

Caracterización de microturbina hidrocínética mediante modelo numérico de dinámica de fluidos computacional

García, L^{a1}, Fernández, A^{a2}, Rodríguez, N^{a3}, Álvarez, E^{a4}, Meana, A^{b1}, Fernández, J^{b2}.

^aÁrea de Ingeniería Hidráulica, Departamento de Energía, Escuela Politécnica de Mieres-C/Gonzalo Gutiérrez Quirós s/n, Mieres, E-mail:

^{a1}garciaexpositolaura@gmail.com, ^{a2}fejima5@gmail.com, ^{a3}noelrodriguez5@gmail.com, ^{a4}edualvarez@uniovi.es

^bÁrea de Mecánica de Fluidos, Departamento de Energía, Escuela Politécnica de Gijón-C/Wifredo Ricart s/n Gijón. E-mail:

^{b1}meanaandres@uniovi.es, ^{b2}jesusfo@uniovi.es.

Línea temática D | Estructuras hidráulicas

RESUMEN

El trabajo presentado se basa en la simulación de un sistema de microturbina hidrocínética de eje vertical para el aprovechamiento de corrientes de bajas velocidades. Para ello, se utilizará una metodología basada en modelos de Dinámica Computacional de Fluidos (CFD), simulándose diferentes regímenes de funcionamiento y calculando los coeficientes de potencia a diferentes velocidades de corriente. Con ello, se pretende conformar un sistema autónomo que sea capaz de generar energía bajo estas condiciones y no requiera de un sistema auxiliar para su arranque. Este estudio permitirá, en futuras investigaciones, la selección de los diferentes componentes electrónicos y eléctricos, consiguiéndose en continuo, el algoritmo que obtenga las condiciones óptimas de funcionamiento. Se trata de una investigación preliminar que será complementada con ensayos a escala en un canal de experimentación.

Palabras clave | dinámica de fluidos computacional; microturbinas hidrocínéticas; bajas velocidades.

INTRODUCCIÓN

La escasez de combustibles fósiles, su impacto ambiental asociado, el alto coste de producción de la energía y el aumento de la demanda energética mundial, hacen imprescindible la búsqueda de fuentes de energía alternativas que satisfagan estas necesidades de forma eficiente y con impacto ambiental nulo. Bajo este contexto, dentro del campo de las energías renovables, los océanos representan el mayor reservorio energético mundial. Un ejemplo claro del potencial que ofrecen son los datos ofrecidos por el Consejo Mundial de la Energía, que estimó el potencial energético de las corrientes de mareas en 22.000 TWh/año pero la producción anual se cifra aproximadamente en 1 TWh (Sandén, 2014).

La energía marina extraíble se halla en las corrientes oceánicas, las mareas, las olas, la variación en el gradiente salino y en las diferencias de temperatura en el agua. Hasta la fecha existen más de 100 técnicas diferentes para la obtención de energía marina, pero la mayoría están en una fase temprana de desarrollo (GEA, 2012).

Por otra parte, el aprovechamiento de las corrientes de marea en puntos cercanos a la costa u “*on-shore*”, constituye una tecnología que ha sido estudiada por distintos autores a lo largo de los últimos años proponiéndose para ello la utilización de pequeñas turbinas hidrocínéticas, pero que en la práctica aún no ha alcanzado un grado de madurez elevado. Esto es debido a los bajos rendimientos que ofrecen las turbinas hidrocínéticas - que se utilizan en este tipo de emplazamientos - a velocidades reducidas (en torno a 1m/s). Si bien este tipo de instalaciones cuentan a su favor con reducidos costes de instalación y transporte de energía al punto de consumo (Sornes, 2010).

Los sistemas implantados en la actualidad (para aprovechar las corrientes de marea) se basan en la utilización de turbinas de grandes dimensiones y potencias (500 kW – 1 MW), instaladas en áreas alejadas de la costa u “*off-shore*”. Estas instalaciones presentan elevado impacto ambiental y costes de mantenimiento y operación que inviabilizan estos proyectos.

La investigación que se presenta consiste en la evaluación de una microturbina hidrocínética propuesta para funcionamiento a bajas velocidades de corriente (Figura 1). Para este objetivo se construyó un modelo numérico de dinámica de fluidos computacional (Computational Fluid Dynamics, CFD), obteniéndose las características de coeficiente de potencia (C_p) para distintas velocidades de flujo.

Se ha utilizado un modelo de turbina de eje vertical con perfil optimizado para bajas velocidades. Este tipo de turbina, pese a tener eficiencias menores que las de flujo axial, presentan sin embargo las ventajas de: no precisar de reorientación (al contrario que las de flujo axial) (Batista et al, 2013) al cambiar la dirección del flujo; y facilitar las labores de mantenimiento al poder disponerse de las etapas de producción de energía eléctrica fuera del agua en un sistema de flotación (Álvarez et al, 2016).

Este trabajo es la primera fase de un proyecto de investigación que tiene como objetivo la construcción de un modelo físico de microturbina que será ensayada en el canal de pruebas instalado en la Escuela Politécnica de Mieres (EPM, Universidad de Oviedo).



Figura 1| Infografía 3D de la microturbina hidrocínética.

MATERIAL Y MÉTODOS

La turbina que se presenta en este artículo ha sido diseñada para aprovechar corrientes de baja velocidad. La metodología consiste en construir la geometría, realizar un mallado robusto, aplicar unas condiciones de contorno que representen el entorno y la realización de diferentes pruebas sobre el modelo CFD implementado.

Modelo geométrico

La microturbina simulada (Figura 2), tiene las características indicadas en la Tabla 1 y utiliza el perfil hidrodinámico tipo DU-06-W-200 (Airfoil Tools). Este perfil trabaja por sustentación, lo que permite aprovechar la energía cinética de la corriente de agua y transformarla en movimiento de rotación, minimizando el arrastre (Beltrán, 1990). Esto hace que el rendimiento de la turbina se incremente de manera notoria y se genere más energía.

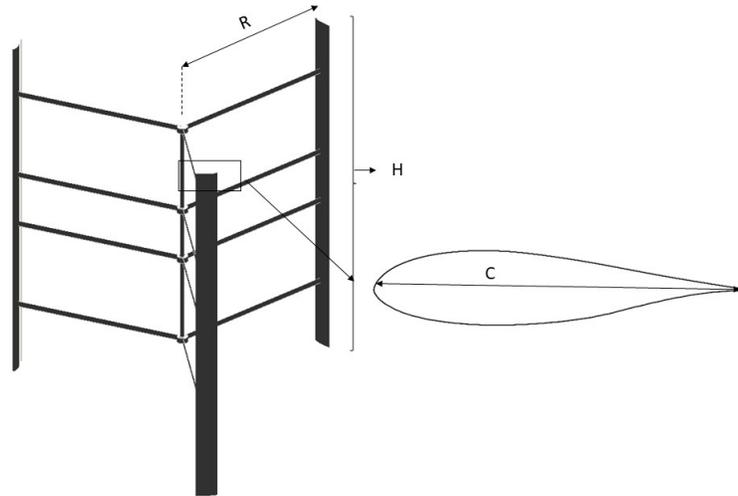


Figura 2 | Geometría de la turbina.

Tabla 1 | Características geométricas de la microturbina.

Perfil	R (mm)	H (mm)	N	C (mm)	S	λ
DU-06-W-200	700	1400	3	77,77	1/3	3

Donde R es el radio de la turbina, H es la altura, N es el número de álabes, c es la longitud de cuerda que es la distancia que une el borde de salida y el punto del borde de ataque donde la cuerda se interseca con este último, donde S es la solidez que es la relación del área de las palas y el área interceptada por el rotor al girar y λ (Índice de Velocidad Punta) es la relación entre la velocidad en la punta del álabe y la velocidad de la corriente (Ecuación 3).

$$\lambda = \frac{\omega \cdot R}{v} \quad (3)$$

Donde, ω es la velocidad de giro y v es la velocidad de flujo.

Dadas las características geométricas de la turbina, el modelo CFD utilizado ha sido bidimensional (2D) al considerarse de poca importancia los efectos tridimensionales. El dominio computacional consiste en una sección semicircular, de suficiente tamaño (Figura 3) como para representar fielmente el flujo en el entorno de la turbina; y un disco rotativo donde se ubican los álabes de la misma. El disco rotativo tiene 1.7 m de diámetro (23c) y está suficientemente separado de los álabes evitando así que, cuando éste gire, se vea afectado su campo de velocidades por la aceleración de Coriolis.

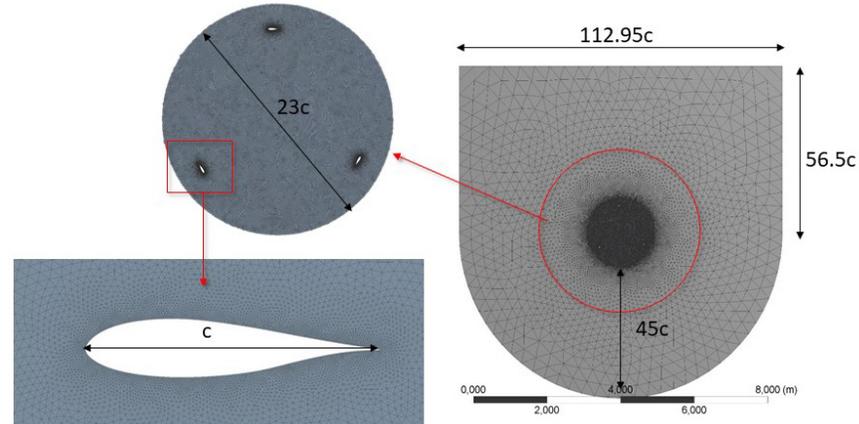


Figura 3 | Mallado general.

Modelo numérico

Una vez que se ha definido la geometría, el siguiente paso es crear un modelo numérico. Esto se realiza mallando el modelo geométrico en diferentes celdas en las cuales se resuelven las ecuaciones de flujo.

a) Mallado

Se ha decido aplicar mallado no estructurado ya que, pese a requerir un coste computacional mayor, es mucho más sencillo de ajustar a formas complejas. Este tipo de mallado no tiene un orden matricial y está habitualmente formado por triángulos, como en el presente trabajo. La creación de los elementos se logra mediante software de generación de mallas, siendo aspectos importantes en cuanto a su calidad, el tamaño, la forma y la asimetría.

En la región más extensa se ha seleccionado un tamaño de malla más grueso ya que no existen gradientes de velocidad apreciables, mientras que, cerca de la superficie de los álabes, las variaciones de velocidad son considerables, por lo que el mallado es más fino (Figura 4).

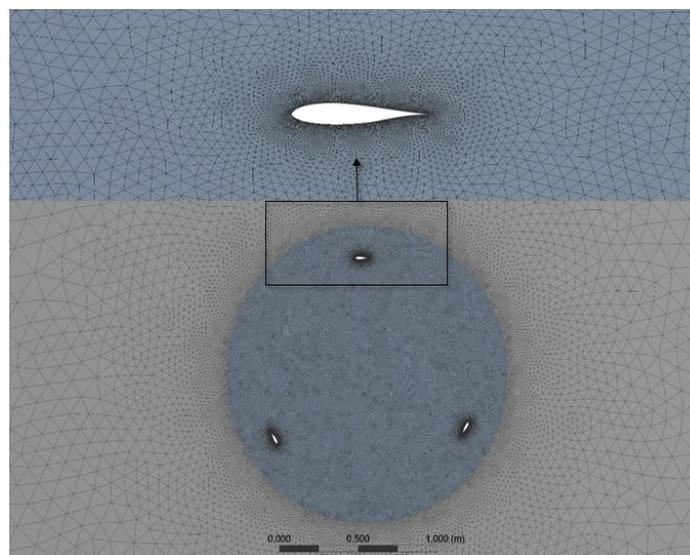


Figura 4 | Tipos de mallado.

Para comprobar la calidad del mallado se han aplicado los indicadores de asimetría y calidad ortogonal, que son los indicadores habituales en simulaciones de flujo incompresible (Jamil et al, 2015). En la Tabla 2 se muestra: el tipo de celda, dimensiones, rango de asimetría y ortogonalidad. La asimetría es uno de los indicadores primarios de las medidas de calidad de las celdas dentro del mallado y determina el grado de semejanza con una celda ideal. Se valora de 0 a 1 y se calcula directamente sobre la base de la malla. En el caso presentado, la asimetría media del modelo es de 0.027, por lo que es aceptable.

Por otro lado, la ortogonalidad ayuda a determinar la calidad de la malla misma, siendo las peores celdas aquellas que tengan un valor más próximo a 0 y mejores las que se aproximen a 1. La calidad ortogonal promedio calculada para este modelo ha sido de 0.84 por lo que es muy buena.

Tabla 2 | Dimensiones y tipos de mallado.

Dominio	Tipo	Dimensiones de celda (m)	Asimetría	Ortogonalidad
Disco rotativo	Triángulos	$2.0 \cdot 10^{-2} - 0.8$	$0 - 2.71 \cdot 10^{-2}$	$0.678 - 1$
Área de barrido	Triángulos	$1.0 \cdot 10^{-3} - 2.0 \cdot 10^{-2}$	$0 - 2.68 \cdot 10^{-2}$	$0.678 - 1$
Contorno de álabes	Triángulos	$1.0 \cdot 10^{-3}$	-	-

b) Ecuaciones de flujo

La Dinámica de Fluidos Computacional es una rama de la mecánica de fluidos que emplea métodos numéricos para la resolución y análisis del comportamiento de flujos. Fundamentalmente, se pretende resolver las ecuaciones de Continuidad (Ecuación 1) y de Navier-Stokes (Ecuación 2); que son un sistema de ecuaciones de derivadas parciales de segundo orden sin solución analítica que definen un flujo sin cambio de fase en un fluido incompresible, como es el agua.

$$\text{div}(V) = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho \text{div}(Vu) + \frac{\partial P}{\partial x} - \text{div}(\mu \text{grad}(u)) &= 0 \\ \rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho \text{div}(Vv) + \frac{\partial P}{\partial y} - \text{div}(\mu \text{grad}(v)) &= 0 \\ \rho \frac{\partial w}{\partial t} + \rho \text{div}(Vw) + \frac{\partial P}{\partial z} - \text{div}(\mu \text{grad}(w)) &= 0 \end{aligned} \quad (2)$$

Donde u , v , w son las componentes de la velocidad en x , y , z ; P es la presión, ρ es la densidad, t es el tiempo y μ es la viscosidad dinámica del fluido.

El algoritmo SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations), se ha utilizado para resolver el acoplamiento entre los campos de presión y velocidad. Este algoritmo iterativo permite llegar rápidamente a la convergencia (Ferziger, 2002) en mallados curvilíneos sobre flujos incompresibles (Acharya et al, 1989).

Para la simulación en régimen estacionario se emplearon métodos de discretización de primer orden, de modo que se evalúa la convergencia del modelo. Posteriormente, se evaluó el modelo en régimen no estacionario con discretización de segundo orden con secuencias de tiempo del orden de 10^{-3} y varias revoluciones hasta llegar a la convergencia.

c) Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno delimitan el funcionamiento del modelo implementado dentro del CFD, permitiendo incluir fenómenos de interacción entre las diferentes regiones que toman parte en el sistema. Se han especificado las siguientes: asignación de la condición *pared* a las paredes laterales del álabe en 2D, la velocidad de entrada, presión de salida y simetría.

La asignación *pared* permite simular la capa límite en la cual el perfil de velocidades sigue una distribución logarítmica, aplicándose a fluidos ligados a regiones sólidas. Es, por tanto, una condición de no deslizamiento en flujos viscosos que se aplica en el cálculo del esfuerzo cortante.

La velocidad de entrada es la asociada a la corriente de agua, que variará entre 0.5 y 2 m/s. Esta condición de contorno es adecuada para flujos incompresibles y tiene alta incidencia en el análisis energético del modelo. La presión estática específica en la salida permite minimizar las dificultades de convergencia. Por último, la condición de contorno de simetría se utiliza para simular un muro sin rozamiento en un flujo viscoso, de modo que los gradientes en esa superficie son iguales a cero. Se situará en los márgenes del dominio (Figura 5).

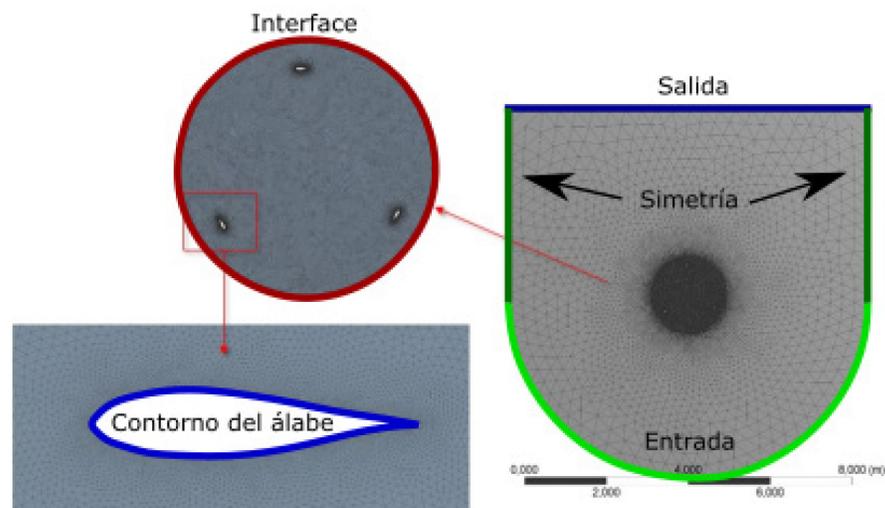


Figura 5 | Condiciones de contorno.

d) Parámetros de resolución

El modelo numérico se ha resuelto con un paquete software apropiado, resolviendo las ecuaciones RANS (Reynolds Average Navier-Stokes) en cada celda. Se ha asumido una densidad de agua de 998.2 kg/m^3 , con una viscosidad dinámica de $0.0010003 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$.

Se ha utilizado el modelo de turbulencia $k - \omega$ SST (Shear Stress Transport, Transporte de Esfuerzo Cortante) (Menter, 1993, 1994), que ha sido empleado con éxito en otros trabajos de modelización de turbinas (Kolekar y Banerjee, 2015). Este modelo emplea características combinadas de los modelos de turbulencia $k - \omega$ estándar y $k - \epsilon$ para el flujo. El primero para la capa límite interna y el segundo en la región exterior. Tiene como ventaja que puede predecir correctamente los fenómenos de transición entre flujo laminar y turbulento, así como el perfil de la estela producido (Riglin et al, 2015).

Metodología de resolución

La metodología de resolución permite el cálculo del coeficiente de potencia (C_p) de la turbina (Ecuación 4). Este parámetro es función de λ y es característico para cada velocidad de corriente.

$$C_p = \frac{P_{ha}}{P_{hd}} \quad (4)$$

Donde P_{ha} es la potencia hidráulica aprovechada y P_{hd} es la potencia hidráulica disponible. La potencia hidráulica disponible se detalla en la Ecuación 5.

$$P_{hd} = \frac{1}{2} \rho A v^3 \quad (5)$$

Donde ρ es la densidad del agua, A es el área de paso de la turbina y v es la velocidad del fluido.

La potencia hidráulica aprovechada que se puede obtener de la turbina (Ecuación 6), depende del par de la turbina y de la velocidad de giro (ω).

$$P_{ha} = Par \cdot \omega \quad (6)$$

Para obtener la característica de C_p , se han realizado cuatro/tres series de simulaciones: la primera para una velocidad de 0.5 m/s, la segunda para 1 m/s, la tercera para 1.5 m/s y una cuarta para 2 m/s. En cada una de ellas, primero se comprobó la robustez del mallado con una simulación de en régimen estacionario (250 iteraciones). Posteriormente, se obtiene el par de giro de la turbina, realizando un conjunto de simulaciones en régimen no estacionario, manteniendo fija la velocidad de corriente y variando las velocidades de giro (20, 30, 40, 50, 60, 70, 80 rpm).

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Una vez realizada la simulación en régimen permanente, y verificado el correcto funcionamiento del modelo, se realizaron las simulaciones en régimen no permanente para velocidades de entre 0.5 y 2 m/s. En primer lugar, se ha seleccionado la velocidad de 1 m/s como la simulación de referencia a partir de la cual se realizará el análisis de sensibilidad.

Simulación de referencia

La simulación de referencia se realiza con una velocidad de 1 m/s. La curva de coeficiente de potencia obtenida (Figura 6), muestra un elevado grado de similitud con las correspondientes a turbinas Darrieus de eje vertical (Aragón et al, 2013). Se observa que el coeficiente máximo (21.40%) se alcanza con un λ de 3 (velocidad de giro de 60 rpm). Esto demuestra la importancia del efecto de la sustentación en el funcionamiento de la turbina.

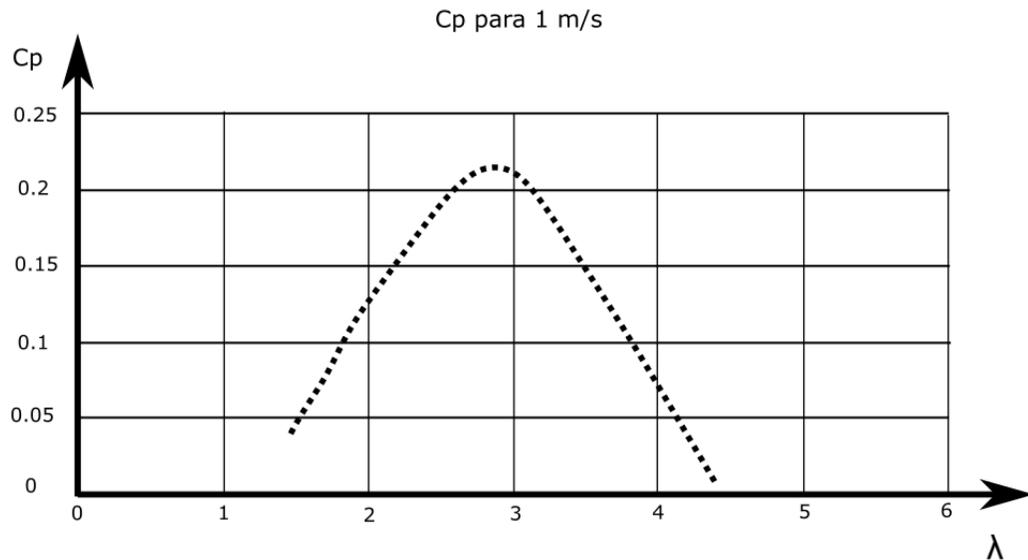


Figura 6 | Coeficiente de potencia en función de λ (Tip Speed Ratio) para la velocidad de flujo del canal de 1 m/s.

En la Figura 7, se observa la ubicación del borde de ataque (zona redondeada enfrentada a la corriente) y el borde de salida (zona afilada opuesta), donde se muestran las velocidades relativas y presiones para el punto de funcionamiento óptimo de la turbina. Se puede observar que el punto de estancamiento (velocidad mínima y presión máxima) se encuentra localizada en el centro del borde de ataque y desviado hacia el intradós (zona inferior) del perfil. Cuando la corriente impacta con el perfil, ésta tiene que rodear el borde de ataque, experimentando una notable aceleración. Este fenómeno contribuye a la sustentación (Gavilán et al, 2009).

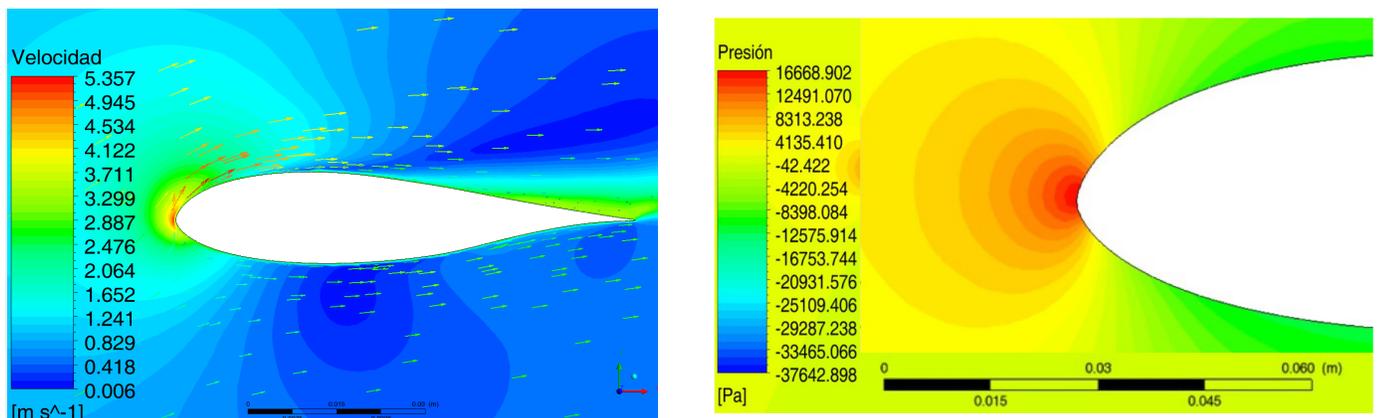


Figura 7 | Detalle de velocidad y presión del álabe para una velocidad de 1 m/s.

Análisis de sensibilidad

Se han simulado diferentes velocidades de corriente (0.5, 1, 1.5 y 2 m/s), a partir de las cuales se han obtenido los coeficientes de potencia de cada una de ellas. En la Figura 8 se muestra el desplazamiento de la curva y el punto óptimo de funcionamiento para cada velocidad simulada.

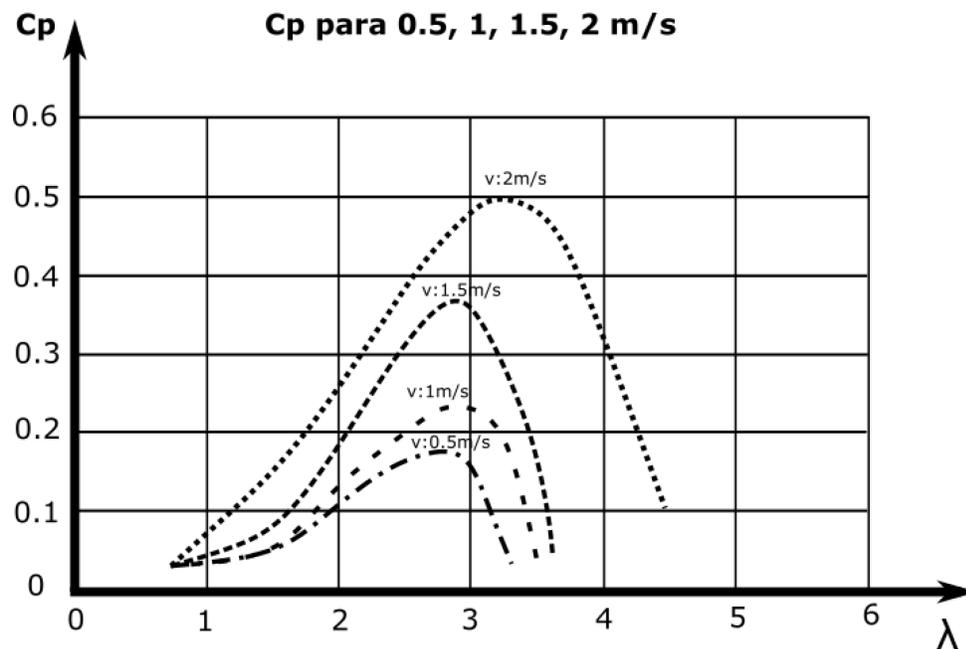


Figura 8 | Coeficiente de potencia en función de λ (Tip Speed Ratio) para las diferentes velocidades simuladas.

Se puede observar que la curva de coeficiente de potencia en función de λ , se desplaza hacia la derecha según aumenta la velocidad de flujo. Esto es debido a las perturbaciones de la turbulencia ya que aumenta el número de Reynolds (Polagye et al, 2013).

Como comprobación del modelo, en la Figura 9 se muestra, como en el caso anterior, el comportamiento del borde de ataque y el borde de salida ante el flujo de velocidad de 1.5 m/s. Se puede observar que el punto de estancamiento es idéntico al caso anterior y no se produce desprendimiento de la capa límite del flujo, por lo que el perfil sigue trabajando por sustentación.

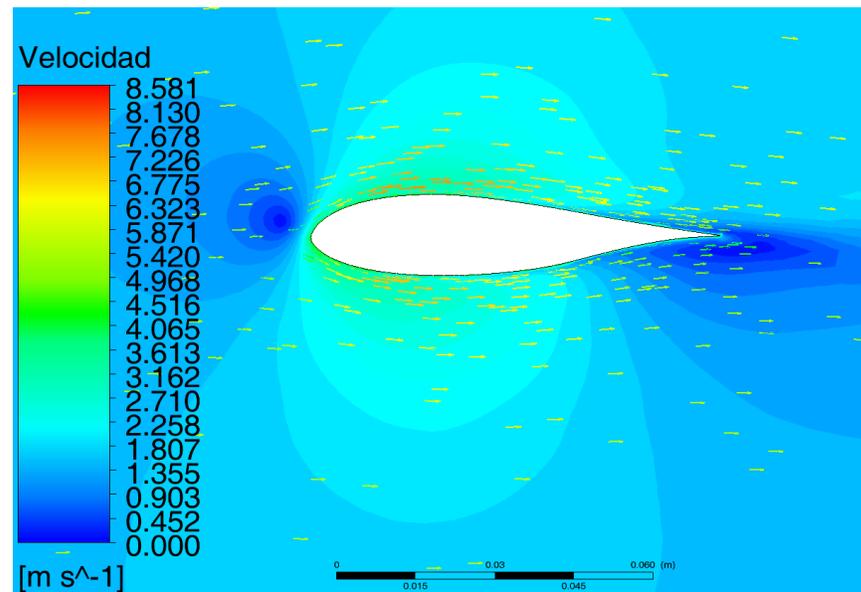


Figura 9 | Detalle de álabes para una velocidad de 1,5 m/s.

CONCLUSIONES

La metodología de simulación seleccionada permite obtener resultados para cualquier tipo de turbina a diferentes velocidades. Esto permite una caracterización preliminar de las condiciones a las que puede estar sometida la turbina, suponiendo un importante ahorro de costes y de tiempo de ensayo.

A partir del estudio de la variación de los coeficientes de potencia según diferentes velocidades de corriente, se podrá seleccionar el equipamiento eléctrico y electrónico, consiguiéndose en continuo, el algoritmo que obtenga las condiciones óptimas de funcionamiento.

Para una experimentación más real del conjunto del sistema, se utilizará un modelo a escala en el canal de pruebas situado en la Escuela Politécnica de Mieres y se tratará de emular las condiciones de contorno del modelo en CFD. De esta manera, se podrá calibrar y adaptar el modelo para su posterior instalación en ubicaciones reales; tales como rías, canales o estuarios.

AGRADECIMIENTOS

El presente trabajo ha contado con el apoyo del Ministerio de Economía y Competitividad del Gobierno de España (MINECO), el Gobierno del Principado de Asturias y la Unión Europea a través del Fondo de Desarrollo Regional (FEDER), en colaboración con la Fundación Universidad de Oviedo e INERSA Ingeniería Energética SL, dentro del proyecto de Diseño de microturbinas HIDROcInéticas para aprovechamiento de corrientes MARinas “HIDROCIMAR” (FUO-053-17).

REFERENCIAS

Publicaciones periódicas

Acharya, S., Moukalled, FH, 1989. *Improvements to incompressible flow calculation on a non-staggered curvilinear grid*. An International Journal of Computation and Methodology.

Alvarez EA, Rico-Secades M, Suarez DF, Gutierrez-Trashorras AJ, Fernandez-Francos J. 2016. Obtaining energy from tidal microturbines: A practical example in the Nalon River. *Appl Energy*. 2016;183:100-12. Doi:10.1016/j.apenergy.2016.08.173.

Batista NC, Melicio R, Mendes VMF, Figueiredo J, Reis AH. Darrieus wind turbine performance prediction: computational modelling. *IFIP Advances in Information and Communication Technology*. Doi: 10.1007/978-3-642-37291-9_41.

Jamil, IE. Al-Kayiem, HH. 2015. *Simulation analysis of the oil/water structure in the downhole with presence of hydrocyclone separator*. 3er International Conference of Mechanical Engineering Research. Doi:10.1088-899X/100/1/012025.

Kolekar N. y Banerjee, A. 2015. *Performance characterization and placement of a marine hydrokinetic turbine in tidal channel under boundary proximity and blockage effects*”. *Appl. Energy*, 148 pp 121-133.

Menter, FR., 1993. *Zonal two-equation k- ω turbulence models for aerodynamics flows*. AIAA Paper, 93-2906.

Menter, FR., 1994. *Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications*. AIAA J. 32 (8), 1598-1605.

GEA, An International Vision for Ocean Energy, 2012. http://www.powerprojects.co.nz/files/pictures/International_Vision_Brochure_V1.pdf

Riglin, K, et al 2015. *Characterization of a micro-hydrokinetic turbine in close proximity to the free surface*. *Ocean Energy*. 110 pp 270-280.

Libros

V Jornadas de Ingeniería del Agua. 24-26 de Octubre. A Coruña

Beltrán R., 1990. *Introducción a la mecánica de fluidos*. Mc-Graw-Hill, Colombia.

Ferziger, JH., Perić, M. 2002. *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Springer, USA.

Capítulos de libro

Sánden, B., Hammar, L., Hedenus, F., 2014 *Are renewable energy resources large enough to replace non-renewable energy?*. In: *Systems Perspective on Renewable Power*. Department of Energy and Environment, Chalmers University of Technology, 18-31.

Congresos

Polagye B., Cavagnaro R., Niblick Adam. 2013. *Micropower from tidal turbines*. 13th International Symposium on Fluid Power. University of Washington.

Informes

Aragón, A. 2013. *Criterios para la selección de parámetros característicos de turbinas hidrocínéticas de eje horizontal*. Universidad Central Marta Abreu de Las Villas. Facultad de Ingeniería Mecánica, Cuba.

Gavilán, F., Esteban, S. 2009. *Introducción general del entorno aeroespacial*. Universidad de Sevilla, Spain.

Sornes, K. 2010. *Small-scale water current turbines for river applications*. ZERO. Norway.

Página web

AirFoil Tools. Ver: <http://www.airfoiltools.com>