje vertical resulta mucho más ventajoso en términos de eficiencia y coste (Burton et al., 2011).

Como novedad importante, destaca que ambas turbinas han sido diseñadas utilizando programas CAD y basándose en criterios aerodinámicos, para luego ser impresas utilizando tecnología de impresión aditiva 3D. Más en concreto, se han fabricado en filamento de nylon (PA) debido a su excelente comportamiento en atmósferas húmedas y esfuerzos dinámicos continuos en el tiempo (Bassett, Carriveau and Ting, 2015). Cabe destacar que gracias a la impresión 3D se han abaratado los costes significativamente en la confección de diseños con geometrías complejas, por lo que otros actores con menor presupuesto como las universidades o centros de investigación, pueden participar en este tipo de proyectos (Edwar Guillermo Velasco and David Armando Revelo, 2019).

Para asegurar un correcto acoplamiento entre el rotor y el eje de rotación de 10 mm de diámetro, se ha desarrollado un sistema de cuñas

Caracterización de dos rotores de flujo cruzado bajo condiciones de bloqueo y su extrapolación a condiciones de campo abierto.

y roscas. Este elemento, también fabricado en PA, permite el rápido intercambio de los diferentes diseños, facilitando esta maniobra.

Las turbinas han sido ancladas al interior del canal mediante la utilización de una caja de metacrilato transparente y alta resistencia al agua. Este elemento está provisto en su base de un rodamiento radial sobre cojinete de PA que está específicamente diseñado para trabajar sumergido, permitiendo la rotación del conjunto eje-turbina. Cabe destacar que la manipulación e instalación de este elemento facilita estas maniobras al máximo. La Figura 78 muestra una fotografía de la caja de metacrilato utilizada.



Figura 78. Fotografía de la caja de metacrilato junto con varios rotores que también han sido testeados en el canal. [Fuente: Elaboración propia].

Por último, y tal y como se había indicado anteriormente, en el punto de descarga libre del canal se dispone de una compuerta metálica de tajadera. La apertura y cierre de este elemento se encuentra controlado por un sistema de engranajes, de modo que se logra controlar con precisión la abertura deseada. Este elemento es clave para inducir condiciones subcríticas de flujo ($F_r < 1$), permitiendo lograr simular condiciones hidrocínicas donde no hay diferencias de altura de agua antes y después del rotor (ver Figura 79).

Caracterización de dos rotores de flujo cruzado bajo condiciones de bloqueo y su extrapolación a condiciones de campo abierto.

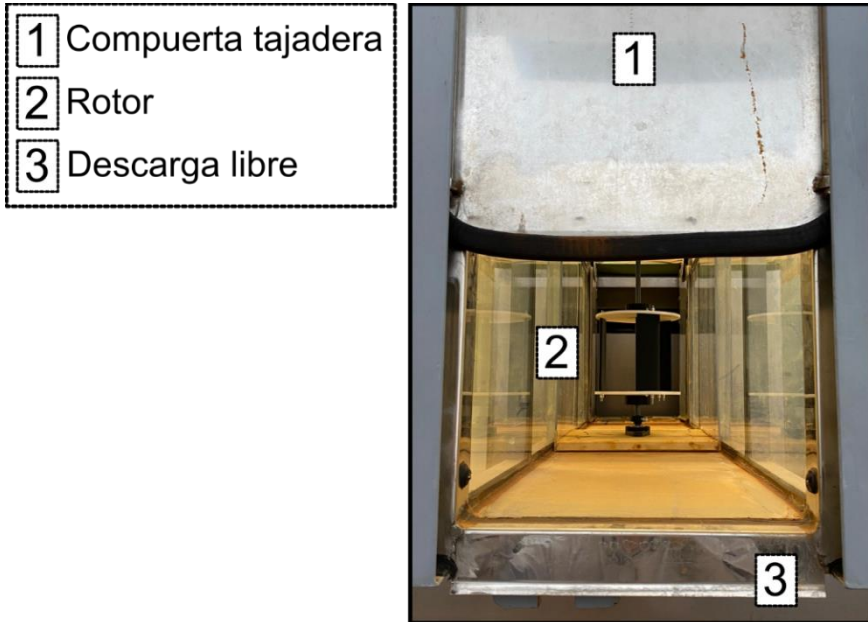


Figura 79. Fotografía de la compuerta de tajadera junto con el sistema de engranaje. [Fuente: Elaboración propia].

6.2. Fundamentos teóricos del ensayo.

Los ensayos se han realizado reproduciendo las condiciones de flujo establecidas en el modelo unidimensional (1D) utilizando en la demostración de la teoría del disco actuador en condiciones de lámina libre. Este modelo ha sido propuesto por los autores Houlby, Draper y Oldfield (Draper et al., 2010) y representa el comportamiento de flujo alrededor de una turbina hidrocínética en un canal cuyo flujo era uniforme y subcrítico antes de colocar el rotor. Este modelo considera:

- El disco se encuentra sumergido en el agua y su mera presencia induce condiciones de bloqueo.
- Aparecen dos zonas de flujo uniforme aguas arriba y abajo de la turbina, así como una zona de mezcla una vez que el fluido ha atravesado el disco (situada con anterioridad a la de aguas abajo).
- Existe flujo subcrítico y velocidad constante en las zonas de flujo uniforme.

Así pues, tanto los ensayos como las características hidrodinámicas del canal de pruebas permiten trabajar en condiciones muy próximas a las indicadas en la teoría del disco actuador. Más en concreto:

- Se obtienen las distintas zonas de flujo en el interior del canal gracias a la actuación de una compuerta metálica de tajadera situada en la zona de descarga libre del túnel hidrodinámico.
- El canal tiene poca pendiente y rugosidad (los pretiles y solera son de vidrio), lo que permite suponer un perfil de velocidades constante e igual a la velocidad media en las secciones de flujo uniforme.

La Figura 80 muestra un esquema de las condiciones de las pruebas en el canal según la teoría del disco actuador.

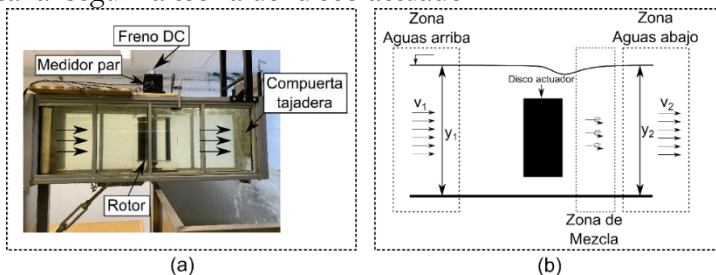


Figura 80. Esquema de las condiciones para las pruebas: (a) canal hidrodinámico y (b) disco actuador. [Fuente: Fernández-Jiménez et al, 2021].

Caracterización de dos rotores de flujo cruzado bajo condiciones de bloqueo y su extrapolación a condiciones de campo abierto.

6.3. Resultados

El estudio de la etapa de potencia de las turbinas seleccionadas ha sido realizado utilizando el procedimiento de caracterización mecánico descrito en la sección 3.1.3 de la presente Tesis. Para ambos rotores, se han realizado dos pruebas con velocidades diferentes, pero manteniendo constante la posición de la lámina de agua en la zona aguas arriba de la turbina y, por tanto, el bloqueo inducido por ésta. Cabe destacar que no ha sido posible incrementar el número de pruebas debido a lo específico de las condiciones hidrodinámicas del ensayo y a las características del túnel hidrodinámico. La Tabla 14 muestra las características de cada prueba con cada rotor.

Tabla 14. Características de cada una de las pruebas llevadas a cabo.

Rotor ensayado	ID Prueba	U (m/s)	y (m)	B	Re	F_r	C_h
Darrieus I	Prueba 1.a	0,33	0,50	0,60	$3,2 \cdot 10^4$	0,14	1,66
	Prueba 2.a	0,40	0,50	0,60	$3,9 \cdot 10^4$	0,18	1,66
Darrieus II	Prueba 1.b	0,50	0,45	0,17	$2,5 \cdot 10^4$	0,24	3,00
	Prueba 2.b	0,60	0,45	0,17	$2,9 \cdot 10^4$	0,29	3,00

En este caso las velocidades seleccionadas atienden a diferentes situaciones de funcionamiento del túnel hidrodinámico y del comportamiento del rotor. Por un lado, para el caso del rotor Darrieus I, la velocidad $U = 0,33$ m/s corresponde con la velocidad mínima que asegura el giro de la turbina, mientras que para el diseño Darrieus II esa velocidad se incrementa hasta $U = 0,50$ m/s. Por otro lado, las velocidades de $U = 0,40$ m/s y $U = 0,60$ m/s corresponden con las máximas velocidades capaces de ser inducidas en el canal para el diseño Darrieus I y II respectivamente. Cabe destacar que en todas ellas se ha trabajado por debajo de 1 m/s, por lo que se ha operado siempre en condiciones de baja velocidad de corriente de agua (Fernández-Jiménez et al., 2019). La Figura 81 y Figura 82 muestran dos fotografías de los diseños I y II durante uno de los ensayos experimentales.

Caracterización de dos rotores de flujo cruzado bajo condiciones de bloqueo y su extrapolación a condiciones de campo abierto.



Figura 81. Rotor Darrieus I durante uno de los ensayos. [Fuente: Elaboración propia].

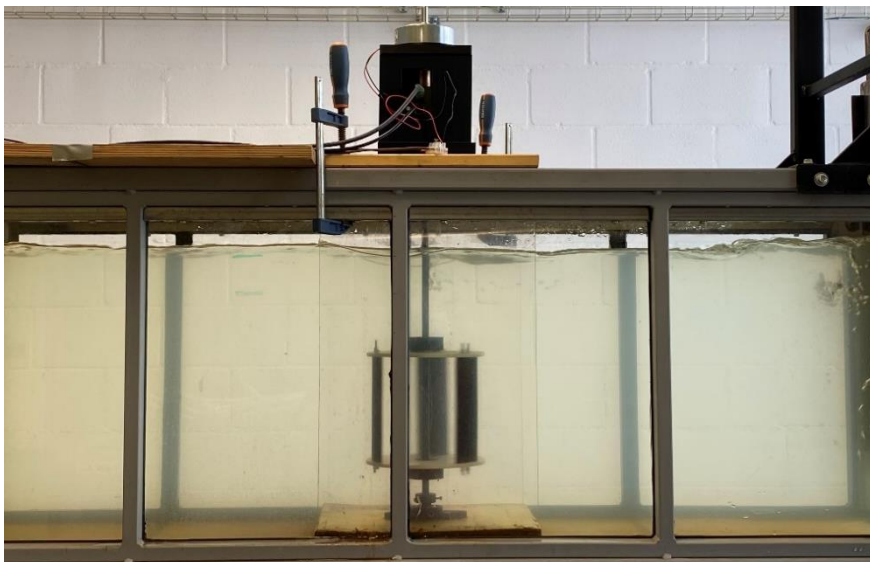


Figura 82. Rotor Darrieus II durante uno de los ensayos. [Fuente: Elaboración propia].

Caracterización de dos rotores de flujo cruzado bajo condiciones de bloqueo y su extrapolación a condiciones de campo abierto.

6.4. Discusión

En el caso del rotor Darrieus I, la Figura 83 muestra, por un lado, la gráfica P_m con respecto a n (a) y, por otro lado, los valores de C_p con respecto a TSR (b) de los resultados de ambas pruebas.

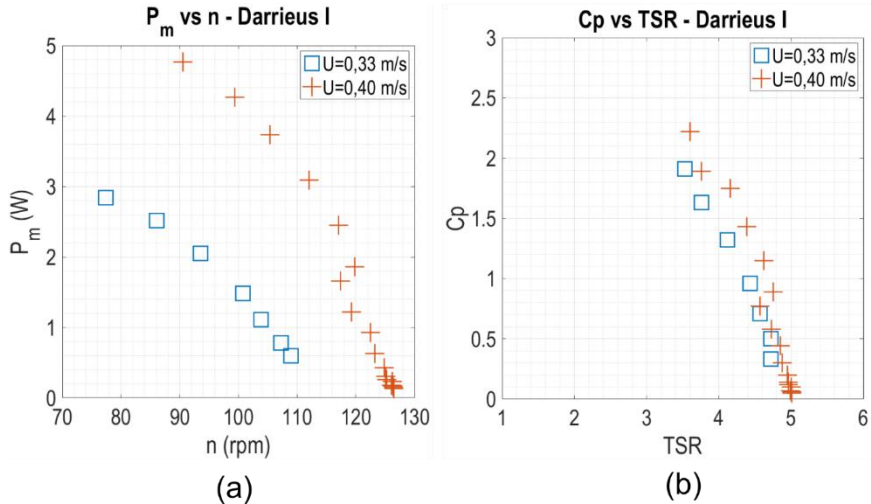


Figura 83. Gráficas P_m vs n (a) y C_p vs TSR (b) para ambas pruebas. [Fuente: Elaboración propia].

Se observa como la turbina logra generar valores máximos de potencia de 3 y 4,5 W respectivamente en condiciones de baja velocidad (< 1 m/s). Además, estas potencias se obtienen con elevados valores de eficiencia ($C_p = 1,90$ y $C_p = 2,21$), siendo ambos superiores al límite teórico establecido por Betz ($C_p \approx 16/27$) (Rosero Cuastumal et al., 2020). Estas circunstancias nos demuestran la gran importancia del bloqueo en la obtención de energía en corrientes de agua de baja velocidad.

En el caso del rotor Darrieus II, la Figura 82 muestra la gráfica C_p vs TSR para ambas velocidades simuladas.

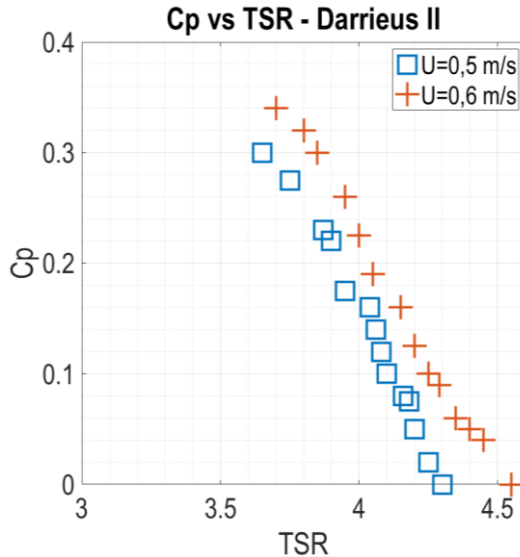


Figura 84. Gráfica C_p vs TSR para rotor Darrieus II. [Fuente: Elaboración propia].

Se observa como para U de 0,5 m/s el valor inicial de TSR es de 4,21, mientras que para la U de 0,6 m/s el TSR es de 4,53. En este sentido, también se obtuvieron mayores valores de C_p al incrementar la velocidad de la corriente, siendo de 0,34 para la velocidad más alta. En este caso, los valores de C_p no superan el límite de Betz, pero son elevados debidos a las condiciones de bloqueo.

Cabe destacar que, en ambos casos, la detención del rotor se produce prácticamente al llegar a $(C_{p_{mpp}})$. Esto es debido al pequeño valor de su momento de inercia producido por su reducido tamaño y peso, de tal forma que cuando las turbinas empiezan a trabajar en la zona de pérdidas, donde las fuerzas de arrastre cobran importancia, la rotación se vuelve inestable y terminan frenándose (Álvarez-Álvarez et al., 2020). Así, si las turbinas se fabricaran con otro material con más densidad o se pudiera incrementar su tamaño, se podrían obtener más puntos tras alcanzar $C_{p_{mpp}}$, si bien esa zona es poco interesante desde el punto de vista de la caracterización de la etapa de potencia de la turbina.

En este caso en concreto, se ha realizado una corrección de la evolución de C_p en campo abierto aplicando la formulación propuesta por (Werle, 2010). La Figura 85 muestra los resultados obtenidos para el rotor Darrieus I y su corrección en campo abierto, mientras que la Figura 86 muestra los resultados obtenidos para Darrieus II.

Caracterización de dos rotores de flujo cruzado bajo condiciones de bloqueo y su extrapolación a condiciones de campo abierto.

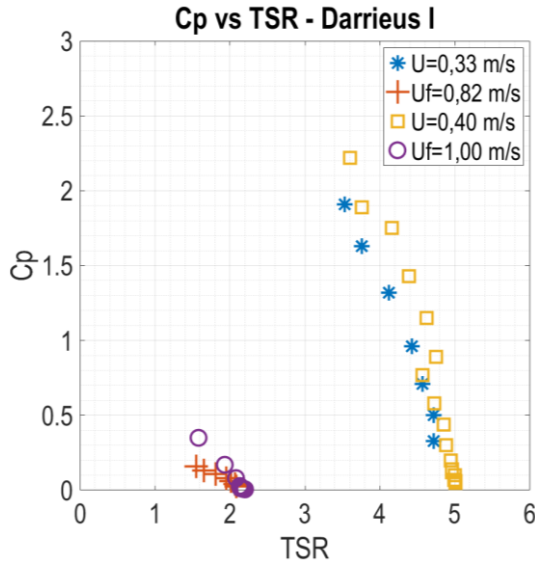


Figura 85. Gráfica C_p vs TSR aplicando la corrección de Werle (2010) con el diseño Darrieus I. [Fuente: Elaboración propia].

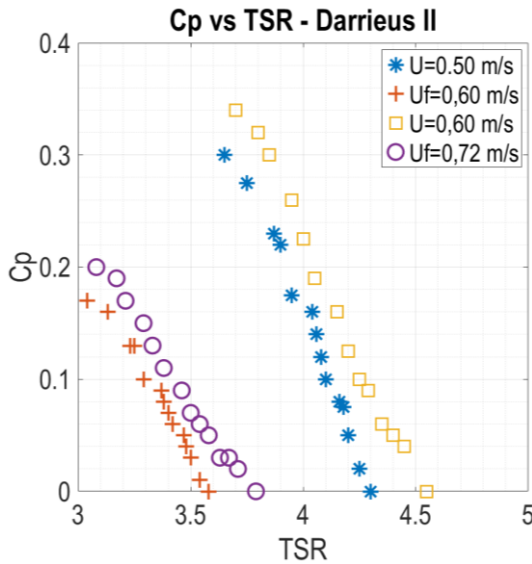


Figura 86. Gráfica C_p vs TSR aplicando la corrección de Werle (2010) con el diseño Darrieus II. [Fuente: Elaboración propia].

Se observa que, tras aplicar la corrección, los valores se ven reducidos sustancialmente, representando una curva que no depende de la velocidad de corriente de agua. Este caso corresponde con las condiciones hidrodinámicas en campo abierto. Por un lado, para el rotor Darrieus I se han alcanzado valores máximos de C_{pF} de 0,16 y

0,20 para las U_F de 0,82 y 1,00 m/s respectivamente. Por otro lado, el rotor Darrieus II ha alcanzado valores máximos de Cp_F de 0,17 y 0,20 para las U_F de 0,6 y 0,72 m/s respectivamente.

Los resultados obtenidos son consistentes con los presentados por (Patel, Eldho and Prabhu, 2017), donde se utilizó una turbina Darrieus de tres álabes y NACA 0015 de tamaño similar. En este caso, se obtuvo un valor de Cp_F máximo de 0,16 para una velocidad U_F de 0,55 m/s; con lo que concuerda con lo obtenido en la presente investigación. La Figura 87 muestra una gráfica comparativa entre este estudio y los resultados obtenidos en la presente Tesis.

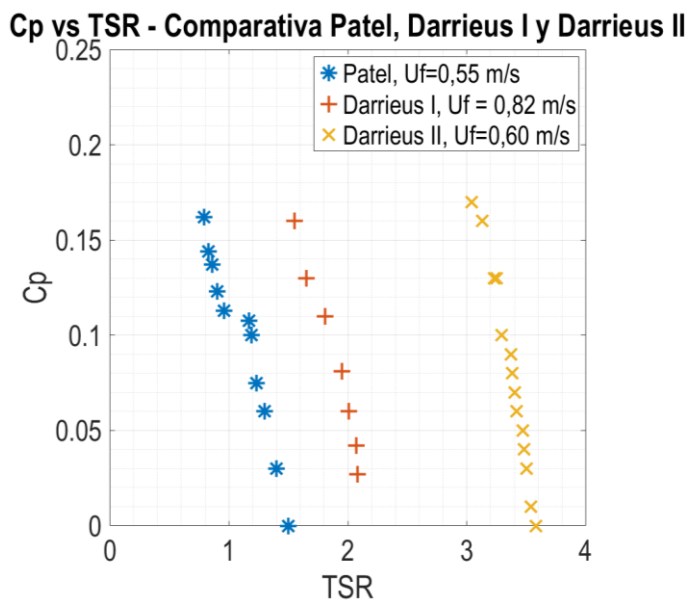


Figura 87. Comparativa entre los resultados de Patel et al 2017 y Darrieus I y II. [Fuente: Elaboración propia].

Por último, cabe destacar que se han alcanzado valores de TSR por encima de la unidad lo que, junto a la existencia de una zona de trabajo estable para valores de TSR mayores, nos indica que en condiciones de campo abierto la rotación del rotor se produce por la aparición de fuerzas de sustentación en los álabes (Kumar and Saini, 2016).

7. Conclusiones

Esta Tesis ha sido presentada mediante compendio por publicaciones basándose en tres artículos que versan sobre el estudio de turbinas hidrocínicas de eje vertical en condiciones de baja velocidad y bloqueo. Cada una de ellas ha aportado conocimiento y mostrado resultados sobre el estudio de la etapa de potencia de una turbina y como ésta se ve afectada cuando existen condiciones de bloqueo provocadas por la mera presencia del rotor en el canal.

En primer lugar, se ha realizado un exhaustivo análisis sobre el estado actual del mercado energético a nivel mundial europeo y español; poniendo énfasis en las energías renovables y en los consumos según sector económico. Más en concreto, se han analizado el estado actual de las diferentes tecnologías hipocarbónicas y su impacto futuro sobre el mix energético mundial. Además, también se han analizado las consecuencias que la pandemia del COVID-19 ha causado sobre el mercado energético mundial, observándose resiliencia por parte de las energías renovables en términos de demanda. También se ha estudiado la importancia que desempeñarán las energías renovables en la producción de hidrógeno verde, recurso que será primordial en el sector de la energía en un futuro próximo. Se ha concluido que, si bien en las últimas décadas ha habido un importante avance en el desarrollo de nuevas tecnologías de generación eléctrica, algunos recursos como las corrientes de marea o las corrientes fluyentes en canales de baja velocidad aún no están siendo explotadas y tienen un prometedor futuro. Es en este ámbito donde cobra importancia el diseño, desarrollo e instalación de turbinas hidrocínicas.

A continuación, y basándose en el estado de la técnica existente, se ha indicado las principales tipologías de turbinas hidrocínicas existentes en la actualidad, resaltando las de flujo cruzado por su excelente comportamiento en condiciones de baja velocidad y escaso desarrollo. Adicionalmente, se han presentado algunos de los principales proyectos a escala real llevados a cabo en relación con esta tipología, indicando que la mayoría de ellos se encuentran aún en fase experimental. En este sentido, parece que la experimentación a escala real de una turbina de flujo cruzado presenta complejidades técnicas y económicas, por lo que el avance en técnicas de caracterización más baratas supondrá un importante salto cualitativo.

Un aspecto clave de la presente Tesis es el diseño y desarrollo de una metodología de estudio de la fase de potencia de las turbinas hidrocínicas. En este sentido, se han expuesto dos modelizaciones

diferentes: una experimental y otra numérica. Por un lado, la caracterización experimental del rotor se ha llevado a cabo en un túnel hidrodinámico que ha sido diseñado específicamente para tal fin, induciendo condiciones de baja velocidad y bloqueo. Este dispositivo permite la aplicabilidad de dos procedimientos de caracterización desarrollados: eléctrico y mecánico. El procedimiento experimental eléctrico se basa en utilización de un generador de imanes permanentes para la generación de electricidad y, gracias al diseño y fabricación de un complejo sistema electrónico de medida, a través de la medición de parámetros eléctricos se logra obtener la caracterización completa de la etapa de potencia de la turbina. El procedimiento experimental mecánico utiliza un sistema dual medidor de par-freno eléctrico a través del cual se logra realizar medidas de fuerzas y de par sobre la turbina durante su etapa de potencia. En este caso, la caracterización se realiza desde un punto de vista mecánico lo que permite abstraerse de cuestiones que tienen que ver con la producción eléctrica y no con el comportamiento dinámico de la turbina.

Por otro lado, se ha diseñado un procedimiento de caracterización a partir de modelos numéricos basados en CFD. En este caso, se dibuja la geometría del caso a estudiar y se le aplican mallados, condiciones de contorno y modelos de turbulencia para simular la etapa de potencia de una turbina. Esta metodología, que requiere de una validación con el modelo experimental para poder extrapolar datos, resulta muy interesante para analizar efectos que en laboratorio no pueden ser obtenidos como campos de presiones, velocidades relativas, velocidades absolutas o líneas de flujo. Así, de este modo, se puede lograr entender cómo están funcionando los álabes del rotor y aplicar las mejoras que se consideren necesarias. Además, puesto que permite enfocar zonas del caso de manera pormenorizada, se puede ver y cuantificar cómo afecta el fenómeno del bloqueo al comportamiento de la turbina.

El fenómeno del bloqueo, puesto que es un aspecto fundamental de la presente investigación, ocupa un capítulo independiente en el que se define y se analiza su influencia sobre la etapa de potencia de una turbina de flujo cruzado. Basándose en la bibliografía existente, se ha estudiado el bloqueo desde dos puntos de vista diferentes: como un fenómeno que se puede inducir en un canal de baja velocidad para permitir su aprovechamiento o como un fenómeno que puede mitigarse de modo que se trabaja en condiciones de campo abierto. En el primer caso, se indican algunas investigaciones llevadas a cabo sobre la aplicación de elementos difusores o aceleradores de flujo, e incluso variaciones en la geometría del rotor, que inducen condiciones de

bloqueo en un canal, lo que permite la instalación de una turbina de flujo cruzado para su aprovechamiento energético. En el segundo caso, se detallan diferentes estudios llevados a cabo por numerosos autores en el que proponen una serie de expresiones que buscan lograr la velocidad en campo abierto a partir de datos logrados en canal. De este modo, un determinado diseño puede ser testeado en condiciones de laboratorio y, aplicando la corrección pertinente, puede obtenerse su comportamiento en campo abierto.

Para mostrar la aplicabilidad de la investigación desarrollada en la presente Tesis, los apartados 5 y 6 detallan los casos reales que han sido estudiados en condiciones de laboratorio y que buscan estudiar los dos puntos de vista existentes con respecto al fenómeno del bloqueo.

En el apartado 5 se ha utilizado un rotor con componentes comerciales y de fácil adquisición el cual ha sido diseñado con el objetivo de inducir bloqueo en el interior de un canal de baja velocidad de modo que se pueda aprovechar energéticamente. Geométricamente, el rotor tiene un diámetro de 0,23 m y una altura de 0,30 m; estando formado por 12 álabes de sección semicircular. Esta turbina ha sido estudiada tanto experimental como numéricamente aplicando los procedimientos anteriormente descritos. Se concluye que, por un lado, el procedimiento experimental eléctrico puede ser utilizado ya que la turbina es capaz de generar potencia, y que la inducción de condiciones de bloqueo mejora las prestaciones del dispositivo de manera significativa debido a que aumenta la energía disponible en la corriente. De hecho, se han alcanzado potencias de hasta 10 W para velocidades de corriente de entre 0,54 y 0,57 m/s, lográndose valores de coeficiente de potencia superiores a 1 en condiciones de bloqueo. Esto es debido a que este rotor no funciona como una turbina hidrocínética pura, sino que el bloqueo origina importantes diferencias de presiones como consecuencia de un cambio en la altura de lámina de agua.

Además, el modelo numérico desarrollado ha podido ser validado, por lo que el estudio de las fuerzas y presiones sobre los álabes es realista y útil para estudiar cómo funciona el rotor y aplicar las mejoras que se consideren oportunas. Se concluye que el bloqueo influye en los campos de presiones y velocidades, tanto relativas como absolutas, modificando el comportamiento de los álabes en favor del giro de la turbina y, por ende, de la producción energética.

Por último, en el apartado 6 se han diseñado y fabricado dos turbinas hidrocínéticas de flujo cruzado basadas en tipología Darrieus mediante la utilización de impresión 3D. Geométricamente, una tiene 0,28 m de diámetro y 0,30 m de altura mientras que la otra tiene 0,15 m de diámetro y de altura. Los dos diseños son rotores tripala con álabes

de perfil normalizado NACA 0015. Ambos diseños han sido caracterizados experimentalmente mediante el procedimiento mecánico y en condiciones hidrocinéticas en el túnel hidrodinámico. En este caso se lograron potencias de hasta 5 W y valores de coeficiente de potencia de hasta 2,5. Estos resultados fueron obtenidos bajo condiciones de bloqueo, debiendo aplicarse una corrección para extrapolar su comportamiento en condiciones de campo abierto. De ese modo, los valores de coeficiente de potencia se redujeron hasta 0,3; lo que concuerda con otros estudios llevados a cabo en este sentido por otros autores. Así, los diseños realizados, si bien tienen un reducido tamaño, son válidos para estudiar diferentes correcciones del bloqueo y extrapolar su funcionamiento en localizaciones reales sin efectos de pared.

8. Futuras investigaciones

A partir de los resultados y objetivos alcanzados en la presente Tesis, se plantean futuras investigaciones que permitirán el avance en el conocimiento de las turbinas hidrocinéticas y su funcionamiento ante condiciones de bloqueo. Sin duda alguna un paso primordial será llevar a cabo tareas de investigación utilizando prototipos a escala en ubicaciones reales; de modo que se puedan poner en prácticas las metodologías y procedimientos llevados a cabo. En la actualidad el Área de Ingeniería Hidráulica de la Escuela Politécnica de Mieres (EPM) ha seleccionado dos ubicaciones reales para la experimentación de este tipo de turbinas bajo condiciones de bloqueo.

Una de ellas se encuentra situada en un canal de abastecimiento situado en una zona de difícil acceso, cuyo caudal es de 500 l/s con velocidad constante de 0,5 m/s. En esta ubicación se pretende desarrollar un sistema autónomo que permita monitorizar la calidad y cantidad de agua que discurre en esta ubicación, alimentándose todo ello a partir de la energía generada por la propia turbina. Este proyecto no sólo aplica de manera notable los avances alcanzados en esta Tesis, sino que busca implementar una tecnología de comunicación basada en el Internet de la Energía (Internet of Energy, IoE) que permita enviar esos datos de manera inalámbrica para su consulta por parte de la empresa. Hasta la fecha se han llevado a cabo pruebas de la electrónica y de los protocolos de comunicación y se ha instalado la estructura que alojará la turbina en dicha ubicación. La Figura 88 muestra las labores de instalación del sistema en la ubicación elegida y la Figura 89 muestra una imagen de la electrónica desarrollada para tal fin.



Figura 88. Estructura que alojará la turbina en la ubicación escogida. [Fuente: Elaboración propia].

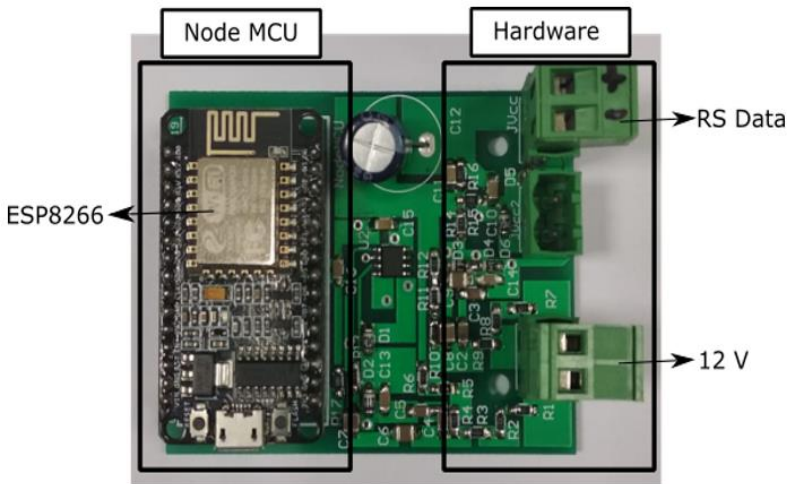


Figura 89. Dispositivo electrónico para el envío y recibo de datos. [Fuente: Elaboración propia].

Otra de las posibles ubicaciones se encuentra en el canal de salida de una estación depuradora de aguas (EDAR), y cuyo aprovechamiento requiere de la inducción de condiciones de bloqueo puesto que la velocidad es muy baja ($\approx 0,3$ m/s). En este caso, la energía generada podría ser utilizada directamente por parte de la EDAR para diferentes usos dentro de la planta o, al igual que en el caso anterior, alimentar una serie de sensores que monitoricen la calidad del agua. La Figura 90 muestra una fotografía de la ubicación en la EDAR y la Figura 91 una infografía con un prototipo de diseño.



Figura 90. Fotografía del canal de salida de la EDAR elegida. [Fuente: Elaboración propia].

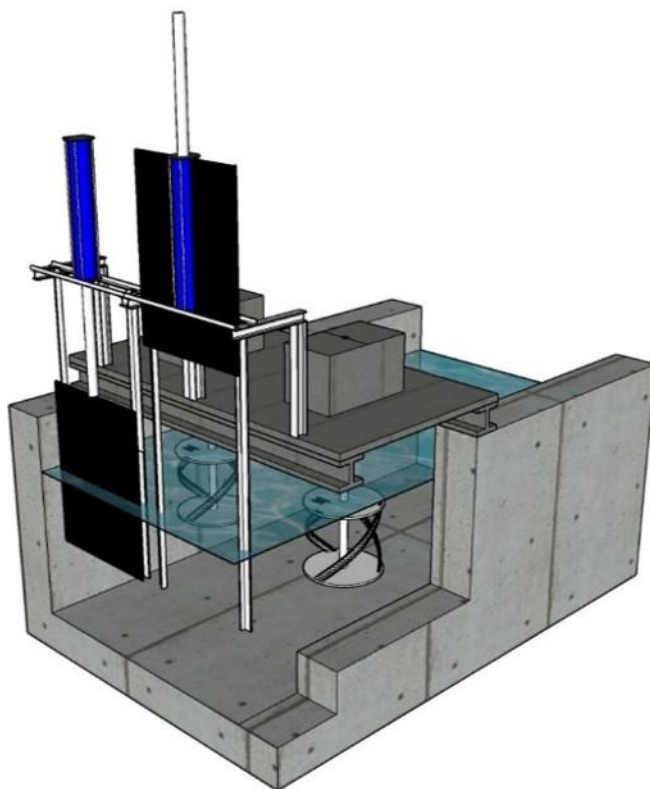


Figura 91. Infografía con el prototipo de turbinas para su instalación en el canal de salida de la EDAR. [Fuente: Elaboración propia].

Por último, y ya desde un punto de vista más teórico, se está continuando con el estudio de las dos líneas de investigación relacionadas directamente con el fenómeno del bloqueo. Por un lado, se están llevando a cabo diferentes ensayos en el túnel hidrodinámico del Área de Ingeniería Hidráulica en los que se están probando diferentes deflectores para estudiar cómo estos elementos afectan a la fase de potencia del rotor. Este estudio se está realizando tanto experimentalmente como numéricamente. La Figura 92 muestra una fotografía de uno de los ensayos llevados a cabo.

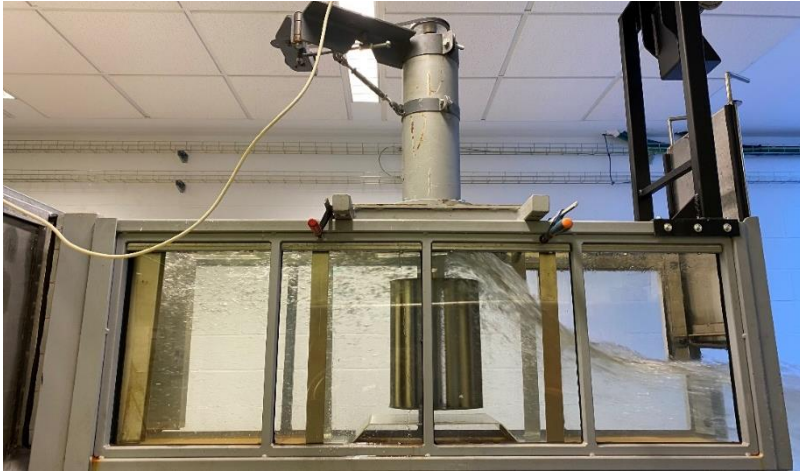


Figura 92. Fotografía de ensayos con obstáculos. [Fuente: Elaboración propia].

Por otro lado, se están realizando ensayos tanto en el túnel hidrodinámico como en los túneles de viento sitos en la Escuela Politécnica de Ingeniería de Gijón (EPIG) de modo que se pueda estudiar el fenómeno de bloqueo en condiciones de campo abierto a partir de los datos obtenidos en las simulaciones hidrocínicas del canal. La extrapolación de resultados permitirá caracterizar de forma completa un determinado diseño en ambas condiciones. La Figura 93 muestra una fotografía de los ensayos llevados a cabo en túnel de viento.



Figura 93. Fotografía de los ensayos con una turbina en túnel de viento. [Fuente: Elaboración propia].

9. Nomenclatura

Países y organizaciones

CMH: Consejo Mundial del Hidrógeno.

EAA: Agencia Europea de Medio Ambiente (European Environment Agency).

EDAR: Estación Depuradora de Aguas Residuales.

EEUU: Estados Unidos.

EOEA: Asociación Europea de las Energías del Mar (European Ocean Energy Association).

EPIG: Escuela Politécnica de Ingeniería de Gijón.

EPM: Escuela Politécnica de Mieres.

IEA: Agencia Internacional de la Energía (International Energy Agency)

METAS: Instituto Federal de Metrología de Suiza.

NACA: National Advisory Comitee for Aeronautics.

OCDE: Organización para la Cooperación y Desarrollo Económico.

ONU: Organización de las Naciones Unidas.

RU: Reino Unido.

UE: Unión Europea.

Unidades

BTU: Unidades Térmicas Británicas (British Thermal Units).

TOE: Toneladas Equivalentes de Petróleo (Tonnes of Oil Equivalent).

Planes y Programas

PNER: Plan Nacional de Energías Renovables.

Nomenclatura

A_c : Área transversal del canal (m^2).

A_{tur} : Área barrida por las palas de la turbina (m^2).

C_h : Coeficiente de sumergencia (adimensional).

C_T : Coeficiente de par (adimensional).

C_{TF} : Coeficiente de par en condiciones de campo abierto (adimensional).

F_D : Fuerza de arrastre (Drag force).

F_L : Fuerza de sustentación (Lift force).

F_T : Fuerza de empuje (Thrust force).

F_e : Frecuencia eléctrica de la señal de salida del generador (Hz).

F_r : Número de Froude (adimensional).

I_{DC} : Intensidad de corriente (A).

I_{dcmax} : Intensidad de corriente en t_{mpp} (A).

K_V : Constante de revoluciones en el generador cuando se aplica 1 V (rpm/V).	α_{fase} : Valor fraccionado de fase.
P_{atm} : Presión atmosférica (Pa).	μ_{vol} : Viscosidad dinámica (kg/ms).
P_{elec} : Potencia eléctrica del generador (W).	ρ_{vol} : Densidad de la fracción de volumen considerada (kg/m ³).
P_m : Potencia mecánica media en un giro completo de la turbina (W).	h : Altura del rotor (m).
P_t : Potencia hidráulica de la corriente (W).	MPPT: Seguimiento del punto de máxima potencia (Maximum Power Point Tracking).
\dot{Q} : Flujo másico (kg/s).	B : Coeficiente de bloqueo de la corriente (adimensional).
R_{LOAD} : Resistencia eléctrica del circuito (Ω).	Cp_F : Coeficiente de potencia en condiciones de campo abierto (adimensional).
Re : Número de Reynolds (adimensional).	Cp_{mpp} : Coeficiente de potencia en el punto de máxima potencia.
S_{MX}, S_{MY}, S_{MZ} : Términos fuente que incluyen las contribuciones debidas a las fuerzas másicas gravitatorias, centrífugas, de Coriolis y electromagnéticas.	Cp : Coeficiente de potencia (adimensional).
T_{max} : Par máximo (Nm).	D : Diámetro del rotor (m).
T_{nom} : Par nominal (Nm).	N : Número de álabes del rotor.
U_F : Velocidad en campo abierto (m/s).	P : Presión (Pa).
V_{DC} : Tensión de corriente continua entre fases del generador (V).	Q : Caudal de agua (m ³ /s).
\bar{g} : Vector aceleración de la gravedad.	R : Radio de la turbina (m).
t_0 : Instante de tiempo inicial (s).	T : Par de fuerza en el eje del rotor (Nm).
t_F : Instante de tiempo final (s).	TSR_F : Relación de la velocidad en la punta del álabes y la velocidad en campo abierto (adimensional).
t_{mpp} : Instante de tiempo de máxima potencia (s).	TSR_{mpp} : Tip Speed Ratio en el punto de máxima potencia.
\bar{v} : Vector velocidad (u, v, w) en las tres direcciones (x, y, z).	TSR : Tip Speed Ratio (adimensional).
	U : Velocidad de la corriente de agua en el canal (m/s).

- a:** Factor empírico de la corrección de Sorensen, 2006 (adimensional).
- b:** Ancho del canal (m).
- c:** Cuerda del álabe (m).
- d:** Ciclo de trabajo (duty cycle).
- g:** Aceleración de la gravedad (m/s^2).
- m:** Factor empírico de la corrección de Gauvin, 2020 (adimensional).
- n:** Velocidad de rotación de la turbina (rpm).
- pp:** Número de pares de polos del generador.
- t:** Tiempo (s).
- y:** Altura de lámina de agua (m).
- y_c :** Calado crítico (m).
- γ :** Ángulo de rotación ($^\circ$).
- δ :** Factor empírico de la corrección de Pope, 1966 (adimensional).
- μ :** Viscosidad dinámica del fluido (kg/ms).
- ρ :** Densidad del fluido (kg/m^3).
- σ :** Solidez (adimensional).
- ω :** Velocidad de rotación de la turbina (rad/s).
- ϵ :** Factor empírico de la corrección de Maskell, 1963 (adimensional).
- Siglas**
- 1D: Unidimensional
- 2D: Bidimensional.
- 3D: Tridimensional.
- ABS: Acrilonitrilo Butadieno Estireno (Acrylonitrile Butadiene Styrene).
- BEM: Blade Element Method.
- CAD: Diseño Asistido por Ordenador (Computer-Aided Design).
- CFD: Dinámica de Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics).
- CO₂: Dióxido de carbono.
- COVID-19: Enfermedad del Coronavirus de 2019 (Coronavirus Disease 2019).
- DES: Detached Eddy Simulation.
- DNS: Direct Numerical Simulation.
- EVM: Eddy Viscosity Models.
- I+D+I: Investigación, Desarrollo e Innovación
- IoE: Internet Of Energy.
- LES: Large Eddy Simulation.
- MCU: MicroController Unit.
- PA: Filamento de nylon.
- PIB: Producto Interior Bruto.
- PLIC: Piecewise Linear Interface Calculation.
- PMG: Generador de Imanes Permanentes (Permanent Magnet Generator).
- RANS: Reynolds-Averaged Navier-Stokes.
- RSM: Reynolds Stress Modell.
- SAS: Scale-Adaptative Simulation.
- SBES: Stress-Blended Eddy Simulation.
- SCADA: Supervisory Control And Data Acquisition.
- SDES: Shielded Detached Eddy Simulation.

SIMPLE: Semi-Implicit
Method for Pressure-
Linked Equations.
SLIC: Simple Line Interface
Method.
SMAW: Soldadura de Arco
Metálico (Shielded Metal
Arc Welding).
SRS: Scale-Resolving
Simulation.
SST: Shear Stress Transport.

TRL: Grado tecnológico
(Technology Readiness
Levels).
TURTLE: Turbine Test
Laboratory Equipment.
URANS: Unsteady Reynolds-
Average Navier-Stokes.
VOF: Volumen de fluido
(Volume Of Fluid).
WMLES: Wall-Modelled LES

10. Bibliografía

- Abadie, L. M. and Goicoechea Larracochea, N. (2019) *Revisión y análisis de los sistemas de almacenamiento de energía mediante bombeo para soportar un mix de generación de electricidad con alto porcentaje de energías renovables*, *DYNA*. Available at: <https://www.revistadyna.com/busqueda/revision-y-analisis-de-sistemas-de-almacenamiento-de-energia-mediante-bombeo-para-soportar-un-mix-de> (Accessed: 5 January 2021).
- Alós, R. (2019) *El empleo en España en un horizonte 2025, Economía digital y políticas de empleo*. Available at: https://ddd.uab.cat/pub/caplli/2019/205105/205105_Alos_El_empleo_en_Espana_en_un_horizonte_2025_def.pdf (Accessed: 7 January 2021).
- Alternative Hydro Solutions LTD (2020) *Alternative Hydro Solutions Ltd*. Available at: <https://alhydro.com/homeEsp.html> (Accessed: 8 January 2021).
- Álvarez-Álvarez, E. *et al.* (2020) ‘Hydrodynamic water tunnel for characterization of hydrokinetic microturbines designs’, *Clean Technologies and Environmental Policy*, 22(9), pp. 1843–1854. doi: 10.1007/s10098-020-01924-w.
- Alvarez Alvarez, E. *et al.* (2018) ‘Design and control strategies for a modular hydroKinetic smart grid’, *International Journal of Electrical Power and Energy Systems*, 95, pp. 137–145. doi: 10.1016/j.ijepes.2017.08.019.
- Álvarez, E. Á. *et al.* (2014) ‘Design and feasibility study of a microgeneration system to obtain renewable energy from tidal currents’, *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 6(3), p. 033109. doi: 10.1063/1.4878845.
- Amores, E. *et al.* (2021) ‘Renewable hydrogen production by water electrolysis’, in *Sustainable Fuel Technologies Handbook*. Elsevier, pp. 271–313. doi: 10.1016/B978-0-12-822989-7.00010-X.
- Anyi, M. and Kirke, B. (2010) ‘Evaluation of small axial flow hydrokinetic turbines for remote communities’, *Energy for Sustainable Development*, 14(2), pp. 110–116. doi: 10.1016/j.esd.2010.02.003.
- Athron, P. *et al.* (2017) ‘GAMBIT: the global and modular beyond-the-standard-model inference tool’, *European Physical Journal C*, 77(11), p. 784. doi: 10.1140/epjc/s10052-017-5321-8.
- Bahaj, A. S., Molland, A. F., Chaplin, J. R. and Batten, W. M J

- (2007) 'Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank', *Renewable Energy*, 32(3), pp. 407–426. doi: 10.1016/j.renene.2006.01.012.
- Bahaj, A. S., Molland, A. F., Chaplin, J. R. and Batten, W. M.J. (2007) 'Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank', *Renewable Energy*, 32(3), pp. 407–426. doi: 10.1016/j.renene.2006.01.012.
- Balduzzi, F. *et al.* (2020) 'Understanding the Aerodynamic Behavior and Energy Conversion Capability of Small Darrieus Vertical Axis Wind Turbines in Turbulent Flows', *Energies*, 13(11), p. 2936. doi: 10.3390/en13112936.
- Bardina, J., Huang, P. and Coakley, T. (1997) *Turbulence Modeling Validation, Testing, and Development*, NASA Technical Memorandum. Available at: https://www.researchgate.net/publication/24296213_Turbulence_Modeling_Validation_Testing_and_Development (Accessed: 2 February 2021).
- Bassett, K., Carriveau, R. and Ting, D. S. K. (2015) '3D printed wind turbines part 1: Design considerations and rapid manufacture potential', *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 11, pp. 186–193. doi: 10.1016/j.seta.2015.01.002.
- Behrouzi, F. *et al.* (2019) 'Performance investigation of self-adjusting blades turbine through experimental study', *Energy Conversion and Management*, 181, pp. 178–188. doi: 10.1016/j.enconman.2018.11.066.
- Benchikh Le Hocine, A. E., Jay Lacey, R. W. and Poncet, S. (2019) 'Multiphase modeling of the free surface flow through a Darrieus horizontal axis shallow-water turbine', *Renewable Energy*, 143, pp. 1890–1901. doi: 10.1016/j.renene.2019.06.010.
- BlueEnergy Canada INC (2020) *Blue Energy Turbine*. Available at: <http://www.blueenergy.com/> (Accessed: 8 January 2021).
- Blunden, L. S. and Bahaj, A. S. (2007) 'Tidal energy resource assessment for tidal stream generators', *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 221(2), pp. 137–146. doi: 10.1243/09576509JPE332.
- Burton, T. *et al.* (2011) *Wind Energy Handbook, Wind Energy Handbook, Second Edition*. Chichester, UK: John Wiley & Sons, Ltd. doi: 10.1002/9781119992714.
- Caballero Santos, C. (2011) *Estudio de plantas de producción de energías renovables con aprovechamiento de la energía del mar*. Universidad

- Carlos III de Madrid. Available at: https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/12153/PFC_Carlos_Caballero_Santos.pdf?sequence=1 (Accessed: 5 January 2021).
- CIEMAT (2005) *Principios de conversión de la energía eólica*. Edited by Ministerio de Educación y Ciencia. España. Available at: <https://www.casadellibro.com/libro-principios-de-conversion-de-la-energia-eolica-5-ed/9788478344635/1020664> (Accessed: 16 January 2021).
- Coiro, D., Montella, F. and Melone, S. (2005) ‘Omae2005-67193 Current Turbine : Numerical and Experimental Analysis’, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, (Omae), pp. 1–9.
- Consul, C. A., Willden, R. H. J. and McIntosh, S. C. (2013) ‘Blockage effects on the hydrodynamic performance of a marine cross-flow turbine’, *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 371(1985). doi: 10.1098/rsta.2012.0299.
- Coviello, M. and Ruchansky, B. (2017) *Resultados del Marco de Seguimiento Mundial, informe de 2017*. CEPAL. Available at: <https://repositorio.cepal.org/handle/11362/42552> (Accessed: 5 January 2021).
- Draper, S. *et al.* (2010) ‘Modelling tidal energy extraction in a depth-averaged coastal domain’, *IET Renewable Power Generation*, 4(6), pp. 545–554. doi: 10.1049/iet-rpg.2009.0196.
- E. C. Maskell (1963) ‘A Theory of the Blockage Effects on, Bluff Bodies and Stalled Wings in a Closed Wind Tunnel’, *Reports and Memoranda*, (3400).
- Edwar Guillermo Velasco, E. and David Armando Revelo, M. (2019) *Impresión 3D: la nueva revolución industrial*, *Revista Investigación, Tecnología y Ciencia*. Available at: <http://revistas.unicomfaucauca.edu.co:106/ojs/index.php/itc/article/view/237> (Accessed: 17 February 2021).
- EEA (2017) *Inventario aproximado de gases de efecto invernadero*. Available at: https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/progress/monitoring_es (Accessed: 7 January 2021).
- EEA (2018) *Air quality in Europe*. Available at: <https://www.eea.europa.eu/publications/air-quality-in-europe-2018> (Accessed: 7 January 2021).
- Elbatran, A. H., Ahmed, Y. M. and Shehata, A. S. (2017)

- ‘Performance study of ducted nozzle Savonius water turbine, comparison with conventional Savonius turbine’, *Energy*, 134, pp. 566–584. doi: 10.1016/j.energy.2017.06.041.
- Espina-Valdés, R. *et al.* (2020) ‘Small cross-flow turbine: Design and testing in high blockage conditions’, *Energy Conversion and Management*, 213, p. 112863. doi: 10.1016/j.enconman.2020.112863.
- Espina Valdés, R. (2019) *Microturbina para aprovechamiento eléctrico en corrientes de baja velocidad*. Universidad de Oviedo. Available at: <https://digibuo.uniovi.es/dspace/handle/10651/54143> (Accessed: 8 January 2021).
- Eurostat (2020) *Final energy consumption by sector*. Available at: <https://ec.europa.eu/eurostat/tgm/graph.do?tab=graph&plugin=1&language=en&pcode=ten00124&toolbox=type> (Accessed: 5 January 2021).
- EUROSTAT (2020) *Total energy supply*. Available at: <https://ec.europa.eu/eurostat/tgm/graph.do?tab=graph&plugin=1&pcode=ten00122&language=en&toolbox=data> (Accessed: 7 January 2021).
- Fernández-jiménez, A. *et al.* (2018) ‘Harnessing the Energy of Tidal Currents : State-of- the-Art and Proposal of Use in EV Charging Points †’, pp. 2–5. doi: 10.3390/proceedings2231504.
- Fernández-Jiménez, A. *et al.* (2019) ‘Propuesta de turbina cross-flow para el aprovechamiento energético en un canal hidráulico de baja velocidad de corriente’, *Jornadas de Ingeniería del Agua*. Available at: <https://www.hidralab.com:4430/jia2019/wp-content/uploads/2019/10/R082.pdf> (Accessed: 3 February 2021).
- Fernández-Jiménez, A. *et al.* (2021) ‘Evaluation of a vertical axis hydrokinetic turbine for water channels’, *DYNA*, DYNA-ACELE(0), p. [6 pp.]-[6 pp.]. doi: 10.6036/9883.
- García-Torres, F. *et al.* (2020) ‘Cooperative Optimization of Networked Microgrids for Supporting Grid Flexibility Services using Model Predictive Control’, *IEEE Transactions on Smart Grid*. doi: 10.1109/TSG.2020.3043821.
- Garrido, I. G. *et al.* (2020) *Diseño y cálculo de un depósito de almacenamiento de hidrógeno para un vehículo industrial MEMORIA PRESENTADA POR*. Universitat Politècnica de València. Available at: <https://riunet.upv.es/handle/10251/156053> (Accessed: 9 March 2021).

- Gauvin-Tremblay, O. and Dumas, G. (2020) ‘Two-way interaction between river and deployed cross-flow hydrokinetic turbines’, *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 12(3), p. 034501. doi: 10.1063/5.0004492.
- GCK Technologies INC (2020) *GCK Technology Inc. - Center for Research Innovation*. Available at: <https://www.northeastern.edu/cri/spinouts/gck-technology-inc/> (Accessed: 8 January 2021).
- Gil, D. *et al.* (2006) *Década de la educación para un futuro sostenible (2005-2014): Un punto de inflexión necesario en la atención a la situación del planeta*, N.º. Available at: <https://www.redalyc.org/pdf/800/80004008.pdf> (Accessed: 5 January 2021).
- Glauert, H. (1933) ‘Wind Tunnel Interference on Wings, Bodies and Airscrews’, *Aeronautical Research Committee*, (1566), pp. 1–52.
- Gorle, J. M. R. *et al.* (2016) ‘Flow and performance analysis of H-Darrieus hydroturbine in a confined flow: A computational and experimental study’, *Journal of Fluids and Structures*, 66, pp. 382–402. doi: 10.1016/j.jfluidstructs.2016.08.003.
- Guerra, M. del C. *et al.* (2020) *Field measurements of a floating tidal turbine wake*. San José. Available at: <https://www.researchgate.net/publication/347506744> (Accessed: 7 January 2021).
- Güney, M. S. and Kaygusuz, K. (2010) ‘Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review’, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier Ltd, pp. 2996–3004. doi: 10.1016/j.rser.2010.06.016.
- Hyman, J. M. (1984) ‘Numerical methods for tracking interfaces’, *Physica D: Nonlinear Phenomena*, 12(1–3), pp. 396–407. doi: 10.1016/0167-2789(84)90544-X.
- IBERDROLA (2021) *Qué es el Hidrógeno Verde y su importancia - Iberdrola*. Available at: <https://www.iberdrola.com/sostenibilidad/hidrogeno-verde> (Accessed: 9 March 2021).
- IDAE (2011) *Plan de Energías Renovables 2011- 2020*. Available at: <https://www.idae.es/tecnologias/energias-renovables/plan-de-energias-renovables-2011-2020> (Accessed: 5 January 2021).
- IdEnergie Canada (2020) *Home - Idenergy / Idénergie - Idénergie*. Available at: <http://idenergie.ca/en/> (Accessed: 8 January 2021).
- IEA (2020) *Renewables 2020. Analysis and forecast to 2025*.

- IEA (2021) *The Future of Hydrogen – Analysis - IEA*. Available at: <https://www.iea.org/reports/the-future-of-hydrogen> (Accessed: 9 March 2021).
- IEA (no date) *World Energy Outlook 2019 – Analysis - IEA*. Available at: <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2019> (Accessed: 5 January 2021).
- IRENA (2020) *Global Renewables Outlook: Energy transformation 2050, International Renewable Energy Agency*. Available at: <https://www.irena.org/publications/2020/Apr/Global-Renewables-Outlook-2020>.
- Jamil, I. E. and Al-Kayiem, H. H. (2015) ‘Simulation analysis of the oil/water structure in the downhole with presence of hydrocyclone separator’, in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Institute of Physics Publishing, p. 012025. doi: 10.1088/1757-899X/100/1/012025.
- José, G. *et al.* (2017) *Valoración de modelos de turbulencia en dominios computacionales para simulación de una turbina helicoidal*. Available at: <https://www.researchgate.net/publication/318392760> (Accessed: 2 February 2021).
- Khan, M. J. *et al.* (2009) ‘Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review’, *Applied Energy*. Elsevier Ltd, pp. 1823–1835. doi: 10.1016/j.apenergy.2009.02.017.
- Khawaja, H. and Moatamedi, M. (2018) *Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations (SIMPLE)-solution in MATLAB®*, *Int. Jnl. of Multiphysics*. International Society of Multiphysics. Available at: <https://munin.uit.no/handle/10037/14285> (Accessed: 2 February 2021).
- Kirke, B. K. (2011) ‘Tests on ducted and bare helical and straight blade Darrieus hydrokinetic turbines’, *Renewable Energy*, 36(11), pp. 3013–3022. doi: 10.1016/j.renene.2011.03.036.
- Kolekar, N. and Banerjee, A. (2015) ‘Performance characterization and placement of a marine hydrokinetic turbine in a tidal channel under boundary proximity and blockage effects’, *Applied Energy*, 148, pp. 121–133. doi: 10.1016/j.apenergy.2015.03.052.
- Kolekar, N., Vinod, A. and Banerjee, A. (2019) ‘On Blockage Effects for a Tidal Turbine in Free Surface Proximity’.
- Kumar, A. and Saini, R. P. (2016) ‘Performance parameters of Savonius type hydrokinetic turbine - A Review’, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier Ltd, pp. 289–310. doi:

- 10.1016/j.rser.2016.06.005.
- Kumar, A. and Saini, R. P. (2017) ‘Performance analysis of a single stage modified Savonius hydrokinetic turbine having twisted blades’, *Renewable Energy*, 113, pp. 461–478. doi: 10.1016/j.renene.2017.06.020.
- La Unión de la Energía: de la visión a la realidad* (no date). Available at: https://ec.europa.eu/commission/presscorner/detail/es/IP_19_1876 (Accessed: 5 January 2021).
- Lalander, E., Grabbe, M. and Leijon, M. (2013) ‘On the velocity distribution for hydro-kinetic energy conversion from tidal currents and rivers’, in *Journal of Renewable and Sustainable Energy*. American Institute of PhysicsAIP, p. 023115. doi: 10.1063/1.4795398.
- Lanzafame, R., Mauro, S. and Messina, M. (2013) ‘Wind turbine CFD modeling using a correlation-based transitional model’, *Renewable Energy*, 52, pp. 31–39. doi: 10.1016/j.renene.2012.10.007.
- Lust, E. E. (2017) *The Influence of Surface Gravity Waves on the Performance and Near-Wake of an Axial-Flow Marine Hydrokinetic Turbine*, Digital repository at the University of Maryland. Available at: <https://drum.lib.umd.edu/handle/1903/20396> (Accessed: 7 January 2021).
- Mavi Innovations INC (2020) *Mavi Mi1 Hydrokinetic Turbine Power Converter & Controller Design Review & Field Test | Mitacs*. Available at: <https://www.mitacs.ca/en/projects/mavi-mi1-hydrokinetic-turbine-power-converter-controller-design-review-field-test> (Accessed: 8 January 2021).
- Meana Fernández, A. (2019) *Optimized design of aerodynamic airfoils for vertical axis wind turbines*. Available at: <https://digibuo.uniovi.es/dspace/handle/10651/54097> (Accessed: 16 January 2021).
- MINECO (2010) ‘The European Strategic Energy Technology Plan SET-Plan Towards a low-carbon future’. doi: 10.2833/14565.
- Mohammadi, S. *et al.* (2020) ‘Optimal design of hydrokinetic turbine for low-speed water flow in Golden Gate Strait’, *Renewable Energy*, 150, pp. 147–155. doi: 10.1016/j.renene.2019.12.142.
- Moreno Vásquez, F. A., De Oliveira, T. F. and Brasil Junior, A. C. P. (2016) ‘On the electromechanical behavior of hydrokinetic turbines’, *Energy Conversion and Management*, 115, pp. 60–70. doi: 10.1016/j.enconman.2016.02.039.

- Muñiz Hernández, M. (2013) *Tres siglos de oro negro en piedra. El carbón en la oferta energética: pasado, presente y futuro*. Available at: https://www.researchgate.net/publication/259391394_Tres_siglos_de_oro_negro_en_piedra_El_carbon_en_la_oferta_energetica_pasado_presente_y_futuro (Accessed: 5 January 2021).
- Myers, L. E. and Bahaj, A. S. (2010) 'Experimental analysis of the flow field around horizontal axis tidal turbines by use of scale mesh disk rotor simulators', *Ocean Engineering*, 37(2–3), pp. 218–227. doi: 10.1016/j.oceaneng.2009.11.004.
- National Geographic (no date) *Clean Power Plan to Cut Carbon Dismantled by Trump*. Available at: <https://www.nationalgeographic.com/magazine/2014/04/Coal/> (Accessed: 5 January 2021).
- New Energy Corporation (2020) *EnCurrent*. Available at: <https://www.newenergycorp.ca/envirogen-005-series.html> (Accessed: 8 January 2021).
- ONU (2019) *Perspectivas de población 2019*. Available at: https://population.un.org/wpp/Publications/Files/WPP2019_PressRelease_ES.pdf (Accessed: 5 January 2021).
- ONU (no date) *Agenda de Desarrollo Sostenible, 2015*. Available at: <http://undocs.org/es/A/70/1> (Accessed: 5 January 2021).
- Patel, V., Eldho, T. I. and Prabhu, S. V. (2017) *Experimental investigations on Darrieus straight blade turbine for tidal current application and parametric optimization for hydro farm arrangement, International Journal of Marine Energy*. Elsevier Ltd. doi: 10.1016/j.ijome.2017.01.007.
- Di Pietro, S. (2017) 'Acuerdo de París', *Cooperativismo & Desarrollo*, 25(111). doi: 10.16925/co.v25i111.1874.
- Pope, A. and Harper, J. (1966) *Low-speed wind tunnel testing*, Wiley. New York: Wiley. Available at: https://books.google.es/books?hl=es&lr=&id=nUHWDwAAQBAJ&oi=fnd&pg=PR11&dq=Low-Speed+Wind+Tunnel+Testing&ots=LwIkhX02XB&sig=wuSgc17d0Ck2QxkyniPvm_YLp1o#v=onepage&q&f=false (Accessed: 29 January 2021).
- REN21 (2020) *Renewables 2020 Global Status Report: Nota de prensa, Revista Iberoamericana de Fertilidad y Reproduccion Humana*. Available at: https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/GSR_2020_Press_Release_ES.pdf.
- Riglin, J. *et al.* (2016) 'Experimental and numerical characterization of a full-scale portable hydrokinetic turbine prototype for river applications', *Renemable Energy*, 99, pp. 772–783. doi:

10.1016/j.renene.2016.07.065.

- Ríos, J. L. *et al.* (2010) *Mercados de electricidad en Europa*.
- Rosero Cuastumal, H. *et al.* (2020) *Obtención experimental de los coeficientes de sustentación y arrastre de perfiles aerodinámicos para su aplicación en turbinas eólicas*. Available at: <https://digibuo.uniovi.es/dspace/handle/10651/56220> (Accessed: 11 February 2021).
- Schluntz, J. and Willden, R. (2015) 'The effect of blockage on tidal turbine rotor design and performance', 23(3), p. 2019.
- Sea Power SCRL (2020) *Kobold | SeaPower*. Available at: <http://www.seapowerscrl.com/ocean-and-river-system/kobold> (Accessed: 8 January 2021).
- SIIM (2020) *SIIM*.
- Sinagra, M. *et al.* (2014) 'Cross-Flow turbine design for variable operating conditions', in *Procedia Engineering*. Elsevier Ltd, pp. 1539–1548. doi: 10.1016/j.proeng.2014.02.170.
- Sørensen, J. N., Shen, W. Z. and Mikkelsen, R. (2006) 'Wall correction model for wind tunnels with open test section', *ALAA Journal*, 44(8), pp. 1890–1894. doi: 10.2514/1.15656.
- Strenx* (2020). Available at: <https://www.ssab.es/products/brands/strenx/products/strenx-1100> (Accessed: 18 January 2021).
- Vaz, J. R. P. *et al.* (2019) 'Powertrain assessment of wind and hydrokinetic turbines with diffusers', *Energy Conversion and Management*, 195(May), pp. 1012–1021. doi: 10.1016/j.enconman.2019.05.050.
- Vennell, R. (2013) 'Exceeding the Betz limit with tidal turbines', *Renewable Energy*, 55, pp. 277–285. doi: 10.1016/j.renene.2012.12.016.
- Wang, W. Q., Song, K. and Yan, Y. (2019) 'Influence of interaction between the diffuser and rotor on energy harvesting performance of a micro-diffuser-augmented hydrokinetic turbine', *Ocean Engineering*, 189, p. 106293. doi: 10.1016/j.oceaneng.2019.106293.
- Werle, M. J. (2010) 'Wind turbine wall-blockage performance corrections', *Journal of Propulsion and Power*, 26(6), pp. 1317–1321. doi: 10.2514/1.44602.
- WPI (2020) *WPI*. Available at: <http://www.wpi.no/> (Accessed: 8 January 2021).

11. Compendio de publicaciones y análisis de la validez, aportación científica y factor de impacto.

La presente Tesis por compendio se basa en publicaciones presentadas en revistas científicas indexadas en el Journal Citation Report (JCR).

Artículo 1	
Título	Hydrodynamic water tunnel for characterization for hydrokinetic microturbines designs
Revista	Clean Technologies and Environmental Policy
Año	2020
DOI	10.1007/s10098-020-01924-w
Referencia	Álvarez-Álvarez, E., Rico-Secades, M., Fernández-Jiménez, A. et al. Hydrodynamic water tunnel for characterization of hydrokinetic microturbines designs. Clean Techn Environ Policy 22, 1843–1854 (2020)
Factor de impacto JCR (2019)	2.429
Factor de impacto (5 años)	2.599
Ránking	Engineering, environmental: 32/53 (Q3) Environmental sciences: 130/265 (Q2) Green & sustainable science & technology (Q3)

Artículo 2	
Título	Small cross-flow turbine: design and testing in high blockage conditions
Revista	Energy Conversion and Management
Año	2020
DOI	10.1016/j.enconman.2020.112863
Referencia	Rodolfo Espina-Valdés, Aitor Fernández-Jiménez, Joaquín Fernández Francos, Eduardo Blanco Marigorta, Eduardo Álvarez-Álvarez, Small cross-flow turbine: Design and testing in high blockage conditions, Energy Conversion and Management, Volume 213, 2020, 112863, ISSN 0196-8904,
Factor de impacto JCR (2019)	8.208
Factor de impacto (5 años)	7.447
Ránking	Energy and fuels: 11/112 (Q1)
	Mechanics: 3/136 (Q1)
	Thermodynamics: 2/61 (Q1)

Compendio de publicaciones y análisis de la validez, aportación científica y factor de impacto.

Artículo 3	
Título	Evaluation of a vertical axis hydrokinetic turbine for water channels
Revista	DYNA
Año	2021
DOI	https://doi.org/10.6036/9883
Referencia	Fernández-Jiménez, A., Blanco-Marigorta, E., Gharib, A., Fernandez-Pacheco, V., Alvarez-Alvarez, E. (2021). EVALUATION OF A VERTICAL AXIS HYDROKINETIC TURBINE FOR WATER CHANNELS. DYNA, 96(2). 194-199.
Factor de impacto JCR (2019)	0.945
Factor de impacto (5 años)	0.608
Ránking	Engineering, multidisciplinary: 71/91 (Q4)

A continuación, se muestran las copias completas y originales de las publicaciones objeto de la presente Tesis por compendio. Además, también se incluyen el resto de las publicaciones, participaciones en congresos y seminarios, así como otros documentos y/o actividades que han sido cursadas durante el presente doctorado.

**11.1. Artículo 1 - “Hydrodynamic water tunnel for
characterization for hydrokinetic microturbines
designs”**



Hydrodynamic water tunnel for characterization of hydrokinetic microturbines designs

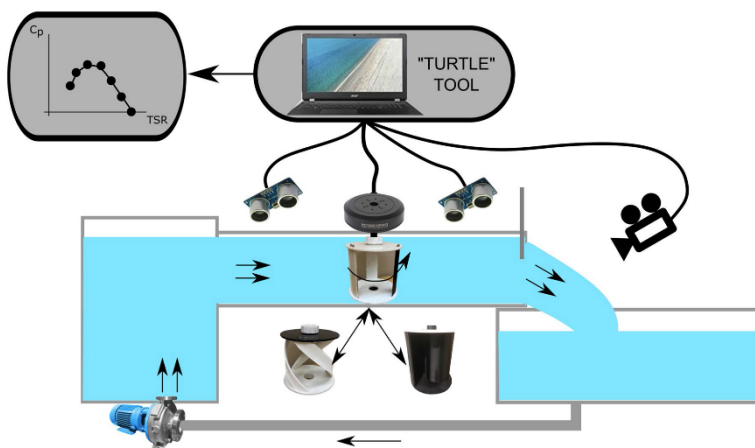
Eduardo Álvarez-Álvarez¹ · Manuel Rico-Secades² · Aitor Fernández-Jiménez¹ · Rodolfo Espina-Valdés¹ · E. L. Corominas² · Antonio J. Calleja-Rodríguez²

Received: 10 December 2019 / Accepted: 12 August 2020 / Published online: 29 August 2020
© Springer-Verlag GmbH Germany, part of Springer Nature 2020

Abstract

The enormous inroads made by renewable energy in recent years have been the key to the development of new technologies designed to obtain energy from a range of resources. Hydrokinetic microturbines used to harness kinetic energy from rivers, tidal and marine currents epitomize such developments. As the reservoir is dispensed with, the water footprint normally associated with conventional hydroelectric generation is minimized. The new prototypes being developed require laboratories with water tunnel infrastructures where they can be accurately reproduced under controlled conditions. However, the construction of a water tunnel demands considerable investment, which prevents many research groups from completing their prototype design work. This paper charts the design of a low-cost hydrodynamic water tunnel at the University of Oviedo, indicating the mechanical and electronic elements as well as the software developments that make up the facility. This construction is a part of a research strategy focused on making the study of new hydrokinetic microturbines designs economically feasible. Moreover, it includes a description of a special software application used to perform the characterization of a hydrokinetic microturbine model in the water tunnel and a demonstration of the scope of the facility in the experimental study of a unit with a Darrieus rotor.

Graphic abstract



Extended author information available on the last page of the article

Keywords Hydrodynamic water tunnel · Hydrokinetic microturbine · Power electronics · Permanent magnet generator (PMG)

Introduction

Hydropower generation is the largest renewable source worldwide, and despite seeing its installed capacity slow down in 2019 (12.7 GW in 2019), the production of hydropower soared to a record 4306 terawatt hours (TWh), which is the single largest contribution from a renewable energy source in history (IHA 2019). The outbreak of COVID-19 and its subsequent impact has demonstrated the resilience of the renewable sources (Earth.org) and their fundamental role in the future of electricity generation. In such a context, and despite the significant impact of the virus on the economy, the hydropower capacity is expected to increase in 2020 and rise further in 2021 (IEA 2020) thereby maximizing its share in the demand and supply of energy in the immediate future.

Most hydropower plants use a dam to store water in a reservoir, and electricity is produced by releasing water from that reservoir through a turbine which harnesses the energy of the water flow rate between the different levels created. These plants, although traditionally considered as sources of renewable energy, when constructed have a significant environmental impact which demands that any future plans for growth need careful consideration (Scherer and Pfister 2016).

One key factor to be considered is the water evaporation loss from the reservoir directly affecting the water cycle which can be quantified using the blue water footprint parameter, which for this specific case can be obtained by dividing the water evaporation by the energy production in a year (Mekonnen and Hoekstra 2012). Using this parameter, different studies indicate that reservoirs and therefore conventional hydroelectric plants are important water consumers. Mekonnen and Hoekstra 2012 calculate the blue water footprint of 35 taken from selected hydropower plants in a variety of places in the world (representing some 8% of the total installed capacity) concluding that the water evaporation was equivalent to the 10% of the one that corresponds to the global crop production in a year. Other studies show the importance of the water footprint in different locations, such as New Zealand (Herath et al. 2011) where most of the energy production is generated by hydropower, Romania (Robescu and Bondrea 2019) or China (Zhang et al. 2019).

The fact that hydrokinetic turbines located in rivers, ocean, or tidal currents are able to generate power from water currents without the necessity of a reservoir (Johnson and Pride 2010) opening the door to an alternative to sustainable exploitation of a significant mass of energy while minimizing the blue water footprint value and the necessity of important constructions considered

ecologically negative. Only taking into account the marine currents (in the open sea or tidal currents), the potentially usable energy figures are noticeably high: The International Energy Agency (IEA) had estimated the global potential of ocean energy (which includes sources such as tidal, marine-current, osmotic, ocean-thermal and wave energy), to be as high as 20,000 TWh/y (IEA 2017).

The initial hydrokinetic prototypes were highly rated power (>500 kW) designs, need depth places for their installation therefore requiring important investments (supporting structures, wiring, etc.) and involving expensive operation and maintenance (O&M) tasks (Laws and Epps 2016). Those conditions demand a significant number of operating hours to ensure the project's economic feasibility, which due to certain technical difficulties of the prototypes that have yet to be overcome impede their breakthrough to a commercial phase (Hooper and Austen 2013). Due to the aforementioned hindrances to development, the current research studies of hydrokinetic microturbines cite those devices as a cost-effective alternative, as they allow for the use of water currents in shallow water conditions (Mosbahi et al. 2020).

In recent years, research into new designs of hydrokinetic turbines has increased considerably. Two lines of work can be clearly distinguished. The distinction can be drawn when comparing the position of the axis of rotation versus the flow: axial-flow microturbines (the axis and flow are parallel) or cross-flow turbines (axis and flow are perpendicular) (dos Santos et al. 2019).

Axial-flow microturbine design is similar to that of wind flow turbines only with higher efficiencies than cross-flow ones. However, they are based on a complex mechanical system of a turbine rotor coupled with an electrical generator, both of which are submerged in an encapsulated setting. This complicated design involves elevated costs for prototype construction. Recent investigations in axial-flow microturbines have been theoretical or numerical studies focused on different research topics, but with barely any experimental validations, such as optimizing their electromechanical design by defining dynamic mathematical turbine models, connecting blocks corresponding to the hydrokinetic rotor mechanical production—using the blade element method (BEM) theory (Amarante Mesquita et al. 2014) or a CFD model (Moreno Vásquez et al. 2016)—with a multiplier and electric generator permanent magnet synchronous, studying how reducing the impact of solids in the flow affects their operation (Anyi and Kirke 2010), or the increase in the production of power generated by using a ducted rotor design (Wang et al. 2019).

Cross-flow turbines are based mainly on Darrieus, Savonius or Gorlov rotors (Khan et al. 2009), with lower efficiencies than the axial-flow ones but employing a more straightforward electromechanical system, which simplify the design of prototypes and reduce the cost of their construction. Cross-flow microturbines can be horizontal or vertical axis. Vertical-axis microturbines are suitable for clustering in arrays, arranged perpendicular to the flow, and maximizing the area of energy extraction. Recent research using these cross-flow turbines has been theoretically or numerically based, and in some cases with experimental validations (thanks to their simple design which allows for model simulation) into two principal lines of research focused on: new designs which improve rotor efficiencies or evaluations of how the free-surface affects their performance. Examples of the first line are the new design of four-blade horizontal-axis Savonius rotor that includes a mechanical system with self-adjusting blades presented in Behrouzi et al. (2019), the vertical-axis Savonius (typical of two blades) optimization numerical CFD study performed in Kumar and Saini (2017), or the effect on the turbine performance of a diffuser coupled to a horizontal-axis Darrieus rotor described in Kirke (2011). An example of the second line of research pinpoints the numerical CFD study of the influence of the free-surface in the performance of a horizontal-axis Darrieus rotor offered by Benchikh Le Hocine et al. (2019).

In order to proceed to the experimental evaluation of microturbine designs, hydrodynamic water tunnels (HWT) are needed. These structures can simulate different water conditions and current velocities. Thus, a microturbine model's behavior can be calculated and extrapolated for different situations in a controlled environment and with a greater degree of precision.

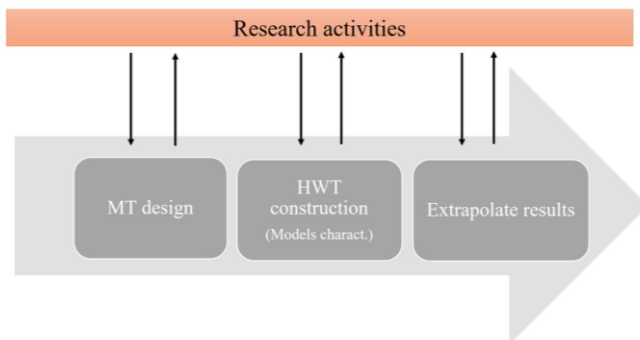
Until now, there have been few HWT infrastructures in the world and the construction of a new one involves

high investment which has significantly hindered any possible research into the field of hydrokinetic microturbines. The existing units belong to important Research Institutes or Universities with generous budgets, for example, the Emerson Cavitation Tunnel at Newcastle University (UK) (Atlas 2000) with a pumping system up to 300 kW, in which a water velocity of 8 m/s can be reached and where 400 mm high rotors can be adequately simulated.

Other examples of HWT facilities are those installed at the Canadian Hydrokinetic Turbine Test Centre (CHTTC) and the Science and Technology University of Missouri. The CHTTC can reach velocities of up to 1.1 m/s. One of the main characteristics is that this facility allows for the testing of vertical and horizontal turbines of up to 30 cm in height. The HWT located in Missouri (USA) is a compact channel in which velocities of up to 0.9 m/s can be reached. In this case, the different prototypes are anchored to the channel deck by using a metallic rail. In this way, the turbine can be tested at different points lining the glass channel (Zhou 2012).

Taking into account the financial constraints that impede any furthering of research into hydrokinetic turbines, we (the investigators at Oviedo University, GIFD and ce3i2 groups) have outlined a research strategy designed to achieve new goals at relatively little cost (Fig. 1). The strategy comprehends three phases: (1) the design of a hydrokinetic microturbine, (2) the design and construction of a HWT to experimentally characterize different rotors coupled in the microturbine (previously created) hereafter referred to as "micro turbine models" and (3) to develop a methodology able to extrapolate the experimental results obtained in the HWT and apply it to real installation scenarios. In the first phase, a low-cost and simple design of a vertical-axis microturbine has been applied. In the second, a HWT has been built at the Mieres

Fig. 1 Research strategy general overview



Polytechnic School (Mieres, Spain), specifically designed to study vertical-axis microturbines models.

This paper includes an explanation of the research strategy and a full description of the hydraulic and control elements of the HWT. It also pinpoints the results of the experimental tests of a microturbine model with a specific rotor in order to show how the whole set up works.

Research strategy

Phase 1

During the first phase, a vertical-axis hydrokinetic microturbine has been designed (Fig. 2). The design is based on low-cost components (rotor, generator and axis) which have helped simplify to a large degree the process of procurement of electrical power (Alvarez Alvarez et al. 2018). With this in mind, permanent magnet generators (PMG) (Chinchilla et al. 2006) have been selected to optimize the efficiency and cost of the electrical stages as well as to facilitate the implementation of control strategies. Using this previous design, a full range of rotors built using a 3D printer can be coupled up and tested.

Phase 2

In this phase, the HWT has been designed and built, including all the necessary equipment to perform the characterization tests of vertical-axis microturbine models corresponding to different rotors designs. Specifically, the HWT infrastructure includes a special software application known as the power coefficient application which helps

provide the function of turbine efficiency or power coefficient against its tip-speed ratio (TSR) (1)—ratio between the tangential speed of the tips of the turbine blades and the water velocity—for different water conditions of water velocity and height. In order to acquire the variables of that function, the following expressions are used (Aghsaee and Markfort 2018),

$$P_h = \frac{1}{2} \rho A U^3 \tag{1}$$

$$C_p = P_e / P_h \tag{2}$$

where P_e (W) is the electrical power produced, P_h (W) is the hydraulic power potential (maximum power that can be obtained from the flow); ρ (kg/m^3) is the water density; U (m/s) is the flow velocity upstream the turbine; A (m^2) is the area swept by the rotor blades transverse to the water current; and $C_p(1)$ is the turbine power coefficient (includes hydraulic, mechanical and electrical efficiencies).

And the TSR,

$$\text{TSR} = \frac{\omega R_{\text{tur}}}{U} \tag{3}$$

where ω (rad/s) and R_{tur} (m) are the rotational speed and the radius of the turbine rotor.

The function of C_p against TSR (Kumar and Sarkar 2016) is typical of each hydrokinetic turbine, with a maximum efficiency value called the maximum power point (MPP) (Abdeddaim and Betka 2013). To ensure a correct turbine operation at this maximum efficiency point within its own range of velocities (cut-in and cut-out velocities), a control strategy known as maximum power point tracking (MPPT) needs to be defined.

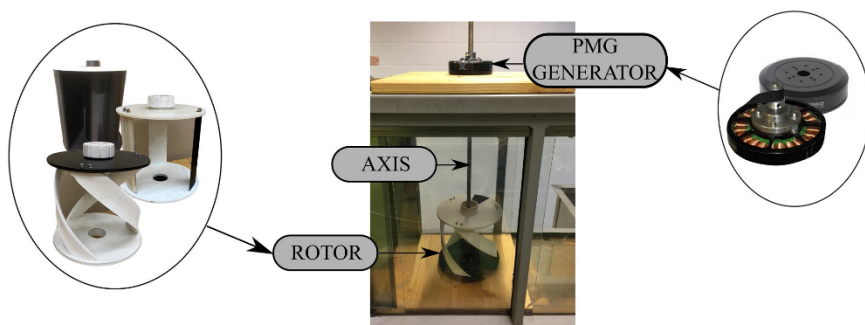


Fig. 2 Hydrokinetic microturbine (University of Oviedo design)

Phase 3

The aim of this phase is to extrapolate the test results obtained in the second phase with a specific model in order to determine its performance on a larger scale in different installation scenarios, such as open waters or confined flow conditions. This phase will be more comprehensively outlined in future works.

Tunnel description

The design of the HWT is laid out in such a way as to observe the water movement made by two centrifugal electric pumps between two tanks and an intermediate glass channel where the rotor is tested. The water velocity is created by this movement, obtaining speeds of around 1 m/s (low velocities). The HWT includes a hydraulic system and a control system known as TURbine Test Laboratory Equipment (TURTLE) (Fig. 3). The hydraulic system consists of a glass channel (C), a reasuring tank (T1) and a recirculation tank (T2), a pumping group (P) and a floodgate (F). The control system is made up of a supervisory control and data acquisition (SCADA) called TURTLE Tool as well as actuators and sensors.

The following section describes each of the elements of the HWT indicating those of own design.

Hydraulic system

The hydraulic system allows for the consolidation of a constant recirculation flow rate in the water channel where the model is tested. The water channel has a 0.5-m high rectangular section, is 0.3 m wide and with a length of 1.5 m (Fig. 4). The whole channel is protected by transparent glass

walls so that the different tests can be filmed. Incorporated within the channel is a rectangular stainless sliding floodgate to regulate the water flow.

Furthermore, to test different microturbine models, a plug and play system to connect different rotors based on a vertical axis and a set of bearings (radial and axial) (Fig. 4) has been constructed. On the upper level/section, a specifically designed piece has been built to attach the PMG.

Both pumps are centrifugal with a nominal flow rate of 300 m³/h and a power of 15 kW each, controlled by pump drive converters. The reasuring tank is rectangular, made of stainless steel, with a 1 m³ water capacity. The water enters through its lower part and has a set of baffle plates to eliminate water turbulences before entering the channel (Fig. 5).

The recirculation tank is also made of stainless steel and has a 4.8 m³ water capacity. Its main use is to collect the water that falls from the glass channel and feed the pumps to allow for re-circulation of the HWT.

TURTLE system

The HWT has been equipped with the TURTLE system which allows the user to control the volume of power extracted by the turbine, while managing and sustaining the channel flow conditions of water velocity upstream, the microturbine as well as the level of the water.

The TURTLE system (Fig. 6) includes the TURTLE Tool supervision software, installed in a PC bus-connected to the Turtle board, ultrasonic water height measurement system and pump drives converters; all of which are directly connected to both a commercial video camera and a flood gate pneumatic actuator. The TURTLE Tool, the Turtle board, as well as the ultrasonic water height measurement system are of our own design.

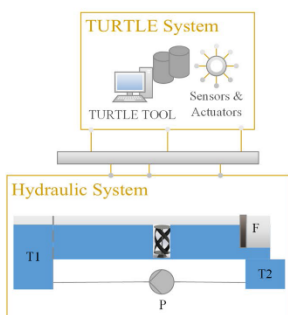


Fig. 3 HWT infrastructure

Fig. 4 HWT glass channel

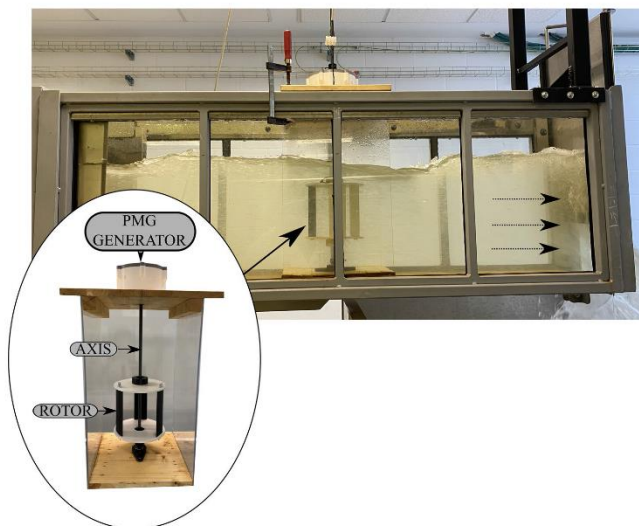
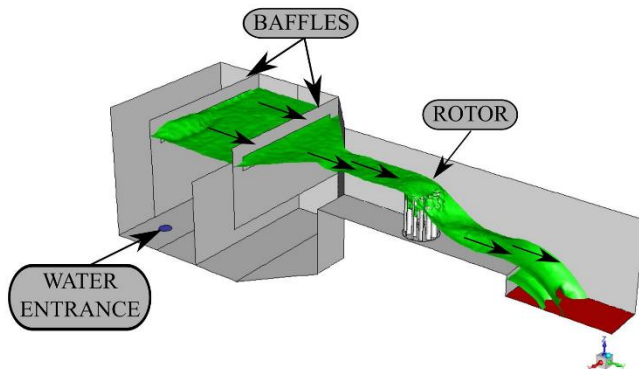


Fig. 5 Reassuring tank detail



TURTLE board

The TURTLE board is made up of a series of electronic components (Fig. 7) that connect the PMG with a load resistance (R_{LOAD}) (rectifier, LC filter and high-frequency power converter) and measure both PMG electrical frequency and DC output voltage. The board also incorporates a control unit based on a microcontroller control unit (MCU) that

performs a series of tasks through a specific software development: control of the turbine load, measurement of the electrical variables and all the while maintaining communication with the TURTLE Tool.

The rectifier and LC filter produce a DC voltage which is proportional to the turbine rotational speed. The MCU varies the turbine load by executing the duty cycle (d) control on the high-frequency power converter which produces the

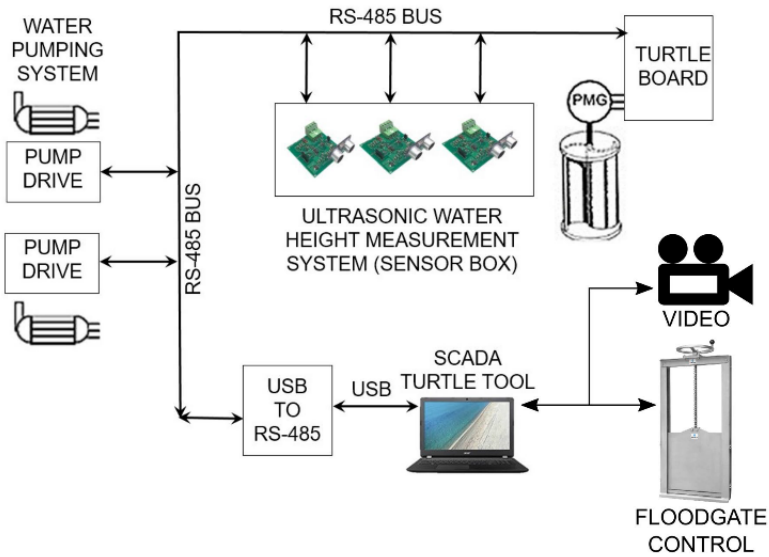


Fig. 6 Overview of TURTLE system

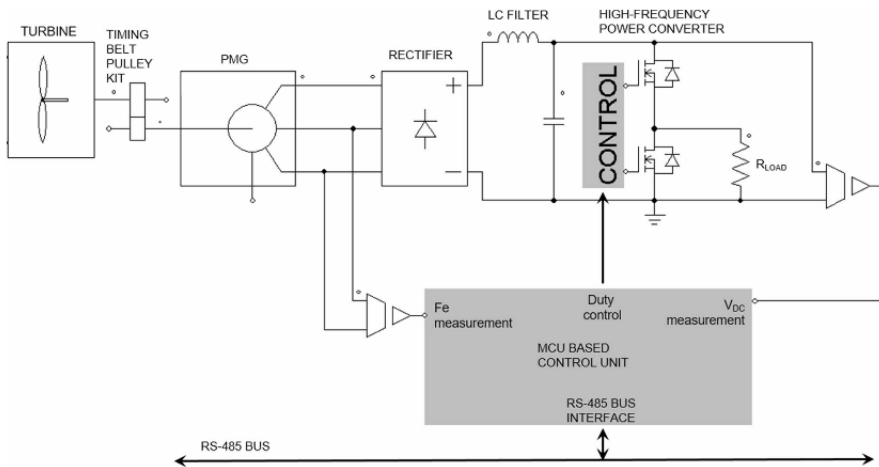


Fig. 7 TURTLE board components

effect of a variation in the resistance. The electrical power (P_e) obtained is

$$P_e = \frac{v_{DC}^2}{(R_{T,OAD}/d)} = \frac{v_{DC}^2}{R_{T,OAD}} \cdot d \quad (4)$$

where v_{DC} is the DC voltage (V), d (1) is the duty value varying between 0 and 1 and $R_{T,OAD}$ (Ω) is the load resistance, adjusted depending on the turbine maximum power.

Ultrasonic water height measurement system

The ultrasonic water height measurement system (Fig. 8) consists of three sensor boards PIC16F1823 MCU from Microchip, fitted in a sensor box, each with an ultrasonic water height sensor (HC-SR04) and a temperature sensor (TC77). To improve accuracy, the boards have been placed in different positions all along the width of the channel.

TURTLE tool

The TURTLE Tool communicates with all sensors and actuators, performs calculations with data collected and is entrusted to execute the user interface.

The communication protocol of the connection bus is based on MODBUS frame over the bus RS-485. In the communication hierarchy, the TURTLE Tool is the master while the other connected elements of the system act as slaves.

The TURTLE Tool includes a user interface that allows the user to: a) visualize the data that is being collected in real time or as a result of various calculations and b) adjust the parameters necessary to perform turbine tests and export the

experimental results to an external text file. Figure 9 shows an image of the TURTLE Tool user interface.

Variables measured and calculated are shown in Tables 1 and 2, respectively. Parameters adjusted by the user are shown in Table 3.

Power coefficient application and experimental test

The power coefficient application included in the TURTLE Tool software makes it possible to obtain the function of C_p against the TSR for each model tested. It is based on the continuous variation in the duty cycle and therefore varying the turbine load, from $d = 0$ which is the no load condition (minimum torque and maximum rotational speed) to $d = 1$ the maximum load condition (maximum torque and minimum rotational speed) keeping the upstream water speed at a steady level as well as the level of the water in the channel. Figure 10 illustrates the procedure followed to obtain the C_p versus TSR function.

As an example of the use of the HWT infrastructure, a specific model with a Darrieus rotor has been tested (Fig. 11). The rotor is 0.15 m high and 0.15 m in diameter with three NACA 00015 blades of 50-mm cord. It has been constructed by using a 3D printer with plastic material (acrylonitrile butadiene styrene, ABS).

Figure 12 illustrates the functions of C_p plotted against the TSR obtained for water velocities of 0.5 and 0.6 m/s maintaining a steady water height at 0.45 m. For a water velocity of 0.5 m/s, in no load condition ($d = 0$), the TSR reaches a value of 4.21, while it increases up to 4.53 for 0.6 m/s, also C_p values are higher with 0.6 m/s than with

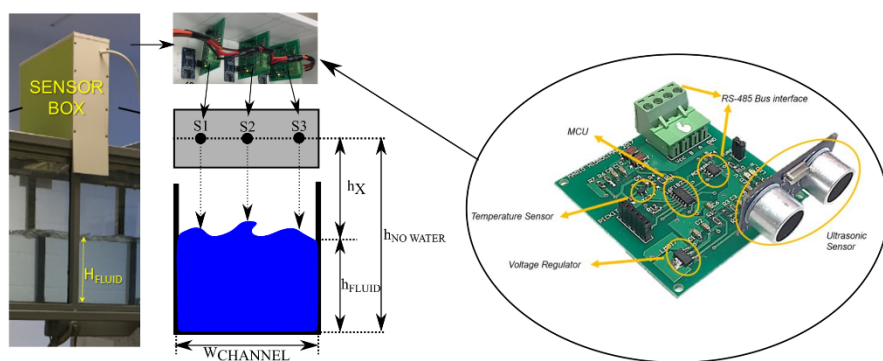


Fig. 8 Ultrasonic water height measurement sensor

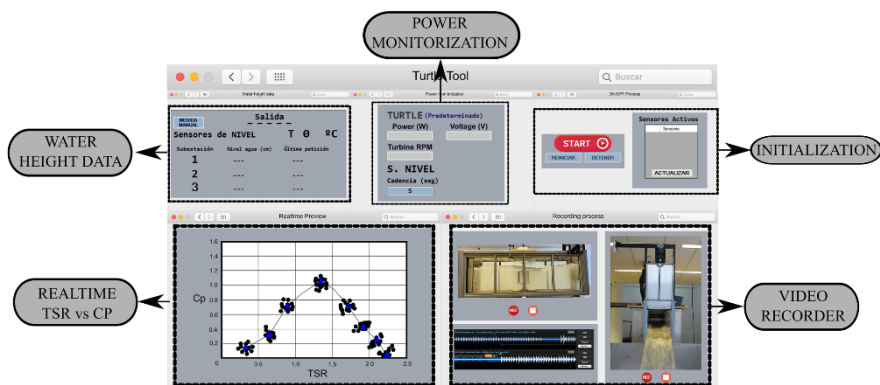


Fig. 9 TURTLE Tool user interface

Table 1 Measured variables

Variable	Description	Sensor	Units
V_{DC}	DC voltage output value	TURTLE board	Volt (V)
F_e	PMG electrical frequency	TURTLE board	Hertz (Hz)
h	Water height	Water height measurement sensor box	Meter (m)
T	Room temperature	Water height measurement sensor box	Degree Celsius (°C)
Q	Water flow rate	Pump drives	Meter cubic per second (m ³ /s)

Table 2 Calculated variables

Variable	Description	Calculation	Units
U	Water velocity	$U = \frac{Q}{0.3h}$	Meter per second (m/s)
ω	Turbine rotational speed	$\omega = \frac{2\pi \cdot F_e}{60}$	Radian per second (rad/s)
TSR	Tip speed ratio	$TSR = \frac{\omega R}{v}$	Dimensionless (1)
P_h	Hydraulic power	$P_h = \frac{1}{2} \rho A v^3$	Watt (W)
P_e	Electrical power	$P_e = \left(\frac{V_{DC}}{R_{TURTLE}} \right) \cdot d$	Watt (W)
C_p	Power coefficient	$C_p = \frac{P_e}{P_h}$	Dimensionless (1)

0.5 m/s for any TSR. In both functions, increasing the d value (and therefore the turbine torque) involves reducing the TSR value due to the decrease in rotational speed, while the C_p values increase until reaching a point of maximum efficiency (maximum C_p). The maximum C_p values are 0.34 and 0.3 for the velocities of 0.6 and 0.5, respectively. This maximum point is of particular interest as the control strategy of the turbine operation must ensure that it operates in those conditions continuously. From that point, the turbine enters in a zone of unstable performance and

finally it stops. This behavior is typical of rotors moved by lift forces. This unstable zone should be avoided for strategies aimed at continuously striving to reach the maximum level of efficiency.

Having obtained these functions (C_p against TSR) inside the tunnel, the new ones corresponding to the turbine located in open waters can be assessed. Each one corresponds to a water velocity in the free stream that is calculated from the water tunnel velocity by using the expressions proposed by Werle (Werle 2010),

Table 3 Parameters

Parameter	Description	Units
pp	PMG number of poles	Dimensionless (1)
ρ	Water density	Kilogram per cubic meter (kg/m ³)
R_{tur}	Turbine radius	Meter (m)
A	Section swept by the blades transverse to the water current	Square meter (m ²)
R_{LOAD}	Resistance connected to TURTLE board	Ohm (Ω)
d	Duty adjustment	Dimensionless (1)

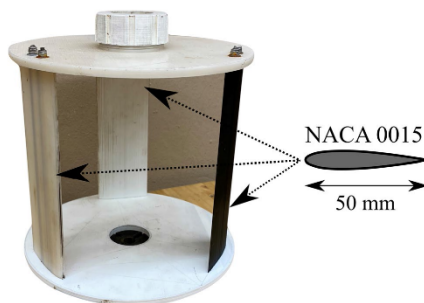


Fig. 11 Rotor design tested

$$U/U_F = 1 - BR \tag{5}$$

where U_F (m/s) is the free stream velocity, U (m/s) is the velocity measured in the channel and BR (1) is blockage ratio obtained dividing the cross-sectional area of turbine in flow stream by the transversal channel section.

The new function values are obtained with (Bahaj et al. 2007),

$$C_{pF} = C_p (U/U_F)^3 \tag{6}$$

$$TSR_F = TSR(U/U_F) \tag{7}$$

where C_{pF} (1) and TSR_F (1) are the new free stream values corresponding to the free stream velocity U_F (m/s).

For this specific case, under scrutiny $BR=0.17$ and thus the free stream velocities of 0.6 and 0.72 m/s are those corresponding to 0.5 and 0.6 m/s measured in the channel. The results with the new functions are shown in Fig. 13.

New functions with no blockage tend to overlap with maximum power coefficient values of 0.20 and 0.17 for free stream velocities of 0.72 and 0.6 m/s, respectively. These results are consistent with those of the experimental investigation presented in Patel et al. (2017) in which for a similar turbine rotor (Darrieus rotor with three NACA 0015 blades) a maximum power coefficient value of 0.16 is obtained for a free stream velocity of 0.46 m/s.

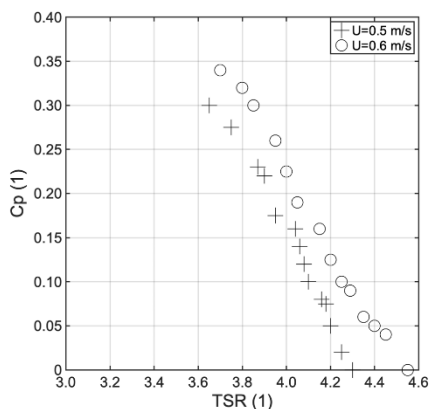


Fig. 12 C_p (1) versus TSR (1) function

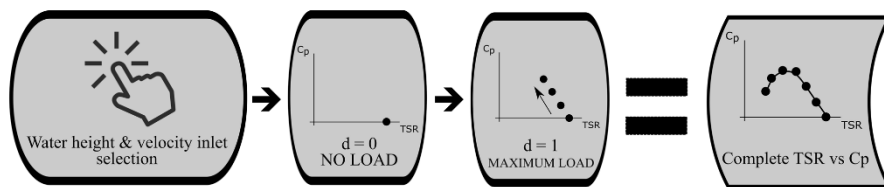


Fig. 10 Power coefficient application scheme

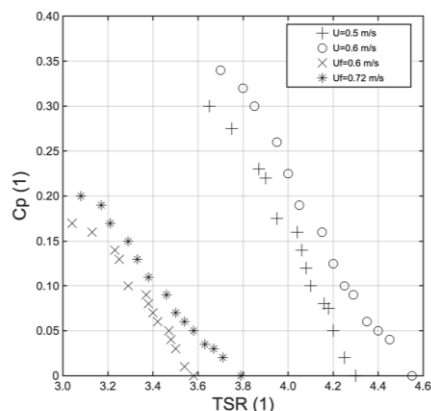


Fig. 13 $C_p(1)$ versus TSR (1) function (comparison with open waters characteristic)

Conclusions

The hydrokinetic water turbines are a sustainable alternative to the traditional hydroelectric power plant. With the aim of developing new investigations, a hydrodynamic water tunnel, built at the Mieres Polytechnic School, and specially designed to test hydrokinetic microturbines, has been outlined and proposed. This framework is made up of low-cost mechanic and electronic devices further bolstered by the latest developments in software. Its construction is the second phase of a three-phase strategy based on making it feasible to investigate in forthcoming hydrokinetic microturbine designs. It is adapted to characterize different vertical-axis microturbine models through experiments, which correspond to different rotors coupled in a microturbine device obtained in the first phase.

There is a series of original developments for this application such as the hydraulic system (channel and re-circulating system and mechanical devices prepared to test different turbine rotors) and the TURTLE control system which includes a supervision software called TURTLE Tool connected to different sensors and actuators, some of which have been designed by our team (TURTLE board and the ultrasonic water height measurement system). The TURTLE Tool also contains a specific software application that offers the user the opportunity to automatically obtain the microturbine function of power coefficient against tip-speed ratio. A model has been characterized as an example. The results conclusively demonstrate the degree to which water velocity can influence the efficiency of the turbine located both in the

channel as well as in open water locations. It also earmarks the differences in the turbine's behavior when depending on the tip speed ratio.

References

Abdeddaïm S, Betka A (2013) Optimal tracking and robust power control of the DFIG wind turbine. *Int J Electr Power Energy Syst* 49:234–242. <https://doi.org/10.1016/j.ijepes.2012.12.014>

Aghsaee P, Markfort CD (2018) Effects of flow depth variations on the wake recovery behind a horizontal-axis hydrokinetic in-stream turbine. *Renew Energy* 125:620–629. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.02.137>

Alvarez Alvarez E, Rico-Secades M, Corominas EL et al (2018) Design and control strategies for a modular hydro kinetic smart grid. *Int J Electr Power Energy Syst* 95:137–145. <https://doi.org/10.1016/j.ijepes.2017.08.019>

Amarante Mesquita AL, Palbeta FC et al (2014) A methodology for the transient behavior of horizontal axis hydrokinetic turbines. *Energy Convers Manag* 87:1261–1268. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.06.018>

Anyi M, Kirke B (2010) Evaluation of small axial flow hydrokinetic turbines for remote communities. *Energy Sustain Dev* 14:110–116. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2010.02.003>

Atlar M (2000) A history of the Emerson cavitation tunnel. In: International conference on propeller cavitation, (NCT'50), pp 3–34

Bahaj AS, Molland AF, Chaplin JR, Batten WMJ (2007) Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank. *Renew Energy* 32:407–426. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2006.01.012>

Behrouzi F, Nakisa M, Maimun A et al (2019) Performance investigation of self-adjusting blades turbine through experimental study. *Energy Convers Manag* 181:178–188. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.11.066>

Benchikh Le Hocine AE, Jay Lacey RW, Poncet S (2019) Multiphase modeling of the free surface flow through a Darrieus horizontal axis shallow-water turbine. *Renew Energy* 143:1890–1901. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.06.010>

Chinchilla M, Arnaltes S, Burgos JC (2006) Control of permanent-magnet generators applied to variable-speed wind-energy systems connected to the grid. *IEEE Trans Energy Convers* 21:130–135. <https://doi.org/10.1109/TEC.2005.853735>

dos Santos IFS, Camacho RGR, Tiago Filho GL et al (2019) Energy potential and economic analysis of hydrokinetic turbines implementation in rivers: an approach using numerical predictions (CFD) and experimental data. *Renew Energy* 143:648–662. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.05.018>

Earth.org Why COVID-19 is creating a surge in demand for renewable energy. <https://earth.org/covid-19-creating-a-surge-in-renewable-energy/>. Accessed 7 Aug 2020

Herath I, Deurer M, Horne D et al (2011) The water footprint of hydroelectricity: a methodological comparison from a case study in New Zealand. *J Clean Prod* 19:1582–1589. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2011.05.007>

Hooper T, Austen M (2013) Tidal barrages in the UK: ecological and social impacts, potential mitigation, and tools to support barrage planning. *Renew Sustain Energy Rev* 23:289–298. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.03.001>

IEA IEA (2017) Key world energy statistics

IEA (2020) Renewable energy market update. OECD

IHA (2019) Hydropower Status Report 2018. Int Hydropower Assoc. <https://doi.org/10.1103/PhysRevLett.111.027403>

11.2. Artículo 2 – “Small cross-flow turbine: design and testing in high blockage conditions”

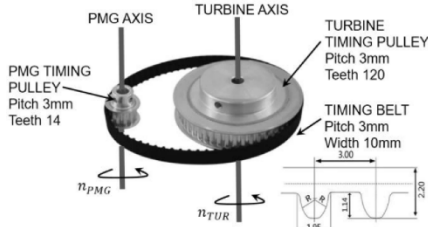


Fig. 3. Timing belt and pulleys.

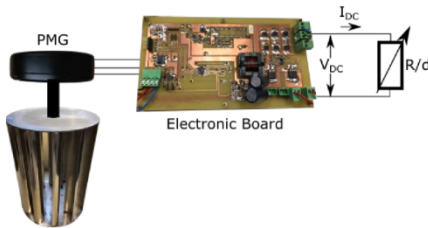


Fig. 4. TURTLE electronic board.

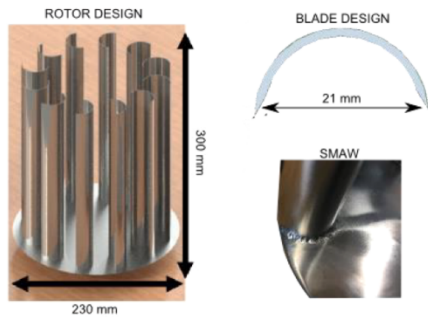


Fig. 5. Dimensions of the rotor designed.

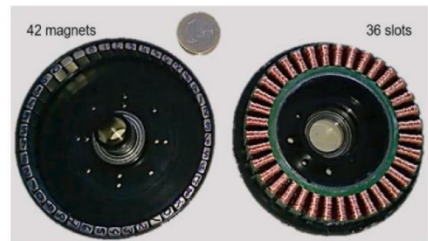


Fig. 6. Photograph of the PMG without the protection metal cage.

Table 1
Electronical characteristics of the PMG.

K_v	12 rpm/V _{avgm}
Inductance/pase	3 mHf
Resistance/pase	7 Ω
Pair of poles	21
Maximum nominal voltage	28 V

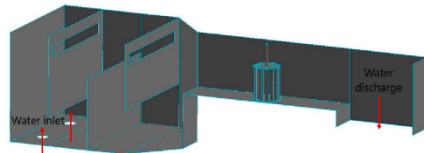


Fig. 7. HWT geometry.

200,000, 500,000, 800,000 and 1,500,000 cells. Using 500,000 cells, a simulation takes 2 days to complete, thus for the 10 simulations needed per flow rate (to obtain the evolution of power versus rotational speed) 20 days are needed; and about 3 months for all tests conducted. With sizes of 800,000 and 1,500,000 cells, the simulation time increases up to 7 days and 10 days respectively with a maximum difference in the power obtained of only 1.2%. Therefore, the model with 500,000 cells in the channel has been selected. Fig. 8 represents a coarser mesh simply to illustrate the characteristics of such a mesh.

Also, with a view to simplifying the model to reduce computational times, grid simplifications have been made: a) blades are represented as surfaces without thickness with a sharp blade inlet, detecting flow separation at the leading edge correctly without the need for a finer mesh around the blade; b) no finer meshes have been included to achieve a more accurate description of the near wall boundary layers. These are significantly reduced due to the increment of the velocity near the turbine consequence of the flow blockage.

The Volume Of Fluid (VOF) model [29] has been selected to study the dynamic of the biphasic water–air flow interface, which includes a free-surface-tracking technique applied to a fixed mesh (Eulerian method). The model solves for every cell of the entire domain the following governing equations using the Unsteady Reynolds-Average-Navier-Stokes (URANS) approach:

Volume fraction equations,

$$\frac{\partial(\alpha_{avr})}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_{avr} \cdot \vec{v}) = 0 \quad (7)$$

$$\alpha_{water} + \alpha_{air} = 1 \quad (8)$$

Navier-Stokes momentum equation,

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \rho \cdot \nabla \cdot (\vec{v} \cdot \vec{v}) = -\nabla p + \rho \cdot \vec{g} + \mu \cdot \nabla^2 \vec{v} \quad (9)$$

Where α_{water} , α_{air} , are the volume fractions of water and air respectively, \vec{v} is the velocity shared by the phases, ρ is the volume-fraction-averaged density, μ is the volume fraction-averaged viscosity, p is the pressure, \vec{g} is the gravitational acceleration.

The solution to the equations involves procuring the velocity values, the pressure in each cell as well as the position of the free surface.

The boundary conditions applied were mass-flow in the water inlets and pressure outlet in the water discharge and top of the model (tank and channel) set at normal atmospheric pressure (101,325 Pa). The model has an interface between the rotating mesh and the channel. The surfaces of the tank, the channel and the turbine blades were defined as walls with no-slip condition.

The model presupposes water and air with constant densities and

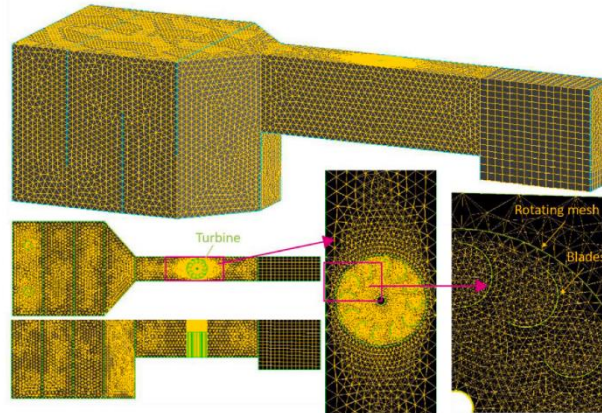


Fig. 8. Numerical model mesh.

viscosities: air density and viscosity of 1.225 kg/m^3 and $1.789 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m s}$ respectively, water density and viscosity of 1025 kg/m^3 and $1.003 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m s}$ respectively. The solver was set to pressure-based and implicit, with an absolute formulation for the velocity field. Second-order schemes were used for discretization of the spatial and temporal derivatives in the equations. For resolving velocity–pressure coupling the Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations (SIMPLE) algorithm was selected. The turbulence was simulated using the Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$ turbulence model, a combination of a $k-\omega$ model (in the inner boundary layer) and $k-\epsilon$ model (in the outer region of and outside of the boundary layer) which is appropriate for complex flows [30]. This turbulence model provides accurate predictions of the flow separation under adverse pressure gradients [25].

ANSYS FLUENT V18.0 was the code used to perform the different simulations of the numerical model.

4. Methodology

The methodology of this study includes a series of experimental turbine tests in the HWT channel each with a different flow rate value and therefore water velocities. These tests set out to obtain the power production characteristics of the turbine and are complemented by a numerical study using the validated CFD model which helps us obtain

information about the evolution of water flow variables.

The flow rates selected were $230 \text{ m}^3/\text{h}$ (Q_1), $255 \text{ m}^3/\text{h}$ (Q_2) and $306 \text{ m}^3/\text{h}$ (Q_3), which correspond to different operating conditions of the turbine within the channel: Q_1 the minimum flow rate in which the turbine can produce energy, Q_3 the maximum flow rate which can be tested and Q_2 an intermediate value.

Fig. 9 shows the blockage produced by the cross-section of the turbine rotor in the channel's water stream. For the flow rates selected, the upstream water level varies within a range of 0.4 to 0.5 m which corresponds to blockage ratios of 0.58 to 0.45 respectively.

For each experimental test (with a fixed flow rate), a specially designed function implemented in the TURILE Tool allows us to automatically obtain the turbine hydrokinetic coefficient of performance C_p versus TSR characteristic of the turbine. The test starts ($t = t_0$) with the turbine in no load condition, where it rotates at the maximum speed, obtaining TSR_{NL} where $C_p = 0$, and then the duty is progressively increased up to when the maximum load condition is reached ($t = t_{MAXL}$) where $C_p = 0$. In this situation the turbine stops, obtaining TSR_{MAXL} (Fig. 10). During the test the conditions of Maximum Power Point (MPP) (TSR_{MPP} , C_{pMPP}) are obtained. All measurements made during the tests as well as calculations of the turbine performance are stored in a database.

The numerical study consists of a set of simulations, each one with a

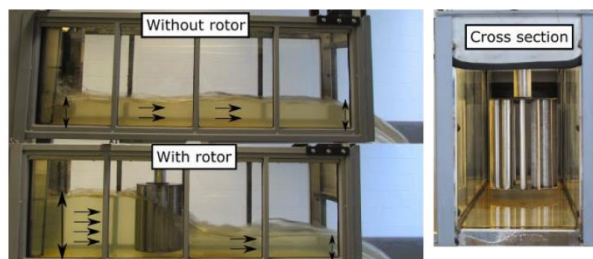


Fig. 9. Blockage of the turbine rotor.

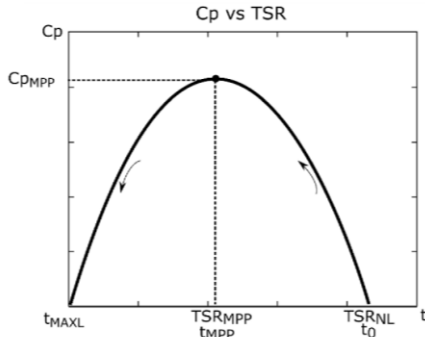


Fig. 10. Sequential test procedure.

fixed mass flow rate boundary condition (corresponding to a fixed flow rate) and different rotation velocities, from no load to maximum load condition, with a methodology that comprises three consecutive stages for each simulation. These stages are: fill the channel (initially empty) with water until the clear-surface is stabilized; apply frame motion condition to the defined rotating mesh, which means that the volume does not rotate, but does introduce the inertial terms of centrifugal forces and acceleration of Coriolis in the flow equations [31] (resulting in an optimum way to initialize variables for the last step) and finally apply mesh motion condition to the rotating mesh. The first two stages are stationary processes and convergence was assured with 1000 iterations in both, while the last phase (mesh motion) is a non-stationary process and the convergence was detected by a stabilization of the torque in 10 rotor complete revolutions. In this case, the time step value was set to the corresponding time of a rotation of 3°, thus different depending on the rotational speed.

5. Results and discussion

5.1. Free-surface position and hydrokinetic coefficient of performance

Both free-surface position and hydrokinetic coefficient of performance results obtained with both methods for the different cases evaluated, were quite similar indicating the accurate adjustment of the numerical CFD model (Fig. 11).

The values of C_p and TSR are calculated in the experimental tests by

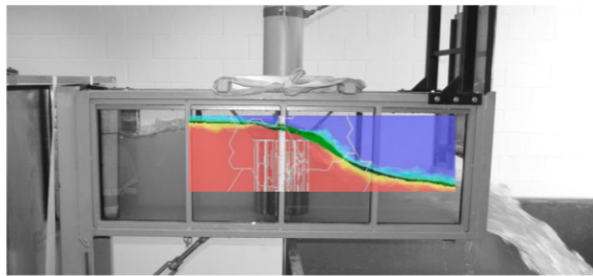


Fig. 11. Position of the free-surface experimental vs numerical results.

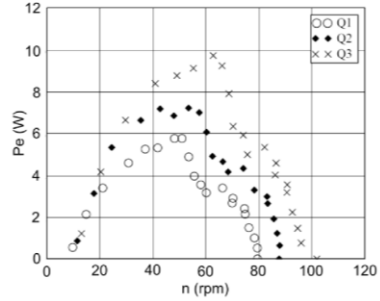


Fig. 12. Electrical power versus rotational speed (experimental results).

the TURTLE Tool using measured variables while in the case of the CFD model those values are determined by the variables obtained in the simulations. Therefore, for the calculation of C_p with the CFD model, the power taken into account is the turbine hydraulic power, obtained by multiplying the mean value of the hydraulic torque with the rotational speed. However, in the experimental tests the power used corresponds to the mean of the electrical power generated. Slight differences will be apparent due to electrical and mechanical efficiencies.

Fig. 12 represents electrical power values plotted against rotational speeds obtained in the experimental results. It shows that for a constant rotational speed the electrical power increases along with the flow rate. Additionally, the rotational speed at the point of maximum power, also increases as the flow rate does.

Figs. 13 and 14 illustrate the C_p vs TSR characteristic curves obtained for both experimental and numerical results. The turbine upstream velocity used as a reference was for both experimental and numerical simulations within the range of 0.5 and 0.6 m/s corresponding to the flow rates tested. The differences in the results are logical since the CFD numerical model C_p results do not include mechanical losses, PMG performance, measurements errors and the inaccuracies of the turbulence model. It can also be appreciated how those differences are higher for values of TSR lower than TSR_{MPP} . That indicates a poorer numerical model adjustment during that TSR interval, mainly because of the difficulties that the turbulence model has in detecting the blade separation points for high torque conditions. These results could be improved multiplying the model number of cells by 10 or 20 but the corresponding increase in computational time makes the study practically unfeasible. Nevertheless, an exact definition of this segment is not particularly relevant as it is not used in the control

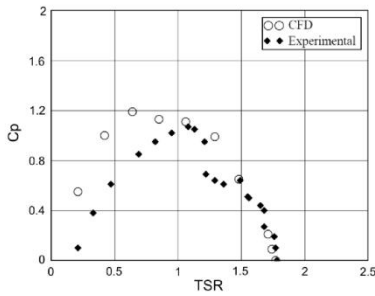


Fig. 13. Hydrokinetic coefficient of performance versus TSR with Q_1 .

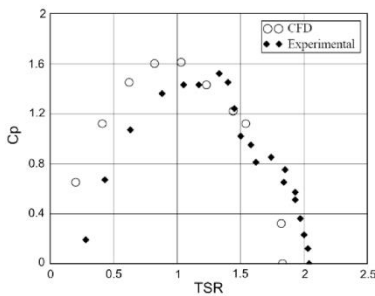


Fig. 14. Hydrokinetic coefficient of performance versus TSR with Q_3 .

strategies which continuously obtain the maximum power point (maximum power point tracking, MPPT) regardless of the water current velocity. Work in that area leads to unstable turbine power control. The segment selected to perform a stable and satisfactory turbine power control (MMPT) is the $TSR > TSR_{MPP}$ zone [32], and its correct characterization allows us to test different control strategies in variable

flow conditions using simulation benches before their real implementation. This will be done by the authors in future works.

The experimental results also indicate higher values of C_{PMFP} and TSR_{PMFP} when the flow rate increases.

6. Pressure and relative velocity fields

Figures from 15 to 17 correspond to two-dimensional (2D) views of the water pressure and relative velocity fields for Q_3 at different TSR values by using a horizontal plane, situated approximately at the mid distance between the downstream water level and the channel bottom. The 2D views, are representative of those fields for the different flow rates tested, during a complete revolution of the turbine: take into account that the small angular separation between blades ($30^\circ = 360^\circ/12$) implies a minimal variation of the pressure and velocity fields during the 360° . The study of pressure and relative velocity fields provide qualitative information about the forces acting on the blades.

The study of the pressure fields allows to determine the different forces over the blades. In this cross-flow turbine design, blades are not operating as the aerodynamic ones of axial hydraulic machines with drag and lift forces (associated to typical pressure field distributions) situated in the same or transversal direction of the blade velocity inlet. In this case, the low-pressure zones are consequence of a flow acceleration (as in the hydrodynamic blades), but also because of the huge flow separation, and with even lower pressure values. Additionally, there is not a clearly defined blade velocity inlet to refer forces direction to.

To avoid confusions with the hydrodynamic analysis, the study of the forces has been performed on the faces of the blades, defining three types of them,

- Drag forces (F_D), in the low-pressure zones that appear in the weak areas.
- Thrust forces (F_T), in the high-pressure zones due to the flow stagnation.
- Lift forces (F_L), in the low-pressure zones consequence of the velocity increase in parallel to the blade's surface.

The sense of rotation is anticlockwise, and the blades have been numbered clockwise.

Fig. 15 shows pressure and relative velocity fields for $TSR = 1.81$ which is representative of high speed and low torque scenario.

It is clear how the relative flow is deflected to the left. In most of the

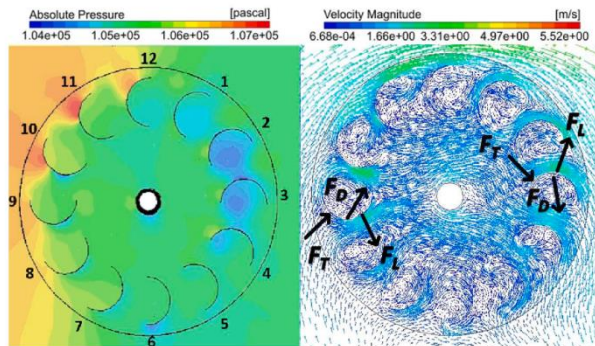


Fig. 15. Pressure and relative velocity fields with Q_3 and $TSR = 1.81$.

blades, the forces location and its contribution to how movement is generated is quite similar, i.e. see blades 3 and 9. Mainly F_D forces appear in the concave faces (where the flow separates causing the wakes) and clash with the direction of rotation, while in the convex faces F_L and F_T forces are present, being favourable and non-favourable respectively to the sense of rotation. The reductions in pressure of the turbine from upstream to downstream reflect the existing differences in the water level.

As it can be seen in pressure distributions around the blades (3 and 9) in the Fig. 16, the concave faces of both blades analysed correspond to huge separation zones and with a pressure value under the exterior value. However, the pressure drops in blade 3 is much more pronounced than in blade 9. In the convex faces of both blades there are thrust and lift forces related with high and low pressures along the face blade, and directions heavily influenced by the blades shape.

Fig. 17 illustrates the pressure and velocity fields for $TSR = 0.40$, which represents a low rotational speed and high torque scenario. This outline reveals some differences between those of low torque and high speed. In this case, the relative flow is distributed homogeneously and is deflected not only to the left but also to the right side. Additionally, in the concave faces of the blades situated to the right, the appearance of F_T forces (see blades 5 and 8) as well as F_D forces in the convex faces are evident. Both cases favour the rotation direction. In most of the blades, F_L forces are in the convex faces, which also favour the rotation movement as in the low torque scenario.

Fig. 18 corresponds to the scenario of $TSR = 1.02$ where intermediate effects can be detected.

7. Absolute velocity field

The absolute velocity field with Q_3 and $TSR = 0.4$ is shown in Fig. 19, which according to the results obtained, is representative for the different flow rates and rotational speeds. It can be noticed how the turbine blockage creates zones of acceleration in the spaces between turbine and channel walls, which influences positively in the turbine power extraction. Also, it is observed how the water flow enters the turbine mainly from the right side, with the same direction as the tangential velocity, cross the turbine to left side and leaves the turbine turning right again (with accelerations in the convex part of the blades).

Fig. 20 shows a three-dimensional (3D) view of the absolute velocity field in the channel. It reveals the highly 3D dimensional characteristic of the flow through the turbine, where the highest percentage of energy is obtained in the zone of the rotor located under the downstream water level.

8. Conclusions

The research puts forward a simplified design of a small cross-flow hydrokinetic turbine built using low cost commercial elements (rotation

axis, 12 semicircular blades rotor, PMG, two pulleys and timing belt) that allows energy to be retrieved from very low velocity water currents (around 0.5 m/s). This achievement is possible thanks to imposing them an important blockage (50%). The design with all the elements attached to the vertical axis can therefore be used in confined flows by grouping several units transverse to the flow thus increasing the global energy recovery.

The turbine has been experimentally characterized in the HWT of the Polytechnic School of Mieres (University of Oviedo) using a specific monitoring-control system for hydrokinetic turbines called TURTLE. The experimental methodology consisted in the execution of set of tests, each for a fixed flow rate, and running an special software function (TURTLE Tool) that automatically changes the turbine load from no load condition (maximum rotational speed and minimum torque) to maximum load condition (minimum speed and maximum torque) thereby obtaining the necessary measurements and calculations which are stored in a database. For this specific turbine the evolution of the variables P_e and C_p with rotational speed and TSR were obtained. This shows how those variable values increase as the flow rate does, provoking the same incremental effect with the rotational speed where maximum values occur (MPP).

An adjusted CFD numerical model has been developed and adjusted to simulate the same conditions of the experimental tests in order to obtain information that complements the experimental results (velocity and pressure fields) in the turbine area of influence.

The results of free-surface position and C_p characteristics, compared with the experimental ones, indicate an acceptable model adjustment. The analysis of the pressure and relative velocity fields show the existence of differences in the forces (drag, thrust and lift forces) acting on the faces of the blades regarding their location (convex or concave faces) and direction - (favourable or non-favourable to the rotation sense), both of which depend on the turbine load. That leads to identify two quite different scenarios: low rotational speed and high torque scenario; and high rotational speed and low torque scenario. The absolute velocity analysis indicates the existence of a flow path within the turbine crossing it from side to side; the great acceleration existing between the turbine and the walls of the channel; and the location of the preferential energy extraction zone due to the three-dimensional characteristic of the flow.

Regarding any future work, the authors are focusing their studies on three lines of research, using the same turbine model: a) increase the accuracy of the CFD model and analyse the results obtained b) evaluate the influence on the performance of the turbine when varying its number of rotor blades (3, 5, and 9) and the upstream flow conditions (using a shelf-designed nozzle or an obstacle placed at the bottom of the channel); c) define and test different turbine power control strategies.

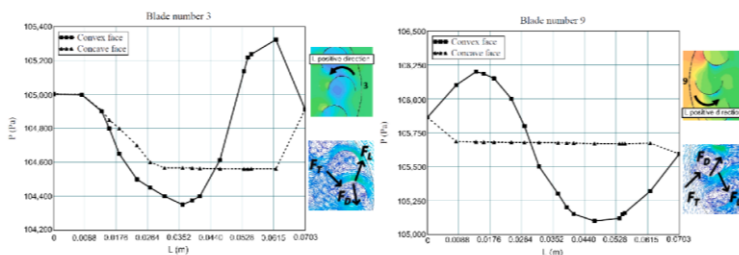


Fig. 16. Pressure distribution around blades 3 and 9 (L measured from the exterior to the interior of the turbine) with Q_3 and $TSR = 1.81$.

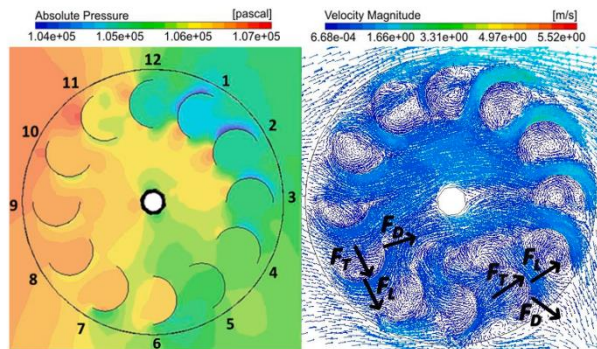


Fig. 17. Pressure and relative velocity fields with Q_3 and $TSR = 0.4$.

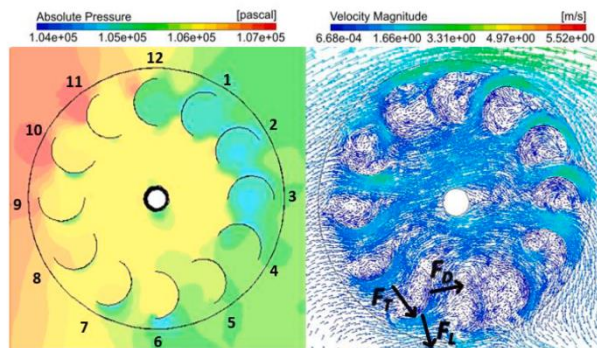


Fig. 18. Pressure and relative velocity fields with Q_4 and $TSR = 1.02$.

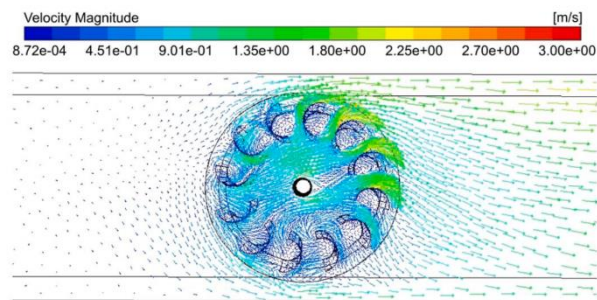


Fig. 19. Absolute velocity field with Q_2 and $TSR = 0.4$.

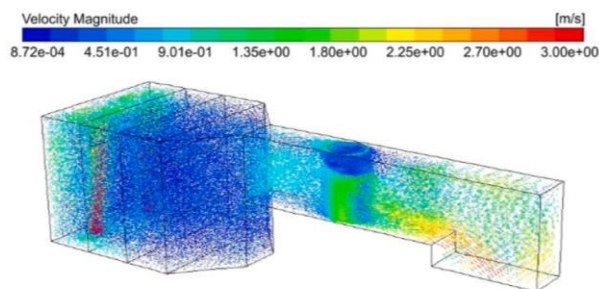


Fig. 20. Absolute velocity field with Q_3 and $TSR = 0.4$ (3D view).

CRediT authorship contribution statement

Rodolfo Espina-Valdés: Investigation, Methodology, Validation, Formal analysis. Aitor Fernández-Jiménez: Investigation, Methodology, Validation, Formal analysis. Joaquín Fernández Francos: Methodology, Software, Resources. Eduardo Blanco Margorta: Methodology, Writing - original draft, Writing - review & editing, Formal analysis. Eduardo Álvarez-Álvarez: Writing - original draft, Writing - review & editing, Formal analysis, Supervision.

Declaration of Competing Interest

The authors declare that they have no known competing financial interests or personal relationships that could have appeared to influence the work reported in this paper.

References

[1] Lago LJ, Ponta FL, Chen L. Advances and trends in hydrokinetic turbine systems. *Energy Sustain Dev* 2010;14:287–96. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2010.09.004>.
 [2] Li Y, Lence BJ, Galisai SM. An integrated model for estimating energy cost of a tidal current turbine farm. *Energy Convers Manag* 2011;52:1677–87. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.10.031>.
 [3] Khan MJ, Bhayan G, Iqbal MT, Quatco JE. Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: a technology status review. *Appl Energy* 2009;86:1823–35. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.02.017>.
 [4] Kirke B. Hydrokinetic and ultra-low head turbines in rivers: a reality check. *Energy Sustain Dev* 2019;52:1–10. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2019.06.002>.
 [5] Johnson JB, Priede DJ. River, tidal and ocean current hydrokinetic energy technologies: Status and future opportunities in Alaska. *Alaska Cent Energy Power*, 2010.
 [6] Frost CH, Evans PS, Harrold MJ, Mason-Jones A, O'Doherty T, O'Doherty DM. The impact of axial flow misalignment on a tidal turbine. *Renew Energy* 2017;113:1333–44. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.07.006>.
 [7] The European Marine Energy Centre Ltd n.d. http://www.emec.org.uk/wave-energy_devices.asp (accessed January 4, 2017).
 [8] Magagna D, Uihlein A. Ocean energy development in Europe: Current status and future perspectives. *Int J Mar Energy* 2015;11. <https://doi.org/10.1016/j.ijome.2015.05.001>.
 [9] Barbarelli S, Amelio M, Castiglione T, Florio G, Scomaniuchi NM, Cutrupi A, et al. Analysis of the equilibrium conditions of a double rotor turbine prototype designed for the exploitation of the tidal currents. *Energy Convers Manag* 2014;87:1124–33. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.03.046>.
 [10] Amaranite Mesquita AL, Amaranite Mesquita AL, Palheta FC, Pinheiro Vaz JR, Girão De Moraes MV, Gonçalves CA. methodology for the transient behavior of horizontal axis hydrokinetic turbines. *Energy Convers Manag* 2014. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.06.018>.
 [11] Moreno Vázquez FA, De Oliveira TF, Brasil Junior ACP. On the electromechanical behavior of hydrokinetic turbines. *Energy Convers Manag* 2016. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.02.039>.
 [12] Saini G, Saini RP. A review on technology, configurations, and performance of

cross-flow hydrokinetic turbines. *Int J Energy Res* 2019;43:6639–79. <https://doi.org/10.1002/er.4625>.
 [13] Mosbahi M, Ayadi A, Chouaibi Y, Driss Z, Tucciarelli T. Performance improvement of a novel combined water turbine. *Energy Convers Manag* 2020;205:112472. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112472>.
 [14] Behrouzi F, Nakisa M, Matman A, Ahmed YM, Salem Souf-Aljen A. Performance evaluation of self-adjusting blades turbine through experimental study. *Energy Convers Manag* 2019;181:178–88. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.11.066>.
 [15] New Energy Corporation. Power Generation Units n.d. <https://www.new-energycorp.ca/power-generation-units.html> (accessed November 29, 2019).
 [16] Mavi Innovations n.d. <https://mavi-innovations.ca/#portfolio-4> (accessed November 29, 2019).
 [17] Instream n.d. <https://www.instreamenergy.com/> (accessed November 29, 2019).
 [18] Kolekar N, Banerjee A. Performance characterization and placement of a marine hydrokinetic turbine in a tidal channel under boundary proximity and blockage effects. *Appl Energy* 2015. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.03.052>.
 [19] Kinsey T, Dumas G. Impact of channel blockage on the performance of axial and cross-flow hydrokinetic turbines. *Renew Energy* 2017. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.11.021>.
 [20] Bahaj AS, Mollard AF, Chaplin JR, Batten WMJ. Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank. *Renew Energy* 2007;32:407–26. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2006.01.012>.
 [21] Whelan JJ, Graham JMR, Peiró J. A free-surface and blockage correction for tidal turbines. *J Fluid Mech* 2009;624:281–91. <https://doi.org/10.1017/S0022311009005916>.
 [22] Lartiga C, Crawford C. Actuator disk modeling in support of tidal turbine rotor testing. *3rd Int Conf Ocean Energy* 2010;1–4.
 [23] Patel V, Ekho TI, Prabhu SV. Velocity and performance correction methodology for hydrokinetic turbines experimented with different geometry of the channel. *Renew Energy* 2019;131:1300–17. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.08.027>.
 [24] Consul CA, Wilken RHJ, McIntosh SC. Blockage effects on the hydrodynamic performance of a marine cross-flow turbine. *Philos Trans R Soc A Math Phys Eng Sci* 2013. <https://doi.org/10.1098/rsta.2012.0299>.
 [25] Gorke JMR, Chateilier L, Pons F, Ba M. Flow and performance analysis of H-Darrieus hydroturbine in a confined flow: A computational and experimental study. *J Fluids Struct* 2016. <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2016.08.003>.
 [26] Kolekar N, Vinod A, Banerjee A. On blockage effects for a tidal turbine in free surface proximity. *Energies* 2019;12. <https://doi.org/10.3390/en12173325>.
 [27] Schintz J, Wilken RHJ. The effect of blockage on tidal turbine rotor design and performance. *Renew Energy* 2015;81:432–41. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.02.050>.
 [28] Vennell R. Exceeding the Betz limit with tidal turbines. *Renew Energy* 2013;55. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.12.016>.
 [29] Hyman JM. Numerical Methods For Tracking Interfaces*James M HYMAN. *Interface* 1984;12:396–407.
 [30] Bardina JE, Huang PG, Coakley TJ. Turbulence Modeling Validation, Testing, and Development. *Nasa Tech Memo* 1997;8–20. <https://doi.org/10.2514/6.1997-2121>.
 [31] Lanzaflame R, Mauro S, Messina M. Wind turbine: CFD modeling using a correlation-based transitional model. *Renew Energy* 2013;52:31–9. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.10.007>.
 [32] Alvarez Alvarez E, Rico-Secades M, Corominas EL, Huerta-Medina N, Soler Guitart J. Design and control strategies for a modular hydrokinetic smart grid. *Int J Electr Power Energy Syst* 2018;95:137–45. <https://doi.org/10.1016/j.ijepes.2017.08.019>.

**11.3. Artículo 3 – “Evaluation of a vertical axis
hydrokinetic turbine for water channels”**

Evaluation of a vertical axis hydrokinetic turbine for water channels



Evaluación de una turbina hidrocinética de eje vertical para su uso en canales



Aitor Fernández-Jiménez¹, Eduardo-Blanco-Marigorta¹, Ahmed Gharib Yosry², Víctor-Manuel Fernández-Pacheco¹ y Eduardo Álvarez-Álvarez¹

¹Universidad de Oviedo. GFD. Departamento de Energía. Grupo de Ingeniería Fluida Dinámica. Área de Ingeniería Hidráulica. Calle Wilfredo Ricart, s/n – 33203 Gijón (España).

² Universidad de Puerto Saïd. Dpto. Energía Mecánica. – 45526 Puerto Saïd (Egipto).

DOI: <https://doi.org/10.6036/9635> Received: 30/07/2020 • Reviewing: 10/08/2020 • Accepted: 10/11/2020

To cite this article: To cite this article: FERNÁNDEZ-JIMÉNEZ, Aitor; BLANCO-MARIGORTA, Eduardo; GHARIB-YOSRY, Ahmed; FERNÁNDEZ-PACHECO, Víctor-Manuel; ALVAREZ-ÁLVAREZ, Eduardo. EVALUATION OF A VERTICAL AXIS HYDROKINETIC TURBINE FOR WATER CHANNELS. DYMA. March 2021, vol. 96, no. 2, 6 pp. DOI: <https://doi.org/10.6036/9635>

RESUMEN

- El creciente interés por las energías hipocarbónicas ha sido fundamental para el desarrollo de nuevos sistemas de generación eléctrica a partir de fuentes renovables. En este contexto, las turbinas hidrocinéticas en canales son una excelente alternativa para poder suplir demandas en puntos aislados de la red. Estos sistemas, que aprovechan la energía de la corriente de agua, pueden ser instalados en canales hidráulicos, ríos o estuarios. El presente artículo realiza una caracterización experimental de una turbina hidrocinética en un túnel hidrodinámico en condiciones de baja velocidad de corriente, estimándose a su vez su comportamiento en el caso de un flujo sin restricciones. Los resultados muestran la gran importancia en la obtención de potencia del bloqueo de la corriente producida por la turbina
- Palabras Clave: turbinas hidrocinéticas, bloqueo, canales hidráulicos, baja velocidad.

ABSTRACT

The growing interest on low-carbon energy systems has been essential to develop new electricity devices based on renewable resources. In this context, channel turbines are an excellent alternative to supply demands that are isolated from power mains. These devices, which harness the kinetic term of the water current, can be installed in hydraulic channels, rivers, or estuaries.

This article carries out an experimental characterization of a hydrokinetic turbine in a hydrodynamic water tunnel under low velocity conditions, so its behavior under open field conditions can be obtained. The results show the relevance of the blockage effect made by the turbine during the power stage. Key words: hydrokinetic turbines, blockage, water channels, low velocity

1. INTRODUCTION

1.1. ENERGIES FROM LOW-CARBON SOURCES. A BIG CHALLENGE

Faced with the prospect of global energy demand growth, especially in developing countries, the need arises to seek new alternatives to electricity production [1]. So far, only 21% of the world's energy is from renewable sources [2], but electricity from low-carbon technologies is expected to account for 40% of the world's total power generation park [3] by 2050. The growing interest in the development of green technologies has increased studies and developments focused on harnessing new sources for electricity generation without the use of fossil fuels. In addition, the tightening of environmental restrictions related to electricity generation has driven the research of new power generation systems.

Today, the most widely used renewable energy in the world is hydropower, representing 62% of all green electricity. However, it is expected that by 2050 this energy will only make up 28% of the renewable generation park [4]. This reduction meets economic and environmental criteria, as the construction of new reservoirs involves strong investments and significant impacts on ecosystems. That is why other technologies, such as solar or wind energy, will gain weight in all renewable energies as they require lower investments, maintenance and environmental impact.

If the projections made were met, the renewable energy sector could significantly increase its weight on Spain's Gross Domestic Product (GDP), a sector that currently generates about 18 billion euros per year. In addition, the development and implementation of these technologies could create more than 150,000 jobs (direct and indirect) and contribute to the reduction of CO2 emissions, meeting the objectives of the 2015 Paris Agreement [5]-[6]. It certainly seems that this sector will be key to continuing to fight the harmful effects of climate change.

1.2. HYDROKINETIC TURBINES IN CHANNELS. BET OF THE FUTURE

In this context there are other alternative low-carbon sources that, because of their enormous potential, could play a significant factor

in the world's energy generation park. This is the case of energies from both marine and terrestrial water streams. For example, the European Ocean Energy Association (EOEA) estimates that, globally, up to 120,000 TWh could be generated from marine energies, being current energy the most important one [7].

To this marine potential should be added the water currents existing in terrestrial areas such as river, channels or water conductions (pipes), which could be used energetically.

For example, the National Renewable Energy Plan for 2011-2020 (PNR 2011-2020) has opted for the use of small low-power plants (< 1MW) in supply and sewer networks. In this way, it seeks to compatibilized the usual use of the installation with the generation of electricity, with a national potential of 840 MWh estimated in 2010 [8].

The most sustainable possibility of using water flowing currents under free sheet conditions, not requiring additional infrastructures to be built, are turbines that are designed to harness the kinetic term of the water current (speed) called hydrokinetic turbines [9]. The power obtained in these turbines will depend directly on the area swept by their blades, the speed of the water current, its density and the conversion efficiency of the equipment.

The U.S. Department of Energy defines a hydrokinetic turbine as a low-pressure turbine that harnesses the flowing current of a channel with low potential energy and a difference between upstream and downstream water heights less than 0.2 meters [10]. Finding current speeds high enough for be used is the main difficulty of these turbines, as they generally require speed values greater than 1.5 m/s [11]. On numerous occasions auxiliary mechanical or electrical elements, such as flow accelerators, must be installed in order to increase that speed so that the turbogenerator system can be installed [12].

Hydrokinetic turbines can be classified into two large types by comparing flow directions and axis of rotation: axial turbines (parallel flow and shaft) or cross-axis turbines (perpendicular flow and axis) (Figure 1).

Axial turbines have a design similar to horizontal axis wind turbines, available fully submerged, and being more efficient in energy conversion than cross-flow turbines. However, they require a complicated mechanical system for coupling the rotor with the generator, including both (system and generator) in a watertight capsule when submerged, which increases the cost these equipment and makes maintenance difficult [13].

Cross-flow turbines are based on rotor designs already known in the wind industry as vertical shaft turbines, for example, type: Savonius, Darrieus or Gorlov. In water, these turbines can be available with their shaft upright or horizontally. Although not as efficient as axial turbines, the simplicity of the mechanical rotor-generator coupling system reduces the cost of construction. In addition, vertical axis turbines located on farms allow greater use of the cross-sectional area of the current, being able to obtain power from currents with very low speed [14], and even a lower condition on the envi-

ronment since their dimensions rarely exceed 2 meters in diameter [15].

Cross-flow turbines can be divided into two large typologies depending on the type of forces predominant in their blades for torque generation: drag or lift turbines [16]. On the one hand, drag turbines have as their main advantage their easy start-up rotation, while, on the other hand, lift turbines achieve higher yields. Examples of commercial designs include the Savonius rotor and Banki-Mitchell as drag turbines and the Darrieus and Gorlov rotor as lift turbines.

Another key aspect of lift turbines is the blade design, as aspects such as its geometry, solidity or angle of attack are key to the rotor's final performance [17].

On the one hand, there are numerous blade geometries that have been studied continuously both experimentally and numerically so that their aerodynamic behavior is known in the face of the incidence flow, such as the NACA (National Advisory Committee for Aeronautics, NACA) series [18]. On the other hand, the concept of solidity in turbines is a key factor in turbine performance [19]. Finally, studying the behavior of the blade angle variation as the turbine rotates is crucial for practicing geometry improvements and adjusting the position of the blades to the incidence of fluid [20].

This article shows the analysis and study of the performance of a Darrieus-type vertical axis cross-flow turbine in hydraulic channels, under blockage conditions and under low current speed conditions (< 1 m/s), which is very common in currents (channels, rivers). This type of turbines makes it significantly easier to extract energy from the hydrokinetic term of the water currents. The study has been carried out in a hydrodynamic tunnel installed in the laboratory of the Hydraulic Engineering Area of the Polytechnic School of Mieres (EPM, University of Oviedo).

2. THEORETICAL BASES

The tests have been carried out reproducing the flow conditions established in the one-dimensional model used in the demonstration of the actuator disc theory in a channel, proposed by the authors Houlsby, Draper and Oldfield [21] and representing the characteristics of the flow in the environment of a hydrokinetic turbine located in an area of a channel in which the flow was uniform and sub-critical prior to the installation of the equipment. This model considers (Figure 2):

- Disc submerged in water and blocked flow due to its presence.
- Two areas of uniform flow upstream and downstream of the turbine, as well as a flow mixing area once it has passed through the disc (located before the downstream).
- Subcritical flow and constant speed in the two uniform flow zones.
- The tests and characteristics of the testing channel allows to work in conditions very close to those indicated in the actuator disc theory:
- The different flow zones are obtained due to the performance on a gate located in the discharge of the channel.
- The low slope and its low roughness (built in glass) allow to assume a constant speed profile equal to the average speed in the sections of uniform flow upstream and downstream of the turbine.

The turbine characterization is performed from the ratio that relates the speed at the tip of the blade and the upstream flow speed ("Tip Speed Ratio"), the power coefficient and the mean and hydraulic mechanical powers of the current.

The following are the expressions for calculation.

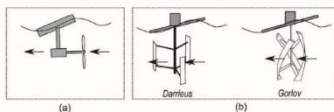


Fig. 1: Types of hydrokinetic turbine rotors (a) Axial and (b) Cross flow

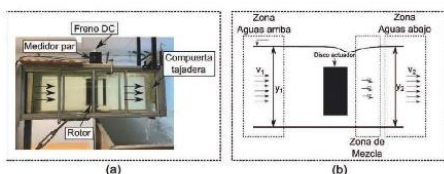


Fig. 2. Condition scheme for testing (a) hydrodynamic channel (b) actuator disc

$$TSR = \frac{\omega \cdot R}{v} \quad (1)$$

$$C_p = \frac{P_m}{P_t} \quad (2)$$

$$P_t = \frac{1}{2} \rho A_t v^3 \quad (3)$$

$$P_m = \omega \cdot T \quad (4)$$

Where TSR is the speed ratio at the tip of the blade to the upstream (dimensionless) flow velocity, ω is the rotational speed of the rotor (rad/s), R is the radius of the turbine (m), v is the average current speed in the uniform upstream flow zone of the turbine (m/s), C_p is the power coefficient (dimensionless), P_m is the average mechanical power in a complete turbine turn (360°) (W), P_t is the hydraulic power of the current (W), ρ is fluid density (kg/m³), A_t is the area swept by blades (m²) and T is the torque at the axis (Nm). Note that the power in a cycle varies depending on the position of the turbine blades [22].

The dimensional parameters taken into account in the tests carried out are: current blockage, Reynolds number, Froude number, submerge coefficient and solidity; whose expressions are as follows:

and the user's clothing can cover the electronic module. The approximate cost of this laboratory prototype is only 200 €.

This device is the third version of wearable electronic tactile-foot interfaces that our team has implemented. This last version incorporates the technological improvements of the two previous developments [23, 24].

$$B = \frac{A_t}{A_c} = \frac{2R \cdot h}{b \cdot y} \quad (5)$$

$$Re = \frac{v \cdot c}{\mu} \quad (6)$$

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{g y}} \quad (7)$$

$$C_h = \frac{y}{h} \quad (8)$$

$$\sigma = \frac{N \cdot c}{2\pi R} \quad (9)$$

Where B is the blockage coefficient (dimensionless), A_c is the full cross-section of the channel (m²), h is the rotor height (m), b is the width of the channel (m), y is the height of the water sheet in the uniform upstream flow zone (m), Re is Reynolds' number (dimensionless), c is the blade chord (m), μ is the kinematic viscosity of water (m²/s), Fr is Froude's number (dimensionless), g is the acceleration of gravity (m/s²), C_h is the coefficient of submergence (dimensionless), σ is solidity (dimensionless) and N is the number of blades in the turbine.

Once the tests have been carried out, the results obtained to estimate the operating characteristics of the turbine under open field conditions (without blockage) have been taken into account. Open field conditions are representative of large estuaries, where the flow is not restricted by the existence of walls or banks. However, under blockage conditions the fluid is constrained, so accelerations will appear around the turbine by forcing the flow to pass through the rotor [23]. This case is significant in low-width rivers and hydraulic channels.

For the aforementioned characterization under open-field conditions, C_{pF} depending on TSR under that behavior can be obtained by using the following expressions:

$$C_{pF} = C_p \left(\frac{v}{U}\right)^3 \quad (10)$$

$$TSR_F = TSR \left(\frac{v}{U}\right) \quad (11)$$

$$\frac{v}{U} = 1 - B \quad (12)$$

Where C_{pF} is the power coefficient in open field (dimensionless), TSR_F is the speed ratio at the tip of the blade with the open-field's speed (dimensionless) and U is the open field velocity corresponding to operating conditions similar to those obtained with the blocked speed and for each value of the speed tested in the channel (m/s).

There are various relationships to estimate the equivalent speed in open field and blocked field conditions, using in this study the formulation proposed by Werle [24] (12) (one of the most used).

3. MATERIALS AND METHODS

3.1. TURBINE DESCRIPTION

The turbine studied has a rotor height and radius of $h=0,3$ m and $R=0,15$ m respectively, with $N=3$ blades (spaced 120 degrees) with a standard profile NACA 0015 and $c=0,1$ m chord, so its solidity is $=0,318$.

The selection of this profile meets simplification criteria of design and manufacture of the different parts that make up the rotor. The latest researches on water turbines indicates that, on the one hand, NACA 0015 profiles have better yields than asymmetric profiles under locking conditions [25] and, on the other hand, the use of three blades is much more advantageous in terms of efficiency and cost [26].

The turbine has been designed and printed using 3D technology based on nylon filament (PA). This material has been selected for its excellent durability in wet environments and its high resistance to continuous dynamic stresses. Due to 3D printing, different designs can be obtained quickly and cheaply to be experimentally tested, allowing research at a lower cost.

uation of a vertical axis hydrokinetic turbine for water channels
 r Fernández-Jiménez, Eduardo Blanco-Marigorta, Ahmed Gharib-Yosry, Victor-Manuel Fer-
 lez-Pacheco y Eduardo Álvarez-Alvarez

research article / artículo de investigación

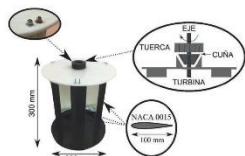


Fig. 3. Geometric characteristics of the turbine

The rotor couples to a 10 mm diameter metal axis of rotation using a wedge and nut system. This system, which has also been obtained by high precision 3D printing, allows the rapid exchange of different turbine designs, allowing to easily characterize different rotor designs. In addition, threaded rods have been used to ensure rotor integrity for joining the blades with the lower and upper turbine

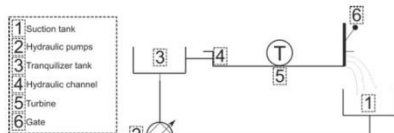


Fig. 4. Hydraulic diagram of the hydrodynamic channel.

The rotor couples to a 10 mm diameter metal axis of rotation using a wedge and nut system. This system, which has also been obtained by high precision 3D printing, allows the rapid exchange of different turbine designs, allowing to easily characterize different rotor designs. In addition, threaded rods have been used to ensure rotor integrity for joining the blades with the lower and upper turbine caps (see Fig 3).

3.2. DESCRIPTION OF THE HYDRODYNAMIC TUNNEL

The turbine has been characterized in a hydrodynamic tunnel located in the EPM (University of Oviedo). Its design meets low cost criteria, low current speed (< 1 m/s) and allows the testing of small vertical shaft rotors. It is similar to other tunnels such as the Canadian Hydrokinetic Turbine Test Centre (CHITC) [27] and the one installed at the Missouri University of Science and Technology [28], all of them small in size and low current speeds.

The tunnel includes a rectangular section channel of 1.5 m length, 0.3 m wide and 0.55 m height. The walls and floor are made of laminated glass so that recording the different tests is allowed. Figure 4 shows a diagram of the tunnel hydraulic circuit.

The flow inside the channel is generated by a pumping equipment of 30 kW of total power, who is capable to move up 600 m³/h of water due to the installation of two hydraulic pumps (Pedrollo 120C series). Bombs suck water out of a 5 m³ suction tank and propel the fluid higher into a tranquilizer tank, from which water enters the channel freely falling back into the suction tank. It should be noted that the flow rate is regulated using electronic inverters (OMRON 3G3Rx series), being able to control the operation of the pumping equipment by varying the power supply frequency.

The turbines are anchored to the channel by using a low water resistance methacrylate box. This element has at its base a radial bearing specifically designed to work submerged that allows the turbine shaft to rotate in optimal conditions. Above, a lid is available where electronic measurement equipment and electric brake are installed. This system allows the quick and easy exchange of the

rotors being completely detachable. Finally, at the free discharge point of the channel, a metal gate has been arranged, so the opening is controlled by a gear system to precisely control the discharge. This element is key to inducing low-speed hydrokinetic conditions (see Figure 5).



Fig. 5. Descriptive photographs of the hydrodynamic tunnel.

3.3. CHARACTERIZATION METHOD USED

The turbine characterization process begins with an initial measurement, called "no-load" where no turbine-resistant torque is applied, obtaining the maximum value of TSR. Subsequently, and using the external DC power supply, the intensity value consumed by the brake is increased so that the brake's torque is increased successively. Thus, for each induced intensity you get a value of TSR and P_m . The process continues until the rotor stops completely, at which point the characterization test ends (see Figure 6).

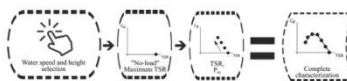


Fig. 6. Flowchart of the characterization of the power stage

A high-precision torque meter (MAGTROLTS 103 series) with a rated torque of 0.5 Nm and maximum torque of 1 Nm has been used for data collection. This instrument is calibrated by MAGTROL according to the standards of the Swiss Federal Institute of Metrology (METAS). This system measures resistant torque using a gauge by converting that value into an electrical signal whose electronic value is recorded. In addition, it features a high-frequency tachometer so that the turbine rotation speed and the relative position of the blades are instantly known during each full turn. This measurement is especially interesting for analyzing torque variation based on the situation of the blades during rotor rotation. A data-taking frequency of 80 data per second has been selected to obtain the spectrum of measurements as accurately as possible. The electric brake used and installed on the torque meter is the MAGTROL HB140M series.

4. RESULTS

The selected turbine has been characterized following the characterization procedure described above, in two tests with different speeds and keeping the position of the water sheet constant in the upstream area of the turbine and, therefore, the blockage produced by the turbine. It has not been possible to increase the number of tests due to the specific test conditions and characteristics of the hydrodynamic channel. Specifically:

Test 1: $v=0,33$ m/s, $y=0,5$ m, $B=0,6$, $Re=3,2 \cdot 10^4$, $F_r=0,14$, $C_{th}=1,66$.

Test 2: $v=0,40$ m/s, $y=0,5$ m, $B=0,6$, $Re=3,9 \cdot 10^4$, $F_r=0,18$, $C_{th}=1,66$.

Compendio de publicaciones y análisis de la validez, aportación científica y factor de impacto.

research article / artículo de investigación

Mobility of blind people using the smartphone's GPS and a wearable tactile di
Ramiro Velázquez-Guerrero, Edwige Pissaloux, Carolina De la Valle-Soto, Miguel-Angel Carr
Zambrano, Abraham Mendoza-Andrade y Jorge Varona-Sa

In the future, smaller rotors will be tested, but power measurement problems may occur as it will be significantly reduced and may not be accurately detected. Figure 7 shows the graphs P_m vs n (a), C_p vs TSR (b) and tables with some of the data calculated (c).

above-mentioned expression with the tables showing the calculated data.

It is noted that, after applying the mathematical corrections of the values of the power coefficient, these are considerably reduced obtaining practically a single curve that does not depend on the speed

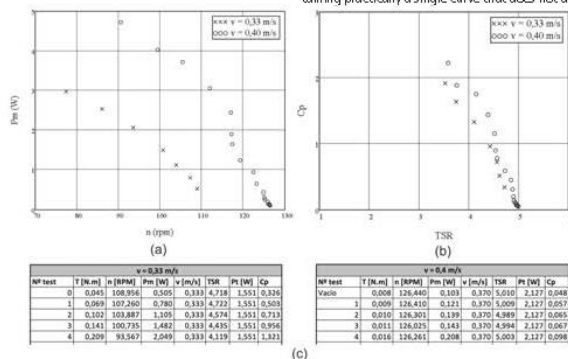


Fig. 7: Graphs n vs P_m and C_p vs TSR for both speeds (a) and (b) and tables with calculated data (c)

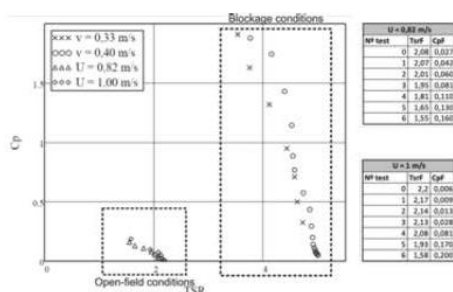


Fig. 8: Graph C_p vs TSR applying the Weibull correction and tables with the calculated data

It can be seen how the turbine is able to generate maximum power values of 3 and 4 W under low water speed conditions (< 1 m/s), with high efficiency values ($C_p=1.90$ And $C_p=2.21$) that exceed the theoretical limit set by Betz de $C_p=0.59$. These circumstances show us the great importance of blockage conditions when energy is obtained from water streams.

The rotor is stopped in the tests carried out practically at the time when the maximum power production is reached. This is due to the small value of its moment of inertia (reduced size and weight) in such a way that when the turbine starts working in the loss zone, the drag forces on the blades become very unstable and ends up slowing down [29].

Figure 8 shows the correction of the evolution of the power coefficient at open field conditions by applying the correction of the

of the water (as it should correspond to an unrestricted open field) with a maximum C_p approximately 0.16 and 0.20 for open field speeds of 0.82 and 1.00 m/s respectively. These results are consistent with those obtained by Patel et al (2017) [25], where they used a rotor of geometry similar to the turbine presented (Darrieus with three blades of NACA 0015), obtaining a maximum power coefficient of 0.16 for a current speed of 0.46 m/s. In addition, TSR values higher the unit have been reached, so that, together with the existence of a stable working area for higher TSR values, shows that in open field conditions the rotation would be generated by lift forces on its blades [30].

5. CONCLUSIONS

The development of hydrokinetic turbine-based systems for channels will allow the use of a large number of sites to cover demands at isolated points.

A three-blade turbine and NACA 0015 profile manufactured by additive 3D printing in a hydrodynamic tunnel under low-speed conditions (< 1 m/s) has been experimentally studied. Its characterization has been carried out by using of a high precision torque meter and a DC brake, testing two different water speeds, obtaining speed ratio values at the tip of the blade, power coefficient and medium and hydraulic mechanical powers.

The results shows the importance of current blockage conditions that allows to obtain power (up to 4 W) even in low speed conditions, with efficiencies that exceed the Betz limit.

Compendio de publicaciones y análisis de la validez, aportación científica y factor de impacto.

Mobility of blind people using the smartphone's GPS and a wearable tactile display
Ramiro Velázquez-Guerrero, Edwige Pissaloux, Carolina Del-Valle-Soto, Miguel-Ángel Carrasco-Zambrano, Abraham Mendoza-Andrade y Jorge Varona-Salazar

research article / artículo de investigación

In addition, the work has been completed by obtaining, from the data measured in the channel and through analytical relationships, the evolution of the power coefficient versus the TSR value to characterize the operation of the turbine model in open field without blocking effect.

Future researches seek to adjust with the tests performed, a numerical model using computational fluid dynamics (CFD) techniques to analyze the fields of speeds and pressures in the turbine environment and perform different parametric studies that allow to vary characteristics of it (radio, height, rope of its blades) and flow conditions (height of the water sheet and speed). In addition, tests will be carried out with new rotor designs with the aim of improving the efficiency values obtained. Finally, the manufacture of a prototype of the system described for proof of concept at actual site is not ruled out.

References

[1] Organización de las Naciones Unidas. 2015. "Agenda de Desarrollo Sostenible". Ver: <http://undocs.org/es/A/70/1> [Acceso 28 de Julio de 2020]

[2] International Energy Agency (IEA). 2019. "International Energy Outlook 2019".

[3] Muriz, M. 2012. "Tres siglos de oro negro en piedra. El carbón en la oferta energética: pasado, presente y futuro". Facultad de Economía y Empresa. Universidad de Oviedo.

[4] Muñoz, L., Larraucochea, N. "Revisión y análisis de los sistemas de almacenamiento de energía mediante bombeo para soportar un mix de generación de electricidad con un alto porcentaje de energías renovables". 2019. DYNA, 94(6), 668-675. DOI: <https://doi.org/10.6036/9182>

[5] Alos, R. "El empleo en España en un horizonte 2025". 2019. Economía digital y políticas de empleo.

[6] MITECO. "Inventario Nacional de Gases de Efecto Invernadero. 2020. GEF"

[7] Caballero, C. "Estudio de plantas de producción de energías renovables con aprovechamiento de la energía del mar". 2011. Departamento de Electricidad. Universidad Carlos III, Madrid.

[8] Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). Plan Nacional de Energías Renovables 2011-2020. 2011. Ver: <https://www.idae.es/tecnologias/energias-renovables/plan-de-energias-renovables-2011-2020#:~:text=Renovables%202011%202020-Plan%20de%20Energ%C3%ADas%20Renovables%202011%202020,aprovechamiento%20de%20las%20fuentes%20renovables> [Acceso 28 de Julio de 2020].

[9] Mohammadi, S., Hassanalian, M., Aronfarid, H. "Optimal design of hydrokinetic turbine for low-speed water flow in Golden Gate strait". 2020. Renewable Energy, Vol 150, pp 147-155.

[10] Khan, M. J., Bhuyan, G., Iqbal, M. T., B. Quaique, J. E. "Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review". 2009. Applied energy, 86(10), 1823-1835.

[11] Guney, M., Kaygusuz, K. "Hydrokinetic energy conversion systems: a technology status review". 2010. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol 14, pp 2996-3004.

[12] Elbatran, A., Ahmed, M., Ahmed, S. 2017. "Performance study of ducted nozzle Savonius water turbine, comparison with conventional Savonius turbine". 2017. Energy. Vol 134, pp 566-584.

[13] Lee, J.H., Park, S., Kim, D., Dong, H. "Computational methods for performance analysis of horizontal axis tidal stream turbines". 2012. Applied Energy. Vol 98, pp 512-523.

[14] Balduzzi, F., Zini, M., Carbo, A. "Understanding the aerodynamic behavior and energy conversion capability of small Darrieus vertical axis wind turbines in turbulent flows". 2020. Energies. Vol 13, n 11.

[15] Sinagra, M., Sammartano, V., Arico, C., Collura, A., Turciarelli, I. "Cross-flow turbine design for variable operating conditions". 2014. Procedia Engineering, 70, 1539-1548.

[16] Meana, A. "Optimized design of aerodynamic airfoils for vertical axis wind turbines". 2019. Universidad de Oviedo.

[17] Arpino, F., Scungio, M., Cortellessa, G. "Numerical performance assessment of an innovative Darrieus-style vertical axis wind turbine with auxiliary straight blades". Energy Conversion and Management. Vol 171, pp 769-777.

[18] Esteban, S. "Introducción a los perfiles NACA". 2011. Ingeniería Aeroespacial. Universidad de Sevilla.

[19] RC Marco, DB Stefano, B Ernesto. "Effect of Blade number on a straight-bladed vertical axis Darrieus turbine". 2012. World Academy of Sciences of Engineering Technologies. 61, 305-311.

[20] Battisti, L., Zanne, L., Castelli, M. "A generalized method to extend airfoil polars over the full range of angles of attack". 2020. Renewable Energy. Vol 155, pp 862-875.

[21] Housby, G.T., Draper, S., Oldfield, M.G. "Application of linear momentum actuator disk theory to open channel flow". 2008. University of Oxford.

[22] Coiro, D., Nicolosi, F., De Marco, A., Melone, S., Montella, F. "Flow curvature effect on dynamic behaviour of a novel vertical axis tidal current turbine: numerical and experimental analysis". 2005. International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. Vol 41960, pp 601-609.

[23] Gauvin, O., Dumas, G. "Two-way interaction between river and deployed cross-flow hydrokinetic turbines". 2020. Journal of renewable and sustainable energy. Vol 12, n 3.

[24] Werle, M.J. "Wind turbine wall-blockage performance corrections". 2010. J Propuls Power. <https://doi.org/10.2514/1.44802>

[25] Patel V, Eldhoq, T, Prabhu, S. "Experimental investigations on Darrieus straight Blade turbine for tidal current application and parametric optimization for hydro farm arrangement". 2017. Int J Mar Energy. <https://doi.org/10.1016/j.ijome.2017.01.007>

[26] Burton, T., Sharpe, D., Jenkins, N y Bossanyi, E. "Wind energy handbook". 2001. Vol 2. New York: Wiley.

[27] Ver: <http://www.chttcc.com/equipment.html> [Acceso 2 de Noviembre de 2020].

[28] Hailong, Z. "Maximum power point tracking control of hydrokinetic turbine and low-speed high-trust permanent magnet generator design". 2016. Master of Science in Electrical Engineering. Missouri University of Science and Technology.

[29] Álvarez, E., Rico, M., Fernández, A., Espina, R., Corominas, E., Calleja, A. "Hydrodynamic water tunnel for characterization of hydrokinetic microturbines design". 2020. Clean Technologies and Environmental Policy. <https://doi.org/10.1007/s10098-020-01924-w>

[30] Kumar, A., Saini R.P. "Performance parameters of Savonius type hydrokinetic turbine - A review". 2016. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 64, 289-310.

[22] Kennedy P.M., Inglis J.T. "Distribution and behaviour of glabrous cutaneous receptors in the human foot sole". Journal of Physiology. February 2002, Vol. 538-3, p. 995-1002. DOI: <https://doi.org/10.1113/jphysiol.2001.013087>

[23] Velazquez R, Bazan Q, Varona J, et al. "Insights into the capabilities of tactile-foot perception". International Journal of Advanced Robotic Systems. August 2012, Vol. 9, p. 1-11. DOI: <https://doi.org/10.5772/52653>

[24] Velazquez R, Pissaloux E, Lay-Ekuakille A. "Tactile-foot stimulation can assist the navigation of people with visual impairment". Applied Bionics and Biomechanics, February 2015, Vol. 2015, p. 1-9. DOI: <http://dx.doi.org/10.1155/2015/798748>

11.5. Otras actividades

El autor de la presente Tesis también ha participado en las siguientes actividades, como cursos, siguientes:

Nombre de la actividad	INTRODUCCIÓN A LA DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD) CON ANSYS FLUENT Y OPENFOAM
Año	2015 (Reconocido)
Tipología	Curso
Título actividad	“Introducción a la dinámica de fluidos computacional (CFD) con ANSYS Fluent y OPENFoam”
Lugar	(Escuela Politécnica de Mieres) Universidad de Oviedo
Horas	25 h

Nombre de la actividad	NOVEL TURBINE DESIGNS AND TURBOMACHINERY RESEARCH OPPORTUNITIES IN OIL AND GAS AND RENEWABLES
Año	2019 (Reconocido)
Tipología	Coloquio
Título actividad	“Novel turbine designs and turbomachinery research opportunities in oil and gas and renewables”
Lugar	Escuela Politécnica de Ingeniería de Gijón (Universidad de Oviedo)
Horas	10 h

Nombre de la actividad	CURSO IELTS PREPARATORIO PARA LAS PRUEBAS DE INGLÉS B2
Año	2020
Tipología	Curso
Título actividad	“IELTS Preparatorio para las pruebas de inglés B2”
Lugar	Universidad de Oviedo
Horas	30 h

Nombre de la actividad	S4D4C EUROPEAN SCIENCE DIPLOMACY ONLINE COURSE
Año	2020
Tipología	Curso
Título actividad	“S4D4C European Science Diplomacy online Course”
Lugar	Unión Europea
Horas	15 h

Nombre de la actividad	PROM PROGRAMME – INTERNATIONAL SCHOLARSHIP EXCHANGE OF PHD CANDIDATES
Año	2020
Tipología	Ayudas y Becas
Título actividad	“PROM Programme – International scholarship Exchange of PhD candidates”
Lugar	Varsovia - Polonia
Horas	

La presente Tesis se presenta como compendio de tres publicaciones de impacto que versan sobre el estudio de turbinas hidrocínicas de eje vertical trabajando en condiciones de baja velocidad de agua (menor de 1 m/s) y bloqueo de la corriente. Cada uno de los artículos aporta conocimiento teórico y práctico sobre el estudio de la etapa de potencia de este tipo de rotores, mostrando resultados numéricos y experimentales. Más en concreto, la Tesis presenta tres claras aportaciones:

- Diseño de un túnel hidrodinámico para la simulación de corrientes de agua de baja velocidad.
- Diseño y construcción de un sistema electrónico de control de las variables hidrodinámicas del túnel.
- Definición de dos procedimientos experimentales para la caracterización de la etapa de potencia de turbinas hidrocínicas.

