

**UNIVERSIDAD DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA UTEC**

**Carrera de Ingeniería Mecánica**



**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN ROTOR PARA  
TURBINA HIDROCINÉTICA DE 15 KW  
APLICADA AL RÍO HUALLAGA**

**DESIGN AND SIMULATION OF A ROTOR FOR A  
15 KW HYDROKINETIC TURBINE APPLIED TO  
THE HUALLAGA RIVER**

Tesis para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico

**Manuel Alejandro Egúsquiza León**

**Código 201310002**

**Asesor**

PhD. Eunice Villicaña Ortiz

Lima – Perú

Julio 2020

La tesis

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN ROTOR PARA TURBINA HIDROKINÉTICA  
DE 15 KW APLICADA AL RÍO HUALLAGA**

Ha sido aprobada

-----  
[Nombres y apellidos del Presidente de Jurado]

-----  
Eunice Villicaña Ortiz

-----  
[Nombres y apellidos del Tercer jurado]

*Dedicatoria:*

A mi familia, por su apoyo, confianza y cariño  
incondicional a lo largo de este viaje.

Dedicado especialmente a mis abuelos, quienes son y serán  
siempre una fuente de inspiración.

*Agradecimientos:*

A mi asesora Eunice Villicaña, por su guía constante y entusiasmo inigualable.

Al director del Departamento de Ingeniería de la Energía e Ingeniería Mecánica, Julien Noel, por impulsarme a alcanzar mis metas.

A la profesora Ximena Guardia, por todo el apoyo brindado para sacar adelante esta tesis.

A todos los profesores del departamento de Mecánica por el conocimiento y los consejos transmitidos en estos años.

# TABLA DE CONTENIDO

|  | Pág.      |
|--|-----------|
| <b>RESUMEN .....</b>   | <b>12</b> |
| <b>ABSTRACT .....</b>  | <b>13</b> |
| <b>INTRODUCCIÓN .....</b>  | <b>14</b> |
| <b>CAPÍTULO I MARCO TEÓRICO.....</b>   | <b>21</b> |
| 1.1    Aprovechamiento del agua como fuente de energía.....                    | 21        |
| 1.1.1    Energía Hidráulica.....   | 22        |
| 4.1.2    Energía Hidrocinética .....   | 25        |
| 4.1.3    Potencial hidrocinético en ríos amazónicos del Perú .....             | 26        |
| 4.2    Turbinas hidrocinéticas .....   | 28        |
| 4.2.1    Estudios e investigaciones previas.....                               | 33        |
| 4.2.2    Turbinas en desarrollo y comercializadas en el Mundo.....             | 34        |
| 4.3    Diseño de turbinas hidrocinéticas.....                                  | 37        |
| 4.3.1    Fundamentos de perfiles hidrodinámicos .....                          | 37        |
| 4.3.2    Parámetros de diseño del rotor .....                                  | 46        |
| 4.3.3    Teorías de Modelos Aerodinámicos .....                                | 49        |
| 4.3.4    Programas de simulación .....   | 65        |
| <b>CAPÍTULO II METODOLOGÍA.....</b>  | <b>67</b> |
| 5.1    Caracterización de la disponibilidad energética de ríos amazónicos..... | 68        |
| 5.1.1    Identificación de comunidad .....                                     | 70        |
| 5.2    Diseño de la turbina hidrocinética .....                                | 70        |
| 5.2.1    Consideraciones de diseño .....                                       | 70        |
| 5.2.2    Selección de perfil hidrodinámico.....                                | 71        |

|   |   |            |
|---|---|------------|
| 5.2.3                                   | Dimensionamiento del álabe .....  | 73         |
| 5.2.4                                   | Aplicación de BEM y cálculo de Coeficiente de Potencia .....                          | 75         |
| 5.3                                     | Simulación en QBlade .....  | 77         |
| 5.4                                     | Comparación e interpretación de las simulaciones.....                                 | 80         |
| 5.5                                     | Cálculo de energía en ríos amazónicos .....   | 80         |
| <b>CAPÍTULO III RESULTADOS.....</b>     |   | <b>81</b>  |
| 6.1                                     | Caracterización y comparación de la disponibilidad energética de ríos amazónicos..... | 81         |
| 6.1.1                                   | Comunidad identificada.....   | 84         |
| 6.2                                     | Diseño de la turbina hidrocínética .....  | 85         |
| 6.2.1                                   | Selección del perfil hidrodinámico.....   | 86         |
| 6.2.2                                   | Dimensionamiento del álabe .....  | 86         |
| 6.2.3                                   | Aplicación de BEM y cálculo de Coeficiente de Potencia .....                          | 88         |
| 6.2.4                                   | Seguridad en turbinas.....  | 89         |
| 6.3                                     | Resultados en QBlade .....  | 89         |
| 6.4                                     | Producción de energía generada .....  | 95         |
| <b>CONCLUSIONES.....</b>                |   | <b>98</b>  |
| <b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b> |   | <b>100</b> |
| <b>ANEXOS .....</b>                     |   | <b>108</b> |

## ÍNDICE DE TABLAS

|   | Pág. |
|---|------|
| <b>Tabla 1.1</b> Clasificación de centrales hidroeléctricas.....                | 25   |
| <b>Tabla 1.2</b> Clasificación de THC .....                                     | 26   |
| <b>Tabla 1.3</b> Características ideales y reales para instalación de THC ..... | 27   |
| <b>Tabla 1.4</b> Artículos y Tesis de turbinas hidrocínicas .....               | 34   |
| <b>Tabla 1.5</b> Turbinas en desarrollo y comercializadas en el mundo.....      | 36   |
| <b>Tabla 1.6</b> Consideraciones para selección de TSR .....                    | 48   |
| <b>Tabla 1.7</b> Información requerida y proporcionada por cada teoría.....     | 49   |
| <b>Tabla 2.1</b> Parámetros iniciales del rotor.....                            | 71   |
| <b>Tabla 3.1</b> Características de ríos amazónicos estudiados.....             | 82   |
| <b>Tabla 3.2</b> Características de perfiles aerodinámicos seleccionados.....   | 86   |
| <b>Tabla 3.3</b> Parámetros para dimensionamiento del rotor.....                | 87   |
| <b>Tabla 3.4</b> Dimensión de secciones de álabes.....                          | 87   |
| <b>Tabla 3.5</b> Resultados de BEM y obtención de $C_p$ .....                   | 89   |
| <b>Tabla 3.6</b> Resumen de resultados – Primera tabulación.....                | 94   |
| <b>Tabla 3.7</b> Resumen de resultados – Segunda tabulación .....               | 94   |
| <b>Tabla 3.8</b> Producción de energía anual por río .....                      | 96   |

# ÍNDICE DE FIGURAS

|   | Pág. |
|---|------|
| <b>Figura 1.1</b> Regiones Hidrográficas del Perú .....   | 22   |
| <b>Figura 1.2</b> Rangos de selección de turbinas hidráulicas .....   | 24   |
| <b>Figura 1.3</b> Turbina hidrocínética fabricada por SMART HYDRO POWER.....  | 26   |
| <b>Figura 1.4</b> Turbinas de eje vertical y flujo cruzado: (a) en superficie, (b) H-Darrieus, (c) Darrieus, (d) Gorlov, (e) Savonius.....                | 30   |
| <b>Figura 1.5</b> Turbinas de eje horizontal. (a) Inclinas, en superficie, (b) Anclaje rígido, (c) Generador en superficie, (d) Generador sumergido ..... | 31   |
| <b>Figura 1.6</b> Turbina con rotor de centro abierto.....  | 32   |
| <b>Figura 1.7</b> Protección ramificada.....  | 32   |
| <b>Figura 1.8</b> Turbina Smart Monofloat.....  | 33   |
| <b>Figura 1.9</b> Protección Smart Free Stream .....  | 33   |
| <b>Figura 1.10</b> Capa límite sobre una superficie plana.....  | 39   |
| <b>Figura 1.11</b> Capa límite en un perfil aerodinámico .....  | 39   |
| <b>Figura 1.12</b> Reacciones en un álabe.....  | 40   |
| <b>Figura 1.13</b> Geometría de perfil aerodinámico.....  | 44   |
| <b>Figura 1.14</b> Secciones de un álabe.....   | 45   |
| <b>Figura 1.15</b> Modelo de Disco Actuador.....  | 51   |
| <b>Figura 1.16</b> Modelo del Momento Angular .....   | 54   |
| <b>Figura 1.17</b> Sección transversal del rotor.....   | 54   |
| <b>Figura 1.18</b> Modelo del Elemento Álabe .....  | 57   |
| <b>Figura 1.19</b> Velocidades en función a factores de inducción $a$ y $a'$ .....  | 57   |
| <b>Figura 2.1</b> Metodología de diseño .....   | 68   |



|   |    |
|---|----|
| <b>Figura 2.2</b> Perfil NACA 0015 .....  | 72 |
| <b>Figura 2.3</b> Perfil NACA 0018 .....  | 72 |
| <b>Figura 2.4</b> Perfil NACA 2415 .....  | 73 |
| <b>Figura 2.5</b> Perfil NACA 4412 .....  | 73 |
| <b>Figura 2.6</b> Perfil NACA 4415 .....  | 73 |
| <b>Figura 2.7</b> Perfil NACA 63(3)-018.....  | 73 |
| <b>Figura 2.8</b> Parámetros de análisis ingresados para los polares.....                 | 77 |
| <b>Figura 2.9</b> Características geométricas del álabe por sección .....                 | 78 |
| <b>Figura 2.10</b> Valores constantes en la simulación .....                              | 79 |
| <b>Figura 2.11</b> Parámetros de análisis en la simulación .....                          | 79 |
| <b>Figura 3.1</b> Análisis de distribución de los Ríos Amazónicos.....                    | 82 |
| <b>Figura 3.2</b> Velocidad medida por HLM Picota, río Huallaga. Periodos 2017-2018 ..... | 83 |
| <b>Figura 3.3</b> Distribución de Weibull 2017 y 2018 – HLM Picota .....                  | 84 |
| <b>Figura 3.4</b> Vista satelital de Estación HLM y el distrito de Picota .....           | 85 |
| <b>Figura 3.5</b> Modelado del álabe con el perfil NACA 4412 .....                        | 88 |
| <b>Figura 3.6</b> Parámetros ingresados para el modelamiento del rotor .....              | 90 |
| <b>Figura 3.7</b> Rotor modelado en QBlade por secciones .....                            | 90 |
| <b>Figura 3.8</b> Coeficiente de potencia vs TSR – Primera tabulación.....                | 91 |
| <b>Figura 3.9</b> Potencia vs velocidad específica – Primera tabulación.....              | 92 |
| <b>Figura 3.10</b> Potencia vs velocidad específica – Segunda tabulación.....             | 93 |
| <b>Figura 3.11</b> Potencia vs velocidad de rotación – Segunda tabulación.....            | 94 |
| <b>Figura 3.12</b> Generación de energía por río en función a la velocidad.....           | 95 |
| <b>Figura 3.13</b> Generación de energía por río en función a la velocidad.....           | 96 |

## ÍNDICE DE ANEXOS

|  |     |
|--|-----|
| <b>Anexo 1:</b> Mapa de viviendas con cobertura de alumbrado eléctrico – 2017..... | 109 |
| <b>Anexo 2:</b> Polares del perfil NACA 4412 - Re=500 000.....                     | 110 |
| <b>Anexo 3:</b> Planos de rotor.....   | 111 |

## RESUMEN

Se realizó el diseño y simulación del rotor para una turbina hidrocínética de 15 kW de capacidad, partiendo del análisis en cuatro ríos amazónicos, de los cuales se obtuvieron los valores de velocidad y profundidad según el periodo comprendido entre los años 2011 y 2018. De los ríos analizados, se seleccionó el río Huallaga debido a que presenta la mayor velocidad promedio y una profundidad no menor a 15 m.

La turbina fue diseñada bajo el modelo aerodinámico Blade Element Momentum (BEM) y los resultados obtenidos fueron verificados mediante el software QBlade, utilizando variables como la velocidad del río, geometría detallada del álabe (longitud de cuerda, perfil hidrodinámico, ángulo de giro), velocidad específica y número de Reynolds.

El diseño concluye obteniendo como resultado un rotor horizontal de tres álabes con radio de 1 m de longitud, utilizando un perfil NACA 4412; con el cual se obtiene un valor del coeficiente de potencia de 0.496 a una velocidad nominal de 2.75 m/s, logrando una potencia de 15 kW. Estos últimos valores fueron verificados, obteniendo un error de 2.29% con respecto al coeficiente de potencia. Esta capacidad permitirá la generación de 105.88 MWh/año, lo que representa un factor de planta de 81%. En consecuencia, esta producción eléctrica beneficiaría a 18 personas, lo que representa una cobertura del 7.15% en el Centro Poblado Nuevo Control, ubicado en el distrito de Picota en la región San Martín.

**Palabras clave:** *Energía hidrocínética, ríos amazónicos, BEM, QBlade.*

## ABSTRACT

The design and simulation of a rotor for a hydrokinetic turbine of 15 kW capacity was carried out, based on the analysis of four Amazon rivers, from which velocity and depth values were obtained according to the period between 2011 and 2018. The Huallaga river was selected from the rivers analyzed, as it presents the highest average speed and a depth of not less than 15 m.

The turbine was designed under the Blade Element Momentum (BEM) aerodynamic model and the results obtained were verified by the software QBlade, using variables such as river speed, detailed geometry of the blade (chord length, hydrodynamic profile, twist angle), Tip Speed Ratio (TSR) and the Reynolds Number.

As a result, the design concludes obtaining a horizontal rotor of three blades with a radius of 1 m, using a NACA 4412 profile; with which a value of the coefficient of power of 0.496 is obtained at a nominal speed of 2.75 m/s, achieving a power of 15 kW. These last values were verified, obtaining an error of 2.29% in terms of power coefficient. This capacity will allow the generation of 105.88 MWh/year, which represents a plant factor of 81%, this electricity would benefit 18 people, this represents an electric coverage of 7.15% of the Centro Poblado Nuevo Control, located in the Picota district in the San Martin region.

***Key words:*** Hydrokinetic energy, Amazon rivers, BEM, QBlade.

# INTRODUCCIÓN

El 15.7% de la población de la selva peruana<sup>1</sup> no cuenta con acceso a electricidad [1], siendo las regiones de Ucayali, Loreto y Amazonas las de menor acceso (**Anexo 1**). Como consecuencia de la falta de electrificación, algunas de estas comunidades utilizan grupos electrógenos o pequeños motores para producir electricidad, lo que supone un costo elevado por el uso de combustibles fósiles, además de la emisión de gases de efecto invernadero. Uno de los principales factores para esta falta de cobertura es la dispersión de las viviendas, la cual implica altos costos de implementación del tendido eléctrico. De igual manera, la selva peruana alberga 35 Áreas Naturales Protegidas [2], donde se encuentra gran biodiversidad de flora y fauna, lo que dificulta la instalación de centrales eléctricas y la implementación de líneas de transmisión que conecten los poblados con el Sistema Eléctrico Interconectado Nacional (SEIN).

El Perú cuenta con un gran recurso hídrico gracias a la cantidad de ríos presentes en su geografía. El potencial hidráulico sobrepasa los 60 GW [3], el cual se presenta mayormente en la cuenca del atlántico, esto gracias a la diferencia de alturas producto de una geografía accidentada. En ese sentido, el principal medio de generación de energía en el país es mediante centrales hidroeléctricas, las cuales representaron el 57.8% de la producción de energía en 2018 [4].

Pese al alto potencial hídrico del país, la implementación de centrales hidroeléctricas supone altos costos sociales y ambientales, como la reubicación de comunidades, concentración de sedimentos en la ribera de los ríos, distintos efectos negativos en la biodiversidad y alteración de los ciclos biogeoquímicos [5]–[7], lo que limita su desarrollo en el interior de la selva peruana. En el caso de las regiones amazónicas, si bien el principal modo de generación de energía es a través de la quema de diésel, el Estado viene impulsando proyectos para proveer energía de manera aislada, tal es el caso del Programa Masivo de Sistemas Fotovoltaicos Domiciliarios y el Proyecto FONER [8].

---

<sup>1</sup> Considerando las regiones de Ucayali, San Martín, Loreto, Amazonas, Madre de Dios.

Los nuevos proyectos utilizan energía renovable como alternativa a las centrales hidroeléctricas, como son la energía solar y la eólica. Sin embargo, en la selva peruana su eficiencia se ve afectada por factores como la humedad, clima, presencia de aerosoles o la misma geografía. Esto se ve reflejado en el potencial de radiación solar y velocidad del viento, los cuales son de 3.5 kWh/m<sup>2</sup>día [9] y 0.75 – 3.65 m/s [10] respectivamente<sup>2</sup>, lo que motiva el uso de otras alternativas de generación que garanticen una mejor producción.

Una alternativa interesante es la que se desarrolla en los distritos de Bellavista y Marisol, en la región de San Martín, donde se aprovecha la energía hidrocínética presente en los ríos para la generación de energía eléctrica, a través de la instalación de turbinas con capacidades que varían entre 1 y 10 kW. De esta manera se identifica la oportunidad del desarrollo de la presente tesis.

Para su ejecución, se realiza la identificación del potencial de ríos amazónicos aledaños a comunidades, posteriormente se realiza el diseño una turbina hidrocínética con perfiles hidrodinámicos, previamente seleccionados, según la relación entre sustentación y arrastre. Finalmente, se procede a comparar los resultados obtenidos numéricamente mediante el software de simulación QBlade, que permitirá, además, el cálculo de la energía generada anualmente por la turbina.

## **Alcance**

La presente tesis se enfoca en el diseño y simulación del rotor para una turbina hidrocínética de 15 kW de potencia. Dicho diseño incluye la configuración del rotor, lo que involucra el diseño de palas, el análisis hidrodinámico y el cálculo del coeficiente de potencia, pero excluye el sistema de transmisión eléctrica, el sistema de anclaje, el sistema de protección y frenado automático.

El diseño de la turbina responderá a las características del río seleccionado entre cuatro opciones que se sitúan en la cuenca del Atlántico o Amazonas: río Huallaga,

---

<sup>2</sup> Valores obtenidos para la región San Martín.

Marañón, Ucayali y Amazonas. Estos presentan registros de datos relativos a velocidades comprendidos entre los años 2011 y 2018.

## **Antecedentes**

Dentro del marco legal, se han establecido distintos Decretos Supremos y Legislativos, para la promoción de energías renovables y modificación de leyes establecidas con el fin de regular el ingreso de nuevos proyectos a la red nacional:

- Decreto Legislativo N° 1002: Decreto de promoción de la inversión para la generación de electricidad con el uso de energías renovables.
- Decreto Supremo N° 012-2011-EM: Nuevo Reglamento de Generación de Electricidad con Energías Renovables.
- Decreto Supremo N° 031-2012-EM: Modificación de los artículos del Decreto Supremo N°009-93-EM y del Decreto Supremo N°012-2011-EM, relativos al marco regulatorio que regula el otorgamiento de las concesiones de generación hidráulica RER.
- Decreto Supremo N° 020-2013-EM: Aprobación del Reglamento para la Promoción de la Inversión en Áreas no Conectadas a Red.

La implementación de estos decretos permitió la realización de subastas y elaboración de programas para promover el uso de recursos renovables, como por ejemplo, el Programa Masivo de Sistemas Fotovoltaicos Domiciliarios. Dicho programa tiene como base el Plan de Acceso Universal a la Energía 2013-2022 en el cual se establece como meta beneficiar a 500 000 pobladores en zonas vulnerables. De igual manera, se encuentra el Programa Euro-Solar, que utiliza kits híbridos solar-eólicos de 1.4 kW, beneficiando a 130 comunidades en 10 diferentes regiones.

Actualmente, existen 24 proyectos de centrales hidroeléctricas en construcción desarrolladas mediante las subastas RER (con capacidad igual o menor a 20 MW). De estos proyectos, solo la Central Hidroeléctrica Shima se encuentra ubicada en la selva (San Martín). Cabe mencionar que las Centrales Hidroeléctricas de Huatziroki y Colca se encuentran ubicadas en la zona sierra del departamento de Junín, por lo que no se consideran como aporte a departamentos de la selva.

Así mismo, en el año 2015 se realizaron distintos proyectos de ampliación, mejoramiento e instalación de sistemas eléctricos en zonas rurales, los cuales representaron una inversión de más de 130 millones de soles que benefició a 142 623 pobladores [8].

El bajo desarrollo hidroeléctrico en la selva peruana se debe principalmente al impacto ambiental y social que las centrales hidroeléctricas pueden producir. Uno de los casos más emblemáticos fue el proyecto de la represa de Inambari, el cual prometía ser la central hidroeléctrica más grande de Perú con una capacidad instalada de 2.2 GW. Sin embargo, su construcción fue cancelada en el 2011 debido a que requería la movilización de 65 centros poblados y la deforestación de 308 000 hectáreas, además del severo impacto en el ecosistema [11].

En cuanto al empleo de energía hidrocínética, ésta se ha desarrollado en países como Reino Unido, Estados Unidos y Canadá, en donde se utilizan turbinas, tanto de eje horizontal como vertical, con capacidad de hasta 5.2 MW (**Tabla 4.5**). En el Perú la empresa alemana SMART HYDRO POWER instaló, en los distritos de Bellavista y Marisol (San Martín), sistemas híbridos que utilizan la energía solar (paneles PV) y energía hidrocínética (turbinas). Dichas turbinas tienen una capacidad de 5 kW, las cuales sufren bloqueos constantemente debido a la sedimentación de los ríos, por lo que el mantenimiento debe ser periódico.

A nivel internacional, se han realizado investigaciones principalmente en turbinas horizontales, las cuales presentan la mayor eficiencia en un rango de 30 a 50% (**Tabla 4.4**). De igual manera, se han estudiado las turbinas verticales e inclusive formas innovadoras bioinspiradas, como por ejemplo un perfil oscilante, el cual tiene forma de aleta y simula el movimiento de un pez, logrando obtener una eficiencia de 30% [12]. En lo que respecta al Perú, se ha profundizado mayormente en turbinas horizontales. Cabe señalar que estas se han realizado en el ámbito académico, pero todavía no han sido manufacturadas por empresas nacionales.

A diferencia de las investigaciones precedentes, el presente estudio realiza el dimensionamiento de una turbina hidrocínética aplicado para ríos caudalosos, comparando la variación del coeficiente de potencia en función a la velocidad del río.



## **Justificación y motivación**

Los Objetivos de Desarrollo Sostenible establecidos en 2015 por la ONU plantean metas con una proyección de 15 años con el fin de mitigar la pobreza, lograr la gobernabilidad democrática y la consolidación de la paz [13]. El compromiso de los países por cumplir las metas establecidas requiere de una planificación holística, favoreciendo a los sectores más necesitados y fortaleciendo los ya desarrollados. De estos objetivos, uno de ellos se centra en garantizar el acceso a una energía asequible, segura, sostenible y moderna para todos [14], lograrlo coadyuvará a la mejora en la calidad de vida y en consecuencia a mitigar los niveles de pobreza. En este sentido, el 20% de la energía generada en el mundo ya proviene de fuentes renovables, sin embargo, una de cada siete personas no cuenta con cobertura eléctrica a nivel mundial, ubicándose esta población principalmente en zonas rurales [15].

Para el caso de Perú, el 99% de la región costera cuenta con cobertura eléctrica desde el 2017, mientras que en el caso de la selva la cifra es de 84.3% [1]. La clara centralización que existe en el acceso a cobertura eléctrica se ve reflejada en los departamentos de Ucayali, Loreto y Amazonas, los cuales poseen una gran extensión geográfica, pero en contraste, son los de menor cobertura eléctrica, con un 87.4%, 77.7% y 78.6% respectivamente [1]. Cabe mencionar que se ha establecido la meta de lograr una cobertura del 100% para el año del bicentenario (2021).

Con el fin lograr la diversificación energética y garantizar el suministro a la población, se ha recurrido al uso de energías renovables, siendo la energía solar, la eólica, la hidráulica y de biomasa las principales fuentes renovables desarrolladas hasta el momento en el país [3]. Para el caso particular de zonas rurales, los recursos como el solar y el eólico no siempre son abundantes, lo que limita su uso. Sin embargo, desde el punto de vista hídrico, se tienen estudios que muestran una correlación entre la población, la necesidad de electrificación, el nivel de pobreza y la distribución de ríos [16], lo que sugiere el aprovechamiento del recurso hídrico como fuente de energía segura para localidades altamente vulnerables y aledañas a los cauces de los ríos

Así mismo, en algunos sitios el uso de energías renovables como la solar y eólica significa lidiar con la intermitencia del recurso, la cual dependerá de su disponibilidad (radiación solar y velocidad de viento) [17]. A pesar de que estas fuentes renovables son

las más desarrolladas y utilizadas, su confiabilidad puede ser reducida debido a que no garantizan la cobertura eléctrica en todo momento. Motivos como estos son los que hacen que otras energías renovables sean consideradas, como es el caso de la hidráulica.

El aprovechamiento de la energía hidráulica se realiza mediante centrales hidroeléctricas (energía hidráulica) y mediante turbinas hidrocinéticas (energía hidrocinética). La implementación de centrales hidroeléctricas supone obras civiles de mayor impacto ambiental como la construcción de un canal forzado, casa de máquinas, entre otras, impactando en aspectos físicos, biológicos, socioeconómicos y culturales [18]. Las turbinas hidrocinéticas en cambio, debido a su bajo impacto ambiental y la constancia en la generación de energía, constituyen una alternativa más segura y confiable, pero con un ínfimo desarrollo debido al bajo rendimiento que estas presentan.

Específicamente en la selva peruana, que se caracteriza por una baja accesibilidad y por una abundante riqueza biológica de flora y fauna silvestre, es imprescindible contar con tecnologías de suministro eléctrico que no afecten los ecosistemas ni las características culturales de la población. Por lo que las tecnologías que se implementen no dependerán de líneas de transmisión eléctrica debido a su alto costo e impacto ambiental, además deberán brindar energía de manera constante.

Con estas consideraciones, la presente tesis propone el diseño de una turbina hidrocinética para la generación de electricidad y su posterior uso en comunidades rurales de la selva peruana, con el fin de lograr autonomía de la red eléctrica nacional.

## **Objetivo general**

- Diseñar y simular el rotor de una turbina hidrocinética de 15 kW para su implementación en el río Huallaga mediante el análisis de la teoría BEM y el incremento del coeficiente de potencia.

## **Objetivos específicos**

- Caracterizar y seleccionar un río amazónico según la disponibilidad energética y su cercanía a comunidades aledañas de la selva peruana.

- Seleccionar un perfil hidrodinámico según la relación entre los coeficientes de sustentación y arrastre.
- Realizar un estudio comparativo de los resultados teóricos calculados y de la simulación numérica realizada, mediante el software QBlade.
- Cuantificar la producción de energía eléctrica que puede generar la turbina en un río amazónico.

# CAPÍTULO I

## MARCO TEÓRICO

El marco teórico que se presenta a continuación permite establecer los conceptos básicos necesarios para el desarrollo de la presente tesis, partiendo desde la comprensión de la hidrología peruana y los medios de aprovechamiento energético. Así mismo, se ahonda en las nociones básicas de las turbinas hidrocínéticas, identificando estudios realizados y empresas que las comercializan alrededor del mundo. Finalmente, se desarrollan los fundamentos requeridos para el diseño del proyecto y las teorías de modelos aerodinámicos para la posterior simulación de verificación.

### 1.1 Aprovechamiento del agua como fuente de energía

El sistema hídrico en el mundo es energizado por el sol, el cual, a través de la evaporación, produce precipitaciones que posteriormente, alimentarán a los ríos y océanos [19]. El movimiento se da gracias a saltos de altura y las corrientes de viento. La densidad energética que presentan estas fuentes hídricas supone una fuente atractiva para la generación de energía.

Actualmente el 20% de la energía generada en el mundo es provista por energía hidráulica, la cual, según la Agencia Internacional de Energía, tendrá un incremento del 1.7% anual hasta el 2030, en conjunto con otras tecnologías que aprovechan el recurso hídrico [20]. En lo que respecta a Perú, su potencial hidráulico es mayor a 60 GW, del cual, el 98% se concentra en los ríos que desembocan en el Atlántico, también llamada cuenca del Amazonas (**Figura 4.1**) [3], [21].



**Figura 4.1** Regiones Hidrográficas del Perú

Fuente: Autoridad Nacional del Agua - ANA, Mapa de Regiones Hidrográficas del Perú [22]

### 1.1.1 Energía Hidráulica

La energía hidroeléctrica es considerada, por algunas organizaciones internacionales, como una energía renovable, resultado de la energía presente en el agua que fluye a través de una diferencia de alturas. El flujo que inicia aguas arriba presenta

energía potencial que, al producirse una caída, se convertirá en energía cinética [23]. Este proceso de intercambio de energía permite convertir la energía cinética en energía eléctrica utilizando un sistema de generación hidroeléctrico (SGH) [24].

De esta manera las centrales hidroeléctricas hacen uso de dicho principio: se construye una presa que detenga el paso de agua de un río y que a través de un ducto forzado pase un flujo controlado direccionado a una turbina que, mediante un generador, transforme la energía cinética en energía eléctrica [23]. Este potencial hidráulico se obtiene mediante la Ecuación (4.1):

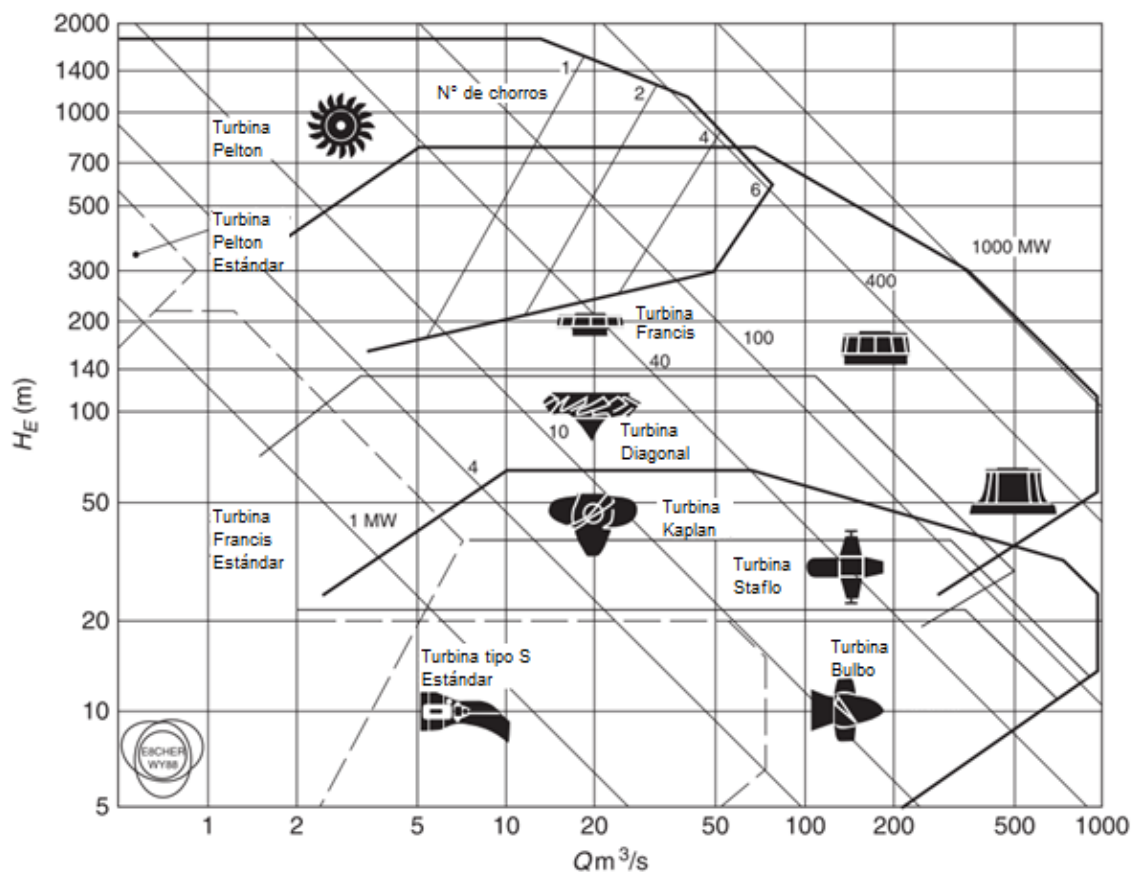
$$P_{hidráulica,th} = \gamma Q \Delta H \quad (4.1)$$

Donde:

- $\gamma$  peso específico del agua ( $N/m^3$ );
- $Q$  caudal ( $m^3/s$ );
- $\Delta H$  variación de altura (m).

En la práctica el potencial hidráulico se aprovecha de dos maneras: de forma convencional (construcción de un canal forzado en ríos, canales, reservorios) y mediante sistemas hidroeléctricos de almacenamiento por bombeo (construcción de dos reservorios a distintos niveles) [25]. Dichos sistemas requieren de turbogeneradores para la generación de energía, teniendo turbinas hidráulicas para la conversión de energía hidráulica en energía mecánica.

En la **Figura 4.2** se muestran las turbinas utilizadas para estos casos y cómo son seleccionadas en base al caudal y la altura. Las turbinas utilizadas para centrales hidroeléctricas de bajo salto son las turbinas Kaplan, gracias a que requieren una altura moderada y caudales que oscilan entre 2 y 1 000  $m^3/s$ . Por otro lado, las turbinas Pelton basan su funcionamiento principalmente en saltos de agua mayores. En el Perú, estas últimas son implementadas en la sierra, donde se obtienen grandes caídas y bajo caudal de manera natural [19].



**Figura 4.2** Rangos de selección de turbinas hidráulicas

Fuente: S. Dixon y C. Hall, Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery [26]

Por otro lado, según su capacidad de aprovechamiento, las centrales son clasificadas por rangos de potencia. La **Tabla 4.1**, muestra la clasificación de las centrales hidroeléctricas de acuerdo con su potencia y uso, la cual fue establecida por la Organización de las Naciones Unidas para el Desarrollo Industrial (UNIDO por sus siglas en inglés).

| Clasificación                           | Potencia       | Observaciones   |
|---|----------------|---|
| Centrales hidroeléctricas grandes       | >100 MW        | Usualmente conectada a la red eléctrica.                            |
| Centrales hidroeléctricas medianas      | 10 MW - 100 MW | Usualmente conectada a la red eléctrica.                            |
| Centrales hidroeléctricas pequeñas      | 1 MW - 10 MW   | Usualmente conectada a la red eléctrica.                            |
| Mini centrales de generación eléctrica  | 100 kW – 1 MW  | Sistemas independientes o conectados a la red eléctrica.            |
| Micro centrales de generación eléctrica | 5 kW – 100 kW  | Pequeñas comunidades o industrias, sin conexión a la red eléctrica. |
| Pico centrales de generación eléctrica  | 50 W – 5kW     | Comunidades rurales, conectada a un banco de baterías               |

**Tabla 4.1** Clasificación de centrales hidroeléctricas

Fuente: UNIDO, Sustainable energy regulation and policymaking for Africa [27]

#### 4.1.2 Energía Hidrocinética

La energía cinética se encuentra en todo cuerpo en movimiento, la cual, puede ser aprovechada para ser transformada en otro tipo de energía. En el caso de la hidrocinética, se refiere a la energía cinética presente en fluidos en movimiento. El potencial hidrocinético puede ser aprovechado a través de tres fuentes: ríos, canales y corrientes marinas [28].

$$P_{hidrocinética,th} = \frac{1}{2} \rho A_{río} V^3 \quad (4.2)$$

Donde:

$\rho$  densidad del fluido (kg/m<sup>3</sup>);

$A_{río}$  área transversal del río (m<sup>2</sup>);

$V$  velocidad del fluido (m/s).

Al igual que las turbinas hidráulicas, las turbinas hidrocinéticas (THC) son clasificadas por su capacidad (**Figura 1.3**). Sin embargo, no existe un organismo que las clasifique oficialmente, por lo que, para efectos del presente estudio, se utilizará la clasificación establecida por Vermaak en la **Tabla 4.2** [29].





**Figura 4.3** Turbina hidrocínética fabricada por SMART HYDRO POWER  
 Fuente: Smart Hydro Power, Smart Monofloat: Proyecto de Conexión a Red en Rosenheim, Alemania [30]

| Clasificación                        | Capacidad (kW) |
|--------------------------------------|----------------|
| <b>Turbina hidrocínética pequeña</b> | 1,000 – 30,000 |
| <b>Mini turbina hidrocínética</b>    | 100 – 1,000    |
| <b>Micro turbina hidrocínética</b>   | <100           |

**Tabla 4.2** Clasificación de THC

Fuente: H. J. Vermaak *et al*, Status of micro-hydrokinetic river technology in rural applications: A review of literature [29]

Como se puede apreciar en la **Tabla 4.2**, las capacidades de las turbinas hidrocínéticas son menores que la de las turbinas de centrales hidroeléctricas convencionales, debido a que las turbinas hidrocínéticas comercializadas no suelen ser de gran tamaño. Cabe mencionar que existen turbinas hidrocínéticas situadas en el océano [31], las cuales sí pueden presentar mayores dimensiones, por lo que podrían entrar a una nueva clasificación según su capacidad.

#### 4.1.3 Potencial hidrocínético en ríos amazónicos del Perú

La estimación del potencial de cada río se obtiene en función al caudal del río y de sus características geográficas como profundidad y ancho, variables que dependerán de la sección del río a analizar, según lo descrito en la **Ecuación (4.2)**.

Cada río presenta dos tipos de potencial: *Potencial hidráulico*, en función al caudal y la caída; y *potencial hidrocínético*, en función a la velocidad del río [21]. La forma en cómo se aprovecha el potencial dependerá de factores ambientales, sociales y

económicos, los cuales determinarán la viabilidad de proyectos que involucren la construcción de centrales hidroeléctricas (potencial hidráulico) o sistemas de generación de baja potencia de dimensiones menores (potencial hidrocínético).

Según un estudio realizado por Aquatera en siete ríos del Perú (Huallaga, Mantaro, Urubamba, Santa, Mala, Camaná y Ramis), el potencial hidrocínético puede ser aprovechado, ya sea para contribuir al SEIN o para un sistema off-grid que brinde cobertura a un área de manera autónoma. Para cada caso, el potencial identificado es de 106 y 6 MW respectivamente. Dentro de las consideraciones para la estimación de ambos potenciales, se analizaron tramos de los ríos con profundidades mayores a dos metros y una velocidad no menor a 2 m/s, por lo que puede considerarse que la estimación es un potencial mínimo al poder utilizarse turbinas de mayores dimensiones según incremente la profundidad [19].

Para un óptimo aprovechamiento del potencial hidrocínético del río, se requiere que se cumplan distintos parámetros, los cuales se presentan en la **Tabla 4.3**, considerando, tanto la compatibilidad entre la demanda eléctrica y el potencial del río, como la logística y la percepción de las comunidades.

| <b>Parámetro</b>  | <b>Condiciones Ideales</b>   | <b>Condiciones Reales en Perú</b>   |
|---|--|---|
| <b>Profundidad</b>  | Más de 25 metros con posibilidad de anclaje  | Altas probabilidades de que varíe a lo largo del río                              |
| <b>Variabilidad estacional</b>                              | Mínima   | Potencialmente grande   |
| <b>Velocidad del río</b>                                    | Flujo constante / velocidad constante / perfil uniforme / sin efectos de turbulencia | Potencial de variación significativa en los sistemas fluviales y el curso de ríos |
| <b>Demanda eléctrica</b>                                    | Alta y constante, de acuerdo con el potencial del río, en un lugar cercano           | Variará a lo largo del año, probablemente no coincidirá con el recurso            |
| <b>Sensibilidad de los receptores locales / navegadores</b> | Mínima   | Potencialmente alta, variará a lo largo del río según comunidad                   |
| <b>Factores logísticos</b>                                  | Fácil transporte del dispositivo al lugar / manufactura local                        | Bloqueos potenciales para el transporte río arriba, ausencia de manufactura       |

**Tabla 4.3** Características ideales y reales para instalación de THC

Fuente: Aquatera, Promoting aquatic renewable energy to increase energy diversity in Perú [19]

La **Tabla 4.3** establece tanto condiciones ideales como reales según el caso peruano. De esta manera se puede observar que las características hidrológicas de los ríos presentan gran variabilidad, lo que puede presentar adversidades frente a diseños tradicionales. Si bien se puede observar, las condiciones en Perú no favorecen en gran medida a la implementación de turbinas hidrocinéticas, estas deben ser consideradas para sistemas aislados gracias a su capacidad de generación constante.

## 4.2 Turbinas hidrocinéticas

Las turbinas hidrocinéticas son máquinas que convierten la energía cinética del río en energía mecánica. Esta conversión de energía se realiza haciendo uso de un sistema de captación mediante un rotor, el cual se dispone paralelo o perpendicular al flujo. La función del rotor de la turbina es oponerse a ese movimiento angular, generando un torque en el eje de la turbina y el movimiento del rotor a una velocidad de rotación que cambiará de acuerdo al momento angular del fluido [26]. La potencia que la turbina genera está en función al coeficiente de potencia  $C_p$  (**Sección 4.3.2.1**), característico de la turbina diseñada, tal como se expresa en la siguiente ecuación [32], [33].

$$P_{turbina} = \frac{1}{2} \rho A_r V^3 C_p \quad (4.3)$$

Donde:

- $\rho$  densidad del fluido ( $\text{kg/m}^3$ );
- $A_r$  área de barrido del rotor ( $\text{m}^2$ );
- $C_p$  coeficiente de potencia (adimensional);
- $V$  velocidad del fluido ( $\text{m/s}$ ).

De igual manera, la potencia real es obtenida mediante la Ecuación (4.4), donde se multiplica el torque generado en el eje por la velocidad de rotación del rotor [34]. El torque se genera por la fuerza ejercida en los álabes, impulsándolos para que roten sobre el eje del rotor.

$$P_{turbina} = Q\Omega \quad (4.4)$$

Donde:

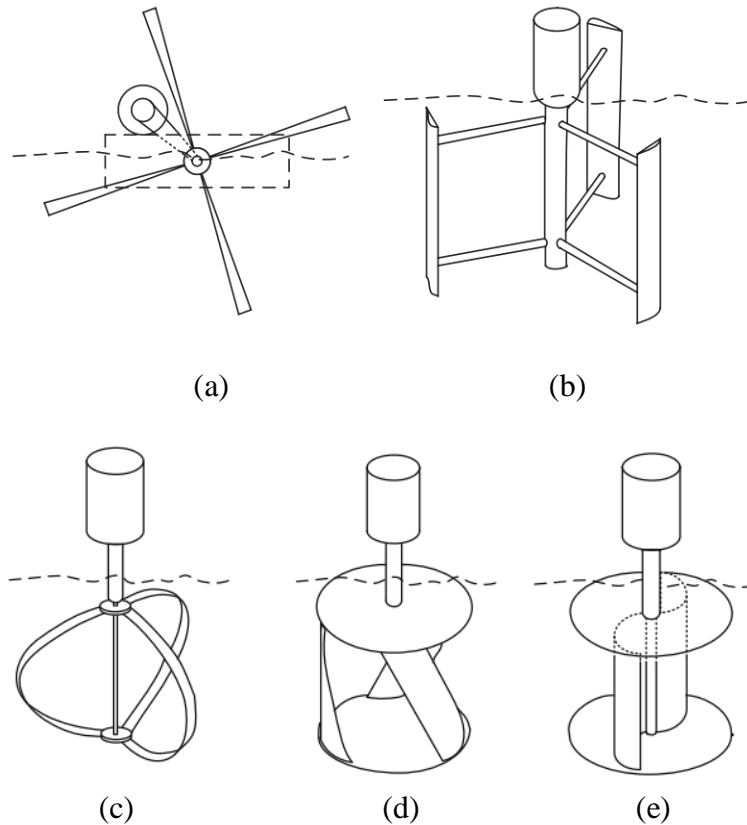
$Q$  torque (N.m);

$\Omega$  velocidad angular del rotor (rad/s).

Cada turbina es diseñada para aprovechar de la mejor manera la fuerza del río, por lo que la orientación del rotor y la geometría de los álabes son fundamentales para maximizar el rendimiento. En este sentido, las turbinas hidrocínicas se clasifican según la orientación del eje del rotor con respecto a la superficie en:

**a) Rotor de eje vertical**

El eje de rotación se encuentra perpendicular a la dirección del flujo de agua. Los álabes se encuentran en una configuración cilíndrica, utilizando geometrías simples para obtener la mayor fuerza que incida perpendicularmente. Son ideales para extracción de energía en flujos libres como canales de irrigación, flujo industrial y ríos, pequeños y medianos. Para favorecer la rotación, los álabes son diseñados con un perfil hidrocínético basados en el coeficiente de sustentación (b, c, d) o el coeficiente de arrastre (a, e) [32], [35], [36].

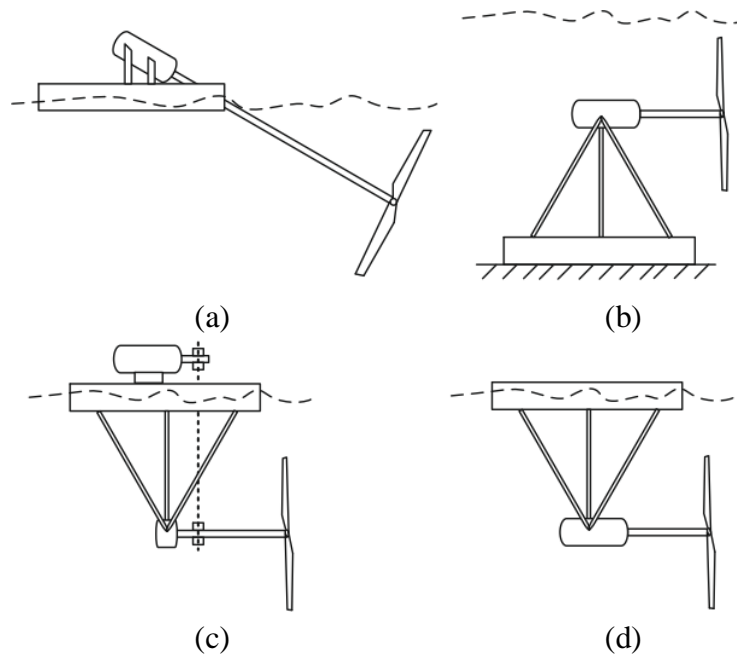


**Figura 4.4** Turbinas de eje vertical y flujo cruzado: (a) en superficie, (b) H-Darrieus, (c) Darrieus, (d) Gorlov, (e) Savonius.

Fuente: M. J. Khan *et al.*, Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review [35]

## b) Rotor de eje horizontal

El eje del rotor es paralelo (o en el caso de (a), inclinado) a la dirección del flujo de agua, tal y como se muestra en la **Figura 4.5**. Este tipo de turbinas presenta baja solidez debido a que comúnmente emplean entre 2 y 3 álabes [36]–[38]. Se caracterizan por usar principalmente perfiles hidrodinámicos basados en un alto coeficiente de arrastre para producir el torque en el eje del rotor. De manera similar a las turbinas eólicas, presentan un alto  $C_p$  lo que permite una mayor capacidad de la turbina. Este tipo de turbinas representan el 43% de las turbinas hidrocineéticas comercializadas o estudiadas [35].

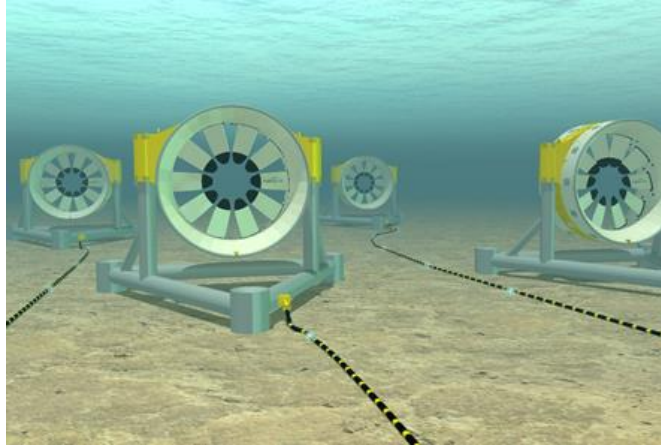


**Figura 4.5** Turbinas de eje horizontal. (a) Inclínadas, en superficie, (b) Anclaje rígido, (c) Generador en superficie, (d) Generador sumergido

Fuente: M. J. Khan *et al*, Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review [35]

### c) Rotor de centro abierto

Este tipo de turbinas utiliza el generador en la circunferencia del rotor, eliminando el uso de un eje, sellos y lubricación, lo que elimina la posibilidad de derrames [28]. De igual manera, tienen una baja velocidad de rotación debido a sus dimensiones, por lo que han sido instalados en océanos hasta el momento. OpenHydro es la primera empresa en comercializar este tipo de turbinas, las cuales tienen una capacidad de 2 MW, teniendo un diámetro de 16 m [31].



**Figura 4.6** Turbina con rotor de centro abierto  
Fuente: OpenHydro, OpenHydro [31]

La selección del tipo de turbina se realiza según las condiciones del lugar donde se desea instalar. Comúnmente, cuando se ubican en el mar, no se encuentran expuestas a sedimentos grandes que puedan causar daños en la estructura. Para el caso de ríos, se utilizan sistemas de protección que eviten la obstrucción del rotor, ya sea mediante un elemento tipo reja o un sistema de frenado automático. Actualmente se han implementado turbinas de baja potencia en ríos utilizando elementos de protección con distintas geometrías. Como se puede ver en las **Figura 4.7**, **Figura 4.8** y **Figura 4.9**, la protección es implementada principalmente en turbinas de eje horizontal, lo cual se debe principalmente a que los alabes se encuentran siempre perpendiculares a la dirección del fluido.



**Figura 4.7** Protección ramificada  
Fuente: R. Els, A. Junior, The Brazilian Experience with Hydrokinetic Turbines [39]



**Figura 4.8** Turbina Smart Monofloat  
Fuente: Smart Hydro Power [40]



**Figura 4.9** Protección Smart Free Stream  
Fuente: Smart Hydro Power, Desarrollo de Productos SMART en Kraemer'sche Kunstmuehle en Múnich, Alemania [41]

#### 4.2.1 Estudios e investigaciones previas

Como se mencionó anteriormente, las turbinas horizontales representan la mayor parte del mercado. La alta eficiencia que presenta este tipo de turbinas supone una opción atractiva para la inversión al maximizar la potencia extraída del río. En la **Tabla 4.4** se muestran algunos estudios realizados que han basado su investigación en ríos.



| Investigador                  | Tipo de turbina        | $C_p$ máx | TSR      | Ref. |
|-------------------------------|------------------------|-----------|----------|------|
| S. Koko, K. Kusakana et al.   | Horizontal             | 0.48      | 8.1      | [34] |
| M. Shahsavari et al.          | Horizontal con difusor | 0.50      | 4.2      | [38] |
| C. Daskiran et al.            | Doble pala ancha       | 0.43      | 1.86     | [42] |
| M. Anyi, B. Kirke             | Horizontal             | 0.35      | 4        | [43] |
| W. Tian, Z. Mao, H. Ding      | Horizontal             | 0.33      | 5.37     | [44] |
| F. Moreno et al.              | Horizontal             | 0.38      | 4.32     | [45] |
| T. Kinsey, G. Dumas et al.    | Perfil oscilante       | 0.3       | $f=0.12$ | [12] |
| T. Yavuz, E. Koç              | Horizontal             | 0.34      | 5.0      | [46] |
| A. Kumar, R. Saini            | Vertical Savonius      | 0.43      | 0.9      | [47] |
| V. Patel, T. Eldho, S. Prabhu | Savonius con bloqueo   | 0.49      | 0.7      | [48] |
| V. Peña-García                | Horizontal             | 0.45      | 4        | [49] |
| P. Mendoza                    | Horizontal             | 0.37      | 4        | [50] |
| A. Yachou                     | Horizontal             | 0.45      | 4.4      | [51] |
| Y. Guerra                     | Horizontal             | 0.50      | 4        | [52] |
| L. Iturraran                  | Horizontal con difusor | 0.31      | 2.25     | [53] |

**Tabla 4.4** Artículos y Tesis de turbinas hidrocineéticas  
Fuente: Elaboración propia en base [30], [34], [36]–[49]

Se muestra que las turbinas verticales requieren una menor velocidad específica TSR (por las siglas en inglés de Tip Speed Ratio) para lograr su máxima potencia, como se detallará en la **Sección 4.3.2.2**. Sin embargo, se confirma que las turbinas de eje horizontal son las que presentan un mayor rendimiento sin requerir de sistemas de direccionamiento como bloqueos laterales. De igual manera, se muestran estudios de nuevos tipos de turbinas como las de perfil oscilante que basan su funcionamiento en un cuerpo tipo aleta, el cual obtiene su máxima eficiencia según una frecuencia establecida por el movimiento sinusoidal que realiza.

#### 4.2.2 Turbinas en desarrollo y comercializadas en el Mundo

En la **Tabla 4.5** se muestran las diferentes empresas que han desarrollado y/o comercializado turbinas hidrocineéticas en los últimos 10 años. En ella se presenta el rango de velocidades de operación y la capacidad según el tipo de turbina hidrocineética utilizada. Dentro de las turbinas desarrolladas, se puede apreciar que más del 50% de las empresas comercializa turbinas de eje horizontal. De igual manera, se muestran tipos de turbinas no convencionales, lo que significa que la investigación y desarrollo de turbinas hidrocineéticas presenta un potencial que aún tiene mucho por explorar.

| Empresa                          | País      | Nombre del dispositivo              | Tipo de turbina            | Rango de velocidades de operación | Capacidad     |
|----------------------------------|-----------|-------------------------------------|----------------------------|-----------------------------------|---------------|
| Lucid Energy Pty., Ltd.          | USA       | Gorlov Helical Turbine (GHT)        | Horizontal, eje cruzado    | Min. 0.6 m/s                      | 20 kW         |
| Thropton Energy Services         | UK        | Water Current Turbine               | Horizontal con difusor     | Min. 0.6 m/s                      | 2 kW          |
| Tidal Energy Pty, Ltd.           | Australia | Davidson-Hill Venturi Turbine       | Flujo cruzado              | Min. 2 m/s                        | 4.6 kW        |
| Seabell Int. Co., Ltd.           | Japón     | Stream                              | Horizontal, eje cruzado    | Min. 0.6 m/s                      | 0.5 – 10 kW   |
| New Energy Corporation Inc.      | Canadá    | EnCurrent Hydro Turbine             | Horizontal, eje cruzado    | Máx. 3 m/s                        | 5 y 10 kW     |
| Eclectic Energy Ltd.             | UK        | DuoGen-3                            | Horizontal                 | 0.93 – 4.63 m/s                   | -             |
| Alternative Hydro Solutions Ltd. | Canadá    | Free-stream Darrieus water turbine  | Horizontal, eje cruzado    | Min. 0.5 m/s                      | 2 – 3 kW      |
| Energy Alliance Ltd.             | Rusia     | Sub-merged hydro unit               | Horizontal, eje cruzado    | Min 3 m/s                         | 1.5 - 10 kW   |
| Andritz Hydro Hammerfest         | Noruega   | HS1000 - MK1 turbine                | Horizontal                 | Máx. 2.5 m/s                      | 1 – 1.5 MW    |
| Marine Current Turbines Ltd.     | Irlanda   | SeaGen S y U                        | Horizontal                 | 0.7 - 2.4 m/s                     | 1.2 MW        |
| Verdant Power                    | USA       | KHPS                                | Horizontal                 | 0.7 - 2.2 m/s                     | 35 kW         |
| -                                | -         | Tidal Stream                        | Horizontal                 | Min. 1 m/s                        | 1 - 2 MW      |
| -                                | -         | TidEl System (hélices gemelas)      | Horizontal                 | 0.7 - 2.3 m/s                     | 2 x 500 kW    |
| Tidal Generation Ltd.            | UK        | Tidal Stream Turbine                | Horizontal                 | 2.5 - 3.5 m/s                     | 1 MW          |
| Open Hydro                       | Irlanda   | Open Hydro                          | Horizontal, centro abierto | 0.7 - 2.57 m/s                    | 2 MW          |
| -                                | -         | Amazon AquaCharger                  | Horizontal                 | 0.45 - 1.5 m/s                    | 0.5 kW        |
| Blue Energy Canada               | Canadá    | Davis Hydro Turbine                 | Vertical                   | 1.5 - 3.0 m/s                     | 250 kW        |
| Seapower Ltd.                    | Irlanda   | Exim Tidal Turbine                  | Vertical                   | 0.7 - 3.0 m/s                     | 44 kW         |
| Ponte Di Archimede               | Italia    | Kobold marine turbine               | Vertical                   | Máx. 2 m/s                        | 25 kW         |
| Underwater Electric Kite Corp.   | USA       | Underwater Electric Kite            | Horizontal con ducto       | 1.54 - 3 m/s                      | 400 kW        |
| Lunar Energy Ltd.                | UK        | Rotech Tidal Turbine                | Horizontal con ducto       | 1.0 - 3.1 m/s                     | 2 MW          |
| Clean Current                    | Canadá    | Clean Current Turbine               | Horizontal con ducto       | 1.0 - 3.5 m/s                     | 1.7 - 5 MW    |
| Clean Current                    | Canadá    | Clean Current Power System          | Horizontal con ducto       | 1.5 - 3 m/s                       | 16, 44, 84 kW |
| PEEHR Lda.                       | Portugal  | Hydroreactor Stream Accelerator     | Horizontal con ducto       | 0 - 2.5 m/s                       | 16, 37, 67 kW |
| Atlantis Resources Corp.         | UK        | AR-1000 y AR-1500                   | Horizontal                 | 2.65 m/s (nominal)                | 1 - 1.5 MW    |
| Atlantisstrom                    | Alemania  | Atlantisstrom                       | Horizontal, eje cruzado    | 0.5 - 4.0 m/s                     | 500 kW        |
| Balkee Tide and Wave Electricity | Mauricio  | TWPEG                               | Horizontal                 | -                                 | 1 kW          |
| BioPower Systems Pty. Ltd.       | Australia | bioStream                           | Tipo aleta                 | -                                 | 250 kW        |
| Bluewater                        | Holanda   | BlueTEC                             | Horizontal                 | 2.5 m/s (nominal)                 | 0.2 a 2.5 MW  |
| Bourne Energy                    | USA       | CurrentStar, TidalStar, OceanStar   | Horizontal                 | 2.0 m/s (nominal)                 | 50 kW         |
| Deep Water Energy BV             | Holanda   | Oryon Watermill                     | Vertical                   | -                                 | 30 kW         |
| EEL Energy                       | Francia   | EEL Energy                          | Perfil oscilante           | Min. 0.4 m/s                      | 5 MW          |
| Elemental Energy Technology Ltd. | Australia | SeaUrchin                           | Otros                      | 1.5 m/s (nominal)                 | 2 kW          |
| Free Flow 69                     | UK        | Osprey                              | Vertical                   | -                                 | 15 - 100 kW   |
| Free Flow Power Corporation      | USA       | SmarTurbine                         | Horizontal                 | 0.9 - 4.8 m/s                     | 100 kW        |
| GCK Technology                   | USA       | Gorlov Turbine                      | Vertical                   | Min. 0.6 m/s                      | 5 kW          |
| Guinard Energies SAS             | Francia   | P66 y P154                          | Horizontal con ducto       | 1.2 - 3.0 m/s                     | 3.5 - 30 kW   |
| Hales Water Turbines Ltd.        | UK        | Hales Turbine                       | Otros                      | 1.0 - 4.0 m/s                     | 7 kW          |
| Hydro Alternative Energy         | USA       | OCEANUS                             | Otros                      | 1.6 m/s (nominal)                 | 1 kW          |
| HydroQuest                       | Francia   | Hydroquest Tidal                    | Vertical                   | Máx. 5 m/s                        | 1 - 2 MW      |
| InCurrent Turbines Ltd.          | Canadá    | Vortex Power Drive                  | Vertical                   | Min. 0.5 m/s                      | 20 kW         |
| Instream Energy Systems          | Canadá    | Vertical Axis Hydrokinetic Turbines | Vertical                   | 1.0 - 3.0 m/s                     | 25 kW         |
| Jupiter Hydro Inc                | Canadá    | -                                   | Tornillo de Arquimedes     | -                                 | 300 kW        |
| Kepler Energy                    | UK        | Kepler Transverse Horizontal Axis   | Horizontal, flujo cruzado  | 2.5 m/s (nominal)                 | 5.2 MW        |
| Leading Edge                     | USA       | -                                   | Perfil oscilante           | -                                 | 1 kW          |
| Magallanes Renovables            | España    | Ocean_2G                            | Horizontal                 | -                                 | 2 MW          |
| Minesto                          | Suecia    | Deep Green                          | Cometa de marea            | 1.2 - 2.4 m/s                     | 500 kW        |
| Modec                            | Japón     | SKWID                               | Otros                      | -                                 | 500 kW        |
| Natural Currents                 | USA       | Red Hawk                            | Otros                      | -                                 | 20 kW         |
| Nautricity Ltd                   | UK        | CoRMaT                              | Horizontal                 | 1 - 2.5 m/s                       | 500 kW        |
| New Energy Corporation           | Canadá    | EnviroGen/EnviroCurrent             | Vertical                   | 3 m/s (nominal)                   | 25 -250 kW    |
| Norwegian Ocean Power            | Noruega   | H300                                | Vertical                   | -                                 | 350 kW        |
| Nova Innovation Ltd              | UK        | Nova M100                           | Horizontal                 | 0.6 - 2.0 m/s                     | 100 kW        |
| Ocean Flow Energy                | UK        | Evopod                              | Horizontal                 | 2.3 m/s (nominal)                 | 1 - 1000 kW   |
| Ocean Renewable Power Company    | USA       | RivGen, TidGen, OCGen               | Horizontal, flujo cruzado  | -                                 | 4 - 600 kW    |
| Oceana Energy Company            | USA       | TIDES                               | Horizontal, centro abierto | -                                 | 3 MW          |
| QED Naval                        | Escocia   | Subhub                              | Otros                      | 2.5 m/s (nominal)                 | 1 MW          |
| REAC Energy GmbH                 | Alemania  | StreamCube                          | Vertical                   | 1.0 - 2.5 m/s                     | 6 kW          |

| Empresa                         | País     | Nombre del dispositivo               | Tipo de turbina     | Rango de velocidades de operación | Capacidad    |
|---------------------------------|----------|--------------------------------------|---------------------|-----------------------------------|--------------|
| Renewable Devices Marine Ltd.   | UK       | Capricon 5, RiverOtter, Capricon 125 | Horizontal          | -                                 | 50 - 1250 kW |
| Repetitive Energy Company       | UK       | REPEN6                               | Vertical            | -                                 | 5 - 500 kW   |
| SABELLA SAS                     | Francia  | D03, D10                             | Horizontal          | 4 m/s (nominal)                   | 30 - 1000 kW |
| SCHOTTEL group                  | Alemania | STG (SCHOTTEL Tidal Generator)       | Horizontal          | 0.7 - 6.75 m/s                    | 54 - 70 kW   |
| Scotrenewables Tidal Power Ltd. | UK       | SR2000                               | Horizontal          | 1 - 4.5 m/s                       | 2 MW         |
| Sea Current                     | Holanda  | TidalKite                            | Cometa de marea     | 0.5 - 2.5 m/s                     | 500 kW       |
| SeaPower Gen                    | UK       | SPG                                  | Horizontal, Gorlov  | -                                 | 3 MW         |
| Seapower srl                    | Italia   | GEM                                  | Cometa de marea     | 2.6 m/s (nominal)                 | 100 kW       |
| SMD Hydrovision                 | UK       | TidEL                                | Horizontal          | -                                 | 500 kW       |
| Saunders Energy Ltd             | UK       | Power-Frame                          | Horizontal          | Min. 1.6 m/s                      | -            |
| Sustainable Marine Energy (SME) | UK       | PLAT-I y PLAT-O                      | Horizontal          | 0.7 - 6.75 m/s                    | 100 - 280 kW |
| Tidal Energy Ltd                | UK       | DeltaStream                          | Horizontal          | -                                 | 400 kW       |
| Tidal Sails AS                  | Noruega  | TackReach                            | Vertical            | 2.0 m/s (nominal)                 | 4 MW         |
| TidalStream Limited             | UK       | Triton 3 y 6                         | Horizontal          | -                                 | 2.5 MW       |
| Tidalys                         | Francia  | ELECTRImar 1800 y 4200               | Horizontal          | -                                 | 1.8 - 4.2 MW |
| Tocado Tidal Turbines           | Holanda  | T2                                   | Horizontal          | 0.4 - 4 m/s                       | 300 kW       |
| Vortex Hydro Energy             | USA      | VIVACE                               | Movimiento vertical | Min. 0.25 m/s                     | 750 kW       |
| Water Wall Turbine Inc          | Canadá   | WWT 2000                             | Horizontal          | Max. 10 m/s                       | 0.5 - 2 MW   |
| Voith Hydro                     | Alemania | HyTide 1000                          | Horizontal          | 3.7 m/s (nominal)                 | 1 MW         |
| Smart Hydro Power               | Alemania | Monofloat, Free Stream               | Horizontal          | 2.8 y 3.1 m/s (nominal)           | 5 kW         |

**Tabla 4.5** Turbinas en desarrollo y comercializadas en el mundo  
Fuente: Elaboración propia en base a [29], [36], [55]–[57]

### 4.3 Diseño de turbinas hidrocínéticas

El diseño de una turbina hidrocínética se basa en la potencia que debe entregar en función a la demanda de energía y el recurso aprovechable del río. Para el objeto de estudio de esta tesis, se parte primeramente por identificar una comunidad que se encuentre localizada a orillas de un río con: *suficiente caudal, profundidad y velocidad*; en otro orden de magnitud, también se requiere conocer la demanda eléctrica necesaria para abastecer ya sea, parcial o totalmente, las necesidades básicas de electrificación. De esta manera, se realiza la estimación de producción de energía anual requerida y la capacidad que deberá tener la turbina hidrocínética. Sin embargo, para el debido dimensionamiento, se requiere conocer las características básicas de los ríos, presentadas en la **Sección 4.1.3**; una vez establecidas se procede a estimar el área de barrido requerida para alcanzar la capacidad (potencia) necesaria

A continuación, se presentan los fundamentos de perfiles hidrodinámicos, parámetros de diseño del rotor, teorías de modelos aerodinámicos y programas de simulación para el diseño de turbinas hidrocínéticas.

#### 4.3.1 Fundamentos de perfiles hidrodinámicos

Dentro del diseño de turbinas hidrocínéticas, la hidrodinámica de los álabes cumple un rol fundamental en el aprovechamiento de la energía hidráulica, esto se debe a que el rotor es el primer elemento de la turbina en entrar en contacto con el fluido, el cual se encarga de realizar la conversión de energía. Dentro de este campo, la similitud entre las turbinas hidrocínéticas con las turbinas eólicas terrestres, radica en el comportamiento del flujo, por lo que el análisis de perfiles aerodinámicos de palas eólicas es válido para aplicaciones hidrocínéticas [49].

#### 4.3.1.1 Comportamiento del flujo en un perfil hidrodinámico

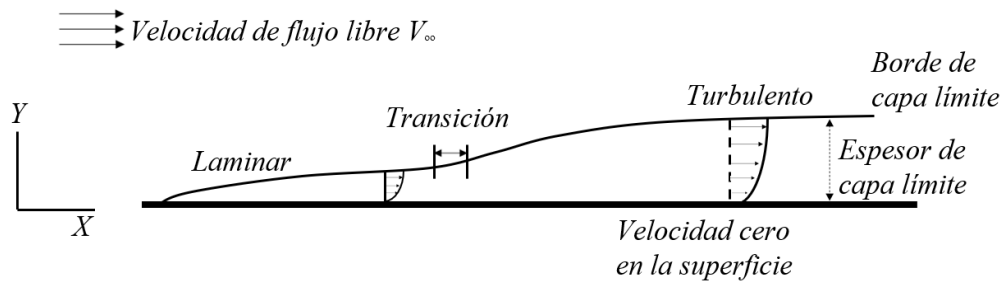
La caracterización del comportamiento de un fluido en contacto con un perfil hidrodinámico se describe mediante el Número de Reynolds [ $Re$ ], el cual representa el grado de fricción de una superficie de acuerdo con las propiedades del fluido en contacto. De igual manera, Reynolds es un parámetro agrupado, el cual refleja el efecto de cada variable constituyente, por lo que pueden variar juntas o de manera independiente. Por este motivo, su valor se incrementa de acuerdo al tipo de flujo y a la longitud de la superficie de contacto, [58]. Por definición,  $Re$  describe la relación entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas en un fluido a través de la ecuación [49].

$$Re = \frac{\rho V c}{\mu} \quad (4.5)$$

Donde:

- $\rho$  densidad del fluido ( $\text{kg/m}^3$ );
- $V$  velocidad del fluido ( $\text{m/s}$ );
- $c$  longitud de cuerda ( $\text{m}$ );
- $\mu$  viscosidad dinámica del fluido ( $\text{kg/m.s}$ ).

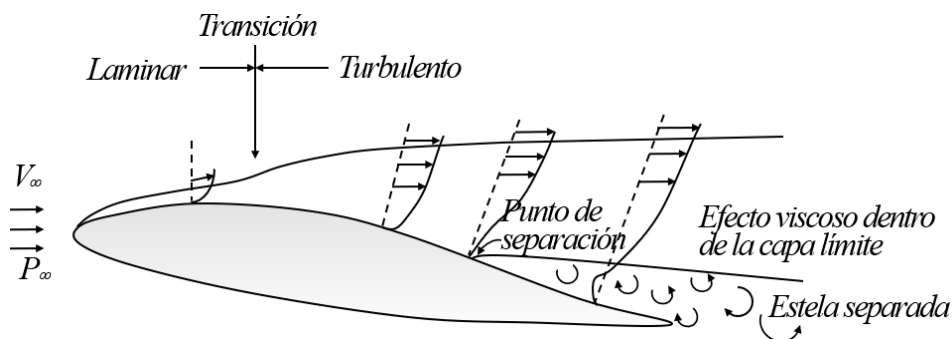
La **Figura 4.10** muestra el comportamiento del fluido a lo largo de una superficie plana. Al incidir en la superficie, esta capa límite aumentará hasta llegar a una longitud crítica, donde la fricción alcanzada forzaría al fluido a cambiar de régimen [49]. Esta primera etapa es denominada régimen laminar. Una vez alcanzada la longitud crítica, el fluido entrará en un proceso de transición en el que la capa límite aumentará hasta llegar a un régimen turbulento, el cual es determinado por la alta fricción de la superficie, aumentando la velocidad y dispersión del fluido [58].



**Figura 4.10** Capa límite sobre una superficie plana

Fuente: A. K. Kundu, Aircraft Design [58]

Para el caso de un fluido ideal, el cual no presenta viscosidad, el  $Re$  sería infinito. Sin embargo, para el caso de un fluido real con una viscosidad característica, la fricción presentada cambia la naturaleza del arrastre, siendo esta una combinación de la fricción y la diferencia de presión entre la parte delantera (o inferior) y trasera (o superior) del perfil.



**Figura 4.11** Capa límite en un perfil aerodinámico

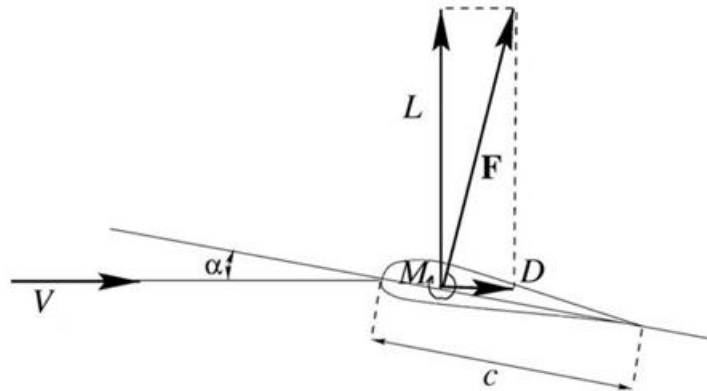
Fuente: A. K. Kundu, Aircraft Design [58]

La incidencia de un flujo laminar de baja energía en la superficie del perfil tendrá una separación temprana, creando una estela ocasionada porque la presión estática no puede recuperar su valor inicial en la zona de incidencia. Por consiguiente, la parte delantera presentará mayor presión, provocando que la diferencia de presiones produzca el efecto de arrastre [58]. Como se puede apreciar en la **Figura 4.10** y la **Figura 4.11**, el perfil donde el

fluido incidirá cambiará el arrastre provocado, por lo que cada perfil tendrá como característica coeficientes que determinen el comportamiento del flujo.

#### 4.3.1.2 Fuerzas y momentos actuantes en un álabe

La presión ejercida por la incidencia de viento en la superficie delantera de un cuerpo producirá fuerzas de reacción en el mismo. Estas fuerzas son las encargadas de producir la rotación del rotor. Como se muestra en la **Figura 4.12**, estas fuerzas actúan en un punto, al cual se le denomina centro aerodinámico.



**Figura 4.12** Reacciones en un álabe

Fuente: M. Hansen, Aerodynamics of Wind Turbines [59]

Donde:

- $L$  fuerza de sustentación (N);
- $D$  fuerza de arrastre (N);
- $F$  fuerza resultante (N);
- $M$  momento de cabeceo (N.m);
- $c$  longitud de cuerda (m);
- $\alpha$  ángulo de ataque ( $^{\circ}$ );
- $V$  velocidad del fluido (m/s).

Las principales características de un perfil hidrodinámico son los polares de los coeficientes de sustentación, arrastre y de momento, los cuales varían dependiendo del ángulo de ataque  $\alpha$  [60].

- **Fuerza de sustentación (L)**

La fuerza de sustentación se genera por la oposición de un álabe que se desplaza en dirección opuesta a un fluido, concentrando presión en la zona inferior del álabe. Esto se da gracias a la geometría del perfil y al ángulo de incidencia (o ataque) del cuerpo con respecto al fluido. Según lo establecido por el Número de Reynolds, la longitud de la superficie afectará las reacciones en el cuerpo, por lo que el coeficiente de sustentación  $C_L$  de cada perfil se expresará de la siguiente manera [61]:

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2}\rho V^2 c} \quad (4.6)$$

Donde:

- $L$  fuerza de sustentación (N);
- $\rho$  densidad del fluido ( $\text{kg/m}^3$ );
- $V$  velocidad del fluido (m/s);
- $c$  longitud de cuerda (m).

La mayoría de turbinas son diseñadas con altos coeficientes de sustentación, lo que permitirá maximizar el movimiento, como es el caso de las turbinas eólicas de eje horizontal. De igual manera, con un mayor coeficiente de sustentación, la diferencia de presión entre la superficie superior y la inferior del cuerpo incrementará, aumentando la fuerza de sustentación [62].



- **Fuerza de arrastre (D)**

A diferencia de la fuerza de sustentación, la fuerza de arrastre se opone a la dirección del movimiento del cuerpo. El efecto actuante de la viscosidad del fluido en el perfil produce fricción en la superficie, empujando al cuerpo para que siga la dirección del flujo. El coeficiente de arrastre de cada cuerpo se expresa a continuación [60], [61]:

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2}\rho V^2 c} \quad (4.7)$$

Donde:

- $D$  fuerza de arrastre (N);
- $\rho$  densidad del fluido ( $\text{kg/m}^3$ );
- $V$  velocidad del fluido (m/s);
- $c$  longitud de cuerda (m).

Usualmente en el diseño de turbinas eólicas e hidrocínéticas se trabaja con perfiles de bajo coeficiente de arrastre para aumentar la oposición al movimiento. De igual manera, como se mencionó anteriormente, la fuerza de arrastre tiene dos componentes: La fuerza de arrastre por presión y por fricción [58]. Estas se definen a continuación.

- Fuerza de arrastre por fricción: Es la fuerza generada por la fricción producida en la superficie del cuerpo por el contacto con el fluido viscoso, generando una fuerza cortante  $\tau_w$  [50].

$$D = \int \tau_w \cdot dA$$

- Fuerza de arrastre por presión: Esta fuerza se produce por la diferencia de presión  $p$  en el cuerpo, la cual dependerá del área  $A$  y sus dimensiones [49].

$$D = \int p \cdot dA$$

- **Momento de cabeceo (M)**

El momento de cabeceo es generado por la caída de presión entre la superficie superior e inferior. Al igual que el  $C_L$  y  $C_D$ , cada perfil tendrá un coeficiente de momento  $C_M$  característico. Dicho momento dependerá de la fuerza de sustentación generado por la diferencia de presiones y la ubicación del centro aerodinámico, el cual se sitúa a 25% de la distancia total de la cuerda del perfil [49].

$$M = \frac{1}{2} C_M \rho c^2 V^2 \quad (4.8)$$

Donde:

$C_M$  coeficiente de momento (adimensional);

$\rho$  densidad del fluido ( $\text{kg/m}^3$ );

$V$  velocidad del fluido (m/s);

$c$  longitud de cuerda (m).

#### 4.3.1.3 Geometría de perfiles

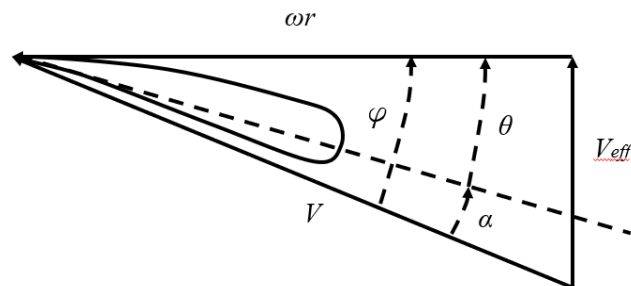
El funcionamiento de las turbinas hidrocínicas se logra gracias al torque generado por las fuerzas que actúan en los álabes del rotor, por lo que la selección de perfiles es fundamental para maximizar las reacciones en el álabe y, por ende, la potencia producida.

La geometría de los perfiles hidrodinámicos varía a lo largo de su estructura debido a que la velocidad lineal de rotación se encuentra en función al radio. La geometría ideal de un álabe para turbinas hidrocínicas de eje horizontal se basa en obtener un gradiente de presiones alto para contar con una sustentación. Uno de los factores fundamentales para la obtención de un alto  $C_L$  es el ángulo de ataque  $\alpha$ , el cual depende de cada perfil y puede ser visualizado en el polar respectivo. Para obtener un óptimo  $\alpha$ , se realiza una relación entre los valores máximos de  $C_L$  y  $C_D$ , los cuales son definidos en las Ecuaciones (4.6) y (4.7) [60]. Este factor debe ser el mayor posible para realizar la selección del álabe en una turbina basada en la rotación por sustentación.

Al igual que el ángulo de ataque, la posición de las reacciones (punto de presión) es fundamental. Su posición debe estar lo más lejos posible del borde posterior para asegurar la transición del régimen del flujo lo más lentamente posible, como se muestra en la sección del Número de Reynolds; de esta manera se busca reducir la resistencia del perfil. Esto es posible siempre y cuando el punto se encuentre entre el 30-60% de la longitud total de la cuerda [60].

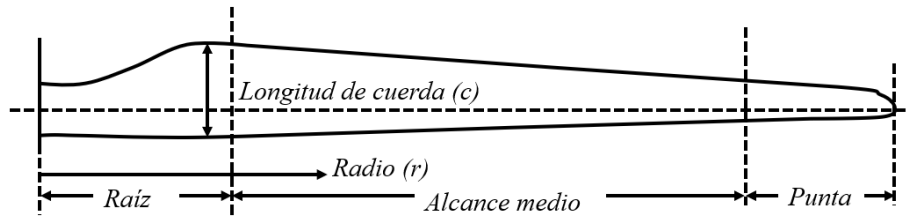
Como se puede apreciar en la **Figura 4.13**, existen tres velocidades actuando en el álabe: La velocidad de rotación ( $\omega r$ ), la velocidad relativa del viento ( $V$ ) y la velocidad efectiva local del fluido ( $V_{eff}$ ) [63]. Estas velocidades dependen de la geometría del álabe. Sus componentes son:

- Cuerda ( $c$ ): Es la recta formada por la unión de los dos puntos más alejados entre sí.
- Ángulo de ataque ( $\alpha$ ): Ángulo formado entre el eje de la cuerda del perfil y la velocidad de viento relativa.
- Ángulo de paso ( $\theta$ ): Ángulo formado entre el eje de la cuerda del perfil y la velocidad de rotación.
- Ángulo de incidencia ( $\varphi$ ): Ángulo formado entre la velocidad relativa y la velocidad de rotación.



**Figura 4.13** Geometría de perfil aerodinámico

Fuente: J. F. Manwell *et al*, Wind energy explained: theory, design, and application [63]



**Figura 4.14** Secciones de un álabe

Fuente: P. Schubel y R. Crossley, Wind Turbine Blade Design [64]

La longitud de la cuerda varía a lo largo del álabe (**Figura 4.14**), la cual inicia al terminar el buje (hub), partiendo de la raíz. Para hacer dicho cálculo, el álabe es dividido en un número determinado de secciones, las cuales se encontrarán a una misma distancia entre ellas. Esta división tendrá como efecto que cada sección presente características distintas, iniciando con una forma angosta, creciendo hasta antes de iniciar el alcance medio y reduciendo la longitud de cuerda hasta llegar a la punta [63].

$$\varphi = \tan^{-1} \left( \frac{2}{3\lambda_r} \right) \quad (4.9)$$

$$\theta = \varphi - \alpha \quad (4.10)$$

$$c = \frac{8\pi r \sin \varphi}{3BC_L\lambda_r} \quad (4.11)$$

Donde:

- $c$  longitud de cuerda (m);
- $B$  número de álabes en el rotor (adimensional);
- $r$  radio del rotor local (m);
- $C_L$  coeficiente de sustentación (adimensional);
- $\lambda_r$  velocidad específica local (adimensional);
- $\theta$  ángulo de paso (°);
- $\alpha$  ángulo de ataque (°);
- $\varphi$  ángulo de incidencia (°).

Actualmente, las turbinas hidrocínicas utilizan perfiles NACA, los cuales reciben esa definición por haber sido desarrollados por el National Advisory Committee for Aeronautics (Comité Nacional de Asesoría para Aeronáutica). Estos perfiles cumplen una designación, la cual está basada en las condiciones críticas y sus propiedades, por lo que la selección de estos perfiles obedecen a características deseadas y condiciones específicas de diseño [65].

### 4.3.2 Parámetros de diseño del rotor

La selección de tipos de turbinas hidrocínicas se basa principalmente en el comportamiento de la eficiencia según las velocidades del río y la rotación del rotor. Debido a esto, se requiere definir los parámetros necesarios para obtener un rotor que aproveche la energía cinética del fluido y que a su vez mantenga el grado de ligereza necesario para maximizar su velocidad de rotación  $\Omega$ . A continuación, se describen cada uno de estos parámetros.

#### 4.3.2.1 Coeficiente de potencia

Según lo expresado en la Ecuación (4.3), las turbinas hidrocínicas no son capaces de extraer toda la energía existente en el fluido. El coeficiente de potencia  $C_p$  representa la relación de la potencia mecánica producida por la turbina con respecto a la potencia hidrocínica existente en el área proyectada por el rotor, como se presenta a continuación [66].

$$C_p = \frac{P_{turbina}}{P_{hidrocínica}} = \frac{Q\Omega}{0.5\rho A_r V^3} \quad (4.12)$$

Donde:

- $\rho$  densidad del fluido ( $\text{kg/m}^3$ );
- $A_r$  área de barrido del rotor ( $\text{m}^2$ );
- $V$  velocidad del fluido ( $\text{m/s}$ );

- $Q$  torque (N.m);
- $\Omega$  velocidad angular del rotor (rad/s).

El coeficiente de potencia tiene relación con distintos factores hidrodinámicos que variarán la eficiencia del rotor, como por ejemplo la geometría del álabe, el número de álabes utilizados, la solidez del rotor, etc. [33]. Sin embargo, los factores más resaltantes al momento de realizar el diseño del rotor son los coeficientes de arrastre y empuje que tengan los álabes, al ser estos coeficientes los que determinan, junto a la velocidad del fluido, las fuerzas actuantes que producen el torque en el rotor. Debido a estos factores, cada tipo de turbina tendrá un coeficiente de potencia distinto en vista de que la forma de aprovechamiento de la energía hidrocínética será especial para cada caso.

#### 4.3.2.2 Velocidad específica

También conocida en inglés como Tip Speed Ratio (TSR) o velocidad específica ( $\lambda$ ), es la relación entre la velocidad tangencial del álabe y la velocidad relativa del fluido que incide sobre el área de barrido. Esta relación define la máxima potencia que puede generar una turbina según una velocidad de fluido establecida [67]. En vista de que la turbina experimenta distintas velocidades aguas arriba en distintos momentos del día, se toma una velocidad promedio con el fin de obtener una velocidad angular óptima para el rotor [68].

$$\lambda = \frac{\Omega R}{V} \quad (4.13)$$

Donde:

- $\lambda$  velocidad específica (adimensional);
- $R$  radio del rotor (m);
- $V$  velocidad relativa del fluido (m/s);
- $\Omega$  velocidad angular del rotor (rad/s).

Factores como el torque, la eficiencia y la aerodinámica deben ser considerados para una apropiada selección de TSR, como se muestra en la **Tabla 4.6**.

| Aspecto                      | Bajo TSR (1-2)  | Alto TSR(>10)                                      |
|------------------------------|---|--|
| <b>Aplicación</b>            | Molinos, bombas de agua   | Turbinas de uno o dos álabes                       |
| <b>Torque</b>                | Incrementa  | Decrece  |
| <b>Eficiencia</b>            | Decrece significativamente con TSR menor a 5 por aumento del torque | Incremento insignificante a partir de 6            |
| <b>Esfuerzo centrífugo</b>   | Decrece   | Incrementa   |
| <b>Esfuerzo aerodinámico</b> | Decrece   | Incremento proporcional a la velocidad de rotación |
| <b>Solidez</b>               | Incrementa  | Decrece significativamente                         |
| <b>Perfil de álabe</b>       | Largo   | Corto  |
| <b>Hidrodinámica</b>         | Simple  | Crítica  |

**Tabla 4.6** Consideraciones para selección de TSR  
Fuente: Elaboración propia en base a [43], [64].

#### 4.3.2.3 Solidez del rotor

La solidez de una turbina se expresa como la fracción de la circunferencia del rotor que ocupan los álabes [69], como se indica en la siguiente ecuación.

$$\sigma = \frac{Bc}{2\pi R} \quad (4.14)$$

Donde:

- $\sigma$  solidez del rotor (adimensional);
- $B$  número de álabes (adimensional);
- $c$  longitud de cuerda (m);
- $R$  radio del rotor (m).

Las turbinas hidrocinéticas horizontales se caracterizan por tener solidez baja, lo que significa que priorizan la velocidad sobre el torque generado [64], [70]. La cantidad de álabes incrementa el espacio ocupado en el área de barrido lo que a su vez permite que el rotor

empiece a rotar más fácilmente gracias a que hay más elementos que ejercen torque en el rotor [70].

### 4.3.3 Teorías de Modelos Aerodinámicos

Actualmente las teorías desarrolladas se basan en el diseño de turbinas eólicas de eje horizontal, las cuales están posicionadas en el mercado de tecnologías renovables como una de las principales formas de extraer energía de recursos naturales como el viento. Dichas teorías proporcionan información de acuerdo con sus limitaciones (**Tabla 4.7**), motivando la creación de nuevas teorías.

| Teoría                           | Disco Actuador                             | Momento Angular                                 | Elemento Álabe                         | Momento del Elemento Álabe  |
|----------------------------------|--|---|--|---|
| <b>Información requerida</b>     | Diámetro                                   | Diámetro<br>TSR                                 | Diámetro<br>TSR<br>Perfil aerodinámico | Geometría básica<br>TSR<br>Datos del perfil ( $C_L, C_D, C_M, \alpha$ ) |
| <b>Información proporcionada</b> | Estimación básica de la potencia y empuje. | Estimación básica de potencia, empuje y torque. | Fuerzas aerodinámicas básicas          | Distribución radial de fuerzas aerodinámicas del rotor                  |

**Tabla 4.7** Información requerida y proporcionada por cada teoría  
Fuente: A. Cuerva, Aerodinámica de aerogeneradores de eje horizontal [71]

Un ejemplo de estas teorías es la *Teoría del Disco Actuador*, que permite la estimación básica de la potencia y tracción del rotor, conociendo únicamente el área del rotor. De igual manera se presenta la *Teoría del Disco Rotor*, la cual, además de las especificaciones brindadas por la Teoría del Disco Actuador, permite estimar el torque generado en el eje basándose en el diámetro y el TSR del rotor. Sin embargo, ambas teorías tienen como limitación la omisión de la aerodinámica en el rotor.

Como consecuencia de estos vacíos en la información proporcionada por las teorías, surge la *Teoría del Momento del Elemento Álabe* (BEM, de sus siglas en inglés, Blade Element Momentum), la cual considera la distribución radial de fuerzas aerodinámicas en el rotor, requiriendo su geometría básica, el TSR y ciertos datos del perfil aerodinámico.



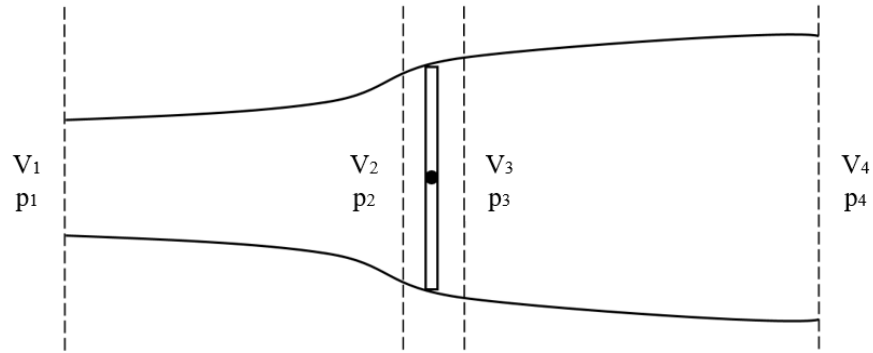
A continuación, se explicará cada teoría a detalle.

#### 4.3.3.1 Teoría del Disco Actuador

La teoría del disco actuador, también llamada teoría de momento lineal, describe la extracción de energía producida por un rotor unidimensional, en la cual se basa la Ley de Betz. Esta teoría establece las siguientes consideraciones para su uso [52], [63]:

- Fluido homogéneo, incompresible y en estado estacionario
- No existe arrastre por fricción
- Número infinito de álabes
- Fuerza de empuje uniforme en el rotor
- Estela no giratoria
- La presión aguas arriba y aguas abajo del rotor son iguales a la presión atmosférica

El disco actuador se aproxima a una turbina real mediante la distribución uniforme de fuerzas en cada álabe. La corriente transmite un flujo laminar al incidir en el disco, el cual se denominará tubo de flujo. A medida que el flujo se va aproximando al rotor y su dispersión aumenta, el tubo de flujo incrementará su diámetro (**Figura 4.15**), resultando en la reducción de la velocidad del fluido con respecto a la velocidad inicial  $V_1$ . La incidencia del fluido en el rotor reducirá aún más la velocidad, por lo que la eficiencia del rotor se calculará en función a dicha caída de velocidades [72].



**Figura 4.15** Modelo de Disco Actuador.

Fuente: Elaboración propia. Basado en: J. F. Manwell *et al*, Wind energy explained: theory, design, and application [63]

Aplicando la conservación de momento lineal en el volumen de control que encapsula el sistema del disco actuador, es posible conocer la fuerza neta producida en el mismo [63]. Esta fuerza será igual y opuesta al empuje  $T$ , ejercido por el fluido en el rotor.

$$T = V_1(\rho A_1 V_1) - V_4(\rho A_4 V_4) \quad (4.15)$$

La conservación del flujo másico se da de acuerdo con la teoría de mecánica de fluidos para un régimen estacionario, expresando a su vez la fuerza de empuje en función al flujo másico  $\dot{m}$ :

$$\dot{m} = \rho A_1 V_1 = \rho A_4 V_4 \quad (4.16)$$

$$T = \dot{m}(V_1 - V_4) \quad (4.17)$$

Cumpliendo con la ecuación de Bernoulli, se tiene las siguientes ecuaciones para las secciones antes y después del disco actuador:

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho V_1^2 = p_2 + \frac{1}{2}\rho V_2^2 \quad (4.18)$$

$$p_3 + \frac{1}{2}\rho V_3^2 = p_4 + \frac{1}{2}\rho V_4^2 \quad (4.19)$$

Según las consideraciones iniciales:

$$p_1 = p_4 \quad (4.20)$$

$$V_2 = V_3 \quad (4.21)$$

La fuerza de empuje (T) también puede ser expresada como la suma de fuerzas en cada lado del disco actuador, tomando la variación de presión que se produce entre las secciones 2 y 3, en el área del rotor  $A_2$ :

$$T = A_2(p_2 - p_3) \quad (4.22)$$

Combinando las Ecuaciones (4.18) y (4.19) en la Ecuación (4.22):

$$T = \frac{1}{2} \rho A_2 (V_1^2 - V_4^2) \quad (4.23)$$

Igualando (4.17) con (4.23), se obtiene:

$$V_2 = \frac{V_1 + V_4}{2} \quad (4.24)$$

De esta manera, la velocidad del flujo en el rotor se considera como la velocidad promedio entre la velocidad del flujo aguas arriba y aguas abajo. Conociendo esto, se define el factor de inducción axial  $a$ , como la disminución fraccional de la velocidad del fluido en la sección 1 y en el punto previo a la incidencia con el rotor (sección 2).

$$a = \frac{V_1 - V_2}{V_1} \quad (4.25)$$

$$V_2 = V_1(1 - a) \quad (4.26)$$

Reemplazando (4.24) en (4.26) se obtiene:

$$V_4 = V_1(1 - 2a) \quad (4.27)$$

La potencia producida se calcula en función a la fuerza de empuje y la velocidad en el disco actuador, a través de las siguientes ecuaciones.

$$P = \frac{1}{2}\rho A_2(V_1^2 - V_4^2)V_2$$

$$P = \frac{1}{2}\rho A_2 V_2 (V_1 + V_4)(V_1 - V_4) \quad (4.28)$$

Sustituyendo las Ecuaciones (4.26) y (4.27), se obtiene la potencia en función del factor de inducción, considerando además que  $A_2$  es equivalente al área del rotor  $A$ . De igual manera, se reemplaza la velocidad de entrada  $V_2$  por una velocidad de incidencia  $V$ .

$$P = \frac{1}{2}\rho AV^3 4a(1 - a)^2 \quad (4.29)$$

Una vez obtenida la potencia generada, es posible calcular el coeficiente de potencia  $C_P$ , reemplazando (4.29) para expresar la ecuación en función del factor de inducción:

$$C_P = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho AV^3} \quad (4.30)$$

$$C_P = 4a(1 - a)^2 \quad (4.31)$$

Por otro lado, la fuerza de empuje axial se obtiene mediante las Ecuaciones (4.23), (4.26) y (4.27):

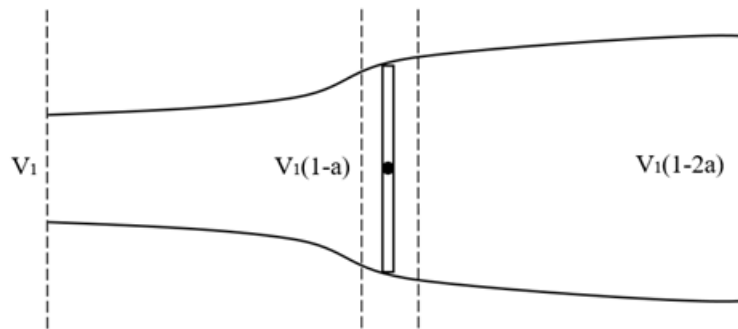
$$T = \frac{1}{2}\rho AV^2 4a(1 - a) \quad (4.32)$$

Por último, al igual que la potencia  $P$ , la fuerza de empuje  $C_T$  se caracterizará por un coeficiente de empuje.

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho AV^2} \quad (4.33)$$

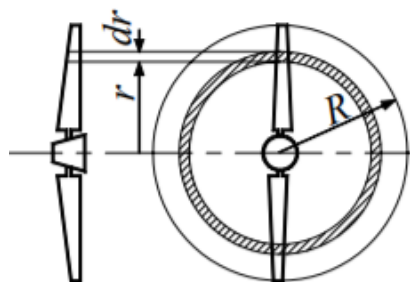
### 4.3.3.2 Teoría del Momento Angular

Esta teoría se basa en dividir el álabe en varias secciones, asumiendo que no existe interacción entre los elementos bidimensionales que corresponden a perfiles aerodinámicos. Como resultado, las fuerzas actuantes en los álabes serán únicamente por sustentación y arrastre, según el perfil seleccionado [73]. Así mismo, la teoría de Disco Actuador considera que el flujo que atraviesa el rotor no es afectado por la rotación de este. De esta manera, se puede establecer el caso donde la rotación del rotor genere un momento angular, relacionándolo con el torque en el eje [63]. Dicha rotación genera una estela aguas abajo, la cual generará energía cinética rotacional, resultando en una reducción en la energía cinética generada por el rotor.



**Figura 4.16** Modelo del Momento Angular

Fuente: Elaboración propia basada en: J. F. Manwell *et al*, Wind energy explained: theory, design, and application [63]



**Figura 4.17** Sección transversal del rotor

Fuente: S. Gundtoft, Wind Turbines [74]

Cada sección del tubo de flujo tendrá un nuevo comportamiento en función al factor de inducción  $a$ . De igual manera, en la **Figura 4.16** se muestran las nuevas variables involucradas en el análisis. Asumiendo que la velocidad angular transmitida al flujo ( $\omega$ ), es baja comparada con la velocidad angular del rotor ( $\Omega$ ), entonces es posible afirmar que la presión en un punto lejano aguas abajo es igual a la presión donde el flujo transita libremente [63].

En la **Figura 4.17** se muestra la vista frontal del rotor, donde se analiza un tubo de flujo anular de radio  $r$  y espesor  $dr$ , resultando en:

$$A = 2\pi r dr \quad (4.34)$$

En un volumen de control que se mueve según la velocidad angular de los álabes del rotor, la velocidad angular del aire relativa al rotor incrementa de  $\Omega$  a  $(\Omega + \omega)$ , mientras que la componente axial de la velocidad se mantiene constante. De igual manera, la ecuación de energía puede aplicarse aguas arriba y aguas abajo, de manera que se puede derivar una expresión para obtener una diferencia de presión entre los álabes:

$$p_2 - p_3 = \rho \left( \Omega + \frac{1}{2} \omega \right) \omega r^2 \quad (4.35)$$

La fuerza de empuje en un elemento anular se expresa mediante (4.34) y (4.35):

$$dT = (p_2 - p_3) dA = \left[ \rho \left( \Omega + \frac{1}{2} \omega \right) \omega r^2 \right] 2\pi r dr \quad (4.36)$$

Se establece un factor de inducción angular  $a'$ :

$$a' = \frac{\omega}{2\Omega} \quad (4.37)$$

Reemplazando (4.37) en (4.36):

$$dT = 4a'(1 + a') \frac{1}{2} \rho \Omega^2 r^2 2\pi r dr \quad (4.38)$$

Al incluir la rotación de la estela, la velocidad inducida en el rotor presenta una componente en el plano del rotor,  $r\Omega a'$ . De esta manera, la fuerza de empuje puede ser determinada utilizando el factor de inducción  $a$ .

$$dT = 4a(1 + a) \frac{1}{2} \rho V_1^2 2\pi r dr \quad (4.39)$$

Igualando (4.38) y (4.39), se determina  $\lambda_r$ , siendo esta la velocidad específica (4.13), pero localizada en un determinado radio.

$$\frac{a(1 - a)}{a'(1 + a')} = \frac{\Omega^2 r^2}{V_1^2} = \lambda_r^2 \quad (4.40)$$

Aplicando la conservación de momento angular, es posible obtener el torque generado en el rotor  $Q$ , el cual debe igualar el cambio de momento angular en la estela.

$$dQ = d\dot{m}(\omega r)(r) = (\rho V_2 2\pi r dr)(\omega r)(r) \quad (4.41)$$

De la **Figura 4.16** se conoce que  $V_2 = V_1(1 - a)$ , reduciendo la Ecuación (4.41) a:

$$dQ = 4a'(1 - a) \frac{1}{2} \rho V_1 \Omega r^2 2\pi r dr \quad (4.42)$$

Conociendo la expresión del torque, la potencia se obtiene la siguiente definición:

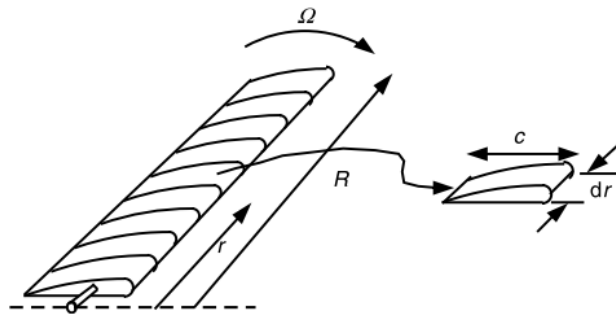
$$dP = \frac{1}{2} \rho V_1^3 \left[ \frac{8}{\lambda^2} a'(1 - a) \lambda_r^3 d\lambda_r \right] \Omega r^2 2\pi r dr \quad (4.43)$$

### 4.3.3.3 Teoría del Elemento Álabes

Esta teoría analiza las fuerzas en una sección del álabes respecto a su geometría. Los álabes, al estar en constante rotación, presentan distintas propiedades a lo largo de su estructura, como las reacciones que se generan en el perfil.

Para esta teoría se toman las siguientes consideraciones:

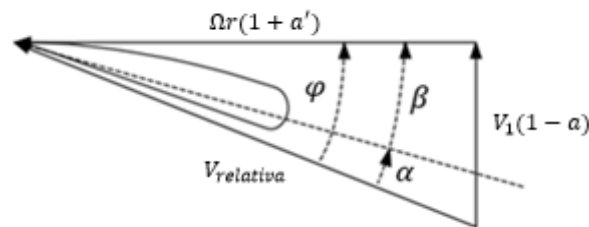
- El álabe se divide en N secciones
- No existe interacción hidrodinámica entre elementos
- Las fuerzas en el álabe son determinadas únicamente por la sustentación y el arrastre característicos del perfil



**Figura 4.18** Modelo del Elemento Álabe

Fuente: J. F. Manwell *et al*, Wind energy explained: theory, design, and application [63]

Cabe mencionar que las fuerzas actuantes en el álabe serán paralelas o perpendiculares a la velocidad relativa del fluido, la cual es definida en el Modelo de Momento Angular (**Figura 4.16**).



**Figura 4.19** Velocidades en función a factores de inducción a y a'

Fuente: Elaboración propia en base a [63].

A partir de la **Figura 4.19** se determina lo siguiente:

$$\tan\varphi = \frac{V_1(1-a)}{\Omega r(1+a')} = \frac{1-a}{(1+a')\lambda_r} \quad (4.44)$$

Donde:

$\varphi$  ángulo de incidencia (°);

$r$  radio del rotor local (m);



- $\Omega$  velocidad angular del rotor (rad/s);
- $\lambda_r$  velocidad específica localizada (adimensional);
- $a$  factor de inducción axial (adimensional);
- $a'$  factor de inducción angular (adimensional).

El área de cada sección del álabe se encuentra determinada por la longitud de cuerda  $c$  y la longitud del elemento  $dr$  (**Figura 4.18**):

$$A = cdr \quad (4.45)$$

Donde:

- $A$  área de sección del álabe (m<sup>2</sup>);
- $c$  longitud de cuerda (m);
- $dr$  longitud del elemento anular (m).

Por lo tanto, las fuerzas actuantes en el álabe se obtienen a partir de (4.6) y (4.7):

$$dL = C_L \frac{1}{2} \rho V_{relativa}^2 cdr \quad (4.46)$$

$$dD = C_D \frac{1}{2} \rho V_{relativa}^2 cdr \quad (4.47)$$

$$dN = dL \cos \varphi + dD \sin \varphi \quad (4.48)$$

$$dT = dL \sin \varphi - dD \cos \varphi \quad (4.49)$$

Donde:

- $dL$  fuerza de sustentación en un elemento anular (N);
- $dD$  fuerza de arrastre en un elemento anular (N);

- $dN$  fuerza normal en un elemento anular (N);  
 $dT$  fuerza de empuje en un elemento anular (N);  
 $C_L$  coeficiente de sustentación (adimensional);  
 $C_D$  coeficiente de arrastre (adimensional);  
 $\rho$  densidad del fluido (kg/m<sup>3</sup>);  
 $\varphi$  ángulo de incidencia (°).

De esta manera, se tiene, además, que el torque total ejercido en el eje dependerá del número de álabes y de la fuerza de empuje en un determinado radio:

$$dQ = BrdT \quad (4.50)$$

$$dQ = B \frac{1}{2} \rho V_{relativa}^2 (C_L \sin \varphi - C_D \cos \varphi) cr dr \quad (4.51)$$

Donde:

- $dQ$  torque ejercido en un elemento anular (N);  
 $B$  número de álabes en el rotor (adimensional);  
 $r$  radio del rotor local (m);  
 $dT$  fuerza de empuje en un elemento anular (N);  
 $\rho$  densidad del agua (kg/m<sup>3</sup>);  
 $C_L$  coeficiente de sustentación (adimensional);  
 $C_D$  coeficiente de arrastre (adimensional);  
 $\varphi$  ángulo de incidencia (°);  
 $c$  longitud de cuerda (m);  
 $r$  radio del rotor local (m);  
 $dr$  longitud del elemento anular (m).

Por último, la fuerza normal se definirá mediante la siguiente expresión:

$$dN = B \frac{1}{2} \rho V_{relativa}^2 (C_L \cos \varphi + C_D \sin \varphi) cdr \quad (4.52)$$

#### 4.3.3.4 Teoría del Momento del Elemento Álabes (BEM)

La teoría desarrollada por Glauert y Betz es un método que determina el impacto de la geometría del álabes en la generación de torque, basándose en la teoría de Momento Angular y la teoría del Elemento Álabes [62], [75]. Además, provee un proceso detallado para el diseño de turbinas, el cual es utilizado para determinar la sustentación, el arrastre, la fuerza de empuje, el coeficiente de potencia, la velocidad de rotación y los ángulos de paso y ataque, estableciendo una relación entre los factores de inducción  $a$  y  $a'$  [57].

La velocidad relativa del fluido puede ser expresada en función de la velocidad  $V_1$  cuando no se encuentra afectado por la turbina (**Figura 4.19**):

$$V_{relativa} = \frac{V_1(1 - a)}{\sin \varphi} \quad (4.53)$$

Al igual que la velocidad específica, la solidez del rotor dependerá del radio  $r$ , por lo que se establece una solidez localizada:

$$\sigma' = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (4.54)$$

Donde:

- $\sigma'$  solidez del rotor local (adimensional);
- $B$  número de álabes (adimensional);
- $c$  longitud de cuerda (m);
- $r$  radio del rotor local (m).

Reemplazando (4.53) en (4.51) y (4.52), se tienen las siguientes expresiones:

$$dQ = \sigma' \pi \rho \frac{V_1^2 (1 - a)^2}{\sin^2 \varphi} (C_L \sin \varphi - C_D \cos \varphi) r^2 dr \quad (4.55)$$

$$dN = \sigma' \pi \rho \frac{V_1^2 (1 - a)^2}{\sin^2 \varphi} (C_L \cos \varphi + C_D \sin \varphi) r dr \quad (4.56)$$

Donde:

- $dQ$  torque ejercido en un elemento anular (N);
- $dN$  fuerza normal en un elemento anular (N);
- $C_L$  coeficiente de sustentación (adimensional);
- $C_D$  coeficiente de arrastre (adimensional);
- $V_1$  velocidad del fluido sin perturbaciones (m/s);
- $\sigma'$  solidez del rotor local (adimensional);
- $\rho$  densidad del fluido ( $\text{kg/m}^3$ );
- $a$  factor de inducción axial (adimensional);
- $r$  radio del rotor local (m);
- $\varphi$  ángulo de incidencia ( $^\circ$ ).

Con el fin de simplificar el cálculo de los factores de inducción, se asume que  $C_D$  es igual a cero, considerando que los perfiles utilizados para turbinas de eje horizontal tienen un valor relativamente insignificante, lo que producirá un error mínimo en el cálculo [63], [52]. Partiendo de las ecuaciones de fuerza de empuje y torque establecidas en los Modelos de Momento Angular y Elemento Álabes, éstas son igualadas entre sí, obteniendo las siguientes relaciones:

$$\frac{a'}{1-a} = \frac{\sigma' C_L}{4\lambda_r \sin\varphi} \quad (4.57)$$

$$\frac{a}{1-a} = \frac{\sigma' C_L \cos\varphi}{4\sin^2\varphi} \quad (4.58)$$

Donde:

- $a$  factor de inducción axial (adimensional);
- $a'$  factor de inducción angular (adimensional);
- $\sigma'$  solidez del rotor local (adimensional);
- $\lambda_r$  velocidad específica local (adimensional);
- $\varphi$  ángulo de incidencia ( $^\circ$ ).

Partiendo de la Ecuación (4.44), se desarrollan las Ecuaciones (4.57) y (4.58), con lo que se obtienen dos expresiones:  $C_L$  en función de  $\lambda_r$  y los factores de inducción, descritas en las Ecuaciones (1.59) y (1.60).

$$C_L = \frac{4\sin\varphi (\cos\varphi - \lambda_r\sin\varphi)}{\sigma' (\sin\varphi + \lambda_r\cos\varphi)} \quad (4.59)$$

$$\frac{a'}{(1 + a')} = \frac{\sigma' C_L}{(4\cos\varphi)} \quad (4.60)$$

Donde:

- $C_L$  coeficiente de sustentación (adimensional);
- $\lambda_r$  velocidad específica local (adimensional);
- $\sigma'$  solidez del rotor local (adimensional);
- $a'$  factor de inducción angular (adimensional);
- $\varphi$  ángulo de incidencia ( $^\circ$ ).

De la misma manera, se obtienen las ecuaciones para despejar los factores de inducción:

$$a = \frac{1}{1 + \frac{4\sin^2\varphi}{\sigma' C_L \cos\varphi}} \quad (4.61)$$

$$a' = \frac{1}{\left(\frac{4\cos\varphi}{\sigma' C_L}\right) - 1} \quad (4.62)$$

#### 4.3.3.4.1 Pérdidas en la punta del álabe

Las ecuaciones de las teorías presentadas anteriormente fueron establecidas bajo condiciones ideales, considerando un número infinito de álabes. De igual manera, la distribución de la presión a lo largo del álabe no es homogénea, lo que produce una

distribución de fuerzas variable favoreciendo la rotación. Sin embargo, la punta del álabe provocará que el fluido se escape y reduzca la sustentación, reduciendo la potencia generada en esta sección [62], [75], [76]. De esta manera, Prandlt establece un factor para considerar las pérdidas producidas en la punta del álabe [59], [63],:

$$F = \frac{2}{\pi} \cos^{-1} \left[ \exp \left( - \frac{\left( \frac{B}{2} \right) \left[ 1 - \frac{r}{R} \right]}{\frac{r}{R} \sin \varphi} \right) \right] \quad (4.63)$$

Donde:

- $F$  factor de pérdida de Prandlt (adimensional);
- $B$  número de álabes en el rotor (adimensional);
- $r$  radio del rotor local (m);
- $R$  radio del rotor (m).

Introduciendo el factor de pérdidas a las ecuaciones de fuerza de empuje y torque, se obtiene lo siguiente:

$$dT = F \rho V_1^2 4a(1-a)\pi r dr \quad (4.64)$$

$$dQ = 4F a'(1-a)\rho V_1 r^3 \Omega \pi dr \quad (4.65)$$

Donde:

- $dT$  fuerza de empuje en un elemento anular (N);
- $dQ$  torque ejercido en un elemento anular (N);
- $F$  factor de pérdida de Prandlt (adimensional);
- $\rho$  densidad del fluido (kg/m<sup>3</sup>);
- $V$  velocidad relativa del fluido (m/s);
- $a$  factor de inducción axial (adimensional);
- $a'$  factor de inducción angular (adimensional);
- $r$  radio del rotor local (m);
- $\Omega$  velocidad angular del rotor (rad/s);
- $dr$  longitud del elemento anular (m).

Así mismo, se modifica (4.59), (4.61) y (4.62), obteniendo:

$$C_L = \frac{4F \sin \varphi (\cos \varphi - \lambda_r \sin \varphi)}{\sigma' (\sin \varphi + \lambda_r \cos \varphi)} \quad (4.66)$$

$$a = \frac{1}{1 + \frac{4F \sin^2 \varphi}{\sigma' C_L \cos \varphi}} \quad (4.67)$$

$$a' = \frac{1}{\left(\frac{4F \cos \varphi}{\sigma' C_L}\right) - 1} \quad (4.68)$$

Donde:

- $C_L$  coeficiente de sustentación (adimensional);
- $F$  factor de pérdida de Prandlt (adimensional);
- $\lambda_r$  velocidad específica local (adimensional);
- $\sigma'$  solidez del rotor local (adimensional);
- $a$  factor de inducción axial (adimensional);
- $a'$  factor de inducción angular (adimensional);
- $\varphi$  ángulo de incidencia ( $^\circ$ ).

De esta manera, el coeficiente de potencia es calculado considerando el radio del buje (hub), el cuál es la estructura donde van posicionados los álabes y que conecta con el eje para transmitir la potencia:

$$C_P = \frac{8}{\lambda^2} \int_{\lambda_h}^{\lambda} F \lambda_r^3 a' (1 - a) \left[ 1 - \frac{C_D \cot \theta}{C_L} \right] d\lambda_r \quad (4.69)$$

$$C_P = \frac{8}{\lambda^2} \int_{\lambda_h}^{\lambda} F \sin^2 \varphi (\cos \varphi - \lambda_r \sin \varphi) (\sin \varphi + \lambda_r \cos \varphi) \left[ 1 - \frac{C_D \cot \theta}{C_L} \right] \lambda_r^2 d\lambda_r \quad (4.70)$$

Donde:

|             |  |
|-------------|--|
| $C_P$       | coeficiente de potencia (adimensional);                |
| $\lambda$   | velocidad específica (adimensional);                   |
| $\lambda_h$ | velocidad específica al borde del buje (adimensional); |
| $F$         | factor de pérdida de Prandlt (adimensional);           |
| $\lambda_r$ | velocidad específica local (adimensional);             |
| $a$         | factor de inducción axial (adimensional);              |
| $a'$        | factor de inducción angular (adimensional);            |
| $C_L$       | coeficiente de sustentación (adimensional);            |
| $C_D$       | coeficiente de arrastre (adimensional);                |
| $\theta$    | ángulo de paso ( $^\circ$ ).                           |

#### 4.3.4 Programas de simulación

El apoyo de software de simulación permite verificar los cálculos realizados con anterioridad, permitiendo obtener valores más próximos a la realidad. En vista de que BEM es una teoría aplicada para turbinas eólicas, se requiere la optimización de los álabes considerando el agua de un río como fluido en contacto con el rotor. A continuación, se describe el Software QBlade utilizado para la estimación del coeficiente de potencia y la verificación de los cálculos numéricos.

##### 4.3.4.1 QBlade

QBlade es un software de simulación de código abierto utilizado para el diseño de turbinas eólicas, el cual permite diseñar perfiles personalizados y calcular sus comportamientos en un rotor, ya sea de eje vertical o de eje horizontal [77].

El uso de este software es fundamental debido a que su funcionamiento se basa en la teoría BEM, presentando un algoritmo de corrección para brindar resultados más adecuados y brindando una herramienta de optimización de la geometría del álabe [78] considerando el



efecto rotacional para la optimización de perfiles NACA. De igual manera, QBlade presenta otras funcionalidades que suponen una ventaja frente a otros programas de simulación [77]:

- Diseño y optimización de perfiles aerodinámicos
- Diseño personalizado del rotor (incluyendo rotor, tipo de generador)
- Visualización del  $C_P$  en función de un rango de TSR y de la velocidad del fluido.
- Selección del algoritmo de corrección de BEM
- Exportación de geometría del álabe optimizada

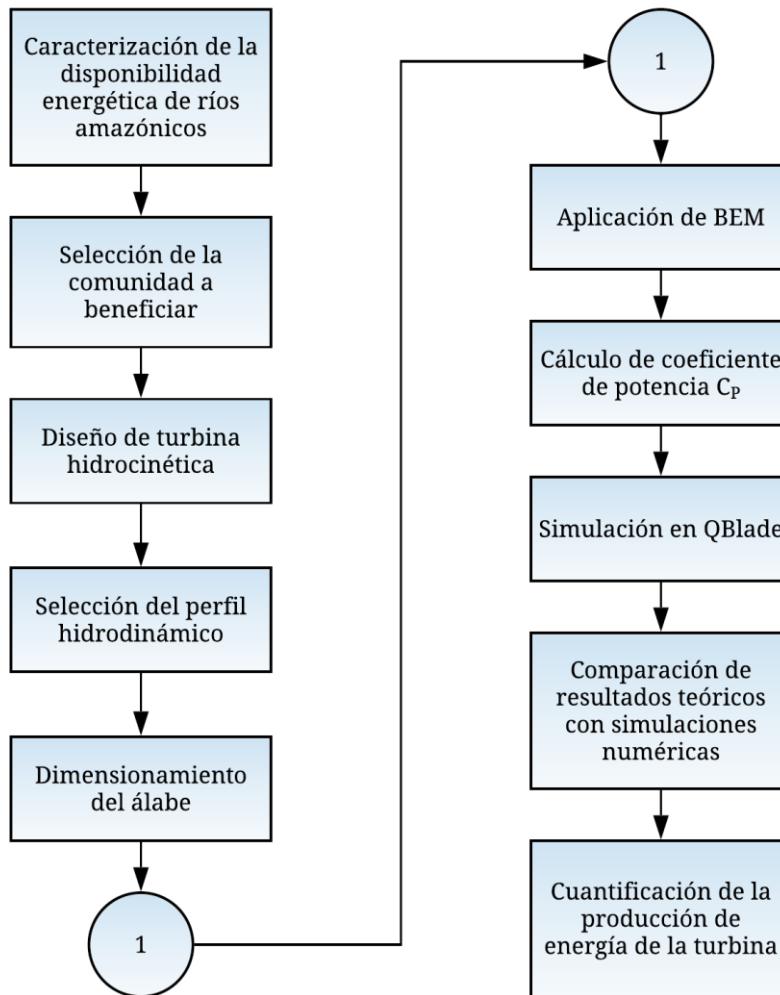
Las funciones de este software permiten realizar iteraciones de manera rápida para una óptima selección de perfiles y optimizarlos para su uso según las condiciones de trabajo. De esta manera, se obtendrán factores ( $C_L, C_D, C_M, \alpha, \dots$ ) necesarios para el diseño de álabes y la consiguiente optimización de la eficiencia del rotor.

## **CAPÍTULO II**

### **METODOLOGÍA**

El diseño de la turbina hidrocínética se realizó en base a las características hidrológicas de un río amazónico seleccionado, como la variabilidad de la profundidad y velocidad a lo largo del año. Asimismo, el diseño del rotor se realizó haciendo uso del modelo BEM mediante cálculos numéricos, verificados con software de simulación QBlade.

En el diagrama de flujo siguiente, se muestran los pasos que permitieron obtener como resultado el diseño del rotor de la turbina hidrocínética y el cálculo de energía que permitirá generar en el río seleccionado.



**Figura 5.1** Metodología de diseño  
Fuente: Elaboración propia

A continuación, se detalla cada uno de los pasos realizados.

## 5.1 Caracterización de la disponibilidad energética de ríos amazónicos

Según lo establecido en la **Sección 4.1.3**, existen condiciones ideales a ser tomadas en consideración para optimizar la generación de energía en un río mediante una turbina hidrocínética. Factores como la profundidad, velocidad y cercanía del río con las

comunidades deben ser identificados previamente para establecer el diseño más adecuado de la turbina.

Para la presente tesis, se utilizó la información de cuatro ríos: Huallaga, Marañón, Ucayali y Amazonas, los cuales pertenecen a la cuenca amazónica del Perú. Estos ríos fueron seleccionados debido a sus altos caudales y la disponibilidad de información. Su elección responde al análisis de las Evaluaciones Hidrológicas de las Cuencas Amazónicas Peruanas (EHCAP) de los últimos ocho años [79]–[81] y de los Datos Hidrometeorológicos (DH) a nivel nacional [82], obteniendo los caudales promedios de cada mes pertenecientes a los años hidrológicos del 2011-2012, 2012-2013, 2016-2017 (EHCAP), 2017 y 2018 (DH). Se seleccionaron cinco estaciones Hidrométricas Limnimétrica (HLM): Picota, Borja, San Regis, Requena y Tamshiyacu. Cada una de ellas se encuentra ubicada en las cercanías a los ríos.

Las mediciones registradas permitieron estimar la densidad de potencia de cada río (WPD), en función a la densidad del fluido, velocidad promedio y comportamiento estadístico, según la siguiente ecuación:

$$WPD = \frac{1}{2} \rho C^3 \Gamma \left( 1 + \frac{3}{k} \right) \quad (5.1)$$

Donde:

- WPD* densidad de potencia del río (W/m<sup>2</sup>);
- ρ* densidad del agua (kg/m<sup>3</sup>);
- C* factor de escala (m/s);
- k* factor de forma (adimensional);
- Γ* función gamma (adimensional).

Una vez calculados los valores, se seleccionó el río con mayor densidad de potencia. Seguidamente se realizó un análisis de frecuencia para determinar las velocidades de río con mayor probabilidad de presentarse a lo largo del año, con el fin de obtener una velocidad nominal para el diseño del rotor.

Cabe mencionar que no se consideró la sedimentación como un factor de selección del río debido a la falta de información disponible, tanto del tipo de sedimentos como de la cantidad y variabilidad que estos presentan.

### **5.1.1 Identificación de comunidad**

Al identificarse el río donde se ubicará la turbina, se determinó la comunidad que sería beneficiada con la generación de energía. Para esto, se utiliza la plataforma digital georreferenciada Sayhuite [83], con la cual se podrá identificar las comunidades con menor cobertura eléctrica que se encuentren próximas a las estaciones hidrológicas analizadas. Asimismo, se identifica la potencia que requerirá cada vivienda para obtener un beneficio considerable. Cabe mencionar que el diseño de la turbina no se encuentra en función a la comunidad, pero sí buscará cumplir con un porcentaje de la demanda energética.

## **5.2 Diseño de la turbina hidrocínética**

Conocidas las condiciones del río en las que se realizaría la instalación de la turbina, se procedió a parametrizar el rotor. Para esto, se definieron previamente consideraciones y parámetros de diseño y se seleccionó el perfil aerodinámico, procediendo con el cálculo numérico para el dimensionamiento de los álabes y el cálculo del coeficiente de potencia mediante el modelo BEM.

### **5.2.1 Consideraciones de diseño**

Para el dimensionamiento de la turbina, se tomaron las siguientes consideraciones:

- El agua del río se considera como un fluido incompresible.
- Se considera la influencia del número de álabes en el cálculo del coeficiente de potencia.
- La densidad del agua se considera como  $1\ 000\ \text{kg/m}^3$ .

### 5.2.1.1 Parámetros de diseño

Los parámetros de diseño partieron de la demanda energética y de la capacidad del río. Según el procedimiento generalizado para el dimensionamiento del rotor, se partió por establecer la capacidad requerida y un coeficiente de potencia, para el cual se utilizó un valor de 0.35 como referencia. Una vez establecidos estos valores, se realizó el cálculo del área de barrido utilizando la **Ecuación (4.3)**, obteniendo el radio del rotor. En la siguiente tabla se presentan los parámetros de diseño establecidos:

| <b>Parámetro</b>          | <b>Símbolo</b> | <b>Unidades</b>   | <b>Valor</b> |
|---------------------------|----------------|-------------------|--------------|
| <b>Potencia requerida</b> | $P_{req}$      | W                 | 10 000       |
| <b>Coef. Potencia</b>     | $C_{p req}$    | -                 | 0.35         |
| <b>Densidad del agua</b>  | $\rho$         | kg/m <sup>3</sup> | 1000         |
| <b>Velocidad del río</b>  | V              | m/s               | 2.75         |
| <b>Área de barrido</b>    | A              | m <sup>2</sup>    | 2.75         |
| <b>Radio</b>              | R              | m                 | 0.94         |

**Tabla 5.1** Parámetros iniciales del rotor  
Fuente: Elaboración propia

Para fines de la presente tesis, se utilizó un radio de 1 m.

### 5.2.2 Selección de perfil hidrodinámico

Para la presente tesis se utilizaron perfiles aerodinámicos establecidos por NACA, los cuales son clasificados según sus características geométricas.

Cabe mencionar que estos perfiles fueron diseñados para ser utilizados en la aeronáutica, por lo que su uso se basa principalmente en un cuerpo oponiéndose a un fluido con ligeras perturbaciones en su dirección, sin considerar rotación.

La selección del perfil se realizó tomando las siguientes consideraciones [49]:

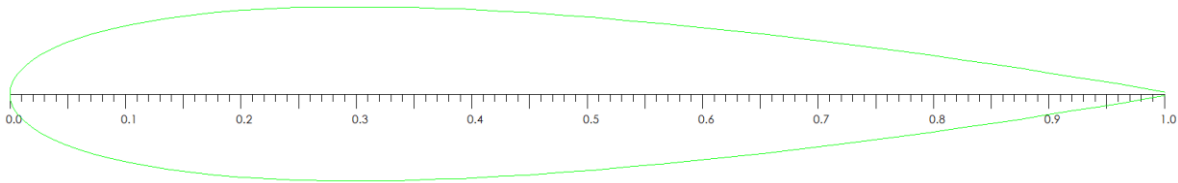
- La sustentación debe ser la más alta posible.
- Se debe producir un rápido incremento de sustentación.
- Tener el coeficiente de arrastre más bajo posible.
- La fineza debe ser la mayor posible para un mejor rendimiento.

- Mantener un coeficiente de momento lo más bajo posible.

Cabe mencionar que se utilizó el factor de fineza (relación  $C_L/C_D$ ) como el principal parámetro para la selección del perfil aerodinámico.

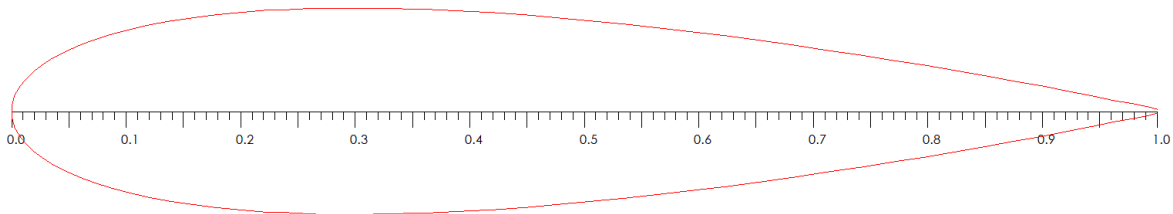
A partir de la literatura consultada [38], [51], [53], [63], [66], [73], [78], [84] se analizaron seis perfiles de álabes utilizados en la construcción de turbinas hidrocineéticas, las cuales presentaron altos valores de  $C_p$  (no menor a 0.30). Con esto, se buscó realizar una comparación entre ellos.

Mediante el software QBlade se obtuvieron los polares de los perfiles seleccionados, NACA 0015, NACA 0018, NACA 2415, NACA 4412, NACA 4415 y NACA 63(3)-018, los cuales se presentan en las siguientes figuras.



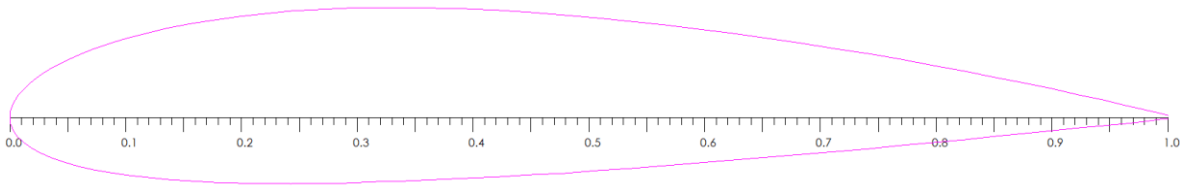
**Figura 5.2** Perfil NACA 0015

Fuente: Perfil obtenido de Software QBlade, en base a [51], [53]



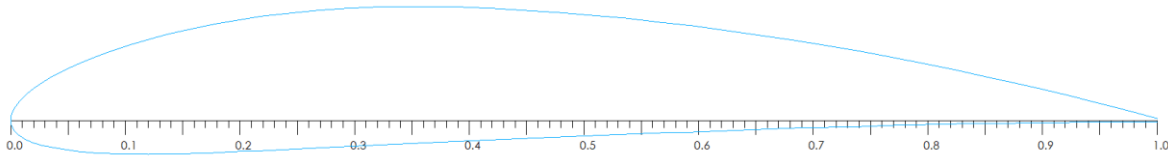
**Figura 5.3** Perfil NACA 0018

Fuente: Perfil obtenido de Software QBlade, en base a [51], [53], [66]



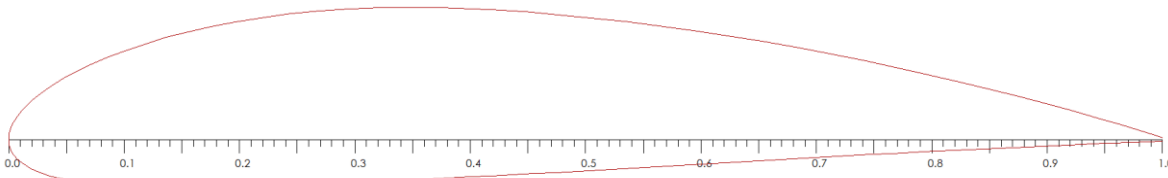
**Figura 5.4** Perfil NACA 2415

Fuente: Perfil obtenido de Software QBlade, en base a [78]



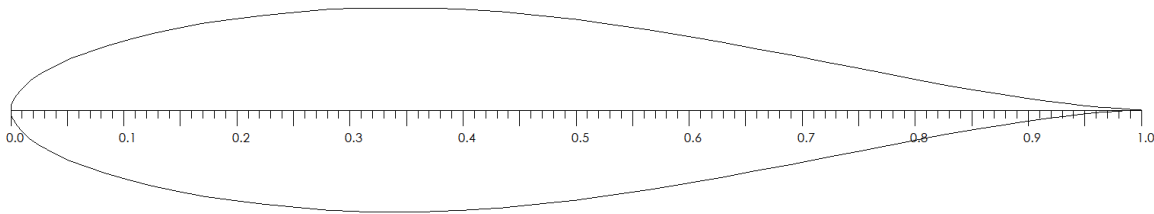
**Figura 5.5** Perfil NACA 4412

Fuente: Perfil obtenido de Software QBlade, en base a [38]



**Figura 5.6** Perfil NACA 4415

Fuente: Perfil obtenido de Software QBlade, en base a [50], [63], [73], [84]



**Figura 5.7** Perfil NACA 63(3)-018

Fuente: Perfil obtenido de Software QBlade, en base a [53], [66]

### 5.2.3 Dimensionamiento del álabe

Conociéndose el perfil aerodinámico a utilizar, se examinaron las curvas empíricas del mismo, escogiendo de esta manera los parámetros de diseño  $C_{L \text{ diseño}}$  y  $\alpha_{\text{diseño}}$ , de modo



que la relación  $C_{D \text{ diseño}}/C_{L \text{ diseño}}$  sea la menor para cada sección del álabe. A continuación, se estableció la cantidad de divisiones ( $N$ ) en las que se seccionará el álabe del rotor. Con esto se obtuvieron los parámetros que varían según la distancia entre el centro del rotor y el punto a analizar.

$$\lambda_{r,i} = \lambda(r_i/R) \quad (5.2)$$

$$\varphi_i = 2/3 \tan^{-1}(1/\lambda_{r,i}) \quad (5.3)$$

$$c_i = \frac{8\pi r_i}{B C_{L,diseño,i}} (1 - \cos \varphi_i) \quad (5.4)$$

$$\varphi_i = \theta_{p,i} - \alpha_{diseño,i} \quad (5.5)$$

$$\theta_{T,i} = \theta_{p,i} - \theta_{p,0} \quad (5.6)$$

Donde:

- $\lambda_{r,i}$  Velocidad específica local por sección (adimensional);
- $\lambda$  Velocidad específica (adimensional);
- $r_i$  Radio del rotor local por sección (m);
- $R$  Radio del rotor (m);
- $\varphi_i$  Ángulo de incidencia por sección (°);
- $c_i$  Longitud de cuerda por sección (m);
- $B$  Número de álabes en el rotor (adimensional);
- $C_{L,i}$  Coeficiente de sustentación por sección (adimensional);
- $\theta_{T,i}$  Ángulo de giro por sección (°);
- $\theta_{p,i}$  Ángulo de paso por sección (°);
- $\alpha_i$  Ángulo de ataque por sección (°).

### 5.2.4 Aplicación de BEM y cálculo de Coeficiente de Potencia

El proceso de cálculo mediante el modelo BEM se desarrolló hallando los valores óptimos de  $C_L$  y  $\alpha$ . Para iniciar, se utilizaron las siguientes ecuaciones utilizando los polares del perfil hidrodinámico seleccionado:

$$C_{L,i} = 4F_i \sin \varphi_i \frac{(\cos \varphi_i - \lambda_{r,i} \sin \varphi_i)}{\sigma'_i (\sin \varphi_i - \lambda_{r,i} \cos \varphi_i)} \quad (5.7)$$

$$\sigma'_i = \frac{B c_i}{2\pi r_i} \quad (5.8)$$

$$\varphi_i = \alpha_i + \theta_{T,i} + \theta_{p,0} \quad (5.9)$$

$$F_i = \frac{2}{\pi} \cos^{-1} \left[ \exp \left( - \frac{\left(\frac{B}{2}\right) \left[1 - \frac{r_i}{R}\right]}{\frac{r_i}{R} \sin \varphi} \right) \right] \quad (5.10)$$

Donde:

- $C_{L,i}$  Coeficiente de sustentación (adimensional);
- $F_i$  Factor de pérdida por sección (adimensional);
- $B$  Número de álabes en el rotor (adimensional);
- $c_i$  Longitud de cuerda por sección (m);
- $r_i$  Radio del rotor local por sección (m);
- $\lambda_{r,i}$  Velocidad específica local por sección (adimensional);
- $\alpha_i$  Factor de inducción axial por sección (adimensional);
- $\varphi_i$  Ángulo de incidencia por sección (°);
- $\theta_{T,i}$  Ángulo de giro por sección (°);
- $\theta_{p,0}$  Ángulo de paso por sección (°);
- $\sigma'_i$  Solidez del rotor local por sección (adimensional).

Una vez obtenidos los valores, se calculó el factor de inducción axial  $a$  en cada sección:

$$a_i = \frac{1}{\left[1 + \frac{4 \sin^2 \varphi_i}{\sigma'_i C_{L,i} \cos \varphi_i}\right]} \quad (5.11)$$

Donde:

- $a_i$  Factor de inducción axial por sección (adimensional);
- $\varphi_i$  Ángulo de incidencia por sección (°);
- $\sigma'_i$  Solidez del rotor local por sección (adimensional);
- $C_{L,i}$  Coeficiente de sustentación (adimensional);

Paso siguiente, se procedió a calcular el coeficiente de potencia, el cual parte de la Ecuación 1.70.

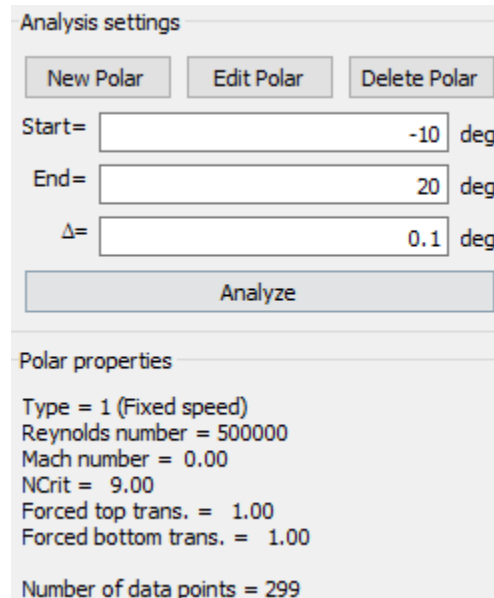
$$C_P = \frac{8}{\lambda N} \sum_{i=k}^N F_i \sin^2 \varphi_i (\cos \varphi_i - \lambda_{r,i} \sin \varphi_i) (\sin \varphi_i - \lambda_{r,i} \cos \varphi_i) \left[1 - \frac{C_D}{C_L} \cot \varphi_i\right] \lambda_{r,i}^2 \quad (5.12)$$

Donde:

- $C_P$  Coeficiente de potencia (adimensional);
- $\lambda$  Velocidad específica (adimensional);
- $N$  Número de secciones del álabe (adimensional)
- $F_i$  Factor de pérdida por sección (adimensional);
- $\varphi_i$  Ángulo de incidencia por sección (°);
- $\lambda_{r,i}$  Velocidad específica local por sección (adimensional);
- $C_L$  Coeficiente de sustentación (adimensional);
- $C_D$  Coeficiente de arrastre (adimensional).

### 5.3 Simulación en QBlade

Se utilizó el mismo perfil NACA para toda la longitud del álabe, por lo que se requirió conocer los polares del mismo, los cuales son generados por el software QBlade ingresando el rango del ángulo de ataque y la variación del ángulo por cada iteración, como se muestra en la siguiente figura.



The image shows a screenshot of the QBlade software interface. The top section is titled "Analysis settings" and contains three buttons: "New Polar", "Edit Polar", and "Delete Polar". Below these buttons are three input fields: "Start=" with the value "-10" and unit "deg", "End=" with the value "20" and unit "deg", and "Δ=" with the value "0.1" and unit "deg". A large "Analyze" button is positioned below these fields. The bottom section is titled "Polar properties" and lists the following parameters: Type = 1 (Fixed speed), Reynolds number = 500000, Mach number = 0.00, NCrit = 9.00, Forced top trans. = 1.00, Forced bottom trans. = 1.00, and Number of data points = 299.

**Figura 5.8** Parámetros de análisis ingresados para los polares

Fuente: Software QBlade

La obtención de los polares permitirá conocer los valores de los coeficientes  $C_L$  y  $C_D$  según el ángulo de ataque. Estos polares serán utilizados para corroborar los valores de los coeficientes ingresados en las iteraciones realizadas en la **Sección 5.2.4**.

A continuación, se ingresa la cantidad de álabes  $B$  y el radio del buje  $r_{hub}$  para posteriormente, ingresar las características de cada sección del álabe: Posición ( $r_i$ ), longitud de cuerda  $c$ , ángulo de giro  $\theta_T$  y perfil a utilizar, como se muestra a continuación:

Blade Number  Blade Hub Radius  m  Root Coordinates

|   | Pos (m) | Chord (m) | Twist | Foil      |        |
|---|---------|-----------|-------|-----------|--------|
| 1 | 0.000   | 0.200     | 0.00  | NACA 4412 | T1_ReC |
| 2 | 0.100   | 0.250     | 0.00  | NACA 4412 | T1_ReC |
| 3 | 0.200   | 0.220     | 0.00  | NACA 4412 | T1_ReC |
| 4 | 0.300   | 0.180     | 0.00  | NACA 4412 | T1_ReC |
| 5 | 0.400   | 0.160     | 0.00  | NACA 4412 | T1_ReC |
| 6 | 0.500   | 0.140     | 0.00  | NACA 4412 | T1_ReC |
| 7 | 0.600   | 0.110     | 0.00  | NACA 4412 | T1_ReC |
| 8 | 0.700   | 0.090     | 0.00  | NACA 4412 | T1_ReC |
| 9 | 0.800   | 0.050     | 0.00  | NACA 4412 | T1_ReC |

**Figura 5.9** Características geométricas del álabe por sección  
Fuente: Software QBlade

Una vez dimensionados los álabes (**Figura 5.9**) y, por ende, el rotor, se procedió a realizar la simulación del comportamiento del coeficiente de potencia del rotor según la variación de velocidades del río, para la cual se utilizó el método de corrección de pérdidas producidas en la punta del álabe establecido por Prandtl.

Cabe mencionar que QBlade es un software que, además de utilizar el método BEM, considera distintos otros factores de corrección además del mencionado anteriormente (Prandtl). Uno de ellos es el factor de relajación (*Relaxation factor* en inglés), el cual permite combatir la gran fluctuación que se produce al momento de iterar el factor de inducción  $a$  [85].

De esta manera, se establecieron como variables el número de secciones del álabe  $N$ , el máximo número de iteraciones, el factor de relajación, la densidad del agua y la respectiva viscosidad dinámica (**Figura 5.10**).

Simulation Name: Rotor THK

Corrections:

- Prandtl Tip Loss
- New Tip Loss
- Prandtl Root Loss
- New Root Loss
- 3D Correction
- Reynolds Drag Correction
- Foil Interpolation

Variables:

- 10 Discretize Blade into N Elements
- 0.001 Max Epsilon for Convergence
- 100 Max Number of Iterations
- 0.3 Relax. Factor
- 1000 Rho
- 0.001 Viscosity

**Figura 5.10** Valores constantes en la simulación  
Fuente: Software QBlade

Asimismo, para iniciar la simulación se ingresaron los parámetros de rango de TSR a estudiar, la variación de TSR por cada iteración y la velocidad del río, como se muestra en la **Figura 5.11**.

Analysis Settings

Define Simulation Delete Simulation

Tip Speed Ratio Start: 1

Tip Speed Ratio End: 10

Tip Speed Ratio Delta: 0.1

@ Wind Speed of: = 2.75

Start Simulation

**Figura 5.11** Parámetros de análisis en la simulación  
Fuente: Software QBlade

Una vez realizadas las iteraciones, se obtuvo la curva característica del rotor, mostrando la variación del coeficiente de potencia según el TSR. En vista de que la turbina estará expuesta a una variación de velocidades a lo largo del año, se caracterizaron las curvas para tres condiciones de velocidades: Velocidad mínima de 1.46 m/s; velocidad nominal de 2.75 m/s; y velocidad máxima de 5.68 m/s<sup>3</sup>. Estas velocidades son elegidas para visualizar de manera gráfica el comportamiento del rotor cuando inicie el ciclo de rotación, al

<sup>3</sup> Estas velocidades son producto del análisis de la velocidad de los ríos analizados en la sección 3.1

encontrarse en condiciones nominales y en las condiciones que podrían resultar en el uso de un sistema de protección. De esta manera se busca obtener además la curva de potencia con respecto al TSR, observando la diferencia del comportamiento entre las 3 condiciones. Cabe mencionar que se utilizó un valor de TSR preestablecido para identificar a qué velocidad específica se obtendrá la mayor eficiencia. Asimismo, se realizó la simulación de comportamiento del coeficiente de potencia según el incremento de velocidades del río en un rango de 1 a 7 m/s, lo cual permitirá además obtener la variación de potencia generada en función a la velocidad de rotación, relacionada directamente a la velocidad específica.

#### **5.4 Comparación e interpretación de las simulaciones**

Obtenidas las gráficas descriptivas del rotor en distintas situaciones, se realizó la comparación entre los resultados de la potencia generada y el coeficiente de potencia con respecto a lo calculado mediante el software QBlade. Asimismo, se compararon los resultados obtenidos del coeficiente de potencia según la variación de la velocidad del río y la velocidad de rotación del rotor, con el fin de visualizar el comportamiento del rotor en situaciones en las que se excede la velocidad nominal y la velocidad específica de diseño (TSR igual a 6).

#### **5.5 Cálculo de energía en ríos amazónicos**

A partir de los ríos analizados en la **Sección** ¡Error! No se encuentra el origen de la referencia., se realizó la estimación de la energía que la turbina podría generar en cada uno de ellos. Las simulaciones realizadas con el rango de velocidades entre 1 y 7 m/s permitió obtener el coeficiente de potencia para cada intervalo de 1 m/s, con lo cual se realizó el cálculo de potencia para cada velocidad. Este rango de velocidades se tomó considerando que los ríos analizados no alcanzan una velocidad mayor a 7 m/s. A continuación, se realizó el cálculo de la energía tomando la frecuencia de cada rango de velocidades a lo largo del año, partiendo de una distribución de frecuencias. Finalmente, se calculó el factor de planta

considerando que al superarse la velocidad nominal (2.75 m/s) se producirán 15 kW de manera continua.

## **CAPÍTULO III**

### **RESULTADOS**

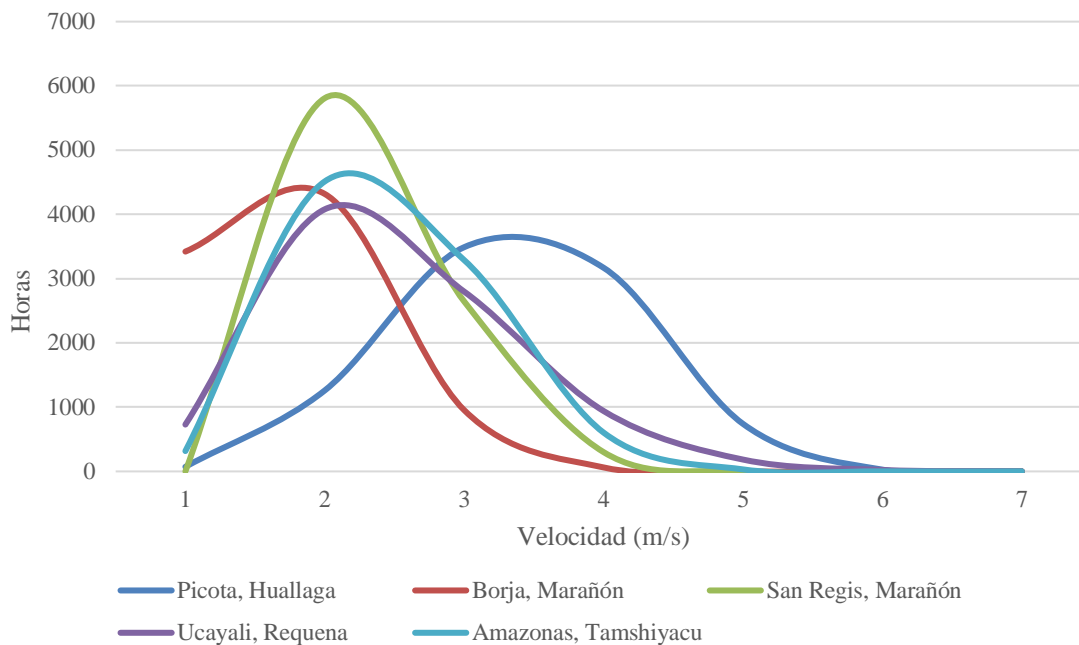
El presente capítulo muestra los resultados obtenidos para el diseño de una turbina hidrocínética, según la metodología establecida en el **Capítulo II**, partiendo desde la identificación del recurso y demanda energética, hasta el modelamiento y simulación del rotor en un software de dinámica de fluidos computacional (CFD).

#### **6.1 Caracterización y comparación de la disponibilidad energética de ríos amazónicos**

Tal y como se mencionó en la **Sección 5.1**, se identificaron cinco ríos potenciales, todos ellos ubicados en la región amazónica del norte. De ellos, se realizó un análisis estadístico de las velocidades del fluido registradas por las estaciones meteorológicas. Así, mediante un análisis de distribución, se obtuvo la información requerida en cuanto al comportamiento de los ríos, siendo la velocidad promedio, desviación estándar, velocidad máxima, velocidad mínima y densidad de potencia, los parámetros de mayor importancia para el diseño de la turbina y su aprovechamiento en cuanto a su implementación.

En la **Figura 6.1** se muestra el análisis de frecuencia de cada uno de los ríos analizados, de ello se concluye que el Río Huallaga es el que presenta las mejores condiciones, ya que la densidad de potencia estimada es de 11.0 kW/m<sup>2</sup>, mientras que el Río Ucayali presenta una densidad de 4.1 kW/m<sup>2</sup> (**Tabla 6.1**). Esto se debe principalmente a la velocidad promedio y desviación estándar registrada durante los años 2017 y 2018.





**Figura 6.1** Análisis de distribución de los Ríos Amazónicos  
Fuente: Elaboración propia

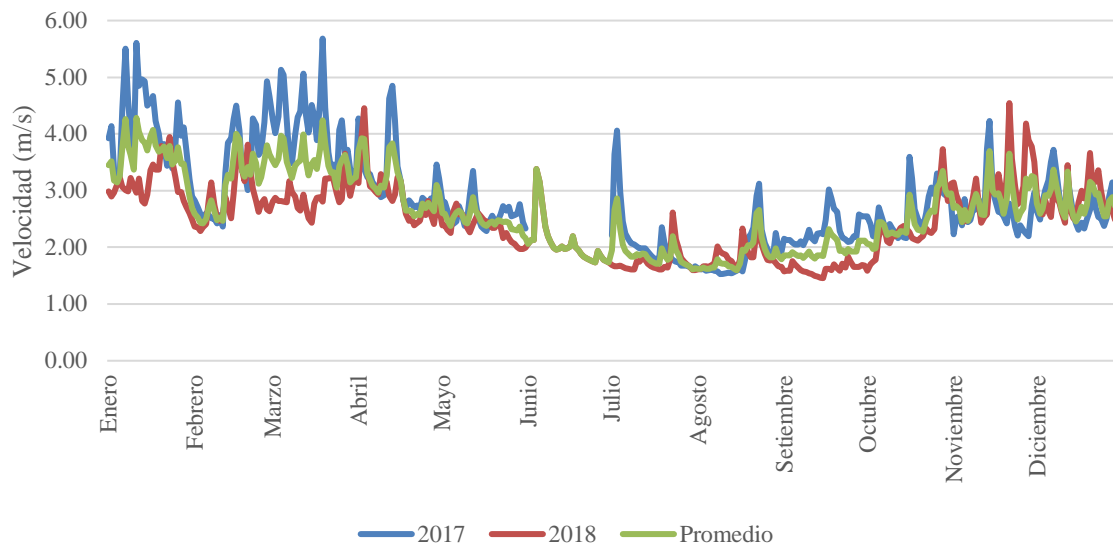
| HLM, Río                    | Latitud y Longitud                | Velocidad máxima (m/s) | Velocidad mínima (m/s) | Velocidad Promedio (m/s) | Desviación Estándar (m/s) | WPD (W/m <sup>2</sup> ) |
|-----------------------------|-----------------------------------|------------------------|------------------------|--------------------------|---------------------------|-------------------------|
| <b>Picota, Huallaga</b>     | 76° 19' 30.0''<br>06° 55' 4.8''   | 5.68                   | 1.46                   | 2.75                     | 0.86                      | 11 903                  |
| <b>Borja, Marañón</b>       | 77° 32' 52.8''<br>04° 28' 12.10'' | 4.62                   | 0.34                   | 1.26                     | 0.65                      | 2 904                   |
| <b>San Regis, Marañón</b>   | 73° 54' 25.2''<br>04° 30' 46.8''  | 2.36                   | 0.47                   | 1.31                     | 0.52                      | 2 274                   |
| <b>Requena, Ucayali</b>     | 73° 20' 24.0''<br>05° 02' 27.6''  | 2.94                   | 0.29                   | 1.53                     | 0.88                      | 4 157                   |
| <b>Tamshiyacu, Amazonas</b> | 73° 09' 43.2''<br>04° 00' 10.8''  | 2.84                   | 0.47                   | 1.48                     | 0.70                      | 3 594                   |

**Tabla 6.1** Características de ríos amazónicos estudiados

Fuente: Elaboración propia en base a SENAMHI – Dirección de Redes de Observación y Datos [82]

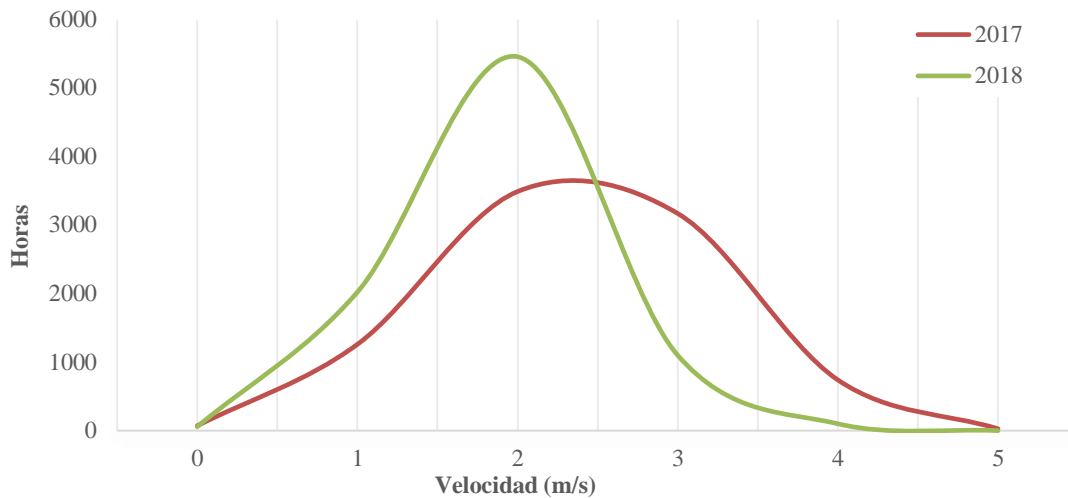
Estos resultados coinciden con lo establecido por el estudio de Aquatera, que identifica al río Huallaga como uno de los ríos que presenta un buen potencial hidrocínético, teniendo un régimen hidrológico regular y transporta agua durante todo el año [19]. Por este

motivo, bajo las condiciones del Río Huallaga se establecieron los parámetros de diseño para la turbina, observando también épocas estivales en donde las velocidades del río son mayores, debido a las condiciones de pluviometría que se incrementan en los meses de noviembre a abril y se ven reducidas de julio a octubre (**Figura 6.2**).



**Figura 6.2** Velocidad medida por HLM Picota, río Huallaga. Periodos 2017-2018  
Fuente: Elaboración propia en base a SENAMHI – Dirección de Redes de Observación y Datos [82]

Analizando por separado al Río Huallaga tanto para el año 2017 y 2018 (**Figura 6.3**), se estableció que el rango de velocidades a presentarse a lo largo del año oscila entre 2.5 m/s y 3 m/s, con estos valores se consideró que, para efectos de la presente tesis, la velocidad nominal del río es de 2.75 m/s.



**Figura 6.3** Distribución de Weibull 2017 y 2018 – HLM Picota  
Fuente: Elaboración Propia

### 6.1.1 Comunidad identificada

En vista de que el río Huallaga atraviesa cuatro regiones del Perú<sup>4</sup>, se decidió tomar como referencia el departamento de San Martín al tener la mayor información de las condiciones del río. De esta manera, se resolvió trabajar con el Distrito Picota, ubicado en la región San Martín y donde se encuentra ubicada la estación HLM. Picota. Según la Encuesta Nacional de Hogares (ENAHOG), para finales del 2017, el 22.7% de la población del distrito, no contaba con alumbrado eléctrico [83], [86], [87]. Asimismo, el Centro Poblado Nuevo Control es el área que presenta los menores índices de alumbrado eléctrico: el 91.9% de las viviendas no cuenta con cobertura (68 de 74 viviendas). De igual manera, el Centro Poblado se encuentra a 0.9 km de distancia del punto donde se tomaron las mediciones (**Figura 6.4**).

<sup>4</sup> Regiones de Pasco, Huánuco, San Martín y Loreto.



**Figura 6.4** Vista satelital de Estación HLM y el distrito de Picota  
Fuente: Google Maps 2019

La energía que llega al distrito Picota es brindada por la central térmica ubicada en Bellavista, que a su vez está interconectada con la central térmica de Tarapoto. Debido a que esta energía llega de retorno de Bellavista, la calidad del fluido eléctrico es irregular, teniendo una pérdida de carga, lo cual provoca el deterioro de artefactos eléctricos [88].

Según el Plan de Desarrollo Urbano de la Ciudad de Picota, se estimó la demanda máxima a corto (2019), mediano (2022) y largo plazo (2027), serían de 8.39 MW, 9.27 MW y 10.95 MW respectivamente, buscando servir a una población de 13 037 personas [87]. Por consiguiente, la implementación de la turbina permitirá cubrir un porcentaje de la demanda, logrando tener una mayor cobertura en caso se incremente el número de turbinas instaladas.

## **6.2 Diseño de la turbina hidrocínética**

Conocidas la demanda y las condiciones del entorno donde se desea instalar la turbina hidrocínética, se procedió a establecer las características del rotor de acuerdo con el modelo BEM.

### 6.2.1 Selección del perfil hidrodinámico

En la **Tabla 6.2** se realiza la comparación entre los perfiles aerodinámicos considerados según los coeficientes de sustentación  $C_L$  y arrastre  $C_D$ , y el ángulo de ataque, en el que la relación entre ambos coeficientes (fineza) alcanza su punto máximo según  $Re$ .

| Perfil         | Reynolds (Re) | $C_L$ | $C_D$ | $C_L/C_D$ | $\alpha$ (°) |
|----------------|---------------|-------|-------|-----------|--------------|
| NACA 0015      | 200 000       | 0.800 | 0.016 | 50.001    | 6.25         |
|                | 500 000       | 0.905 | 0.016 | 56.563    | 7.75         |
| NACA 0018      | 200 000       | 0.916 | 0.018 | 50.889    | 7.00         |
|                | 500 000       | 1.073 | 0.016 | 67.063    | 9.25         |
| NACA 2415      | 200 000       | 0.927 | 0.014 | 66.214    | 6.25         |
|                | 500 000       | 0.862 | 0.01  | 86.200    | 5.25         |
| NACA 4412      | 200 000       | 1.091 | 0.014 | 77.929    | 6.00         |
|                | 500 000       | 1.103 | 0.010 | 110.30    | 5.90         |
| NACA 4415      | 200 000       | 1.165 | 0.016 | 72.813    | 7.00         |
|                | 500 000       | 1.085 | 0.011 | 98.636    | 6.00         |
| NACA 63(3)-018 | 200 000       | 0.833 | 0.016 | 52.063    | 7.75         |
|                | 500 000       | 0.750 | 0.010 | 75.000    | 6.50         |

**Tabla 6.2** Características de perfiles aerodinámicos seleccionados  
Fuente: Elaboración propia en base al Software QBlade

El perfil que presenta el coeficiente de sustentación más alto es el NACA 4415, siendo este de 1.165. Sin embargo, el perfil NACA 4412 presenta una mayor fineza, la cual es de 110.30, por lo que será utilizado para el diseño del rotor de la turbina. Al haberse definido el perfil a utilizar, se extraen los polares del software QBlade para proceder al dimensionamiento del álabe (**Anexo 2**).

### 6.2.2 Dimensionamiento del álabe

Se selecciona un valor de TSR de 6. Con esto se busca que, cuando se cumpla la relación de 6:1 entre la velocidad lineal del rotor y la velocidad del río, se obtenga la máxima eficiencia. De igual manera, se considera una turbina horizontal de 3 álabes que presenten a lo largo de toda su geometría un perfil NACA 4412, considerando los valores de coeficientes

y ángulo de ataque de la **Tabla 6.2**. El álabe es seccionado en 10 partes, las cuales tendrán una longitud de 0.10 m.

| Parámetro                       | Símbolo                 | Unidad | Valor  |
|---------------------------------|-------------------------|--------|--------|
| TSR                             | $\lambda$               | -      | 6      |
| Número de álabes                | B                       | -      | 3      |
| Coef. de Sustentación de Diseño | $C_{l \text{ diseño}}$  | -      | 1.103  |
| Ángulo de Ataque de Diseño      | $\alpha \text{ diseño}$ | °      | 5.90   |
| Relación Cd/Cl                  | Cd/Cl                   | -      | 0.0091 |
| Número de divisiones            | N                       | -      | 10     |
| Longitud de divisiones          | $\Delta$                | m      | 0.10   |

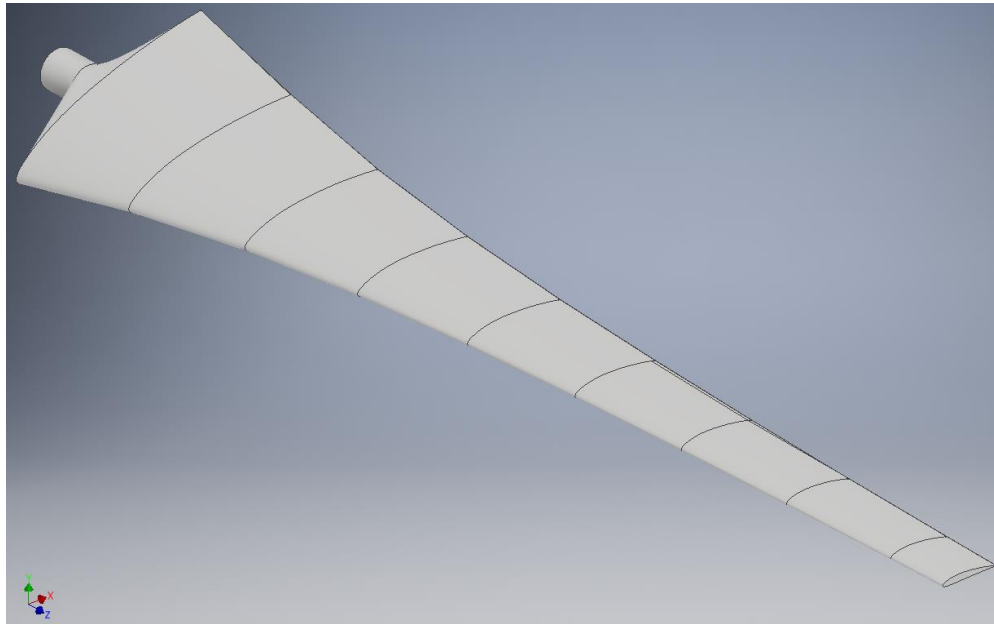
**Tabla 6.3** Parámetros para dimensionamiento del rotor  
Fuente: Elaboración propia

Realizando los cálculos requeridos en la **Sección 5.2.3**, se obtienen los valores presentados en la **Tabla 6.4**, la cual muestra la variación de la longitud de cuerda a lo largo del álabe, donde **r1** representa la sección más cercana al buje y **r10** la más lejana. Como se puede observar en **r1**, esta variación empieza en 0.15 m, disminuyendo hasta los 0.05 m. Esta variación se produce de igual manera en el ángulo de giro  $\theta_T$ , el cual empieza con giro de 25.7°, reduciéndose hasta los 0° en la punta del álabe.

| Parámetro                     | Unidad | r1   | r2   | r3   | r4   | r5   | r6   | r7   | r8   | r9   | r10  |
|-------------------------------|--------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| <b>r</b>                      | m      | 0.15 | 0.25 | 0.35 | 0.45 | 0.55 | 0.65 | 0.75 | 0.85 | 0.95 | 1.00 |
| <b>r/R</b>                    | -      | 0.15 | 0.25 | 0.35 | 0.45 | 0.55 | 0.65 | 0.75 | 0.85 | 0.95 | 1.00 |
| <b><math>\lambda r</math></b> | -      | 0.90 | 1.50 | 2.10 | 2.70 | 3.30 | 3.90 | 4.50 | 5.10 | 5.70 | 6.00 |
| <b><math>\phi</math></b>      | °      | 32.0 | 22.5 | 17.0 | 13.5 | 11.2 | 9.6  | 8.4  | 7.4  | 6.6  | 6.3  |
| <b>c</b>                      | m      | 0.17 | 0.14 | 0.12 | 0.10 | 0.08 | 0.07 | 0.06 | 0.05 | 0.05 | 0.05 |
| <b><math>\theta_P</math></b>  | °      | 37.9 | 28.4 | 22.9 | 19.4 | 17.1 | 15.5 | 14.3 | 13.3 | 12.5 | 12.2 |
| <b><math>\theta_T</math></b>  | °      | 25.7 | 16.2 | 10.7 | 7.2  | 4.9  | 3.3  | 2.0  | 1.1  | 0.3  | 0.0  |

**Tabla 6.4** Dimensión de secciones de álabes  
Fuente: Elaboración propia

Haciendo uso de los parámetros calculados, se tiene como resultado el modelamiento del álabe a través del software Autodesk Inventor (**Figura 6.5**).



**Figura 6.5** Modelado del álabo con el perfil NACA 4412  
Fuente: Elaboración propia en software Autodesk Inventor

### 6.2.3 Aplicación de BEM y cálculo de Coeficiente de Potencia

A través del proceso presentado en la **Sección 5.2.4**, se obtuvieron los valores presentados en la **Tabla 6.5**, de los cuales se puede interpretar que el factor de inducción axial se encuentra estrechamente ligado a la geometría del rotor y la distancia del punto analizado, alcanzando un valor máximo de 0.243. De igual manera, se observa que las pérdidas producto de la interacción del flujo con la punta, empiezan a afectar el rotor a partir de la distancia media  $r_5$ , produciendo cambios cada vez más brusco hasta llegar a la punta.

Es importante señalar que no se ha considerado la sección de la punta ( $r_{10}$ ) en el cálculo BEM debido a que las pérdidas producidas no aportan al cálculo del coeficiente de potencia.

Con estas consideraciones, se obtuvo un coeficiente de potencia según lo generado en cada sección del álabo. El valor obtenido fue de 0.496, producto de la suma a lo largo de la geometría.

| Parámetro   | Unidad | r1    | r2    | r3    | r4    | r5    | r6    | r7    | r8    | r9    |
|-------------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $r$         | m      | 0.15  | 0.25  | 0.35  | 0.45  | 0.55  | 0.65  | 0.75  | 0.85  | 0.95  |
| $r/R$       | -      | 0.15  | 0.25  | 0.35  | 0.45  | 0.55  | 0.65  | 0.75  | 0.85  | 0.95  |
| $\lambda r$ | -      | 0.90  | 1.50  | 2.10  | 2.70  | 3.30  | 3.90  | 4.50  | 5.10  | 5.70  |
| $\phi$      | °      | 32.01 | 22.46 | 16.98 | 13.55 | 11.24 | 9.59  | 8.35  | 7.40  | 6.63  |
| $c$         | m      | 0.173 | 0.144 | 0.116 | 0.095 | 0.080 | 0.069 | 0.060 | 0.054 | 0.048 |
| $\theta_T$  | °      | 25.70 | 16.15 | 10.67 | 7.24  | 4.93  | 3.28  | 2.04  | 1.09  | 0.33  |
| $\sigma_r$  | -      | 0.551 | 0.275 | 0.158 | 0.101 | 0.070 | 0.051 | 0.038 | 0.030 | 0.024 |
| $F$         | -      | 1.000 | 1.000 | 1.000 | 1.000 | 0.999 | 0.995 | 0.980 | 0.918 | 0.663 |
| $C_{L,i}$   | -      | 1.103 | 1.103 | 1.103 | 1.103 | 1.102 | 1.097 | 1.081 | 1.013 | 0.731 |
| $a$         | -      | 0.243 | 0.177 | 0.124 | 0.089 | 0.065 | 0.049 | 0.038 | 0.028 | 0.017 |
| $C_p$       | -      | 0.014 | 0.027 | 0.038 | 0.050 | 0.061 | 0.072 | 0.081 | 0.085 | 0.068 |

**Tabla 6.5** Resultados de BEM y obtención de  $C_p$

Fuente: Elaboración propia

#### 6.2.4 Seguridad en turbinas

Las turbinas de eje horizontal presentan buenos valores de coeficiente de potencia como se puede ver en los resultados obtenidos. Sin embargo, debido a la gran cantidad de sedimentos en ríos caudalosos como los amazónicos, este tipo de turbinas necesitan ser protegidos mediante jaulas o sistemas de frenado. Debido a esto, se recomienda, para trabajos posteriores, realizar el análisis necesario para identificar el impacto que estos sistemas de protección pueden tener en el rendimiento de las turbinas.

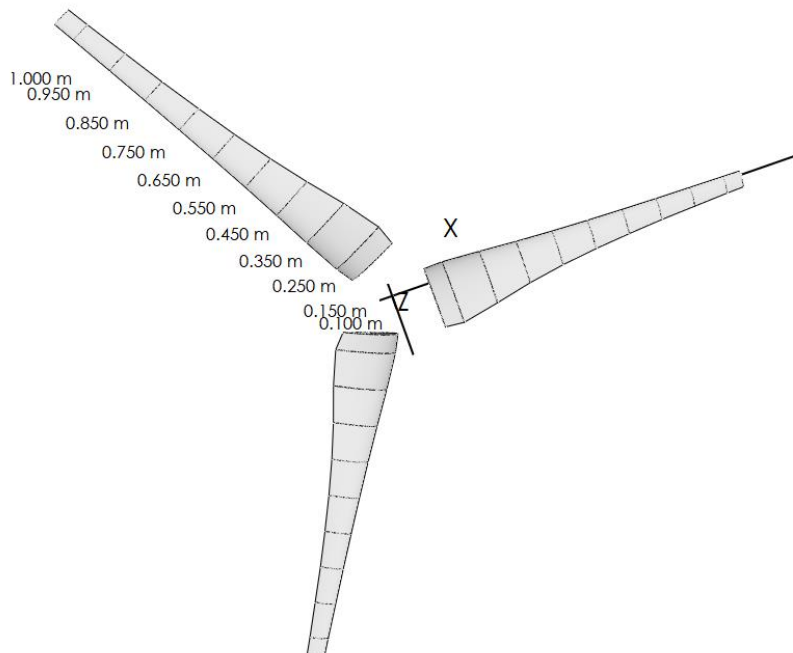
#### 6.3 Resultados en QBlade

En primer lugar, se introdujeron los valores presentados en la **Figura 6.6**. Con ellos, se pudo observar que, para el dimensionamiento de la punta del álabe, se utilizan únicamente 0.05 m, debido a las pérdidas que se van a producir en esta sección. Con estos valores ingresados, se obtuvo el modelamiento del rotor en el software QBlade, presentado en la **Figura 6.7**, mostrando la variación de la geometría a lo largo del álabe.



| Pos (m) | Chord (m) | Twist  | Foil      |
|---------|-----------|--------|-----------|
| 0.1     | 0.172     | 33.049 | NACA 4412 |
| 0.15    | 0.173     | 25.7   | NACA 4412 |
| 0.25    | 0.144     | 16.15  | NACA 4412 |
| 0.35    | 0.1158    | 10.67  | NACA 4412 |
| 0.45    | 0.095     | 7.24   | NACA 4412 |
| 0.55    | 0.08      | 4.93   | NACA 4412 |
| 0.65    | 0.069     | 3.27   | NACA 4412 |
| 0.75    | 0.06      | 2.04   | NACA 4412 |
| 0.85    | 0.054     | 1.09   | NACA 4412 |
| 0.95    | 0.048     | 0.325  | NACA 4412 |
| 1       | 0.046     | 0      | NACA 4412 |

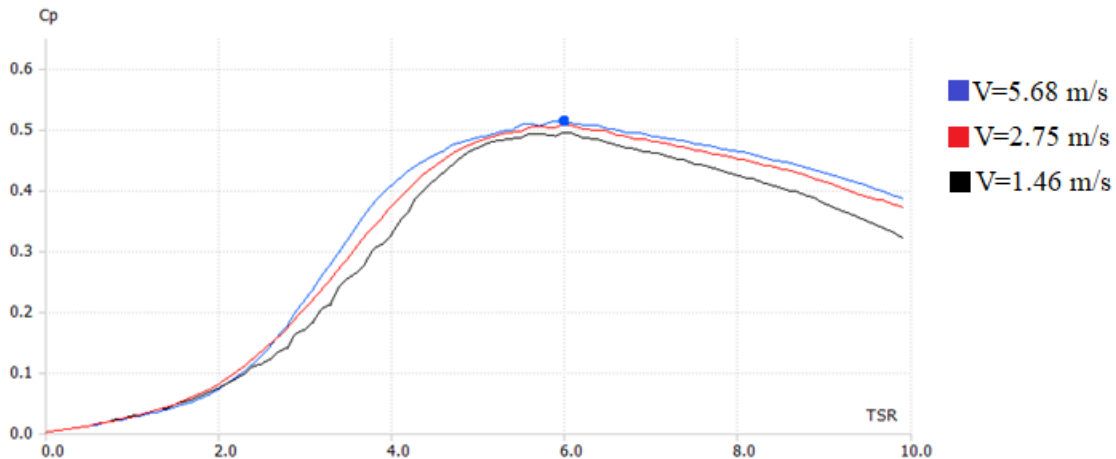
**Figura 6.6** Parámetros ingresados para el modelamiento del rotor  
Fuente: Software QBlade



**Figura 6.7** Rotor modelado en QBlade por secciones  
Fuente: Software QBlade

Con este modelo, se realizaron las simulaciones de los escenarios a los que estaría expuesto el rotor. En ellas se representa el comportamiento del coeficiente de potencia y la potencia generada, ambas en función de la velocidad específica TSR, además de la relación de la potencia con la velocidad de rotación.

La primera tabulación se realizó tomando los siguientes escenarios: Velocidad mínima de 1.46 m/s (curva negra); velocidad nominal de 2.75 m/s (curva roja) y velocidad máxima de 5.68 m/s (curva azul). Esta variación de velocidades viene acompañada de una variación en el Número de Reynolds, siendo de 200 000, 500 000 y 1 200 000, respectivamente.

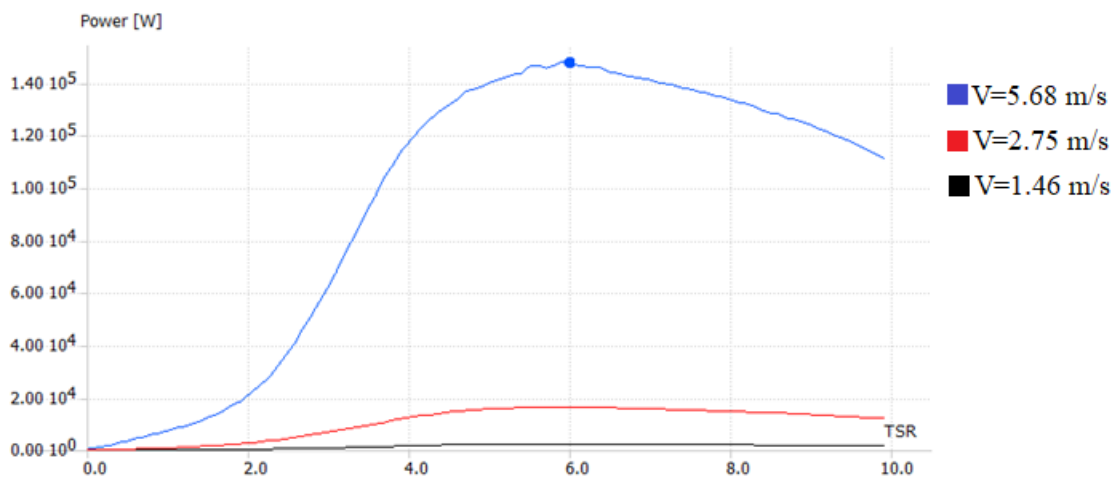


**Figura 6.8** Coeficiente de potencia vs TSR – Primera tabulación  
Fuente: Software QBlade

Como se observa en la **Figura 6.8**, para el caso del coeficiente de potencia, este aumentó en función al Número de Reynolds, obteniéndose un valor de 0.508 para condiciones nominales. Sin embargo, este coeficiente puede alcanzar el valor de 0.514 en caso se presente la velocidad máxima. Esto se genera debido al comportamiento del perfil NACA de los álabes según el régimen en el que se encuentran, provocando una transición más abrupta en el paso del fluido. A su vez, esto representa una mayor caída de presión en

los sectores posteriores al rotor y, por consiguiente, un mayor aprovechamiento del potencial hidrocinético del río.

En lo que respecta a la potencia generada, se observa el comportamiento establecido en la **Sección 4.1.2**, donde se evidencia la importancia de la velocidad del río para una mayor generación de energía. La **Figura 6.9** muestra que, al presentarse una velocidad de 1.46 m/s, la potencia generada logra alcanzar un valor bajo de 2.4 kW. Sin embargo, según aumenta la velocidad, la potencia se incrementa significativamente, llegando a generarse una potencia (teórica) de 148 kW para una velocidad máxima. Sin embargo, es importante establecer que la potencia nominal de esta turbina se dará en función a la velocidad nominal (2.75 m/s) y estará restringida, ya que, al aumentar la velocidad de giro, se compromete la seguridad del equipo.

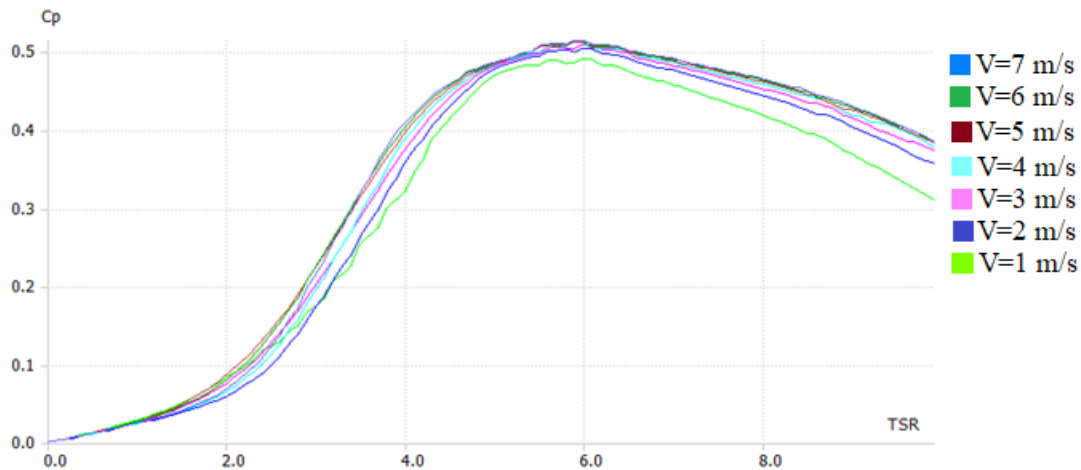


**Figura 6.9** Potencia vs velocidad específica – Primera tabulación  
Fuente: Software QBlade

La segunda tabulación se realiza variando la velocidad del fluido en un rango de 1 a 7 m/s, en un intervalo de 1 m/s. Al igual que la primera tabulación, el Número de Reynolds variará para cada velocidad.

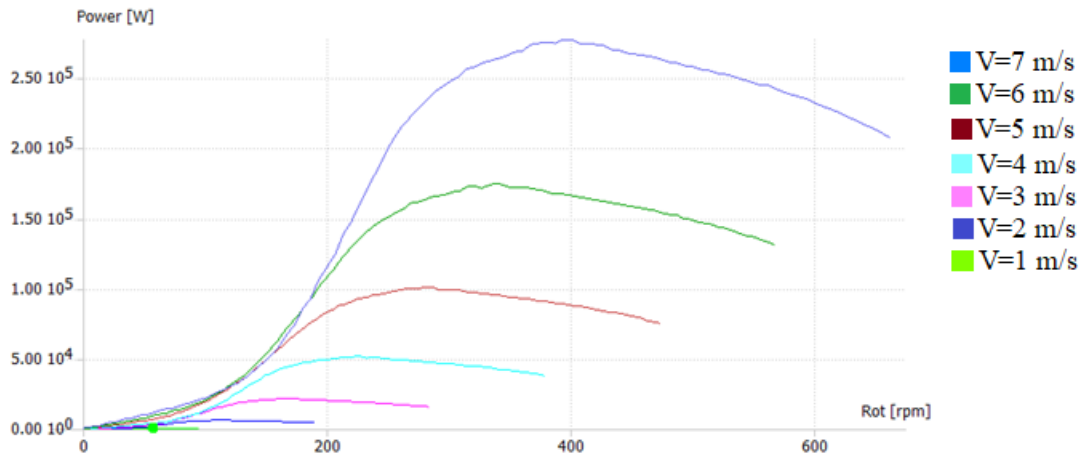
En la **Figura 6.10** se observa que la variación del coeficiente de potencia se produce de la misma manera que en la **Figura 6.8**, pero en esta figura se hace evidente que, a menor velocidad del río, el coeficiente caerá más drásticamente. Asimismo, se puede apreciar que

la reducción del coeficiente de potencia una vez superado la velocidad específica de diseño (TSR=6), será de progresión suave, como es el caso de las velocidades de 5, 6 y 7 m/s, a diferencia de una transición más abrupta producida a 1 m/s.



**Figura 6.10** Potencia vs velocidad específica – Segunda tabulación  
Fuente: Software QBlade

De igual manera, el impacto de la velocidad del fluido en la rotación del rotor es caracterizado en la **Figura 6.11**, el cual influenciará directamente en la generación de potencia. Para este caso, se puede observar que la potencia generada tiene un incremento exponencial, lo cual es demostrado en la **Figura 6.9**. Sin embargo, a diferencia de la **Figura 6.10**, la potencia caerá de manera más abrupta mientras mayor sea la velocidad del río y la velocidad de rotación del rotor. El punto en el que comienza el declive siempre será una vez la velocidad específica haya superado la establecida para el diseño.



**Figura 6.11** Potencia vs velocidad de rotación – Segunda tabulación  
Fuente: Software QBlade

A partir de las simulaciones realizadas a través del software QBlade, se obtuvieron los siguientes cuadros de resumen:

| <b>Característica</b>     | <b>1</b> | <b>2</b> | <b>3</b>  |
|---------------------------|----------|----------|-----------|
| <b>Velocidad (m/s)</b>    | 1.46     | 2.75     | 5.68      |
| <b>Número de Reynolds</b> | 200 000  | 500 000  | 1 200 000 |
| <b>Cp máx.</b>            | 0.484    | 0.507    | 0.513     |
| <b>Potencia (kW)</b>      | 2.41     | 16.50    | 147.95    |

**Tabla 6.6** Resumen de resultados – Primera tabulación  
Fuente: Elaboración propia

| <b>Velocidad (m/s)</b>    | <b>1</b> | <b>2</b> | <b>3</b> | <b>4</b> | <b>5</b> | <b>6</b>  | <b>7</b>  |
|---------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|-----------|-----------|
| <b>Número de Reynolds</b> | 173 581  | 347 162  | 520 743  | 684 324  | 867 905  | 1 041 486 | 1 2150 67 |
| <b>Cp máx.</b>            | 0.478    | 0.494    | 0.508    | 0.511    | 0.513    | 0.512     | 0.514     |
| <b>Potencia (kW)</b>      | 0.75     | 6.16     | 21.35    | 51.07    | 100.73   | 173.72    | 276.93    |

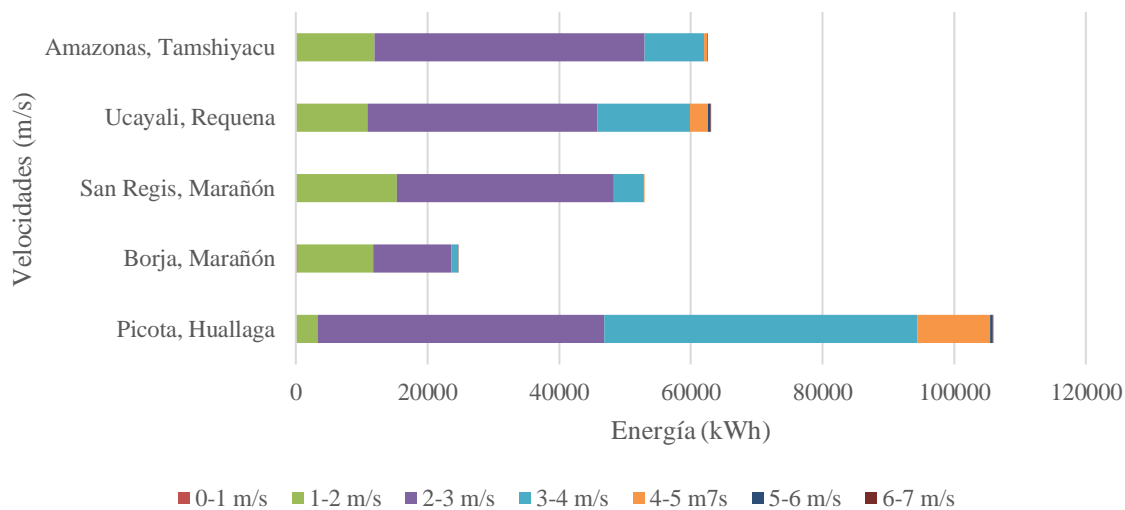
**Tabla 6.7** Resumen de resultados – Segunda tabulación  
Fuente: Elaboración propia

Para determinar la potencia nominal del rotor, se debe considerar que este se encontrará acoplado a un sistema de transmisión de potencia, el cual consiste en numerosos

elementos mecánicos y eléctricos, para lo cual se considera una eficiencia de 90%. De esta manera, se obtiene que el valor de la potencia de la turbina será de 15 kW.

#### 6.4 Producción de energía generada

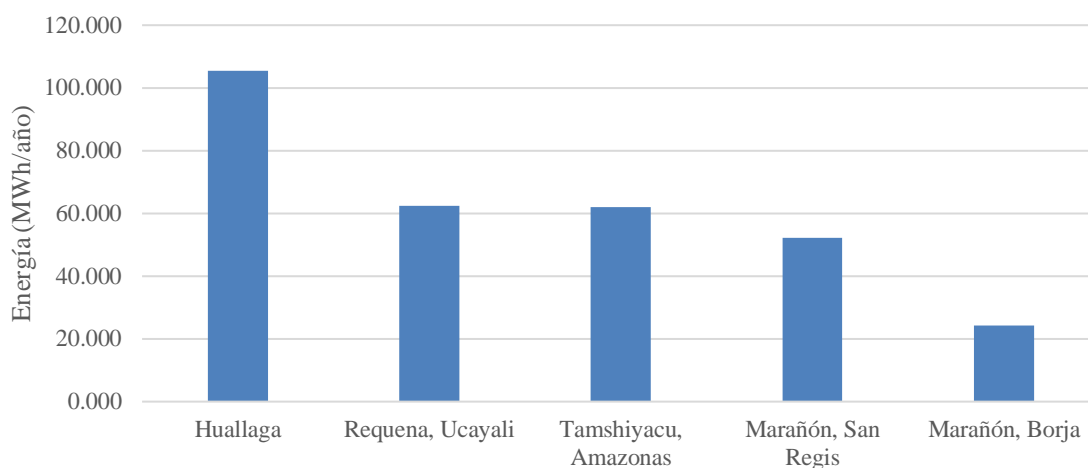
Cada río analizado en la **Sección 6.1** presenta un comportamiento hidrológico distinto, por lo que el coeficiente de potencia del rotor variará en función a la velocidad como se demuestra en las **Figuras Figura 6.8 y Figura 6.10**. Conociendo esta variación, se identificó, la frecuencia que presentará la velocidad de cada Río, tomando como referencia las velocidades de 1 a 7 m/s, con intervalos de 1 m/s. Esta distribución permitirá establecer la generación eléctrica que puede proporcionar cada río a lo largo del año, la cual muestra el siguiente comportamiento (**Figura 6.13**) y evidencia que el río Huallaga presenta velocidades mayores por periodos más largos con respecto a los demás ríos. Se considera, además, que la potencia generada no sobrepasa los 15 kW, al haberse establecido 2.75 m/s como velocidad nominal.



**Figura 6.12** Generación de energía por río en función a la velocidad

Fuente: Elaboración Propia

Finalmente, a lo largo del año, la producción eléctrica que puede ofrecer la turbina en función a la velocidad de los ríos se encuentra en el orden de los 24 a 105 MWh/año, esto sin considerar los rendimientos mecánicos y de transmisión de energía (**Figura 6.13**).



**Figura 6.13** Generación de energía por río en función a la velocidad  
Fuente: Elaboración Propia

Como se puede observar, la mayor producción en el río Huallaga se produce con velocidades de 2-4 m/s, la cual representa el 86% de la energía generada en el año, alcanzando los 105.88 MWh/año, lo cual representa un factor de planta de 81% (**Tabla 6.8**), conociéndose que la máxima generación de energía será de 131.4 MWh/año, tomando como referencia la potencia nominal de 15 kW a una velocidad de 2.75 m/s.

|   | <b>Picota,<br/>Huallaga</b> | <b>Borja,<br/>Marañón</b> | <b>San Regis,<br/>Marañón</b> | <b>Ucayali,<br/>Requena</b> | <b>Amazonas,<br/>Tamshiyacu</b> |
|---|-----------------------------|---------------------------|-------------------------------|-----------------------------|---------------------------------|
| <b>Energía<br/>producida al año<br/>(MWh/año)</b> | 105.88                      | 24.58                     | 52.85                         | 62.97                       | 62.50                           |
| <b>Factor de planta</b>                           | 81%                         | 19%                       | 40%                           | 48%                         | 48%                             |

**Tabla 6.8** Producción de energía anual por río  
Fuente: Elaboración propia

Según lo establecido por el Reglamento Nacional de Edificaciones, se considera una capacidad disponible por habitante de 800 W [87]. Considerando que el Centro Poblado Nuevo Control tiene una población aproximada de 252 personas sin acceso a electricidad, se

obtiene que se requieren 14 turbinas para energizar dichas viviendas. Asimismo, se puede afirmar que cada turbina beneficiará aproximadamente a 18 personas.



## CONCLUSIONES

1. El río Huallaga presenta el mayor potencial hidrocínético de los cuatro ríos estudiados, mostrando una densidad de potencia de  $11.9 \text{ kW/m}^2$ . Asimismo, se determinó que la velocidad del río con mayor probabilidad de presentarse es de  $2.75 \text{ m/s}$  y que su velocidad mínima es mayor a  $1 \text{ m/s}$ , permitiendo que los niveles de generación de energía tengan un potencial considerable.
2. Se diseñó una turbina hidrocínética tripala de  $15 \text{ kW}$  para ser implementada en ríos amazónicos haciendo uso del modelo BEM, teniendo un radio de  $1 \text{ m}$ , un valor de velocidad específica de  $6$  y un coeficiente de potencia de  $0.496$ . Dicha turbina es capaz de producir  $131.4 \text{ MWh/año}$  en condiciones nominales (velocidad del río de  $2.75 \text{ m/s}$ ).
3. La generación de potencia presenta una variación exponencial en función a la velocidad del río, la cual tiene como desventaja que, a una velocidad menor de  $1 \text{ m/s}$ , la generación sea casi nula. De igual manera, se concluye que el rango de velocidades recomendable que deben presentar los ríos para el óptimo funcionamiento de la turbina será de  $2$  a  $4 \text{ m/s}$ .
4. El perfil NACA 4412 seleccionado presenta las mejores condiciones de diseño hidrodinámico en cuanto a la relación entre los coeficientes de sustentación y arrastre. Este pre presenta el mayor valor entre los perfiles analizados (NACA 0015, NACA 0018, NACA 2415, NACA 4415 y NACA 63(3)-018), mostrando un valor de  $110.30$  ( $Re=500\,000$ ). Este valor se verá reflejado en la diferencia de presión que se produzca en los álabes, la cual, conforme aumente o disminuya la velocidad, tendrá un coeficiente de potencia alto o sumamente bajo, respectivamente.
5. La distribución de fuerzas a lo largo del álabe establecida por el modelo BEM se ve reflejado en el factor de inducción axial  $a$  y el coeficiente de arrastre, mostrando que el mayor aprovechamiento se produce donde se encuentra la mayor diferencia entre ambos factores, especialmente en las secciones r7 y r8 ( $C_p$  de  $0.081$  y  $0.085$ ).
6. Los cálculos numéricos coinciden con la simulación realizada en el software QBlade, obteniendo un error de  $2.29\%$  con respecto al coeficiente de potencia calculado a

condiciones nominales. La simulación en el software permite evidenciar la reducción del coeficiente de potencia una vez este supere la velocidad específica de diseño ( $TSR=6$ ). Dicha reducción tendrá una caída acelerada mientras menor sea la velocidad del río.

7. La turbina presenta un factor de planta de 81% en el río Huallaga, produciendo 105.88 MWh/año, considerando que 3 936 horas al año la velocidad del río superó los 2.75 m/s y se estableció una producción constante a condiciones nominales, lo cual representa el 45% del tiempo total de operación. Esto permitirá beneficiar a 5 viviendas, brindando una capacidad disponible aproximada de 3 kW por vivienda, lo que beneficiará entre 15 y 20 personas. De esta manera, cada turbina instalada cubrirá el 7.35% de la cobertura eléctrica necesaria en la comunidad, requiriendo la instalación de 14 turbinas para el suministro total del Centro Poblado Nuevo Control.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Instituto Nacional de Estadística e Informática INEI, “Encuesta Nacional de Hogares,” 2017. [En línea]. Disponible en: <http://ods.inei.gob.pe/ods/objetivos-de-desarrollo-sostenible/energia-asequible-y-no-contaminante>.
- [2] Servicio Nacional de Áreas Naturales Protegidas por el Estado, “SERNANP,” 2019. [En línea]. Disponible en: <https://www.sernanp.gob.pe/>. [Accedido: 28-May-2019].
- [3] Organismo Superior de la Inversión en Energía y Minería OSINERGMIN, “La industria de la electricidad en el Perú: 25 años de aportes al crecimiento económico del país,” Lima, Perú, 2016.
- [4] COES, “Informe de la Operación Anual del SEIN 2018,” Lima, Perú, 2019.
- [5] W. V. Manyari and O. A. de Carvalho, “Environmental considerations in energy planning for the Amazon region: Downstream effects of dams,” *Energy Policy*, vol. 35, no. 12, pp. 6526–6534, 2007.
- [6] P. M. Fearnside, “Environmental and Social Impacts of Hydroelectric Dams in Brazilian Amazonia: Implications for the Aluminum Industry,” *World Dev.*, vol. 77, pp. 48–65, 2016.
- [7] J. G. Tundisi, J. Goldemberg, T. Matsumura-Tundisi, and A. C. F. Saraiva, “How many more dams in the Amazon,” *Energy Policy*, vol. 74, no. C, pp. 703–708, 2014.
- [8] Ministerio de Energía y Minas, “Plan Nacional de Electrificación Rural. Período 2016-2025,” Lima, Perú, 2015.
- [9] NASA, “NASA Prediction of Worldwide Energy Resource - POWER,” 2019. [En línea]. Disponible en: <https://power.larc.nasa.gov/data-access-viewer/>. [Accedido: 28-Mar-2019].
- [10] Ministerio de Energía y Minas, “Atlas Eólico del Perú,” Lima, Perú, 2008.
- [11] Environmental Justice, “Represa Inambari, Peru,” 2019. [En línea]. Disponible en: <https://ejatlas.org/conflict/represa-inambari>. [Accedido: 04-Apr-2019].

- [12] T. Kinsey *et al.*, “Prototype testing of a hydrokinetic turbine based on oscillating hydrofoils,” *Renew. Energy*, vol. 36, no. 6, pp. 1710–1718, 2011.
- [13] Programa de las Naciones Unidas para el Desarrollo PNUD, “Objetivos de Desarrollo Sostenible.” [En línea]. Disponible en: <http://www.undp.org/content/undp/es/home/sustainable-development-goals.html>. [Accedido: 02-Oct-2018].
- [14] Naciones Unidas UN, “7. Energía asequible y no contaminante.” [En línea]. Disponible en: <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/energy/>. [Accedido: 11-Sep-2018].
- [15] Programa de las Naciones Unidas para el Desarrollo PNUD, “Objetivo 7: Energía asequible y No contaminante.” [En línea]. Disponible en: <http://www.undp.org/content/undp/es/home/sustainable-development-goals/goal-7-affordable-and-clean-energy.html>.
- [16] M. J. Khan, M. T. Iqbal, and J. E. Quaioco, “River current energy conversion systems: Progress, prospects and challenges,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 12, no. 8, pp. 2177–2193, 2008.
- [17] G. Notton *et al.*, “Intermittent and stochastic character of renewable energy sources: Consequences, cost of intermittence and benefit of forecasting,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 87, no. February, pp. 96–105, 2018.
- [18] M. B. Ferreira-Aulu, “Is there a future after the Belo Monte Dam?,” University of Turku, 2017.
- [19] UK Foreign and Commonwealth Office, “Promoting aquatic renewable energy to increase energy diversity in Perú,” Lima, Perú, 2017.
- [20] World Water Assessment Programme, *The United Nations World Water Development Report 3: Water in a Changing World*. París y Londres: UNESCO y Earthscan, 2009.
- [21] P. Jacobson, “Assessment and Mapping of the Riverine Hydrokinetic Resource in the Continental United States,” Palo Alto, CA, 2012.

- [22] Autoridad Nacional del Agua - ANA, “Mapa de Regiones Hidrográficas del Perú - ILAC 2008,” 2009. [En línea]. Disponible en: <https://sinia.minam.gob.pe/mapas/mapa-regiones-hidrograficas-peru-ilac-2008>. [Accedido: 22-Apr-2019].
- [23] J. W. Tester, E. M. Drake, M. J. Driscoll, M. W. Golay, and W. A. Peters, *Sustainable Energy: Choosing Among Options*, Second. Cambridge, MA, USA: MIT, 2012.
- [24] Y. Nishi, G. Sato, D. Shiohara, T. Inagaki, and N. Kikuchi, “Performance characteristics of axial flow hydraulic turbine with a collection device in free surface flow field,” *Renew. Energy*, vol. 112, pp. 53–62, 2017.
- [25] P. Gevorkian, *Alternative Energy Systems in Building Design*. McGraw-Hill, 2010.
- [26] S. L. Dixon and C. A. Hall, “Hydraulic Turbines,” in *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, Sixth., Elsevier Inc., 2010, pp. 303–355.
- [27] UNIDO/REEEP, “Module 7: Renewable Energy Technologies,” in *Sustainable energy regulation and policymaking for Africa*, .
- [28] N. D. Laws and B. P. Epps, “Hydrokinetic energy conversion: Technology, research, and outlook,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 57, pp. 1245–1259, 2016.
- [29] H. J. Vermaak, K. Kusakana, and S. P. Koko, “Status of micro-hydrokinetic river technology in rural applications: A review of literature,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 29, pp. 625–633, 2014.
- [30] SMART HYDRO POWER, “SMART HYDRO POWER,” 2019. [En línea]. Disponible en: <https://www.smart-hydro.de/>. [Accedido: 01-Dec-2018].
- [31] “OpenHydro.” [En línea]. Disponible en: <http://www.openhydro.com/>. [Accedido: 15-Oct-2018].
- [32] A. Kumar and R. P. Saini, “Performance parameters of Savonius type hydrokinetic turbine - A Review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 64, pp. 289–310, 2016.
- [33] D. Kumar and S. Sarkar, “A review on the technology, performance, design optimization, reliability, techno-economics and environmental impacts of

- hydrokinetic energy conversion systems,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 58, pp. 796–813, 2016.
- [34] S. P. Koko, K. Kusakana, and H. J. Vermaak, “Micro-hydrokinetic river system modelling and analysis as compared to wind system for remote rural electrification,” *Electr. Power Syst. Res.*, vol. 126, pp. 38–44, 2015.
- [35] M. J. Khan, G. Bhuyan, M. T. Iqbal, and J. E. Quaicoe, “Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review,” *Appl. Energy*, vol. 86, no. 10, pp. 1823–1835, 2009.
- [36] M. S. Güney and K. Kaygusuz, “Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 9, pp. 2996–3004, 2010.
- [37] A. H. Muñoz, L. E. Chiang, and E. A. De la Jara, “A design tool and fabrication guidelines for small low cost horizontal axis hydrokinetic turbines,” *Energy Sustain. Dev.*, vol. 22, no. 1, pp. 21–33, 2014.
- [38] M. Shahsavarifard, E. L. Bibeau, and V. Chatoorgoon, “Effect of shroud on the performance of horizontal axis hydrokinetic turbines,” *Ocean Eng.*, vol. 96, pp. 215–225, 2015.
- [39] R. H. Van Els and A. C. P. B. Junior, “The Brazilian Experience with Hydrokinetic Turbines,” *Energy Procedia*, vol. 75, pp. 259–264, 2015.
- [40] Smart Hydro Power, “SMART Monofloat: Proyecto de Conexión a Red en Rosenheim, Alemania.” [En línea]. Disponible en: <https://www.smart-hydro.de/es/proyectos-energias-renovables/proyecto-de-conexion-a-red/#project>. [Accedido: 11-Apr-2019].
- [41] Smart Hydro Power, “Desarrollo de Productos SMART en Kraemer’sche Kunstmuehle en Múnich, Alemania,” 2011. [En línea]. Disponible en: <https://www.smart-hydro.de/es/proyectos-energias-renovables/turbinas-hidrocineticas-detras-de-las-hidroelectricas/#project>. [Accedido: 11-May-2019].

- [42] C. Daskiran, J. Riglin, W. Schleicher, and A. Oztekin, “Transient analysis of micro-hydrokinetic turbines for river applications,” *Ocean Eng.*, vol. 129, no. February 2016, pp. 291–300, 2017.
- [43] M. Anyi and B. Kirke, “Hydrokinetic turbine blades: Design and local construction techniques for remote communities,” *Energy Sustain. Dev.*, vol. 15, no. 3, pp. 223–230, 2011.
- [44] W. Tian, Z. Mao, and H. Ding, “Design, test and numerical simulation of a low-speed horizontal axis hydrokinetic turbine,” *Int. J. Nav. Archit. Ocean Eng.*, 2018.
- [45] F. A. Moreno Vásquez, T. F. De Oliveira, and A. C. P. Brasil Junior, “On the electromechanical behavior of hydrokinetic turbines,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 115, pp. 60–70, 2016.
- [46] T. Yavuz and E. Koç, “Performance analysis of double blade airfoil for hydrokinetic turbine applications,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 63, pp. 95–100, 2012.
- [47] A. Kumar and R. P. Saini, “Performance analysis of a single stage modified Savonius hydrokinetic turbine having twisted blades,” *Renew. Energy*, vol. 113, pp. 461–478, 2017.
- [48] V. Patel, T. I. Eldho, and S. V. Prabhu, “Velocity and performance correction methodology for hydrokinetic turbines experimented with different geometry of the channel,” Elsevier B.V., 131, 2018.
- [49] V. Peña-García, “Diseño de una turbina hidro-cinética para aprovechamiento energético de ríos no caudalosos,” Universidad de Piura, 2013.
- [50] P. Mendoza, “Diseño de Generador Hidroeléctrico Portable para Zonas Rurales,” Pontificia Universidad Católica del Perú, 2017.
- [51] A. F. Yachou, “Diseño y Cálculo de Turbina Hidrocinética para Ríos,” 2015.
- [52] Y. Guerra, “Diseño Mecánico de una Turbina Hidrocinética para Generación de Electricidad en Ríos Amazónicos,” Universidad de Ingeniería y Tecnología, 2017.
- [53] L. Iturraran, “Diseño y Construcción del Difusor de una Turbina Hidrocinética,”

Universidad Nacional Hermilio Valdizán, 2015.

- [54] B. K. Kirke, “Tests on ducted and bare helical and straight blade Darrieus hydrokinetic turbines,” *Renew. Energy*, vol. 36, no. 11, pp. 3013–3022, 2011.
- [55] European Marine Energy Centre Ltd., “EMEC.” [En línea]. Disponible en: <http://www.emec.org.uk/>. [Accedido: 21-Nov-2018].
- [56] P. Taylor, “SEAGEN TIDAL POWER INSTALLATION,” 20006. [En línea]. Disponible en: <http://www.alternative-energy-news.info/seagen-tidal-power-installation/>. [Accedido: 21-Nov-2018].
- [57] M. I. Yuce and A. Muratoglu, “Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 43, pp. 72–82, 2015.
- [58] A. K. Kundu, *Aircraft Design*, First. Cambridge University Press, 2010.
- [59] M. Hansen, *Aerodynamics of Wind Turbines*, Second. Earthscan, 2008.
- [60] A. Muis, P. Sutikno, A. Soewono, and F. Hartono, “Design optimization of axial hydraulic turbine for very low head application,” *Energy Procedia*, vol. 68, pp. 263–273, 2015.
- [61] M. Jureczko, M. Pawlak, and A. Męzyk, “Optimisation of wind turbine blades,” *J. Mater. Process. Technol.*, vol. 167, no. 2–3, pp. 463–471, 2005.
- [62] M. Suau, “Diseño y Construcción De Una Mini-Turbina Eólica,” Universidad Politécnica de Madrid, 2014.
- [63] J. F. Manwell, J. G. McGowan, and A. L. Rogers, *Wind energy explained: theory, design, and application*, Second. Wiltshire, UK: Wiley, 2009.
- [64] P. J. Schubel and R. J. Crossley, “Wind turbine blade design,” *Energies*, vol. 5, no. 9, pp. 3425–3449, 2012.
- [65] National Aeronautics and Space Administration, “NACA Airfoils,” 2017. [En línea]. Disponible en: <https://www.nasa.gov/image-feature/langley/100/naca-airfoils>. [Accedido: 16-Nov-2018].

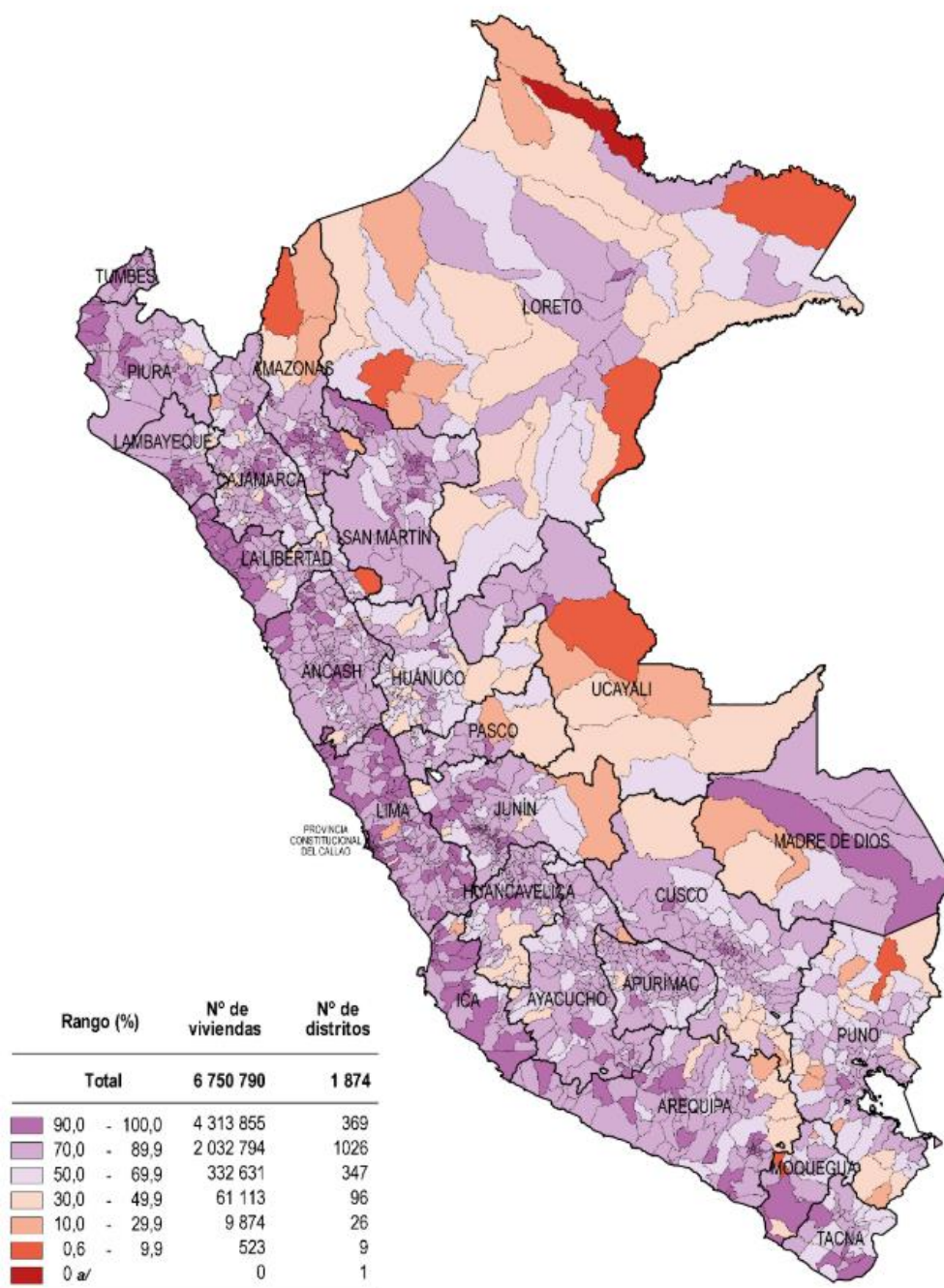


- [66] P. K. Talukdar, V. Kulkarni, and U. K. Saha, “Field-testing of model helical-bladed hydrokinetic turbines for small-scale power generation,” *Renew. Energy*, vol. 127, pp. 158–167, 2018.
- [67] A. H. Birjandi, J. Woods, and E. L. Bibeau, “Investigation of macro-turbulent flow structures interaction with a vertical hydrokinetic river turbine,” *Renew. Energy*, vol. 48, pp. 183–192, 2012.
- [68] P. Pyakurel, J. H. VanZwieten, C. Sultan, M. Dhanak, and N. I. Xiros, “Numerical simulation and dynamical response of a moored hydrokinetic turbine operating in the wake of an upstream turbine for control design,” *Renew. Energy*, vol. 114, pp. 1134–1145, 2017.
- [69] R. Kumar and P. Baredar, “Solidity Study and its Effects on the Performance of A Small Scale Horizontal Axis Wind Turbine,” *Impending Power Demand Innov. Energy Paths*, pp. 290–297, 2014.
- [70] M. M. Duquette and K. D. Visser, “Numerical Implications of Solidity and Blade Number on Rotor Performance of Horizontal-Axis Wind Turbines,” *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 125, no. 4, p. 425, 2003.
- [71] A. Cuerva, “Aerodinámica de aerogeneradores de eje horizontal.” Albacete, España, 2006.
- [72] B. L. Polagye, “Hydrodynamic effects of kinetic power extraction by in-stream tidal turbines,” University of Washington, 2009.
- [73] J. Arrau Soza, “Diseño del Generador de una Turbina Hidrocinética de Pequeña Escala,” Pontificia Universidad Católica de Chile, 2016.
- [74] S. Gundtoft, “Wind Turbines,” Aarhus, Dinamarca, 2009.
- [75] Ö. Ceyhan, “Aerodynamic Design and Optimization of Horizontal Axis Wind Turbines by Using BEM Theory and Genetic Algorithm,” Middle East Technical University, 2008.
- [76] C. R. Vogel, R. H. J. Willden, and G. T. Houlsby, “Blade element momentum theory

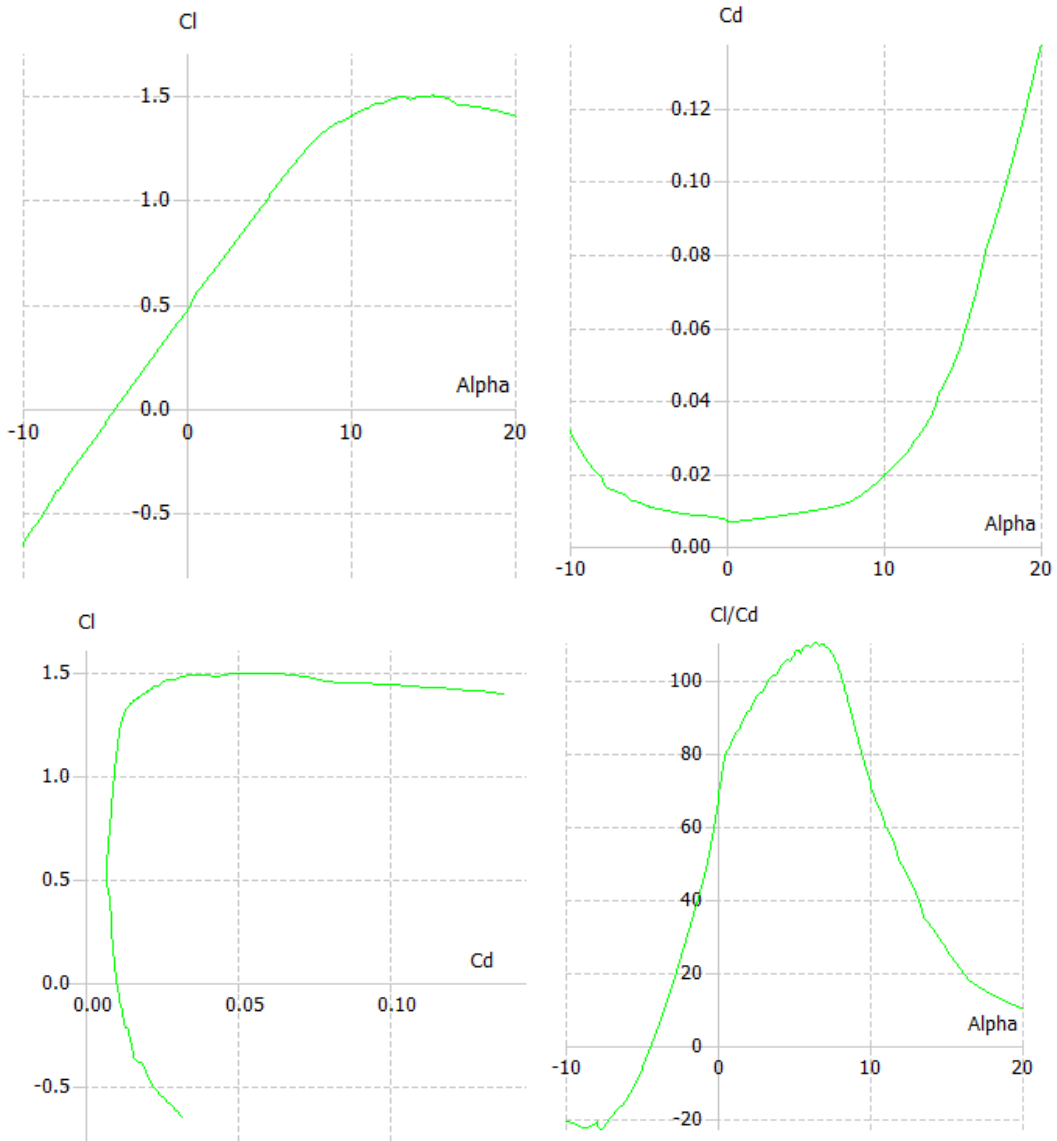
- for a tidal turbine,” *Ocean Eng.*, vol. 169, pp. 215–226, 2018.
- [77] Technische Universität Berlin, “Qblade,” 2017. [En línea]. Disponible en: <http://fd.tu-berlin.de/en/research/projects/wind-energy/qblade/>. [Accedido: 07-Nov-2018].
- [78] F. Mahmuddin, “Rotor Blade Performance Analysis with Blade Element Momentum Theory,” *Energy Procedia*, vol. 105, pp. 1123–1129, 2017.
- [79] SENAMHI, “Boletín extraordinario de la evaluación hidrológica y pluviométrico en la cuenca amazónica peruana,” Lima, Perú, 2013.
- [80] SENAMHI, “Comportamiento hidrológico de la cuenca amazónica peruana,” 2017.
- [81] SENAMHI, “Evaluación hidrológica de las cuencas amazónicas peruanas,” Lima, Perú, 2011.
- [82] SENAMHI, “Datos Hidrometeorológicos a nivel nacional,” 2019. [En línea]. Disponible en: <https://www.senamhi.gob.pe/?&p=estaciones>. [Accedido: 24-Jan-2019].
- [83] Presidencia del Consejo de Ministros, “Plataforma Digital Georreferenciada Sayhuite.” [En línea]. Disponible en: <http://www.sayhuite.gob.pe/sayhuite/map.phtml>. [Accedido: 08-Jun-2019].
- [84] E. Hau, *Wind Turbines: Fundamentals, Technologies, Applications, Economics*, Second. Berlin, Germany: Springer, 2006.
- [85] D. Marten and J. Wendler, *QBlade Guidelines - v0.6*. 2013.
- [86] Instituto Nacional de Estadística e Informática INEI, “Resultados Definitivos de los Censos Nacionales 2017 - San Martín,” Lima, Perú, 2018.
- [87] Ministerio de Vivienda Construcción y Saneamiento, “Plan de Desarrollo Urbano de la Ciudad de Picota 2018-2027,” San Martín, Perú, 2017.
- [88] Ministerio de Vivienda Construcción y Saneamiento, “Plan de Desarrollo Urbano Picota 2006-2015,” San Martín, Perú, 2006.

## **ANEXOS**

## Anexo 1: Mapa de viviendas con cobertura de alumbrado eléctrico – 2017

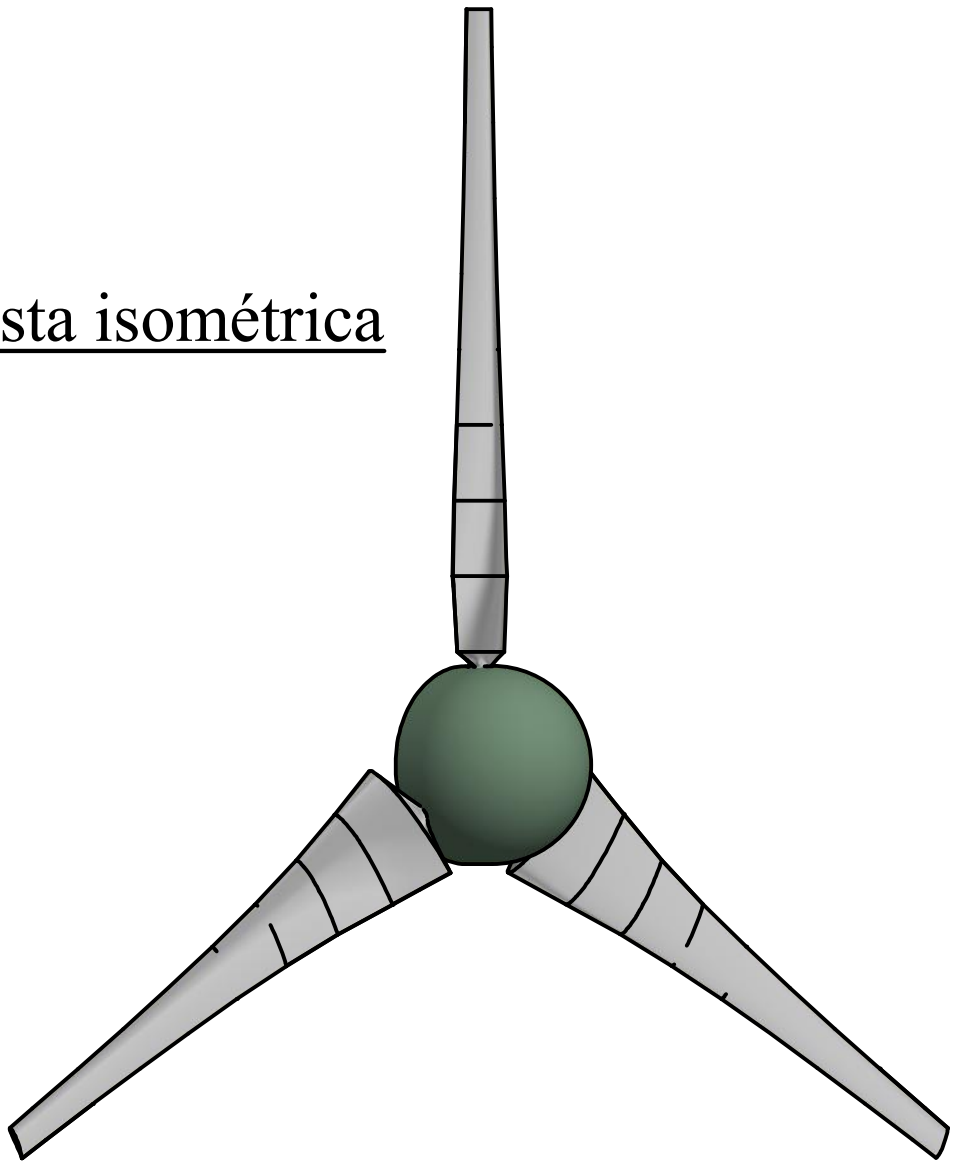


## Anexo 2: Polares del perfil NACA 4412 - $Re=500\ 000$

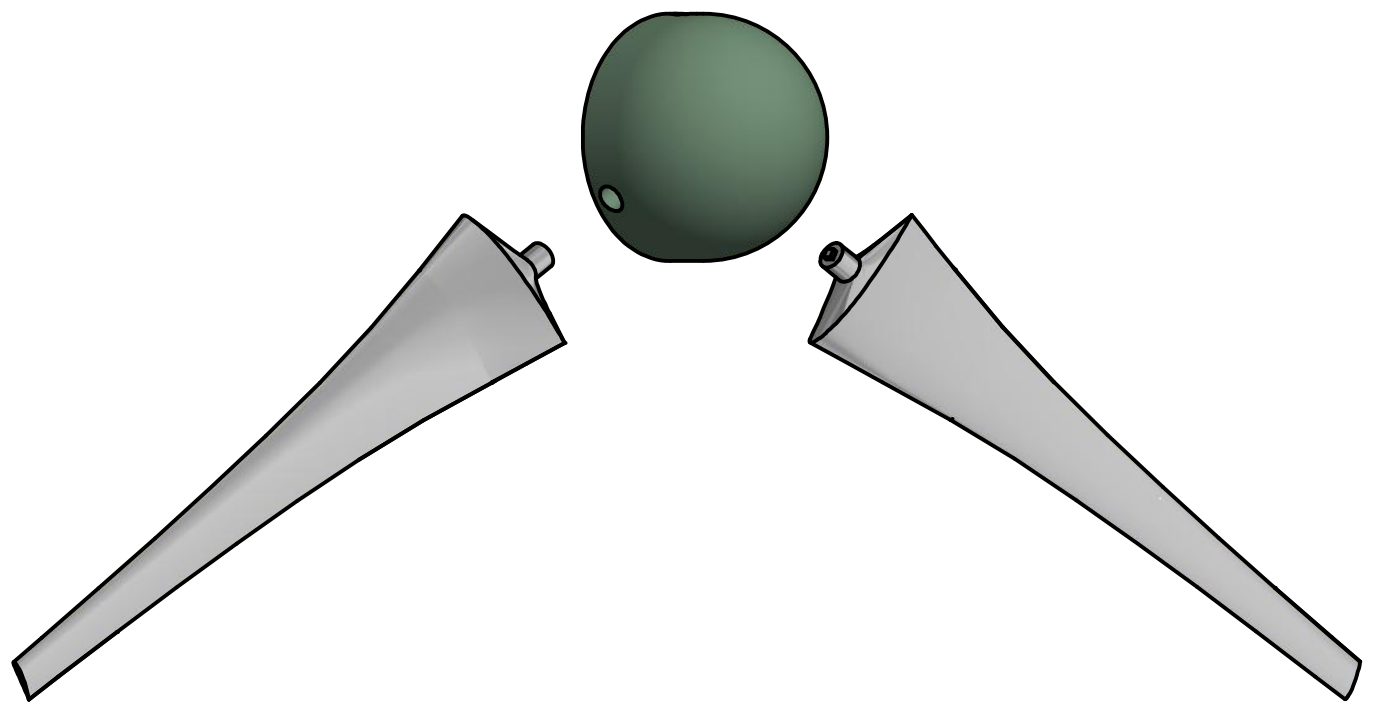


### **Anexo 3: Planos de rotor**

Vista isométrica



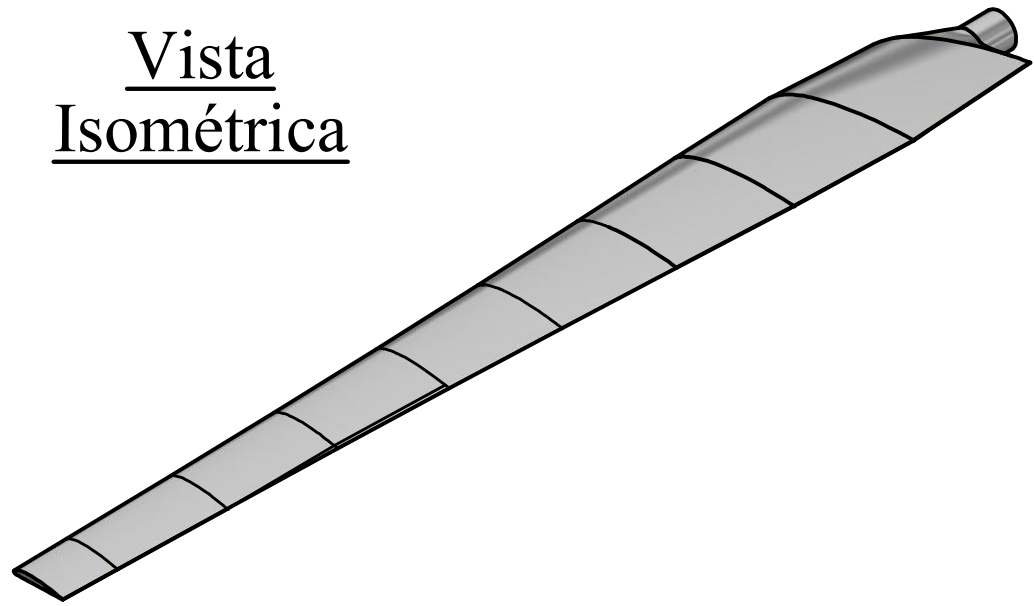
Vista de explosión del rotor



| Lista de Partes |          |        |                  |
|-----------------|----------|--------|------------------|
| Item            | Cantidad | Partes | Descripción      |
| 1               | 3        | Alabe  | Perfil NACA 4412 |
| 2               | 1        | Cubo   | Rotor tripala    |

|                           |  |   |              |          |
|---------------------------|--|---|--------------|----------|
| DRAWN<br>Manuel Egúsquiza |  | Universidad de Ingeniería y Tecnología - UTEC |              |          |
| CHECKED                   |  | TITLE   |              |          |
| QA                        |  | Ensamble del rotor                            |              |          |
| MFG                       |  |   |              |          |
| APPROVED                  |  |   |              |          |
|                           |  | SIZE<br>A3                                    | DWG NO<br>3  | REV<br>1 |
|                           |  | SCALE<br>1 / 8                                | SHEET 1 OF 1 |          |

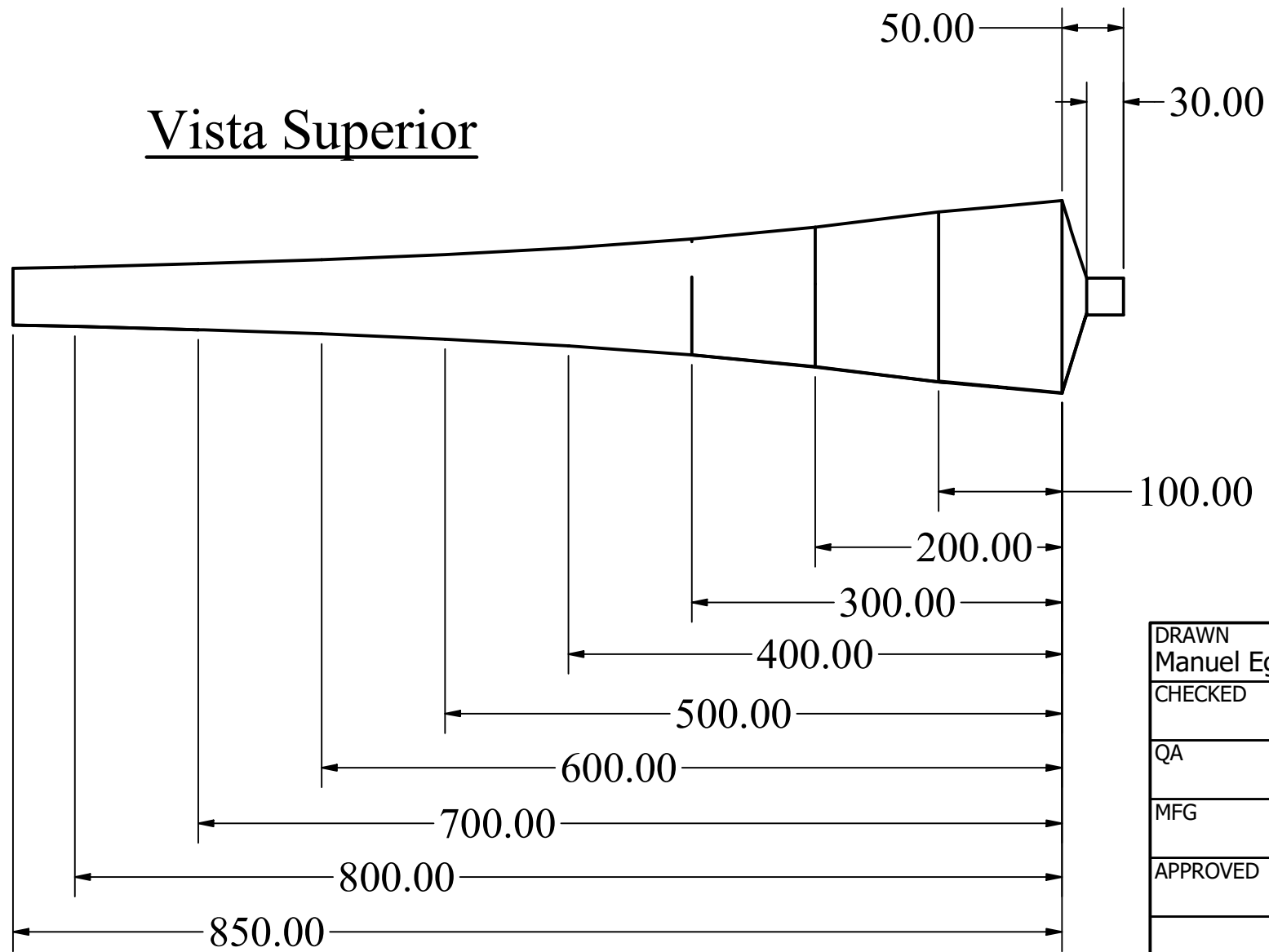
Vista Isométrica



Vista Lateral



Vista Superior



Notas generales:

- Unidad de medida: mm.
- Tolerancias generales: +/- 0.1

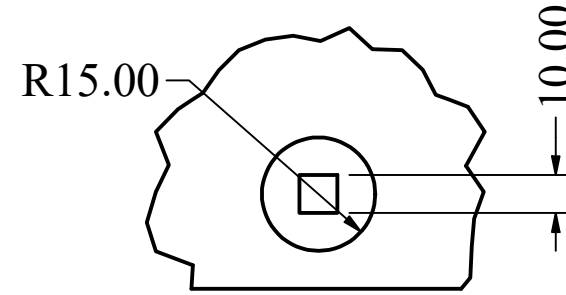
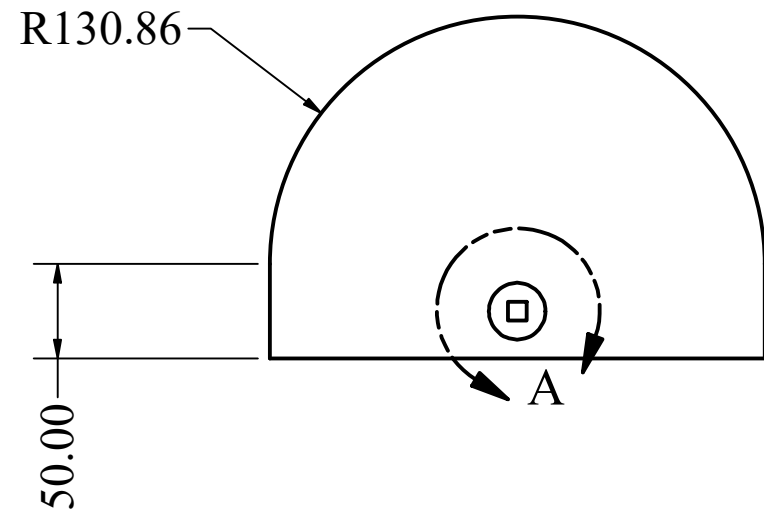
TABLA 1. CARACTERISTICAS DEL ALABE

| Radio (m) | Ángulo de incidencia (°) | Cuerda (m) | Angulo de torsión (°) |
|-----------|--------------------------|------------|-----------------------|
| 0.15      | 32.01                    | 0.173      | 25.70                 |
| 0.25      | 22.46                    | 0.144      | 16.15                 |
| 0.35      | 16.98                    | 0.116      | 10.67                 |
| 0.45      | 13.55                    | 0.095      | 7.24                  |
| 0.55      | 11.24                    | 0.080      | 4.93                  |
| 0.65      | 9.59                     | 0.069      | 3.28                  |
| 0.75      | 8.35                     | 0.060      | 2.04                  |
| 0.85      | 7.40                     | 0.054      | 1.09                  |
| 0.95      | 6.63                     | 0.048      | 0.33                  |

|                           |  |   |  |
|---------------------------|--|---|--|
| DRAWN<br>Manuel Egusquiza |  | Universidad de Ingeniería y Tecnología - UTEC |  |
| CHECKED                   |  | TITLE   |  |
| QA                        |  | Alabe NACA 4412                               |  |
| MFG                       |  | SIZE<br>A3                                    |  |
| APPROVED                  |  | DWG NO<br>1                                   |  |
|                           |  | REV<br>1                                      |  |
|                           |  | SCALE<br>1 / 5                                |  |
|                           |  | SHEET 1 OF 1                                  |  |

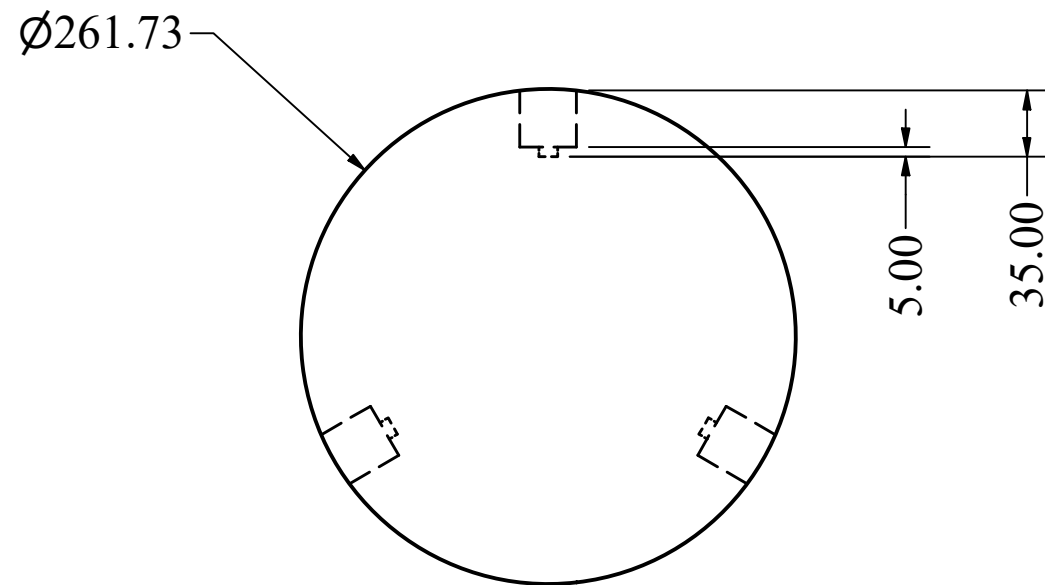


### Vista frontal

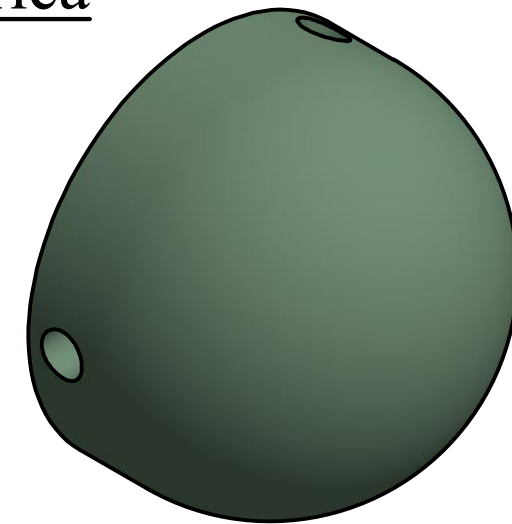


DETALLE A  
ESCALA 1 / 2

### Vista superior



### Vista Isométrica



Notas generales:  
 - Unidad de medida: mm.  
 - Tolerancias generales: +/- 0.1

|                           |  |   |  |
|---------------------------|--|---|--|
| DRAWN<br>Manuel Egusquiza |  | Universidad de Ingeniería y Tecnología - UTEC |  |
| CHECKED                   |  | TITLE   |  |
| QA                        |  | Cubo  |  |
| MFG                       |  | SCALE 1 / 4                                   |  |
| APPROVED                  |  | DWG NO 2                                      |  |
|                           |  | REV 1   |  |
|                           |  | SHEET 1 OF 1                                  |  |