

# Selección de perfil hidrodinámico para la construcción de un modelo a escala de una microturbina hidrocínética

Meana-Fernández, A.<sup>a1</sup>; Fernández Oro, J.M.<sup>a2</sup>; Argüelles Díaz, K.M.<sup>a3</sup>; Galdo-Vega, M.<sup>a4</sup>; Velarde-Suárez, S.<sup>a5</sup>; García, L.<sup>b1</sup>; Fernández, A.<sup>b2</sup>; Rodríguez N.<sup>b3</sup> y Álvarez, E.<sup>b4</sup>

<sup>a</sup>Área de Mecánica de Fluidos, Departamento de Energía, Universidad de Oviedo. C/Wifredo Ricart s/n Gijón Asturias 33203.

E-mail: <sup>a1</sup>andresmf@uniovi.es, <sup>a2</sup>jesusfo@uniovi.es, <sup>a3</sup>arguellesdiaz@uniovi.es, <sup>a4</sup>galdomonica@uniovi.es, <sup>a5</sup>sandrav@uniovi.es

<sup>b</sup>Área de Ingeniería Hidráulica, Departamento de Energía. Escuela Politécnica de Mieres-C/Gonzalo Gutiérrez Quirós s/n, Mieres. E-mail:

<sup>b1</sup>garciaexpositolaura@gmail.com, <sup>b2</sup>fejima5@gmail.com, <sup>b3</sup>noelrodriguez5@gmail.com, <sup>b4</sup>edualvarez@uniovi.es.

Línea temática D | Estructuras hidráulicas

---

## RESUMEN

El objetivo de este trabajo es diseñar un modelo experimental de una microturbina hidrocínética para su ensayo en laboratorio antes de construir un prototipo a escala real. Se han aplicado varios modelos analíticos de disco actuador y tubo de corriente, validados con resultados experimentales, para la comparación de distintos perfiles candidatos y para el diseño de la turbina, comprobando que dichos modelos suponen un considerable ahorro de tiempo en comparación con los métodos CFD. Tras obtener la solidez óptima de la misma, se seleccionó el perfil DU-06-W-200 para la construcción del prototipo. A la hora de escalar la turbina para su ensayo en canal hidrodinámico se observó que la magnitud de la potencia esperable era demasiado baja. Por este motivo, se propuso un diseño a una escala más próxima a la real para ser ensayado en túnel de viento y extrapolar después los resultados.

**Palabras clave** | diseño de microturbina hidráulica; modelo a escala; modelos analíticos; consideraciones para ensayo experimental

---

## INTRODUCCIÓN

El aprovechamiento de fuentes de energía renovables es de vital importancia en muchos países. La Unión Europea, a través del Programa Horizonte 2020, marca como objetivo que en el año 2020 al menos el 20% de la energía consumida en sus países miembros proceda de fuentes renovables. Actualmente, en España existe ya un gran desarrollo de la energía eólica, como demuestra que en 2013 haya sido el primer país en el que la energía eólica fuese la primera fuente energética durante un año (AEE Communication Department, 2014). Sin embargo, el aumento de la demanda energética hace necesario continuar desarrollando sistemas de extracción de energía cada vez más eficientes, así como descentralizar de los lugares de producción de energía para evitar pérdidas relativas al transporte de la misma y mejorar la capacidad de autoabastecimiento de los consumidores.

En este contexto, las turbinas hidrocínéticas de eje vertical representan una solución factible para la producción de energía limpia en lugares con bajas velocidades de agua cercanos a la costa (Álvarez et al., 2013). Estas turbinas son omnidireccionales y necesitan menores velocidades del fluido para funcionar en relación a otros tipos de sistemas (Meana-Fernández et al., 2015). Por otra parte, su principal desventaja es su dificultad para conseguir autoarrancar a bajas velocidades del agua, debido al continuo cambio en la hidrodinámica de sus perfiles durante el funcionamiento. Una opción interesante para predecir las prestaciones y la capacidad de autoarranque de este tipo de turbinas son los denominados modelos analíticos, como los presentados por Paraschivoiu (2002), que, al contrario que los modelos CFD (Computational Fluid Dynamics), son capaces de obtener resultados en cuestión de minutos. Esto los ha convertido en una herramienta extremadamente útil a la hora de diseñar prototipos de turbinas durante las etapas de diseño.

En este trabajo, se han aplicado varios modelos analíticos de disco actuador y tubo de corriente para el prediseño de un modelo a escala de una microturbina hidrocínética. El objetivo final del trabajo es ensayar el modelo en un canal hidráulico de pruebas (situado en la Escuela Politécnica de Mieres) para, una vez validado el modelo, construir un prototipo a tamaño real y ensayarlo en condiciones reales. Las dimensiones de la turbina a escala para su ensayo en canal hidráulico son de 0.1 m de radio y 0.2 m de altura, siendo la velocidad del agua en el canal de 1 m/s.

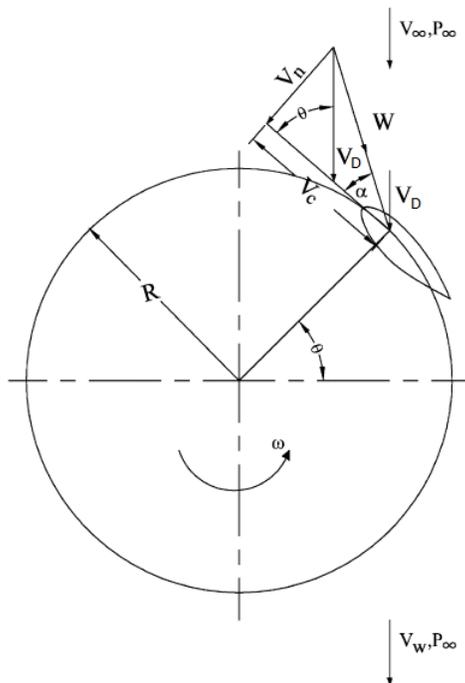
## METODOLOGÍA

### Teoría del disco actuador y del elemento de pala

La teoría del disco actuador considera a la turbina como un disco que frena el agua que incide sobre la misma, extrayendo energía de la corriente. Como resultado, la velocidad del flujo de agua se reduce tras pasar por la turbina. La velocidad del agua se asume constante a lo largo del disco actuador, considerándose igual a la media de las velocidades aguas arriba y aguas abajo del disco.

Por otra parte, la teoría del elemento de pala divide las palas de la turbina en múltiples “elementos de pala”, y calcula el arrastre y sustentación sobre cada elemento a partir del número de Reynolds y el ángulo de ataque del perfil hidrodinámico. Descomponiendo las fuerzas de arrastre y sustentación en las direcciones deseadas e integrando para todos los elementos de pala se obtienen los valores globales de arrastre, par y potencia de la turbina completa. En la Figura 1 se muestra un esquema de la hidrodinámica de este tipo de turbinas.

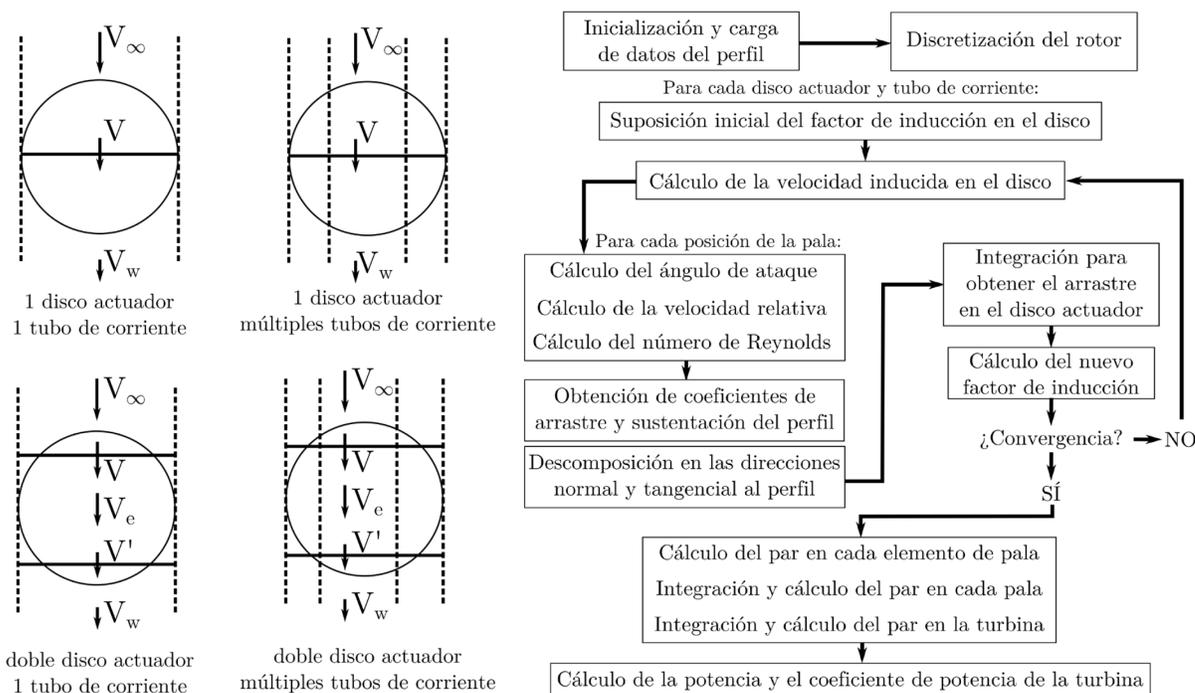
Para el análisis de una turbina es necesario combinar ambas teorías, ya que la velocidad del agua a la altura de las palas es, a priori, desconocida. Por este motivo, los modelos analíticos de tubo de corriente, que combinan iterativamente estas teorías, son una herramienta muy útil para el prediseño de las palas de una turbina hidrocínética.



**Figura 1** | Hidrodinámica de turbina de eje vertical (adaptado de Islam et al., 2008).

## Modelos analíticos de tubo de corriente

Existen varios tipos de modelos de tubo de corriente en función de la discretización realizada de la turbina. El modelo de tubo de corriente simple (SSTM por sus siglas en inglés, Single Streamtube Model), considera un único disco actuador y un tubo de corriente para realizar los cálculos. Debido a las diferentes condiciones de flujo incidente que sufren los perfiles hidrodinámicos durante el giro, resulta interesante dividir la turbina en múltiples tubos de corriente, calculando el perfil de velocidades de viento a lo largo de la misma. De estas suposiciones surge el modelo de disco actuador y múltiples tubos de corriente (MSTM por sus siglas en inglés, Multiple Streamtubes Model). Finalmente, dado que el comportamiento de las palas en las zonas de barlovento y sotavento de la turbina es diferente, la turbina puede modelarse como la combinación de dos discos actuadores en tándem. A partir del modelo SSTM se obtiene el modelo de doble disco actuador y un tubo de corriente (DDSM por sus siglas en inglés, Double-Disc Streamtube Model). Finalmente, el modelo más complejo es el de doble disco actuador y múltiples tubos de corriente (DMST por sus siglas en inglés, Double-Multiple Streamtubes Model). Éste es el modelo elegido para realizar los cálculos presentados en este trabajo, dada su mayor capacidad a la hora de predecir la variación del flujo a lo largo de toda la turbina.



**Figura 2** | Discretización y esquema de cálculo de los modelos analíticos empleados en este estudio.

Los modelos se han implementado en MATLAB®, con el objetivo de conseguir una herramienta que permita la rápida comparación de diseños de este tipo de turbinas y evite el gran lapso de tiempo requerido por las técnicas CFD (Meana-Fernández et al., 2015).

El método de cálculo del modelo de doble disco actuador y múltiples tubos de corriente es el siguiente (los demás modelos son similares en la forma de cálculo, pero tienen una menor complejidad): primero se inicializa el modelo y se cargan los datos aerodinámicos del perfil en función del número de Reynolds y el ángulo de ataque. Dichos datos deben provenir de una fuente externa, que puede ser datos experimentales, simulaciones CFD o cualquier otro tipo de cálculo. Para este trabajo, se ha utilizado un método de paneles implementado en el código del programa XFOIL (Drela, 1989). Los datos necesarios para inicializar el modelo son: densidad del agua  $\rho$ , viscosidad dinámica del agua  $\mu$ , número de palas de la turbina  $N$ , radio de la turbina  $R$ , altura de la turbina  $H$ , cuerda del perfil  $c$ , velocidad del flujo de agua incidente  $V_\infty$ , velocidad de rotación de la turbina  $\omega$  y coeficiente de velocidad específica  $\lambda$  ( $\lambda$  es la relación entre la velocidad de punta de pala y la velocidad del flujo de agua

incidente  $R\omega/V_\infty$ ). Posteriormente, se discretiza el rotor en  $N_s$  elementos verticales de tamaño  $\Delta H$  y  $N_t$  elementos en la dirección azimutal de tamaño  $\Delta\theta$ .

Una vez discretizado el rotor, el cálculo comienza por el primer disco actuador, suponiendo que el agua no se frena al atravesarlo:

$$u_1 = 1 \rightarrow V_1 = u_1 V_\infty \quad (1)$$

donde  $u_1$  es el factor de interferencia del primer disco actuador y  $V_1$  es la velocidad del agua en el primer disco.

Posteriormente, se calcula el ángulo de ataque  $\alpha_1$ , la velocidad relativa del agua  $W_1$  y el número de Reynolds  $Re_1$  correspondiente para cada una de las posiciones azimutales  $\theta$  en las que se ha discretizado el rotor:

$$\alpha_1 = \text{atan} [V_1 \sin\theta / (R\omega + V_1 \cos\theta)] \quad (2)$$

$$W_1 = [(R\omega + V_1 \cos\theta)^2 + (V_1 \sin\theta)^2]^{1/2} \quad (3)$$

$$Re_1 = (\rho|W_1|c)/\mu \quad (4)$$

Tras calcular estas variables, se obtienen los coeficientes de arrastre y sustentación del perfil  $C_D$  y  $C_L$  en función del número de Reynolds y el ángulo de ataque y se descomponen en las direcciones normal y tangencial al perfil:

$$C_{N1} = C_{L1} \cos\alpha_1 + C_{D1} \sin\alpha_1 \quad (5)$$

$$C_{T1} = C_{L1} \sin\alpha_1 - C_{D1} \cos\alpha_1 \quad (6)$$

La función que caracteriza al arrastre en el primer disco actuador es:

$$f_{up} = (N)/(\delta\pi R \sin\theta)(W_1/V_\infty)^2 [C_{N1} \sin\theta - C_{T1} \cos\theta] \quad (7)$$

Y el nuevo factor de interferencia del disco se calcula como:

$$u'_1 = 1 - f_{up}/u_1 \quad (8)$$

Este nuevo valor se compara con el valor supuesto anteriormente. En caso de no coincidir, se vuelve a repetir el proceso de cálculo de forma iterativa hasta alcanzar la convergencia. Una vez alcanzada la convergencia, se puede calcular la contribución del primer disco al par  $T_1$  y la potencia  $P_1$  de la turbina completa ( $T_{S1}$  y  $T_{B1}$  son el par en un elemento de pala y en una pala completa respectivamente):

$$T_{S1} = (1/2) \rho R c C_{T1} \Delta H (W_1)^2 \quad (9)$$

$$T_{B1} = \sum_1^{N_s} T_{S1} \quad (10)$$

$$T_1 = (N/2) \sum_1^{N_t} T_{B1}/N_t \quad (11)$$

$$P_1 = T_1 \omega \quad (12)$$

Tras calcular las variables hidrodinámicas para el primer disco actuador, se repite el proceso con el segundo disco actuador, para la zona de sotavento de la turbina. En este caso, las velocidades de entrada al segundo disco son las velocidades calculadas en la estela del primer disco según la siguiente ecuación:

$$V_2 = u_2 (2u_1 - 1) V_\infty \quad (13)$$

donde  $u_2$  es el factor de interferencia del segundo disco, que empieza suponiéndose igual a  $u_1$ . La potencia total de la turbina es:

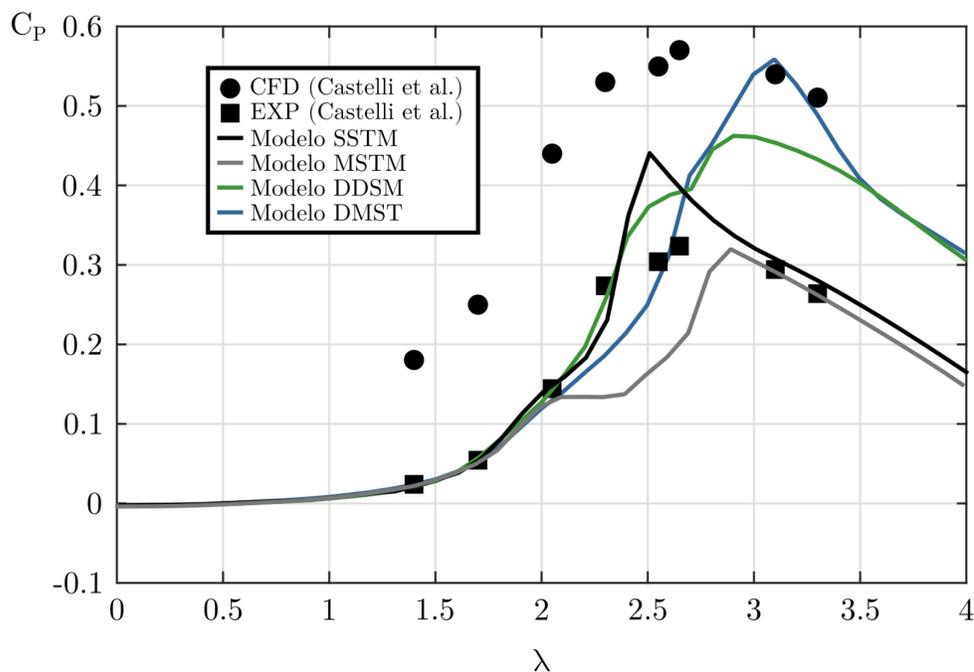
$$P = P_1 + P_2 \quad (14)$$

Definiendo el coeficiente de potencia de la turbina como la relación entre su potencia hidrodinámica y la potencia disponible en el agua que atraviesa el área de captación de la turbina, se obtiene una medida del rendimiento de la misma:

$$C_P = P/[(\rho R H)(V_\infty)^3] \quad (15)$$

## Validación del modelo

Una vez implementados los modelos, se procedió a su validación utilizando un perfil simétrico NACA-0021. Los datos experimentales necesarios para esta etapa se extrajeron de los resultados presentados por Castelli et al. (2011). La comparación entre los resultados del modelo propuesto en este trabajo y los resultados experimentales y de CFD encontrados en la bibliografía muestran un buen grado de acuerdo. El modelo es capaz de predecir la tendencia global del coeficiente de potencia, así como del punto al que éste alcanza su máximo valor. Los resultados de los modelos utilizados en este trabajo incluso se acercan más a los experimentales que los del CFD del propio autor, por lo que puede considerarse que el modelo es válido para el prediseño de turbinas hidrocínéticas de eje vertical.



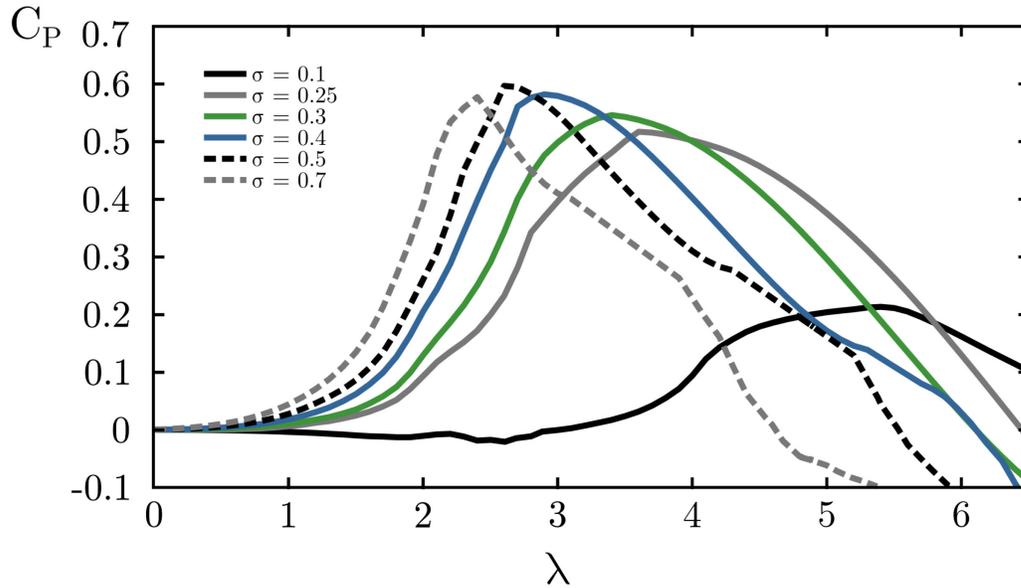
**Figura 3** | Validación de los modelos analíticos utilizados en este trabajo.

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### Selección del perfil y diseño de la turbina

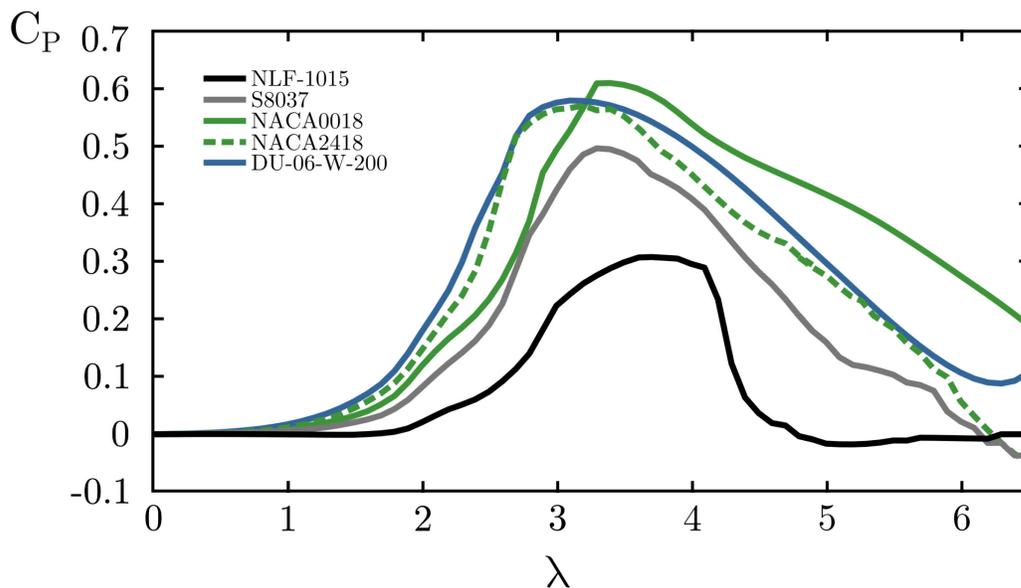
Tras la validación del modelo se procedió a realizar ensayos con distintos valores de solidez de la turbina hidrocínética con el fin de obtener la solidez óptima para el diseño. Para esta parte del trabajo, se utilizó un radio de turbina de 1 m, del orden de la turbina real a construir. Para los cálculos se empleó el perfil DU-06-W-200, desarrollado por Claessens (2006) y que se presupone con capacidad de autoarranque. La solidez se define como la relación entre la longitud ocupada por las palas de la turbina en relación con el radio de la misma:  $\sigma = Nc/R$ .

La Figura 4 muestra los resultados del coeficiente de potencia de la turbina al variar la solidez de la misma. Se puede observar que al aumentar la solidez de la turbina hasta un valor de 0.5 aumenta la potencia extraída por la misma. Sin embargo, en aras de un mejor control a la hora de realizar los ensayos, se ha optado por utilizar una solidez de 1/3 para el resto de cálculos. Con dicho valor de solidez, la potencia hidrodinámica extraída por las palas es suficientemente alta, mientras que la curva de potencia tiene una pendiente menos pronunciada, lo cual facilitará el control del punto de funcionamiento de la misma.



**Figura 4** | Estudio de la solidez óptima del diseño.

Una vez decidida la solidez de la turbina, se procedió a comparar varios perfiles típicamente utilizados en turbinas de eje vertical, diseñados específicamente para trabajar a números de Reynolds relativamente bajos. La Figura 5 muestra la comparación entre los coeficientes de potencia obtenidos con cada perfil estudiado. Se puede observar que el perfil que presenta la curva de mayor pendiente, la cual puede relacionarse con una mejor capacidad de autoarranque, es el DU-06-W-200. Por este motivo, y dado que su rendimiento máximo no disminuye notablemente respecto al del perfil con mayor rendimiento (NACA0018), será el perfil elegido para la construcción de la turbina.



**Figura 5** | Comparación de perfiles hidrodinámicos para el diseño.

De esta manera, el diseño final propuesto es una turbina tripala con una solidez de 1/3 utilizando el perfil DU-06-W-200.

## El problema del escalado

Las características geométricas del modelo a escala de la microturbina se recogen en la Tabla 1.

Tabla 1 | Características geométricas de la microturbina hidráulica.

Perfil	Radio (mm)	Altura (mm)	Nº Palas	Cuerda (mm)	Solidez
DU-06-W-200	100	200	3	11.111	1/3

A la hora de escalar las dimensiones de la turbina para poder colocarla en el canal, se encontró que la potencia esperable de la turbina a escala reducida era prácticamente nula. Hay dos explicaciones para este fenómeno: primero, la energía disponible en el área de ensayo, donde la potencia disponible en el área de ensayo se calcula como:

$$P = \rho R H (V_{\infty})^3 \quad (16)$$

Con una sección de ensayo de  $0.04 \text{ m}^2$  y una velocidad del flujo de  $1 \text{ m/s}$ , se obtiene una potencia de  $20 \text{ W}$ , a los que después habría que aplicar el rendimiento proporcionado por la curva de potencia de la turbina para obtener la potencia real.

La segunda explicación para este valor tan pequeño de potencia esperable se relaciona con el número de Reynolds del fluido. Al reducir de tal manera el radio de la turbina, se reduce la velocidad relativa del fluido respecto a los perfiles, lo cual se traduce en la generación de una menor sustentación en la turbina y por tanto de una menor potencia. La Figura 6 muestra, para la turbina diseñada, el coeficiente de potencia esperado en función de la velocidad del flujo en el canal. Se puede ver que habría que conseguir aumentar la velocidad en el canal hasta un valor de unos  $3 \text{ m/s}$  para obtener valores de potencia medibles experimentalmente. Sin embargo, para llevar a cabo esta solución hay que prestar especial atención al efecto de la turbina en el canal. Una velocidad en el canal demasiado alta podría suponer un cambio de régimen en el fluido, distorsionando completamente el objetivo del ensayo al no reproducirse las condiciones presentes en la ría, entorno en el que debe colocarse la turbina real.

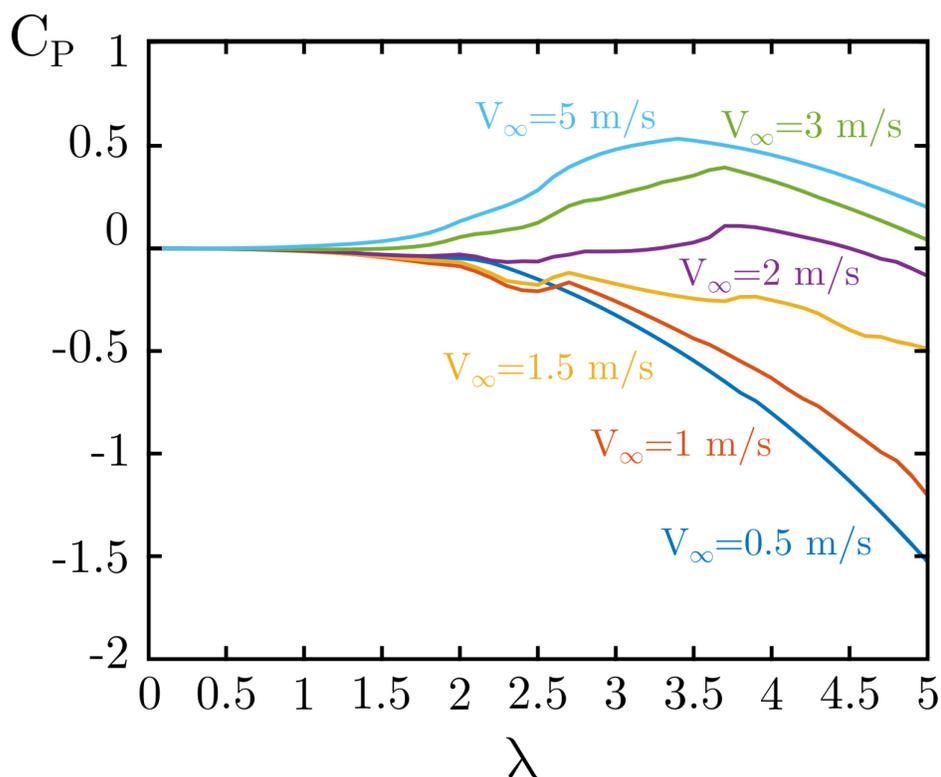


Figura 6 | Problemas esperados en el ensayo en el canal hidrodinámico.

Existe, no obstante, una solución diferente para lograr que los números de Reynolds en el ensayo experimental sean similares a los de las condiciones del flujo en la ría. Esta solución pasa por el cambio del fluido de ensayo. En el Área de Mecánica de Fluidos de la Escuela Politécnica de Ingeniería de Gijón hay disponible un túnel de viento con una sección de ensayo de 1 m x 1 m. A pesar de reducirse la densidad del fluido en un factor de  $10^{-3}$ , las velocidades que se pueden alcanzar dentro del túnel superan ampliamente los 20 m/s. Con una velocidad de 10 m/s, la potencia disponible en la sección de ensayo ya es  $10^3$  veces superior a la del canal hidráulico sin ni siquiera aumentar la escala de la turbina, lo cual resuelve el primer problema del ensayo de la curva de potencia. El problema relativo al número de Reynolds también quedaría resuelto: al aumentar el radio de la turbina hasta valores próximos a los de la turbina real a colocar en la ría, aumenta la velocidad de punta de pala. Con un cálculo sencillo se puede verificar cómo la turbina para el ensayo en aire conseguiría alcanzar el mismo número de Reynolds que la turbina real a colocar en la ría. Considerando que ambas turbinas tienen un perfil de cuerda  $c$  (ya no hay el problema de escalado), los números de Reynolds referidos a las velocidades del agua (1 m/s) y el aire (10 m/s) son aproximadamente:

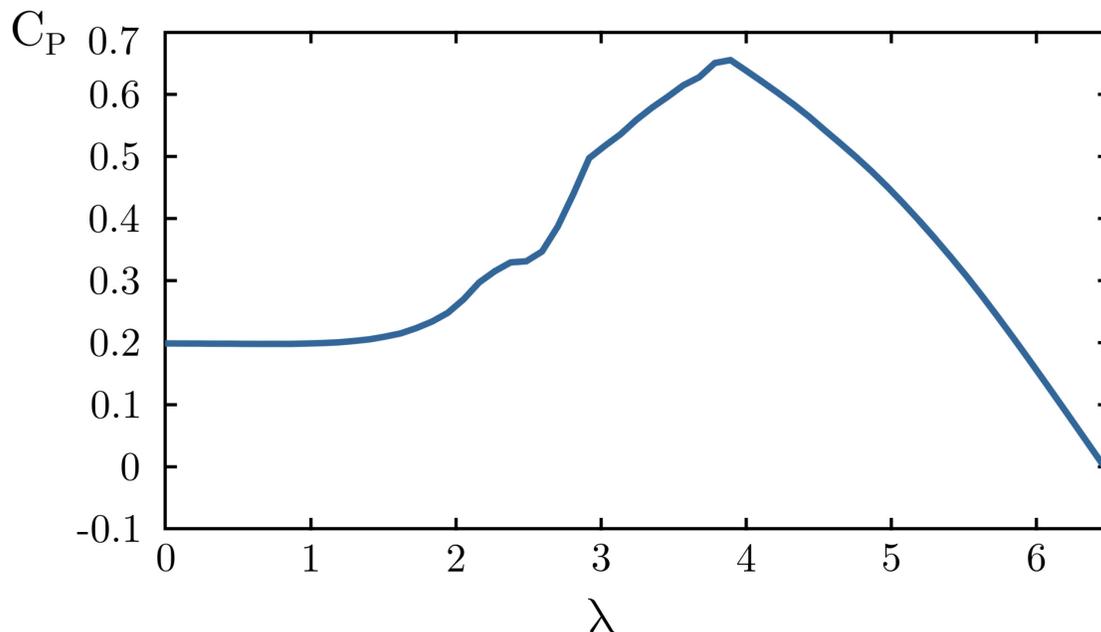
$$Re_{agua} = (1000 \text{ kg/m}^3) \cdot (1 \text{ m/s}) \cdot c(m) / (10^{-3} \text{ kg/(m}\cdot\text{s)}) = 10^6 c \quad (17)$$

$$Re_{aire} = (1 \text{ kg/m}^3) \cdot (10 \text{ m/s}) \cdot c(m) / (10^{-5} \text{ kg/(m}\cdot\text{s)}) = 10^6 c \quad (18)$$

La Figura 7 muestra la curva de potencia esperable para una turbina con las dimensiones recogidas en la Tabla 2. Dicha turbina podría ensayarse en el túnel de viento, siendo sus resultados fácilmente extrapolables a las condiciones reales del flujo en la ría donde ha de colocarse la turbina real.

**Tabla 2 | Características geométricas de la turbina a escala más próxima a la real.**

Perfil	Radio (mm)	Altura (mm)	Nº Palas	Cuerda (mm)	Solidez
DU-06-W-200	400	A definir	3	44.444	1/3



**Figura 7 |** Curva de la turbina semejante a la real para su ensayo en túnel de viento.

Todos estos resultados suponen la necesidad de construir un prototipo experimental para su ensayo en túnel de viento, con una escala más próxima a la de la turbina real. Los ensayos en canal hidráulico serán igualmente necesarios para evaluar el impacto de la turbina en el fluido, así como para obtener una mejor visualización del flujo mediante técnicas aplicación más sencilla en agua (inyección de partículas o tintes en el agua). Sin embargo, la curva de potencia debe obtenerse realizando ensayos en el túnel de viento, aprovechando la sinergia entre los dos equipos de trabajo que conforman este proyecto.

---

## CONCLUSIONES

Se ha comprobado que los modelos analíticos desarrollados suponen un considerable ahorro de tiempo en comparación con los métodos CFD. Estos modelos analíticos son capaces de predecir con una precisión razonable el máximo valor del coeficiente de potencia, así como el coeficiente de velocidad específica al cual se alcanza este máximo valor. Se puede concluir que se ha desarrollado una herramienta de cálculo eficiente para el prediseño de prototipos de turbinas hidrocínéticas de eje vertical capaz de obtener resultados en un tiempo del orden de minutos.

Tras estudiar distintos valores de solidez para una turbina de escala parecida a la real, se decidió elegir un valor de solidez de 1/3 para el prototipo, que aúna tanto un rendimiento elevado como la facilidad del control del punto de funcionamiento de turbina. El perfil hidrodinámico elegido es el DU-06-W-200, al ser el que a priori parece proporcionar una mayor capacidad de autoarranque sin que esto suponga un detrimento de la potencia extraída.

Sin embargo, a la hora de escalar la turbina para el ensayo en el canal, se comprobó la existencia de dificultades a la hora de medir experimentalmente la curva de potencia de la turbina, debido a la pequeña sección del área de ensayo (y por tanto la menor potencia disponible) y a la reducción en el número de Reynolds del fluido. Por este motivo, se diseñó una turbina a una escala más próxima a la real para ser ensayada en túnel de viento, cuyos resultados serán más fácilmente extrapolables a las condiciones de la turbina real en la ría.

---

## AGRADECIMIENTOS

Este trabajo cuenta con el apoyo de la ayuda para la formación de profesorado universitario “FPU” otorgada por el Ministerio de Educación, Cultura y Deporte de España y del proyecto Hidrocimar, con financiación del Instituto de Desarrollo Económico del Principado de Asturias (IDEPA) y la Unión Europea.

---

## REFERENCIAS

- AEE Communication Department. 2014. *Spain was in 2013 the first country where wind energy was the first source of electricity for an entire year*. AEE Press Release.
- Álvarez, E., Manso, A., Gutiérrez, A., Fernández, J., Secades, M. 2013. Obtaining renewable energy from tidal currents in the Avilés Port: New services for citizens. *IEEE International Conference of New Concepts Smart Cities Foster Public-Private Alliances*.
- Castelli, M.R., Englaro, A., Benini, E. 2011. The Darrieus wind turbine: Proposal for a few performance prediction model based on CFD. *Energy*, 36: 4919-4934.
- Claessens, M.C. 2006. *The Design and Testing of Airfoils for Application in Small Vertical Axis Wind Turbines*. Master Thesis, TU Delft.
- Drela, M. 1989. Xfoil: An analysis and design system for low Reynolds number airfoils. *Proceedings of the Conference Notre Dame*, 1-12, Indiana, USA, Jun 1989. Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Islam, M., Ting, D. S.-K., Fartaj, A. 2008. Aerodynamic models for Darrieus-type straight-bladed vertical axis wind turbines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 12, 1087-1109.
- Meana-Fernández, A., Solís-Gallego, I., Fernández Oro, J.M., Argüelles Díaz, K.M., Velarde-Suárez, S. 2015. Modelos analíticos para la predicción de las prestaciones de turbinas eólicas de eje vertical y palas rectas. *En: Current Trends in Energy and Sustainability 2015 Edition* (R. Gómez-Calvet, J.M. Martínez-Duart, ed.) Real Sociedad Española de Física, Gijón, Spain, 285-295.

Paraschivoiu, I. 2002. *Wind Turbine Design: with Emphasis on Darrieus Concept*. Presses internationals Polytechnique.