

**Universidad  
Rey Juan Carlos**

**Escuela Superior de Ciencias Experimentales y Tecnologías**

**GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**Trabajo Fin de Grado**

**ANÁLISIS, CÁLCULO Y DISEÑO DE UNA TURBINA  
HIDROCINÉTICA PARA UNA CENTRAL DE ENERGÍA  
MAREOMOTRIZ**

**Hernán Abad Trenado**

**Directora: Gema Gómez Pozuelo**

**Curso Académico 2023/2024**



## **Grado en Ingeniería Mecánica**

### **Trabajo Fin de Grado**

El presente trabajo, titulado ANÁLISIS, CÁLCULO Y DISEÑO DE UNA TURBINA HIDRÁULICA PARA UNA CENTRAL DE ENERGÍA MAREOMOTRIZ, constituye la memoria correspondiente a la asignatura Trabajo Fin de Grado que presenta D. HERNÁN ABAD TRENADO como parte de su formación para aspirar al Título de Graduado en INGENIERÍA MECÁNICA. Este trabajo ha sido realizado en UNIVERSIDAD REY JUAN CARLOS en la ESCUELA DE CIENCIAS EXPERIMENTALES Y TECNOLOGÍA bajo la dirección de Dña. GEMA GÓMEZ POZUELO.

Móstoles, febrero 2024

## **Agradecimientos**

Quisiera agradecer a todas aquellas personas que han contribuido a que pueda formarme profesionalmente y dar por finalizada mi etapa de estudiante en la Escuela Superior de Ciencias Experimentales y Tecnología de la Universidad Rey Juan Carlos.

Me gustaría mostrar mi agradecimiento en primer lugar, a mi tutora Gema, por su ayuda, paciencia y dedicación en el desempeño de este trabajo.

A mis padres y hermano por su paciencia y ayuda desinteresada hasta el final de la carrera.

Y para terminar, a mis amigos que me acompañan desde siempre.

## Índice

---

1	Resumen .....	5
2	Introducción .....	7
2.1	Situación energética actual.....	7
2.2	Creación de Mareas .....	7
2.3	Corrientes de mareas .....	9
2.4	Energía mareomotriz .....	9
2.5	Funcionamiento central mareomotriz.....	10
2.6	Principales centrales mareomotrices del mundo.....	11
2.7	Turbinas hidrocinéticas.....	12
2.8	Ventajas e inconvenientes de la energía mareomotriz.....	14
3	Objetivos.....	16
3.1	Objetivo general .....	16
3.2	Objetivos específicos.....	16
4	Metodología.....	17
4.1	Requisitos de diseño de la turbina .....	17
4.2	Emplazamiento - Lugar de ubicación.....	19
4.2.1	Área de estudio .....	20
4.2.2	Selección del emplazamiento .....	23
4.3	Marco teórico para el desarrollo de la simulación .....	24
4.3.1	Teoría del momento y teoría del elemento de la pala (BEMT) .....	24
4.3.2	Límite de Betz.....	26
4.3.3	Número de Reynolds.....	27
4.3.4	Presión dinámica .....	27
4.4	Geometría e hidrodinámica de la pala .....	28
4.5	Perfiles aerodinámicos NACA.....	28
4.6	Fuerzas hidrodinámicas.....	30

4.6.1	Fuerza de sustentación ( $F_L$ ).....	30
4.6.2	Fuerza de arrastre ( $F_D$ ).....	30
4.6.3	Coeficientes hidrodinámicos.....	30
4.7	Ángulo de ataque.....	31
4.8	Cavitación.....	32
5	Solución técnica.....	33
5.1	Características del emplazamiento.....	33
5.2	Diseño de la turbina.....	34
5.3	Software Q-Blade.....	38
5.3.1	Comparación y selección de perfiles NACA.....	39
5.3.2	Diseño de las palas de la turbina hidrocínética.....	42
5.3.3	Simulación BEM con múltiples parámetros.....	43
5.3.4	Simulación BEM de líneas de elevación no lineales.....	45
5.3.5	Comparación de resultados teóricos y de simulación BEM.....	46
5.4	Selección de materiales.....	47
5.4.1	Software CES EduPack.....	47
5.4.2	Resultados selección de materiales mediante CES Edupack.....	48
5.5	Estudio económico.....	52
5.5.1	Gasto de capital (CAPEX).....	53
5.5.2	Coste operativo (OPEX).....	54
5.5.3	Coste nivelado de energía (LCOE).....	54
5.5.4	Cálculo del periodo de recuperación simple (SPP).....	55
5.5.5	Resultados económicos.....	55
6	Conclusiones.....	56
7	Bibliografía.....	57
8	Anexos.....	60

## 1 Resumen

En este Trabajo de Fin de Grado se realiza el diseño de un prototipo de turbina hidrocíntrica axial que permite el aprovechamiento de las corrientes de las mareas. Para ello, se ha llevado a cabo el análisis de tres localizaciones distintas, seleccionándose la Ría de Muros y Noia como zona perfecta para la ubicación, por las características del terreno, mareas y corrientes.

La turbina ha sido diseñada bajo el modelo aerodinámico Blade Element Momentum (BEM), calculando teóricamente la potencia de la turbina, coeficientes aerodinámicos y número de cavitación. En este diseño se desarrollan la configuración del rotor, las palas, el análisis hidrodinámico y el cálculo de coeficiente de potencia.

En este proyecto se han analizado varios perfiles NACA de cuatro y cinco dígitos para las palas de la turbina, simulando el comportamiento para seleccionar el perfil hidrodinámico de las palas con mayor eficiencia y rendimiento, utilizando el software de código abierto Q-Blade.

A continuación, se realiza una evaluación de los resultados de la simulación comparándolos con los resultados teóricos, para poder hacer un análisis general del diseño.

También se realiza un estudio de los posibles materiales que pueden utilizarse para el diseño de las palas mediante el software CES Edupack. Se ha comprobado la resistencia a la fatiga, resistencia a la corrosión marina y la rigidez entre todos los materiales. Las opciones más adecuadas obtenidas tras este análisis han sido PEEK/IM reforzado con fibra de carbono, Éster de Cianato reforzado con fibra de carbono, superaleación de base Cobalto y Epoxy/HS reforzado con fibra de carbono, finalmente se eligió para este proyecto el material compuesto Epoxy/HS reforzado con fibra de carbono por razones económicas.

El diseño finaliza obteniendo como resultado un rotor horizontal de 3 palas distanciados  $120^\circ$ , con diámetro de 5 m. de longitud, utilizando un perfil NACA 6615, con el cual se obtiene un valor del coeficiente de potencia de 0,40 a una velocidad de corriente de 2 m/s, logrando una potencia de turbina de 32 kW.

Por último, se ha realizado un estudio de costes y viabilidad de todo el conjunto. En primer lugar, se ha desglosado los costes del proyecto (CAPEX), teniendo en cuenta elementos estructurales y diferentes instalaciones de sistemas, obteniéndose un coste total de 99,84k€. Por otra parte, se ha realizado el coste operativo del proyecto anual (OPEX), donde se ha tenido en cuenta el mantenimiento y el seguro, obteniéndose

8,98k€ anuales. También se ha calculado el coste nivelado de energía (LCOE), dando como resultado 0,577€/kWh. Y ya, por último, se ha calculado el período de recuperación simple (SPP) del capital invertido, obteniéndose un resultado en 7,8 años.

## **2 Introducción**

### **2.1 Situación energética actual**

La epidemia de la COVID-19 y la guerra Rusia-Ucrania ha derivado en una crisis económica, la cual está afectando de manera desigual al proceso de transición energética que se está iniciando en muchos países para frenar los efectos del cambio climático.

La guerra Rusia-Ucrania ha provocado un aumento en los precios de la electricidad y del gas, agravando la crisis energética. Hay que tener en cuenta que Rusia es el tercer exportador de petróleo del mundo y suministrador principal de gas natural a la Unión Europea, que importa el 90 % del gas consumido siendo el 50 % procedente de Rusia.

La perspectiva de demanda de energía en Europa para 2023 podría entrar en una recesión, aunque no de consecuencias importantes, debido a que Europa ha sustituido el petróleo y el gas ruso por otros suministros alternativos de otros países. La Agencia Internacional de la Energía (AIE) advierte que alcanzar los niveles de demanda de energía precrisis, podría retrasarse hasta el 2025.

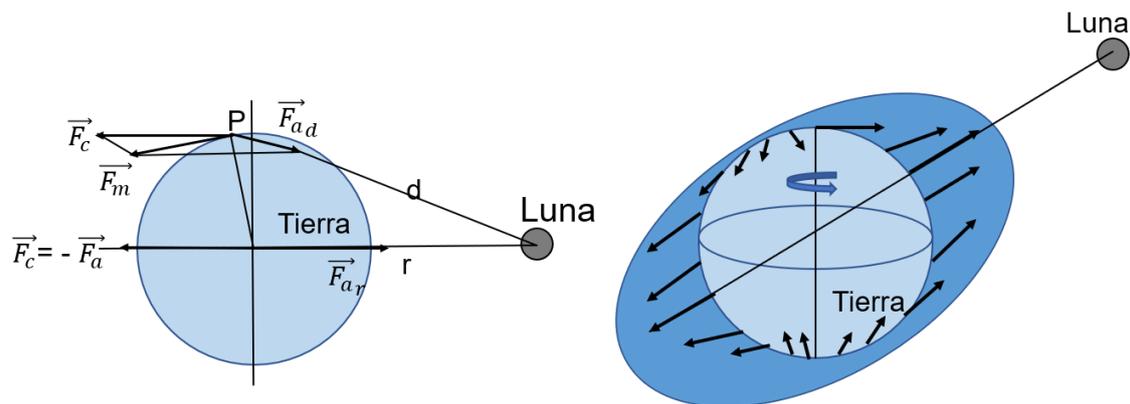
El Acuerdo de París sobre el cambio climático, aprobado en 2015 presenta como principal objetivo alcanzar cero emisiones netas para el 2050, por lo que actualmente se está apostando por una transición hacia las energías renovables procedentes de fuentes naturales, ya que aportan grandes ventajas para el clima, la economía global y la salud. Entre ellas destacan la energía eólica terrestre y marítima, la energía solar, geotérmica y otras más innovadoras que se encuentran en pleno crecimiento y desarrollo, como podría ser el hidrógeno verde, y la energía undimotriz y mareomotriz.

En base a todo lo anteriormente expuesto, el presente trabajo se centra en la generación de energía mareomotriz. En concreto, se va a realizar el diseño de la turbina hidráulica empleada en la central. A continuación, se va a detallar la creación y corrientes de mareas, en las que se basa la obtención de energía mareomotriz, después se ahonda en las centrales mareomotrices y las turbinas empleadas en las mismas.

### **2.2 Creación de Mareas**

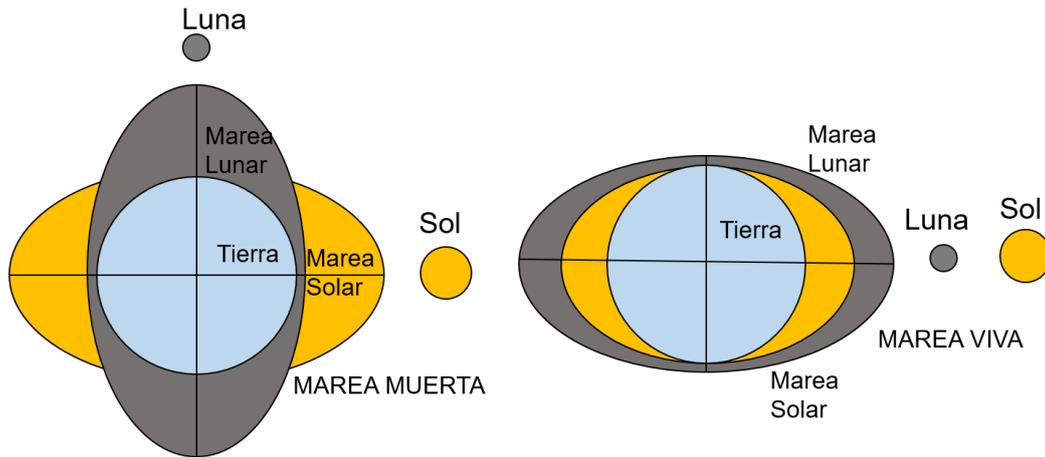
Las mareas son una variación periódica que influyen en el nivel del mar y del océano, provocado por las fuerzas de atracción gravitatoria que la Luna y el Sol ejercen en las partículas líquidas y por el movimiento de rotación de la Tierra, también conocido como aceleración de Coriolis (1).

La aceleración que producen las mareas aumenta con la masa y disminuye con el cubo de la distancia. Por ello, la influencia que tendrá la Luna en las mareas visibles será superior a las que provoca el Sol, en concreto, su fuerza para crear mareas es un 46 % menor que la Luna. Esto es debido a que la Luna, a pesar de tener una masa menor en comparación al Sol (27 millones de veces la de la Luna), se encuentra a una distancia menor (400 mil veces más lejos), provocando que su contribución sea mayor. La causa de las mareas deriva de la fuerza atractiva y centrífuga generadas en el centro de gravedad de la Tierra, las fuerzas de atracción de la Luna se neutralizan con la fuerza centrífuga generada por la rotación de la Tierra, tal y como se puede observar en la Figura 1. Cuando la Luna se encuentra por encima del horizonte la fuerza atractiva que ejerce será superior que la centrífuga, ocasionando en el mar o en el océano dos pleamares y dos bajamares, esto es conocido como marea semidiurna. Si la Luna no alcanza el horizonte corresponderá a una pleamar y una bajamar, esto es conocido como marea diurna.



*Figura 1: Fuerzas de atracción y centrífuga y la influencia de la Luna (1).*

Existen, además de las mareas mencionadas anteriormente, la marea viva producida cuando se alinean el Sol, la Tierra y la Luna en su fase nueva y llena. En este caso las pleamares serán más superiores y las bajamares serán inferiores a la media. Del mismo modo, cuando la Luna este en su fase de primer cuadrante o tercer cuadrante, se formará lo que se conoce como marea muerta, donde pleamares serán inferiores y las bajamares superiores al promedio, tal y como se muestra en la Figura 2. Todos estos movimientos de partículas líquidas provocan corrientes marinas denominadas corrientes de marea.



*Figura 2: Esquema mareas vivas y mareas muertas (1).*

### 2.3 Corrientes de mareas

Las corrientes de mareas se producen en las bajadas y subidas de mareas, el movimiento vertical de las mareas cerca de las costas hace que se produzca una corriente de marea horizontal. Cuando esta corriente es desplazada hacia la costa y posteriormente se aleja hacia el mar, se conoce como etapa de inundación. Sin embargo, si ocurre lo opuesto, es decir, cuando se aleja hacia el mar en primer lugar y seguidamente se adentra en la costa, se denomina etapa de refluo. Este fenómeno donde las corrientes de marea suben y bajan en direcciones opuestas se denominan corrientes inversas o rectilíneas. Estas corrientes sufrirán un período de aguas tranquilas, donde no habrá velocidad en el flujo de agua en la transición de esa etapa de inundación a la de refluo y viceversa. Este período puede durar varios segundos o incluso minutos, pasado este tiempo la corriente cambiará de dirección desencadenando un aumento de la velocidad de corriente, coincidiendo con la pleamar o bajamar. Este tipo de corrientes se suelen encontrar en la costa, ríos y estuarios.

### 2.4 Energía mareomotriz

La energía mareomotriz es un tipo de energía de carácter renovable y limpia, sin consumo de combustibles de origen fósil, que aprovecha el movimiento de las mareas de forma ininterrumpida. Para ello, se utiliza la energía cinética del agua, provocada por las corrientes generadas por las mareas, para hacer girar una o un conjunto de turbinas mareomotrices conectadas a sus respectivos generadores de electricidad. Es una energía con cero emisiones de gases contaminantes, muy poco explotada en España, ya que es una energía relativamente reciente y todavía se están realizando estudios para su desarrollo.

En principio básico de funcionamiento en el que se basa la energía mareomotriz es que cuando la marea sube y se encuentra en la fase de pleamar, en la costa pueda ser atrapada mediante diques o presas y, posteriormente, cuando se encuentre en bajamar, el agua fluya por la presa como en una central hidroeléctrica.

Este tipo de tecnología también puede permitir el uso de turbinas hidrocinéticas debajo del agua, movidas por las corrientes de marea y podría emplearse tanto en ríos que desembocan en el mar, como en los estuarios.

La energía de las mareas ha sido utilizada desde el siglo XI, el agua entrante de las mareas era retenida en estanques y almacenada y, posteriormente, en la bajada de la marea, al salir el flujo de agua se ponían en movimiento las ruedas hidráulicas y molían el grano, no fue hasta el siglo XIX donde se utilizó esta tecnología para convertirla en electricidad. En la actualidad, la creciente demanda de energías renovables para la obtención de energía eléctrica y el impacto medioambiental de combustibles fósiles ha provocado que aumente el desarrollo de la energía mareomotriz.

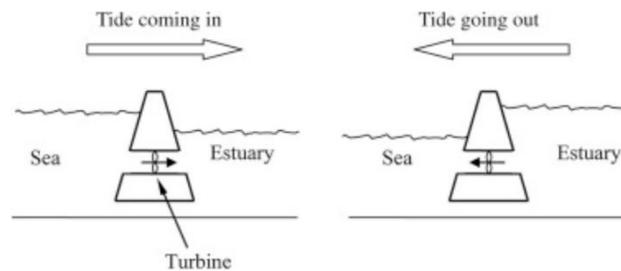
Hay dos métodos principales de extracción de energía de las corrientes de agua. La forma tradicional consiste en aprovechar las diferencias de mareas, utilizando diques y almacenamiento de agua para aprovechar la energía potencial del agua. El problema de este método es su gran impacto en la huella medioambiental, ya que impide la migración de algunas especies, aumentando la temperatura del agua en sus alrededores y provocando un desequilibrio en la fauna marina. Otro inconveniente es la necesidad de grandes extensiones de terreno para su construcción, teniendo unos costes altos y, como consecuencia, destruyendo fauna y flora. El segundo método, consiste en capturar la energía cinética del agua directamente en las corrientes de marea utilizando dispositivos hidrocinéticos, en lugar de aprovechar la energía potencial. Esta nueva tecnología tiene un mínimo impacto medioambiental y por esta razón se está apostando cada vez más por estos dispositivos, ya que su desarrollo es fácil y tienen un menor coste económico. Este método no requiere la construcción de diques, ni necesita grandes extensiones de terreno para su instalación.

## **2.5 Funcionamiento central mareomotriz**

La conversión de energía mareomotriz tiene cierta similitud con la conversión de energía cinética de las centrales eólicas. El generador de una central mareomotriz convierte la energía de las mareas y las corrientes en electricidad útil, por lo tanto, cuanto mayor sea la variación de mareas y la velocidad de las corrientes, más alto será el potencial de la localización para generar electricidad.

Existen tres tipos de centrales que utilicen esta energía:

- **Generador de corriente de marea:** en este tipo de central se utiliza la energía cinética del movimiento del agua para poner en movimiento las turbinas, siendo muy similar a la energía eólica.
- **Presa de marea:** en este tipo de central se aprovecha la energía potencial creada por la diferencia de altura en la pleamar y la bajamar, estas presas requieren la construcción de diques en estuarios o zonas de costa, se puede observar su funcionamiento en la Figura 3.



*Figura 3: Organigrama del funcionamiento del dique (2)*

- **Energía mareomotriz dinámica:** es un tipo de energía que no ha sido aplicada, estando aun en desarrollo. Se basa en una tecnología que incluye un dique perpendicular a la costa en forma de T, el cuál interferirá creando zonas de diferentes niveles de agua en los dos lados del dique para, posteriormente, utilizar turbinas bidireccionales.

## 2.6 Principales centrales mareomotrices del mundo

En estos últimos años se ha despertado interés en esta tecnología y se han empezado a construir algunas centrales mareomotrices en diversos países, de las cuales la mayoría son centrales de tipo presa. Las principales centrales del mundo son las siguientes (3):

- **Central mareomotriz en el lago Sihwa en Korea del sur.** Construida en 1994 y abierta en 2011, está localizada a 4 km de la ciudad de Siheung en Gyeonggi y es considerada la más grande del mundo con una capacidad de generación de 254 MW al día. Posee un dique de 12,5 km de longitud y diez turbinas de tipo bulbo sumergidas con una capacidad de producción de 25,4 MW.
- **Central de La Rance en Francia.** Construida entre 1961 y 1966 y localizada en el estuario del río Rance. Es la central más antigua construida y tiene una

capacidad de generación de 240 MW al día. Consta con un dique de 163,6 m de longitud y 24 turbinas reversibles bulbo con una capacidad de 10 MW cada una.

- **Central de la bahía Swansea de Gran Bretaña.** Es un proyecto que actualmente aún está en proceso y se prevé que tendrá una capacidad de generación de 240 MW al día y un dique de 9,5 km. La planta utilizará turbinas de bulbo reversibles.
- **Central MeyGen en Escocia.** Es un proyecto iniciado en 2006, actualmente es el proyecto de granjas de turbinas sumergidas más grande del mundo. Tiene una capacidad de generación de 86 MW al día y se espera que en unos años alcance toda su capacidad de 398 MW. Posee 6 turbinas hidrocinéticas AR1000 de un rotor.
- **Central Annapolis Royal en Canadá.** Construida en 1960 y localizada en la cuenca Annapolis una subcuenca de la bahía de Fundy. Tiene una capacidad de generación de generación de 20MW al día. Posee una sola turbina de 4 palas y compuertas para acumular agua en las pleamares y después abrir en las bajamares, provocando el movimiento de la turbina.

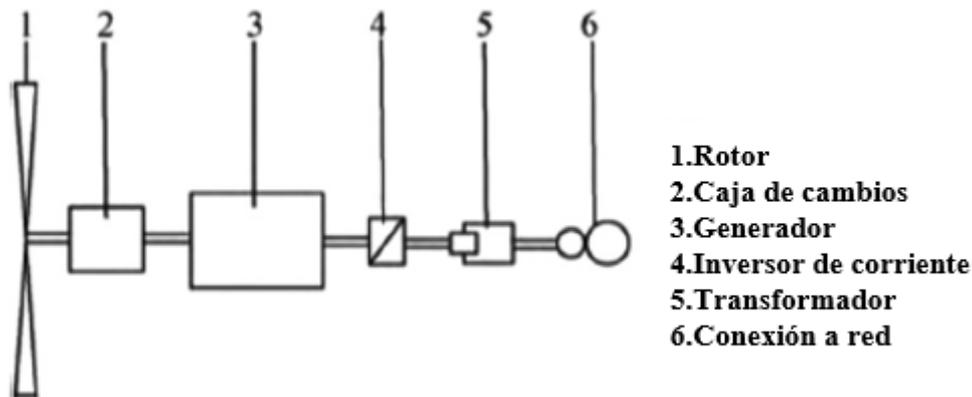
## 2.7 Turbinas hidrocinéticas

Se han desarrollado muchas tecnologías para extraer la energía cinética del agua, pero la más común y la que más se está empezando a utilizar son las turbinas hidrocinéticas.

Las turbinas hidrocinéticas son dispositivos electromecánicos que convierten la energía cinética del agua que fluye en electricidad. Tienen cierta similitud con las turbinas de viento (aerogeneradores), en términos físicos de operación y en el paso del aire a través de las palas. También hay semejanza en la parte electrónica y la conversión de esa energía cinética a mecánica y posteriormente a eléctrica mediante generadores.

El mecanismo de funcionamiento de las turbinas hidrocinéticas se basa en que las palas de la turbina generarán empuje, debido al resultado de las fuerzas hidrodinámicas en el rotor axial, que causarán la rotación de las palas. Esto producirá un torque que será transmitido al eje y posteriormente a la caja de cambios y al generador. En la Figura 4 se presenta un esquema de los diferentes componentes de la turbina. Respecto a la energía eólica, la densidad de potencia y el rendimiento es inferior

frente a la energía mareomotriz debido a la mayor densidad que tiene el agua en comparación con el aire. Otro aspecto a destacar es que la mareomotriz es una energía renovable predecible, permitiendo la planificación de la generación de energía diaria. Además, aunque se disponga de una corriente de marea de tal solo 2 m/s, siendo esta aparentemente una velocidad baja, este tipo de turbinas permite un mayor rendimiento a flujos bajos en comparación a las turbinas de viento (4).



*Figura 4: componentes de una turbina hidrocínética (5).*

Por otro lado, en las turbinas hidrocínéticas, dependiendo de la alineación de los ejes del rotor con respecto a la dirección del fluido, se pueden diferenciar dos categorías, las cuales podrían ser empleadas tanto en ríos como en océanos, dependiendo de su geometría, tamaño y función.

- Turbina de eje horizontal o de eje axial. En este grupo los ejes se encuentran paralelos al flujo de agua, actualmente se utilizan para aplicaciones en océanos y son las más abundantes. Dentro de este grupo existen cuatro tipos, tal y como se muestra en la Figura 5, se escoge un tipo u otro dependiendo de las condiciones del ambiente y la localización.
- Turbina de eje vertical. En este grupo los ejes se encuentran perpendiculares al flujo de agua, lo cual le proporciona la ventaja de que puede aceptar flujo de agua en cualquier dirección, por lo tanto, no necesitará un mecanismo de guiñada. Mecánicamente es más simple y tiene un coste inferior, actualmente se usa para aplicaciones en ríos. A continuación, se muestran los 5 tipos en la Figura 6.

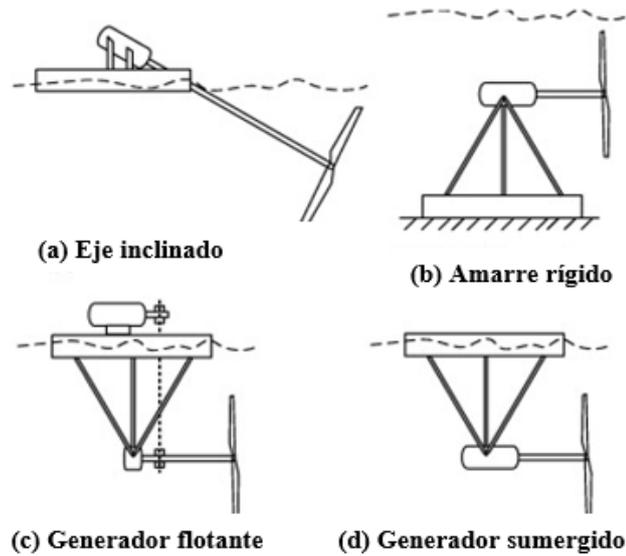


Figura 5: tipos de turbina hidrocínética de eje horizontal (6).

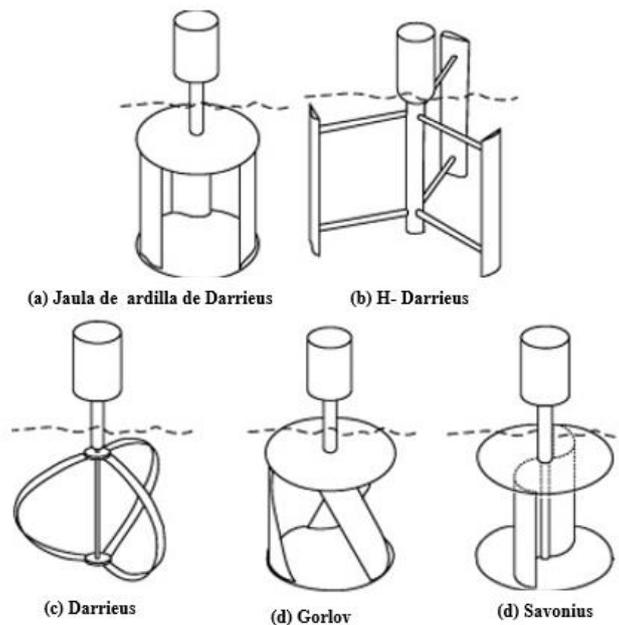


Figura 6: tipos de turbinas hidrocínéticas de eje vertical (6).

## 2.8 Ventajas e inconvenientes de la energía mareomotriz

La ventaja de la energía mareomotriz sobre la eólica terrestre es que es más previsible y no provoca el impacto visual de las turbinas de viento en tierra. Su energía es renovable, limpia e inagotable, y es una energía eficiente gracias a la densidad del agua, pudiendo producir energía eléctrica a baja velocidad.

Su desventaja es que, por ahora, es mucho más cara que la terrestre ya que es una tecnología con menor grado de madurez. Además, presenta un impacto medioambiental mayor ya que el ecosistema puede sufrir alteraciones y hay un posible efecto sobre la calidad del agua. Así como su fluctuación con la naturaleza, ya que es una energía que depende de la Luna, del Sol y la rotación de la Tierra como se ha explicado anteriormente, esto deriva a que se puedan producir cambios cada hora, cada día o mes. Sin embargo, hay actualmente estrategias para combatir esta fluctuación.

Dentro de la energía mareomotriz, los aspectos a destacar de las turbinas hidrocinéticas frente a las presas mareomotrices es su menor impacto medioambiental al colocarse en el mismo paso de una corriente libre y no precisar retener agua o realizar costosas obras civiles para su funcionamiento. No obstante, puede afectar al transporte de sedimentos, a la calidad del agua y a los organismos vivos que proliferan en su hábitat (7).

A continuación, en la Tabla 1 se muestra una comparativa del aprovechamiento energético de las mareas en función de si se emplea una presa o dique o una turbina hidrocinética. Las flechas indican que el empleo de presas tiene un coste, un impacto medioambiental y una necesidad de extensión de terreno elevado, frente a las turbinas hidrocinéticas, las cuales solo tienen un mantenimiento elevado, siendo en ambos casos la predictibilidad de su puesta a disposición de la sociedad elevada y beneficiosa.

Las turbinas hidrocinéticas permiten la generación de energía eléctrica utilizando la energía de las corrientes de agua, en más diversos entornos: como son, en ríos, estuarios, mares, canales de riego y trasvases elaborados por el hombre, entre otros.

Por todo ello se puede decir que la energía mareomotriz de turbinas hidrocinéticas es más aprovechable y rentable que las de presas.

*Tabla 1: comparativa entre energía mareomotriz con presas y turbinas hidrocinéticas.*

Energía mareomotriz		
	Presas	Turbina hidrocinética
Coste	↑	
Impacto medioambiental	↑	
Mantenimiento		↑
Extensión de terreno	↑	
Predictibilidad	↑	↑

### 3 Objetivos

#### 3.1 Objetivo general

El objetivo general del presente Trabajo Fin de Grado es la realización del diseño de una turbina mareomotriz y el estudio de la viabilidad económica de la generación de electricidad mediante el aprovechamiento de la energía de las corrientes de mareas.

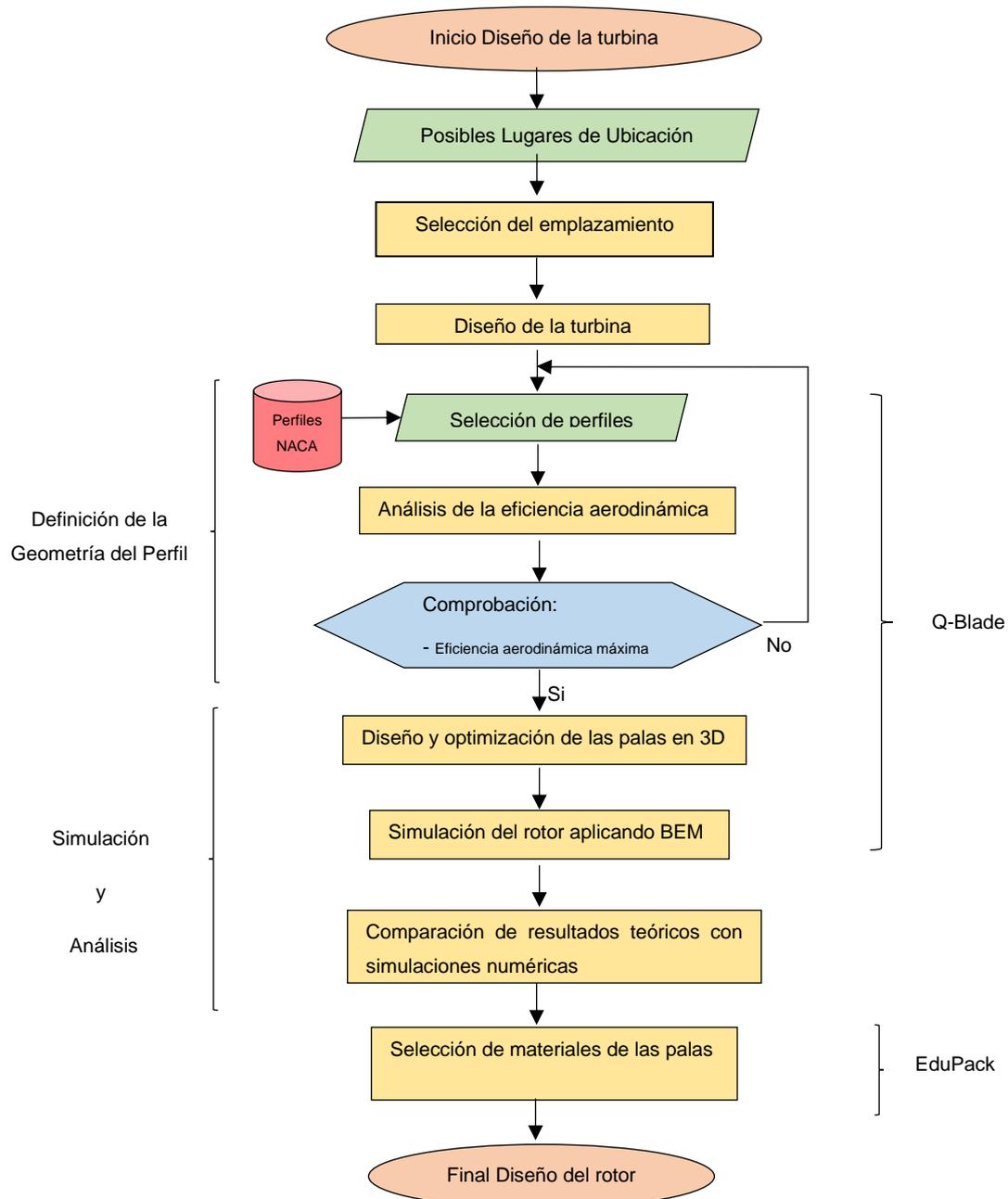
#### 3.2 Objetivos específicos

El objetivo general puede dividirse en los siguientes objetivos específicos:

- Análisis de los posibles emplazamientos para conseguir la ubicación más adecuada y eficiente donde se situaría el conjunto de turbinas que formarían parte de la central mareomotriz.
- Estudio de las tecnologías actuales que existen acerca de la explotación de la energía mareomotriz para transformar la energía cinética de las corrientes marinas en energía eléctrica.
- Realizar un estudio geográfico de las costas españolas para determinar el emplazamiento de la central mareomotriz.
- Estudiar la teoría del momento y teoría del elemento de la pala (BEM) para establecer la geometría de las palas de la turbina.
- Analizar y simular el comportamiento y rendimiento de varios perfiles NACA para seleccionar el perfil hidrodinámico de las palas con mayor eficiencia hidrodinámica, de acuerdo con el diseño del rotor, utilizando el software de código abierto Q-Blade.
- Diseñar la turbina, realizando los cálculos teóricos de potencia de la turbina, coeficiente de presión, área de barrido y número de cavitación, comparando los resultados teóricos con la simulación numérica, para verificación del comportamiento de los distintos parámetros de trabajo.
- Análisis de los materiales de las palas para que sean eficientes en términos de coste, resistentes y duraderos que puedan soportar las fuerzas y tensiones generadas por el flujo del agua.
- Estudio completo de la viabilidad económica del proyecto de una central mareomotriz con turbina hidrocínética, evaluando los costes de inversión y de operación y mantenimiento.

#### 4 Metodología

En este apartado se indica el procedimiento seguido para la realización del presente Trabajo Fin de Grado. Para ello, se presenta el diagrama de flujo de la Figura 7, que muestra los pasos que han permitido la realización del diseño del rotor de la turbina hidrocínética.



*Figura 7: Organigrama explicativo de la metodología empleada en la elaboración del presente Trabajo Fin de Grado.*

##### 4.1 Requisitos de diseño de la turbina

Para este proyecto se ha escogido el diseño de una turbina hidrocínética axial frente a la vertical, ya que proporciona una eficiencia más alta entre todos los tipos de

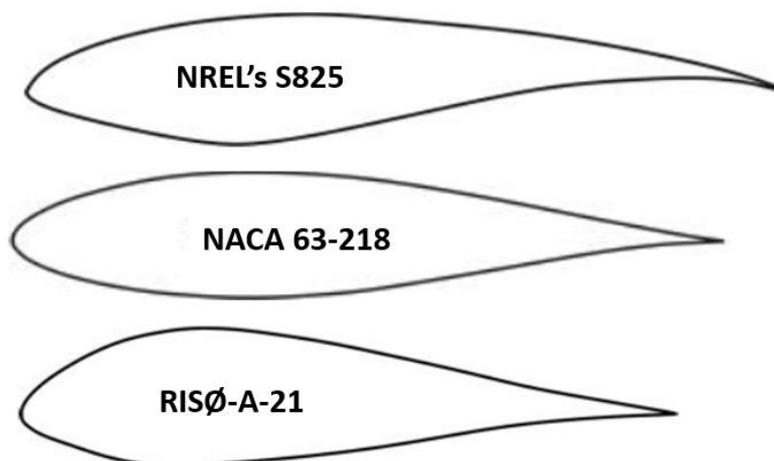
rotores, gran capacidad de autoarranque, no requiere de un impulso externo para comenzar su operación, y las palas trabajan bajo una situación de flujo regular, generando un par más estable con menos fluctuaciones (7).

Para el diseño de la turbina hidrocínética axial se ha tenido en cuenta la densidad del fluido, como ya se ha comentado anteriormente la densidad del agua al ser mayor que la del aire, por lo tanto, las fuerzas hidrodinámicas serán superiores a las aerodinámicas. Por ello, el espesor de las secciones de las palas han de ser superior al de una turbina eólica.

El requisito principal de la pala de la turbina hidrocínética axial es aumentar el coeficiente de empuje y disminuir el coeficiente de arrastre y el de guiñada. Para seleccionar un perfil hidrodinámico, un factor clave será escoger el valor más alto de eficiencia hidrodinámica, siendo esta la proporción entre los coeficientes de sustentación y de resistencia al avance ( $C_L/C_D$ ) (8).

El siguiente requisito que hay que tener en cuenta es el fenómeno de la cavitación, será un factor muy restrictivo que dependerá del espesor de las palas, ya que es uno de los mayores problemas al que se enfrentan actualmente las centrales de turbinas hidrocínéticas.

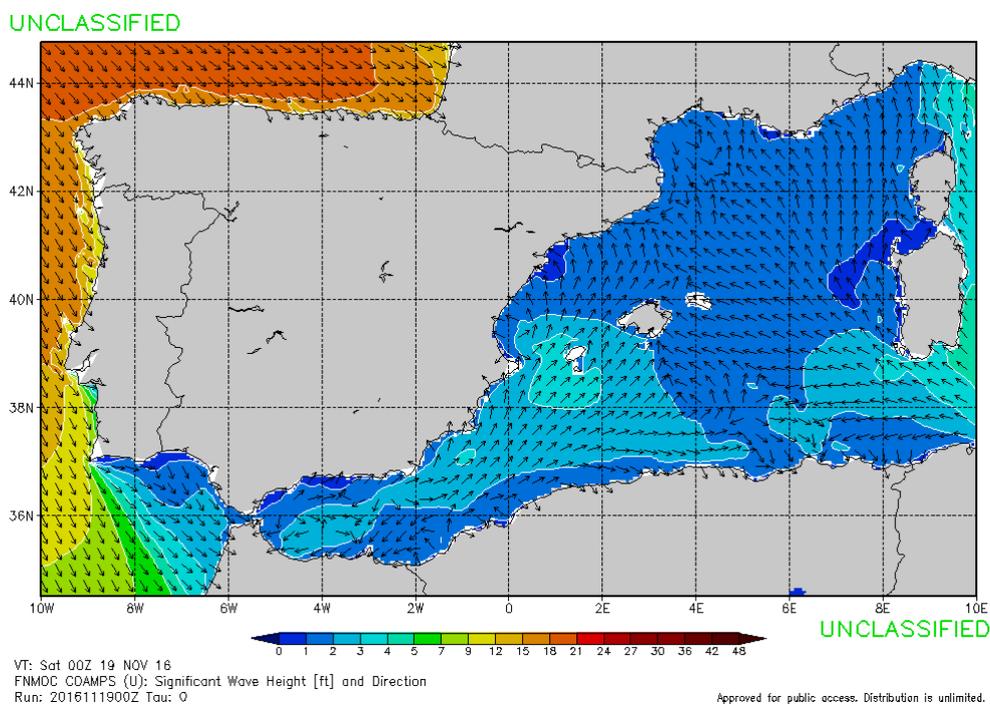
Varias instituciones han desarrollado perfiles aerodinámicos estipulados mediante estudios teóricos y experimentales como pueden ser perfiles NACA (National Aeronautics and Space Administration), NREL S-Series (National Renewable Energy Laboratory) o RISO A-X (RISO National Laboratory), los cuales se muestran en la Figura 8. Para este trabajo, se ha escogido los perfiles NACA, por haber realizado estudios importantes en la industria aeronáutica y ser los más utilizados.



*Figura 8: Diferentes tipos de perfiles aerodinámicos.*

## 4.2 Emplazamiento - Lugar de ubicación

El territorio español dispone de un gran potencial para el desarrollo de una fuente de energía renovable, la energía mareomotriz, la cual puede obtenerse de los mares y océanos que rodean nuestro litoral. Tal y como se puede comprobar con el mapa de la Figura 9 donde se muestran el oleaje y las mareas en la península ibérica, las zonas más interesantes son las costas del norte de España, bañadas por el Océano Atlántico, el cuál destaca por sus mareas semidiurnas, es decir, que hay dos mareas cada 24 horas lunares. Esta característica, unida a las corrientes de agua provocadas por los cambios de temperatura, las mareas y el viento dominante en la zona, hacen que sea un conjunto óptimo para la instalación de una central mareomotriz (9).



*Figura 9: mapa de la Península Ibérica del oleaje y corrientes (9).*

Diversos artículos científicos avalan las costas de Galicia como un punto con buenas características para la ubicación (10,11,12), a través de los resultados en los estudios de la orografía, la posibilidad de crear un emplazamiento en los estuarios, unos ríos de gran anchura que han sido invadidos por el mar a causa de la gran influencia de mareas y el hundimiento de las riberas, junto con el clima y la mezcla de agua de mar con el agua de río, crean las condiciones perfectas para la localización de una central mareomotriz en este punto geográfico.

Además, en Galicia se encuentra la empresa española Magallanes Renovables, líder en el aprovechamiento de las mareas para obtener energía y centrada en la explotación de la energía mareomotriz. Esta empresa ha llegado a estar en la vanguardia de este tipo de industria energética, con el desarrollo de una plataforma flotante que permite generar 2 MW de potencia. La existencia de esta compañía facilita la decisión sobre este emplazamiento, ya que en su entorno existen empresas fabricantes de elementos e infraestructuras para el diseño y construcción de este tipo de proyectos, permitiendo la creación de sinergias empresariales que ayuden en el desarrollo de esta tecnología innovadora, con la posibilidad de un desarrollo futuro en conjunto.

Por todo ello se considera como la opción más favorable la ubicación de una central mareomotriz en la Comunidad Autónoma de Galicia, por las características óptimas del terreno, la combinación de sus mareas y corrientes, junto con la existencia de otras empresas del sector energético en la zona, formando un conjunto de condiciones perfectas para esta ubicación.

#### 4.2.1 Área de estudio

En este apartado se ha realizado el estudio de cuatro posibles emplazamientos en estuarios, analizando sus características para la ubicación de la central mareomotriz.

- **Ría de Vigo.** La Ría de Vigo se encuentra en el noroeste de la costa Atlántica de España, forma parte de las Rías Baixas y está situada en el sur de la provincia de Pontevedra. El río Oitavén tras confluir con el río Verdugo, desemboca en esta Ría, tal como se indica en la Figura 10 donde la línea discontinua roja indica el área con el mayor potencial para la extracción de energía mareomotriz.

Este estuario típico con forma de V se extiende de sudoeste a nordeste, a modo de lana marina que se va estrechando a medida que te alejas de la costa, se extiende 32 km de largo y 10 km de ancho, con una profundidad en su zona central de 26 m y una superficie de extensión de 185 km<sup>2</sup>.

El estuario está conectado con el Océano Atlántico a través de 3 canales provocados por la presencia de las Islas Cíes en la boca de la ría. El canal norte posee 2,5 km de ancho, aproximadamente, y con una profundidad máxima de 23 m. Por otro lado, el canal sur tiene una ancho y profundidad superiores, 5 km y 52 m respectivamente y, por último, el canal central que separa el conjunto de Islas es el menos ancho y profundo de los 3 comentados (10).

Cabe destacar que en esta localización se encuentra el Parque Nacional de las Islas Atlánticas, formado por las Islas Cíes, Islas Ons, Isla Sálvora e Isla Cortegada, este

aspecto es importante ya que una instalación mareomotriz podría tener un gran impacto en la fauna marina y el transporte de sedimentos.

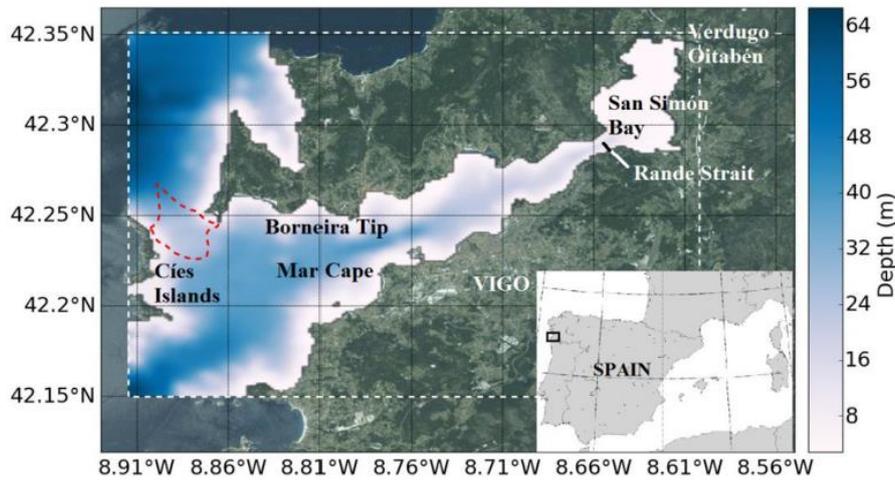


Figura 10: Localización Ría de Vigo en España (10).

- Ría de Muros.** La Ría de Muros se extiende, como el resto de las Rías Baixas, de sudoeste a nordeste en forma de hendidura en medio de las rocas. Este estuario se encuentra en la posición más septentrional y es la de menor tamaño dentro de las Rías Baixas, se puede observar en la Figura 11 su localización. Tiene una forma de embudo con una superficie de extensión de 125 km<sup>2</sup>, una anchura de aproximadamente 7,9 km (11). El río Tambre desemboca en esta Ría aportando su caudal de agua.

En la zona más externa del estuario se sitúa un canal central con una profundidad media de 42 m, aproximadamente, en su zona central. En su avance hacia el interior se ensancha y su profundidad empieza a disminuir hasta 30 m, llegando hasta el interior de la ría con una profundidad de 15 m.

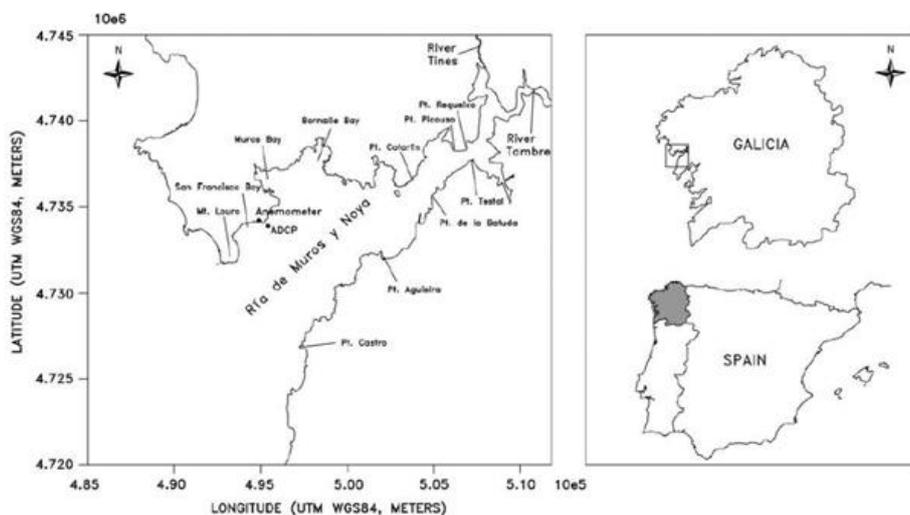
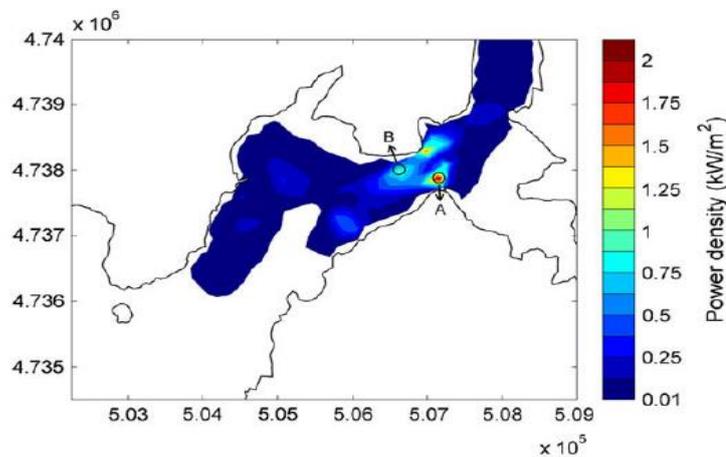


Figura 11: Localización Ría de Muros en España (11).

A diferencia de las otras Rías Baixas en este estuario no se encuentra ninguna isla en su parte más exterior, realizando su función de protección, esto se considera un punto a favor ya que hay una elevada energía de temporales y de densidad de potencia.

El estudio indica que la velocidad máxima de flujo supera los 2 m/s entre el Puerto Requeixo y Puerto Testal (11), indicando dos ubicaciones posibles: punto A en la zona con la densidad de potencia más alta, y el punto B en un área con una densidad de potencia algo menor, pero más separada de los puertos. La instalación de la central mareomotriz en el punto A requeriría una delimitación del canal de navegación que conduce a este puerto pesquero, mientras que la opción B sería la más idónea, tal como se muestra en la Figura 12.



*Figura 12. Densidad de potencia en la Ría de Muros (11).*

- **Ría de Ferrol.** La Ría de Ferrol se encuentra en el noroeste de la costa Atlántica de España, como las nombradas anteriormente, también forma parte de las 18 rías gallegas que existen (12). Este estuario tiene una longitud de 15 km y se extiende en una superficie de 21 km<sup>2</sup>. El río Jubia desemboca en esta Ría como se aprecia en la Figura 13.

La Ría puede dividirse en 4 partes:

- Zona exterior: se encuentra entre el cabo Prioriño Chico y Cabo Coitelada, siendo de 2,2 km de ancho y 33 m de profundidad aproximadamente.
- Zona central: es la zona donde se sitúa el puerto de Ferrol de unos 2,3 km de ancho y 15 m de profundidad
- Zona del interior: esta zona tiene muy poca profundidad y el acceso es complicado.

En la Figura 13 se indica la ubicación de los medidores de corriente utilizados para el estudio: S3 y S6, los puntos destacados en negro en el panel central muestran la posición de los mareógrafos y el punto rojo la posible ubicación de la central mareomotriz

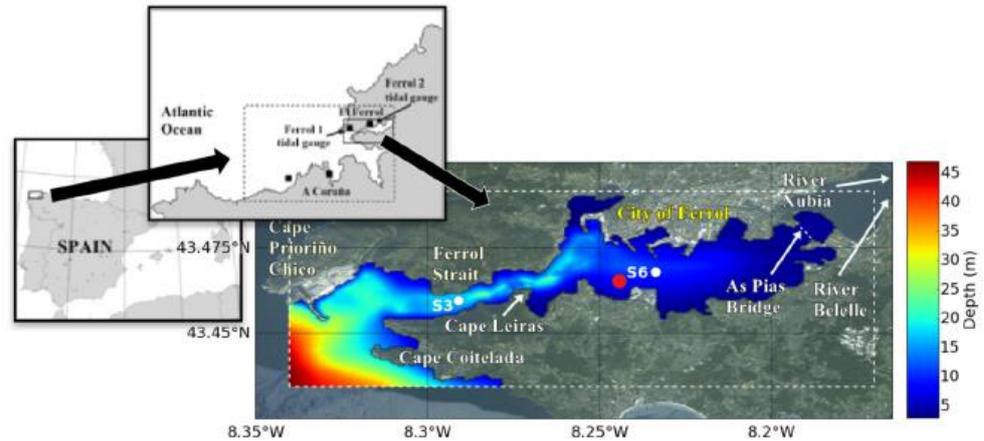


Figura 13: Localización Ría de Ferrol en España (12).

#### 4.2.2 Selección del emplazamiento

A continuación, se realiza el estudio de las diferentes rías del apartado anterior, para elegir la localización más adecuada para la ubicación de la central mareomotriz. Para ello, es necesario analizar en cada una de las localizaciones los datos siguientes:

- **Amplitud de marea.** Es el nivel del mar cuando hay bajamar y cuando hay pleamar, obteniendo la amplitud de marea, la cual cuanto mayor sea, más beneficiará a la extracción de energía, generando más corrientes de marea y más velocidad de corriente.
- **Profundidad.** Es la distancia que hay desde la superficie hasta el fondo marino. Dependiendo de que profundidad se elija, el diámetro de la turbina será superior o inferior. La profundidad debe ser adecuada para poder mantener una distancia desde el fondo marino al alabe, para no dañar el fondo marino y una distancia desde la superficie al alabe para permitir el paso de embarcaciones. Este factor también se deberá escoger en función de si se encuentra cerca de puertos o zonas muy transitadas.
- **Densidad de potencia.** Es la cantidad de potencia por unidad de volumen o unidad de área que se ha medido en esa localización y para su estimación de emplea la ecuación 4-1. Es un factor clave, ya que este parámetro cuanto más elevado sea más potencia podremos extraer en esa superficie.

$$\frac{P}{A} = \frac{1}{2} \rho v^3$$

4-1: Densidad de potencia

- **Velocidad de corriente.** Es la velocidad a la que va el flujo de agua al pasar a través de las palas de la turbina. Este parámetro es el resultado de la creación de esas corrientes de marea. Cabe destacar que si la velocidad de corriente es muy elevada podría crear daños en las palas de la turbina.

A continuación, en la Tabla 2, se muestra una comparativa donde se pueden ver los diferentes parámetros mínimos en los que se ha basado el estudio para la selección, y los parámetros de cada posible localización. Se puede apreciar como la Ría de Vigo no cumple con la amplitud mínima indicada, sin embargo, tiene una densidad de potencia y velocidad de corrientes adecuadas, la amplitud, al no ser uno de los parámetros más críticos, podría asumirse como un posible candidato para la instalación. Respecto a la Ría de Ferrol se pueden observar unos valores muy similares a los de la Ría de Vigo, pero con una densidad de potencia y velocidad muy baja, esto sería una importante desventaja, ya que pese a tener una buena profundidad para la instalación de una turbina hidrocínética de mayor tamaño, no habría rentabilidad. Por último, en el estudio de la Ría de Muros se puede apreciar que tiene los valores más altos en comparación a las otras rías y cumple todos los parámetros mínimos, destacando en su elevada densidad de potencia para una velocidad de corriente moderada. En base a todo lo expuesto, el emplazamiento escogido es la Ría de Muros por esta combinación de parámetros favorables.

*Tabla 2: Tabla comparativa de los diferentes emplazamientos*

	Ría Vigo	Ría Muros	Ría Ferrol
Rango de marea (m)	[0,82 - 4,21]	[1,5 - 4]	[1,5 - 4]
Profundidad (m)	31	15	20
Densidad de potencia máxima (kW/m <sup>2</sup> )	0,5125	1,2	0,047
Velocidad corriente (m/s)	2,5	2	0,9

### 4.3 Marco teórico para el desarrollo de la simulación

El marco teórico que se presenta a continuación permite establecer los conceptos básicos necesarios para el diseño de la turbina hidrocínética axial y las teorías de modelos aerodinámicos para la posterior simulación y análisis.

#### 4.3.1 Teoría del momento y teoría del elemento de la pala (BEMT)

La teoría del momento del elemento de la pala, en inglés conocido por las siglas BEMT (Blade Element Momentum Theory), es uno de los métodos más extendidos y utilizados en turbinas hidrocínéticas axial para energía mareomotriz. Se basa principalmente en la hidrodinámica bidimensional, utilizando coeficientes de sustentación y arrastre para calcular las fuerzas hidrodinámicas con la teoría del

momento del elemento de la pala (13). Estos coeficientes dependen en su mayor parte del número de Reynolds y el parámetro de transición a flujo turbulento ( $N_{crit}$ ). BEMT combina la teoría del elemento de pala y la teoría del momento, donde se supone que el cambio en el momento es únicamente responsable de las fuerzas hidrodinámicas en los elementos de la pala.

- **Teoría del elemento de la pala**

La metodología de la teoría del momento del elemento de la pala se basa en que la pala es dividida en un número discreto de secciones bidimensionales, donde las fuerzas que causan el empuje y el torque en la pala pueden ser resueltas en función de las fuerzas hidrodinámicas y el ángulo de ataque, tal y como se puede observar en la Figura 14.

$$dT = \frac{1}{2} \rho w^2 B_C (C_L \cos \phi + C_D \sin \phi) dr \text{ (N)} \quad 4-2: \text{ Fuerza de empuje (14)}$$

$$dQ = \frac{1}{2} \rho w^2 B_C (C_L \sin \phi + C_D \cos \phi) r dr \text{ (Nm)} \quad 4-3: \text{ Fuerza de torque (14)}$$

Donde la  $W$  es la velocidad relativa del fluido (m/s),  $B$  el número de palas,  $\rho$  densidad del fluido ( $\text{kg/m}^3$ ),  $r$  es el radio del elemento (m),  $C_L$  y  $C_D$  son los coeficientes de sustentación y de arrastre respectivamente y  $\phi$  el ángulo de ataque ( $^\circ$ ).

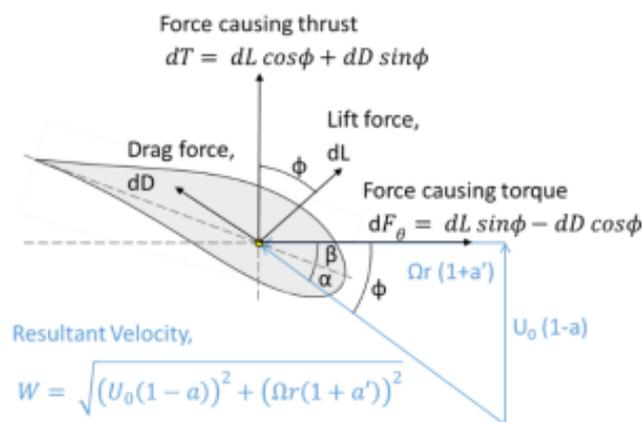


Figura 14: Sección de una pala, fuerzas hidrodinámicas y ángulo de ataque (15).

- **Teoría del momento**

Esta teoría modela que el rotor de la turbina es representado por un disco actuador delgado e infinito, como el esquematizado en la Figura 15, el cual desacelera la velocidad del flujo entrante aguas arriba del rotor, está delimitado por un tubo con un cambio de sección que provocará diferentes velocidades y presiones.

Este fenómeno se puede relacionar mediante las ecuaciones de Bernoulli y conservación de masa.

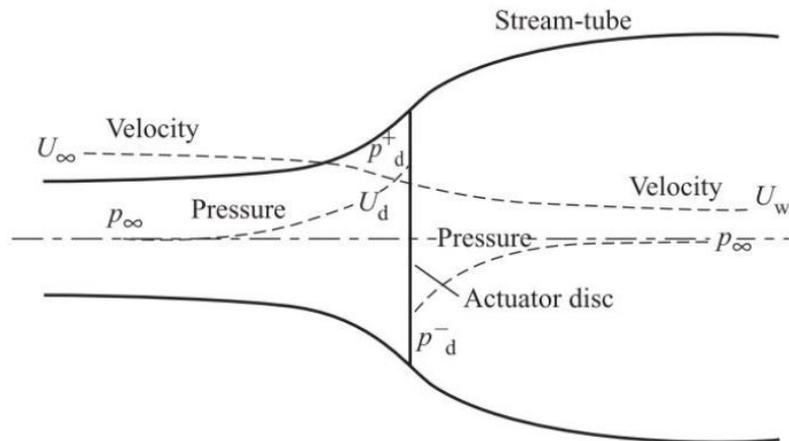


Figura 15: Esquema representativo del disco actuador en la teoría del momento (16)

La siguiente ecuación para la estimación de la fuerza axial o empuje se ha determinado mediante la aplicación de la conservación del momento lineal.

$$dT = 4F\pi\rho V_0^2 a(1-a)r dr \quad 4-4: \text{ Fuerza axial o empuje}$$

Donde  $V_0$  es la velocidad de flujo entrante (m/s), la  $F$  es el factor de corrección de la punta y  $a$  es el factor de inducción axial, obtenido mediante la ecuación 4-5, siendo  $U_d$  la velocidad del disco actuador y  $r$  el radio del elemento (m)

$$a = \frac{V_0 - U_d}{V_0} \quad 4-5: \text{ Factor de inducción axial}$$

La teoría del momento se ha extendido para el caso de que el rotor genera momento angular, el cual es relacionado con el torque del rotor. El torque ejercido en cada elemento anular con su respectivo radio local  $r$ , viene dado por la ecuación 4-6.

$$dQ = 4\pi\rho a' \Omega u_0 (1-a)r^3 dr \quad 4-6: \text{ Torque aplicado a cada elemento}$$

Donde  $a'$  es el factor de inducción tangencial que se puede escribir como  $a' = \omega/2\Omega$ , siendo  $\Omega$  la velocidad angular del rotor (rad/s), y  $\omega$  la velocidad rotacional de la estela.

### 4.3.2 Límite de Betz

El Límite de Betz es la eficiencia máxima teórica que una turbina hidrocínética o eólica puede alcanzar, establecido por el físico Alemán Albert Betz en 1919. Betz concluyó el máximo en 59,3 % (14), es decir, en el máximo valor que puede aprovecharse de la energía cinética del agua para la rotación de las palas de la turbina y su posterior generación de electricidad.

En la realidad las turbinas no pueden alcanzar ese máximo teórico, las eficiencias suelen estar entre 35 % y 45 %, a este valor de eficiencia se le denomina coeficiente de potencia  $C_p$ .

### 4.3.3 Número de Reynolds

El número de Reynolds es la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas. Es un número adimensional que se utiliza para clasificar los sistemas de fluidos en los que es afectado por la viscosidad, para controlar las velocidades o el patrón del flujo de un fluido.

El número de Reynolds se expresa en la ecuación 4-7, donde  $v$  es la velocidad (m/s),  $\rho$  densidad del fluido ( $\text{kg/m}^3$ ),  $D$  es la longitud característica que en el caso de las turbinas hidrocinéticas es el diámetro de las palas y  $\mu$  es la viscosidad dinámica ( $\text{kg/m}\cdot\text{s}$ ).

$$N_{Re} = \frac{\rho v D}{\mu} \quad 4-7: \text{Número de Reynolds}$$

El paso del fluido puede clasificarse en 3 tipos:

- Flujo Laminar  $\rightarrow Re < 2000$
- Flujo transitorio  $\rightarrow 2000 < Re < 4000$
- Flujo turbulento  $\rightarrow Re > 4000$

### 4.3.4 Presión dinámica

La presión dinámica es la fuerza por unidad de área, en las fronteras de una sustancia, este término está asociado con el efecto Bernoulli, como se describe en la ecuación 4-8.

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 + \rho g h_1 = p_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 + \rho g h_2 \quad 4-8: \text{Ecuación de Bernoulli}$$

Este efecto provoca el aumento de la velocidad y la disminución de la presión del fluido para una superficie menor y en regiones con una superficie mayor ocurrirá lo contrario, aumento de la presión y disminución de la velocidad.

En flujo incompresible la presión dinámica es descrita como:

$$q_\infty = \frac{1}{2}\rho V_\infty^2 \quad 4-9: \text{Presión dinámica}$$

Donde  $V_\infty$  es la velocidad del fluido.

Este concepto de Bernoulli se puede resumir en que la presión total equivale a la suma de la presión estática y presión dinámica.

#### 4.4 Geometría e hidrodinámica de la pala

Cada pala de la turbina hidrocínética se ha diseñado con un perfil de sección. La eficiencia del rotor depende en su mayor parte de la forma del perfil escogido. Para mayores rendimientos y eficiencias se suelen seleccionar perfiles estrechos, sin embargo, desde el punto de vista estructural, en las uniones de las palas con el rotor no es posible ese tipo de perfiles, ya que podría provocar grietas o incluso la rotura completa. Por lo tanto, en esa parte de la pala cercana al rotor se ha incrementado el espesor, para evitar ese problema.

El espesor del perfil depende del tamaño que haya disponible en la instalación y del diámetro de la turbina hidrocínética, cuanto más radio tengan las palas, mayor será el espesor del perfil. También cabe destacar que, al estar en un ambiente marino, y siendo la densidad del agua superior a la del viento, los espesores serán mayores que en las turbinas eólicas, debido al aumento del valor de las fuerzas aerodinámicas.

El objetivo principal de las palas y del perfil hidrodinámico es aumentar el coeficiente de sustentación, reducir al mínimo el número de cavitación y disminuir el coeficiente de arrastre y guiñada, es decir, tener una eficiencia aerodinámica alta ( $C_L/C_D$ ) (17). A la hora de escoger el perfil hidrodinámico, la restricción más grande que se ha encontrado es la cavitación. Por ello, numerosas instituciones como NASA (U.S. National Aeronautics and Space Administration), NREL (U.S. National Renewable Energy Laboratory), NACA (National Advisory Committee for Aeronautics) y Eppler, han realizado varios estudios con el desarrollo de los perfiles para la utilización en turbinas hidrocínéticas.

#### 4.5 Perfiles aerodinámicos NACA

Los perfiles NACA están clasificados y codificados en un catálogo para su utilización. En concreto, se encuentran identificados por un conjunto de dígitos, los cuales proporcionan información sobre sus dimensiones y su geometría (18).

Estos perfiles se clasifican como:

- **NACA de series de 4 dígitos**

Por ejemplo: NACA 2412

**Primer dígito:** Especifica la ordenada máxima de la línea de curvatura media.

**Segundo dígito:** Indica la posición de la ordenada máxima respecto de la cuerda.

**Tercer y cuarto dígito:** Proporcionan el máximo espesor en porcentaje de cuerda.

Es decir, en este ejemplo tiene un espesor máximo de 12 % de la cuerda, con una ordenada máxima de 2 % de la cuerda y situado a un 40 % de la cuerda. En la Figura 16 se muestran estos conceptos.

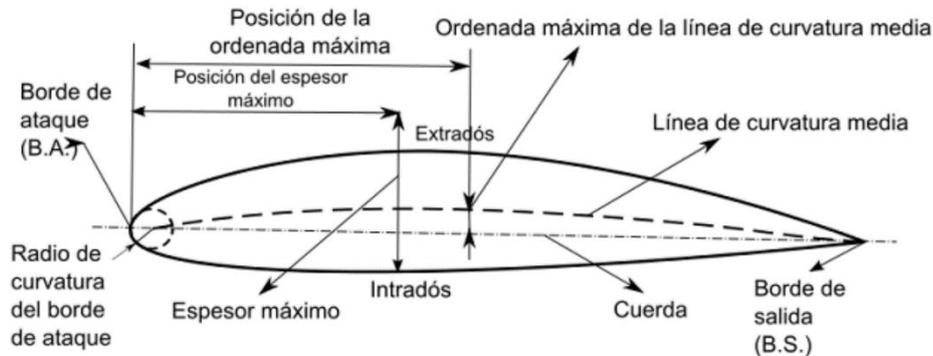


Figura 16: Esquema perfil aerodinámico NACA (19).

- **NACA de series de 5 dígitos**

Este modelo utiliza los mismos espesores que los de 4 dígitos, pero la ordenada máxima de la línea de curvatura media está definida de manera diferente.

Por ejemplo: NACA 23012

**Primer dígito:** Al multiplicarse por  $3/2$  se obtiene el coeficiente de sustentación  $C_L$ .

**Segundo y tercer dígito:** Al dividirlos entre 2 indica la posición de la ordenada máxima respecto de la cuerda.

**Cuarto y quinto dígito:** Proporcionan el máximo espesor en porcentaje de cuerda.

Es decir, en este ejemplo, al multiplicar 2 por 0,15, obtenemos un  $C_L$  de 0,3, una ordenada máxima de 15 % de cuerda al dividir 30 entre 2 y un espesor de 12 % de cuerda.

- **NACA de series 6:**

Estos perfiles surgen como consecuencia de aplicaciones teóricas y experimentales que han ido aplicando mejoras para obtener la máxima sustentación. Por ejemplo: 64-212

**Primer dígito:** el número 6 indica que esta familia está diseñada para un flujo laminar grande.

**Segundo dígito:** es la localización de la presión mínima.

**Tercer dígito:** Indica que se mantiene un bajo arrastre a coeficientes de sustentación.

**Cuarto dígito:** Indica el coeficiente de sustentación de diseño.

**Quinto y sexto dígitos:** Especifican el espesor en porcentaje de cuerda.

En este caso, la localización de la mínima presión estará a 40 % respecto la cuerda, un coeficiente de sustentación de 0,1, uno de diseño de 0,2 y un espesor de 12 % de cuerda.

#### 4.6 Fuerzas hidrodinámicas

En la turbina hidrocínética, las fuerzas hidrodinámicas sobre las palas son producto del flujo del agua alrededor de la pala. La transferencia de momento se realiza del agua a la pala de la turbina, causando la rotación del rodete en torno al eje de giro. Estas fuerzas son provocadas por la presión, los cambios de velocidad y viscosidad del agua.

##### 4.6.1 Fuerza de sustentación ( $F_L$ )

Con el fin de superar la fuerza del peso, se produce la fuerza de sustentación. Esta es producida por el paso del flujo de agua en la superficie de las palas. La curvatura y la sección de las palas son parámetros que influyen mucho en la generación de esta fuerza, ya que estos parámetros son los que generan diferencias de presión entre la zona alta y baja de la sección e induce a la generación de la fuerza de sustentación, la cual actúa perpendicularmente a la dirección.

$$F_L = \frac{1}{2} \rho V^2 bc C_L \quad 4-10: \text{Fuerza de sustentación (8)}$$

Donde  $V$  es la velocidad del fluido,  $\rho$  es la densidad, la  $b$  es el radio de la pala, la  $c$  es la longitud de la cuerda y  $C_L$  es el coeficiente de sustentación.

##### 4.6.2 Fuerza de arrastre ( $F_D$ )

El arrastre es la fuerza que se opone al movimiento de las palas a través del flujo de agua. La resistencia se ha de superar con el empuje del rotor, obteniendo una fuerza de empuje mayor que la fuerza de arrastre.

$$F_D = \frac{1}{2} \rho V^2 bc C_D \quad 4-11: \text{Fuerza de arrastre (8)}$$

Donde  $C_D$  es el coeficiente de arrastre.

##### 4.6.3 Coeficientes hidrodinámicos

Los coeficientes hidrodinámicos son números adimensionales que se utilizan para el estudio de la hidrodinámica y para la comparación de múltiples superficies, ya que dependiendo de la geometría y la superficie se genera una red de fuerzas particulares, basadas en la velocidad del flujo, la densidad del fluido, la superficie y el ángulo de ataque (20).

$$C_L = \frac{L}{q_\infty S}$$

4-12: Coeficiente de sustentación

$$C_D = \frac{D}{q_\infty S}$$

4-13: Coeficiente de arrastre

$$C_M = \frac{M}{q_\infty S c}$$

4-14: Coeficiente de momento

Donde L es la fuerza de sustentación, D la fuerza de arrastre, M el momento, y siendo  $q_\infty$  la presión dinámica (ver ecuación 4-9).

#### 4.7 Ángulo de ataque

El ángulo entre una línea de referencia en una sección de pala y el vector que representa el movimiento relativo entre la sección de la pala y el fluido a través del cual se mueve se denomina ángulo de ataque, se puede observar en la Figura 17 un esquema con más detalle.

El ángulo de ataque varía con las fuerzas de sustentación y arrastre producidas, también lo hará la distribución de presiones y cortes.

El número de Reynolds tiene una gran importancia en la conducta del fluido en las palas de la turbina hidrocínética, cuando el número de Reynolds desciende, la magnitud relativa de las fuerzas viscosas es superiores a las fuerzas de inercia, este proceso da como resultado un aumento del coeficiente de arrastre y por ello una reducción del coeficiente de sustentación.

En valores bajos de ángulo de ataque, el coeficiente de sustentación es pequeño e incrementa progresivamente con el aumento del ángulo de ataque. Hasta llegar a un valor específico, en el cual se observa que el rendimiento de la pala se estabiliza, este punto se llama punto de sustentación máxima, este fenómeno es el mismo para ángulos de ataque negativos. Generalmente, el coeficiente de arrastre incrementa con el aumento del ángulo de ataque.

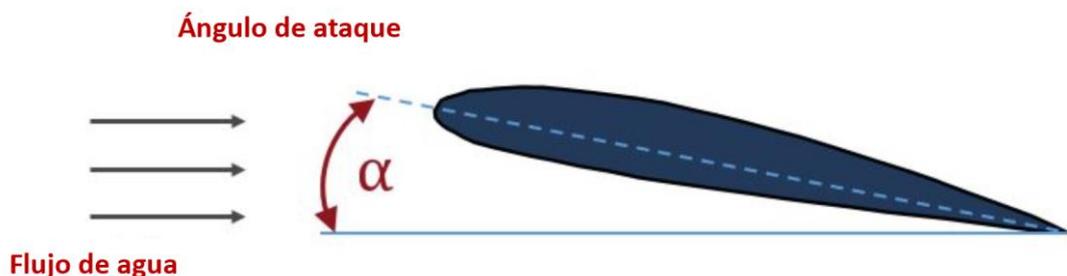


Figura 17: Esquema sección de pala con ángulo de ataque (20).

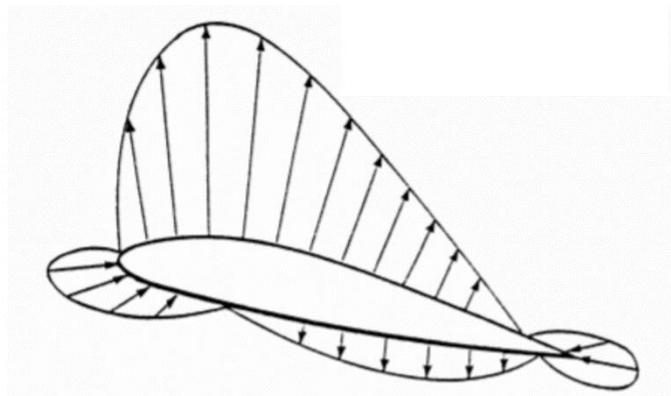
#### 4.8 Cavitación

El fenómeno de la cavitación en turbinas hidrocinéticas depende, generalmente, del coeficiente de presión de la sección de la pala, descrito en la ecuación 4-15. El coeficiente de presión es un parámetro adimensional que proporciona la presión relativa en las superficies de las palas (4).

$$c_{pre} = \frac{p - p_{atm}}{\frac{1}{2}\rho V^2} \quad 4-15: \text{Coeficiente de presión}$$

Siendo  $p$  la presión estática local en una sección de la pala (Pa),  $p_{atm}$  la presión atmosférica (Pa),  $\rho$  la densidad del agua ( $\text{kg/m}^3$ ) y  $V$  la velocidad de la corriente (m/s).

Por el simple de hecho de tener un flujo de agua, este provoca una distribución de presiones a lo largo de toda la superficie, como se puede observar en la Figura 18, por ejemplo, al estar en un coche con una velocidad, al sacar el brazo por la ventana, este se verá afectado por la fuerza de sustentación intentando elevar el brazo y la fuerza de arrastre intentando mover el brazo hacia atrás. Este mismo concepto ocurre en las palas de la turbina hidrocinética, pero en este caso mediante el flujo de agua.



*Figura 18: Distribución de presiones en una sección de pala (21)*

Cuando la presión interior del flujo de agua cae por debajo de la presión de vapor del fluido, se produce una vaporización local y como consecuencia se generan burbujas de agua. Estas burbujas de agua se desarrollan y crecen hasta explotar, produciendo ondas de choque de alta frecuencia, causando erosión y daños en las superficies. El tamaño de las burbujas influye en diversos efectos negativos, unas burbujas pequeñas, provocan daño en la superficie de las palas, sin embargo, no causan una caída del rendimiento de la turbina. Por el contrario, unas burbujas de mayor tamaño reducen la eficiencia de la turbina modificando el flujo del fluido y causando una separación de este. Esta serie de efectos es conocido como el fenómeno de cavitación, por lo tanto, es un aspecto negativo que interesa evitar, ya que puede provocar daños irreparables.

Las partes más susceptibles de la turbina donde se produce este fenómeno son las zonas en las que se mueven a altas velocidades, por ejemplo, las puntas de las palas, la zona más exterior de la turbina. Esto puede ser evitado diseñando una turbina hidrocínética de tal forma que la presión estática no caiga por debajo de la presión de vapor en ningún punto, esto se puede llevar a cabo mediante el control del número de cavitación, ecuación 4-16.

$$\sigma = \frac{P_{atm} + \rho gh - p_v}{\frac{1}{2}\rho V^2} \qquad 4-16: \text{Número de cavitación}$$

Siendo la  $P_{atm}$  la presión atmosférica (Pa),  $\rho$  la densidad del agua ( $\text{kg/m}^3$ ),  $h$  la distancia entre la superficie libre y la posición radial del rotor (m),  $p_v$  es la presión de vapor (Pa) y  $V$  la velocidad relativa de la pala (m/s).

Si el coeficiente de presión en valor absoluto es mayor que el número de cavitación habrá cavitación. Por tanto, para evitarlo, dicho coeficiente debe tener un valor mayor o igual que el número de cavitación, es decir:  $|C_{pre}| \geq \sigma$ .

## 5 Solución técnica

### 5.1 Características del emplazamiento

El lugar escogido para el emplazamiento de la central mareomotriz es la Ría de Muros en la comunidad autónoma de Galicia, entre el Puerto Requeixo y Puerto Testal, más concretamente el punto B del margen N de la Ría, tal como se muestra en la Figura 12 del bloque metodología.

Se dispone de un análisis de la hidrografía de la Ría de Muros a través del análisis de dos parámetros termohalinos durante el período 2006- 2018 (22), el cual se han utilizado los datos para los cálculos mostrados en la Tabla 3. Este análisis se realiza en ocho estaciones de medición de INTECMAR, distribuidas a lo largo del estuario y en las que se toman muestras con una periodicidad semanal. La estación situada en la isla de A Creba es la más próxima al emplazamiento seleccionado y permite saber la salinidad y la temperatura del agua a una profundidad de 7 metros, aproximadamente, a la mitad de la profundidad de la Ría, así como calcular su densidad y presión de vapor, teniendo en cuenta que al ser un estuario se produce la mezcla de agua salada, con agua dulce.

En la Tabla 3, para el cálculo de la densidad y la presión de vapor del agua se ha utilizado un programa en MATLAB de código abierto modificado (ver Anexo 1), utilizando la aproximación empírica de la UNESCO del año 1981 para el cálculo de la densidad y la ecuación 5-1 de Antoine Ch., utilizada para obtener el valor de la presión de vapor  $P_0$ , en función de la temperatura para componentes puros.

$$\ln P_0 = A - \frac{B}{T+C} \quad 5-1: \text{Ecuación de Antoine. Función Logaritmo natural}$$

El conjunto de parámetros para el cálculo de la presión de saturación del agua, entre los rangos de temperatura mínimo y máximo 1-100 °C, son los siguientes:

$$A = 18,58481, B = 3984,92 \text{ y } C = 233,426$$

*Tabla 3 : Características del emplazamiento en Ría de Muros(11).*

	Valores	Unidades
Velocidad corriente	2	m/s
Densidad de potencia máxima	1,2	KW/m <sup>2</sup>
Salinidad	35,3	ppt
Viscosidad dinámica	1,1x10 <sup>-3</sup>	kg/m·s
Densidad del agua	1026,37	kg/m <sup>3</sup>
Profundidad	15	m
Temperatura del agua	14,5	°C
Presión vapor agua mar	12327	Pa

## 5.2 Diseño de la turbina

Se elige la turbina hidrocínética axial para este proyecto debido a que tienen la capacidad de adaptarse y aprovechar eficientemente corrientes de agua con diferentes velocidades y direcciones. Esto las hace más adecuadas para entornos marinos donde las corrientes pueden ser variables.

Por otro lado, el empleo de tres palas en la turbina permite un mejor aprovechamiento de la energía cinética del flujo del agua, lo que resulta en una mayor eficiencia de la turbina. Además, permiten una distribución equilibrada del flujo de agua sobre las palas, en consecuencia, menor vibración y ruido.

A continuación, se han realizado los cálculos teóricos necesarios para establecer los parámetros iniciales de diseño de la turbina hidrocínética axial, los cuales serán empleados como datos de entrada a la hora de realizar la simulación en el software Q-Blade.

- **Área de barrido:** Es la superficie virtual del rotor que dibuja perpendicularmente al flujo del viento. Se ha definido un diámetro de rotor teniendo en cuenta la profundidad de la localización, en este caso la Ría de Muros, tiene una profundidad total de 15 m. Se ha optado por dejar 5 m desde la superficie y 5 m desde el fondo marino, para intentar minimizar el impacto medioambiental y no afectar al tránsito de embarcaciones (10). Por lo tanto, el diámetro que se ha especificado es de 5 m. Aplicando la ecuación 5-2 se obtiene un área de barrido de 19,63 m.

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad 5-1: \text{Área de barrido}$$

- **Potencia de la corriente.** En primer lugar, se ha realizado el cálculo de la potencia de corriente que hay en la localización escogida Ría de Muros mediante la ecuación 5-3, para tener una idea de la potencia disponible de la energía cinética de del flujo de agua en una sección (23).

$$P_{KE} = \frac{1}{2} \rho A V^3 \quad 5-2: \text{Potencia de corriente (23)}$$

Aplicando los valores indicados en la Tabla 3 y el área de barrido un valor de 19,63 m, se obtiene como resultado una potencia de corriente de 80,61 kW.

- **Velocidad TSR (Tip Speed Ratio).** Es la relación de la velocidad de la pala en su punta al cortar el flujo de agua (ver ecuación 5-3). La eficiencia de una turbina hidrocínética es la relación entre la energía extraída y la energía disponible en la corriente de marea. Las palas se han diseñado de tal forma que el máximo de partículas del fluido esté en contacto con ellas para obtener una eficiencia mayor en la turbina hidrocínética (24).

$$TSR = \lambda = \frac{R\Omega}{V} \quad 5-3: \text{Velocidad TSR (24)}$$

Donde  $\lambda$  es la velocidad específica (adimensional), la R es el radio del rotor (m),  $\Omega$  es la velocidad angular del rotor (rad/s) y V es la velocidad del fluido (m).

Si se obtiene una velocidad TSR con un valor alto, esto significa que la turbina hidrocínética será más eficiente. Por otra parte, para un valor de TSR bajo, significa que no hay suficientes partículas del fluido en contacto con la pala, dando como resultado una energía cinética que no se puede convertir en energía eléctrica. Sin embargo, tener valores muy altos de TSR hace que haya una serie de limitaciones:

- Teniendo valores muy altos de velocidad TSR, puede provocar erosión en los bordes de las palas, esto se puede solucionar utilizando recubrimientos especiales que resisten esa erosión.
- Cuanto más alto el valor de velocidad TSR, más ruido es generado, el cual puede tener un impacto en la vida marina de la zona donde se encuentra.
- Otro inconveniente para valores altos de TSR, son las vibraciones que pueden causarse al girar las palas con mucha velocidad, esto puede conducir a que se produzcan daños estructurales. Una solución frente a este problema sería reforzar la zona con soportes.
- Por último, un valor alto de velocidad TSR implica una elevada velocidad de rotación, la cual puede desembocar en una pérdida de control de la turbina o un fallo catastrófico.

A causa de estas limitaciones, las turbinas hidrocínéticas actuales se desarrollan con una velocidad TSR óptima dependiendo del número de palas que se ha diseñado, teniendo en cuenta la ecuación 5-4.

$$\lambda_{OPT} = \frac{4\pi}{n} \quad 5-4: \text{Velocidad TSR óptima}$$

Donde n es el número de palas, en este caso se ha estipulado una turbina de 3 palas para una mayor eficiencia. En base a esto, se ha determinado una velocidad TSR óptima de 4,18 para la turbina hidrocínética.

- **Revoluciones por minuto del rotor RPM.** Es una unidad de frecuencia que se utiliza para definir la velocidad angular e indica el número de rotaciones completas cada minuto por un cuerpo que gira alrededor. La ecuación 5-5 está directamente en las unidades rpm.

$$RPM = \frac{V\lambda_{OPT}}{r} \quad 5-5: \text{Revoluciones por minuto del rotor}$$

Para el cálculo de las revoluciones por minuto se ha utilizado un radio ( $r$ ) de 2,5 m, obteniendo como resultado 32 rpm.

- **Coefficiente de presión  $C_{pre}$ .** Este parámetro se ha explicado en el apartado 4.8, para la realización del cálculo teórico se ha utilizado la ecuación 4-15.

Para la presión estática local se ha utilizado la siguiente ecuación:

$$p = P_{atm} + \rho gh \quad 5-6: \text{Presión estática local}$$

Donde  $P_{atm}$  es la presión atmosférica 101.325 Pa,  $\rho$  la densidad del fluido en este caso 1.026,37 kg/m<sup>3</sup>, la  $g$  es la gravedad 9,8 m/s<sup>2</sup> y la  $h$  es la profundidad en la que se encuentra el pico de la pala, en este caso 5 m.

Se ha utilizado una presión estática libre equivalente a la presión atmosférica y una velocidad de corriente de 2 m/s. Finalmente el resultado que se ha obtenido es un coeficiente de presión de 24,5.

- **Potencia de la turbina.** Las turbinas actuales no pueden superar el límite de Betz, explicado en el apartado 4.3.2, debido a las pérdidas mecánicas que sufren. El valor del  $C_p$  es un valor único para cada tipo de turbina hidrocínética. El rango de eficiencia de una turbina hidrocínética axial puede variar dependiendo de varios factores, como el diseño específico de la turbina, las condiciones del flujo del agua y la carga a la que se encuentra sometida a la turbina. En condiciones óptimas pueden alcanzar eficiencias superiores al 40 %. Sin embargo, se considera una buena eficiencia si puede alcanzar valores superiores al 30 %.

Para el diseño de la turbina hidrocínética se ha utilizado el  $C_p$  de 0,33. La ecuación 5-7 permite calcular la potencia de corriente.

$$P_T = \frac{1}{2} C_p A \rho V^3 = C_P P_{KE} \quad 5-7: \text{Potencia de la turbina}$$

Donde  $C_p$  es igual a 0,33 y la potencia de corriente, calculada anteriormente, es de 80,61 kW, dando como resultado una potencia de corriente de 26,60 kW.

- **Número de cavitación.** Este parámetro se ha explicado en el apartado 4.8, para la realización del cálculo teórico se ha utilizado la ecuación 4-16.

Se ha utilizado una presión de vapor de 12.327 Pa (25) y una velocidad de corriente de 2 m/s. Finalmente se ha obtenido un número de cavitación de 67,85.

La condición para que se produzca cavitación en la turbina hidrocínética es cuando el coeficiente de presión  $C_{pre}$  es mayor o igual que el número de cavitación, indicado en la ecuación 5-9. Teniendo en cuenta que se ha obtenido un coeficiente de presión de 24,5 y un número de cavitación de 67,85, por lo tanto, la turbina hidrocínética no es susceptible a cavitación, siendo  $24,5 < 67,85$ .

$$|C_{pre}| \geq \sigma \quad 5-8: \text{Condición de cavitación}$$

- **Número de Reynolds.** Las turbinas hidrocínéticas axiales tiene un rango de Reynolds entre  $10^5$  a  $10^7$ . Este parámetro se ha explicado en el apartado 4.3.3. Para la realización del cálculo teórico se ha utilizado la ecuación 4-7, sustituyendo los valores de la Tabla 3 y considerando el diámetro de las palas de 5 m. El número de Reynolds obtenido es de  $9,0 \times 10^6$ .

A continuación, en la Tabla 4 se muestra un resumen de los parámetros de diseño de la turbina hidrocínética axial.

*Tabla 4: Resumen de los parámetros de diseño de la turbina hidrocínética axial.*

Turbina hidrocínética axial	Valores	Unidades
Número de palas	3	
Diámetro de la pala	5	m
Área de barrido	19,63	m <sup>2</sup>
Número de Reynolds	$9,59 \times 10^6$	
Velocidad específica TSR óptima ( $\lambda$ )	4,18	
RPM	32	rpm
Coeficiente de potencia ( $C_p$ )	0,33	
Potencia de la corriente ( $P_{ke}$ )	80,61	kW
Potencia turbina ( $P_t$ )	26,60	kW
Número de cavitación ( $\sigma$ )	67,85	
Coeficiente de presión ( $C_{pre}$ )	24,5	
Cavitación si $C_{pre} \leq \sigma$	NO	

### 5.3 Software Q-Blade

Q-Blade es un software muy avanzado y potente, de código abierto, que permite cubrir todos los requisitos necesarios para el diseño, sus principales funciones son el diseño, la simulación y certificación de turbinas eólicas. Sin embargo, dada su similitud de estas turbinas con las turbinas hidrocínéticas, se ha optado por el uso de este software, ya que cumple los aspectos para su respectivo diseño (26).

Q-Blade permite compilar simulaciones con gran detalle de cualquier modelo físico de diseños de turbina 20 veces más rápido que si se hiciera en la vida real. Todo ello, con una interfaz intuitiva y gráfica que facilita el uso de este software.

La simulación CFD es más compleja y requiere una cantidad de tiempo mayor, es por ello que Q-Blade se basa en la teoría del elemento de la pala BEMT, la cual se ha explicado en el apartado 4.3.1, este método se utiliza para predecir la eficiencia en turbinas de eje horizontal. La principal ventaja del método BEMT frente al CFD es que es muy rentable y el tiempo computacional es significativamente menor. Además, este software presenta un algoritmo de corrección para brindar resultados con más exactitud, proporcionando una herramienta de optimización de la geometría de la pala, considerando el efecto rotacional para la optimización de perfiles NACA.

Q-Blade permite realizar iteraciones de manera rápida para una óptima selección de perfiles obteniendo los coeficientes y factores necesarios para el diseño de las palas de la turbina hidrocínética axial.

### **5.3.1 Comparación y selección de perfiles NACA**

Se ha realizado un estudio de los posibles perfiles NACA que podían ser utilizados en el diseño, basado en diversos artículos científicos(8,17). Se han seleccionado 9 perfiles aerodinámicos establecidos por NACA, los cuales mediante el programa Q-Blade, se ha realizado una comparativa y se ha dividido en dos gráficas para una mejor interpretación. La intención es encontrar un perfil NACA que sea el idóneo para la realización del proyecto, tratando de encontrar el perfil que tenga la eficiencia aerodinámica más alta, es decir, con un coeficiente de sustentación elevado y un coeficiente de arrastre con un valor bajo y un espesor moderadamente alto para aguantar las fuerzas que puede provocar las corrientes de mareas.

La primera comparativa es de perfiles NACA de 4 dígitos. En la Figura 19 se puede observar las diferentes geometrías, vemos que al ir aumentando los dos valores finales de la serie, su espesor aumenta indicando el espesor máximo respecto a la cuerda, por ejemplo, en este caso NACA 4424 es la que tiene un mayor espesor ya que indica un 24 % de espesor máximo de la cuerda, estos conceptos son los explicados en el apartado 4.5.

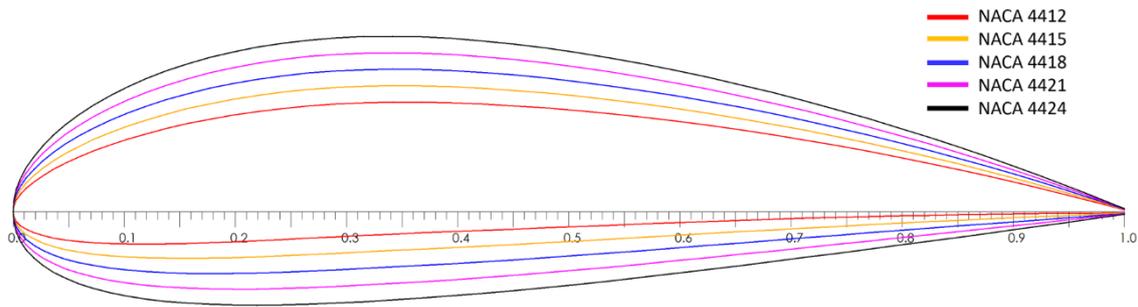


Figura 19: Comparativa geometría perfiles NACA serie 4.

A continuación, se muestra en Gráfico 1, una comparación donde se puede observar la variación de eficiencia aerodinámica en función del ángulo de ataque para los respectivos perfiles NACA.

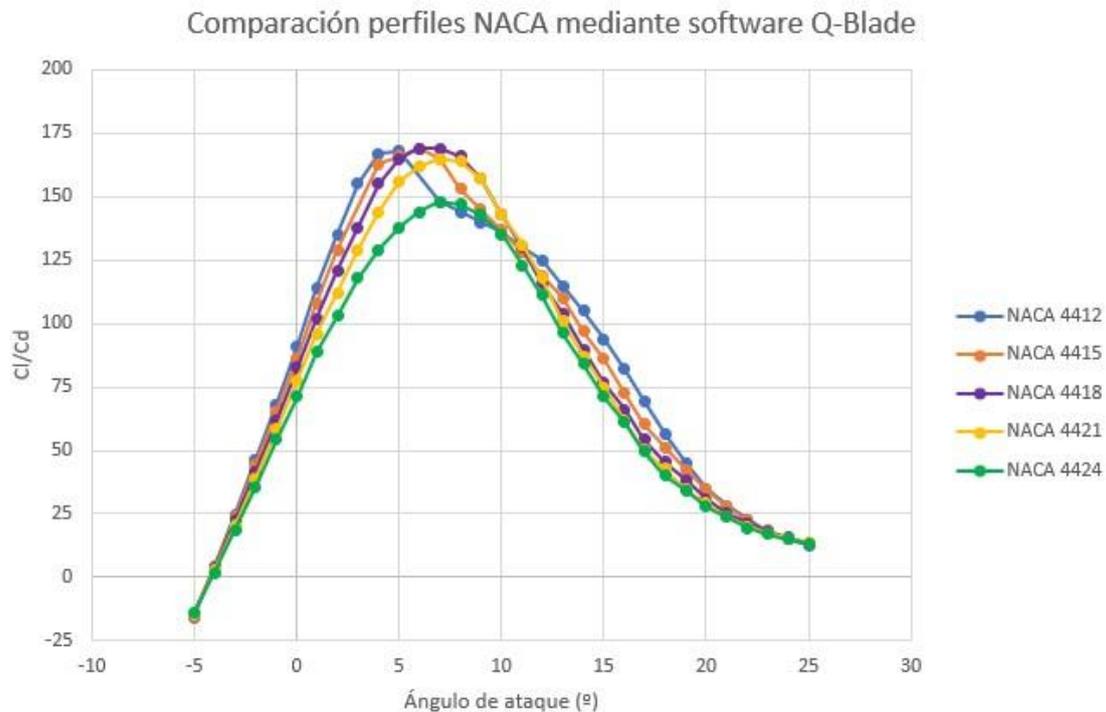


Gráfico 1: Comparación perfiles NACA serie 4 mediante software Q-Blade.

En primer lugar, hay que indicar que los perfiles NACA 4424 y 4421 se superponen dada su gran similitud. Se puede observar que no hay diferencias severas entre los perfiles, pero destaca que el perfil NACA con menor espesor, es el que mayor eficiencia aerodinámica tiene para un mismo ángulo ataque. Por ello, en esta comparativa se ha seleccionado el perfil NACA 4418 para un ángulo de ataque de 5 grados, ya que para espesores menores de 18 % la eficiencia aerodinámica varía muy

poco, por lo tanto, con un espesor más alto se obtienen valores aproximados de la eficiencia aerodinámica de los perfiles NACA 4412 y 4415.

La segunda comparativa se van a comparar los 4 perfiles NACA restantes, en la cual se han comparado tantos perfiles de serie de 4 y 5 dígitos. En este caso en la Figura 20 se puede ver geometrías más distintas y espesores menos uniformes.

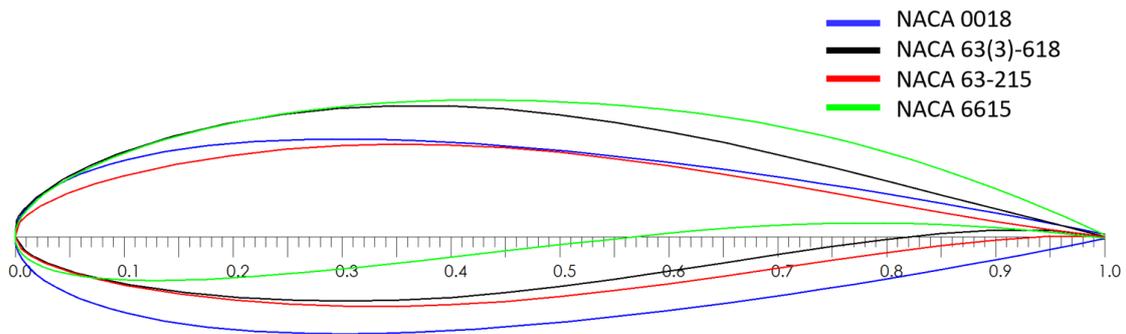


Figura 20: Comparativa perfiles NACA serie 4 y 5.

A continuación, se muestra en Gráfico 2, una comparación donde se puede observar la variación de eficiencia aerodinámica en función del ángulo de ataque para el resto de los perfiles NACA.

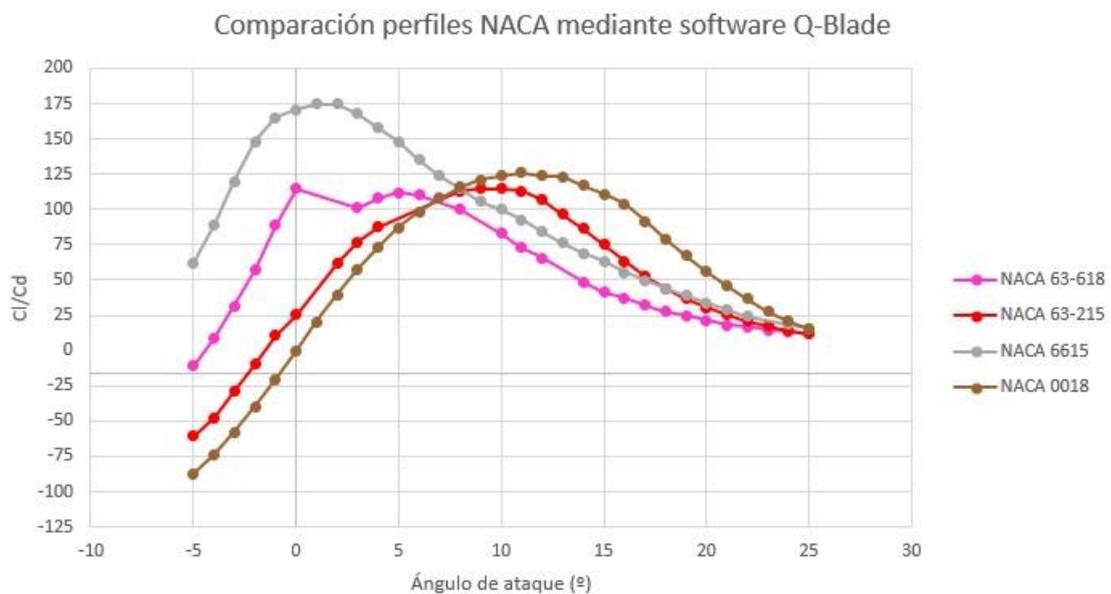


Gráfico 2: Comparación perfiles NACA mediante software Q-Blade.

Tal y como se puede observar, los perfiles NACA de la serie 5 tienen una eficiencia aerodinámica inferior a los de la serie 4; otorgando así una clara distinción

entre la serie 4 y 5. En este gráfico se obtiene el perfil NACA 6615 como el de mayor eficiencia aerodinámica.

En resumen, en la Gráfica 1 el perfil 4418 tiene una gran eficiencia aerodinámica con un valor de 169 y un espesor considerable de 18 %. Por otro lado, en el Gráfico 2 el perfil NACA 6615 presenta un valor de eficiencia de 175 y un espesor del 15 %, es decir, reduciendo el espesor un 3 % se obtiene una eficiencia aerodinámica considerablemente mayor, es por eso por lo que el perfil seleccionado para el diseño de la turbina hidrocínética es el NACA 6615.

### 5.3.2 Diseño de las palas de la turbina hidrocínética

Una vez seleccionado el perfil NACA 6615, se ha procedido a pasar las coordenadas polares a 360 grados, mediante el módulo de Q-blade. Es necesario este paso para poder hacer el diseño de las palas de la turbina hidrocínética en 3D.

A continuación, se ha introducido el radio del rotor y el número de palas, para, seguidamente, introducir los parámetros de posición, longitud de cuerda, ángulo de giro y que perfil se utiliza, como se puede ver en la Figuras 21 y 22.

3 blades and 0.20 m hub radius		<input checked="" type="checkbox"/> Blade Root Coordinates				
	Pos (m)	Chord (m)	Twist	Foil	Polar	
1	0	0,2	47,9697	Circular Foil	CD = 1.2 360 Polar	
2	0,1	0,2	36,4373	Circular Foil	CD = 1.2 360 Polar	
3	0,2	0,415063	26,7627	NACA 6615	T1_Re2.000_M0.00_N9.0 360 M	
4	0,3	0,348886	21,4633	NACA 6615	T1_Re2.000_M0.00_N9.0 360 M	
5	0,4	0,299314	17,6444	NACA 6615	T1_Re2.000_M0.00_N9.0 360 M	
6	0,5	0,261314	14,785	NACA 6615	T1_Re2.000_M0.00_N9.0 360 M	
7	0,6	0,23148	12,574	NACA 6615	T1_Re2.000_M0.00_N9.0 360 M	
8	0,7	0,20754	10,8181	NACA 6615	T1_Re2.000_M0.00_N9.0 360 M	
9	0,8	0,187957	9,3925	NACA 6615	T1_Re2.000_M0.00_N9.0 360 M	
10	0,9	0,171671	8,21328	NACA 6615	T1_Re2.000_M0.00_N9.0 360 M	
11	1	0,157931	7,22246	NACA 6615	T1_Re2.000_M0.00_N9.0 360 M	
12	1,1	0,146192	6,3787	NACA 6615	T1_Re2.000_M0.00_N9.0 360 M	
13	1,2	0,136055	5,65183	NACA 6615	T1_Re2.000_M0.00_N9.0 360 M	

Figura 21: Parámetros de diseño 3D de las palas en Q-Blade.

3 blades and 0.20 m hub radius		<input checked="" type="checkbox"/> Blade Root Coordinates			
	Pos (m)	Chord (m)	Twist	Foil	Polar
12	1,1	0,146192	6,3787	NACA 6615	T1_Re2.000_M0.00_N9.0 360 M
13	1,2	0,136055	5,65183	NACA 6615	T1_Re2.000_M0.00_N9.0 360 M
14	1,3	0,127215	5,01932	NACA 6615	T1_Re2.000_M0.00_N9.0 360 M
15	1,4	0,119442	4,46405	NACA 6615	T1_Re2.000_M0.00_N9.0 360 M
16	1,5	0,112555	3,97276	NACA 6615	T1_Re2.000_M0.00_N9.0 360 M
17	1,6	0,106413	3,53506	NACA 6615	T1_Re2.000_M0.00_N9.0 360 M
18	1,7	0,100901	3,14269	NACA 6615	T1_Re2.000_M0.00_N9.0 360 M
19	1,8	0,0959283	2,78897	NACA 6615	T1_Re2.000_M0.00_N9.0 360 M
20	1,9	0,0914197	2,4685	NACA 6615	T1_Re2.000_M0.00_N9.0 360 M
21	2	0,0873135	2,1768	NACA 6615	T1_Re2.000_M0.00_N9.0 360 M
22	2,1	0,0835584	1,91019	NACA 6615	T1_Re2.000_M0.00_N9.0 360 M
23	2,2	0,0801115	1,66557	NACA 6615	T1_Re2.000_M0.00_N9.0 360 M
24	2,3	0,0769364	1,44033	NACA 6615	T1_Re2.000_M0.00_N9.0 360 M

*Figura 22: Parámetros de diseño 3D de las palas en Q-Blade*

La turbina consta de 3 palas a  $120^\circ$ , cada una de ellas está formada por 24 secciones de 0,1 m, 22 son del perfil NACA 6615 y las 2 circulares situadas al inicio de la tabla se utilizan para el correcto acople con el rotor, el valor del radio del rotor es de 0,2 m, junto con las palas de 2,3 m dan como resultado 2,5 m de radio de la turbina en su conjunto.

La introducción de estos parámetros y la utilización del módulo de diseño del rotor en el software Q-Blade da paso al diseño de las palas, en el Anexo 2 se muestra el diseño de la pala en detalle y el conjunto de las 3 palas.

### 5.3.3 Simulación BEM con múltiples parámetros

A continuación, tras el diseño de las palas de la turbina en el apartado anterior se ha procedido a realizar la simulación BEM del rotor, en el cual se ha introducido la velocidad de corriente en 2 m/s, la densidad de  $1.026,37 \text{ kg/m}^3$  y una viscosidad dinámica de  $0,0011 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$  (27) y una temperatura del agua de  $14,5 \text{ }^\circ\text{C}$ . Finalmente, se han obtenido diversos gráficos, donde se han seleccionado los óptimos. En primer lugar, uno de los parámetros claves de la turbina diseñada es su potencia, para ello se ha graficado la potencia de la turbina en función de TSR, tal y como se muestra en el Gráfico 3. Se puede observar que sigue una línea con una tendencia ascendente y casi lineal, es decir, según aumenta el TSR la potencia de la turbina también lo hará. En la Tabla 4, donde se resumen todos los cálculos teóricos vemos que el TSR óptimo es de 4,18, si nos fijamos en el gráfico vemos que para ese valor se obtiene una potencia de turbina de aproximadamente de unos 34 kW.



Gráfico 3: Potencia de la turbina en función de TSR.

En segundo lugar, hemos obtenido la siguiente gráfica donde se puede ver representado el coeficiente de potencia,  $C_p$ , en función de la velocidad angular en rpm, ver Gráfico 4. Se puede observar que, al igual que el anterior gráfico, sigue una tendencia casi lineal y ascendente, donde conforme aumentan las revoluciones por minuto de la turbina diseñada, su coeficiente de potencia también se ve incrementado. En la Tabla 4 mostrada anteriormente, donde se resumen los cálculos teóricos, se ha calculado el valor de la velocidad angular de 32 rpm. Con este valor obtenemos un  $C_p$  en el gráfico de aproximadamente de 0,40.

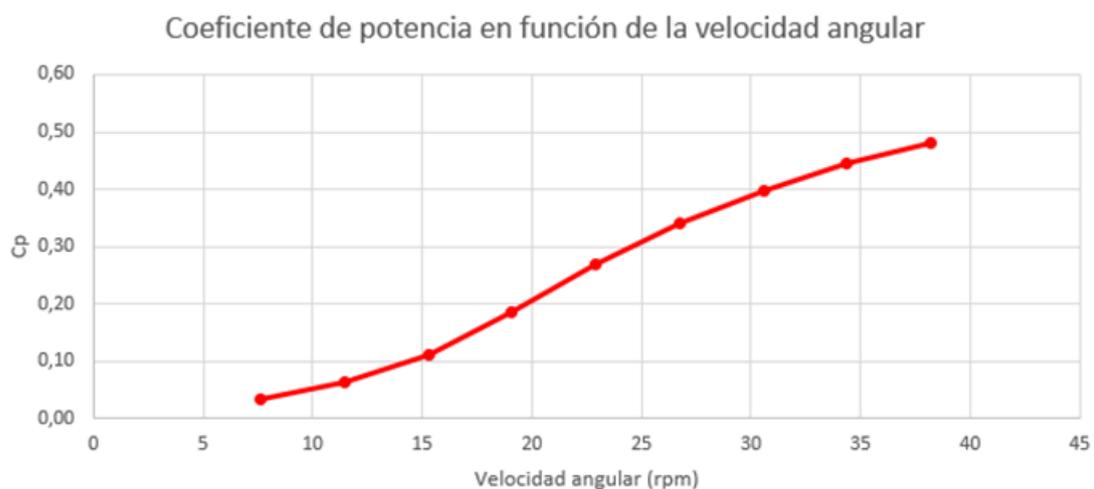
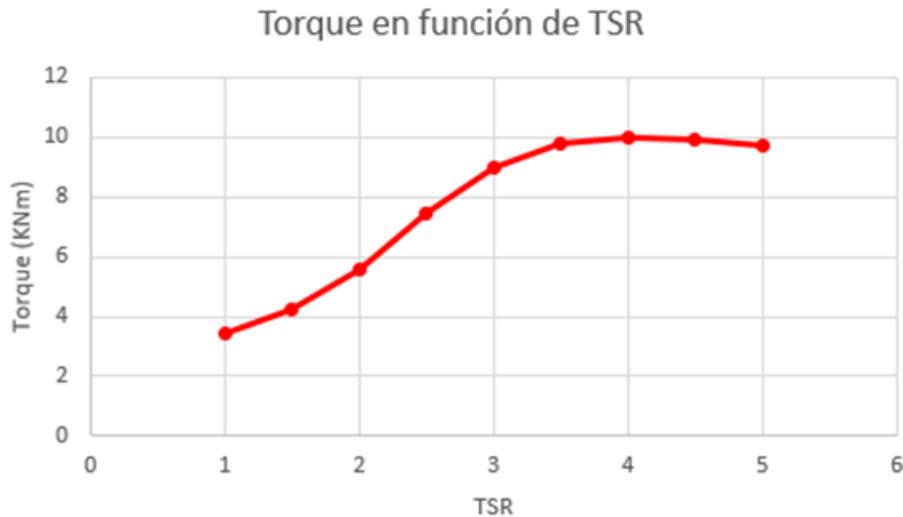


Gráfico 4: Coeficiente de potencia en función de velocidad angular.

En el Gráfico 5 se puede observar el torque de la turbina diseñada en función del TSR, para un TSR óptimo de 4,18. Si observamos el gráfico se puede apreciar el torque con un valor de 10 KNm.



*Gráfico 5: Torque en función de TSR.*

### 5.3.4 Simulación BEM de líneas de elevación no lineales

Para esta última simulación se ha utilizado de Q-Blade de simulación de líneas de elevación no lineales, donde se pueden observar las turbulencias generadas por el fluido. En este caso el agua a través de las palas diseñadas; también en este apartado se obtiene la potencia de la turbina y su  $C_p$ . En primer lugar, se han especificado los parámetros del entorno con una velocidad de 2 m/s y con la densidad del agua correspondiente de 1.026,37 kg/m<sup>3</sup>, junto con todo esto y el diseño de las palas en 3D que se ha realizado, se han obtenido una potencia de 32,38 kW y un  $C_p$  de 0,40, estos datos se muestran en la Figura 23. Se puede observar que las turbulencias no son muy severas y la mayor cantidad de agua turbulenta se generaría en el centro de la turbina, donde se encuentra el rotor. También cabe destacar que este apartado de simulación muestra las zonas de las palas donde sufrirán cargas más altas y estarán sometidas a más estrés, pintadas de colores cálidos como rojos y naranjas en la zona intermedia, y las zonas menos sometidas a estrés y fatiga, como son el exterior y el centro de las palas, se indican en colores fríos como azules o verdes, estos datos se aprecian en la Figura 24.

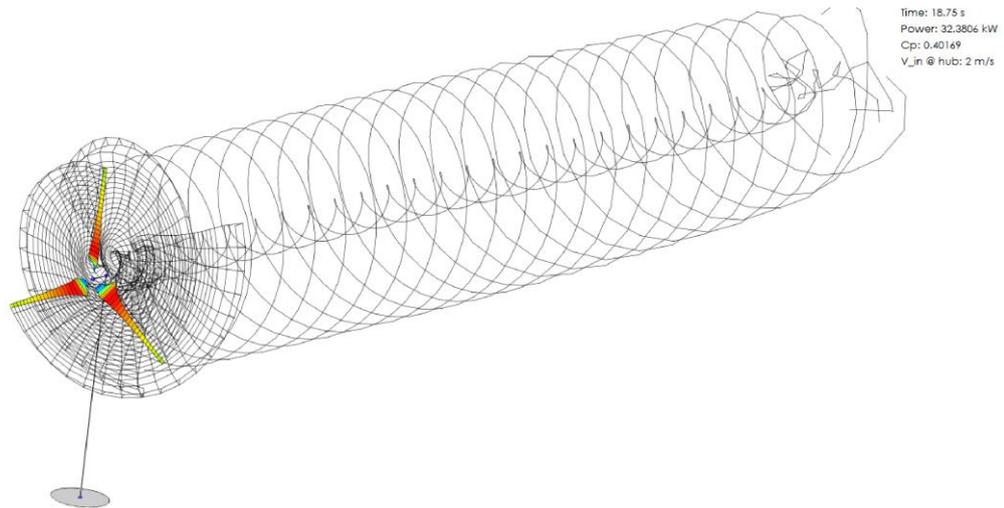


Figura 23: Simulación de líneas de elevación no lineales.

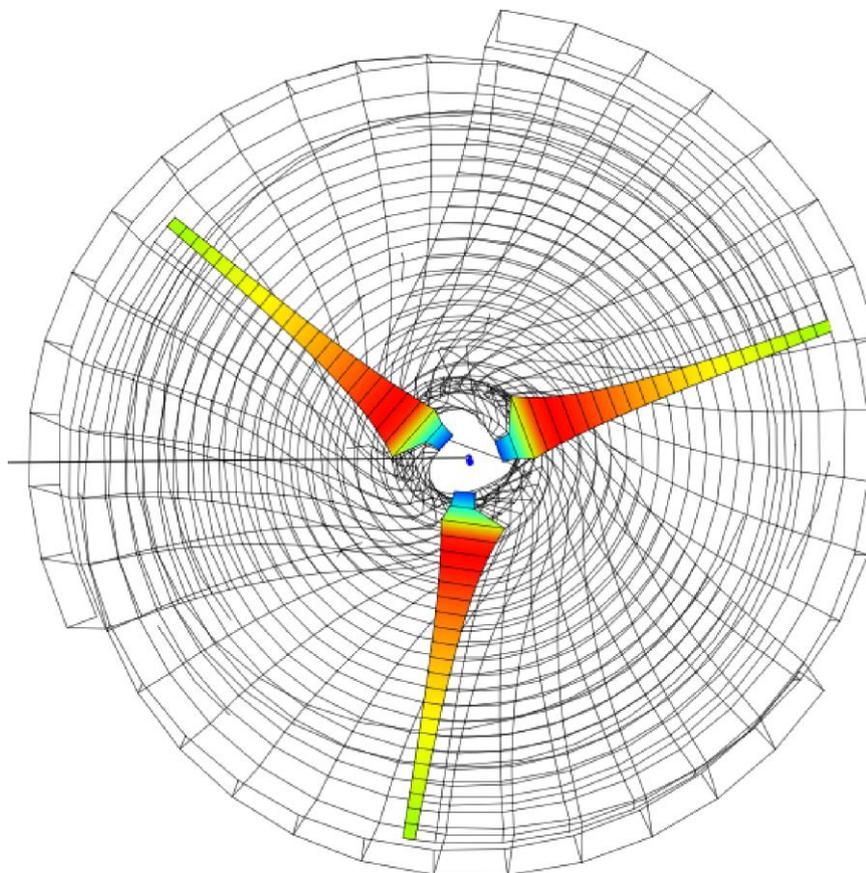


Figura 24: Vista frontal simulación de líneas de elevación no lineales.

### 5.3.5 Comparación de resultados teóricos y de simulación BEM

Al finalizar la simulación con Q-Blade se han resumido en una tabla los datos obtenidos teóricamente y los obtenidos tras la simulación, los cuales se encuentran resumidos en la Tabla 5. Se puede observar cómo los cálculos teóricos tienen cierta

similitud con los datos obtenidos en Q-Blade, siendo los del programa utilizado superiores, ya que se han tenido en cuenta factores como la geometría de las palas y la teoría del elemento de la pala BEMT, ver apartado 4.3.1. Esto nos indica que la simulación se ha realizado correctamente y con un diseño de palas lógico, gracias a la similitud que hay entre los datos teóricos y simulados. Posteriormente a esta simulación, se ha llevado a cabo una posible selección de materiales para las palas de la turbina diseñada mediante el software informático CES EduPack que se explica en el siguiente apartado.

*Tabla 5: Datos teóricos frente a datos obtenidos por Q-Blade.*

	Teórico	Simulado
Coefficiente de potencia ( $C_p$ )	0,33	0,4
Potencia turbina (kW)	26,6	32,38

#### 5.4 Selección de materiales

La selección de materiales es un factor decisivo durante el diseño de un producto debido a que cualquier fallo de algún material que forma parte del producto o estructura, puede ser fatal, causando daños materiales y personales. También se tiene en cuenta la selección de materiales para intentar mitigar los efectos de la fatiga y su posible colapso y deterioro. Deben seleccionarse también materiales con unas buenas propiedades estructurales en ambientes corrosivos y en estructuras que tienen que cumplir unas determinadas funciones debido a condiciones ambientales extremas. Es por ello que en el diseño de un nuevo producto la selección de materiales sea una parte fundamental del proceso. Los factores básicos por considerar son los siguientes:

- Físicos: densidad, forma y tamaño
- Mecánicos: resistencia máxima, límite elástico y rigidez
- Térmicos: temperatura máxima y mínima de servicio y conductividad térmica
- Durabilidad: corrosión, erosión y resistencia a ambiente marino
- Otros: coste, método de fabricación y propiedades eléctricas y magnéticas.

##### 5.4.1 Software CES EduPack

CES Edupack es el recurso de enseñanza líder en el mundo para materiales en ingeniería, ciencia, diseño y proceso. Originalmente desarrollado por el Professor Mike Ashby y sus compañeros de la Universidad de Cambridge, Edupack ha sido mejorado por Granta Design en colaboración con el profesor Ashby y una creciente comunidad de educadores en 1.000 universidades y colegios alrededor del mundo.

El software CES EduPack cuenta con una base de datos con información muy completa e ilustrativa sobre los diferentes materiales y procesos de fabricación. Este permite recorrer dichas bases de datos y explorar notas científicas, datos técnicos e ilustraciones de cada material y seleccionar así, el material o proceso que mejor se adapta a una serie de requerimientos de diseño dados. Existen más de 3.000 materiales y más de 200 procesos diferentes dentro de su base de datos lo que hace de este software una herramienta muy potente para su uso.

#### 5.4.2 Resultados selección de materiales mediante CES Edupack

El primer paso que se ha realizado ha sido seleccionar dentro del software la base de datos de materiales de la que se va a partir, en este caso se ha escogido el nivel 3 de aeroespacial, ya que es la base de materiales muy completa. El siguiente paso ha sido seleccionar el árbol de materiales con el que se quiere realizar esta selección de materiales, esta información se describe en la Figura 25.

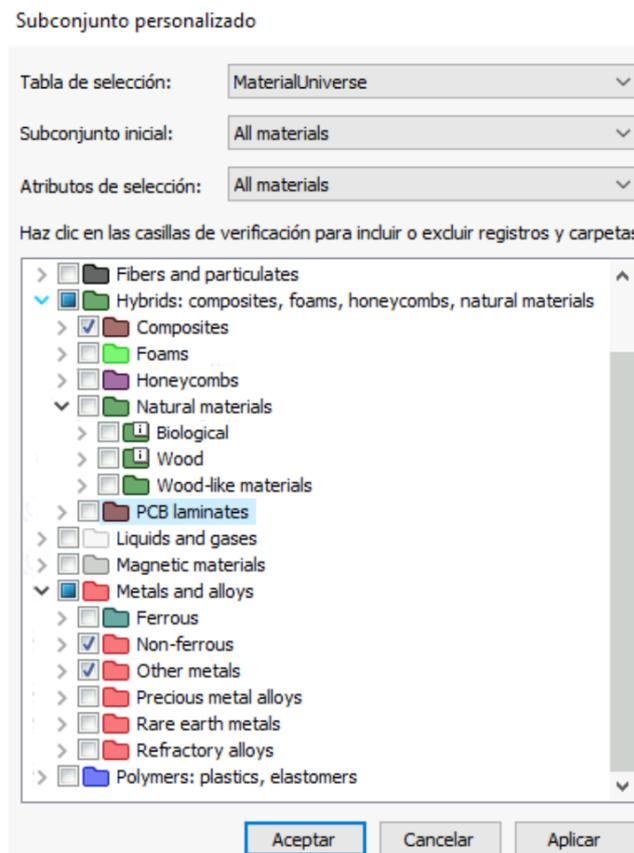


Figura 25: Árbol de materiales utilizados para la selección de materiales.

Se han seleccionado las ramas de materiales compuestos, metales y aleaciones, tomando los no ferrosos y otros materiales, por ejemplo, el manganeso. A continuación, se ha seleccionado un límite de una excelente resistencia a agua salada, ya que van a estar sumergidos gran parte de su vida útil y es un factor determinante, se pueden ver estos datos en la Figura 26.

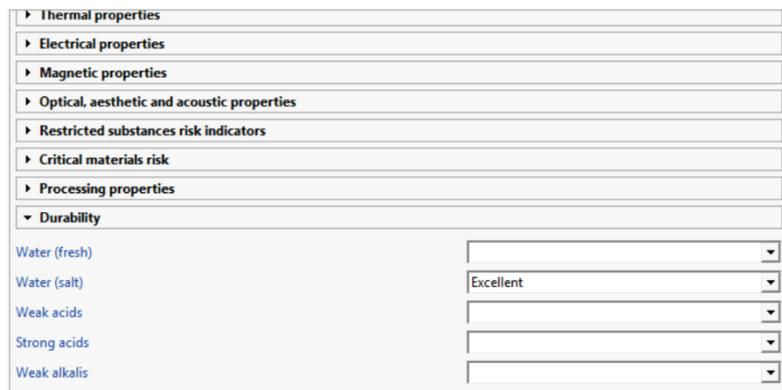


Figura 26: límite aplicado en CES Edupack.

Posteriormente, se ha realizado la primera etapa, donde se ha graficado el subconjunto de materiales seleccionados, para el eje x se ha utilizado la opción de índice de rendimiento, donde permite encontrar un índice de rendimiento, basado en parámetros de diseño específicos y trazar el índice en un gráfico como una propiedad combinada. En este caso, se ha utilizado el parámetro de pala rotativa, ya que se trata de una turbina hidrocínética, donde se optimiza la resistencia a la carga centrífuga ver en la Figura 27 se puede observar este dato.

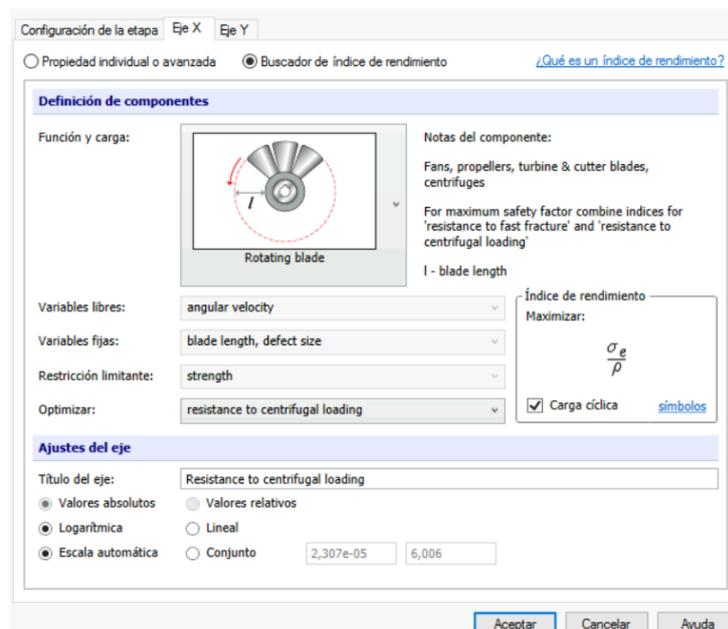


Figura 27: Índice de rendimiento Etapa 1 eje x.

Por otra parte, en el eje y se ha seleccionado también el parámetro de pala rotativa, pero esta vez se ha buscado optimizar la resistencia a la fractura, esto se muestra en la Figura 28. Se han optimizado estos dos parámetros para un factor de seguridad más elevado.

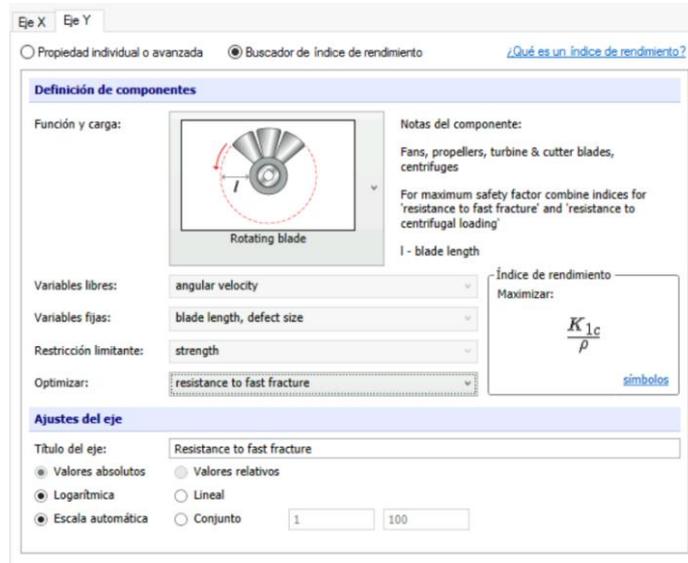


Figura 28: Configuración Etapa 1 eje x.

Finalmente, en la figura obtenida (Figura 29) se puede ver como el grupo de materiales que más a la derecha y arriba están, son aquellos más interesantes, por su alta resistencia a fractura y a carga centrífuga. Cabe destacar que los materiales de tono marrón son materiales compuestos y en tono rojo metales.

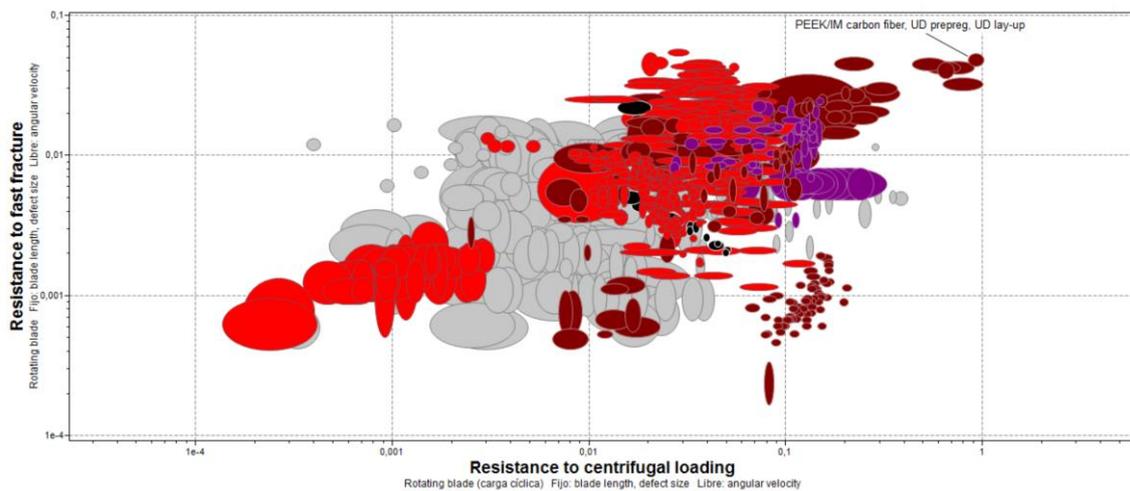


Figura 29: Etapa 1, resistencia a la fractura frente resistencia a carga centrífuga.

A continuación, se ha realizado un cuadro de selección de los que son más interesantes y se encuentran más arriba y a la derecha (Figura 30). Para, posteriormente, realizar una segunda etapa para tratar de obtener el material idóneo.

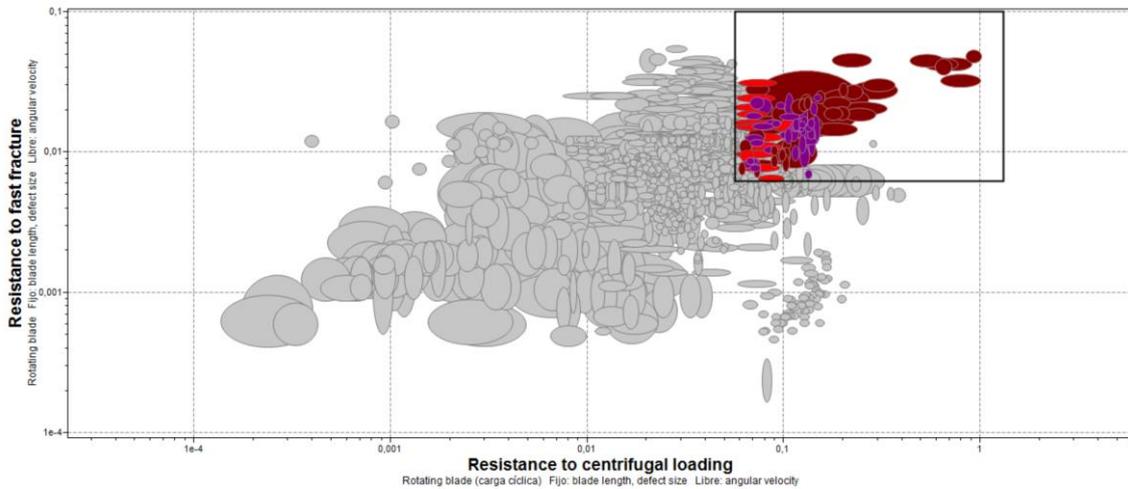


Figura 30: Cuadro de selección de la Etapa 1.

Por último, se ha realizado una Etapa 2, donde se ha graficado los materiales seleccionados en ese cuadro de selección. Se ha seleccionado la resistencia a la fatiga frente al Módulo de Young, ya que estas dos propiedades son importantes a lo largo de su vida útil. Se pueden destacar 4 materiales, entre ellos 3 materiales compuestos y un metal, los cuales son los que están situados más a la derecha y arriba del gráfico (Figura 31).

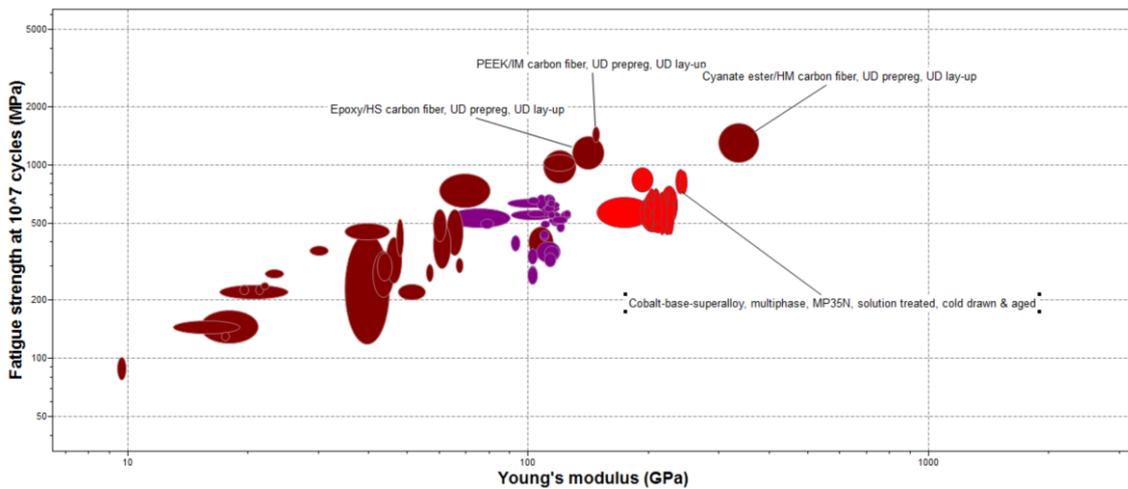


Figura 31: Cuadro de selección Etapa 2

Los materiales seleccionados son los siguientes:

- **PEEK/IM Fibra de Carbono:** Es un material compuesto de matriz polimérica, con material base de Polyetheretherketone (PEEK). Posee una densidad de  $1,55 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3$ . Posee unas excelentes propiedades mecánicas, con un alto

grado de rigidez y una resistencia a la fluencia. Es un material que se utiliza en el sector aeroespacial como componente estructural y en el sector automóvil.

- **Éster de Cianato Fibra de Carbono:** Es un material compuesto de matriz polimérica, con material base de Cianato. Posee unas excelentes propiedades a alta temperatura y posee el Módulo de Young más alto de los materiales mencionados, con una densidad de  $1,62 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3$ . Es un material que se utiliza para cohetes, misiles y sector aeroespacial.
- **Superalación base Cobalto:** Es una aleación metálica no ferrosa, con material base Níquel. Posee una combinación de alta resistencia a altas temperaturas, resistencia a termofluencia y resistencia a la corrosión, con una densidad de  $8,37 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3$ . Se usa principalmente para hardware marino, cables componentes de válvulas y bombas.
- **Epoxy/HS Fibra de Carbono:** Es un material compuesto de matriz polimérica, con material base de resina Epoxy. Posee unas excelentes propiedades mecánicas, entre ellas destaca su alta rigidez y un alto módulo de Young, con una densidad de  $1,55 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3$ . Se usa principalmente para el sector automóvil y sector aeroespacial.

Finalmente se ha escogido el material Epoxy/HS Fibra de Carbono, por tener una densidad muy baja y un precio menor en comparación con los otros materiales. Por otra parte, el empleo de resina Epoxy permite la separación de las fibras y la resina en su fin de vida, pudiéndose reciclar la resina. Estos factores hacen que sea muy ventajosa la utilización de este material para las palas de una turbina hidrocínética.

## 5.5 Estudio económico

Para cuantificar si la energía obtenida de esta turbina es rentable es necesario analizar el aspecto económico.

El coste de la conversión de energía mareomotriz en corriente eléctrica es difícil de evaluar al ser una tecnología emergente y no disponer de información suficiente sobre sus costes reales. Como referencia para realizar el coste estimativo de este Trabajo Fin de Grado, se ha utilizado el estudio de evaluación de costes de Electric Power Research Institute (EPRI) (28) y la evaluación de los costes de la turbina SintEnergy, diseñada para operar anclada a la costa sin estructuras de apoyo en el fondo marino, utilizando la metodología del coste nivelado de energía LCOE (Levelized Cost Of Energy) (29).

Para realizar el estudio económico de este prototipo se tendrán en cuenta los gastos de capital CAPEX, gastos e inversiones asociados con bienes físicos y el OPEX, costes operativos, ambos serán necesarios para la puesta en marcha del proyecto.

La parte de capital de inversión CAPEX y los costes que requiere el proyecto para su desarrollo y mantenimiento OPEX, deben ser contemplados para el análisis de la rentabilidad del conjunto de la inversión.

### 5.5.1 Gasto de capital (CAPEX)

A continuación, se muestra los costes de capital agrupados en las siguientes partidas, ver Tabla 6:

- Sistema de Conversión de Energía, incluye todos los costes de fabricación de los componentes y subsistemas necesarios para convertir la energía mecánica primaria en electricidad: rotor, estator, palas, generador, sistema de control, sistema de seguridad y estado de vigilancia.

- Elementos Estructurales, incluye los principales componentes estructurales para la fijación, contruidos en acero estructural, hormigón o fibra de vidrio.

- Instalación de la turbina, se incluyen la logística de transporte, embarcaciones especiales para la instalación de la turbina, equipos de perforación y el coste de recursos humanos.

- Instalación de los cables submarinos, incluye los recursos especializados en la instalación de los cables submarinos, desde la ubicación de la turbina hasta el punto de conexión a la red eléctrica.

- Interconexión a la red eléctrica, incluye el coste de todos los componentes para llevar la electricidad a la subestación de tierra.

- Gestión del proyecto, incluye el diseño y especificaciones, estudios del suelo marino, permisos y cumplimiento medioambiental, así como honorarios de consultores y personal técnico asociado.

*Tabla 6: Desglose de gastos de capital (CAPEX).*

Desglose de Costes (CAPEX)	Coste Estimado (k€)	Porcentaje (%)
Sistema Conversión de Energía	23,36	23,4
Elementos Estructurales	14,78	14,8
Instalación Cables Submarinos	16,17	16,2
Instalación de la turbina	27,15	27,2
Interconexión a la Red Eléctrica	12,58	12,6
Gestión del proyecto	5,8	5,8
Coste Instalación Total (TIC)	99,84	100

### 5.5.2 Coste operativo (OPEX)

Estos gastos son anuales e incluyen los costes de operación, mantenimiento preventivo/correctivo y seguro anual, ver Tabla 7.

Tabla 7: Desglose anual de gastos operativos (OPEX).

Desglose de Costes Anuales (OPEX)	Coste Estimado (k€)
Coste Anual del Seguro (4% del TIC)	3,99
Operación y Mantenimiento (5% del TIC)	4,99
Coste Operativo Anual (OPEX)	8,98

En estas partidas se incluyen los gastos necesarios para la operación de las turbinas y los recursos que permitan su explotación.

Por otro lado, deben incluir previsiones de costes para la realización de mantenimientos preventivos y correctivos, dado que las turbinas tienen una vida media entre 20 y 30 años antes de llegar a la obsolescencia.

### 5.5.3 Coste nivelado de energía (LCOE)

El parámetro LCOE, cuantifica el coste de generación de electricidad en €/kW h considerando todos los gastos a lo largo de la vida útil de la instalación, ver ecuación 5-9. Con este método es posible realizar un análisis comparativo entre diferentes tecnologías de generación de energía, sobre una misma base.

El cálculo del LCOE se debe emplear como guía para la toma de decisiones de inversión, al estar influenciado por valores con alto riesgo de subjetividad e incertidumbre.

$$LCOE = \frac{TIC * FCR + OPEX}{AEP} \quad 5-9: \text{Coste de generación de electricidad}$$

Donde:

TIC = Coste de Instalación Total (Suma de todos los costes CAPEX).

FCR = Tasa de Cargo Fijo, es la cantidad de ingresos por unidad monetaria de inversión, que se recauda anualmente de los clientes eléctricos, para pagar los gastos de mantenimiento de esa inversión, dependerá de la regulación tarifaria que se aplique en el momento determinado. Se asume un FCR de 9,5%

OPEX = Costes anuales de mantenimiento, operación y seguro.

AEP = Producción de Energía Anual.

La producción de energía anual dependerá de los recursos del lugar donde este ubicada esta instalación, como la velocidad de la corriente, batimetría, factores ambientales y la fiabilidad de sus componentes. Por todo ello se hace una estimación de AEP de 32.000 kWh/año. El valor de LCOE obtenido, proporciona una idea del precio mínimo al que se tendría que vender la electricidad para no ganar ni perder. Se puede observar que 0,577 €/kWh es un valor elevado, a causa de que se trata de una turbina hidrocínética individual inicial. En un futuro este valor se reduciría si se construyen granjas enteras de turbinas hidrocínéticas.

$$LCOE = \frac{99.840 \cdot 0,095 + 8.980}{32.000} = 0,577 \text{ €/kWh}$$

#### 5.5.4 Cálculo del periodo de recuperación simple (SPP)

Es un término empleado de manera general para calcular el tiempo que se tarda en recuperar la inversión inicial, ver ecuación 5-10.

$$SPP = \frac{TIC}{AEP * GI} \quad 5-10: \text{Período de recuperación simple}$$

Donde:

TIC = Coste de Instalación Total (Suma de todos los costes CAPEX).

AEP = Producción de Energía Anual. Se asume AEP = 32.000 kW h/año

GI = Incentivos del Gobierno. Se asume GI = 0,4 €/kWh

$$SPP = \frac{99.840}{32.000 * 0,4} = 7,8 \text{ años}$$

#### 5.5.5 Resultados económicos

En nuestro caso, al tratarse de una planta piloto con una sola turbina, los costes son más elevados, si realizáramos el estudio para una granja de turbinas hidrocínéticas los datos obtenidos serían óptimos. En este caso el coste de fabricación, instalación y mantenimiento de cada turbina sería menor, al conseguir una mayor eficiencia operacional en la práctica y compartir infraestructura de conexión a la red eléctrica.

El LCOE puede variar a la baja dependiendo de los diferentes mercados, incentivos del gobierno e impuestos, así como del número de turbinas, la velocidad de la corriente de pico y la disponibilidad del lugar, para una planta comercial.

El plazo para recuperar la inversión inicial (SPP) es muy elevado en el ejemplo, pero la forma de reducirlo dependerá de los incentivos del Gobierno y de la producción de energía anual, si se instalará una granja de turbinas hidrocínéticas, los años de recuperación de la inversión bajarían considerablemente y la rentabilidad sería mayor.

## 6 Conclusiones

A continuación, se describen las principales conclusiones obtenidas del desarrollo del presente trabajo:

- El estudio del emplazamiento de la turbina se ha centrado en tres Rías de la Comunidad Autónoma de Galicia, siendo la Ría de Muros y Noia la más idónea para el proyecto, al disponer de una elevada densidad de potencia y velocidad de corriente.

- Este trabajo se ha centrado en el diseño teórico del rotor eligiendo una turbina hidrocínética de eje horizontal de tres palas, con un diámetro de 5 m, con un coeficiente de potencia de 0,33, velocidad de corriente de 2 m/s y una velocidad específica TSR óptima de 4,18. Con estos valores se obtiene una potencia de turbina nominal de 26,6 kW.

- Utilizando los modelos de la teoría BEM, se establece que, de todos los perfiles hidrodinámicos utilizados en la industria para esta aplicación, el perfil NACA 6615 es el más idóneo para la obtención de mayor rendimiento en dicha localización, su eficiencia aerodinámica  $C_L/C_D$  era la máxima de todos los perfiles simulados.

- Con la simulación realizada con el software Q-Blade, se obtiene un aumento del coeficiente de potencia de 0,33 a 0,40 y por tanto un aumento de la potencia de la turbina pasando de 26,6 kW a 32,38 kW, suponiendo una velocidad de la corriente de 2 m/s.

- Del estudio de los materiales que pueden utilizarse para el diseño de las palas mediante el software CES Edupack se obtiene como resultado que el mejor material es Epoxy/HS reforzado con fibra de carbono, por razones económicas y sus buenas propiedades mecánicas.

- Para finalizar, se realiza un estudio económico, teniendo en cuenta la parte eléctrica y la parte de anclaje en la costa, sin estructuras de apoyo en el fondo marino, basándose en un artículo científico que utiliza la metodología del coste nivelado de energía LCOE. El coste de la instalación total sería de 99,84 k€ y un coste operativo anual de 8,98 k€.

Con este trabajo se pretende demostrar la viabilidad técnica y económica de una central mareomotriz con turbinas hidrocínéticas axiales que aprovechan el flujo de la corriente para la obtención de energía eléctrica renovable con un coste económico razonable y de forma respetuosa para el medio ambiente.

## 7 Bibliografía

1. Pedro, Diez Fernández. *Energía del mar*. s.l. : Redsauce Engineering Services, 2000.
2. *Electrical Power Systems*. Murty, P.S.R. 12, 2017, Butterworth Heinemann, Vols. 783-800, pág. 17.
3. Power technology. [En línea] <https://www.power-technology.com/>.
4. *Fundamentals applicable to the utilisation of marine current turbines for energy production*. A.S. Bahaj, L.E. Myers. 2205-2211, 2003, Elsevier, Vol. 28, pág. 7.
5. *Global renewable energy and its potential in Malaysia*. Fatemeh Behrouzi, Mehdi Nakisa, Adi Maimun, Yasser M.Ahmed. 1270-1281, 2016, Elsevier, Vol. 62, pág. 12.
6. *Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review*. M.J. Khan, G. Bhuyan, M.T. Iqbal, J.E. Quaiocoe. 10, 2009, Elsevier, Vol. 86, págs. 1823-1835.
7. *Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review*. M. IshakYuce, AbdullahMuratoglu. 72-82, 2015, Elsevier, Vol. 43, pág. 11.
8. *Performance Analysis of Hydrokinetic Turbine Blade Sections*. Abdullah Muratoglu, Mehmet Ishak Yuce. 2015, ISSN, Vol. 2, pág. 11.
9. España, Gobierno. Puertos del Estado. [En línea] <https://www.puertos.es/es-es>.
10. *Analysis of the optimal deployment location for tidal energy converters in the mesotidal Ria de Vigo (NW Spain)*. Marc Mestres, Maria Griño, Joan Pau Sierra, César Möso. 1179-1187, 2016, Elsevier, Vol. 115, pág. 9.
11. *Numerical model evaluation of tidal stream energy resources in the Ría de Muros (NW Spain)*. R. Carballo, G. Iglesias, A. Castro. 1517-1524, 2009, Elsevier, Vol. 34, pág. 8.
12. *Modelling assessment of the tidal stream resource in the Ria of Ferrol (NW Spain) using a year-long simulation*. Marc Mestres, Pablo Cerralbo, Manel Grifoll, Joan Pau Sierra. 811-817, 2019, Elsevier, Vol. 131, pág. 7.
13. *Investigation of parameters affecting horizontal axis tidal current turbines*. Saeed A. El-Shahat, Guojun Li , Fen Lai , Lei Fu. 107-176, 2020, elsevier, Vol. 202, pág. 16.
14. *Blade element momentum theory for a tidal turbine*. C.R. Vogel, R.H.J. Willden, G.T. Houlby. 215-226, 2018, Elsevier, Vol. 169, pág. 12.

15. *A validated BEM model to analyse hydrodynamic loading on tidal stream turbines blades*. Allsop, Steven; Peyrard Christophe; Thies, Philipp R. 2016, Open research Exeter, pág. 8.
16. *A Parametric Investigation Into the Effect of Low Induction Rotor (LIR) Wind Turbines on the Levelised Cost of Electricity for a 1 GW Offshore Wind Farm in a North Sea Wind Climate*. R. Quinn, G. Schepers, Bernard H. Bulder. 164-172, 2016, Elsevier, Vol. 94, pág. 8.
17. *Hydrodynamics of marine current turbines*. W.M.J. Batten, A.S. Bahaj, A.F. Molland, J.R. Chaplin. 249-256, 2006, Elsevier, Vol. 31, pág. 8.
18. Airfoil Tools. [En línea] <http://airfoiltools.com/airfoil/naca4digit>.
19. Carmona, Isidoro. *Aerodinámica y actuaciones del avión 10ª Edición*. Madrid : Paraninfo, 2000. ISBN 8428326401.
20. wood, Andrew. Aerodynamic Lift, Drag and Moment Coefficients. [Online] 09 28, 2022. <https://aerotoobox.com/lift-drag-moment-coefficient/>.
21. Rodriguez, E. *Estudio de sustentación y empuje en un perfil en movimiento oscilatorio*. 2020. 10.13140/RG.2.2.15842.15046.
22. J. GARCÍA, M. DE CASTRO, M. GÓMEZ-GESTE. Análisis de la hidrografía de la Ría de Muros y Noia en el periodo 2006-2018. *Avances en Ciencias de la Tierra*. EPHYSLAB en colaboración con asociación ESCLIMA, 2019, Vol. 9, ISSN 2172-9328.
23. *The TSE index e A new tool for selecting tidal stream sites in depth-limited regions*. G. Iglesias, M. Sánchez, R. Carballo, H. Fernández. 350-357, 2012, Elsevier, Vol. 48, pág. 8.
24. *Diffuser Augmented Horizontal Axis Tidal Current Turbines*. Nasir Mehmood, Zhang Liang, Jawad Khan. 3522-3532, 2012, Maxwell Scientific Organization, Vol. 4, pág. 12.
25. *Avances en Ciencias de la Tierra*. Xurxo Costoya Noguero, José González Cao. 2019, EPhysLab, Vol. 9, pág. 72.
26. David Marten, Juliane Wendler. *QBlade Guidelines*. s.l. : Berlin, 2013.
27. Ingeniería de Recursos Hídricos. [En línea] <http://www.irhperu.com/>.
28. Lyons, C. *Waterpower Technology Guide*. Palo Alto, California USA : Electric Power Research Institute EPRI, 2014. 3002001641.

29. Giacomo Lo Zupone, Mario Amelio, Silvio Barbarelli, Gaetano Florio, Nino Michele Scornaienchi, Antonino Cutrupi. *Lcoe evaluation for a tidal kinetic self balancing turbine: Case study*. s.l. : Applied Energy 185 pag. 1292 - 1302, 2017.

30. *Design of composite tidal turbine blades*. D.M. Grogan, S.B. Leen, C.R. Kennedy, C.M. Ó Brádaigh. 151-162, 2013, Elsevier, Vol. 57, pág. 12.

31. *A life cycle assessment comparison of materials for a tidal stream turbine*. Stuart R.J. Walker, Philipp R. Thies. 118353, 2022, Elsevier, Vol. 309, pág. 15.

32. Lyons, C. *Waterpower Technology Guide*. Palo Alto, California USA : Electric Power Research Institute EPRI, 2014.

33. *Lcoe evaluation for a tidal kinetic self balancing turbine: Case study and comparison*. Giacomo Lo Zupone, Mario Amelio, Silvio Barbarelli, Gaetano Florio, Nino Michele Scornaienchi, Antonino Cutrupi. 2017, Applied Energy 185, pp. 1292 - 1302.

## 8 Anexos

### Anexo 1. Cálculo densidad y presión de saturación agua de mar

```

1 function param_agua_mar(T,s,P)
2 % Cálculo de la densidad, presión de saturación del agua de mar
3 % Donde la Salinidad se mide en PSU o ppt, la Temperatura °C y Profundidad en m.
4
5 % Cálculo presión del agua de mar a una profundidad en bar
6 % A 10 m. la presión es de 2 Atm.
7 % 1 Atm = 1.013 Bar
8 p = (P * 2) / 10 * 1.013;
9 disp(['La presión del mar a ',num2str(P),' m ','es = ',num2str(p),' bar'])
10
11 rhos = rho(T,s,p);
12 disp(['La densidad del agua de mar es = ',num2str(rhos),' kg/m^3'])
13
14 % Cálculo la presión de saturación del agua de mar
15 Pkpa = psat(T);
16 disp(['Presión de saturación agua de mar es = ',num2str(Pkpa),' kPa'])
17 % 1 kPa = 7.501 mmHg
18 a=Pkpa * 7.501;
19 disp(['Presión de saturación agua de mar es = ',num2str(a),' mmHg'])

```

```

1 function rhos = rho(T,s,p)
2 % Función Densidad del océano, calculada a partir de T(°C), s(psu o ppt) y p(bar)
3 % La función rho(T,s,p) calcula la densidad del agua de mar [kg/m^3]
4 % a partir de la aproximación empírica de UNESCO del año 1981
5 % https://www.iodc.go.jp/info/ioc\_doc/UNESCO\_tech/047363eb.pdf
6 % https://www.translatorscafe.com/unit-converter/es-ES/calculator/salt-water-density/
7 base = [T^(0) T^(1) T^(2) T^(3) T^(4) T^(5)];
8 % Coeficientes como funciones de la temperatura
9 A = [999.8425 6.7939e-2 -9.0952e-3 1.0016e-4 -1.12e-6 6.53e-9] * base';
10 B = [8.2449e-1 -4.0899e-3 7.6438e-5 -8.2467e-7 5.3875e-9 0] * base';
11 C = [-5.7246e-3 1.0227e-4 -1.6546e-6 0 0 0] * base';
12 D = [4.8314e-4 0 0 0 0 0] * base';
13
14 % Densidad del agua de mar ρ(S,T,0) a la presión de 1 atm dada por Millero y Poisson
15 % ρ(S,T,0) significa que se mide en la superficie del océano a presión atmosférica
16 % donde la presión manométrica es cero.
17 rho_0 = A + B*s + C*s^(1.5) + D*s^(2);
18
19 % Ecuación dada por Millero y Poisson
20 % Densidad del agua de mar a presión alta
21 rhos = (rho_0)/(1-(p / Kt(T,s,p)));

```

```

1 function Kt = Kt(T,s,p)
2 % Función Módulo volumétrico secante
3 % Calcula el polinomio usando los parámetros entregados
4 base2 = [T^(0) T^(1) T^(2) T^(3) T^(4) T^(5)];
5 % Coeficientes como funciones de la temperatura
6 E = [19652.21 148.4206 -2.3271 1.3604e-2 -5.1552e-5 0] * base2';
7 F = [54.6746 -0.6034 1.0998e-2 -6.1670e-5 0 0] * base2';
8 G = [7.944e-2 1.6483e-2 -5.3009e-4 0 0 0] * base2';
9 H = [3.2399 1.4371e-3 1.1609e-4 -5.7790e-7 0 0] * base2';
10 I = [2.2838e-3 -1.0981e-5 -1.6078e-6 0 0 0] * base2';
11 J = [1.9107e-4 0 0 0 0 0] * base2';
12 M = [8.5093e-5 -6.1229e-6 5.2787e-7 0 0 0] * base2';
13 N = [-9.9348e-7 2.0816e-8 9.1697e-10 0 0 0] * base2';
14 Kt = E + F*s + G*s^(1.5) + (H + I*s + J*s^(1.5))*p + (M + N*s)*p^(2);

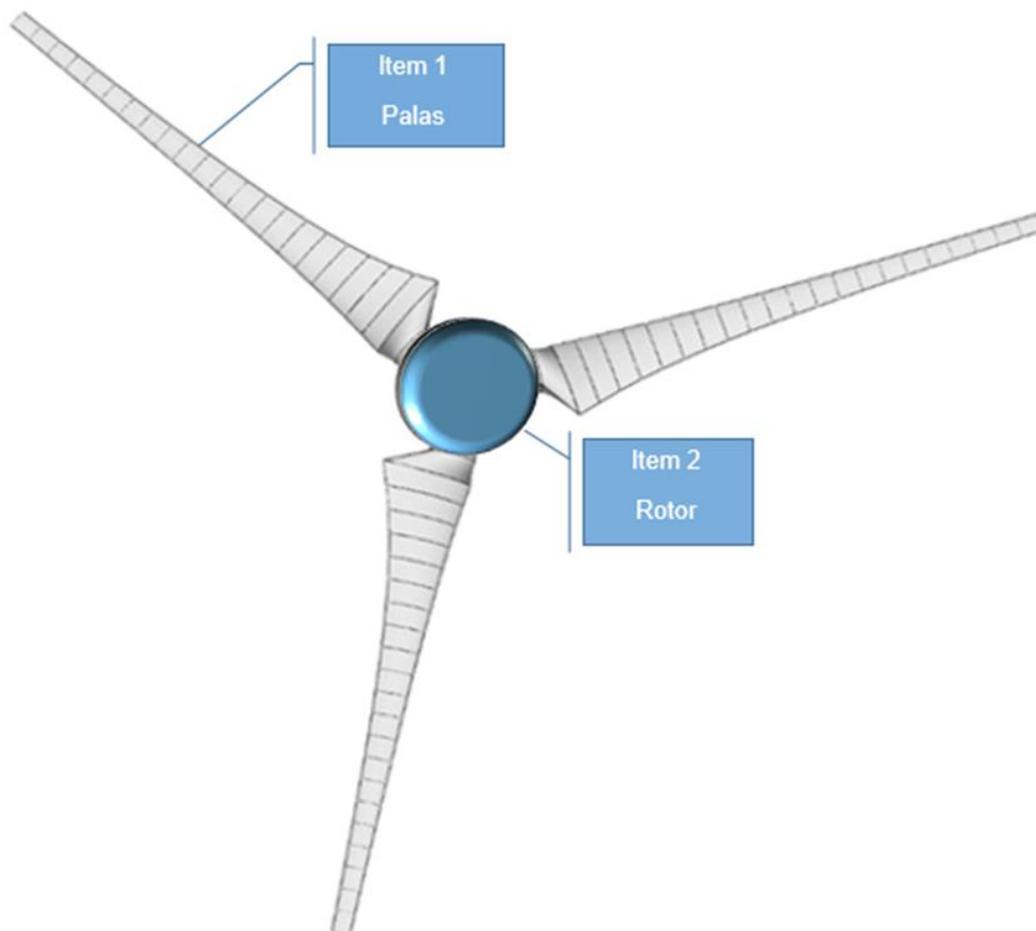
```

```
1 function Pkpa = psat(T)
2 % Cálculo de las presiones de saturación para sustancias puras
3 % Utilizando la ecuación de Antoine Ch.
4 %  $\ln(P_{\text{sat}}[\text{mmHg}]) = A - B / (T[^\circ\text{C}] + C)$ 
5 % https://misapuntesyvacimientos.wordpress.com/2016/07/12/ecuacin-de-antoine/
6
7 % Parámetros empíricos ln, específicos para el Agua
8 A = 18.58481;
9 B = 3984.92;
10 C = 233.4260;
11
12 % La Psat del agua en kPa
13 Pkpa = exp(A-B/(T+C));
```

*Anexo 2 Plano del rotor de la turbina hidrocínética axial*

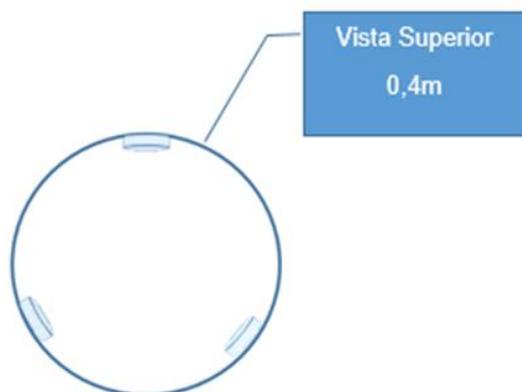
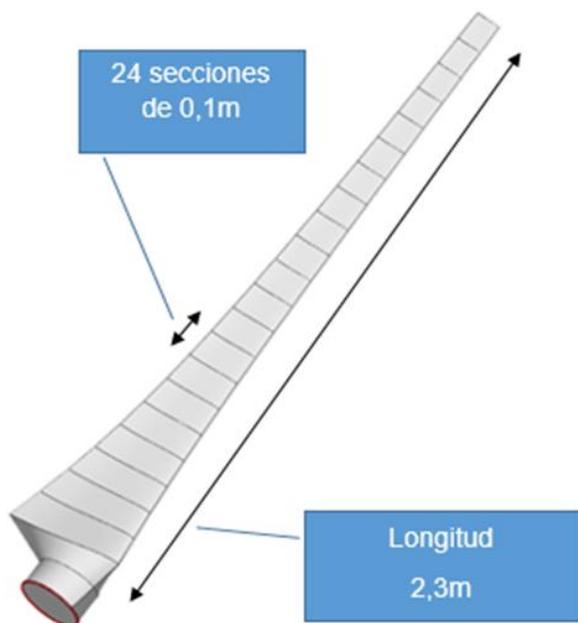
|

Vista Isométrica



<i>Lista de Partes</i>			
<b>Item</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Partes</b>	<b>Descripción</b>
Item 1	3	Pala	Perfil NACA 6615
Item 2	1	Rotor	Rotor tripala

### Vista Isométrica



### Vista Isométrica



### Vista Isométrica

