

Escuela Superior Politécnica del Litoral

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

“Diseño y simulación fluido-estructura de turbina hidrocínética de flujo axial”

Proyecto Integrador

Previo la obtención del Título de:

Ingenieros en Mecánica

Presentado por:

Anthony Steven Barzola Navarrete

Bristol Enrique Carriel Villacís

Guayaquil - Ecuador

Año: 2023

Dedicatoria

El presente trabajo lo dedicamos a todos aquellos quienes tienen su visión en un futuro sostenible, aquellos quienes creen que la determinación y el esfuerzo son pisadas firmes para lograr cumplir las metas propuestas.

Agradecimientos

Agradezco al buen Dios por la fortaleza de cada día, a mis familiares, amigos y profesores por ser fuente de ánimo y conocimiento durante este proceso. A todas las personas que de alguna u otra manera se sumaron al desarrollo del presente trabajo.

Anthony Steven Barzola Navarrete

Quiero expresar mi profundo agradecimiento a mi familia, amigos y maestros por ser fundamentales en mi viaje hacia la culminación de mi trabajo de titulación. Agradezco a mi querido abuelo, Amador, quien siempre añoro verme cumplir esta etapa, a mis amigos por la camaradería y respaldo, y a mis maestros por guiarme y fomentar mi pasión.

Bristol Enrique Carriel Villacís

Nuestro especial agradecimiento a nuestros profesores, tutor y co-tutor de proyecto, MsC. Carlos Cuenca y PhD. Rubén Paredes quienes brindaron sus conocimientos para el desarrollo y culminación del trabajo.

(Ambos)

Declaración Expresa

Nosotros, Anthony Barzola y Bristol Carriel acordamos y reconocemos que:

La titularidad de los derechos patrimoniales de autor (derechos de autor) del proyecto de graduación corresponderá al autor o autores, sin perjuicio de lo cual la ESPOL recibe en este acto una licencia gratuita de plazo indefinido para el uso no comercial y comercial de la obra con facultad de sublicenciar, incluyendo la autorización para su divulgación, así como para la creación y uso de obras derivadas. En el caso de usos comerciales se respetará el porcentaje de participación en beneficios que corresponda a favor del autor o autores. La titularidad total y exclusiva sobre los derechos patrimoniales de patente de invención, modelo de utilidad, diseño industrial, secreto industrial, software o información no divulgada que corresponda o pueda corresponder respecto de cualquier investigación, desarrollo tecnológico o invención realizada por nosotros durante el desarrollo del proyecto de graduación, pertenecerán de forma total, exclusiva e indivisible a la ESPOL, sin perjuicio del porcentaje que nos corresponda de los beneficios económicos que la ESPOL reciba por la explotación de nuestra innovación, de ser el caso.

En los casos donde la Oficina de Transferencia de Resultados de Investigación (OTRI) de la ESPOL comunique a los autores que existe una innovación potencialmente patentable sobre los resultados del proyecto de graduación, no se realizará publicación o divulgación alguna, sin la autorización expresa y previa de la ESPOL.

Guayaquil, 9 de febrero del 2024.



Anthony Barzola



Bristol Carriel

Evaluadores

Francis Loayza Paredes, PhD

PROFESOR DE LA MATERIA

Carlos Cuenca Cabrera, MSc

PROFESOR TUTOR

Resumen

En el marco de la creciente conciencia ambiental y la búsqueda de soluciones energéticas sostenibles, este proyecto se erige como una respuesta crucial para aplicar mejoras tecnológicas y satisfacer la demanda de energía en comunidades remotas desconectadas de la red convencional. En particular, el diseño consistió en un modelo de turbina de 3 alabes, en donde se determinó la geometría a partir de la selección de un perfil NACA4412, el cual aprovechaba mayormente la sustentación debido a su forma asimétrica. Posteriormente, se establecieron los componentes del sistema, como los elementos de transmisión, acoples, caja multiplicadora y generador. Por consiguiente, utilizando el programa ANSYS se simuló el comportamiento del fluido al estar en contacto con la turbina en rotación y como la distribución de presión afecta la estructura de los alabes de la turbina.

Los resultados revelaron una desviación del 65% entre el factor de seguridad calculado teóricamente y los obtenidos mediante simulación numérica. Esto se presenta debido a la geometría compleja que presentan los álabes según el perfil seleccionado, provocando que exista un sesgo e imprecisión en los cálculos teóricos. Por tanto, Una evaluación más realista se la puede obtener mediante simulaciones numéricas en la que se considera la geometría compleja mediante el análisis de elementos finitos. Este análisis enfatiza la importancia de la simulación en el proceso de diseño, brindando resultados realistas y respaldando la viabilidad de soluciones energéticas renovables en entornos sumergidos, proporcionando así una valiosa contribución en el contexto actual de necesidades energéticas sostenibles.

Palabras Clave: Hidrocinética, BEMT, Fluido-estructura, Soluciones energéticas.

Abstract

In the context of growing environmental awareness and the pursuit of sustainable energy solutions, this project stands as a crucial response to implement technological improvements and meet the energy demand in remote communities disconnected from the conventional grid. It focused on the design and fluid-structure simulation of an axial flow hydrokinetic turbine, employing the BEMT methodology. Specifically, an antisymmetric NACA 4412 profile was chosen for blade design, optimizing lift generated by the moving fluid. In addition to estimating the generated power, system components such as transmission elements, couplings, and the generator were specified. The results revealed a 65% deviation between the theoretically calculated safety factor and those obtained through numerical simulation. This arises due to the complex geometry of the blades according to the selected profile, leading to bias and inaccuracies in theoretical calculations. Therefore, a more realistic assessment can be obtained through numerical simulations where the complex geometry is considered through finite element analysis. This analysis emphasizes the importance of simulation in the design process, providing realistic results and supporting the feasibility of renewable energy solutions in submerged environments, thus making a valuable contribution to the current context of sustainable energy needs.

Keywords: Hydrokinetic, BEMT, Fluid-structure, Energy solutions.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	I
ABSTRACT	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS	IV
SIMBOLOGÍA	IX
ÍNDICE DE FIGURAS	XI
ÍNDICE DE TABLAS	XIII
ÍNDICE DE PLANOS	XV
CAPÍTULO 1	1
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	1
1.2 JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	3
1.3 OBJETIVOS	4
1.3.1 <i>Objetivo general</i>	4
1.3.2 <i>Objetivos específicos</i>	4
1.4 MARCO TEÓRICO.....	4
1.4.1 <i>Matriz Energética del Ecuador</i>	4
1.4.2 <i>Potencial Hídrico en Ecuador</i>	5
1.4.3 <i>Sistema hidrocínético</i>	6
1.4.4 <i>Clasificación de turbinas hidrocínéticas</i>	7
1.4.4.1 <i>Turbinas de eje horizontal:</i>	7

1.4.4.2	Turbinas de eje vertical:	7
1.4.4.3	Turbinas de flujo cruzado:.....	8
1.4.5	<i>Perfil hidrodinámico</i>	8
1.4.6	<i>Capa Límite</i>	11
1.4.7	<i>Principio de Funcionamiento</i>	12
1.4.8	<i>Análisis fluido estructura en ANSYS</i>	14
CAPÍTULO 2.....		15
2.	METODOLOGÍA	15
2.1	PROCEDIMIENTO DE DISEÑO	15
2.2	REQUERIMIENTOS DEL DISEÑO	16
2.3	ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN	17
2.3.1	<i>Alternativa A</i>	18
TURBINA HIDROCINÉTICA DE EJE HORIZONTAL CON GENERADOR SUMERGIDO		18
2.3.2	<i>Alternativa B</i>	18
TURBINA HIDROCINÉTICA DE EJE HORIZONTAL CON GENERADOR NO SUMERGIDO.....		18
2.3.3	<i>Alternativa C</i>	19
TURBINA HIDROCINÉTICA DE EJE HORIZONTAL DE BASE RÍGIDA CON DIFUSOR		19
2.4	MATRIZ DE DECISIÓN	19
2.5	DISEÑO DETALLADO DE SOLUCIÓN	20
2.5.1	<i>Selección de Alternativa</i>	20
2.5.2	<i>Diseño del Álabes</i>	21
2.5.2.1	Selección del perfil.....	21
2.5.2.2	Ángulo de ataque.....	22
2.5.2.3	Selección de número de aspas	22

2.5.2.4	Potencia Requerida de la Turbina	23
2.5.2.5	Radio externo de la turbina	24
2.5.2.6	Radio interno de la turbina	25
2.5.2.7	Metodología BEMT	26
2.5.2.7.1	Cuerda del Álabe	26
2.5.2.7.2	Cálculo de Coeficiente de Potencia Real	28
2.5.2.7.3	Cálculo fuerzas Normal y Tangencial	32
2.5.2.8	Cálculo Fuerza Cortante y Momento Flector	32
2.5.2.9	Cálculo Esfuerzos Normal y Cortante	33
2.5.2.10	Círculo de Mohr	35
2.5.2.11	Teorías de Falla Estática	36
2.5.2.12	Teorías de Falla Dinámica	37
2.5.3	<i>Diseño del rotor</i>	38
2.5.4	<i>Diseño de juntas empernadas</i>	38
2.5.5	<i>Diseño de sistema de transmisión</i>	41
2.5.5.1	Engranés	41
2.5.5.2	Árbol de transmisión	45
2.5.5.3	Rodamientos	46
2.5.6	<i>Selección del generador</i>	46
2.5.7	<i>Selección de Accesorios</i>	47
2.5.7.1	Difusor	47
2.5.7.2	Sello Mecánico	47
2.5.7.3	Acoples	48
2.5.7.4	Jaula Protectora	49
2.5.7.5	Anclaje	49

2.5.8	<i>Simulación computacional</i>	50
2.5.8.1	Mallado.....	51
2.5.8.2	Simulación fluidodinámica	53
2.5.8.3	Independencia de malla.....	53
CAPÍTULO 3.....		55
3. RESULTADOS Y ANÁLISIS		55
3.1	SELECCIÓN DEL PERFIL.....	55
3.2	DISEÑO DEL ÁLABE	56
3.3	DISEÑO DEL ROTOR	61
3.4	DISEÑO DE JUNTAS EMPERNADAS.....	63
3.5	DISEÑO DE LA CAJA MULTIPLICADORA	65
3.5.1	<i>Engranés epicicloidales</i>	66
3.5.2	<i>Engranés helicoidales</i>	69
3.5.3	<i>Dimensionamiento de árboles de transmisión</i>	71
3.5.4	<i>Selección de Rodamiento</i>	74
3.6	SELECCIÓN DEL GENERADOR	74
3.7	SIMULACIÓN FLUIDO-ESTRUCTURA	75
3.8	ANÁLISIS DE COSTO.....	78
CAPÍTULO 4.....		80
4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		80
4.1	CONCLUSIONES	80
4.2	RECOMENDACIONES.....	81
REFERENCIAS		82

APÉNDICE85

Abreviaturas

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
ASTM	American Society for Testing and Materials
NACA	National Advisory Commitee for Aeronautics
AISI	American Iron and Steel Institute
ACMA	American Gear Manufacturers Association
SKF	Svenska Kullager Fabriken
FS	Factor de seguridad
CP	Coeficiente de Potencia
CFD	Computational Fluid Dynamics
ANSYS	Analysis System
FSI	Fluid Structure Interaction
BEMT	Blade Element Momentum Theory
CAD	Computational Aided Design
TSR	Tip Speed Ratio

Simbología

m	metro
mm	milímetro
in	inches - pulgadas
Kg	Kilogramos
S	Segundos
P	Densidad
KW	KiloWatts
KWh	KiloWatts por hora
CO ₂	Dióxido de carbono
W	Potencia
α	Ángulo de ataque
C _p	Coefficiente de potencia ideal
C _L	Coefficiente de sustentación
C _D	Coefficiente de arrastre
C _M	Coefficiente de momento
R _e	Número de Reynolds
M _a	Número de Mach
D _{rot}	Diámetro de rotor
λ_r	Celeridad local
β	Ángulo de torsión
ε	Fineza
a`	Factor de inducción de flujo tangencial
a	Factor de inducción de flujo axial
F _L	Fuerza de sustentación

F_D	Fuerza de arrastre
Σ	Sumatorio
σ	Esfuerzo de flexión
τ	Esfuerzo de torsión
F'	Fuerza primaria
F''	Fuerza secundaria
S_{ut}	Resistencia última
E	Módulo de elasticidad
N_{perno}	Número de pernos
L_{perno}	Longitud de perno
Se'	Resistencia a la fatiga sin corregir
Se	Resistencia a la fatiga corregida

Índice de figuras

Figura 1.1 <i>Producción de Energía e importaciones (GWh) hasta junio de 2023.</i>	5
Figura 1.2 <i>Mapa de División Hidrográfica del Ecuador</i>	6
Figura 1.3 <i>Diagrama de conversión de energía mediante un sistema hidrocínético.</i>	7
Figura 1.4 <i>Diagrama de bloques para la clasificación de las turbinas hidrocínéticas</i>	8
Figura 1.5 <i>Ilustración de fuerzas de sustentación y arrastre de un perfil típico.</i>	11
Figura 1.6 <i>Perfil de capa límite</i>	12
Figura 1.7 <i>Modelo del “Disco actuador” para la representación de una turbina hidrocínética.</i>	13
Figura 2.1 <i>Metodología de diseño</i>	16
Figura 2.2 <i>Alternativa A: Turbina hidrocínética de eje horizontal con generador sumergido</i> ...	18
Figura 2.3 <i>Alternativa B: Turbina hidrocínética de eje horizontal con generador no sumergido</i>	19
Figura 2.4 <i>Alternativa C: Turbina hidrocínética de eje horizontal de base rígida.</i>	19
Figura 2.5 <i>Diseño de turbina hidrocínética de flujo axial con sus partes.</i>	21
Figura 2.6 <i>Ángulo de ataque de 6.5° para un perfil asimétrico NACA 4412</i>	22
Figura 2.7 <i>Coefficiente de Potencia en relación con la velocidad Específica y el ángulo de paso de las palas</i>	23
Figura 2.8 <i>Esquema de Elementos del álabe</i>	26
Figura 2.9 <i>Representación del ángulo de flujo relativo</i>	27
Figura 2.10 <i>Esquemático de las Fuerzas que actúan sobre los elementos de álabe</i>	29
Figura 2.11 <i>Sistema de Referencia para el cálculo de esfuerzos</i>	34
Figura 2.12 <i>Círculo de Mohr</i>	36
Figura 2.13 <i>Álabe de turbina hidrocínética con perfil asimétrico NACA 4412</i>	38
Figura 2.14 <i>Estructura de Rotor y diagrama de cuerpo libre del Rotor</i>	38
Figura 2.15 <i>Estructura de la junta empernada del rotor con el álabe</i>	39
Figura 2.16 <i>Diagrama de fuerzas de cortante primario y secundario</i>	40
Figura 2.17 <i>Diseño de caja multiplicadora</i>	42
Figura 2.18 <i>Diseño de difusor de turbina hidrocínética</i>	47
Figura 2.19 <i>Sello mecánico</i>	48
Figura 2.20 <i>Acople</i>	48
Figura 2.21 <i>Jaula de protección</i>	49
Figura 2.22 <i>Esquemático de simulación fluido-estructura</i>	50

Figura 2.23 <i>Volumen de control de simulación fluidodinámica</i>	50
Figura 2.24 <i>Ilustración del mallado seleccionado para el volumen de control</i>	51
Figura 2.25 <i>Criterio de calidad de malla - Fluido</i>	52
Figura 2.26 <i>Criterio de calidad de malla - Estructura</i>	52
Figura 3.1 <i>Evaluación de los coeficientes de sustentación</i>	56
Figura 3.2 <i>Gráfica de fuerza normal en función de la longitud del álabe</i>	58
Figura 3.3 <i>Gráfica de fuerza tangencial en función de la longitud del álabe</i>	59
Figura 3.4 <i>Diagrama de Sistema de transmisión</i>	66
Figura 3.5 <i>Diseño de caja multiplicadora</i>	67
Figura 3.6 <i>Detalle de árboles de transmisión de caja multiplicadora</i>	72
Figura 3.7 <i>Gráfica de Fuerza de empuje vs tiempo de procesamiento</i>	75
Figura 3.8 <i>Gráfica de Momento vs tiempo de procesamiento</i>	76
Figura 3.9 <i>Distribución de las líneas de corriente</i>	76
Figura 3.10 <i>Distribución de presión en el intervalo de 0.999 s para la aleación de Aluminio 319</i>	78
Figura 3.11 <i>Factor de seguridad para la aleación de Aluminio 319</i>	78

Índice de tablas

Tabla 2.1 <i>Matriz de decisión para la selección de la mejor alternativa de turbina hidrocínética de flujo axial.</i>	20
Tabla 2.2 <i>Datos del flujo de la localidad utilizada para el estudio</i>	23
Tabla 2.3 <i>Datos de la parroquia Ocaña</i>	24
Tabla 2.4 <i>Cantidad de dientes de los engranes de la caja multiplicadora</i>	42
Tabla 2.5 <i>Ilustraciones del mallado de la estructura de los álabes de la turbina</i>	52
Tabla 2.6 <i>Independencia de malla para simulación fluidodinámica.</i>	53
Tabla 2.7 <i>Independencia de malla para simulación estructural.</i>	54
Tabla 3.1 <i>Parámetros de diseño de la turbina hidrocínética.</i>	56
Tabla 3.2 <i>Cálculo de longitud de cuerda final</i>	57
Tabla 3.3 <i>Resultados de Fuerzas normal y tangencial según la cantidad de particiones.</i>	58
Tabla 3.4 <i>Resultados de esfuerzos máximos del álabe de aleación de Aluminio 319</i>	60
Tabla 3.5 <i>Resultado de factor de seguridad del álabe de Aluminio 319</i>	60
Tabla 3.6 <i>Resultado de factor de seguridad del álabe para falla dinámica</i>	61
Tabla 3.7 <i>Distribución de fuerzas en el rotor.</i>	61
Tabla 3.8 <i>Resultados de esfuerzos del rotor de acero inoxidable 304</i>	62
Tabla 3.9 <i>Resultado de factor de seguridad del rotor en acero inoxidable 304</i>	63
Tabla 3.10 <i>Resultado de factor de seguridad del rotor para falla dinámica</i>	63
Tabla 3.11 <i>Fuerzas generadas en las juntas empernadas</i>	64
Tabla 3.12 <i>Características de los pernos requeridos para la junta</i>	64
Tabla 3.13 <i>Características del perno seleccionado</i>	65
Tabla 3.14 <i>Resultados de la cantidad de dientes de los elementos de transmisión.</i>	67
Tabla 3.15 <i>Características de los elementos de transmisión.</i>	68
Tabla 3.16 <i>Resultados de los factores de seguridad de los elementos de transmisión.</i>	69
Tabla 3.17 <i>Características de la etapa de engranes Helicoidales.</i>	69
Tabla 3.18 <i>Resultados de los factores de seguridad de los engranes helicoidales</i>	71
Tabla 3.19 <i>Dimensionamiento de árbol de transmisión 1</i>	72
Tabla 3.20 <i>Dimensionamiento de árbol de transmisión 2</i>	73
Tabla 3.21 <i>Dimensionamiento de árbol de transmisión 3</i>	73
Tabla 3.22 <i>Dimensionamiento de árbol de transmisión 4</i>	73

Tabla 3.23 <i>Selección de rodamientos para cada árbol de transmisión</i>	74
Tabla 3.24 <i>Resultados de la simulación estructural para un álabe de acero inoxidable</i>	77
Tabla 3.25 <i>Resultados de la simulación estructural para un álabe de aleación de aluminio 319</i>	77
Tabla 3.26 <i>Detalle de retorno de la inversión</i>	79

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Vista explotada de ensamble de turbina hidrocínética de flujo axial
PLANO 2	Carcasa difusor
PLANO 3	Álabe de perfil asimétrico NACA 4412
PLANO 4	Rotor
PLANO 5	Árbol principal de turbina hidrocínética de flujo axial
PLANO 6	Vista explotada de ensamble de caja multiplicadora
PLANO 7	Árbol de transmisión 1 de caja multiplicadora
PLANO 8	Árbol de transmisión 2 de caja multiplicadora
PLANO 9	Árbol de transmisión 3 de caja multiplicadora
PLANO 10	Tapa de caja multiplicadora
PLANO 11	Árbol de transmisión 4 de caja multiplicadora
PLANO 12	Carcasa trasera de caja multiplicadora
PLANO 13	Carcasa delantera de caja multiplicadora
PLANO 14	Vista explotada de carcasa de turbina hidrocínética de flujo axial
PLANO 15	Casa de turbina hidrocínética de flujo axial
PLANO 16	Tapa de contenedor hermético
PLANO 17	Difusor de turbina hidrocínética de flujo axial
PLANO 18	Junta protectora de turbina hidrocínética de flujo axial

Capítulo 1

1. INTRODUCCIÓN

En el actual contexto de creciente conciencia sobre la sostenibilidad y la imperiosa necesidad de diversificar las fuentes de energía, la tecnología de turbinas hidrocinéticas surge como una alternativa prometedora para aprovechar la energía cinética del agua sin los inconvenientes asociados a los embalses ni la dependencia de factores climáticos. Estas turbinas, diseñadas para operar en corrientes de ríos y mares, se destacan por su singular enfoque en la conversión de energía, ya que enfrentan flujos altamente variables. Como resultado, demandan una combinación excepcional de ingeniería de fluidos y análisis estructural.

El presente trabajo se centra en el diseño y simulación de la interacción entre el fluido y la estructura de los álabes de una turbina hidrocinética de flujo axial utilizando el programa ANSYS. Este enfoque multidisciplinario permite una comprensión en profundidad de cómo las corrientes de agua interactúan con la estructura de las turbinas para influir en su eficiencia y vida útil. La importancia de esta investigación radica en su contribución a la mejora del diseño de la estructura de las turbinas hidrocinéticas, lo que, a su vez, impulsa la producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovable, como las corrientes de agua.

Este estudio representa un paso adelante en la búsqueda de soluciones energéticas sostenibles y demuestra cómo la tecnología y la simulación desempeñan un papel clave en la innovación y mejora de las turbinas hidrocinéticas, con un enfoque específico en el contexto ecuatoriano.

1.1 Descripción del problema

En el contexto de la creciente demanda energética en Ecuador, se ha generado una urgente necesidad de explorar y desarrollar soluciones sostenibles que no solo aborden la creciente demanda, sino que también aborden los desafíos específicos que enfrentan las comunidades remotas [6]. Este escenario presenta una problemática compleja, donde la preservación de la salud

pública y la mitigación del impacto ambiental se entrelazan con la necesidad imperante de electrificación en áreas geográficamente restringidas y carentes de acceso a inversiones en grandes infraestructuras eléctricas convencionales [17].

Un área crítica de atención se encuentra en las comunidades que no cuentan con suministro eléctrico y carecen de elevadas inversiones en infraestructuras de gran envergadura. Estas comunidades, a menudo marginadas en términos de desarrollo, requieren soluciones energéticas adaptadas a sus condiciones únicas, asegurando la equidad en el acceso a servicios básicos y fomentando un desarrollo sostenible.

Por otro lado, el sector camaronero, vital para la economía ecuatoriana, enfrenta desafíos derivados de su alta dependencia de combustibles fósiles en la producción de energía. La reciente eliminación del subsidio al diésel ha llevado a una elevación significativa en el precio de este combustible, generando una presión adicional en la sostenibilidad económica del sector. En este contexto, se plantea la necesidad apremiante de explorar alternativas energéticas que no solo reduzcan la dependencia de los combustibles fósiles, sino que también promuevan prácticas sostenibles y respetuosas con el medio ambiente [23].

A su vez, el sector agrícola, otro pilar fundamental para la economía del país, enfrenta desafíos similares en cuanto a su alta dependencia de combustibles fósiles para el funcionamiento de sistemas de riego y equipos agrícolas. La búsqueda de soluciones para reducir esta dependencia se convierte en una prioridad, tanto para garantizar la sostenibilidad del sector como para contribuir a la disminución de emisiones contaminantes asociadas con la actividad agrícola.

En resumen, la intersección de la creciente demanda energética en Ecuador, la necesidad de electrificación en comunidades remotas, y los desafíos específicos en los sectores camaronero y agrícola plantean un escenario complejo que exige una respuesta integral y sostenible. La exploración de tecnologías innovadoras y la adopción de prácticas energéticas más eficientes son

esenciales para abordar esta problemática de manera efectiva y contribuir al desarrollo sostenible del país.

1.2 Justificación del problema

El presente proyecto de diseño y simulación de turbinas hidrocínicas de eje horizontal surge como una respuesta estratégica a la creciente demanda de energía en Ecuador y la necesidad de abordar desafíos específicos en comunidades remotas, así como en sectores camaronero y agrícola. La carencia de acceso a cobertura eléctrica en áreas geográficamente restringidas y la elevación de costos en la producción de energía mediante combustibles fósiles, debido a la eliminación de subsidios, plantean una necesidad imperativa de explorar alternativas sostenibles y económicamente viables.

Este proyecto cobra relevancia al proponer el diseño de turbinas hidrocínicas de eje horizontal como una solución innovadora y eficiente. Estas turbinas, al aprovechar la energía cinética de corrientes de agua naturales, presentan un potencial significativo para generar electricidad de manera sostenible en comunidades remotas, superando las barreras geográficas y proporcionando acceso a servicios esenciales.

La simulación fluido-estructura desempeña un papel fundamental en este proyecto al permitir la optimización del diseño de las turbinas. Evaluar su rendimiento en diversas condiciones garantiza una implementación efectiva y adaptada a las necesidades específicas de cada entorno. La justificación de este proyecto radica en su potencial para no solo abordar los retos energéticos actuales, sino también sentar las bases para un futuro más sostenible en Ecuador, promoviendo el acceso a energía limpia y contribuyendo a la resiliencia económica de sectores clave.

Desde una perspectiva operativa, la configuración adecuada del diseño estructural se erige como un elemento crítico que conlleva una disminución significativa de los costos asociados a la producción y operación de las turbinas hidro cinéticas. La minimización de tensiones y deformaciones en los componentes estructurales no solo optimiza la eficiencia operativa, sino que

también prolonga la vida útil de los equipos. Este aspecto resulta esencial para reducir los gastos por mantenimiento y fortalecer la sostenibilidad económica de la implementación de estas tecnologías en comunidades remotas, así como en los sectores camaronero y agrícola del Ecuador.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general

Diseñar una turbina hidrocínética de flujo axial para el aprovechamiento eficiente de la energía de las corrientes de ríos y mares, empleando comparaciones entre los modelos matemáticos teóricos y simulaciones fluido-estructura con el programa ANSYS, con énfasis en mejorar su rendimiento en entornos acuáticos.

1.3.2 Objetivos específicos

1. Diseñar un modelo de turbina hidrocínética que se adapte a las propiedades del flujo y condiciones de carga estructural.
2. Utilizar el método de interacción fluido-estructura en una vía para simular el comportamiento del fluido en contacto con la estructura.
3. Evaluar los esfuerzos y deformaciones que afectan la vida útil de la estructura de la turbina hidrocínética.
4. Realizar comparaciones entre los resultados obtenidos a partir de cálculos matemáticos y simulaciones fluido-estructura.

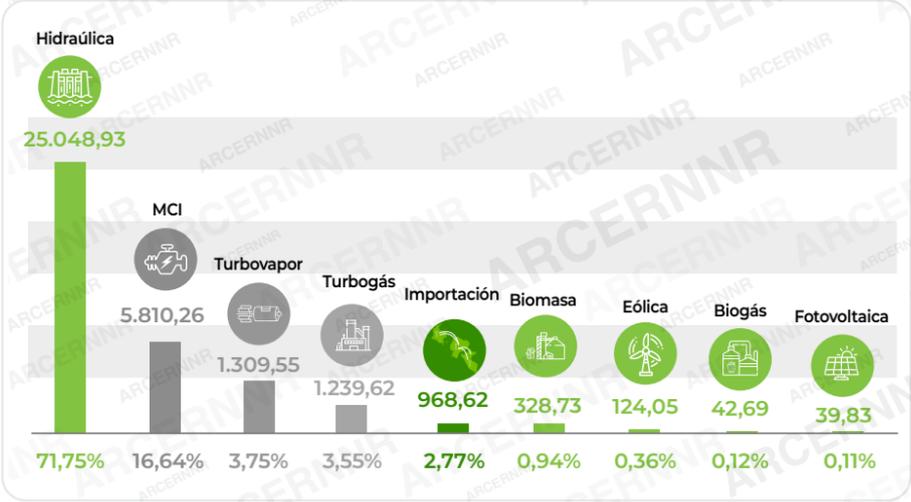
1.4 Marco Teórico

1.4.1 Matriz Energética del Ecuador

Ecuador ha experimentado cambios significativos en su matriz energética a lo largo de los años. Históricamente, las fuentes iniciales para suplir dicha demanda eran el petróleo y el gas natural, no obstante, la matriz ha evolucionado a un enfoque más sostenible al punto de incorporar fuentes renovables como la energía hidroeléctrica, eólica, solar, bioma y biogás para contribuir a la reducción de misiones y a la diversificación energética [1].

Dicho esto, en la Figura 1 se presenta la matriz energética en Ecuador que se integra al estilo de vida de los ciudadanos.

Figura 1.1 Producción de Energía e importaciones (GWh) hasta junio de 2023.



Fuente: Datos tomados de la Agencia de regulación, control de la energía y recursos naturales no renovables (2023) de acuerdo con el panorama eléctrico del 2023 (Jul 2022- Jun 2023) de la Agencia de regulación y control de la energía y recursos naturales no renovables, se observa que la mayor producción de energía proviene de fuentes hidráulicas con un 71,75% [1], debido al gran potencial hídrico que posee el sector ecuatoriano.

1.4.2 Potencial Hídrico en Ecuador

El Ecuador posee una compleja y diversa topografía, caracterizada principalmente por elevadas montañas y extensas áreas llanas ubicadas en la costa y en la Amazonía. Dentro de dicha área, se identifican 31 sistemas hidrográficos, de donde se distinguen 72 vertientes del océano Pacífico y 7 vertientes del Amazonas. A partir de esto, la siguiente figura muestra la división hidrográfica del Ecuador y sus 79 cuencas Hidrográficas. “En el Ecuador se encuentran principales afluentes del Río Amazonas, como resultado de esto, es el país que tiene la más alta concentración de ríos por milla cuadrada en el mundo” [2].

Figura 1.2 Mapa de División Hidrográfica del Ecuador



Fuente: Datos tomados del consejo Nacional de Recursos Hídricos de la República del Ecuador.

1.4.3 Sistema hidrocínético

Los sistemas hidrocínéticos se caracterizan por su bajo costo de inversión, ya que operan aprovechando el flujo de la corriente del agua convirtiéndolo en una alternativa idónea en localidades remotas que no tienen acceso a la energía de la red, donde la instalación y el mantenimiento de estos sistemas resulta una tarea sencilla, además de que presentan un mínimo impacto ambiental durante su período de funcionamiento [3].

Para llevar a cabo este proceso, se realiza la conversión de la energía cinética de la corriente del fluido captada por los álabes conectados al rotor, a su vez, este está conectado a un árbol principal que transmite la energía mecánica (movimiento rotacional) a un sistema de transmisión (caja multiplicadora de velocidad) acoplado a un generador eléctrico que convierte la energía a eléctrica, la cual, a partir de otros procesos que no se detallan en este estudio, estará disponible para utilizada para abastecer la demanda energética de la localidad o el sector. La Figura 3 ilustra un diagrama del proceso de conversión de la energía.

Figura 1.3 Diagrama de conversión de energía mediante un sistema hidrocínético.



1.4.4 Clasificación de turbinas hidrocínéticas

Las turbinas hidrocínéticas son dispositivos diseñados para aprovechar la energía cinética del agua en movimiento, y su clasificación se basa en la estructura y la técnica utilizada para capturar la energía cinética del fluido.

1.4.4.1 Turbinas de eje horizontal:

Posee su eje de rotor alineado paralelamente a la corriente del fluido, convirtiéndolo en un diseño ideal para operar en corrientes de alta velocidad y flujos constantes. Son comunes tanto en ríos como en áreas marinas costeras con velocidades significativas (superiores a 1.5 m/s). Dichas turbinas maximizan el coeficiente de sustentación y minimizan las fuerzas de arrastre, lo que permite una mayor eficiencia en la conversión de energía. Adicional, pueden tener una estructura abierta o canalizada, con conductos cónicos diseñados para operar bajo flujo unidireccional.

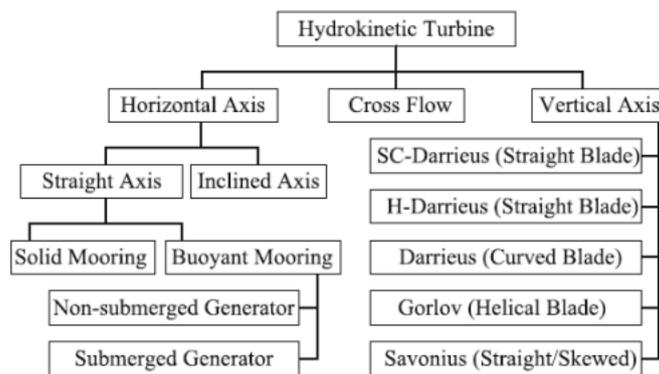
1.4.4.2 Turbinas de eje vertical:

El diseño posee un eje de rotación perpendicular a la dirección del flujo haciendo que sea versátil y se adapta a la variedad de condiciones de caudal y velocidad, es decir, es idóneo en flujos variables como estuarios y zonas costeras. Por otra parte, su sistema emplea diversas configuraciones de palas para optimizar el coeficiente de sustentación en diferentes rangos de velocidad, pero se limita a cabezales y par de arranque bajos de agua en comparación de turbinas de eje horizontal.

1.4.4.3 Turbinas de flujo cruzado:

Por otro lado, esta tecnología posee su eje perpendicular a la corriente de agua y paralela a la superficie. Su diseño permite dirigir la corriente de agua hacia las paletas cilíndricas haciendo que se adapte a flujos de agua con múltiples direcciones y velocidades como en zonas de mareas y olas logrando maximizar el coeficiente de sustentación y disminuir fuerzas de arrastre. No obstante, generan pérdidas de choque considerables debido a la variación del flujo y problemas de cavitación y desgaste debido a la inestabilidad hidrodinámica.

Figura 1.4 Diagrama de bloques para la clasificación de las turbinas hidrocinéticas



Fuente: Tomado de “Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review”(2021).

1.4.5 Perfil hidrodinámico

Tanto los perfiles hidrodinámicos como los aerodinámicos presentan una cualidad en común, capturar la energía cinética del fluido. Dado que el flujo generalmente incide en la superficie delantera del cuerpo, se generan fuerzas de reacción y la distribución de presiones a lo largo de la superficie del cuerpo, las cuales son responsables de generar la rotación de la turbina [4]. Este conjunto de fuerzas de reacción actúa en un punto conocido como centro hidrodinámico y se dividen en tres componentes principales:

- Fuerza de sustentación (L)
- Fuerza de arrastre (D)

- Momento de cabeceo (M).

Fuerza de Sustentación (CL): Se genera por la reacción del álabe al moverse en dirección opuesta al fluido de modo que genera presión en la zona inferior debido a su geometría y ángulo de ataque. Así pues, la sustentación se encuentra perpendicular a la velocidad del flujo, lo que la hace responsable de girar los álabes, por lo que se prioriza un alto coeficiente que maximice el movimiento y trabajo efectuado por la estructura.

$$Cl = \left(\frac{\rho}{2}\right) \sum_{i=1}^{10} C_L \left(\frac{V(1 - a_i)}{\sin(\varphi_i)}\right)^2 C_i F_i \Delta_r \quad (1.1)$$

Donde:

ρ : Densidad del fluido

C_L : Coeficiente de sustentación del Perfil hidrodinámico

φ_i : Ángulo de incidencia óptimo

a : Factor de Flujo Axial

V : Velocidad de corriente del fluido

C_i : Longitud de cuerda del elemento de álabe

F : Factor de Pérdida total

Δ_r : Longitud de radio de cada elemento

Fuerza de Arrastre (CD): En contraste a la fuerza de sustentación, la fuerza de arrastre va en contra del movimiento del álabe. Es decir, representa la fricción entre el perfil y el fluido producto de viscosidad que trata de empujar el cuerpo a la dirección del flujo.

$$Cd = \left(\frac{\rho}{2}\right) \sum_{i=1}^{10} C_L \left(\frac{V(1 - a_i)}{\sin(\varphi_i)}\right)^2 C_i F_i \Delta_r \quad (1.2)$$

Donde:

ρ : *Densidad del fluido*

C_d : *Coeficiente de arrastre del perfil hidrodinámico*

φ_i : *Ángulo de incidencia óptimo*

a : *Factor de Flujo Axial*

V : *Velocidad de corriente del fluido*

C_i : *Longitud de cuerda del elemento de álabe*

F : *Factor de Pérdida total*

Δ_r : *Longitud de radio de cada elemento*

Momento de Cabeceo (M): Se genera por la diferencia de presiones entre la superficie superior e inferior del perfil. De este modo provoca que el cuerpo tienda a girar alrededor de su eje longitudinal lo que afecta a la estabilidad y comportamiento del cuerpo en el fluido.

$$M = \frac{1}{2} C_m \rho v^2 A c^2 \quad (1.3)$$

Donde:

M : *Momento de cabeceo del perfil hidrodinámico*

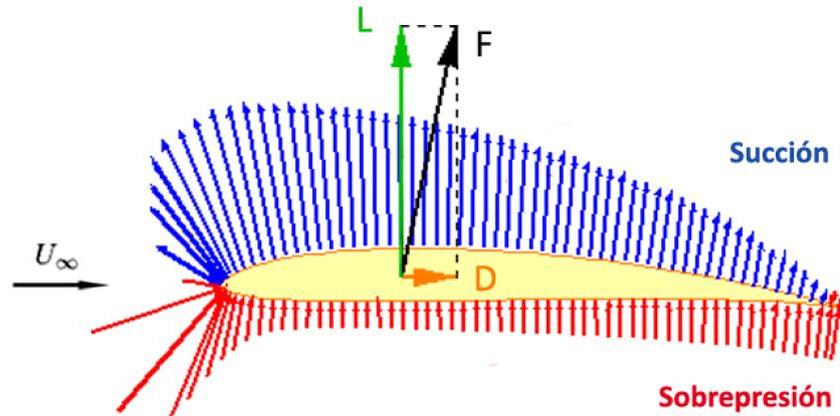
C_m : *Coeficiente de momento de cabeceo*

ρ : *Densidad del fluido.*

A : *Área efectiva de la sección transversal de la turbina.*

V : *Velocidad del fluido relativa a la velocidad del viento o del agua.*

Figura 1.5 Ilustración de fuerzas de sustentación y arrastre de un perfil típico.



Fuente: Tomado de “Design and Model Construction of a Flapping Wing UAV Ornithopter” (2016).

1.4.6 Capa Límite

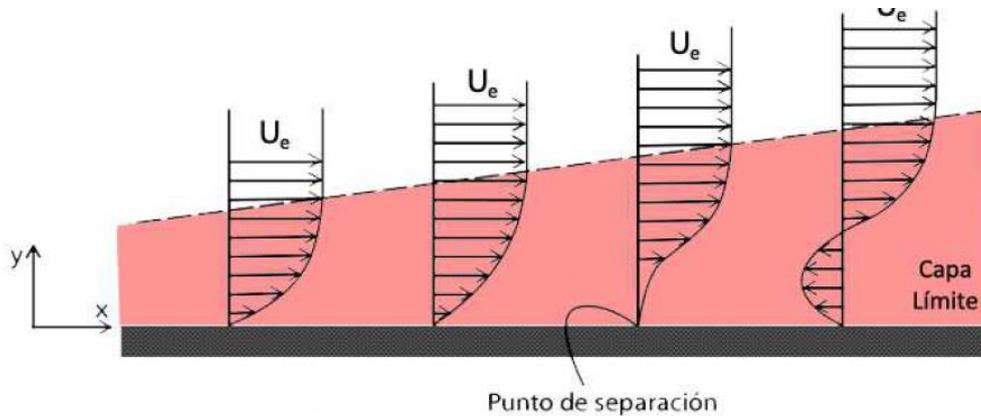
La influencia de las fuerzas viscosas varía según la distancia desde el perfil hidrodinámico y el régimen del flujo, ya sea laminar o turbulento, y afecta significativamente las fuerzas de arrastre y sustentación [4].

Cerca del perfil hidrodinámico, en la capa límite laminar, las fuerzas viscosas son más predominantes. En esta región, las partículas de fluido están en contacto directo con la superficie del perfil y experimentan fricción, lo que ralentiza el flujo. Esta desaceleración gradual del fluido resulta en una caída de presión que contribuye a la fuerza de arrastre. Además, las fuerzas viscosas ayudan a mantener la capa límite laminar unida a la superficie del perfil, lo que puede aumentar la sustentación [10].

A medida que nos alejamos del perfil y entramos en una capa límite turbulenta, la influencia de las fuerzas viscosas disminuye y la turbulencia se convierte en un factor importante. La turbulencia aumenta la mezcla de partículas de fluido, reduciendo la capa límite. Aunque las fuerzas viscosas siguen afectando la fuerza de arrastre, la capa límite turbulenta a menudo tiene una menor

resistencia al flujo que la capa límite laminar. Sin embargo, la turbulencia puede ayudar a mantener el flujo adherido a la superficie del perfil, lo que puede aumentar la sustentación.

Figura 1.6 Perfil de capa límite

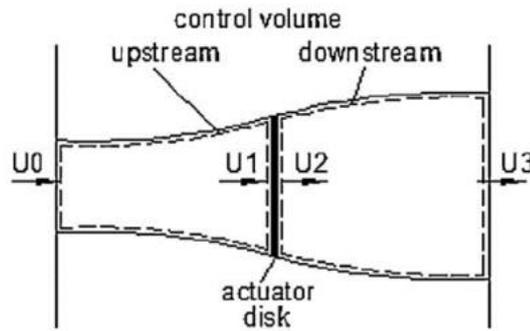


Fuente: Tomado de “Fundamentos y aplicaciones de la mecánica de fluidos” (2005).

1.4.7 Principio de Funcionamiento

El principio de funcionamiento de las turbinas hidrocínicas se basa en aprovechar la energía de las corrientes de agua en movimiento [3]. Cuando el fluido fluye a través de una turbina, su velocidad disminuye de v_1 a v_2 , y al mismo tiempo, la sección transversal del conducto o tubo de corriente aumenta debido a la interacción con la máquina. El rotor de la turbina cumple un papel fundamental al desacelerar el flujo del fluido y convertir su energía cinética en energía rotativa. Este cambio en la velocidad del fluido resulta en un aumento de la presión, lo que impulsa el movimiento del rotor. En resumen, las turbinas hidrocínicas extraen energía del fluido en movimiento al frenarlo y transformar su energía cinética en energía mecánica utilizada para la generación de electricidad tal como se muestra en la Figura 1.7:

Figura 1.7 Modelo del “Disco actuador” para la representación de una turbina Hidrocinética.



Fuente: Tomado de “Evaluation and measures to increase performance coefficient of hydrokinetic turbines” (2011).

La Ley de Betz es un principio crucial que establece un límite teórico para la eficiencia de las turbinas hidrocinéticas [1]. Esta ley postula que, en condiciones ideales, solo se puede aprovechar el 59,26% de la energía cinética disponible en el fluido. La razón detrás de este límite radica en la necesidad de que el fluido continúe fluyendo después de pasar por la turbina. Si se capturara más del 59,26%, el flujo se detendría por completo, lo que sería impráctico. Por lo tanto, la Ley de Betz establece una restricción fundamental en la eficiencia de estas turbinas.

El modelo matemático asociado con la Ley de Betz se expresa en términos de un coeficiente de potencia (C_p). Este coeficiente se calcula como la relación entre la potencia mecánica generada por la turbina y la máxima potencia teórica que podría extraerse según la Ley de Betz. La fórmula para el coeficiente de potencia es:

$$C_p = \frac{P}{0.5\rho Av^3} \quad (1.3)$$

Donde:

C_p : Coeficiente de potencia.

P : Potencia mecánica generada por la turbina.

ρ : Densidad del fluido.

A: Área efectiva de la sección transversal de la turbina.

V: Velocidad del fluido relativa a la velocidad del viento o del agua.

1.4.8 Análisis fluido estructura en ANSYS

El análisis fluido-estructura es una disciplina fundamental en la ingeniería, que aborda la interacción compleja entre fluidos en movimiento y estructuras sólidas. Uno de los softwares más destacados en esta área es ANSYS, que proporciona una plataforma multifísica para simular y analizar estos sistemas complejos. En particular, en este trabajo se explorará la importancia de la metodología de ANSYS en el contexto del comportamiento de fluidos en turbinas y cómo se puede utilizar para optimizar los parámetros geométricos de las mismas.

ANSYS ofrece una potente capacidad de simulación multifísica que combina análisis de flujo de fluidos computacional (CFD) y análisis estructural en una sola plataforma. Esto permite estudiar cómo los flujos de fluido interactúan con las estructuras circundantes, como las palas de una turbina, y cómo estos impactos afectan el rendimiento y la seguridad de la máquina. El modelo multifísico de ANSYS es esencial para comprender la dinámica de fluidos en sistemas complejos como turbinas.

El análisis de comportamiento de fluidos en turbinas es esencial en la ingeniería moderna. Las turbinas son componentes clave en la generación de energía, la aviación, la industria naval y muchas otras aplicaciones. Comprender cómo el flujo de fluido afecta la eficiencia y el rendimiento de una turbina es crucial para su diseño y operación óptimos. ANSYS permite simular el flujo de fluido a través de las palas de la turbina, identificar áreas de alta presión o turbulencia, y evaluar cómo estas condiciones pueden provocar desgaste o vibraciones no deseadas.

Capítulo 2

2. METODOLOGÍA

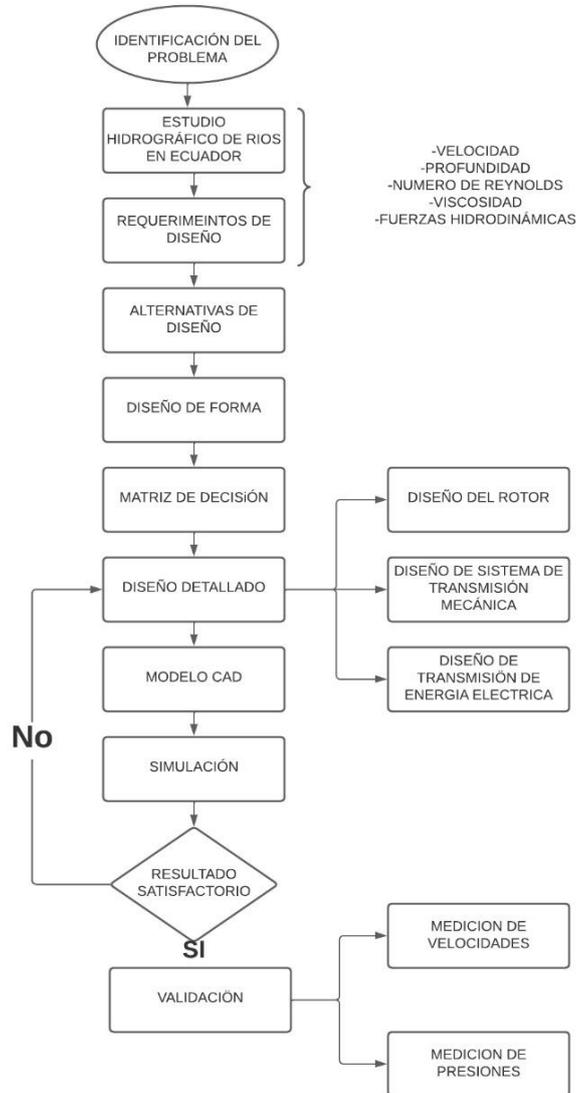
El presente capítulo tiene como propósito detallar la metodología empleada en la investigación para diseñar y simular una turbina hidrocínética, considerando la interacción fluido-estructura. Se busca alcanzar los objetivos planteados para optimizar la eficiencia de la turbina en función del flujo de agua mientras se considera aspectos estructurales que resguarden la integridad y resistencia a las cargas que está expuesta.

Adicional, se establecen criterios de simulación para verificar que las soluciones sean las adecuadas a los esfuerzos y modelos matemáticos realizados por métodos clásicos. A partir de esto, se pretende destacar la importancia de las herramientas de simulación dentro del avance de la ingeniería y la ciencia aplicada a la industria de energías renovables, no solo como un complemento, sino como contraste de modelos teóricos para capturar con mayor detalle las complejidades fluidodinámicas siempre y cuando el enfoque y especificación del modelo físico sean los correctos.

2.1 Procedimiento de diseño

En esta sección, se presenta un esquema donde se resumen el procedimiento que se realizó para el diseño detallado de la turbina hidro cinética de flujo axial con eje horizontal.

Figura 2.1 Metodología de diseño



2.2 Requerimientos del diseño

Las turbinas hidrocínéticas se emplean en corrientes fluviales y marinas para aprovechar el movimiento de la corriente del agua y captarla en sus álabes para producir energía eléctrica. Por tanto, para determinar el alcance de la turbina, se deben definir los siguientes factores de influencia para una turbina hidrocínética de flujo axial con eje horizontal:

1. **Lugar de operación:** Esto es esencial para el desempeño de la turbina. Dependiendo de este parámetro, la turbina debe ser capaz de funcionar de manera eficiente en una variedad de entornos acuáticos.
2. **Costo:** El diseño de la turbina debe ser eficiente en términos de costos de fabricación e instalación, además, de sus costos de repuestos en casos de averías de sus componentes.
3. **Mantenimiento:** La turbina debe ser diseñada para tener un fácil acceso a los componentes en caso de cambios por averías. Además, que la durabilidad de estos minimiza los costos por mantenimiento.
4. **Robustez:** Se refiere a la capacidad de la turbina para resistir condiciones adversas, como los cambios de flujo de las corrientes de agua o variaciones en su velocidad debido a eventos climáticos. Un diseño robusto garantiza un mejor rendimiento.
5. **Impacto ambiental:** En la actualidad se busca minimizar el impacto que las aplicaciones tecnológicas produzcan en el ambiente, para evitar daños en los ecosistemas acuáticos, sin afectar la calidad del agua.
6. **Adaptabilidad a caudales variables:** La turbina debe ser capaz de adaptarse a los cambios en las corrientes de agua, sin que sea afectado su rendimiento en diversas condiciones hidrológicas.
7. **Seguridad:** El diseño de la turbina debe ser capaz de prevenir el impacto en la vida acuática y se debe limitar su espacio de funcionamiento para no afectar vidas humanas durante su operación.

2.3 Alternativas de solución

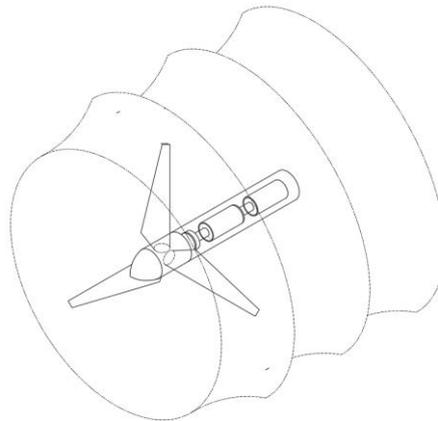
A continuación, se presentan las diferentes alternativas que se analizaron según los criterios de selección mostrados en el Apéndice 3:

2.3.1 Alternativa A

Turbina hidrocínética de eje horizontal con generador sumergido

Esta turbina presenta un diseño que permite capturar la energía cinética del agua en movimiento mediante su interacción con los álabes conectados al rotor que se transmite a un generador sumergido, el cual convierte la energía mecánica en electricidad. La presencia del generador bajo el agua maximiza la protección contra la corrosión, a la vez que facilita su instalación en diversas condiciones acuáticas.

Figura 2.2 Alternativa A: Turbina hidrocínética de eje horizontal con generador sumergido

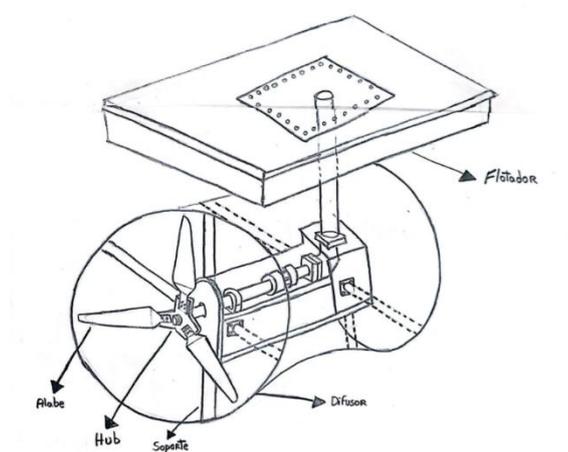


2.3.2 Alternativa B

Turbina hidrocínética de eje horizontal con generador no sumergido

Este diseño de turbina utiliza un rotor que se sumerge en agua, sin embargo, su generador se mantiene fuera del agua. Los álabes conectados al rotor captan el movimiento de las corrientes de agua y lo transmiten mediante un sistema de engranajes conectado en árboles de transmisión independientes hasta el generador ubicado en la superficie.

Figura 2.3 Alternativa B: Turbina hidrocínética de eje horizontal con generador no sumergido

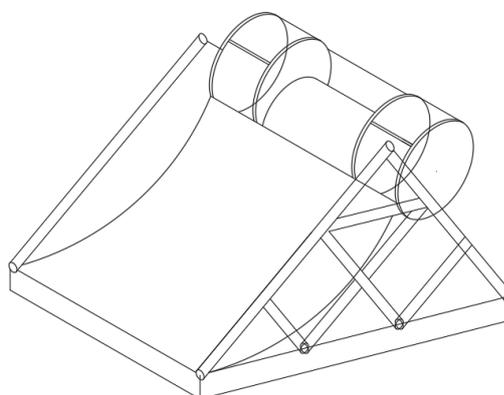


2.3.3 Alternativa C

Turbina hidrocínética de eje horizontal de base rígida con difusor

Este tipo de turbina mejora significativamente la eficiencia del proceso debido a su base rígida y la presencia de un difusor, el cual concentra el flujo del agua hacia los álabes conectados al rotor, capturando la energía del agua en movimiento y transmitiéndola a un generador para convertirla en energía eléctrica.

Figura 2.4 Alternativa C: Turbina hidrocínética de eje horizontal de base rígida.



2.4 Matriz de decisión

De los requerimientos mencionados al inicio de esta sección, se presentó en el Apéndice 3 la descripción de los criterios de solución y en base a la relevancia de cada parámetro, se

establecieron las ponderaciones en una matriz de solución. Dichos resultados mantuvieron un enfoque personalizado acorde a las directrices como diseñadores (autores) dando lugar a la mejor alternativa que se adapta a los requerimientos.

Tabla 2.1 Matriz de decisión para la selección de la mejor alternativa de turbina hidrocínética de flujo axial.

N°	Parámetros	Porcentaje	Alternativa A		Alternativa B		Alternativa C	
			Eje horizontal generador sumergido		Eje horizontal generador no sumergido		Eje horizontal base rígida	
1	Rendimiento	20%	8	16%	6	12%	9	18%
2	Lugar de operación	15%	8	12%	7	10%	6	9%
3	Costo	10%	7	7%	8	8%	4	4%
4	Mantenimiento	10%	7	7%	8	8%	5	5%
5	Robustez	10%	7	7%	6	6%	8	8%
6	Impacto ambiental	10%	9	9%	6	6%	6	6%
7	Adaptabilidad	10%	7	7%	7	7%	9	9%
8	Seguridad	15%	6	9%	6	9%	8	12%
Total		100%	59	74%	54	66%	55	71%

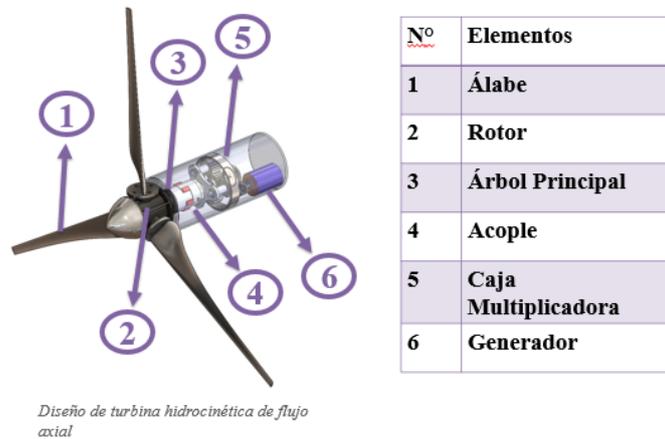
2.5 Diseño detallado de solución

2.5.1 Selección de Alternativa

Con base a la matriz de decisión, la alternativa seleccionada fue la turbina hidrocínética de eje horizontal con generador sumergido debido al favorable diseño que posee menor costo de fabricación e instalación además de su adaptabilidad a los lugares de operación. Otros aspectos

para resaltar, es su bajo impacto ambiental y el fácil acceso a sus componentes en caso de averías. A continuación, se muestra un esquema de las partes más importantes de dicha alternativa:

Figura 2.5 *Diseño de turbina hidrocínética de flujo axial con sus partes.*



2.5.2 Diseño del Álabe

El diseño del álabe en una turbina hidrocínética desempeña un papel crucial en la eficiencia de conversión de energía, adaptándose al perfil del flujo y minimizando pérdidas por arrastre y turbulencia. Su forma y perfil, cuidadosamente diseñados, son fundamentales para prevenir cavidades y vibraciones indeseadas, asegurando la durabilidad y resistencia estructural necesarias. Además, el álabe debe optimizarse para diversas condiciones de operación, garantizando una eficiencia óptima y versatilidad en la generación de energía.

2.5.2.1 Selección del perfil

Para aprovechar eficientemente la energía del fluido en movimiento, la selección adecuada del perfil de los álabes resulta fundamental. En este contexto, se examinaron ocho perfiles, distribuidos equitativamente entre cuatro perfiles simétricos y cuatro asimétricos como se muestra en el apéndice 4.

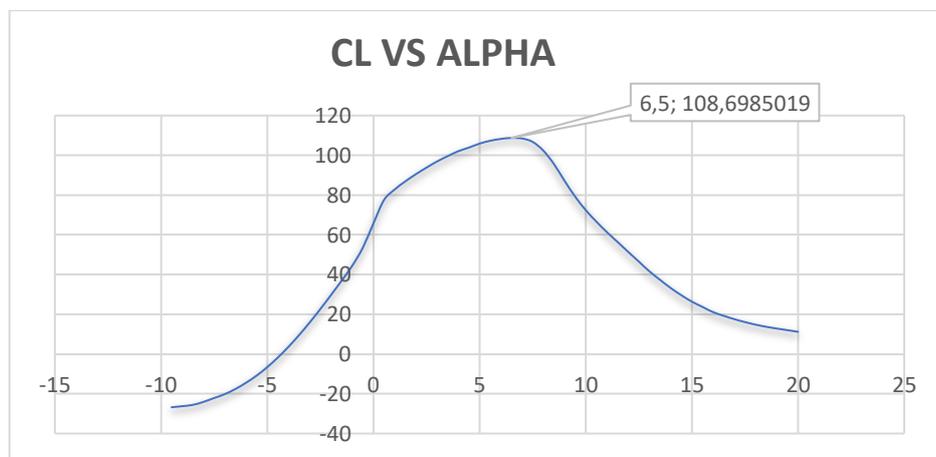
La cuidadosa elección de perfiles hidrodinámicos se realizó mediante el programa “QBlade” en el apéndice 5, para comparar los coeficientes mencionados y seleccionar el perfil hidrodinámico óptimo.

2.5.2.2 Ángulo de ataque

Para la selección del ángulo de ataque se utilizó el programa “Qblade” para modelar el comportamiento de los perfiles seleccionados anteriormente según el ángulo de ataque aplicado.

Para el perfil simétrico NACA 0018, se tiene lo siguiente:

Figura 2.6 Ángulo de ataque de 6.5° para un perfil asimétrico NACA 4412



Fuente: Datos tomados del programa “Qblade”

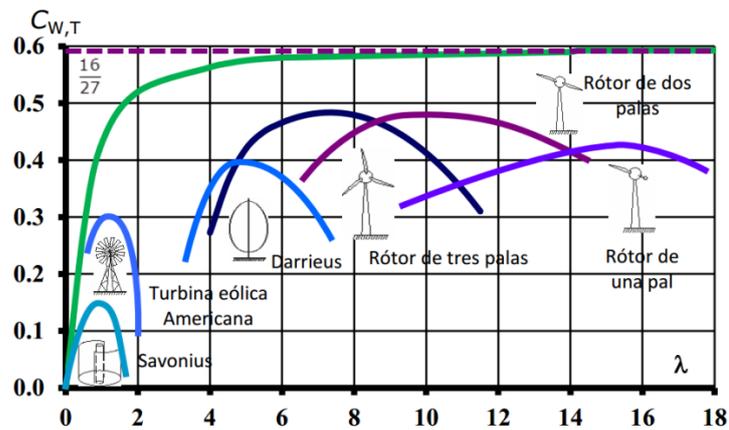
2.5.2.3 Selección de número de aspas

Las turbinas hidrocineéticas, caracterizadas por un número de álabes no mayor de 3 se seleccionan por los siguientes motivos:

- Mayor resistencia.
- Material
- Peso Total
- Costo
- Transporte

Estas turbinas rápidas poseen una velocidad específica alta, lo que implica una mayor capacidad para convertir la energía cinética del agua en movimiento en energía mecánica de manera eficiente. Además, el hecho de que el número de álabes tienda a ser menor en este tipo de turbinas contribuye a una menor resistencia al flujo, mejorando así la eficiencia hidrodinámica.

Figura 2.7 Coeficiente de Potencia en relación con la velocidad Específica y el ángulo de paso de las palas



Fuente: Tomado de “Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review” (2015).

2.5.2.4 Potencia Requerida de la Turbina

Las turbinas hidrocínicas de flujo horizontal encuentran aplicaciones prometedoras en entornos fluviales y marítimos, donde corrientes de agua oceánica y fluvial proporcionan una fuente continua de energía cinética aprovechable. Su diseño se adapta a una variedad de ambientes desde ríos, canales costeros o zonas de riego ofreciendo una solución de bajo impacto ambiental. Para este caso se empleó de referencia la localidad de la Parroquia de Ocaña, Pichincha, ubicada cerca del río Cayambe el cual posee una velocidad promedio de 2.25 m/s. A continuación, se especifican las mediciones obtenidas del estudio hidrográfico de Cayambe.

Tabla 2.2 Datos del flujo de la localidad utilizada para el estudio

Mediciones in Situ	
Velocidad	2.25 m/s
Profundidad	10 m

En la fase inicial del estudio, se llevó a cabo una meticulosa evaluación del consumo eléctrico, que incluyó el cálculo de los kilovatios por día (kW/día) de un hogar típico con un total de cinco personas. Este análisis proporcionó una comprensión detallada de las demandas energéticas específicas en términos de iluminación, electrodomésticos y otros dispositivos, la cual se detalló en la sección de Apéndice 2.

Ahora bien, en el contexto ecuatoriano, se toma de ejemplo la parroquia Ocaña la cual posee una población de 53 hogares, lo que se traduce a 266 personas. Y en base a la tabla de consumo por hogar se estima la potencia necesaria de abastecimiento es cercano a 185 kW/día. Por lo tanto, se emplea un total de 10 turbinas para que cada una cuente con una potencia de 20 kW con los datos de la tabla 2.3 [22].

Tabla 2.3 Datos de la parroquia Ocaña

Lugar	Parroquia Ocaña
Hogares	53
Personas	266
Kw/día Total	185.668
Número de Turbinas	10
Potencia Individual	18.56
Potencia de Trabajo	20 kW

Fuente: Instituto Nacional de Estadística y Censos (INEC). (2010). Censo de Población y Vivienda. Ecuador.

Cabe recalcar que la instalación estratégica de las turbinas se encuentra fuera del alcance de este proyecto de titulación, dado que los objetivos establecen el diseño y simulación para evaluar la viabilidad en fuentes fluviales y marinas.

2.5.2.5 Radio externo de la turbina

La ecuación implementada de potencia útil para la turbina definió el radio óptimo del rotor al expresar el área de barrido (A) del rotor en función del diámetro.

$$P_{turbina} = C_{pw} \frac{1}{2} \pi R_{ext}^2 \rho v^3 \eta \quad (2.1)$$

$$R_{ext} = \sqrt{\frac{2P_{turbina}}{C_{pw} \pi \rho v^3 \eta}} \quad (2.2)$$

Donde:

R: Radio inicial del rotor [m]

P turbina: Potencia suministrada [w]

C_{pw}: Coeficiente de potencia de Betz

ρ : Densidad del agua [kg/m³]

v: Velocidad del flujo [m/s]

n: Eficiencia del sistema

2.5.2.6 Radio interno de la turbina

Basado en Proyectos de dimensionamiento de turbinas hidrocínicas, a menudo el diámetro interno del Rotor corresponde al 20% o 25% del Diámetro externo de la turbina, es decir.

$$R_{int} = 0.2 * R_{ext} \quad (2.3)$$

Donde:

R_{int}: Radio interno del rotor [m]

R_{ext}: Radio externo del rotor [m]

2.5.2.7 Metodología BEMT

Esta metodología, descompone las palas de la turbina en elementos más pequeños y modela de manera detallada la interacción con el flujo de agua. Al calcular las fuerzas y momentos a lo largo de cada elemento de la pala, se logra una evaluación integral de las características hidrodinámicas de la turbina.

2.5.2.7.1 Cuerda del Álabes

Teniendo en cuenta el diámetro del rotor se procedió a discretizarlo, para este ejemplo se considera una división de 10 partes, no obstante, se llegó a registrar el cálculo para una división de 4000 partes:

$$\Delta r = \frac{R}{n} \quad (2.4)$$

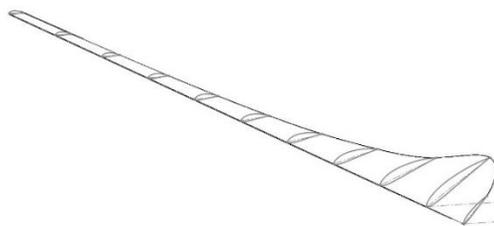
Donde:

Δr : *Incremento de radio local [m]*

R : *Radio externo del rotor [m]*

n : *Número de divisiones [m]*

Figura 2.8 *Esquema de Elementos del álabes*



Adicional se calculó la relación de velocidad específica local en el punto de diseño λr para cada elemento de álabes por medio del uso de la ecuación (2.5):

$$\lambda r = \lambda d \left(\frac{r_i}{R} \right) \quad (2.5)$$

Donde:

λd : Velocidad específica de diseño $\lambda d = \frac{\omega R}{v}$

W : Velocidad de rotación

V : Velocidad del fluido

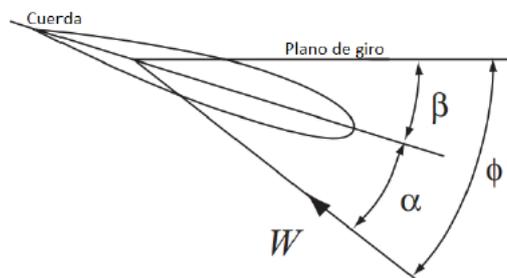
R : Radio externo de la turbina

λr : Velocidad específica local de cada elemento

A partir del resultado de la ecuación (2.5) se determina el ángulo de flujo relativo, es decir, entre el plano de giro del rotor y la velocidad específica

$$\varphi = \frac{2}{3} \tan \left(\frac{1}{\lambda r \left(\frac{r_i}{R} \right)} \right) \quad (2.6)$$

Figura 2.9 Representación del ángulo de flujo relativo



Por consiguiente, se calculó el ángulo de torsión, el cual representa la inclinación de la cuerda local del álabe.

$$\beta = \varphi - \alpha \quad (2.7)$$

Donde:

α : Ángulo de ataque del perfil Hidrodinámico

β : Ángulo de torsión

En consecuencia, se calculó la cuerda de cada sección de álabe (C) expresada mediante la ecuación (2.8).

$$C = \frac{8\pi r_i(1 - \cos \varphi_i)}{zC_L} \quad (2.8)$$

Donde:

C: Cuerda de la sección del álabe

Z: Número de álabes

C_L: Coeficiente de sustentación

2.5.2.7.2 Cálculo de Coeficiente de Potencia Real

Dicho parámetro afecta directamente el rendimiento y resistencia estructural del álabe.

$$\sigma = \frac{zC}{2\pi r} \quad (2.9)$$

Donde:

σ: Relación de Solidez

C: Cuerda de la sección del álabe

Z: Número de álabes

r: Radio local del álabe

Posterior se encontraron los coeficientes de fuerzas normal y tangencial a las que se somete el álabe, las cuales servirán para el cálculo de esfuerzos:

$$C_N = C_L \cos \varphi + C_d \sin \varphi \quad (2.10)$$

$$C_T = C_L \sin \varphi - C_d \cos \varphi \quad (2.11)$$

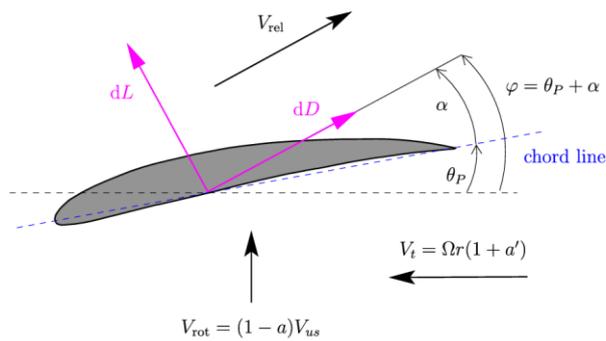
Donde:

C_L : Coeficiente de Sustentación del Perfil

C_d : Coeficiente de Arrastre del Perfil

φ : Ángulo de incidencia óptimo

Figura 2.10 Esquemático de las Fuerzas que actúan sobre los elementos de álabe



Nota: “Tomada de Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review” (2015).

En el Contexto hidrodinámico y la teoría de álabes, se consideró como la rotación del álabe afecta tanto a la velocidad del agua (Factor de inducción Axial) y a la velocidad angular del flujo (Factor de Inducción Tangencial)

$$a = \left(1 + \frac{4 \sin^2 \varphi}{\sigma C_N} \right)^{-1} \quad (2.12)$$

$$a' = \left(\frac{4 \cos \varphi \sin \varphi}{\sigma C_T} - 1 \right)^{-1} \quad (2.13)$$

Donde:

σ : Relación de Solidez

C_N : Coeficiente de Fuerza Normal

C_T : Coeficiente de Fuerza Tangencial

φ : Ángulo de incidencia óptimo

a : Factor de Flujo Axial

a'' : *Factor de Flujo Tangencial*

Ahora bien, se vuelve a calcular el valor del ángulo de incidencia o flujo relativo, pero considerando el efecto de los factores de inducción axial y tangencial:

$$a\varphi_n = a \tan \left(\frac{1 - a_n}{(1 + a''_n)\lambda_r} \right) \quad (2.14)$$

Donde:

a : *Factor de Flujo Axial*

a'' : *Factor de Flujo Tangencial*

λ_r : *Velocidad específica local de cada elemento*

A partir de este nuevo ángulo de incidencia, se volvió a calcular los parámetros antes mencionados hasta que se reduzca los errores de los factores de flujo axial y tangencial, es decir:

$$a_i - a_{i-1} \quad (2.15)$$

$$a''_i - a''_{i-1} \quad (2.16)$$

Donde:

a_i : *Factor de Flujo Axial actual*

a_{i-1} : *Factor de Flujo Axial anterior*

a''_i : *Factor de Flujo Tangencial actual*

a''_{i-1} : *Factor de Flujo Tangencial anterior*

Posterior, se calculó los factores de pérdida en la punta del álabe, que se refiere a los vórtices que generan pérdidas de energía considerables y en la región cercana del núcleo donde puede generar pérdidas de eficiencia por la interacción con el flujo.

$$F1 = \frac{2}{\pi} \arccos \left(e^{-\frac{(z/2)(1-r_n/R_{ext})}{(r_n/R_{ext}) \sin \varphi_n}} \right) \quad (2.17)$$

$$F2 = \frac{2}{\pi} \arccos \left(e^{-\frac{(z/2)(1-r_n/R_{int})}{(r_n/R_{int}) \sin \phi n}} \right) \quad (2.18)$$

$$F = F1 * F2 \quad (2.19)$$

Donde:

F1: Factor de pérdida en la punta

F2 Factor de pérdida del núcleo

F: Factor de Pérdida total

R_{int}: Radio interno de la turbina

R_{ext}: Radio externo de la turbina

Z: Número de álabes

Finalmente, el factor de potencia real de cada elemento de álabe se lo determinó con la siguiente ecuación:

$$Cp = \frac{8F}{\lambda^2} \int_{\lambda_{in}}^{\lambda} \lambda_r^3 a'' (1 - a) d\lambda_r \quad (2.20)$$

Donde:

λ : Velocidad específica de diseño óptimo

λ_r : Velocidad específica en cada elemento de álabe

a: Factor de Flujo Axial

a'': Factor de Flujo Tangencial

dλ_r: Diferencial de velocidad local

λ_{in} : Velocidad específica del primer elemento

λ : Velocidad específica del último elemento

2.5.2.7.3 Cálculo fuerzas Normal y Tangencial

Para el cálculo de fuerzas primero se volvió a recalcular el diámetro de la turbina a partir de la ecuación (2.2) y el radio interno a partir de la ecuación (2.3).

Ahora bien, se calculó las fuerzas normal y tangencial por medio de las ecuaciones (2.21) y (2.22):

$$F_N = \left(\frac{\rho}{2}\right) \sum_{i=1}^{10} (C_L \cos(\varphi_i) + C_d \sin(\varphi_i)) \left(\frac{V(1-a_i)}{\sin(\varphi_i)}\right)^2 C_i F_i \Delta_r \quad (2.21)$$

$$F_T = \left(\frac{\rho}{2}\right) \sum_{i=1}^{10} (C_L \sin(\varphi_i) - C_d \cos(\varphi_i)) \left(\frac{V(1-a_i)}{\sin(\varphi_i)}\right)^2 C_i F_i \Delta_r \quad (2.22)$$

Donde:

ρ : Densidad del fluido

C_L : Coeficiente de sustentación del Perfil hidrodinámico

C_d : Coeficiente de arrastre del perfil hidrodinámico

φ_i : Ángulo de incidencia óptimo

a : Factor de Flujo Axial

V : Velocidad de corriente del fluido

C_i : Longitud de cuerda del elemento de álabes

F : Factor de Pérdida total

Δ_r : Longitud de radio de cada elemento

2.5.2.8 Cálculo Fuerza Cortante y Momento Flector

Basado en criterios fundamentales de la mecánica de materiales y estática de fluidos, se integró los resultados de fuerzas con respecto a la longitud de álabes para obtener resultados de fuerza cortante y momento flector por medio de las ecuaciones (2.23) y (2.24)

$$F_{cn} = \int_{r_{in}}^r (F_N) dr + C_1 \quad (2.23)$$

$$M_n = \int_{r_{in}}^r (F_{cn} + C_1) dr + C_2 \quad (2.24)$$

Donde:

F_{cn}: Fuerza cortante de fuerza normal

M_n: Momento flector de fuerza normal

C₁: Coeficiente de integración 1

C₂: Coeficiente de integración 2

d_r: Diferencial de longitud de álabe

F_N: Fuerza normal del álabe

Es decir, se establece las condiciones de frontera que la fuerza cortante y momento flector al ser evaluado al extremo del álabe, ambos valores son iguales a cero.

$$F_{cn}(r_i) = 0 \quad (2.25)$$

$$M_n(r_i) = 0 \quad (2.26)$$

Donde:

F_{cn}: Fuerza cortante de fuerza normal

M_n: Momento flector de fuerza normal

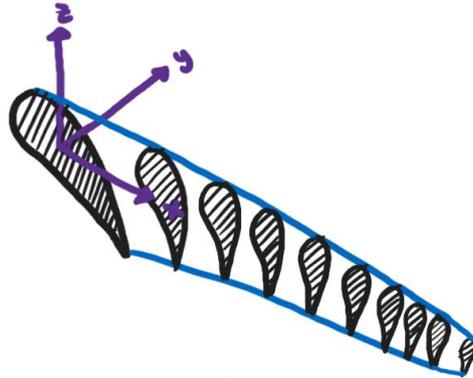
r_i: Longitud del álabe

2.5.2.9 Cálculo Esfuerzos Normal y Cortante

Como siguiente punto, se consiguió calcular con cierto grado de precisión los esfuerzos normal y cortante no solo para garantizar la integridad estructural de la turbina hidrocínética sino también para facilitar la optimización del diseño, mejorando la confiabilidad operativa y contribuyendo a

la seguridad a lo largo de su vida útil. De este modo, se usaron las ecuaciones (2.27), (2.28) y (2.28).

Figura 2.11 Sistema de Referencia para el cálculo de esfuerzos



$$\sigma_x = \sum_{i=1}^{10} \frac{M_z y}{I_z} + \frac{M_y z}{I_y} \quad (2.27)$$

$$\sigma_y = 0 \quad (2.28)$$

$$\tau_{xy} = \sum_{i=1}^{10} \sqrt{\left(\frac{V_y Q}{I_z t}\right)^2 + \left(\frac{V_z Q}{I_y t}\right)^2} \quad (2.29)$$

$$\sigma'' = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (2.30)$$

Donde:

M_z : Momento con respecto al eje z

M_y : Momento con respecto al eje y

I_z : Inercia con respecto al eje z

I_y : Inercia con respecto al eje y

Q : Primer momento de área con respecto al eje neutro

t : Ancho del perfil

V_z : Cortante con respecto al eje z

V_x : Cortante con respecto al eje x

σ_x : Esfuerzo normal con respecto al eje x

σ_y : Esfuerzo con respecto al eje y

Y : Distancia en y al eje neutro

Z : Distancia en z al eje neutro

σ'' : Esfuerzo de Von Mises

2.5.2.10 Círculo de Mohr

El círculo de Mohr es una herramienta grafica que nos permitió analizar y visualizar el estado de esfuerzo en materiales sometidos a cargas. De este modo se emplean las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_{avg} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \quad (2.31)$$

$$R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.32)$$

$$\sigma_1 = \sigma_{avg} + R \quad (2.33)$$

$$\sigma_2 = \sigma_{avg} - R \quad (2.34)$$

$$\theta_p = \frac{\arctan\left(\frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y}\right)}{2} \quad (2.35)$$

$$\theta_s = \theta_p - 45^\circ \quad (2.36)$$

Donde:

σ_{avg} : Centro del círculo de Mohr

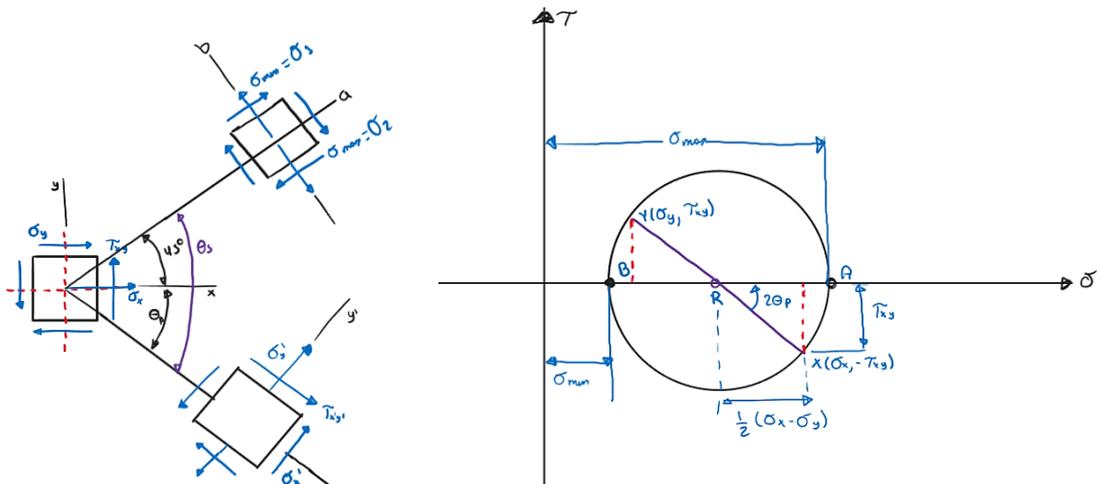
R : Radio de circunferencia del círculo de Mohr

σ_1 : Esfuerzo Máximo

σ_2 : Esfuerzo Mínimo

θ_p : Orientación del plano principal

Figura 2.12 Círculo de Mohr



2.5.2.11 Teorías de Falla Estática

Como siguiente punto del diseño del álabe de turbinas, se emplearon las siguientes teorías de falla estática:

- Energía de distorsión
- Esfuerzo cortante máximo
- Esfuerzo normal máximo

De este modo se cumple las teorías en las ecuaciones (2.36), (2.37), (2.38) respectivamente.

$$n_1 = \frac{S_y}{\sigma''} \quad (2.37)$$

$$n_2 = \frac{S_y}{\sigma_1 - \sigma_2} \quad (2.38)$$

$$n_3 = \frac{S_{ut}}{\sigma_1} \quad (2.39)$$

Donde:

n_1 : Factor de seguridad del criterio de energía de distorsión

n_2 : Factor de seguridad del criterio máximo esfuerzo cortante

n_3 : Factor de seguridad del criterio máximo esfuerzo normal

s_y : Resistencia a la fluencia

s_{ut} : Resistencia última a la tensión

2.5.2.12 Teorías de Falla Dinámica

Finalmente, la teoría de falla dinámica también juega un papel importante en el diseño de los álabes de turbinas hidrocínicas dado que debido a la naturaleza de la carga que actúa repetidamente conduce a la acumulación gradual del daño en el material. De este modo se consideran los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga en la ecuación (2.40)

$$s_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f s_e'' \quad (2.40)$$

Donde:

k_a : Factor de modificación de la condición superficial

k_b : Factor de modificación del tamaño

k_c : Factor de modificación de la carga

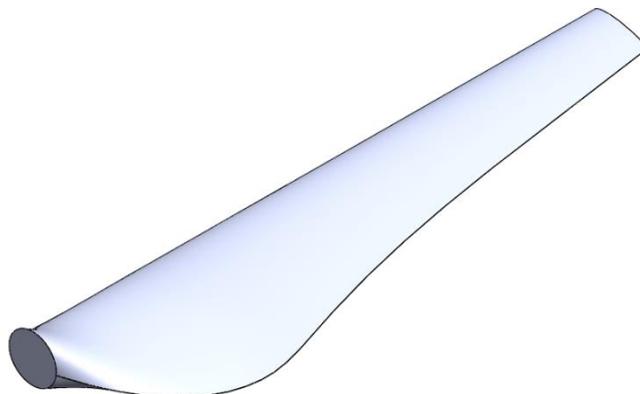
k_d : Factor de modificación de la temperatura

k_e : Factor de confiabilidad

k_f : Factor de modificación de efectos varios

s_e'' : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

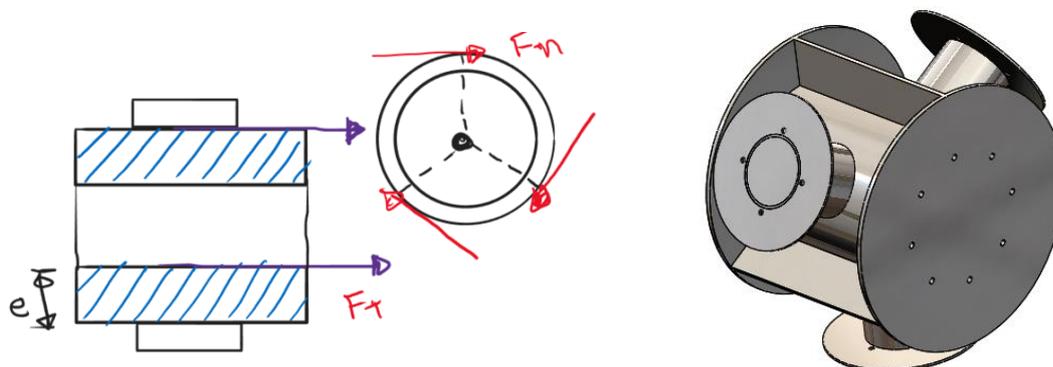
Figura 2.13 *Álabe de turbina hidrocínética con perfil asimétrico NACA 4412*



2.5.3 Diseño del rotor

Con respecto al rotor, el cual es el elemento móvil que se encuentra girando junto a los álabes, se ve afectada por la reacción de las fuerzas hidrodinámicas previamente calculadas. A partir de esto se repite el procedimiento de cálculo de esfuerzos y criterios de falla estática y dinámica empleadas en el diseño del álabe.

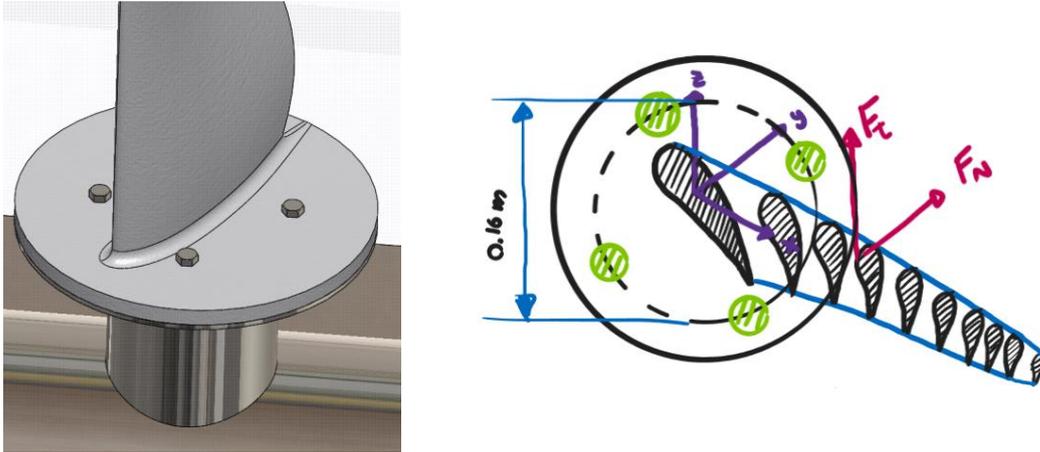
Figura 2.14 *Estructura de Rotor y diagrama de cuerpo libre del Rotor.*



2.5.4 Diseño de juntas empernadas

Para el diseño de juntas empernadas, se establecen 4 pernos de diseño que estarán sometidos a esfuerzos cortante producto de las fuerzas hidrodinámicas. Dichos pernos se encuentran distribuidos como se aprecia en la siguiente ilustración:

Figura 2.15 Estructura de la junta empernada del rotor con el álabe



A partir de la distribución geométrica de los pernos, se calcula el cortante primario y secundario:

$$F_1 = \frac{F}{N} \quad (2.41)$$

$$F_2 = \frac{M}{4r} \quad (2.42)$$

Donde:

F_1 : Cortante Primario

F_2 : Cortante Secundario

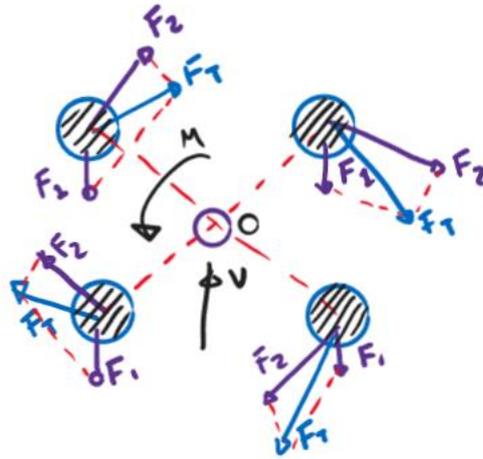
F : Fuerza Cortante

M : Momento

r : Radio geométrico del sistema de pernos

Posterior se calcula la fuerza individual que siente cada perno considerando la siguiente grafica de la distribución de esfuerzo cortante primario y secundario

Figura 2.16 Diagrama de fuerzas de cortante primario y secundario



$$F_a = \sqrt{(F_2 \cos(45) - F_1 \cos(\theta))^2 + (F_2 \sin(45) + F_1 \sin(\theta))^2} \quad (2.43)$$

$$F_b = \sqrt{(F_2 \cos(45) + F_1 \cos(\theta))^2 + (F_2 \sin(45) + F_1 \sin(\theta))^2} \quad (2.44)$$

$$F_c = \sqrt{(F_2 \cos(45) - F_1 \cos(\theta))^2 + (F_2 \sin(45) - F_1 \sin(\theta))^2} \quad (2.45)$$

$$F_d = \sqrt{(F_2 \cos(45) + F_1 \cos(\theta))^2 + (F_2 \sin(45) - F_1 \sin(\theta))^2} \quad (2.46)$$

Donde:

F_a - b - c - d : Fuerza que se ejerce sobre cada perno

θ : Ángulo del cortante primario

Se seleccionó la máxima fuerza cortante, la cual indicó el tamaño y dimensiones del perno. A partir de esto se calcula el diámetro y espesor que debe tener la brida de donde se unen el álabe y el rotor.

$$D = \sqrt{\frac{4nF}{0.557S_p\pi}} \quad (2.47)$$

$$t = \frac{Fn}{DS_y} \quad (2.48)$$

Donde:

D : Diámetro mínimo del perno

n : Factor de seguridad

F: Máximo esfuerzo cortante

S_p: Resistencia del perno

S_y: Resistencia de la brida

Teniendo en cuenta estos datos se selecciona el perno junto con su tuerca y arandela, lo que permite recalcular el factor de seguridad:

$$D = \sqrt{\frac{0.557S_pA_s}{F}} \quad (2.49)$$

Donde:

D: Diámetro mínimo del perno

n: Factor de seguridad

F: Máximo esfuerzo cortante

S_p: Resistencia del perno

S_y: Resistencia de la brida

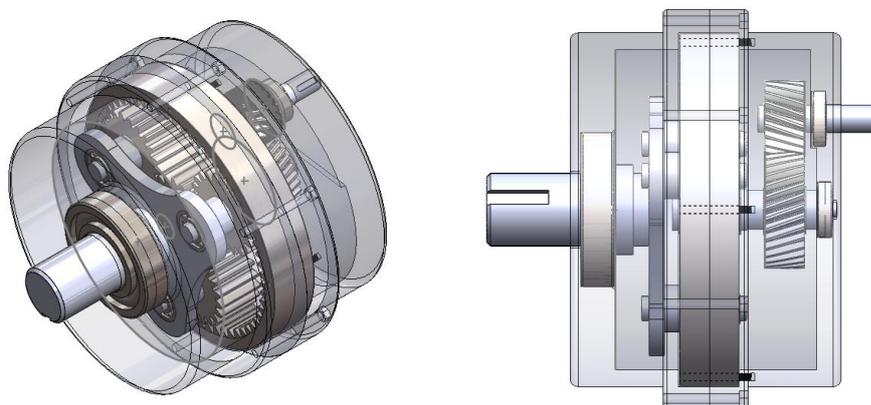
A_s: Área de diámetro menor

2.5.5 Diseño de sistema de transmisión

2.5.5.1 Engranajes

El diseño de la caja multiplicadora se fundamentó en un modelo previo desarrollado por estudiantes del Instituto Tecnológico de México, que ostenta una capacidad de 30 kW. Este diseño innovador incorpora un sistema epicicloidal que opera en paralelo con engranajes helicoidales. La elección de esta configuración se basa en la eficiencia y fiabilidad demostradas por el modelo mexicano, brindando un referente sólido para el desarrollo de la caja multiplicadora actual. Este enfoque permite aprovechar la experiencia previa y las lecciones aprendidas, asegurando un diseño robusto y eficiente para la aplicación específica de la nueva turbina hidrocínética.

Figura 2.17 *Diseño de caja multiplicadora*



El número de dientes de cada engrane se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 2.4 *Cantidad de dientes de los engranes de la caja multiplicadora*

Engrane	Número de dientes
N Planetario	21
N Sol	21
N Corona	63
Piñón Helicoidal	20
Engrane helicoidal	32

En consecuencia, se establecen las ecuaciones de las especificaciones de engranes de acuerdo con la norma AGMA:

$$d = \frac{N}{p_d} \quad (2.50)$$

$$a = \frac{1}{P_d} \quad (2.51)$$

$$b = \frac{1.250}{P_d} \quad (2.52)$$

$$h = \frac{2.25}{P_d} \quad (2.53)$$

$$e = \frac{1.571}{P_d} \quad (2.54)$$

$$c = \frac{0.35}{P_d} \quad (2.55)$$

Donde:

d: Diámetro de Paso

a: Adendum

b: Dedendum

h: Profundidad total

e: Espesor circular del diente

c: Holgura

p_d: Paso diametral

Por consiguiente, se calcula el esfuerzo de flexión y superficial de acuerdo con la ecuación de la

AGMA:

$$\sigma_E = \frac{w_t p_d}{F J k_v} k_a k_m k_s k_b k_I \quad (2.56)$$

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{w_t}{F I d} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f} \quad (2.57)$$

Donde:

σ_E : Esfuerzo por flexión

σ_c : Esfuerzo superficial

w_t : Fuerza tangencial sobre el diente

F : Factor de cara

J : Factor geométrico

k_v : Factor dinámico

k_a : Factor de sobrecarga

p_d : Paso diametral

k_m : Factor de distribución de carga

k_s : Factor de tamaño

k_b : Factor de espesor de aro

k_I : Factor de engrane loco

C_p : Coeficiente elástico

De manera análoga, se calcula la resistencia a la flexión y por contacto superficial en materiales para engranes:

$$s_{fb}' = 102HB + 16400 \quad (2.58)$$

$$s_{fb} = \frac{k_L}{k_T k_R} s_{fb}' \quad (2.59)$$

$$s_{fc}' = 349HB + 34300 \quad (2.60)$$

$$s_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} s_{fc}' \quad (2.61)$$

Donde:

s_{fb} : Resistencia de fatiga a la flexión

s_{fc} : Resistencia a la fatiga por contacto superficial

k_L : Factor de vida

k_T : Factor de temperatura

k_R : Factor de confiabilidad

S_{fb} : Factor dinámico

C_H : Factor de razón de Dureza

Finalmente se calcula el factor de seguridad, los cuales se consideran que deben estar en el rango de 1.5 a 3:

$$N1 = \frac{S_{fb}}{\sigma_E} \quad (2. 6259)$$

$$N2 = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_c}\right)^2 \quad (2. 6360)$$

Donde:

$N1$: Factor de seguridad por fatiga a la flexión

$N2$: Factor de seguridad por fatiga por contacto superficial

2.5.5.2 Árbol de transmisión

Se determinan las cargas a las que estará sometido el árbol. Esto incluye el par generado por el rotor, las cargas radiales debidas a rodamientos y las fuerzas axiales causadas por acoplamientos y otros componentes.

$$\uparrow \sum F = 0 \quad (2. 61)$$

$$\sum M = 0 \quad (2. 62)$$

Se elige el material del árbol considerando factores como resistencia a la fatiga, rigidez, durabilidad y compatibilidad con el entorno (resistencia a la corrosión). Para posterior dimensionar el árbol teniendo en cuenta las cargas aplicadas, el material seleccionado y las consideraciones de seguridad.

$$D_A = \left[\frac{32N}{\pi} \cdot \sqrt{\left[\frac{K_t \cdot M_A}{S_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \cdot \left[\frac{T_A}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3} \quad (2.63)$$

2.5.5.3 Rodamientos

En el proceso de selección de rodamientos para la caja multiplicadora, el enfoque sigue un procedimiento meticuloso que garantiza la elección adecuada de componentes para optimizar la confiabilidad y eficiencia operativa. En primer lugar, se identifican las cargas radiales y axiales esperadas en el rodamiento, considerando las condiciones específicas de la caja multiplicadora. Utilizando la plataforma proporcionada por el proveedor SKF, se lleva a cabo cálculos de fuerzas radiales y axiales para determinar la carga equivalente, fundamental para la evaluación del rendimiento del rodamiento en condiciones reales de operación. Además, se accede a las herramientas y recursos disponibles en la plataforma SKF para obtener información detallada sobre la vida útil, factores de aplicación y velocidades de rotación específicos para los rodamientos considerados. Este enfoque basado en datos y análisis permite tomar decisiones informadas al seleccionar rodamientos que cumplen con los requisitos técnicos y ambientales de la caja multiplicadora, asegurando una operación confiable y prolongada.

2.5.6 Selección del generador

Para la selección del generador eléctrico se tuvo en cuenta los requisitos del sistema implementado en la turbina hidrocínética, como la potencia de 20 Kw y la frecuencia trifásica de 60 Hz utilizada en la región. Luego, se examinaron los catálogos de varios proveedores para evaluar las opciones disponibles. Además, fue necesario tener en cuenta la velocidad de giro en la salida de la caja multiplicadora para adaptarse al requerimiento del sistema. Una vez planteados las características del sistema, se analizó la confiabilidad y las referencias a los proveedores y se escogió una de las mejores opciones basándose en las especificaciones de sus equipos que estuviera acorde a la necesidad del proyecto.

2.5.7 Selección de Accesorios

2.5.7.1 Difusor

La incorporación de un difusor desempeña un papel crucial al mejorar su eficiencia y rendimiento general. El difusor cumple la función de disminuir la velocidad del flujo de agua que pasa por la turbina, permitiendo así una mayor captura de energía y, consecuentemente, un aumento en el coeficiente de potencia. Se ha demostrado que la utilización de un difusor puede generar un incremento significativo del 6% en el coeficiente de potencia de la turbina hidrocínética. Es importante destacar que la recomendación de un diámetro de difusor 1.1 veces el diámetro de la turbina se basa en la optimización de la geometría para lograr una transición fluida y eficiente del flujo, maximizando así los beneficios asociados con la implementación de este componente.

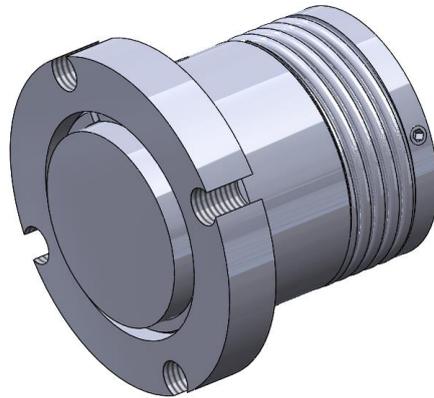
Figura 2.18 *Diseño de difusor de turbina hidrocínética*



2.5.7.2 Sello Mecánico

La utilización de un sello mecánico en diversas aplicaciones industriales es esencial para garantizar la integridad y eficiencia de los equipos rotativos. Este componente desempeña un papel crítico al prevenir fugas no deseadas de fluidos y gases, asegurando un ambiente de trabajo seguro y libre de contaminantes. Al proporcionar una barrera hermética entre las partes móviles y estacionarias de la maquinaria, el sello mecánico evita la pérdida de fluidos y minimiza la entrada de contaminantes externos, contribuyendo así a la prolongación de la vida útil de los equipos y reduciendo la necesidad de costosos mantenimientos.

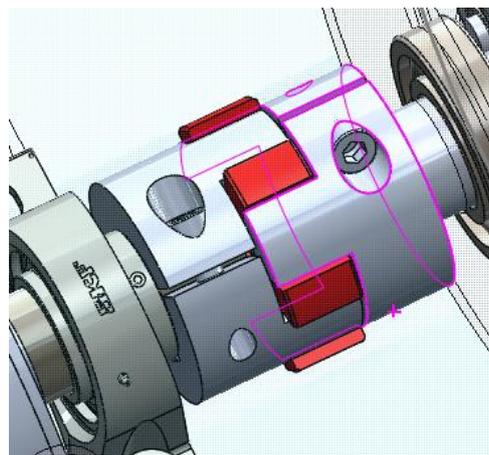
Figura 2.19 *Sello mecánico*



2.5.7.3 Acoples

La incorporación de acoples en sistemas mecánicos juega un papel fundamental para asegurar la transmisión eficiente de energía entre diferentes componentes. Los acoples son elementos esenciales que conectan los árboles de transmisión, permitiendo la transferencia de movimiento y potencia. La correcta elección y diseño de acoples contribuye a minimizar la vibración, absorber choques y compensar desalineaciones. Además, los acoples facilitan el mantenimiento al permitir la desconexión de componentes para reparaciones o sustituciones sin desmontar toda la máquina.

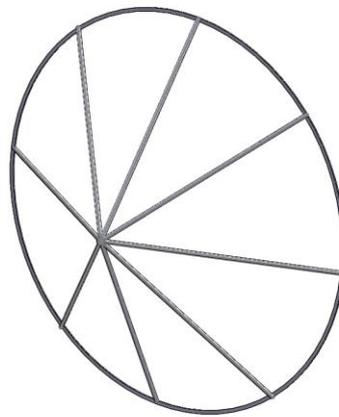
Figura 2.20 *Acople*



2.5.7.4 Jaula Protectora

La implementación de una jaula protectora en turbinas hidrocínéticas permite salvaguardar la seguridad y el entorno ecológico circundante. Esta estructura protectora no solo resguarda a la turbina de posibles impactos y vibraciones, sino que también protege la vida marina. Además de mejorar la seguridad operativa, la instalación de una jaula protectora puede alinearse con normas ambientales y regulaciones específicas, tales como las establecidas por la Agencia de Protección Ambiental (EPA) o la Directiva Marco del Agua de la Unión Europea, que promueven prácticas sostenibles y la preservación del hábitat acuático.

Figura 2.21 *Jaula de protección*



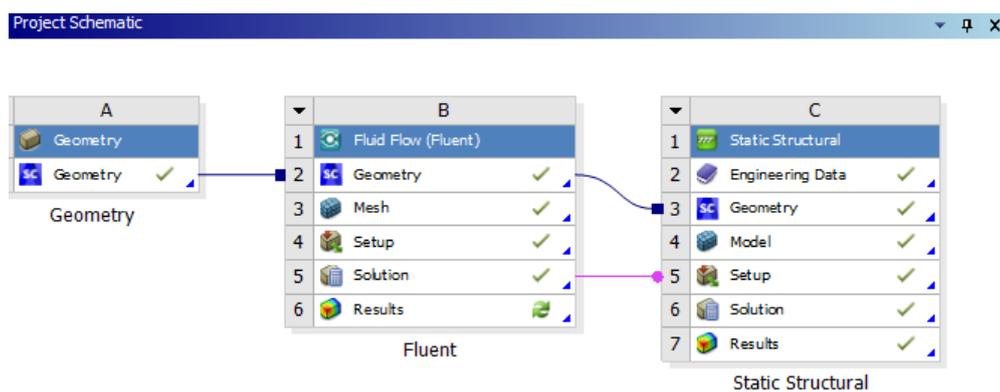
2.5.7.5 Anclaje

El uso de anclajes en instalaciones con turbinas hidrocínéticas es fundamental para garantizar la estabilidad y seguridad del sistema. Los anclajes adecuados anclan la turbina de forma segura al mar o al lecho del río para resistir las fuerzas de las corrientes y las mareas. Esta medida no sólo garantiza el funcionamiento estable de la turbina, sino que también evita posibles desplazamientos o movimientos innecesarios que podrían afectar a su rendimiento y durabilidad. Además, el fondeo ayuda a proteger el medio acuático y previene impactos negativos sobre la flora y fauna local.

2.5.8 Simulación computacional

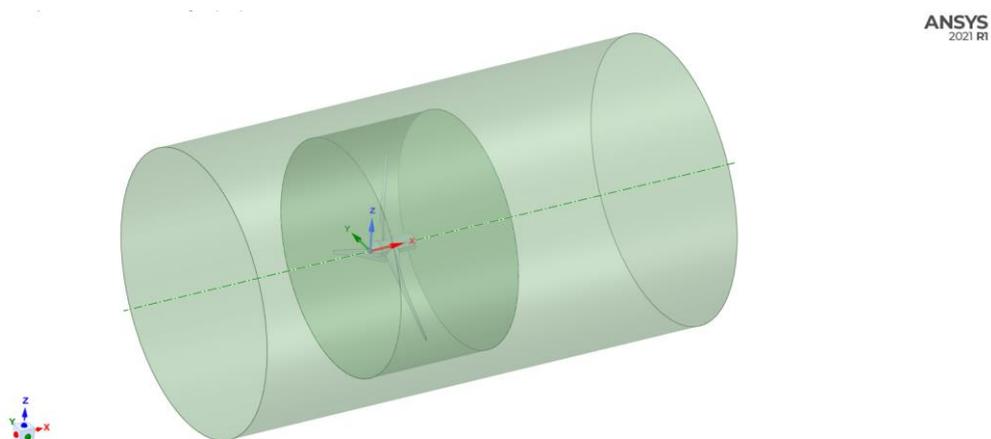
En esa sección, se detalla el proceso de simulación computacional de la turbina hidrocínética de flujo axial con el objetivo de estudiar su comportamiento fluidodinámico. Se utilizó el programa Ansys 2021 R1 (Licencia educativa ESPOL) con sus complementos “Fluent” y “Static Structural” para analizar la interacción del fluido y la estructura del rotor, donde se desarrolló el siguiente esquema de trabajo:

Figura 2.22 Esquemático de simulación fluido-estructura



Se dividió la configuración geométrica en tres componentes esenciales: la estructura de la turbina hidrocínética, el volumen de control interno designado como dominio rotacional para la generación del movimiento giratorio de la turbina, y el volumen externo que constituye el espacio estático para el paso del flujo de agua (Figura 2.23).

Figura 2.23 Volumen de control de simulación fluidodinámica

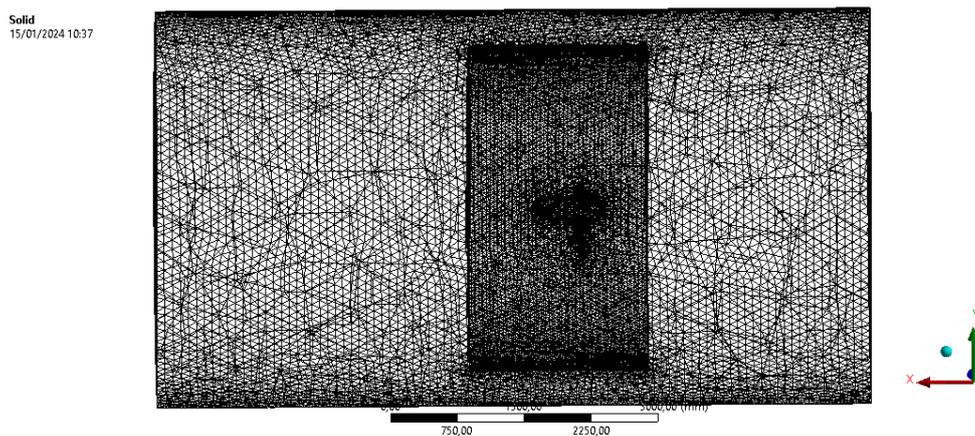


2.5.8.1 Mallado

El mallado se estableció para los dos tipos de situaciones a analizar, tanto para el fluido como para la estructura. Para el fluido, se tomaron en consideración la superficie externa como dominio exterior (Volumen estático) y la superficie interna como dominio interior (Volumen rotatorio) (Figura 2.23).

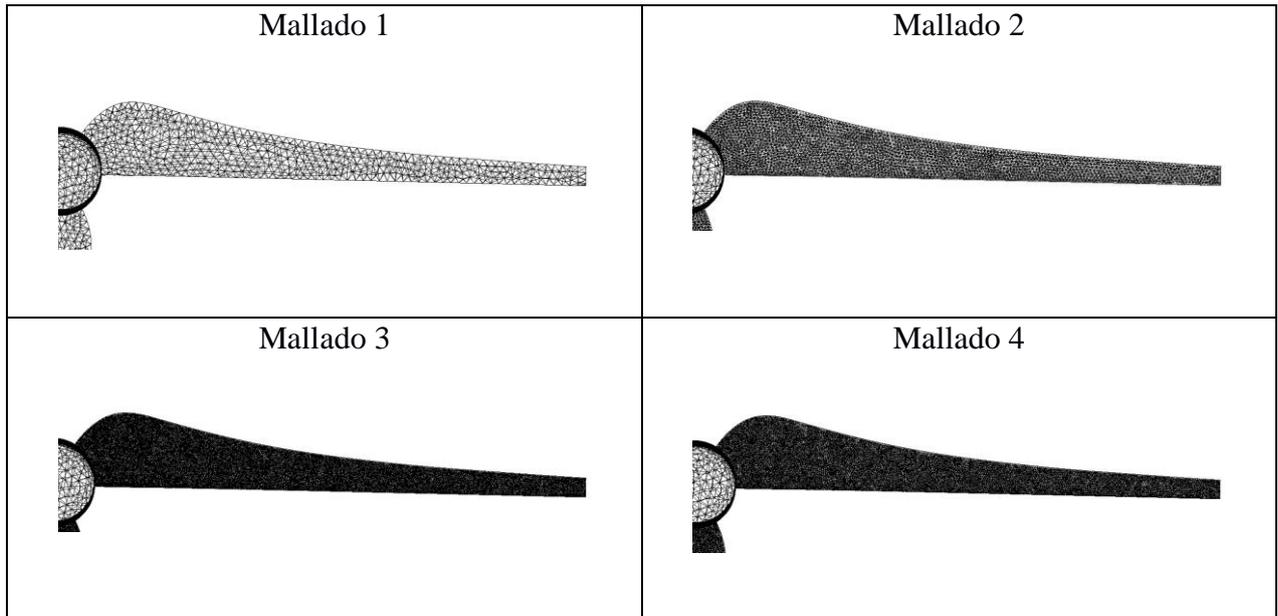
Se realizaron 5 pruebas de mallado cambiando el tamaño de los elementos teniendo en cuenta la calidad de cada mallado para escoger los parámetros apropiados que aseguren un requerimiento computacional eficiente y moderado. En el Apéndice 6 se presentan los parámetros utilizados, donde se escogió la opción 4 como se presenta en la Figura 2.24.

Figura 2.24 Ilustración del mallado seleccionado para el volumen de control



Para el mallado de la estructura se dividió el cilindro central y los álabes para refinar las áreas de interés, que en este caso serían los álabes. De esta forma se determinaron los siguientes parámetros (Apéndice 7), donde se escogió el mallado 4, debido a la capacidad computacional se estableció que la máxima cantidad de nodos sería de un millón.

Tabla 2.5 Ilustraciones del mallado de la estructura de los álabes de la turbina



Para los parámetros de calidad del mallado, se tomó en consideración el criterio de calidad ortogonal como métrica del mallado tal como se presenta en las Figura 2.25 y 2.26, teniendo valores promedios entre 80 y 85%

Figura 2.25 Criterio de calidad de malla - Fluido

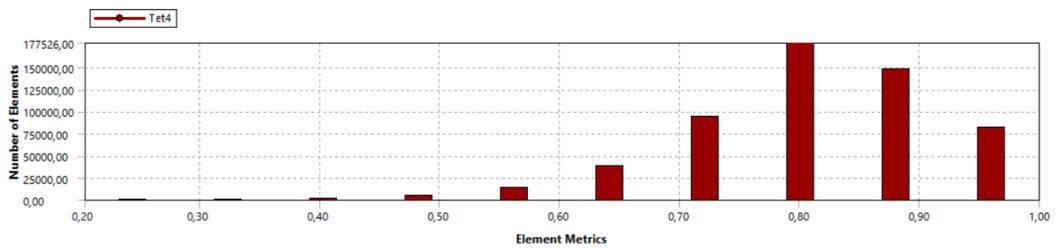
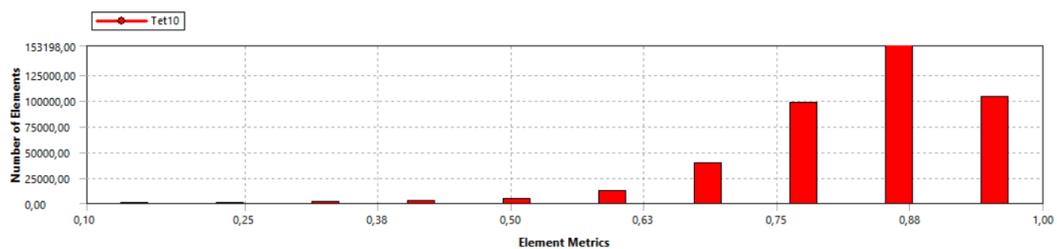


Figura 2.26 Criterio de calidad de malla - Estructura



2.5.8.2 Simulación fluidodinámica

En esta sección, se describen los parámetros, condiciones de borde y el modelo utilizado para realizar la simulación fluidodinámica, donde se generó un dominio interior para utilizar una malla dinámica y modelar el movimiento en el rotor, con el fin de determinar la fuerza y el momento generado al estar en contacto con la fuerza de empuje provocada por el flujo (agua).

2.5.8.3 Independencia de malla

El propósito de esta validación consistió en evaluar la dispersión de los resultados al implementar una malla con elementos de mayor tamaño en comparación con aquellas que poseen un mayor refinamiento, teniendo como objetivo principal el identificar una discretización óptima que combine un requerimiento computación razonable con la obtención de resultados precisos en las simulaciones.

En las tablas 2.6 y 2.7 se obtuvieron los resultados de las diferentes mallas utilizadas y a continuación se muestran los diferentes resultados tanto para el estudio fluidodinámico como el estructural.

Tabla 2.6 *Independencia de malla para simulación fluidodinámica.*

Malla	Fuerza	Error
1	14230.53	-
2	16481.12	13.66%
3	17890.15	7.88%
4	17964.35	0.41%
5	17850.21	0.64%

Tabla 2.7 *Independencia de malla para simulación estructural.*

Malla	Factor de seguridad	Error
1	3.52	-
2	2.05	41.76%
3	1.90	7.32%
4	1.81	4.74%

Capítulo 3

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

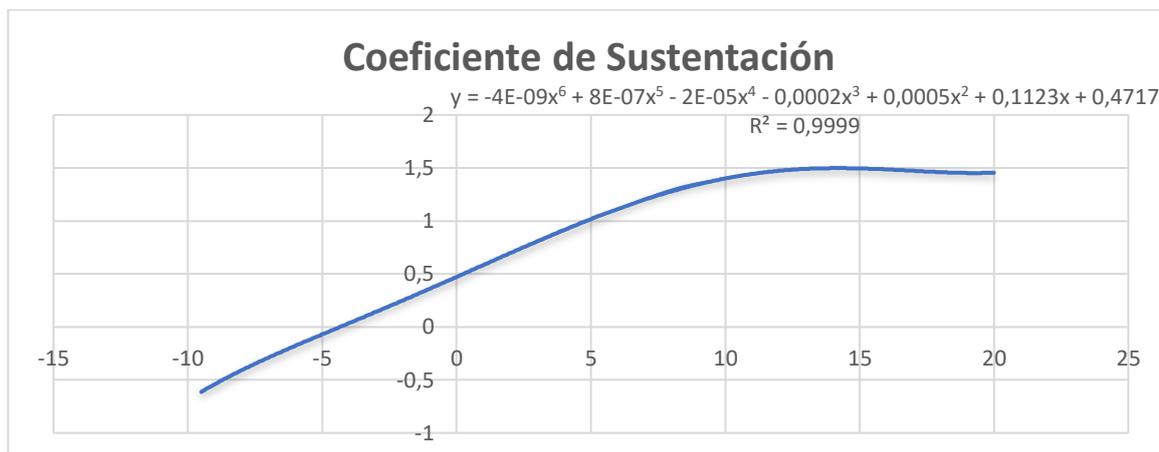
En la búsqueda constante de soluciones innovadoras en el campo de las energías renovables, nuestra investigación se ha centrado en el diseño y simulación de una turbina hidrocínética como parte integral de un sistema sostenible de generación de energía. En este apartado, se presentan los resultados detallados de la fase de diseño y simulación utilizando la poderosa herramienta de ingeniería ANSYS. Se ha logrado una optimización significativa en varios componentes clave, incluyendo los álabes, el rotor, el sistema de transmisión, el generador y accesorios complementarios de la estructura. Este enfoque integral en el diseño busca no solo mejorar la eficiencia de la conversión de energía, sino también garantizar la durabilidad y confiabilidad del sistema en condiciones operativas variables.

3.1 Selección del perfil

Tras la minuciosa evaluación de ocho perfiles hidrodinámicos, equitativamente distribuidos entre asimétricos y simétricos, se presentó que el perfil NACA 4412 exhibe un rendimiento sobresaliente cuando trabaja con un ángulo de ataque de 6.5° de acuerdo con los resultados obtenidos en la tabla del apéndice 5. Dicho resultado permite definir que la distribución de presiones alrededor del perfil puede generar un flujo que favorece la sustentación debido a la asimetría entre la parte del extrado y el intrado.

El uso del programa Qblade permitió obtener información precisa sobre estas variables clave, fortaleciendo la conclusión de que el perfil NACA 4412 destaca no solo en el ángulo óptimo de 6.5° , sino a lo largo de un amplio espectro de condiciones de flujo como se muestra en las siguientes graficas:

Figura 3.1 Evaluación de los coeficientes de sustentación



3.2 Diseño del álabe

Tomando de referencia el ejemplo de la potencia de 20 kW, se establece la siguiente tabla con los datos de velocidad en la localidad de la parroquia de Ocaña y el cálculo del coeficiente de potencia realizado en el apartado de apéndice 16. Cabe añadir que se especificaron las eficiencias producto de la adición de mecanismos como la caja multiplicadora, el sistema de transmisión producto del eje principal y el generador eléctrico [23].

Tabla 3.1 Parámetros de diseño de la turbina hidrocínética.

Potencia Trabajo [KW]	20
Velocidad [m/s]	2.250
Coeficiente de Potencia	0.459
Eficiencia de caja multiplicadora	0.96
Eficiencia de Sistema de transmisión	0.98
Eficiencia de generador	0.9
Eficiencia	0.689
Temperatura del Líquido [°C]	27
Densidad Líquido [kg/m³]	996.500

R externo [m]	1.698 m
R interno	0.339 m

Basado en el procedimiento descrito en el apartado 2.8.2.7 de metodología por la teoría de momento de elemento de álabe (BEMT) se obtuvieron las dimensiones de cuerda de cada perfil que compone el álabe. Para este caso ilustrativo se muestran los hallazgos con 10 divisiones, sin embargo, dado que el proceso es iterativo se utilizó el programa Microsoft Excel (Licencia ESPOL) para iterar con las 4000 particiones:

Tabla 3.2 *Cálculo de longitud de cuerda final*

i	ri	ri [mm]	ri/R	lambda λ	rad	ϕ[°]	β[°]	Ci[m]
1	0.170	169.784	0.10	0.62	0.679	38.92	32.42	0.272
2	0.340	339.568	0.21	1.23	0.455	26.05	19.55	0.249
3	0.509	509.352	0.31	1.85	0.331	18.95	12.45	0.199
4	0.679	679.136	0.41	2.46	0.257	14.73	8.23	0.161
5	0.849	848.920	0.51	3.08	0.209	12.00	5.50	0.134
6	1.019	1018.704	0.62	3.69	0.176	10.10	3.60	0.114
7	1.188	1188.488	0.72	4.31	0.152	8.71	2.21	0.099
8	1.358	1358.272	0.82	4.93	0.134	7.65	1.15	0.087
9	1.528	1528.056	0.92	5.54	0.119	6.82	0.32	0.078
10	1.698	1697.840	1.03	6.16	0.107	6.15	-0.35	0.071

Para complementar el análisis de dichos resultados, se estableció la convergencia del número de divisiones para determinar las fuerzas normal y tangencial, demostrando que mientras mayor sea

el número de divisiones, la sumatoria de elementos de álabe es más precisa de acuerdo con los conceptos de cálculo integral [18].

Tabla 3.3 Resultados de Fuerzas normal y tangencial según la cantidad de particiones.

N	F. Normal	F. Tangencial	Variación FN	Variación FT
10	5407.030	817.587		
100	5408.148	842.966	0.021	3.011
500	5408.105	843.717	0.0008	0.089
1000	5408.102	843.764	5.073E-05	0.006
2000	5408.101	843.781	1.781E-05	0.002
4000	5408.101	843.787	6.271E-06	0.0007

Por consiguiente, se ilustra en la Figura 3.2 la interacción de los perfiles locales con el flujo de la corriente de agua en cada partición.

Figura 3.2 Gráfica de fuerza normal local a lo largo de la longitud del álabe.

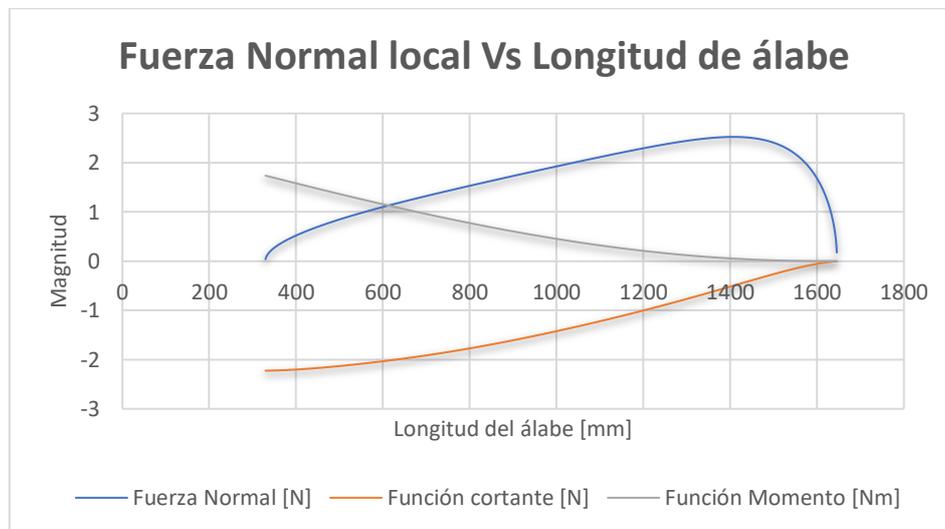
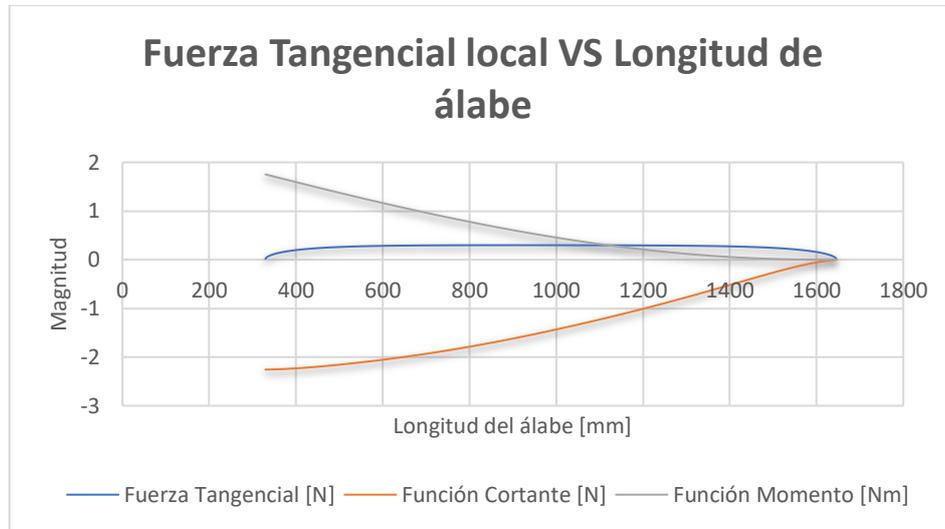


Figura 3.3 Gráfica de fuerza tangencial en función de la longitud del álabe.



Tal como se esperaba, la fuerza normal, posee una mayor magnitud a lo largo del álabe hasta llegar a su punto máximo cerca de la punta, donde se esperaría que la exista una mayor deformación de la estructura. Esto gracias a que la fuerza normal es la que contribuye principalmente a la generación de la fuerza de sustentación que es esencial para extraer energía del flujo de agua. Mientras, la fuerza tangencial se distribuye casi uniformemente y con menor magnitud debido a que se relaciona con la resistencia al movimiento.

En adición, se muestra la siguiente tabla con los cálculos de esfuerzos y factor de seguridad de acuerdo con la teoría de Von Mises, demostrando que las propiedades mecánicas del Aluminio 319 garantiza que no haya deformaciones excesivas o fallas por rotura a causa de las presiones que ejerce el fluido. Dichos esfuerzos fueron calculados a partir de las fórmulas de mecánica de materiales en el apéndice 16 producto de cada diferencial de fuerza a lo largo del alabe, de tal modo, que se analizó el problema como viga la cual esta sometido a esfuerzos de carácter normal y cortante correspondientes a las fuerzas normal y tangencial ejercidas sobre la estructura.

Tabla 3.4 Resultados de esfuerzos máximos del álabe de aleación de Aluminio 319

E. Normal 1	234.78	MPa
E. Normal 2	0	MPa
E. Cortante	5.76	MPa
Von Mises	234.99	MPa
R. Fluencia	165	MPa
R. Última T	586	MPa
FS	0.7	N/A
Material	Aluminio 319	
Tratamiento	Aleado	

En complemento se realizó una evaluación por medio del círculo de Mohr y teorías de falla estática para analizar con mayor detalle el comportamiento estructural de los álabes de la turbina hidrocínética. En este proceso, se graficaron y estudiaron en el apéndice 9 los esfuerzos principales para evaluar la capacidad del material dando lugar a la siguiente tabla de factores de seguridad;

Tabla 3.5 Resultado de factor de seguridad del álabe de Aluminio 319

	Máxima	Esfuerzo	Esfuerzo Normal
	Energía de	Cortante	Máximo
	Distorsión	Máximo	
FS	1.817	1.815	1.818

De este modo, se logra definir que el sistema no falla debido a cargas constantes, sin embargo, se complementa con las teorías de falla dinámica ya que involucra cargas del movimiento provocado por las corrientes de agua que se aplican repetidamente como impactos sobre los álabes.

Tabla 3.6 Resultado de factor de seguridad del álabe para falla dinámica

	Criterio	Criterio	Criterio
	ASME	Gerber y	Goodman
	Elíptica	Langer	Modificado
FS	1.67	1.57	1.27

Finalmente, en el apartado de apéndice se adjuntan los planos correspondientes a los álabes, los cuales, de acuerdo con las teorías de falla dinámica, consiguió evaluar un buen comportamiento estructural que garantiza el rendimiento y seguridad al someterse a las presiones del fluido.

3.3 Diseño del rotor

Ahora bien, dentro del diseño de la turbina, se estableció el rotor, que se encarga de sostener y transmitir el movimiento de los álabes producto de la fuerza que ejercen sobre la estructura. A raíz de esto y con un análisis semejante al del álabe se determinan las dimensiones y las fuerzas.

Tabla 3.7 Distribución de fuerzas en el rotor

Variables	Magnitud	Unidades
F_x	0	N
F_y	20673.132	N
F_z	0	N
M_x	0	Nm
M_y	-4803.588	Nm

Adicional, se logró determinar los esfuerzos a los que se ha sometido el rotor, con el fin de garantizar una estabilidad estructural soportando tanto las fuerzas hidrodinámicas como el peso de cada álabe.

Tabla 3.8 Resultados de esfuerzos del rotor de acero inoxidable 304

E. Normal 1	24.892	Mpa
E. Normal 2	0	Mpa
E. Cortante	60.498	Mpa
Von Mises	107.702	Mpa
R. Fluencia	241	Mpa
R. Última T	586	MPa
FS	2.238	
Material	Acero Aleado	
Número	AISI 304	
Tratamiento	Templado y revenido	

Como se puede denotar, el esfuerzo que se ejerce sobre el rotor es mayor producto al peso de los álabes, así pues, se seleccionó un material el acero inoxidable 304 debido a que cuenta con mayor resistencia y es capaz de soportar ambientes corrosivos. Este resultado de esfuerzo de Von Mises sugiere que el material del rotor sea más resistente no solo por el peso sino para la transmisión adecuada del movimiento de los álabes.

Manteniendo el procedimiento por cálculos clásicos, se llevó a cabo una evaluación del material utilizado en la construcción del rotor mediante el círculo de Mohr y teorías de falla tanto estática como dinámica para contribuir a la eficiencia, seguridad y durabilidad del sistema en condiciones operativas específicas.

Tabla 3.9 Resultado de factor de seguridad del rotor en acero inoxidable 304

	Máxima	Esfuerzo	Esfuerzo
	Energía de	Cortante	Normal
	Distorsión	Máximo	Máximo
FS	2.23	1.95	2.25

Tabla 3.10 Resultado de factor de seguridad del rotor para falla dinámica

	Criterio	Criterio	Criterio
	ASME	Gerber y	Goodman
	Elíptica	Langer	Modificado
FS	2.15	2.11	1.82

Por lo tanto, se presentó que el acero inoxidable es un buen candidato para trabajar bajo las presiones que ejerce el fluido sobre la estructura. Otro detalle esencial para su selección es la facilidad para soldar y su resistencia a la corrosión, lo que lo vuelve idóneo para estas aplicaciones en que se encuentra en contacto directo con el fluido.

3.4 Diseño de Juntas empernadas

En lo que concierne a los resultados de las juntas que conectan el rotor y los álabes, se muestra la siguiente tabla con las fuerzas individuales que afectan a cada perno:

Tabla 3.11 Fuerzas generadas en las juntas empernadas

Cortante	1349.802
Primario	
Cortante	9954.797
Secundario	
Fa	9220.959
Fb	11072.045
Fc	8902.231
Fd	10808.044

Dichos resultados poseen coherencia con la teoría dado que, debido a la orientación del perno, habrá alguno que se encuentre sometido bajo una mayor carga. Por esta razón se centra el análisis en dicho elemento para garantizar un buen rendimiento del sistema en la condición de mayor esfuerzo.

Posterior se muestra los resultados de diámetro y espesor de brida para el diseño de la turbina hidrocínética:

Tabla 3.12 Características de los pernos requeridos para la junta

Dmin [mm]	9.02
Dperno [mm]	10
Espesor [mm]	7.39

Estos resultados muestran coherencia con los pernos afines a estas labores industriales ya que se desea que el diseño sea fácil de desmontar para posibles efectos de mantenimiento o cambio de piezas. Por otra parte, conociendo el diámetro del perno, se selecciona la arandela, tuerca con la que se va a trabajar:

Tabla 3.13 Características del perno seleccionado

Paso	1.5
Espesor	2.30
Arandela	
Longitud	8.40
Tuerca	
Longitud	35.00
perno	
Longitud	26.00
rosca	
Longitud sin	9.00
rosca	
Agarre	14.78
efectivo	

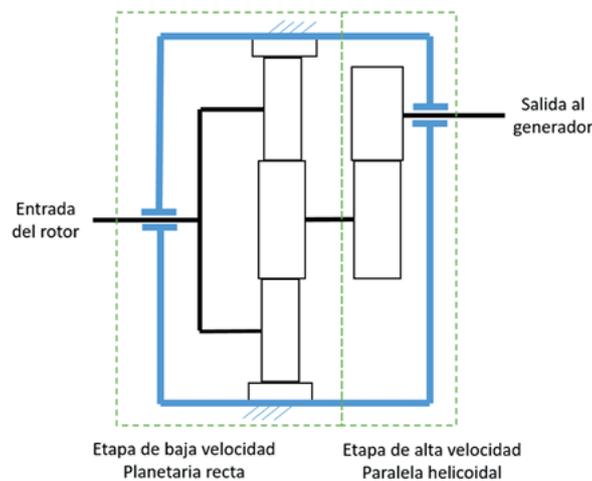
En contraste, el factor de seguridad para comprobar que este elemento puede soportar las cargas establecidas es de 1.635, lo que nos indica que efectivamente con los diámetros calculados y una cantidad de 4 pernos que se conectan en la brida, es suficiente para que el sistema sea estable.

3.5 Diseño de la caja multiplicadora

La necesidad de incorporar una caja de engranes epicicloidales en la primera etapa y un sistema de engranes helicoidales en la segunda etapa de un sistema de transmisión responde a la búsqueda de una combinación eficiente y versátil para optimizar la operación de un mecanismo particular. La siguiente sección se basó en el estudio de una caja multiplicadora de 30 Kw realizado por estudiantes del Instituto Tecnológico de México (CIATEQ), donde se realizó el diseño y la validación del sistema fabricado y ensamblado con pruebas de vacío. Siguiendo este ejemplo, se

determinó la primera etapa para una caja multiplicadora que se adapte al sistema actual, se calculó los engranes epicicloidales, también conocidos como engranes planetarios, los cuales ofrecen ventajas tales como compactibilidad, alta relación de transmisión y la posibilidad de distribuir la carga entre múltiples engranes, proporcionando así un rendimiento eficiente y confiable. En la segunda etapa, la elección de engranes helicoidales responde a la necesidad de reducir el nivel de ruido para disminuir impactos en el entorno. La disposición paralela de estos engranes helicoidales garantiza una transmisión de potencia suave y silenciosa, lo que indica una operación más precisa y duradera del sistema en su conjunto.

Figura 3.4 Diagrama de Sistema de transmisión

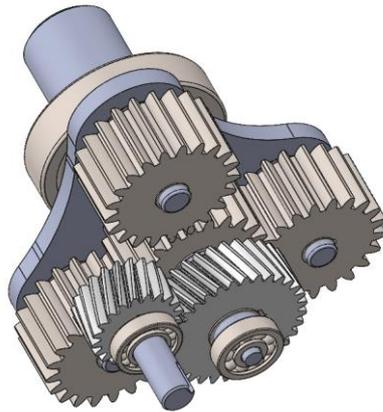


Fuente: Tomado del “estudio de una caja multiplicadora de 30 Kw realizado por el Instituto Tecnológico de México (CIATEQ)”

3.5.1 Engranés epicicloidales

En la primera etapa del sistema de engranes, se implementa una configuración que logra una significativa relación de multiplicación 4:1, transformando la velocidad de entrada de 78 revoluciones por minuto (rpm) a una velocidad de salida de 344 rpm. Este mecanismo con su diseño modular y capacidad para distribuir la carga de manera equitativa, permiten alcanzar relaciones de multiplicación sustanciales en una configuración compacta.

Figura 3.5 *Diseño de caja multiplicadora*



Del diseño mencionado se muestra la entrada en el árbol central que gira a la misma velocidad que el conjunto epicicloidal y se soportan en la corona que se mantiene fija, por consiguiente, se transmite la rotación al engranaje recto central que se encuentra conectado a un engranaje helicoidal, el cual transmite el movimiento al piñón helicoidal de salida. Considerando los cálculos del Apéndice 16 y las fórmulas mencionadas en el Capítulo 2.8.5, se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 3.14 *Resultados de la cantidad de dientes de los elementos de transmisión.*

Entrada	78 RPM
Salida	344 RPM
N planetario	21
N Sol	21
N corona	63
Relación	4
Total	

Adicional se muestra la tabla con la característica de los engranes que conforman el sistema epicicloidal.

Tabla 3.15 Características de los elementos de transmisión.

	Planeta		Sol		Corona	
	21	dientes	21	dientes	63	dientes
	in	m	in	m	in	m
Circular pitch	0.785	0.020	0.785	0.020	0.785	0.020
Base pitch	0.738	0.019	0.738	0.019	0.738	0.019
D Pitch	5.25	0.133	5.25	0.133	15.75	0.400
R Pitch	2.625	0.067	2.625	0.067	7.875	0.200
Addendum	0.25	0.006	0.25	0.006	0.25	0.006
Dedendum	0.312	0.008	0.312	0.008	0.312	0.008
Working depth	0.5	0.013	0.5	0.013	0.5	0.013
Whole depth	0.562	0.014	0.562	0.014	0.562	0.014
Thickness	0.393	0.010	0.393	0.010	0.393	0.010
Fillet radius	0.075	0.002	0.075	0.002	0.075	0.002
Clearance	0.062	0.002	0.062	0.002	0.062	0.002
D. outside	5.75	0.146	5.75	0.146	16.25	0.413
Módulo	0.25	0.006	0.25	0.006	0.25	0.006

Fue necesario incorporar factores de seguridad al diseñar engranes, particularmente al considerar los esfuerzos de flexión y el contacto superficial, debido a la naturaleza crítica de su función en sistemas mecánicos. En primer lugar, los engranes están sometidos a esfuerzos significativos de flexión durante su operación, especialmente en aplicaciones donde se transmiten grandes cantidades de potencia.

Tabla 3.16 Resultados de los factores de seguridad de los elementos de transmisión.

Planeta	2.359	
Sol	3.350	Esfuerzo Tensión
Corona	4.091	
Planeta-Sol	1.402	
Planeta- Corona	1.892	Esfuerzo Superficial

Estos factores de seguridad no solo contribuyen a la integridad estructural de los engranes, sino que también proporcionan un margen de confianza en la operación del sistema mecánico en su conjunto. Al considerar tanto los esfuerzos de flexión como el contacto superficial, se busca asegurar una vida útil prolongada, una operación segura y un rendimiento confiable de los engranes en diversas condiciones de carga y operativas.

3.5.2 Engranes helicoidales

Basado en la metodología del diseño de engranes epicicloidales, se establecen las especificaciones y factores de seguridad para los engranes helicoidales manteniendo en cuenta las fórmulas mencionadas en la sección 2.8.5:

Tabla 3.17 Características de la etapa de engranes Helicoidales.

Relación	1.60	
Pressure angle	20.00	
Z piñón	20.00	
Z Gear	32.00	
Número Paso	6.00	
Circular Pitch	0.52	in

Base pitch	0.49	in
D Pitch Piñón	3.33	in
D Pitch Gear	5.33	in
Centro Nominal	4.33	in
Addendum	0.17	in
Dedendum	0.21	in
Working depth	0.33	in
Whole depth	0.38	in
Thickness	0.26	in
Fillet radius	0.05	in
Clearance	0.04	in
D. outside piñón	3.67	in
D. outside gear	5.67	in
Longitud acción	0.79	in
Contact Ratio	1.61	N/A
Ángulo hélice	20.00	°
R. cont. Axial	1.39	
Paso Axial	1.44	
Ángulo presión normal	18.88	°

Ángulo de hélice base	18.88	°
----------------------------------	-------	---

Tabla 3.18 Resultados de los factores de seguridad de los engranes helicoidales

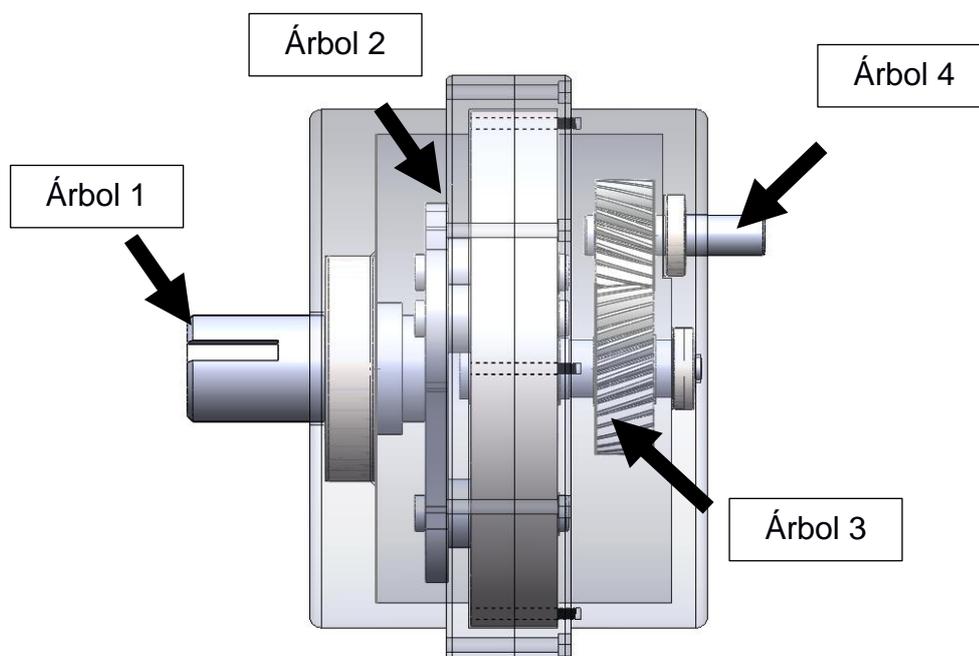
Piñón	2.24	Esfuerzo Tensión
Piñón	2.24	
Piñón- Engrane	1.45	Esfuerzo Superficial

De este modo, se corrobora que la caja multiplicadora posee dimensiones más compactas en comparación de modelos de multiplicadores basados únicamente en engranes helicoidales conectados paralelamente. Dicha selección basada principalmente en el tamaño y peso permite una mejor integración de los componentes y reduce las cargas estructurales y requerimientos de soporte en la instalación, lo cual, a menudo genera nuevos desafíos de ingeniería asociados.

3.5.3 Dimensionamiento de árboles de transmisión

Con respecto a los árboles de transmisión que componen la caja multiplicadora se muestra el siguiente gráfico con el detalle de los elementos interno para el cálculo de los diámetros a lo largo de cada sección:

Figura 3.6 Detalle de árboles de transmisión de caja multiplicadora.



En consecuencia, las siguientes tablas muestran un resumen de los diámetros seleccionados para la caja multiplicadora, donde las variables A y B representan los rodamientos en cada árbol, mientras que las variables O1 y O2 representan la posición donde se efectúan las cargas producto de los engranes:

Tabla 3.19 Dimensionamiento de árbol de transmisión 1

Árbol 1					
	kt	T	M	Dmin	D seleccionado
O1	3	21662.7	0	29.7	30
A	2.5	21662.7	52692.4	90.5	95
		N	Nm	mm	mm

Tabla 3.20 Dimensionamiento de árbol de transmisión 2

Árbol 2					
	kt	T	M	Dmin	D seleccionado
A	3	21662.7	0	29.7	30
O1	2.5	21662.7	23418.8	69.2	70
O2	3	21662.7	0	29.7	30
		N	Nm	mm	mm

Tabla 3.21 Dimensionamiento de árbol de transmisión 3

Árbol 3					
	kt	T	M	Dmin	D seleccionado
A	3	5415.7	0.0	18.7	20
O1	2.5	5415.7	12121.4	55.5	56
O2	2.5	5415.7	10018.1	52.1	54
B	3	5415.7	0.0	18.7	20
		N	Nm	mm	mm

Tabla 3.22 Dimensionamiento de árbol de transmisión 4

Árbol 4					
	kt	T	M	Dmin	D seleccionado
A	3	3379.4	0.0	16.0	20
O1	2.5	3379.4	2881.6	34.4	36

B	3	3379.4	0.0	16.0	35
		N	Nm	mm	mm

3.5.4 Selección de Rodamiento

En el diseño de la caja multiplicadora, se ha priorizado una selección precisa de rodamientos para optimizar el rendimiento. De este modo, se utilizó el catálogo del proveedor SKF para seleccionar los rodamientos de cada árbol de transmisión. A continuación, se muestra la tabla de resultados de rodamientos junto a la ubicación del árbol y el tamaño que les corresponde.

Tabla 3.23 Selección de rodamientos para cada árbol de transmisión

Selección de Rodamientos

	Cantidad	Árbol 1	Árbol 2	Árbol 3	Árbol 4	Diámetro [mm]
6319	1	1	--	--	--	95
6306	1	--	1	--	--	30
4304						20
ATN9	3	--	--	2	1	
6307 2Z	1	--	--	--	1	35

3.6 Selección del Generador

El generador eléctrico requerido se seleccionó en base a los requerimientos del sistema, para este caso de 20 Kw de potencia, adicional se tenía una velocidad rotacional de salida de la caja multiplicadora de 500 rpm. Con estos datos, se hizo uso de un catálogo de especificaciones de un proveedor que contaba con el generador de imanes permanentes requeridos a una frecuencia de 60 Hz para ser aplicado en un sistema trifásico. Este tipo de generadores son conocidos como alternadores de imanes permanentes síncronos (PMSG), lo que permite reducir la excitación

electromagnética con el fin de reducir las pérdidas de energía, aumentando su eficiencia (Apéndice 5).

3.7 Simulación Fluido-Estructura

El análisis de resultados revela aspectos cruciales sobre el comportamiento fluidodinámico del modelo rotando a 78 rpm con una velocidad de entrada del fluido de 2.25 m/s. La fuerza de empuje determinada es de 17.852 KN, lo cual destaca la carga hidrodinámica que incide sobre la estructura del rotor. Este valor es esencial para evaluar la resistencia estructural y comprender la interacción con el flujo. Además, el momento de cabeceo obtenido es de 132.68 Nm, lo cual proporciona información sobre la carga de torsión en la estructura, aplicada en el sentido de rotación del rotor (Figuras 3.7 y 3.8).

Figura 3.7 Gráfica de Fuerza de empuje vs tiempo de procesamiento

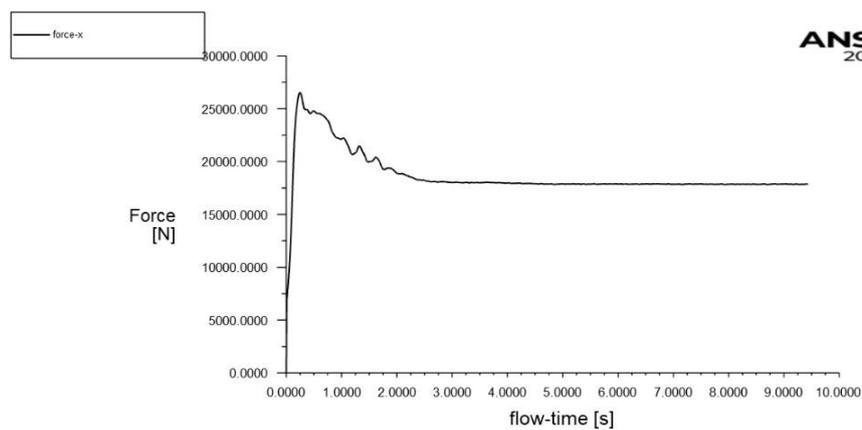
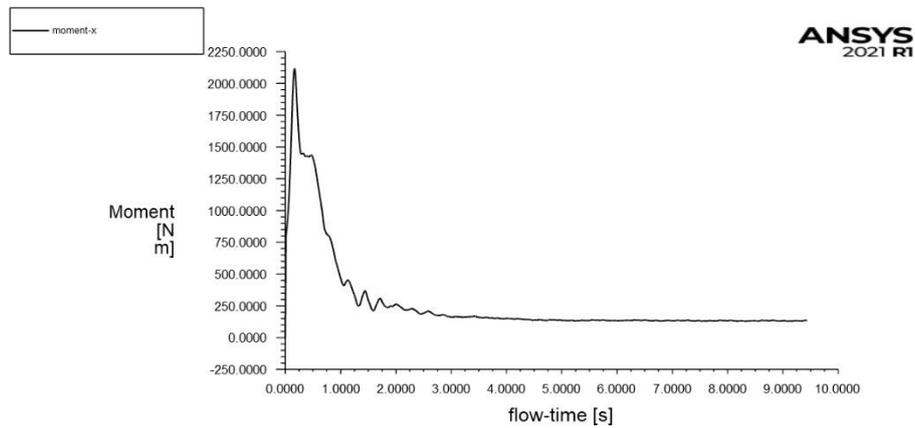
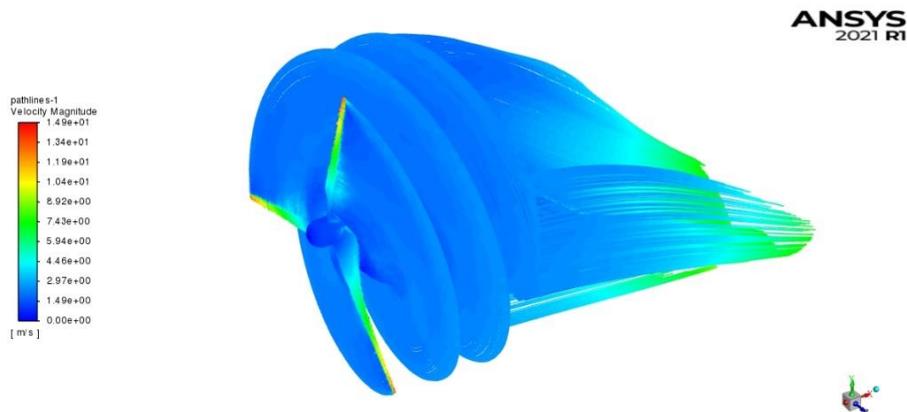


Figura 3.8 Gráfica de Momento vs tiempo de procesamiento



Además, se presenta una visualización de cómo es el comportamiento del flujo al ser afectado por la rotación de la turbina, donde se muestra la distribución de la velocidad a través de las líneas de corrientes, con una velocidad máxima de 13.5 m/s en los bordes de los álabes, debido al efecto de velocidad relativa generado por la velocidad del fluido y la velocidad de rotación de la turbina (Figura 3.9).

Figura 3.9 Distribución de las líneas de corriente



Por otra parte, se integra el comportamiento fluidodinámico mediante la distribución de presiones en diferentes períodos de tiempo con estudio estructural, donde se pudo determinar resultados de

deformación, esfuerzo de Von Mises y el factor de seguridad. Se realizaron simulaciones utilizando como materiales el acero inoxidable 304 y aleación de aluminio 319 en la estructura de los álabes para el analizar su comportamiento. De las pruebas realizadas, se escogieron los valores más significativos (críticos) donde la distribución de presiones generaba los valores más pequeños de factor de seguridad.

Tabla 3.24 Resultados de la simulación estructural para un álabe de acero inoxidable

Acero inoxidable 304				
Iteración	Tiempo [s]	Deformación [mm]	Esfuerzo Von Mises [MPa]	Factor de seguridad
30	0.333	29.125	85.604	2.919
90	0.999	29.197	90.850	2.752
102	1.132	23.934	85.086	2.938

Tabla 3.25 Resultados de la simulación estructural para un álabe de aleación de aluminio 319

Aleación de aluminio 319				
Iteración	Tiempo [s]	Deformación [mm]	Esfuerzo Von Mises [MPa]	Factor de seguridad
30	0.333	76.613	85.593	1.909
90	0.999	78.519	90.448	1.810
102	1.132	64.529	84.800	1.931

Tal como se detalla, el acero inoxidable 304 tiene una mayor resistencia a la fluencia y es por esa razón que presenta un factor de seguridad superior, sin embargo, la aleación de aluminio 319 mostró un factor de seguridad superior a 1.8, lo cual es aceptable. Además, considerando las

propiedades mecánicas de este último material, es factible utilizarlo para establecer el diseño final para los álabes de la turbina hidrocínética.

Figura 3.10 Distribución de presión en el intervalo de 0.999 s para la aleación de Aluminio 319.

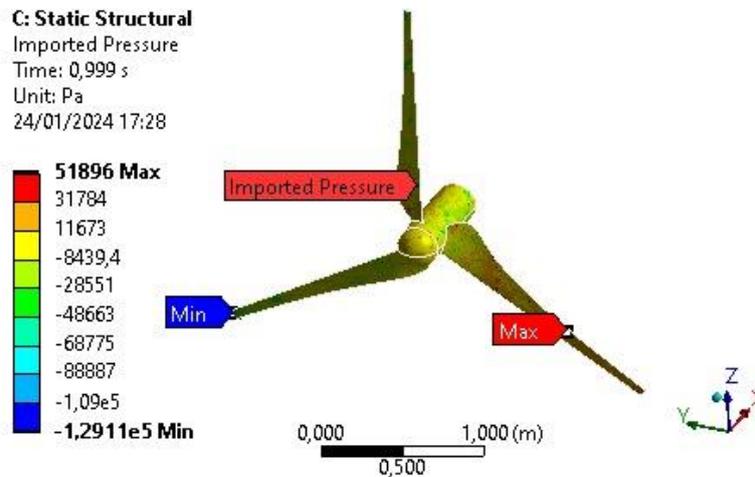
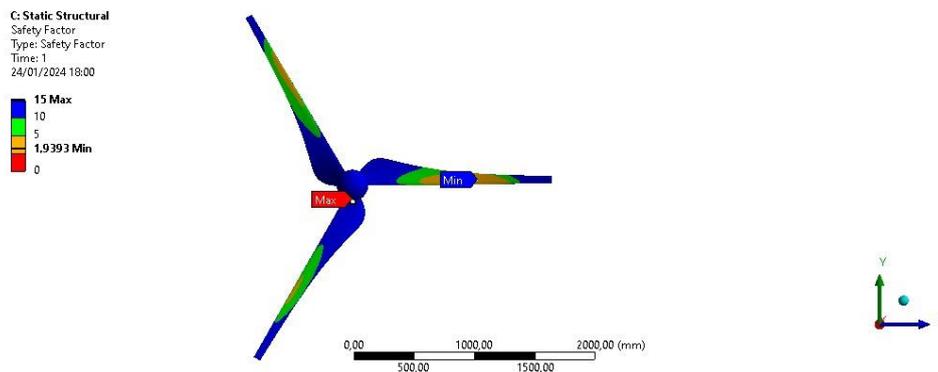


Figura 3.11 Factor de seguridad para la aleación de Aluminio 319.



3.8 Análisis de costo

En el apéndice 13 se proporciona un desglose detallado de los costos del proyecto de la turbina hidrocínética de flujo axial. Los costos se basan en el precio por masa de los componentes, e incluyen tanto los costos de la caja multiplicadora, derivados de un estudio en el Instituto Mexicano CIATEQ, como los costos del generador. El precio total estimado del proyecto, excluyendo la fabricación y los costos laborales, se establece en \$7970.17. Este cálculo abarca los

costos asociados con los materiales específicos utilizados en la construcción de la turbina, así como los componentes adicionales que contribuyen al funcionamiento eficiente del sistema. Además, se detallan los costos relacionados con la investigación y desarrollo, garantizando una evaluación exhaustiva de los recursos financieros invertidos en cada aspecto del proyecto. Este análisis de costos proporciona una visión integral de la inversión requerida, facilitando una comprensión detallada de la viabilidad económica del proyecto de la turbina hidrocínética.

En cuanto al retorno de la inversión del proyecto, se considera la generación ideal de 20 KW de la turbina con un tiempo de uso diario de 10 horas. Con un costo de suministro eléctrico de \$0.104 por kWh, el consumo de 200 kWh resultaría en un costo de este recurso de \$20.8. Esta proyección sugiere que la inversión inicial en una turbina se recuperaría en 383.18 días, equivalente a aproximadamente 1.05 años (Tabla 24). Este cálculo toma en cuenta el ahorro económico generado por la generación propia de energía, lo cual no solo contribuiría a la sostenibilidad del proyecto, sino que también resalta la viabilidad financiera a largo plazo. El retorno de la inversión en un período relativamente corto refleja la eficiencia del proyecto y su capacidad para generar beneficios económicos significativos a lo largo de su vida útil.

Tabla 3.26 *Detalle de retorno de la inversión*

Costo de	\$	
turbina	7.970,17	
Potencia		
de	20	KW
generación		
Tiempo de		
uso	10	h

Costo de KWh	0,104	\$/KWh
Consumo diario	200	KWh
Ahorro por consumo	20,8	\$
Retorno de inversión	383,18	días
Retorno de inversión	1,05	años

Capítulo 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- La simulación fluidodinámica proporcionó resultados importantes sobre el rendimiento hidrodinámico de la turbina, mostrando que la aleación seleccionada, es viable para ser aplicada en los álabes del diseño propuesto de turbina hidrocínética.
- En conclusión, el análisis comparativo entre el factor de seguridad calculado teóricamente mediante ecuaciones de mecánica de materiales y los resultados obtenidos mediante simulaciones revela una discrepancia significativa, representada por un 65% de error. Esta discrepancia se atribuye principalmente a la complejidad geométrica del alabe en estudio,

que difiere de las formas regulares para las cuales las ecuaciones de mecánica de materiales están diseñadas. La geometría compleja del perfil NACA, definido por modelos matemáticos avanzados, introduce un sesgo e imprecisión en los cálculos teóricos, lo que afecta la exactitud del factor de seguridad determinado. En consecuencia, este resultado subraya la necesidad de considerar la complejidad geométrica de las estructuras en el diseño y la implementación de simulaciones numéricas durante el proceso de diseño para determinar con mayor claridad los efectos que se aplican por diferentes parámetros (presión, cargas, temperatura, etc).

4.2 Recomendaciones

- Los avances tecnológicos sobre nuevos materiales abren camino a futuros estudios que mejoren el rendimiento de este diseño con mira en la reducción de costos.
- Se sabe que este tipo de tecnología tiene una generación de huella de carbono de 10g/1MW, lo cual es importante analizar su aplicación en entornos donde se aproveche el potencial hidrodinámico de los afluentes con un impacto ambiental mínimo.
- Los procesos de fabricación presentan un desafío importante en la aplicación de estos sistemas, por tanto, la evaluación de su elaboración y las estrategias de mantenimiento son importantes en reducción de costos.

Referencias

- [1] B. L. Rommel Alexis y E. A. Llanes Cedeño, “La generación de energía eléctrica para el desarrollo industrial en el Ecuador a partir del uso de las energías renovables”, *Universidad Ciencia y Tecnología*, vol. 24, núm. 104, 2020, [https://doi: 10.47460/uct.v24i104.364](https://doi.org/10.47460/uct.v24i104.364).
- [2] Ministerio del Ambiente, *División Hidrográfica del Ecuador*. 2002.
- [3] W. I. Ibrahim, M. R. Mohamed, R. M. T. R. Ismail, P. K. Leung, W. W. Xing, y A. A. Shah, “Hydrokinetic energy harnessing technologies: A review”, *Energy Reports*, vol. 7. 2021. [https://doi: 10.1016/j.egy.2021.04.003](https://doi.org/10.1016/j.egy.2021.04.003).
- [4] W. Tian, Z. Mao, y H. Ding, “Design, test and numerical simulation of a low-speed horizontal axis hydrokinetic turbine”, *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, vol. 10, núm. 6, 2018, [https://doi: 10.1016/j.ijnaoe.2017.10.006](https://doi.org/10.1016/j.ijnaoe.2017.10.006).
- [5] M. I. Yuce y A. Muratoglu, “Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 43. 2015. [https://doi: 10.1016/j.rser.2014.10.037](https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.10.037).
- [6] M. Anyi y B. Kirke, “Evaluation of small axial flow hydrokinetic turbines for remote communities”, *Energy for Sustainable Development*, vol. 14, núm. 2. 2010. [https://doi: 10.1016/j.esd.2010.02.003](https://doi.org/10.1016/j.esd.2010.02.003).
- [7] A. N. Gorban, A. M. Gorlov, and V. M. Silantyev, “Limits of the turbine efficiency for free fluid flow,” *J. Energy Resour. Technol. Trans. ASME*, vol. 123, no.4, pp. 311-317, 2001.
- [8] George Elliot (ed.): 8. Glossary Of Terms, 2. Edition, Expert Group Study on Recommended Practices for Wind Turbine Testing and Evaluation, International Energy Agency Programme for Research and Development on Wind Energy Conversion Systems, Glasgow 1993.

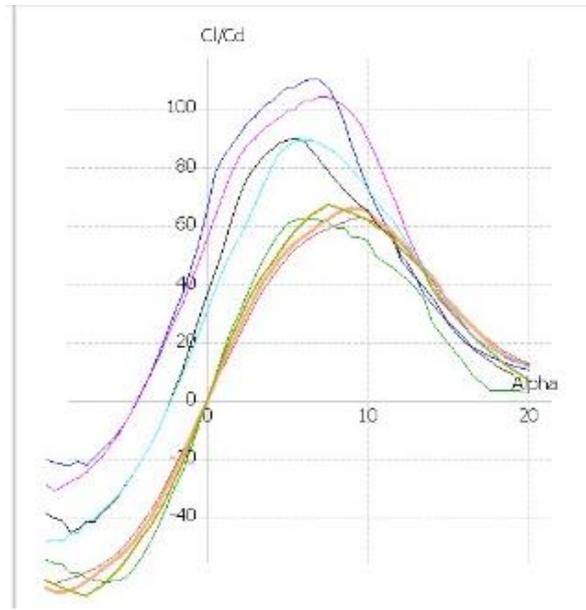
- [9] M. J. Khan, G. Bhuyan, M. T. Iqbal, and J. E. Quaicoe, “Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review”, *Appl. Energy*, vol. 86, no. 10, pp. 1823–1835, 2009.
- [10] Munson, B. R., Young, D. F., Okiishi, T. H. - *Fundamentals Fluid Mechanics*, Ed. Edgard Blucher. Seventh Edition, pp. 481-493, 2013
- [11] Cengel Y., Cimbala J. (2010) *Fluid Mechanics. Fundamentals and applications*. 3rd ed. New York: McGraw Hill.
- [12] Aragón Betancourt, A. (2013). *Criterios para la selección de parámetros característicos de turbinas hidrocínicas de eje horizontal* (Doctoral dissertation, Universidad Central "Marta Abreu" de Las Villas).
- [13] Society, 2. W. (2017). *Aguas amazónicas*. Obtenido de <http://aguasamazonicas.org/cuencas/principales-sub-cuencas/nap>
- [14] N. Hasan, F. Hasan, G. Mortuza, E. Haque, “Design and Model Construction of a Flapping Wing UAV Ornithopter”, *International Conference on Mechanical, Industrial and Energy Engineering*, Dec. 2016, pp. 1.
- [15] Barrero A., Pérez M. (2005), *Fundamentos y aplicaciones de la mecánica de fluidos*, McGraw-Hill.
- [16] M. S. Guney, “Evaluation and measures to increase performance coefficient of hydrokinetic turbines”, *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 15. 2011. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.009>.
- [17] C. M. Niebuhr, M. Van Dijk, V. S. Neary, J.N. Bhagwan, “A review of hydrokinetic turbines and enhancement techniques for canal installations: Technology, applicability and potential”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 113. 2019. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.06.047>

- [18] C. Calvo. “Bases para una propuesta didáctica sobre integrales. Tesis de Maestría. Universitat Autònoma de Barcelona (1996).
- [19] Contreras I., Moreno C., Hernández I., Vidal G., “Desarrollo de una caja de engranes para un aerogenerador de 30 KW de capacidad”, Instituto Tecnológico de México (CIATEQ).
- [20] “Precio de chatarra, empresa de compraventa de chatarra en México.” Supraciclaje Recicladora. Accedido el 1 de febrero de 2024. [En línea]. Disponible: <https://upcycle.global/es/precios-hoy/>
- [21] “PERNO ACERO INOXIDABLE MILIMETRICO Dimensión 10 x 50 - 1.50”. LA CASA DEL PERNO RMGR Cia Ltda. Accedido el 1 de febrero de 2024. [En línea]. Disponible: https://www.casadelperno.com/es/pernos/12009-2878-perno-acero-inoxidable-milimetrico.html#/1049-dimension-10_x_50_150
- [22] J. León. “Sistemas de protección de fuentes de agua y su relación con la cantidad y calidad en zonas rurales del cantón Cayambe 2012”, Universidad Politécnica Salesiana sede Quito (2013).
- [23] C. Puertas, C. Willson, P. García, “Design and economic analysis of a hydrokinetic turbine for household applications”, *Renewable Energy*, vol. 199. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2022.08.155>

APÉNDICE

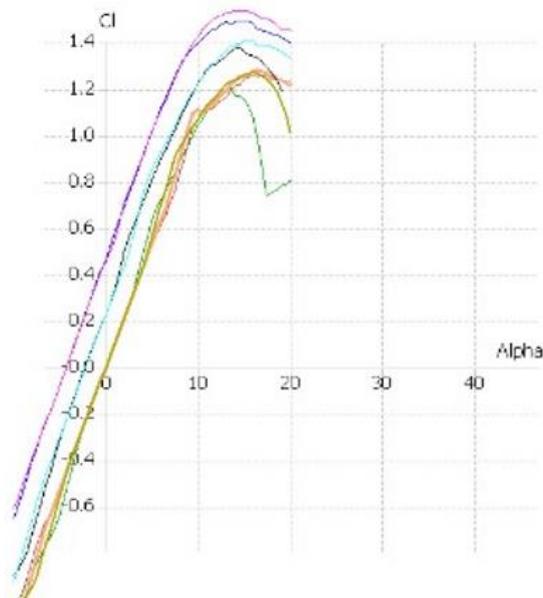
Apéndice 1

Relación entre el coeficiente de sustentación y arrastre



Fuente: Datos tomados del Software “Qblade”

Coeficiente de Arrastre Vs ángulo de ataque



Fuente: Datos tomados del Software “Qblade”

Apéndice 2

Tabla de consumo eléctrico en hogares de 5 personas

Consumo Eléctrico en hogares de 5 personas							
Equipos	Cantidad	Potencia	Potencia día	Uso/día	kwh/día	Día	kWh/Mes
Luces	8	0.01	0.08	8	0.64	30	19.2
Cargador	3	0.02	0.06	4	0.24	30	7.2
Televisor	1	0.06	0.06	4	0.24	30	7.2
Refrigerador	1	0.15	0.15	24	3.6	30	108
Licuadaora	1	0.6	0.6	0.5	0.3	10	3
Cocina	1	0.8	0.8	2	1.6	30	48
Computadora	1	0.1	0.1	8	0.8	30	24
Lavadora	1	0.8	0.8	2	1.6	10	16
Cafetera	0	0.7	0	0.5	0	10	0
Tostadora	0	0.85	0	2	0	10	0
Laptop	1	0.09	0.09	6	0.54	30	16.2
Microondas	0	0.65	0	1	0	30	0
Plancha	1	0.75	0.75	0.5	0.375	20	7.5
			3.49		9.935		256.3

Apéndice 3

Tabla de descripción cualitativa de criterios de selección para las alternativas de solución

Criterios	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C
Rendimiento	Difusor concentra el flujo y permite mejor interacción y por ende mayor rendimiento	Difusor concentra el flujo y permite mejor interacción y por ende mayor rendimiento	Mayor área de contacto con el fluido (Necesita mayor velocidad del río)
	Carcasa evita la concentración de impurezas a la entrada de la turbina	Las impurezas pueden dañar los álabes y el mecanismo de la turbina	El impacto de las impurezas es menor
Lugar de operación	No requiere de grandes alturas	No requiere de grandes alturas	Requiere de mayor profundidad del río
	La carcasa protege la turbina de impurezas	Las impurezas pueden dañar los álabes	El impacto de las impurezas es menor
	Funciona aun con velocidades menores	Funciona aun con velocidades menores	Requiere mayores velocidades
Costo	Diversidad de elementos	Menor cantidad de elementos	Mayor Diversidad de elementos
	Menor costo de instalación	Menor costo de instalación	Mayor costo de instalación
	Menor costo de repuestos por diseño sencillo	Menor costo de repuestos por diseño sencillo	Mayor costo de repuestos por diseño más robusto

	Fácil acceso en caso de averías	Fácil Acceso en caso de averías	Difícil Acceso en caso de averías
	Fácil acceso en caso de averías	Fácil Acceso en caso de averías	Difícil Acceso en caso de averías
Mantenimiento	Menor efecto de corrosión	Menor efecto de corrosión	Mayor efecto de corrosión del medio
	Dificultad media de desarme de equipo	Fácil desarme de equipo	Difícil Desarme de Equipo
	Impacto medio de impurezas	Mayor impacto de impurezas	Menor impacto de impurezas
	Protección ante impurezas del medio	Menor protección ante impurezas	Impacto de impurezas menor
Robustez	Menor estabilidad en el medio	Menor estabilidad en el medio	Mayor estabilidad (flujos variables)
	Menor resistencia a impacto	Menor resistencia a impactos	Mayor resistencia a impacto
	Menor Anclaje	Menor Anclaje	Mayor Anclaje
	Componentes totalmente aislados del río	Componentes expuestos	Componentes expuestos
Impacto ambiental	Menor tendencia a corrosión	Dificultad media para corroerse	Mayor Tendencia a Corrosión
	Menor acumulación de sedimento e impurezas	Menor acumulación de sedimento	Mayor acumulación de sedimento

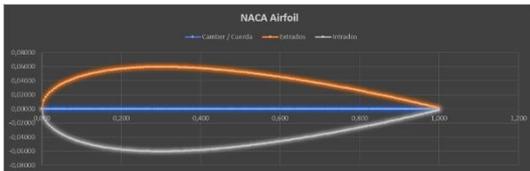
Adaptabilidad	Requiere menor	Requiere menor	Requiere Mayor
	profundidad de río	profundidad de río	Profundidad de río
	Mayor efecto de	Mayor efecto de	Menor efecto de
	variación de caudal	variación de caudal	variabilidad de caudal
	Adaptación a cambios	Adaptación a cambios	Adaptación de cambios de
	de nivel	de nivel	nivel
Seguridad	Álabes expuestos a	Álabes expuestos a	Menor impacto a
	ecosistema acuático	ecosistema acuático	ecosistema acuático
	Requiere limitación	Requiere limitación del	Ubicación alejada de
	del área	área	personas
	Impacto de corrientes	Impacto de corrientes en	Anclaje seguro para el
	en el anclaje	el anclaje	medio

Apéndice 4

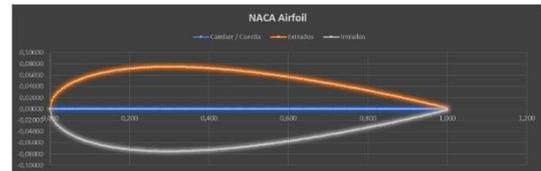
Clasificación de Perfiles asimétricos y simétricos

Perfiles simétricos

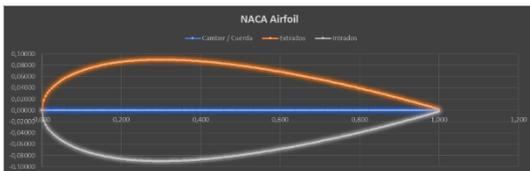
NACA 0012



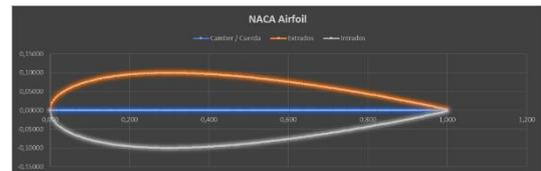
NACA 0015



NACA 0018

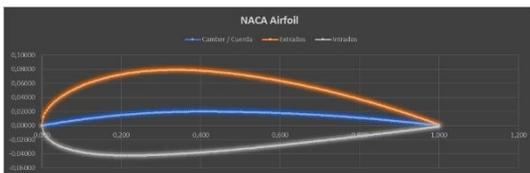


NACA 0020

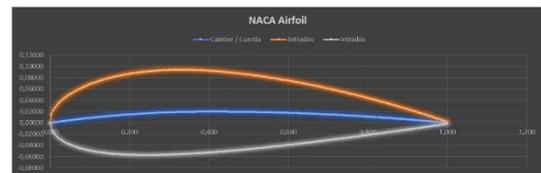


Perfiles asimétricos

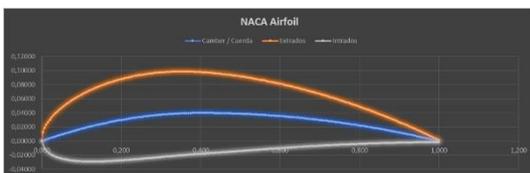
NACA 2412



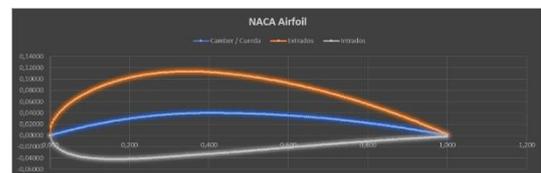
NACA 2415



NACA 4412



NACA 4415



Fuente: Datos tomados del programa "Qblade"

Apéndice 5

Tipos de perfiles simétricos y asimétricos utilizados

Perfil	C. Sustentación	C. Arrastre	C. Momento	Ángulo Ataque	Cl/Cd
0012	0.627	0.010	-0.012	5	62.70
0015	0.997	0.015	-0.006	8.5	66.47
0018	1.038	0.016	-0.006	9	64.88
0020	1.111	0.018	0.009	10.5	61.72
2412	0.802	0.009	-0.052	5	89.11
2415	0.887	0.010	-0.057	5.5	88.70
4412	1.161	0.011	-0.096	6.5	108.70
4415	1.155	0.011	-0.093	6.5	105.00

Fuente: Datos tomados del programa “Qblade”

Apéndice 6

Especificaciones del generador de imanes permanentes

Model	LMT-10000	LMT-20000	LMT-30000
Rated Power	10000W	20000W	30000W
Max Power	10200W	20200W	30200W
Rated Voltage(v)	48V/96V/110V/120V/220V/230V/240V/380		
Rated rotated speed (r/m)	500	500	300
Net weight(kg)	17	25	40
Start Torque(<n*m)	0.85	1.32	3.14
Rated Torque(<n*m)	24.8	47.7	68.5
Generator	3 phase permanent magnet		
Insulation Class	F		
Service Life	More than 20Years		
Bearing	HRB or for your order		
Shaft Material	Stainless Steel		
Shell Material	Aluminium Alloy		
Permanent Magnet Material	Rare Earth NdFeB		
Protection Grade	IP54		
Lubrication	Lubrication Grease		
Working Temperature	~40-80 °C		

Fuente: Especificaciones tomada de catálogo de generadores eléctricos

Apéndice 7

Parámetros de mallado

N°	Superficie exterior	Volumen interior	Superficie turbina	Nodos	Elementos	Tasa	Calidad	Tiem
						crecimiento		po [s]
1	50	100	500	24556	119885	1.5	0.80448	20
2	25	50	100	235603	1267211	1.5	0.84109	60
3	25	25	100	328835	1725927	1.1	0.83367	150
4	25	50	100	230551	1241200	1.1	0.84109	120
5	25	50	100	411055	2289747	1.0	0.85	200

Apéndice 8

Parámetros de mallado de estructura

Mallado 1						
	Tamaño	Calidad	Nodos	Elementos		Time [s]
Álabe 1	25					
Álabe 2	25					
Álabe 3	25	0.819	42451	26085		12
Rotor	25					
Mallado 2						
Álabe 1	10					
Álabe 2	10					
Álabe 3	10	0.822	172654	106301		26
Rotor	25					
Mallado 3						
Álabe 1	5					
Álabe 2	5					
Álabe 3	5	0.839	1038366	693304		106
Rotor	25					
Mallado 4						
Álabe 1	6					
Álabe 2	6					
Álabe 3	6	0.835	628289	411175		61
Rotor	25					

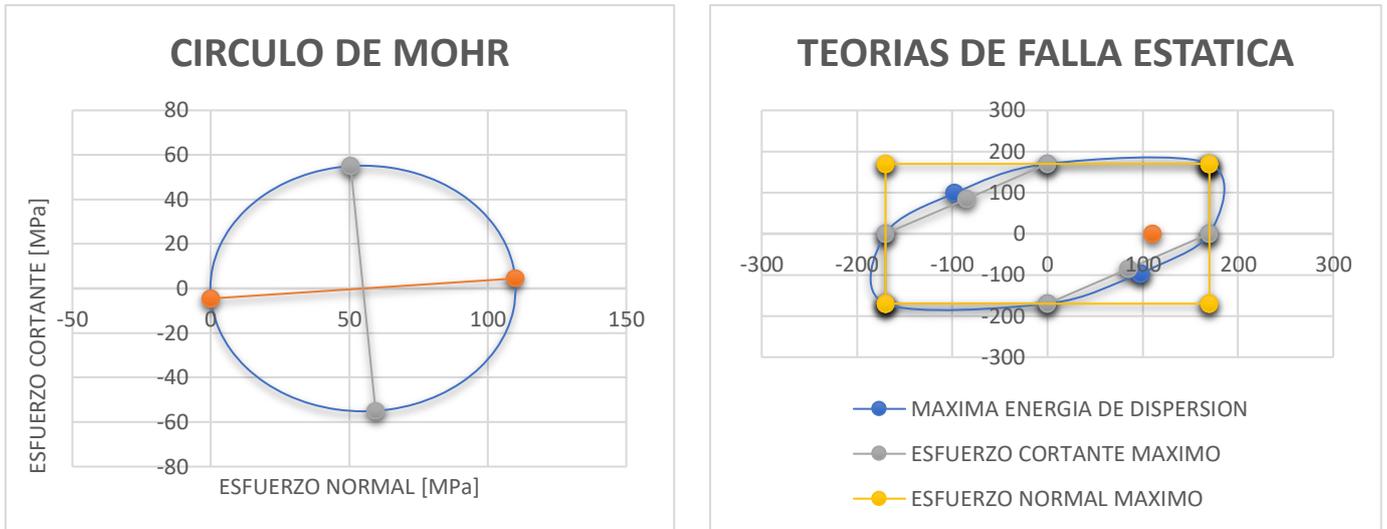
Apéndice 9

Parámetros de simulación fluidodinámica

General	
Tiempo	Transiente
Modelo	Turbulencia k-epsilon
Gravedad - y [m/s²]	-9.7995
Propiedades del fluido	
Fluido	Agua líquida
Temperatura [°C]	27
Densidad [kg/m³]	996.516
Viscosidad dinámica	0.000851
Condiciones	
Velocidad de entrada - x [m/s]	2.25
Condiciones zona celular	Malla en movimiento
Eje y sentido de rotación	X, sentido antihorario
Velocidad de rotación [rpm]	86
Malla dinámica	Re-mallado
Parámetros de cálculo	
Tamaño de tiempo de paso [s]	0.0111
Número máximo de iteraciones	15
Número de iteraciones	600

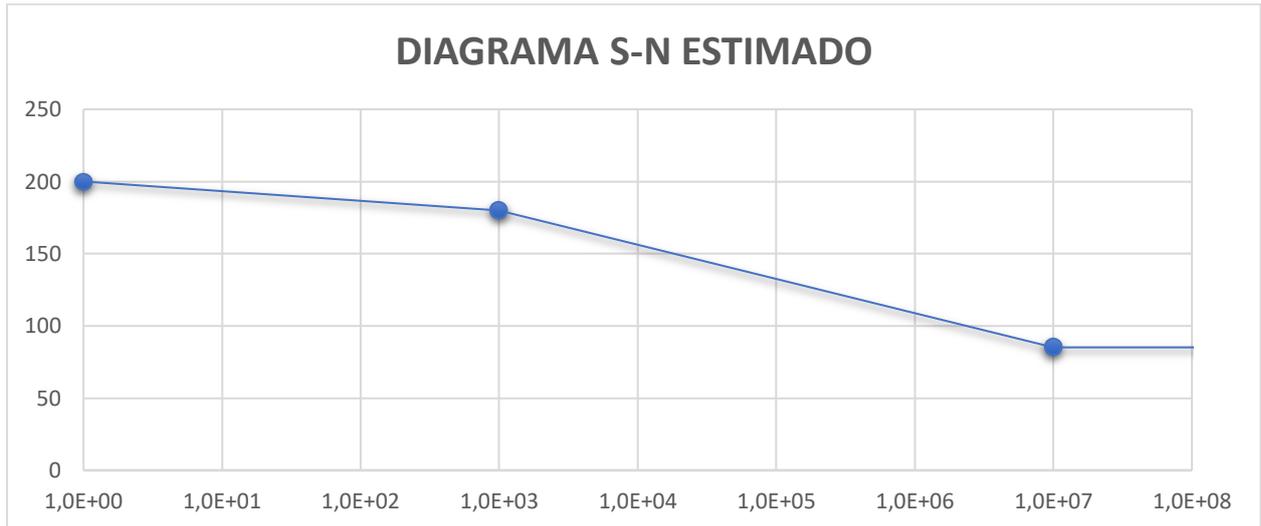
Apéndice 10

Gráfica de círculo de Mohr y Teorías de falla estática para el álabe.



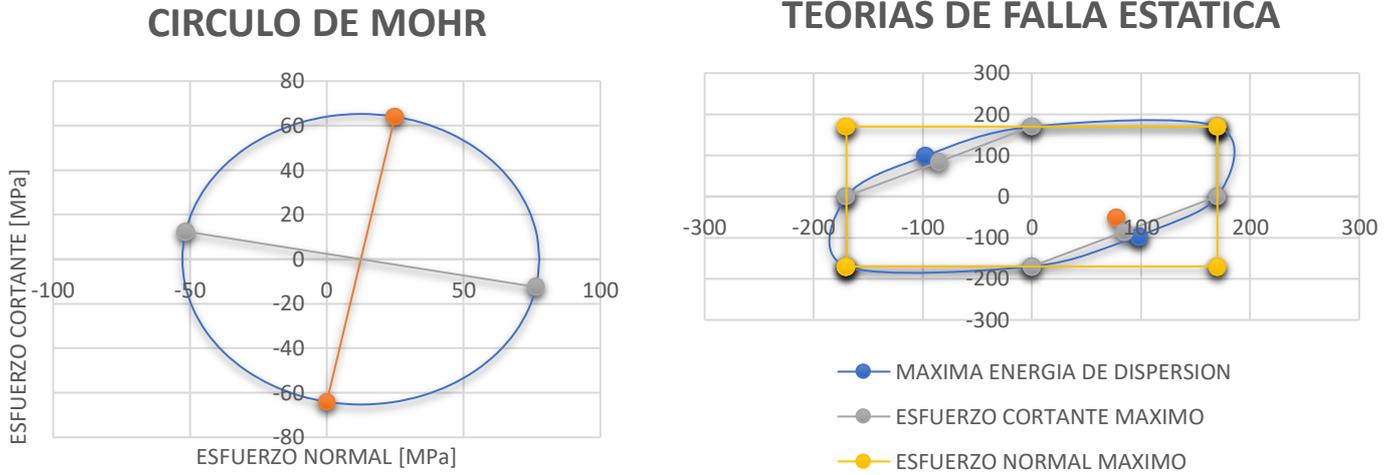
Apéndice 11

Gráfica de teoría de falla dinámica para el álabe



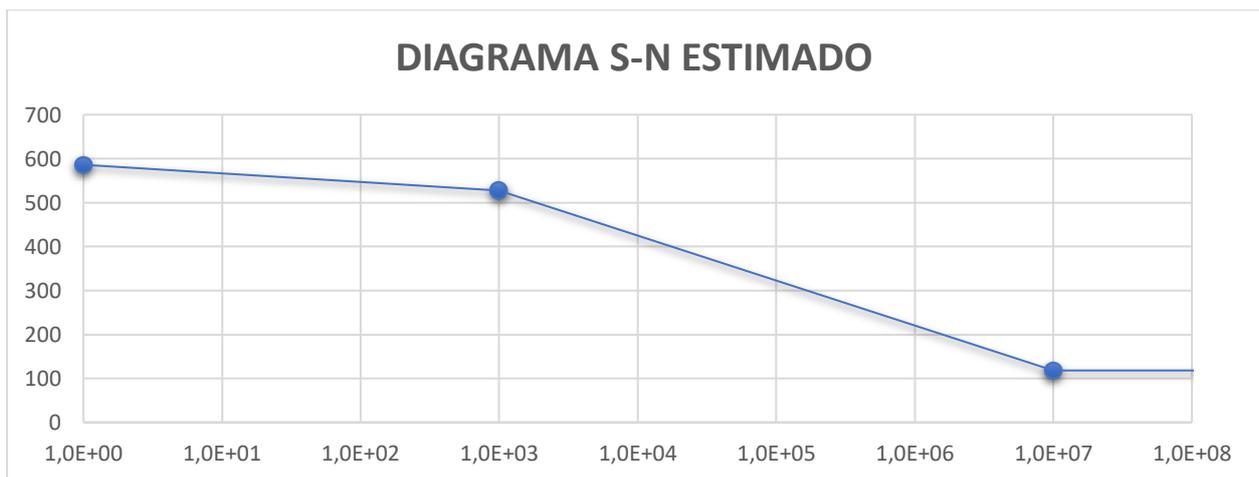
Apéndice 12

Gráfica de círculo de Mohr y Teorías de falla estática para el rotor.



Apéndice 13

Gráfica de teoría de falla dinámica para el rotor



Apéndice 14

Costos de los componentes de turbina hidrocínética

Costos del proyecto							
Componente	Elemento	Material	Masa [Kg]	Costo de material [\$/Kg]	Costo de elemento [\$]	Cantidad	Total
Álabe	Álabe	Aleación de Aluminio 319	10,49	\$ 22,00	\$ 230,78	3,00	\$ 692,34
	Tubo principal	Acero inoxidable 304	7,72	\$ 4,50	\$ 34,74	1,00	\$ 34,74
Rotor	Tubo de conexión	Acero inoxidable 304	2,67	\$ 4,50	\$ 12,02	3,00	\$ 36,05
	Bridas	Acero inoxidable 304	2,70	\$ 4,50	\$ 12,15	1,00	\$ 12,15
	Tapas	Acero inoxidable 304	27,24	\$ 4,50	\$ 122,58	2,00	\$ 245,16
	Nervios	Acero inoxidable 304	5,35	\$ 4,50	\$ 24,08	3,00	\$ 72,23
	Pernos	Acero inoxidable 304	1,00	1,06	\$ 1,06	16,00	\$ 16,96
	Acoples	AISI 1018	1,00	135	\$ 135,00	2,00	\$ 270,00
Accesorios	Sello mecánico	Acero y cerámicos	1,00	120	\$ 120,00	1,00	\$ 120,00
	Láminas	Acero A36	71,38	\$ 1,48	\$ 105,64	9,00	\$ 950,78
Difusor	Pintura de fondo	Primer anticorrosivo gris	1,00	\$ 25,00	\$ 25,00	3,00	\$ 75,00
	Sistema de transmisión y carcasa	AISI 4340 y AISI 8620	1,00	\$ 4.250,00	\$ 4.250,00	1,00	\$ 4.250,00
Caja multiplicadora	Generador de 20 KW	aleación de aluminio	1,00	\$ 926,00	\$ 926,00	1,00	\$ 926,00
	Importación precio FOB	-	1,00	\$ 268,77	\$ 268,77	1,00	\$ 268,77
Total							\$ 7.970,17

Apéndice 15

Costo de pernos inoxidables M10x1.5 – L50mm

Descuentos por volumen

Cantidad	Descuento unitario	Usted ahorra
100	5%	Hasta 5,32 \$
500	10%	Hasta 53,20 \$
1000	15%	Hasta 159,60 \$

1,06 \$ Impuestos incluidos
(1,06 \$ UNIDAD)

Fuente: Tomado de “La casa del perno”

Detalle de costos de materiales (acero)

Metales ferrosos

Fierro	Kilogramo	\$4.50
Acero	Kilogramo	\$4.50
HMS	Kilogramo	\$4.00

Fuente: Tomado de “Materiales reciclados Upcycle.global”

Apéndice 16

Cálculo del Radio Externo

$$R_{ext} = \sqrt{\frac{2P_{turbina}}{C_{pw}\pi\rho v^3\eta}} \quad (2.64)$$

$$R_{ext} = \sqrt{\frac{2(20 \text{ kW})}{0.5926 \pi (996.5 \text{ kg/m}^3) \left(2.25 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^3 (0.96)(0.9)(0.86)}}$$

$$R_{ext} = 1.495 \text{ m}$$

Cálculo del Radio Externo

$$R_{int} = 0.2 * R_{ext}$$

$$R_{int} = 0.2 * (1.495)$$

$$R_{int} = 0.3 \text{ m}$$

Incremento de Radio Local

$$\Delta r = \frac{R}{n}$$

$$\Delta r = \frac{1.495}{10} = 0.1495 \text{ m}$$

Cálculo de Velocidad Especifica Local

$$\lambda r = \lambda d \left(\frac{r_i}{R}\right)$$

$$\lambda r = (6) \left(\frac{0.1495 \text{ m}}{1.495 \text{ m}}\right)$$

$$\lambda r = 0.6$$

Ángulo de Flujo Relativo

$$\varphi = \frac{2}{3} \tan \left(\frac{1}{\lambda r \left(\frac{r_i}{R} \right)} \right)$$

$$\varphi = \frac{2}{3} \tan \left(\frac{1}{0.6} \right)$$

$$\varphi = 39.36^\circ$$

Ángulo de Torsión:

$$\beta = \varphi - \alpha \text{ ataque}$$

$$\beta = 39.36^\circ - 6.5^\circ$$

$$\beta = 32.86^\circ$$

Longitud de Cuerda:

$$C = \frac{8\pi r_i (1 - \cos \varphi_i)}{z C_L}$$

$$C = \frac{8\pi(0.1495 \text{ m})(1 - \cos 39.36)}{(3)(1.161)}$$

$$C = 0.167 \text{ m}$$

Relación de Solidez

$$\sigma = \frac{zC}{2\pi r}$$

$$\sigma = \frac{z(0.167 \text{ m})}{2\pi(0.1495 \text{ m})}$$

$$\sigma = 0.781$$

Coefficiente Normal y Tangencial

$$C_N = C_L \cos \varphi + C_d \sin \varphi$$

$$C_N = (1.161) \cos 39.36^\circ + 0.011 \sin 39.36^\circ$$

$$C_N = 0.90$$

$$C_T = C_L \sin \varphi - C_d \cos \varphi$$

$$C_T = (1.161) \sin 39.36^\circ - 0.011 \cos 39.36^\circ$$

$$C_T = 0.73$$

Cálculo de Factores de Flujo axial y Tangencial

$$a = \left(1 + \frac{4 \sin^2 \varphi}{\sigma C_N} \right)^{-1}$$

$$a = \left(1 + \frac{4 \sin^2 39.36}{(0.781)(0.9)} \right)^{-1}$$

$$a = 0.305$$

$$a'' = \left(\frac{4 \cos \varphi \sin \varphi}{\sigma C_T} - 1 \right)^{-1}$$

$$a'' = \left(\frac{4 \cos 39.36^\circ \sin 39.36^\circ}{(0.781)(0.73)} - 1 \right)^{-1}$$

$$a'' = 0.41$$

Recalcular el ángulo de incidencia:

$$\varphi_n = \tan \left(\frac{1 - a_n}{(1 + a_n'') \lambda_r} \right)$$

$$\varphi_n = \tan \left(\frac{1 - 0.305}{(1 + 0.41)(0.6)} \right)$$

$$\varphi_n = 39.42$$

Cálculo de errores de factor de flujo axial y tangencial

$$a_i - a_{i-1}$$

$$0.305 - 0.305$$

$$0.00$$

$$a''_i - a''_{i-1}$$

$$-0.41 - 0.41$$

$$0$$

Factores de Perdida

$$F1 = \frac{2}{\pi} \arccos \left(e^{-\frac{(z/2)(1-r_n/R_{ext})}{(r_n/R_{ext}) \sin \varphi}} \right)$$

$$F1 = \frac{2}{\pi} \arccos \left(e^{-\frac{(3/2)(1-0.1495/1.495)}{(0.1495/1.495) \sin 39.36^\circ}} \right)$$

$$F1 = 1$$

$$F2 = \frac{2}{\pi} \arccos \left(e^{-\frac{(z/2)(1-r_n/R_{int})}{(r_n/R_{int}) \sin \varphi}} \right)$$

$$F2 = \frac{2}{\pi} \arccos \left(e^{-\frac{(3/2)(1-0.1495/0.6)}{(0.1495/0.6) \sin 39.36^\circ}} \right)$$

$$F2 = 0$$

$$F = F1 * F2$$

$$F = 1 * 0 = 0$$

Coefficiente de Potencia Real

$$Cp = \frac{8F}{\lambda^2} \int_{\lambda_{in}}^{\lambda} \lambda_r^3 a^n (1-a) d\lambda_r$$

$$Cp = \frac{8(0)}{(6)} \int_{\lambda_{in}}^{\lambda} 0.6^3 0.409 (1-0.305) d\lambda_r$$

$$Cp = 0$$

Posterior se suma cada posible elemento y se obtiene el coeficiente total de pérdida

Fuerza Normal y Tangencial

$$F_N = \left(\frac{\rho}{2}\right) \sum_{i=1}^{10} (C_L \cos(\varphi_i) + C_d \sin(\varphi_i)) \left(\frac{V(1-a_i)}{\sin(\varphi_i)}\right)^2 C_i F_i \Delta_r$$

$$F_N = \left(\frac{996.5}{2}\right) \sum_{i=1}^{10} (1.161 \cos(39.36^\circ) + 0.011 \sin(39.36^\circ)) \left(\frac{2.25(1 - 0.305)}{\sin(39.36^\circ)}\right)^2 (0.245)(0)(0.1495)$$

$$F_N = 0$$

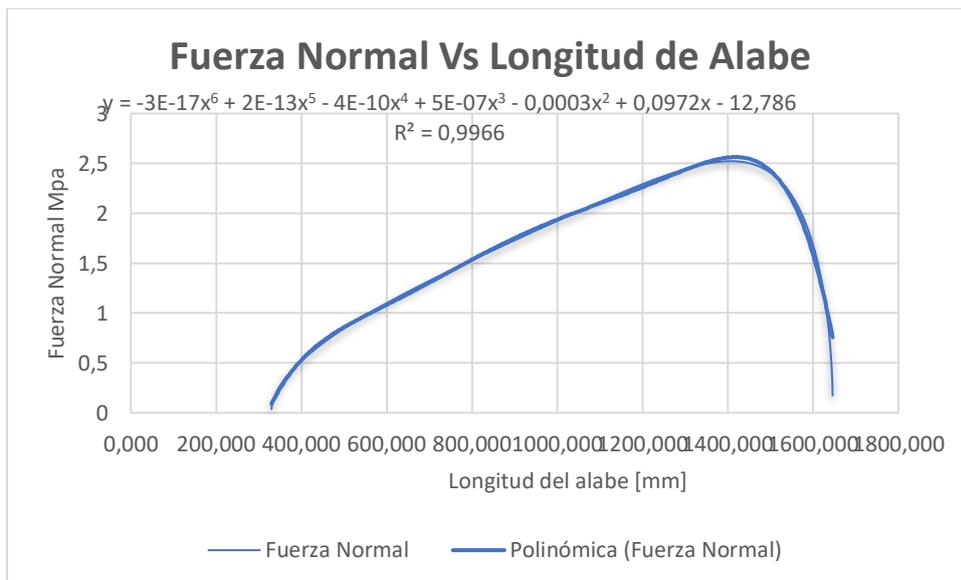
$$F_T = \left(\frac{\rho}{2}\right) \sum_{i=1}^{10} (C_L \sin(\varphi_i) - C_d \cos(\varphi_i)) \left(\frac{V(1 - a_i)}{\sin(\varphi_i)}\right)^2 C_i F_i \Delta r$$

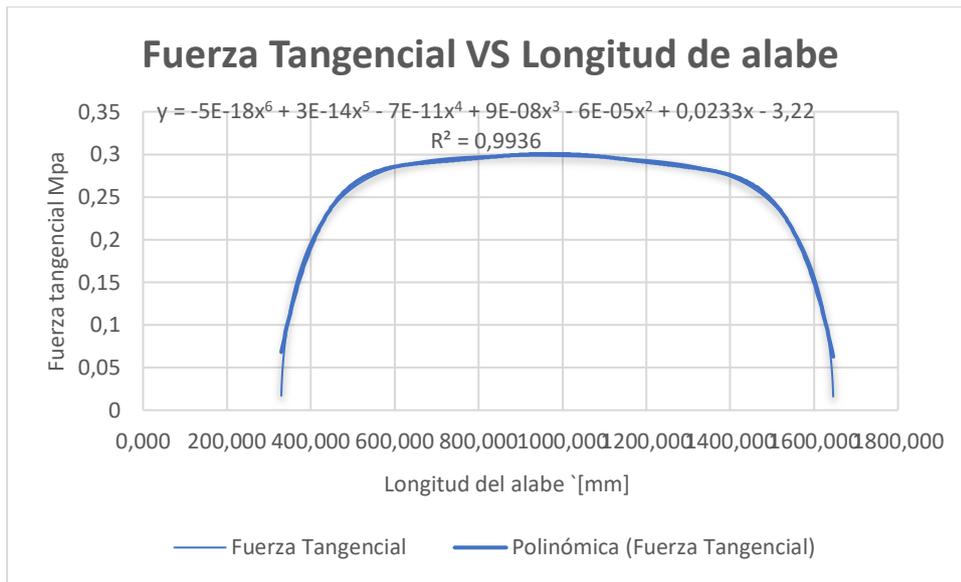
$$F_T = \left(\frac{996.5}{2}\right) \sum_{i=1}^{10} (1.161 \sin(39.36^\circ) - 0.011 \cos(39.36^\circ)) \left(\frac{2.25(1 - 0.305)}{\sin(39.36^\circ)}\right)^2 (0.245)(0)(0.1495)$$

$$F_T = 0$$

Cálculo de Ecuaciones de Fuerza Cortante y Momento Flector

Conociendo la contribución de fuerzas en cada elemento, se empleó el programa Excel para determinar la ecuación polinomial de grado 6 que mejor se ajuste con los datos, teniendo en cuenta el coeficiente de correlación y determinación.





Teniendo en cuenta las ecuaciones, se procede a integrar para determina la ecuación de fuerza cortante y momento flector:

$$F_{cn} = \int_{r_{in}}^r (F_N) dr + C_1$$

$$F_{cn} = \int_{r_{in}}^r (-32.59x^6 + 179.7x^5 - 401.21x^4 + 463.19x^3 - 291.58x^2 + 97.22x - 12.78) dr + C_1$$

$$F_{cn} = -4.65x^7 + 29.95x^6 - 80.24x^5 + 115.79x^4 - 97.19x^3 + 48.61x^2 - 12.78x + C_1$$

$$M_n = \int_{r_{in}}^r (F_{cn} + C_1) dr + C_2$$

$$M_n = \int_{r_{in}}^r (-4.65x^7 + 29.95x^6 - 80.24x^5 + 115.79x^4 - 97.19x^3 + 48.61x^2 - 12.78x + C_1) dr + C_2$$

$$M_n = -0.58x^8 + 4.28x^7 - 13.37x^6 + 23.16x^5 - 24.30x^4 + 16.2x^3 - 6.39x^2 + C_1x + C_2$$

A partir de esto, se establecen las condiciones de frontera para determinar los coeficientes C1 y C2

$$F_{cn}(r_i) = 0$$

$$-C_1 = -4.65x^7 + 29.95x^6 - 80.24x^5 + 115.79x^4 - 97.19x^3 + 48.61x^2 - 12.78x$$

$$C_1 = -0.9$$

$$M_n(r_i) = 0$$

$$-C2 = -0.58x^8 + 4.28x^7 - 13.37x^6 + 23.16x^5 - 24.30x^4 + 16.2x^3 - 6.39x^2 + C1x$$

$$C1 = 2.36$$

Cálculo de esfuerzos normal y Tangencial

Cabe destacar que se empleó la inercia y el primer momento de área de la geometría obtenida del Programa SolidWorks, mientras que los momentos fueron determinados para cada sección con la ecuación anterior.

$$\sigma_x = \sum_{i=1}^{10} \frac{M_{FN}x \sin(\varphi)}{I_X} + \frac{M_{FT}x \cos(\varphi)}{I_Y}$$

$$\sigma_x = \sum_{i=1}^{10} \frac{(0)(145.59 \text{ mm})\sin(39.36^\circ)}{559849.13 \text{ mm}^4} + \frac{(0)(145.59 \text{ mm})\cos(39.36^\circ)}{21392446.11 \text{ mm}^4}$$

$$\sigma_x = 0$$

$$\sigma_y = 0$$

$$\tau_{xy} = \sum_{i=1}^{10} \sqrt{\left(\frac{V_y Q}{I_z t}\right)^2 + \left(\frac{V_z Q}{I_y t}\right)^2}$$

$$\tau_{xy} = \sum_{i=1}^{10} \sqrt{\left(\frac{(0)(155567.12) \sin(39.36^\circ)}{(21392446.11)(35.94)}\right)^2 + \left(\frac{(0)(25248.47) \cos(39.36^\circ)}{(2558.134991392446.11)(248.66)}\right)^2}$$

$$\tau_{xy} = 0$$

$$\sigma'' = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma'' = \sqrt{0^2 - 0 * 0 + 0^2 + 3 * 0^2}$$

$$\sigma'' = 0$$

Cálculo de Factor de Seguridad

A partir del esfuerzo de Von Mises se procede a calcular el factor de seguridad con la aleación de aluminio 319:

$$n_1 = \frac{s_y}{\sigma}$$

$$n_1 = \frac{165}{234}$$

$$n_1 = 0.65$$

Engranés

Según la norma AGMA, se utilizan las siguientes ecuaciones tomando como ejemplo el engrane planeta:

$$d = \frac{N}{P_d} = \frac{21}{4} = 5.25 \text{ in}$$

$$a = \frac{1}{P_d} = \frac{1}{4} = 0.25$$

$$b = \frac{1.250}{P_d} = \frac{1.250}{4} = 0.31$$

$$h = \frac{2.25}{P_d} = \frac{2.25}{4} = 0.56$$

$$e = \frac{1.571}{P_d} = \frac{1.571}{4} = 0.39$$

$$c = \frac{0.35}{P_d} = \frac{0.35}{4} = 0.0875$$

Donde:

d: Diámetro de Paso

a: Addendum

b: Dedendum

h: Profundidad total

e: Espesor circular del diente

c: Holgura

p_d: Paso diametral

Por consiguiente, se calcula el esfuerzo de flexión y superficial de acuerdo con la ecuación de la AGMA:

$$\begin{aligned}\sigma_E &= \frac{w_t p_d}{F J k_v} k_a k_m k_s k_b k_l \\ &= \frac{2750.8 * 4}{3 * 0.33 * 1.05} (1.5 * 1.621 * 1 * 1 * 1.42) \\ \sigma_E &= 36.73 \text{ kpsi}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_c &= C_p \sqrt{\frac{w_t C_a C_m}{F I d} \frac{C_s C_f}{C_v}} \\ &= 2276.1 \sqrt{\frac{2750.8}{3 * 0.08 * 5.25} \frac{1.5 * 1.6}{1.05}} (1 * 1) \\ \sigma_c &= 164.49 \text{ kpsi}\end{aligned}$$

Donde:

σ_E : Esfuerzo por flexión

σ_c : Esfuerzo superficial

w_t : Fuerza tangencial sobre el diente

F: Factor de cara

J: Factor geométrico

k_v : Factor dinámico

k_a : Factor de sobrecarga

p_d : Paso diametral

k_m : Factor de distribución de carga

k_s : Factor de tamaño

k_b : Factor de espesor de aro

k_l : Factor de engrane loco

C_p : Coeficiente elástico

De manera análoga, se calcula la resistencia a la flexión y por contacto superficial en materiales para engranes como se muestra a continuación:

- Para grado 2

$$s_{fb}^{\prime} = 102HB + 16400 = 102 * 455 + 16400$$

$$s_{fb}^{\prime} = 61790 \text{ psi}$$

$$s_{fb} = \frac{k_L}{k_T k_R} s_{fb}^{\prime} = \frac{0.94}{0.97 * 1} (61790)$$

$$s_{fb} = 59.8 \text{ kpsi}$$

$$s_{fc}^{\prime} = 349HB + 34300 = 349 * 455 + 34300$$

$$s_{fc}^{\prime} = 189.6 \text{ kpsi}$$

$$s_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} s_{fc}^{\prime} = \frac{0.9 * 1}{0.97 * 1} (189.6)$$

$$s_{fc} = 175.9 \text{ kpsi}$$

Donde:

s_{fb} : Resistencia de fatiga a la flexión

s_{fc} : Resistencia a la fatiga por contacto superficial

k_L : Factor de vida

k_T : Factor de temperatura

k_R : Factor de confiabilidad

s_{fb} : Factor dinámico

C_H : Factor de razón de Dureza

Finalmente se calcula el factor de seguridad, los cuales se consideran que deben estar en el rango de 1.5 a 3:

$$N1 = \frac{s_{fb}}{\sigma_E} = \frac{59.8}{36.8} = 1.62$$

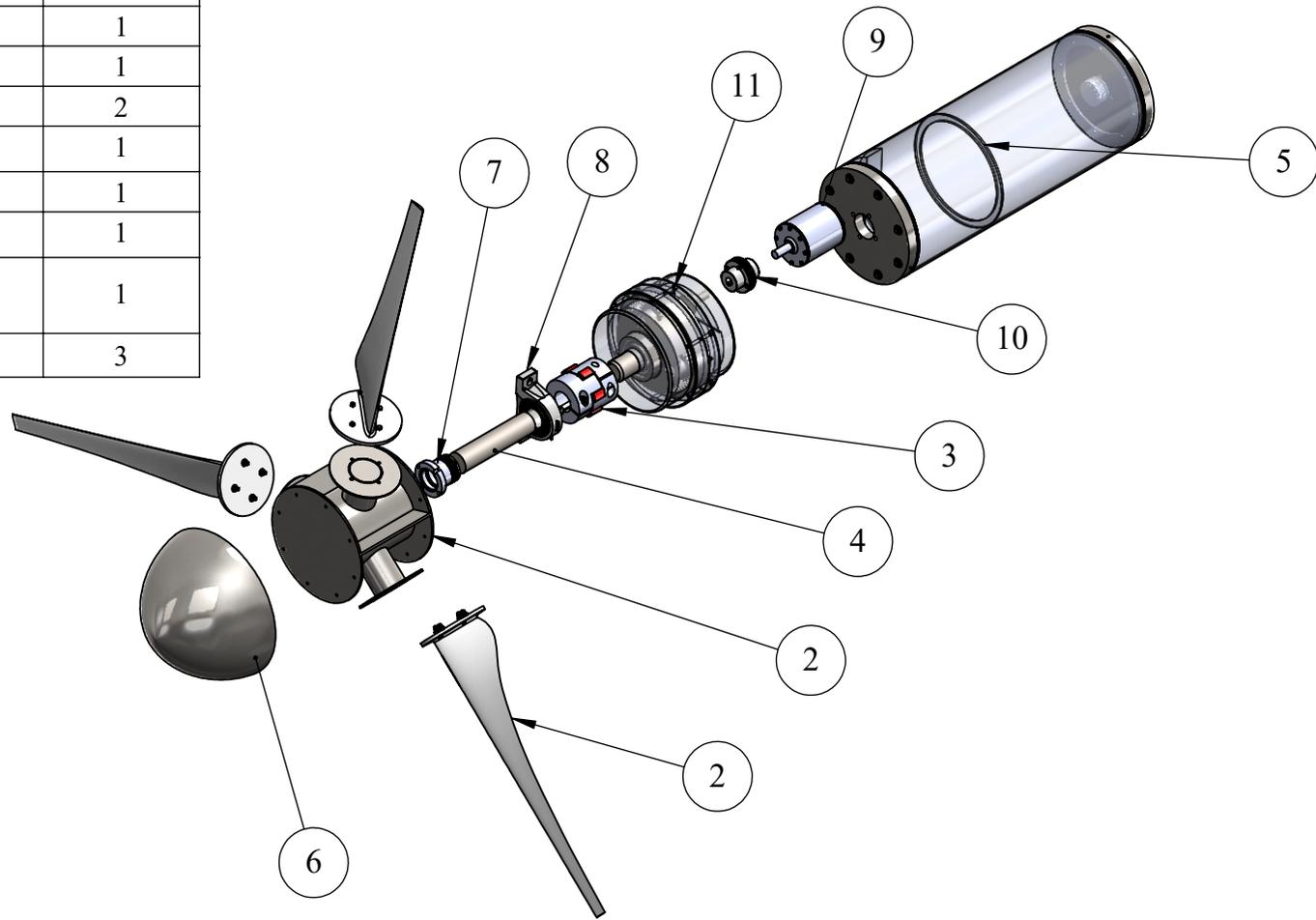
$$N2 = \left(\frac{s_{fc}}{\sigma_c}\right)^2 = \left(\frac{175.9}{164.5}\right)^2 = 1.1$$

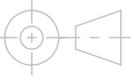
Donde:

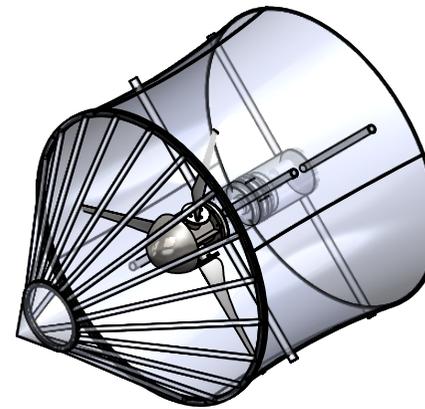
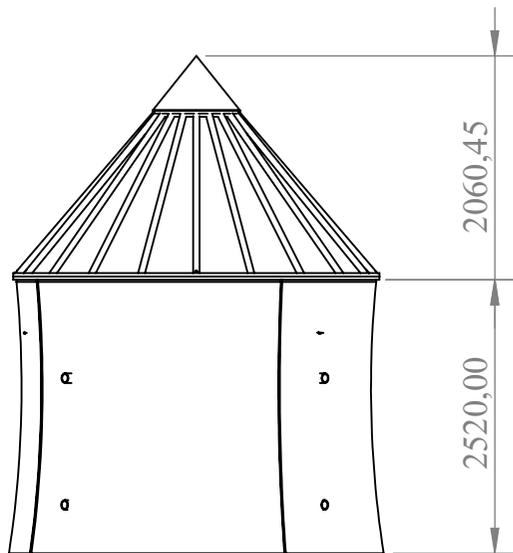
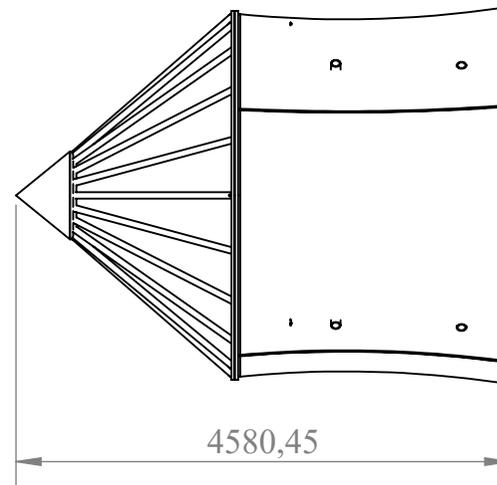
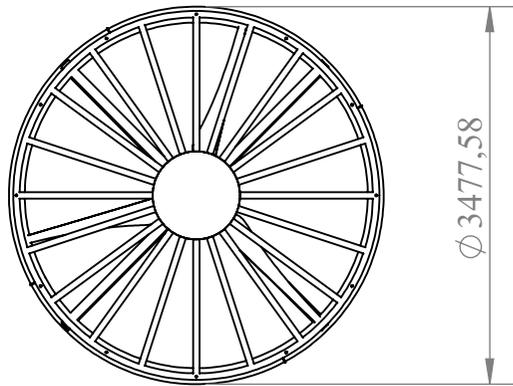
$N1$: Factor de seguridad por fatiga a la flexión

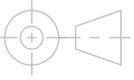
$N2$: Factor de seguridad por fatiga por contacto superficial

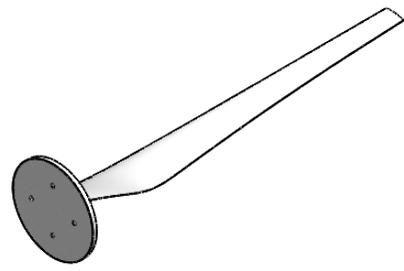
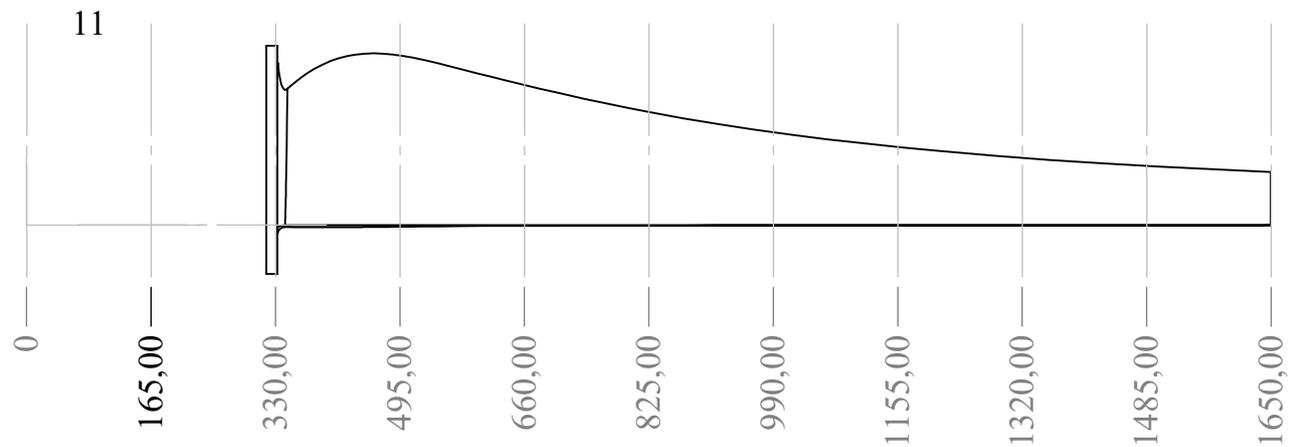
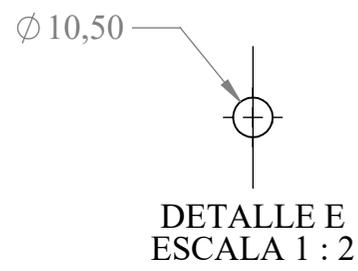
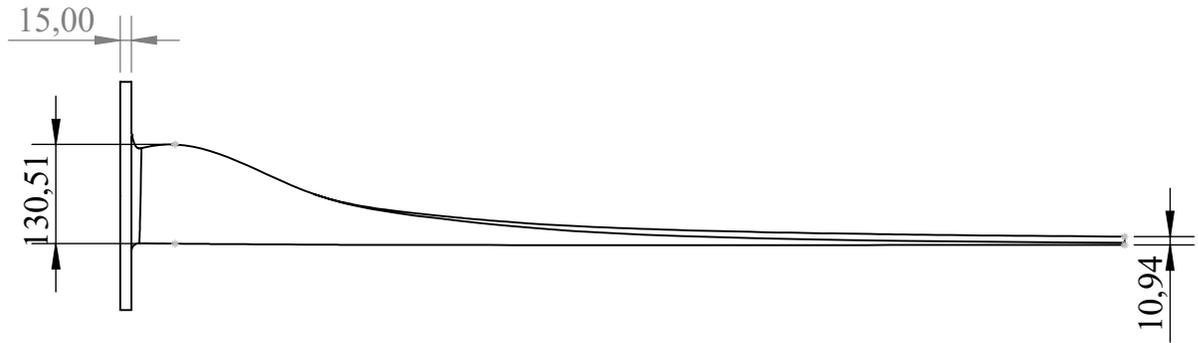
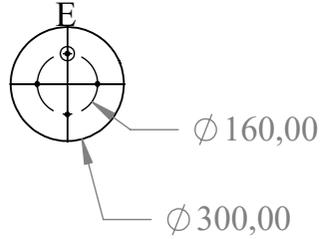
ITEM NO.	PART NUMBER	QTY.
2	Rotor	1
3	Acople	1
4	Arbol Principal	1
5	Carcasa	1
6	Perfil	1
7	Sello Mecanico	2
8	Rodamiento Principal	1
9	Generador	1
10	Acople 2	1
11	Caja Multiplicadora final	1
22	Alabe	3

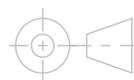
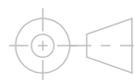


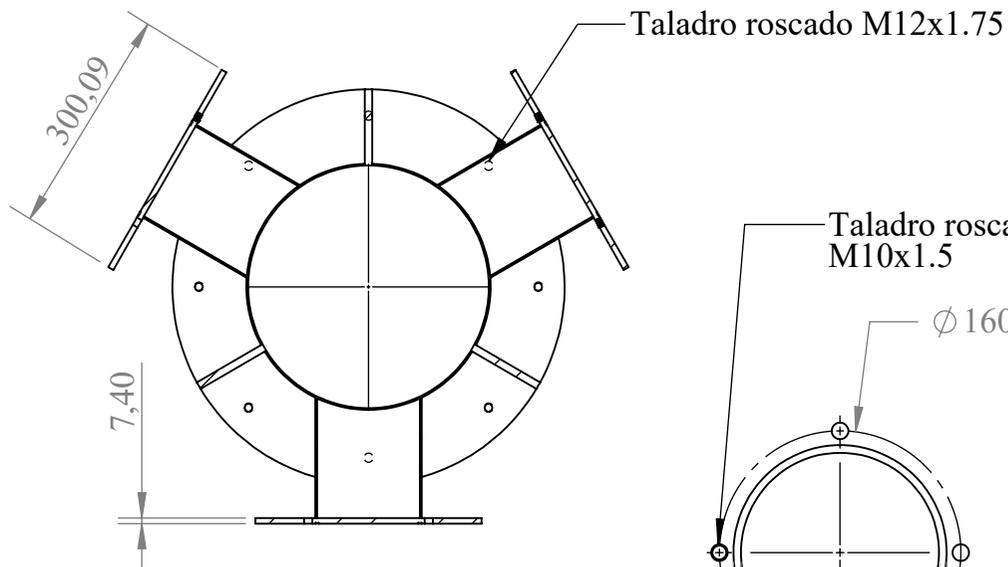
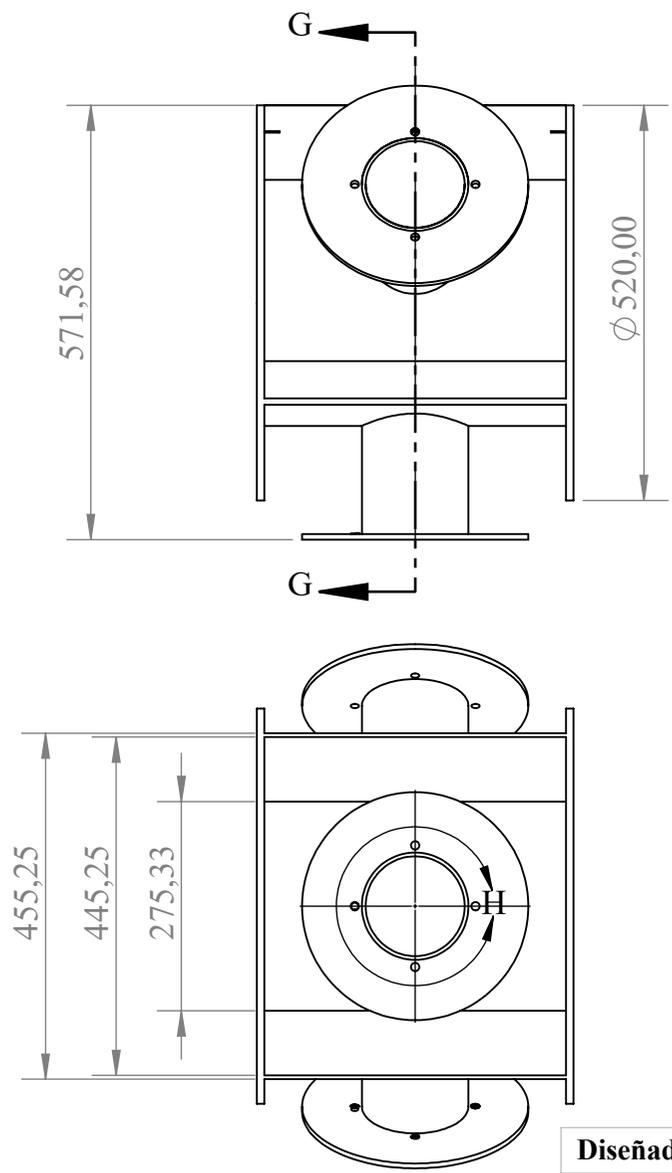
Diseñador:	Bristol Enrique Carriel Villacis	14/1/2024	ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	ISO - A 
Revisado:	Anthony Steven Barzola	5/2/2024		
Título:	Vista Explotada de Turbina Hidrocinetica			
Escala:	Vista Explotada	Nivel:	500 1T	Material:
1:30		Nº de Hoja:	001	
		Masa:		



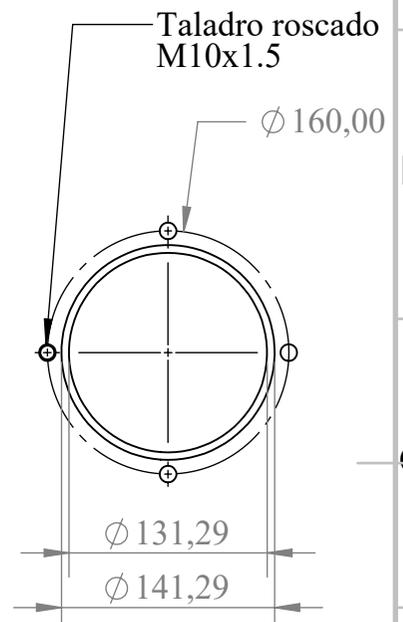
Diseñador:	Bristol Enrique Carriel Villacis	14/1/2024	ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		ISO - A 
Revisado:	Anthony Steven Barzola	5/2/2024			
Título:	Diseño de Turbina Hidrocinetica de Flujo Axial				
Escala:	Turbina Hidrocinetica	Nivel:	500 1T	Material:	
1:70		Nº de Hoja:	002		
		Masa:			



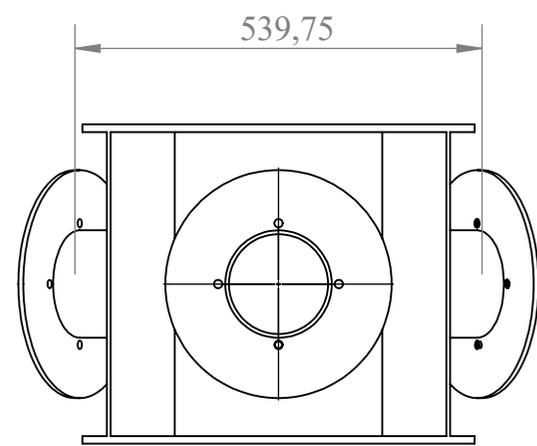
Diseñador:	Bristol Enrique Carriel Villacis	14/1/2024	ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		ISO - A 
Revisado:	Anthony Steven Barzola	5/2/2024			
Título:	Diseño de Alabe de Turbina Hidrocinetica				
Escala:	Alabe Perfil NACA 4412	Nivel:	500 1T	Material:	
		Nº de Hoja:	003	Aleación de aluminio 319	
		Masa:	604 g		

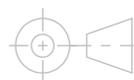


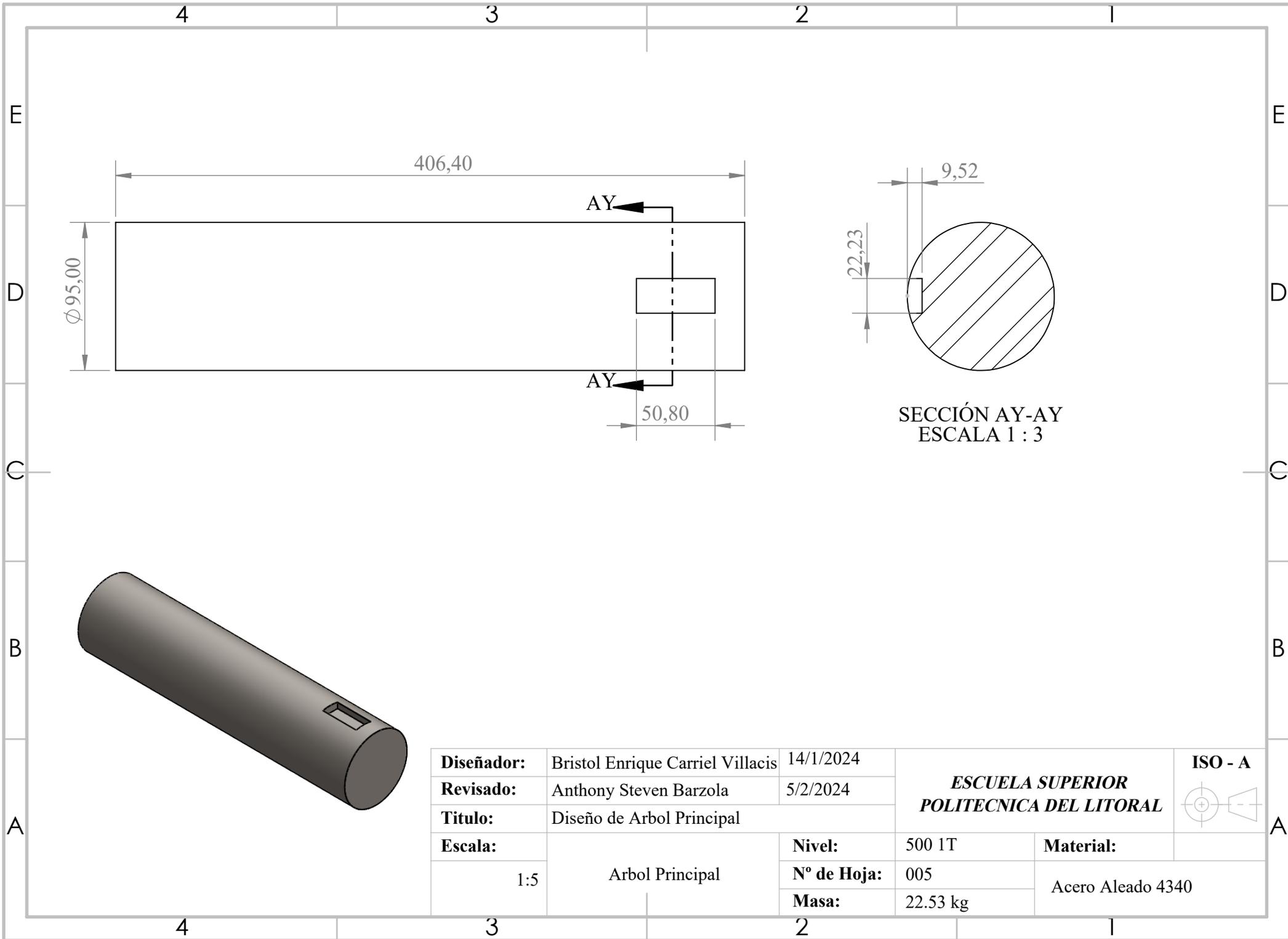
SECCIÓN G-G



DETALLE H
ESCALA 1 : 5



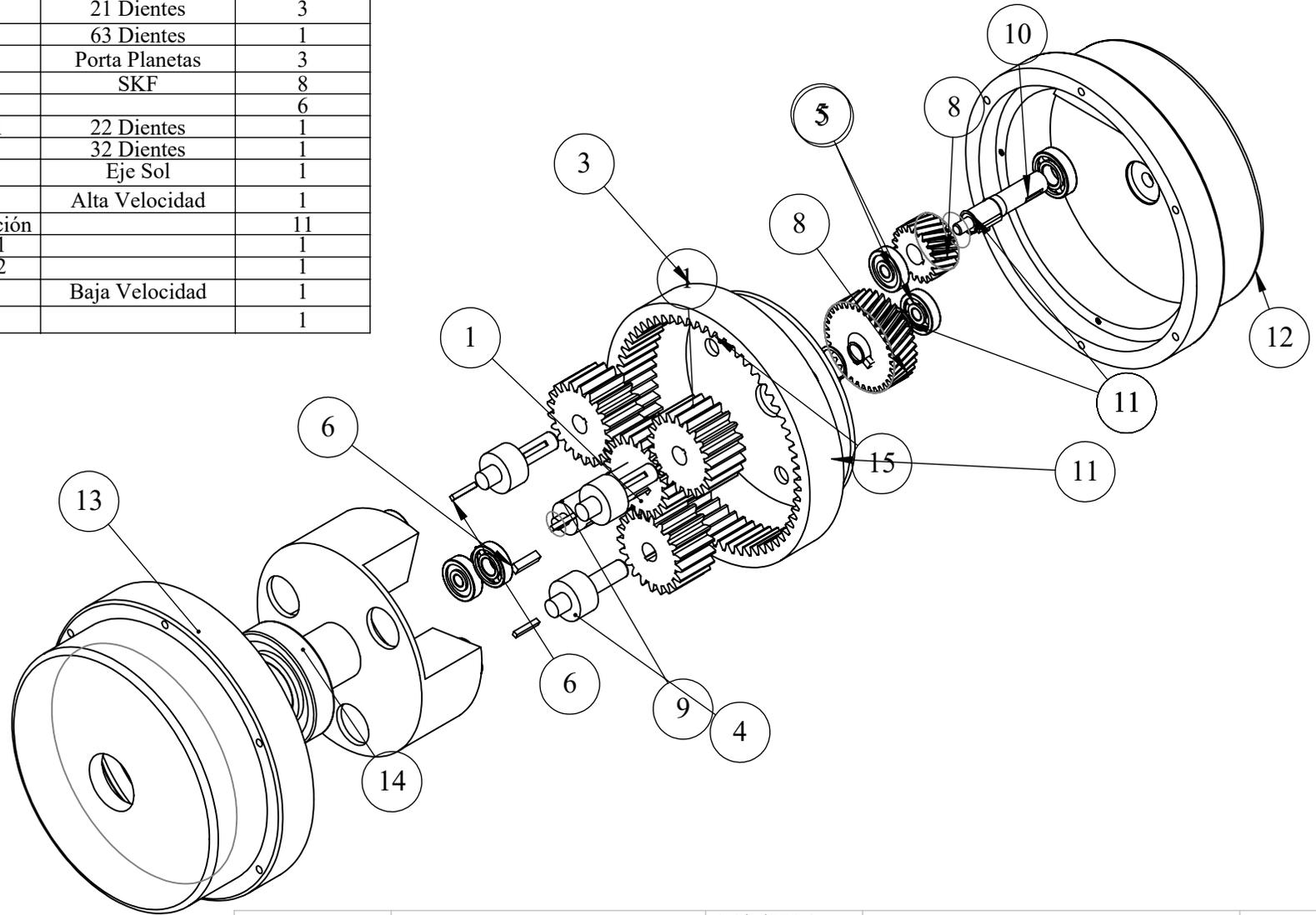
Diseñador:	Bristol Enrique Carriel Villacis	14/1/2024	ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		ISO - A 
Revisado:	Anthony Steven Barzola	5/2/2024			
Título:	Diseño de Rotor de Turbina Hidrocinetica				
Escala:	Rotor de Turbina Hidrocinetica	Nivel:	500 1T	Material:	Acero Inoxidable 304
1:10		Nº de Hoja:	004		
		Masa:	68.99 kg		

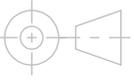


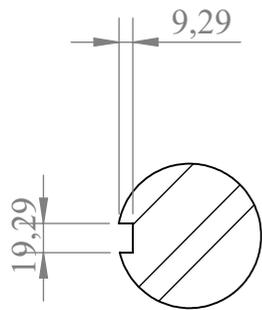
SECCIÓN AY-AY
ESCALA 1 : 3

Diseñador:	Bristol Enrique Carriel Villacis	14/1/2024	ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	ISO - A 
Revisado:	Anthony Steven Barzola	5/2/2024		
Título:	Diseño de Arbol Principal			
Escala:	Arbol Principal	Nivel:	500 1T	Material:
1:5		Nº de Hoja:	005	Acero Aleado 4340
		Masa:	22.53 kg	

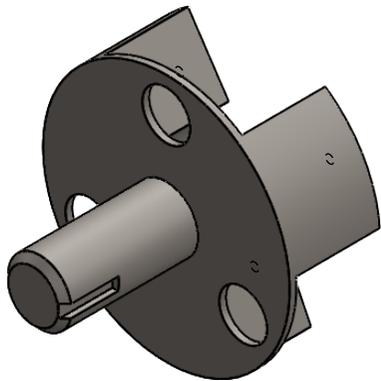
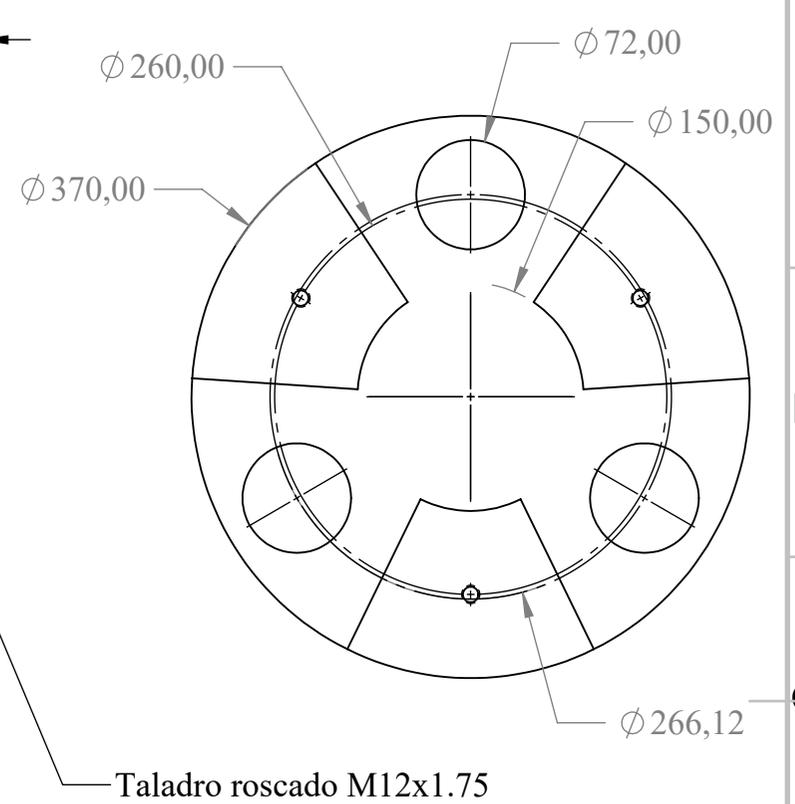
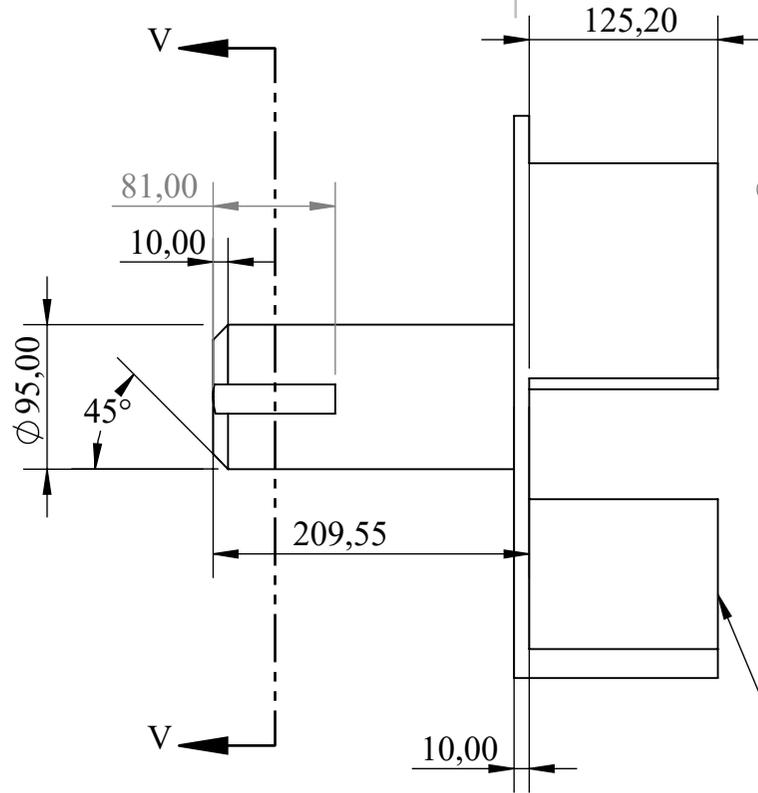
ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	Engrane Sol	21 Dientes	1
2	Engrane Planeta	21 Dientes	3
3	Corona	63 Dientes	1
4	Arbol 2	Porta Planetas	3
5	Rodamientos	SKF	8
6	Chavetas		6
8	Piñon Helicoidal	22 Dientes	1
8	Gear Helicoidal	32 Dientes	1
9	Arbol 3	Eje Sol	1
10	Arbol 4	Alta Velocidad	1
11	Anillos de retención		11
12	Carcasa de caja 1		1
13	Carcasa de caja 2		1
14	Arbol 1	Baja Velocidad	1
15	Carcasa central		1

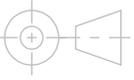


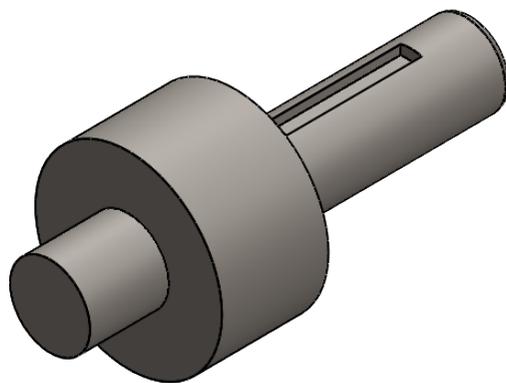
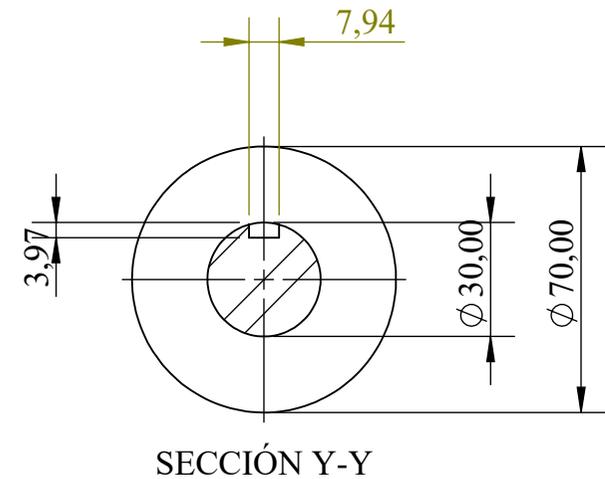
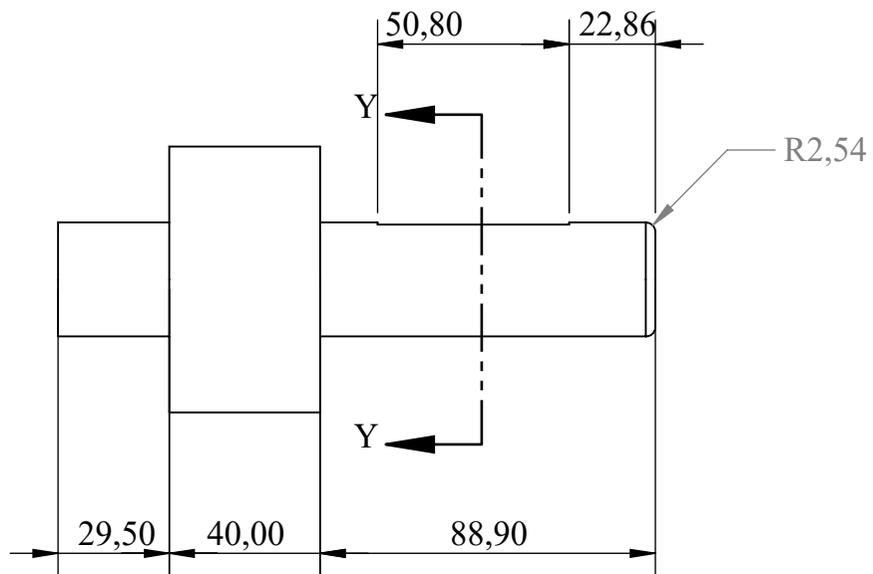
Diseñador:	Bristol Enrique Carriel Villacis	14/1/2024	ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	ISO - A 
Revisado:	Anthony Steven Barzola	5/2/2024		
Título:	Diseño Caja Multiplicadora			
Escala:	Caja Multiplicadora	Nivel:	500 1T	Material:
1:10		N° de Hoja:	006	Acero Aleado 4140
		Masa:	522.15 kg	

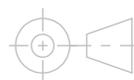


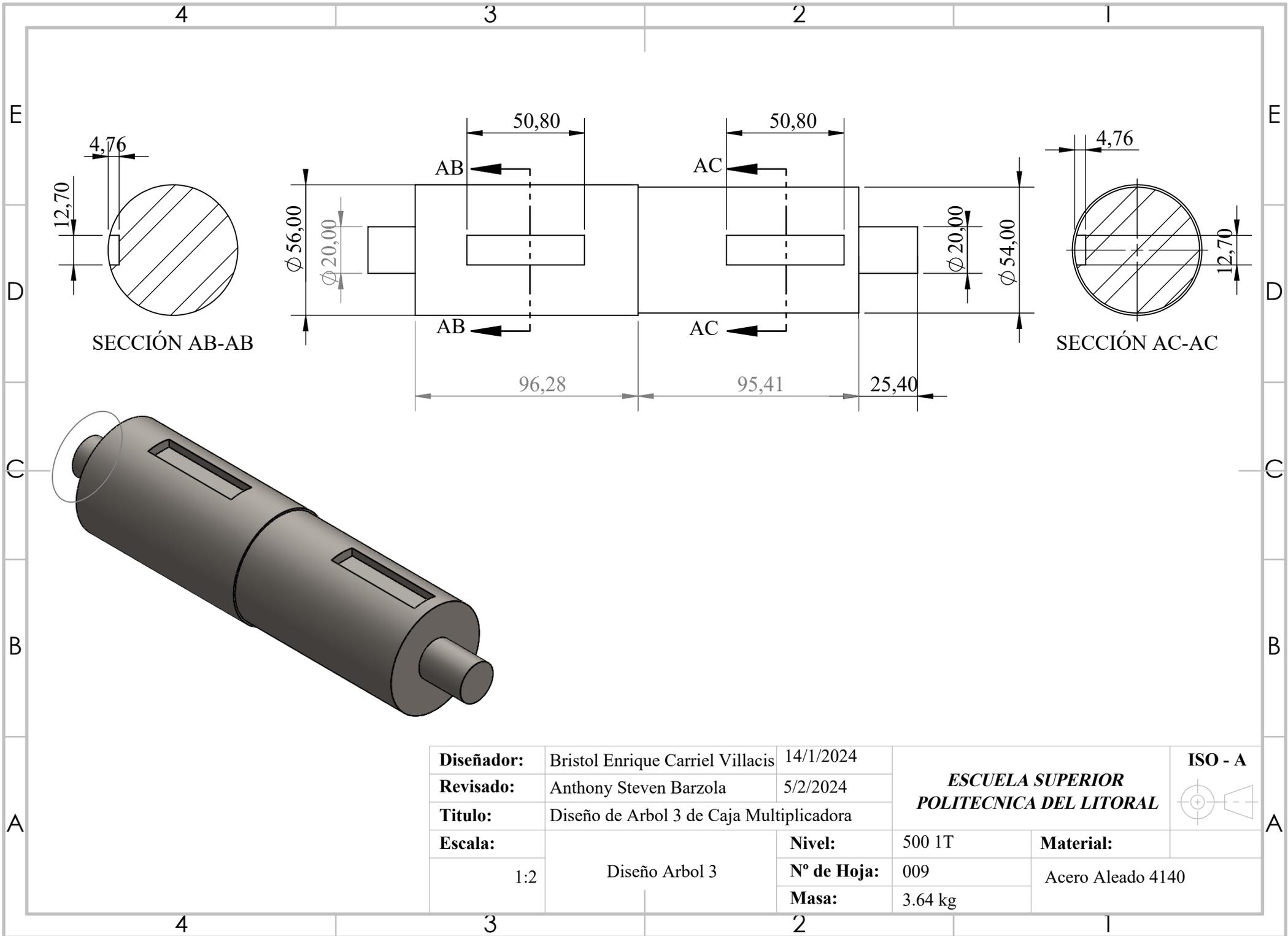
SECCIÓN V-V
ESCALA 1 : 5

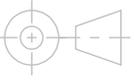


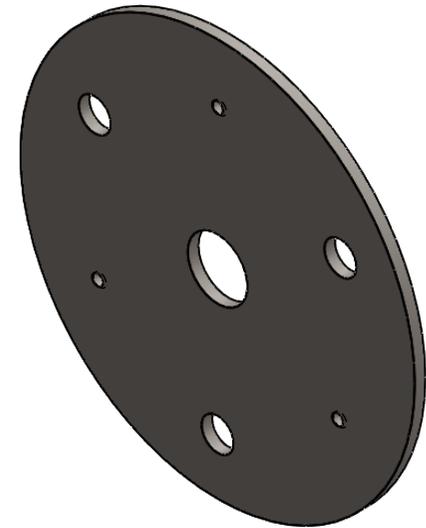
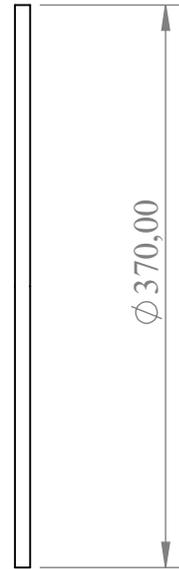
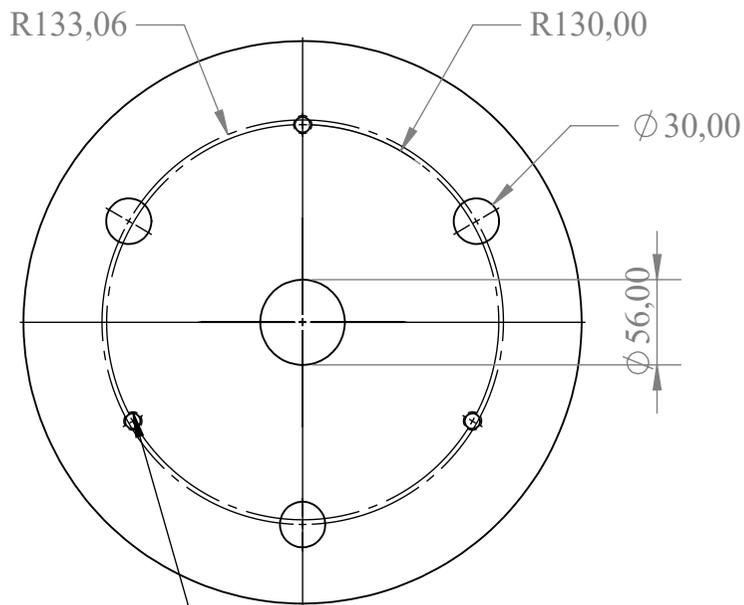
Diseñador:	Bristol Enrique Carriel Villacis	14/1/2024	ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		ISO - A 
Revisado:	Anthony Steven Barzola	5/2/2024			
Título:	Diseño de Arbol 1 de Caja Multiplicadora				
Escala:	Diseño Arbol 1	Nivel:	500 1T	Material:	
1:10		N° de Hoja:	007	Acero Aleado 4140	
		Masa:	56.78 kg		



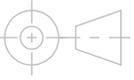
Diseñador:	Bristol Enrique Carriel Villacis	14/1/2024	ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		ISO - A 
Revisado:	Anthony Steven Barzola	5/2/2024			
Título:	Diseño de Arbol 2 de Caja Multiplicadora				
Escala:	Diseño Arbol 2	Nivel:	500 1T	Material:	
1:2		N° de Hoja:	008	Acero Aleado 4140	
		Masa:	1.85 kg		

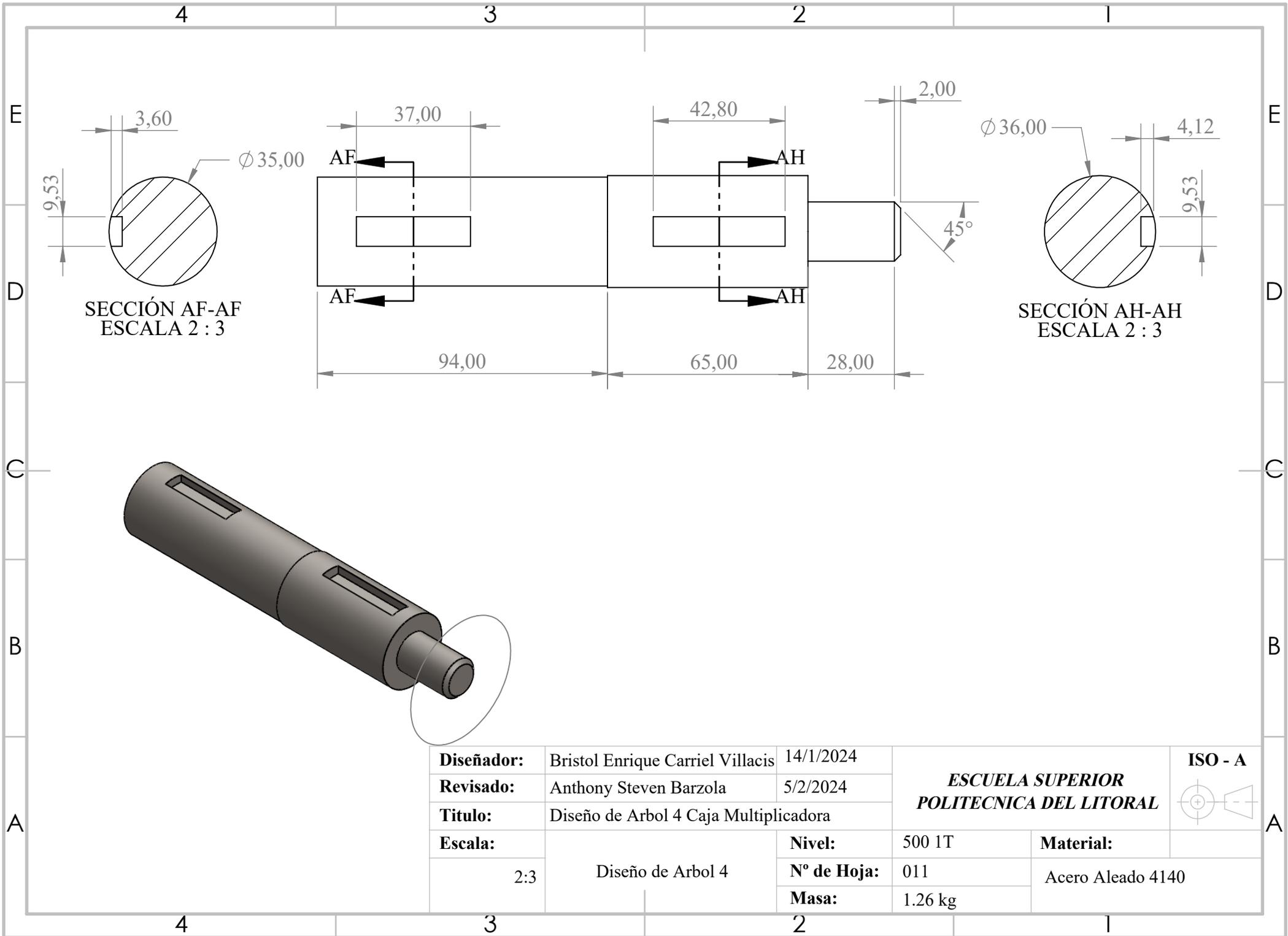


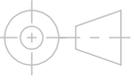
Diseñador:	Bristol Enrique Carriel Villacis	14/1/2024	ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	ISO - A 
Revisado:	Anthony Steven Barzola	5/2/2024		
Título:	Diseño de Arbol 3 de Caja Multiplicadora			
Escala:	Diseño Arbol 3	Nivel:	500 1T	Material:
1:2		Nº de Hoja:	009	Acero Aleado 4140
		Masa:	3.64 kg	

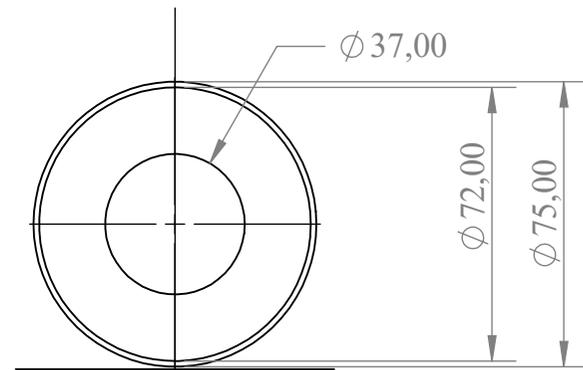
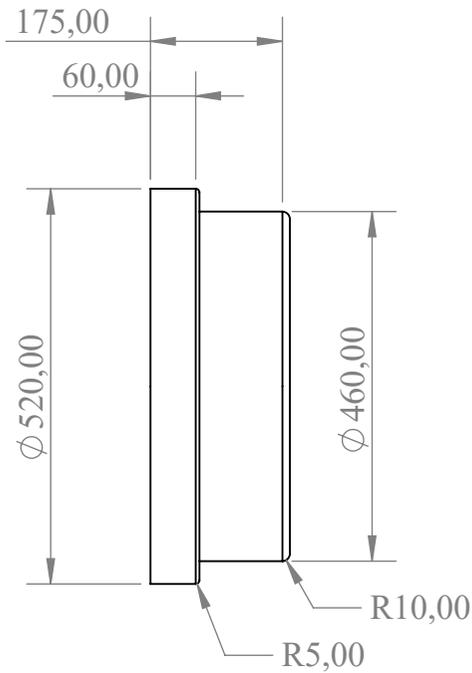
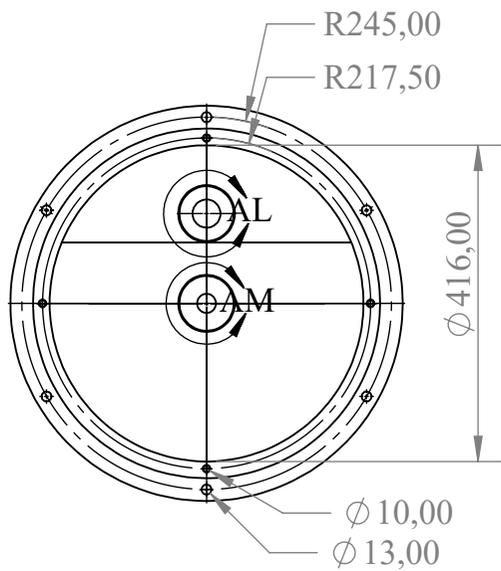


Taladro roscado M12x1.75

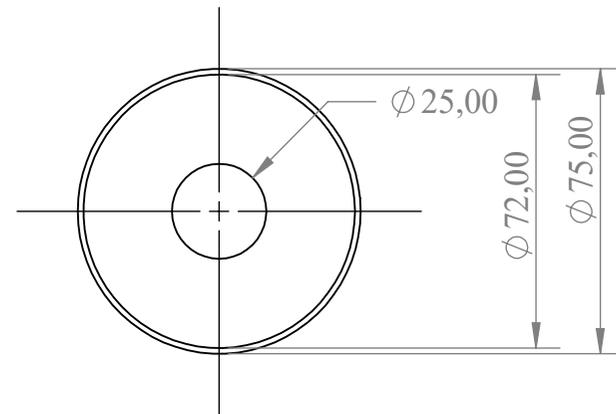
Diseñador:	Bristol Enrique Carriel Villacis	14/1/2024	ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		ISO - A 
Revisado:	Anthony Steven Barzola	5/2/2024			
Título:	Tapa de Caja Multiplicadora				
Escala:	1:5	Tapa de Caja Multiplicadora	Nivel:	500 1T	Material:
			Nº de Hoja:	010	Acero Aleado 4140
			Masa:	8.06 kg	



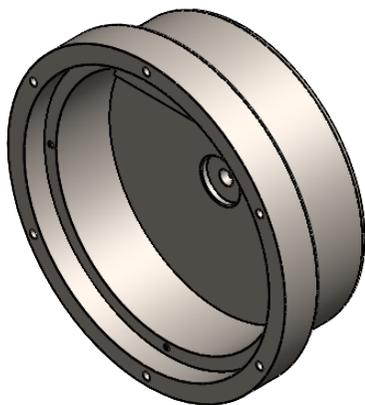
Diseñador:	Bristol Enrique Carriel Villacis	14/1/2024	ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	ISO - A 
Revisado:	Anthony Steven Barzola	5/2/2024		
Título:	Diseño de Arbol 4 Caja Multiplicadora			
Escala:	Diseño de Arbol 4	Nivel:	500 1T	Material:
2:3		Nº de Hoja:	011	Acero Aleado 4140
		Masa:	1.26 kg	

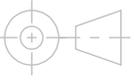


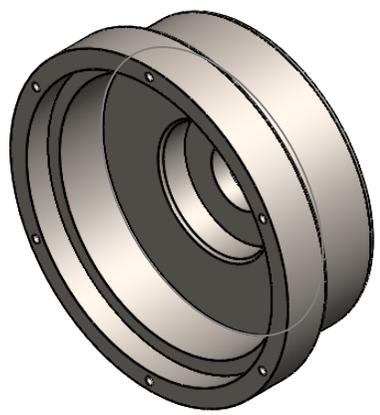
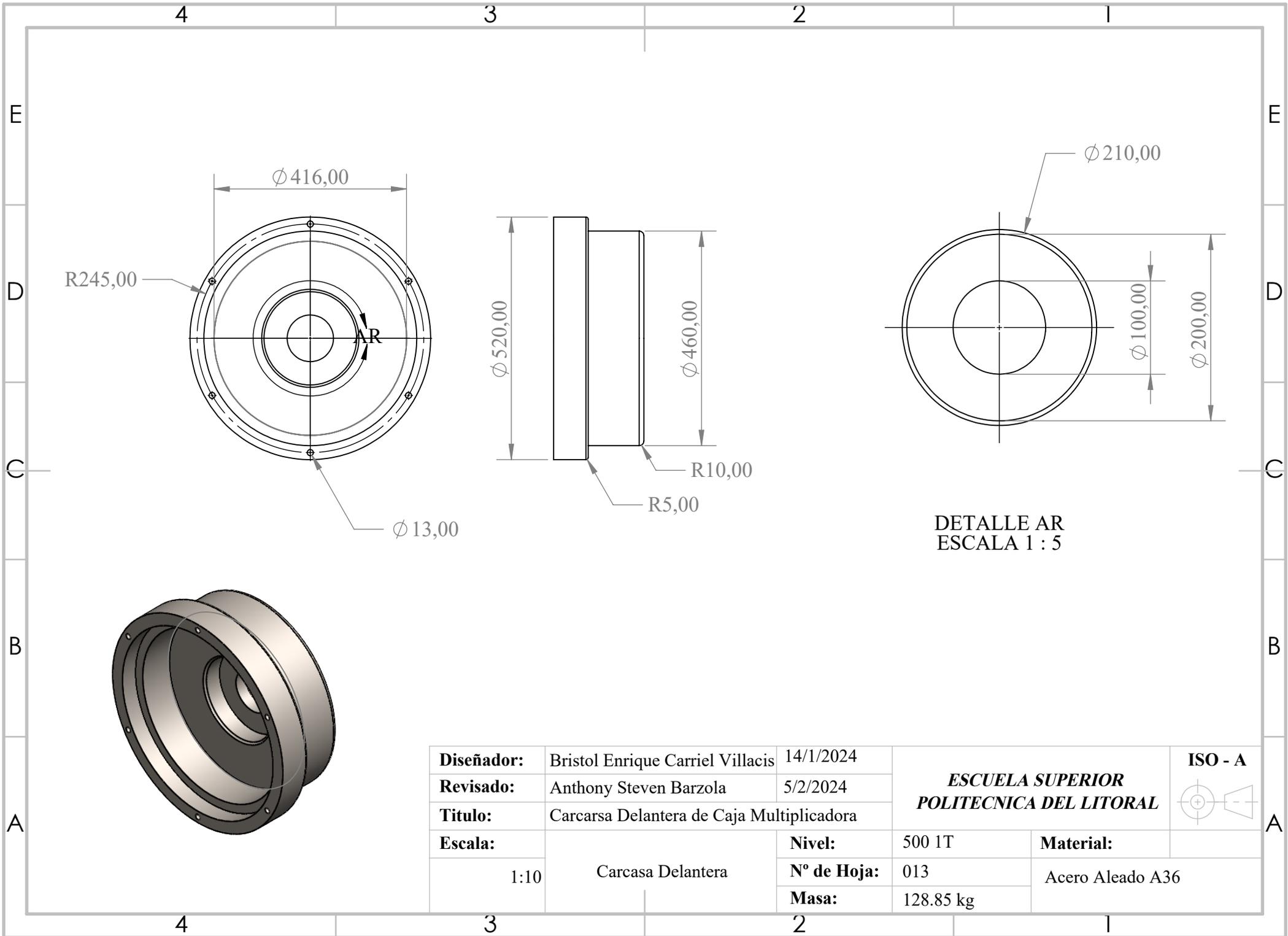
DETALLE AL
ESCALA 1 : 2

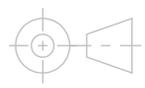


DETALLE AM
ESCALA 1 : 2

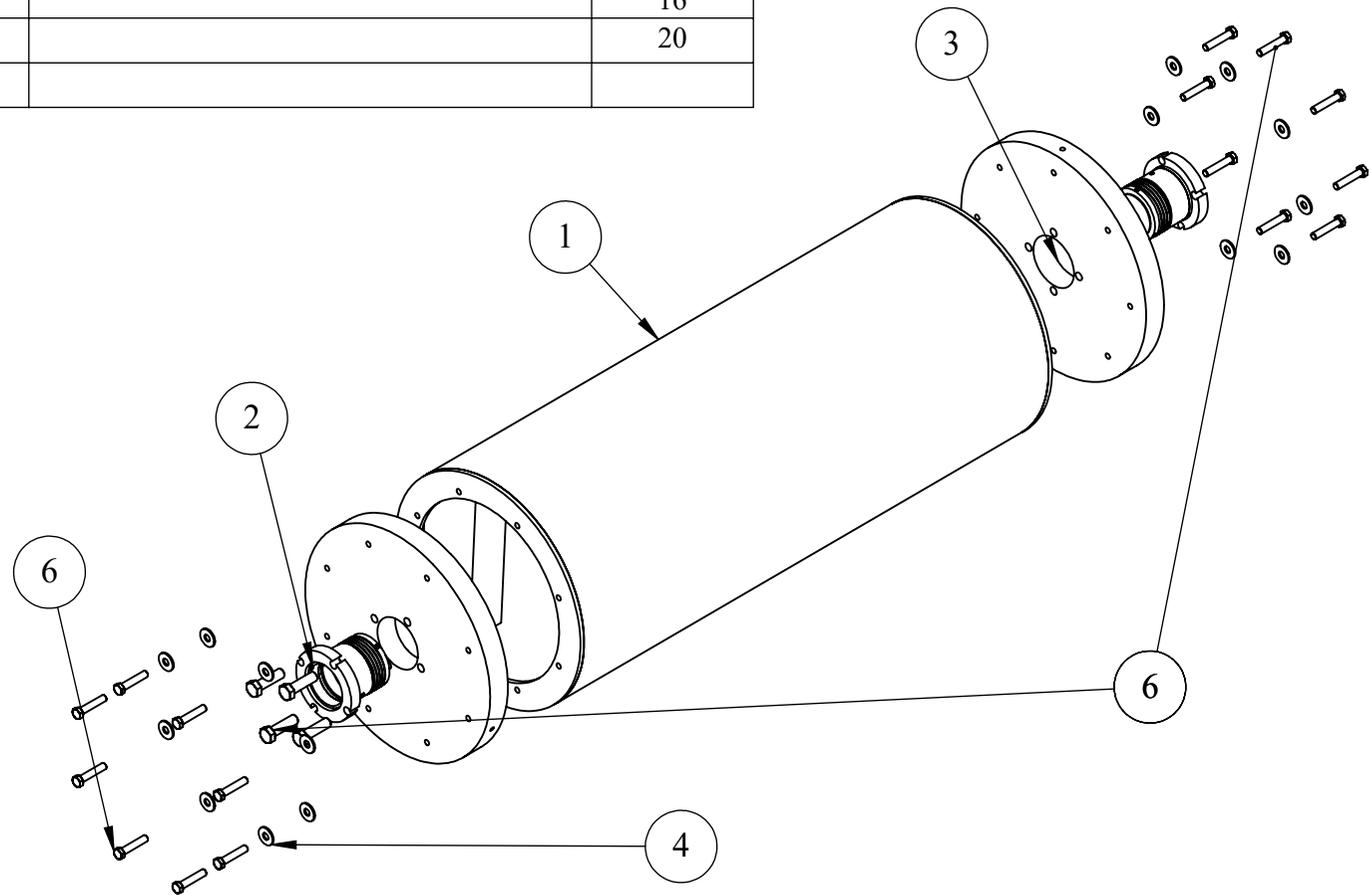


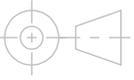
Diseñador:	Bristol Enrique Carriel Villacis	14/1/2024	ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		ISO - A 
Revisado:	Anthony Steven Barzola	5/2/2024			
Título:	Carcasa Trasera de Caja Multiplicadora				
Escala:	Carcasa Trasera	Nivel:	500 1T	Material:	Acero Aleado A36
1:10		Nº de Hoja:	012		
		Masa:	108.53 kg		

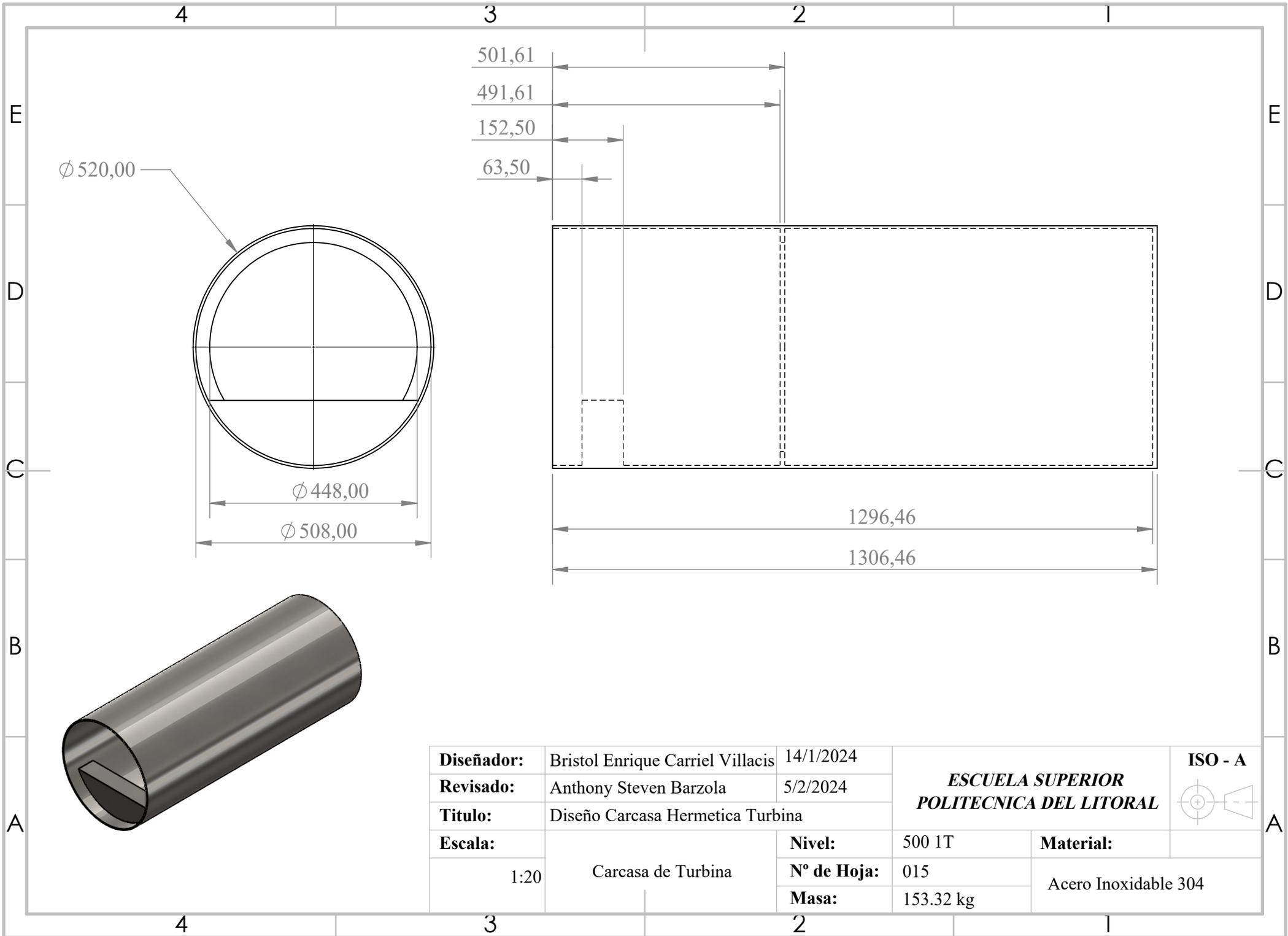


Diseñador:	Bristol Enrique Carriel Villacis	14/1/2024	ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		ISO - A 
Revisado:	Anthony Steven Barzola	5/2/2024			
Título:	Carcasa Delantera de Caja Multiplicadora				
Escala:	Carcasa Delantera	Nivel:	500 1T	Material:	Acero Aleado A36
1:10		N° de Hoja:	013		
		Masa:	128.85 kg		

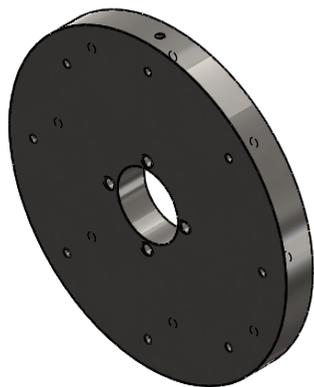
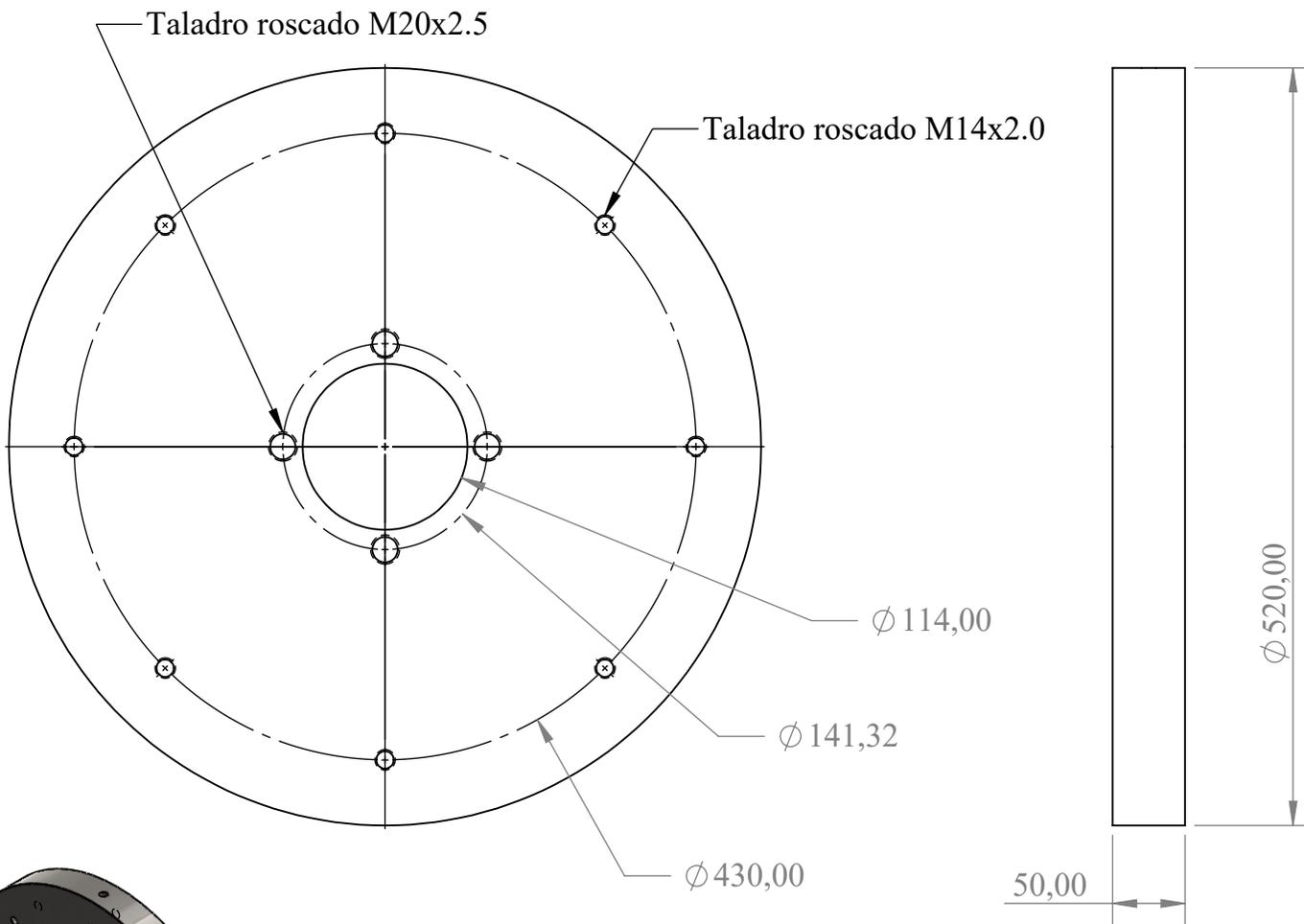
ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	Carcasa		1
2	Sello Mecanico		2
3	Tapas		2
4	Arandelas 13 mm		16
6	M13x1.5x80 Hexagonal		20
6	M20x2.5x70 Hexagonal		

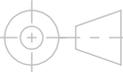


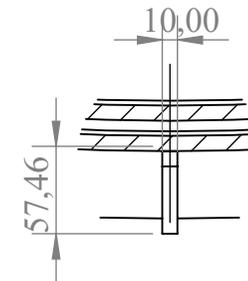
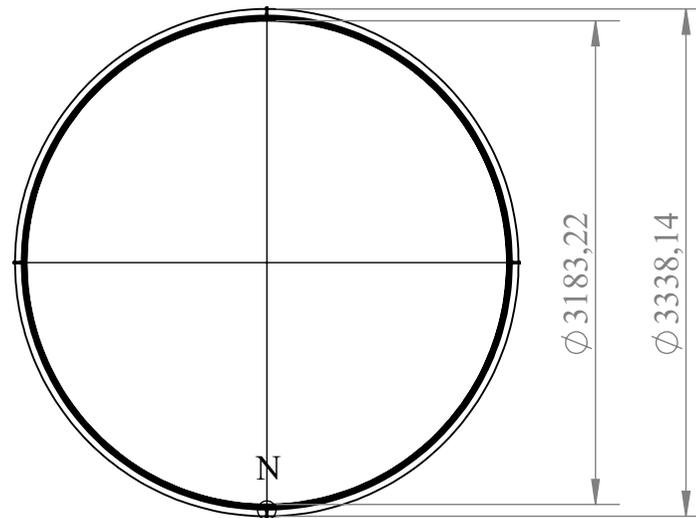
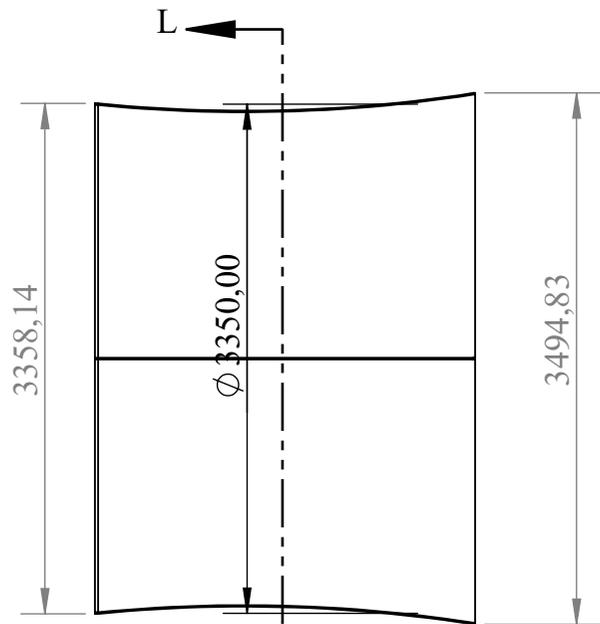
Diseñador:	Bristol Enrique Carriel Villacis	14/1/2024	ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	ISO - A 
Revisado:	Anthony Steven Barzola	5/2/2024		
Título:	Diseño Carcasa Hermetica Turbina			
Escala:	Vista Explotada Carcasa	Nivel:	500 1T	Material:
1:20		Nº de Hoja:	014	
		Masa:		



Diseñador:	Bristol Enrique Carriel Villacis	14/1/2024	ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		ISO - A 
Revisado:	Anthony Steven Barzola	5/2/2024			
Título:	Diseño Carcasa Hermetica Turbina				
Escala:	Carcasa de Turbina	Nivel:	500 1T	Material:	Acero Inoxidable 304
1:20		Nº de Hoja:	015		
		Masa:	153.32 kg		

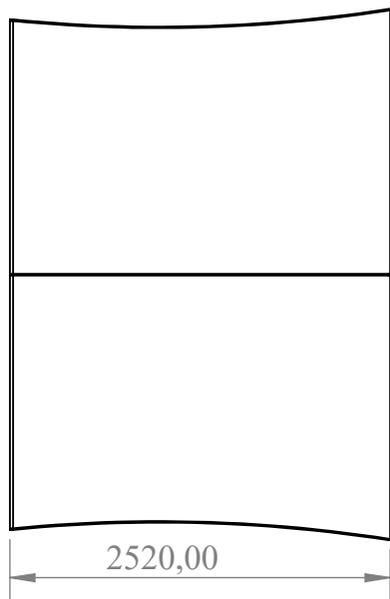
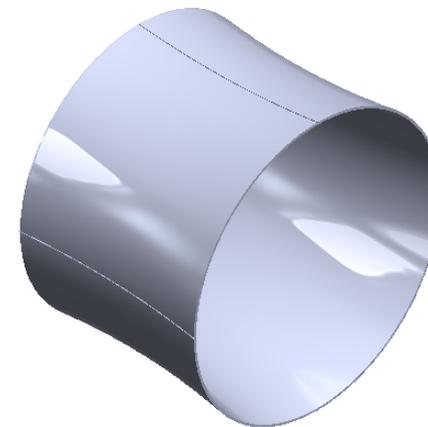


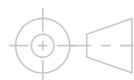
Diseñador:	Bristol Enrique Carriel Villacis	14/1/2024	ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		ISO - A 
Revisado:	Anthony Steven Barzola	5/2/2024			
Título:	Tapa de Carcasa Hermetica Turbina				
Escala:	Tapa de Contenedor Hermetico	Nivel:	500 1T	Material:	
1:5		Nº de Hoja:	016	Acero Inoxidable 304	
		Masa:	80.09 kg		

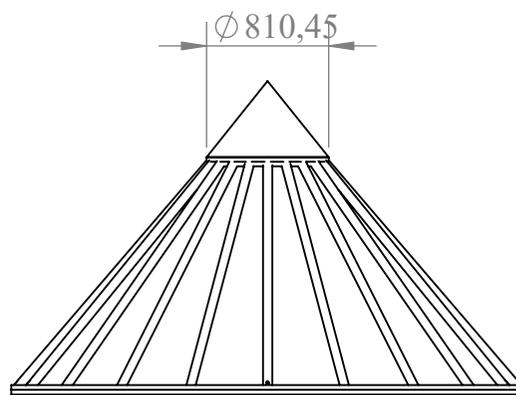
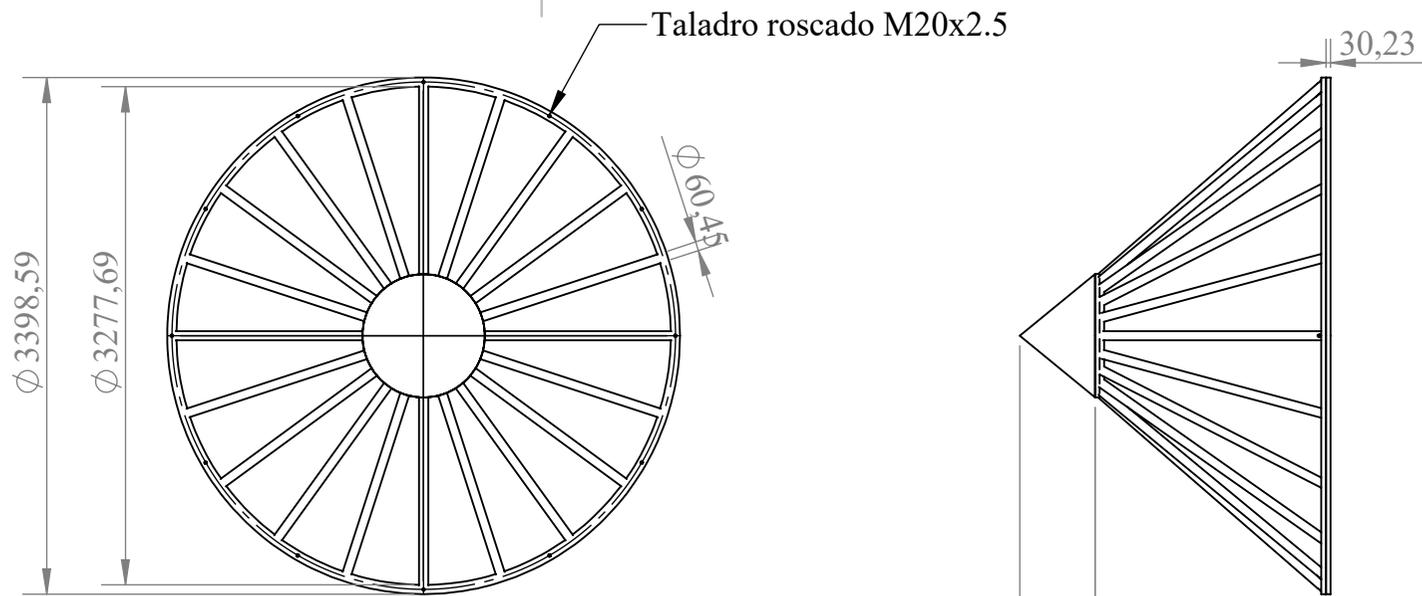
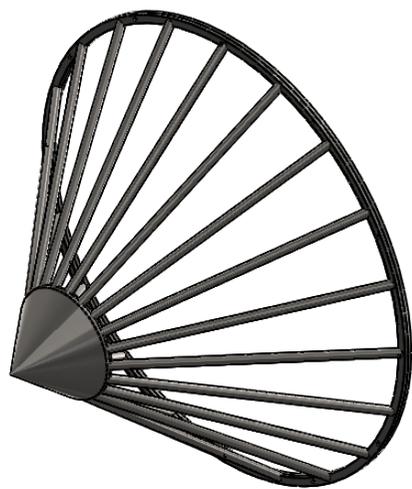


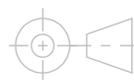
DETALLE N
ESCALA 1 : 5

SECCIÓN L-L
ESCALA 1 : 50



Diseñador:	Bristol Enrique Carriel Villacis	14/1/2024	ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		ISO - A 
Revisado:	Anthony Steven Barzola	5/2/2024			
Título:	Selección de Difusor de Turbina Hidrocinetica				
Escala:	Difusor de Turbina Hidrocinetica	Nivel:	500 1T	Material:	
1:75		N° de Hoja:	017	Acero Aleado A36	
		Masa:	522.15 kg		



Diseñador:	Bristol Enrique Carriel Villacis	14/1/2024	ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		ISO - A 
Revisado:	Anthony Steven Barzola	5/2/2024			
Título:	Junta Protectora de Turbina				
Escala:	Junta Protectora de Turbina	Nivel:	500 1T	Material:	
1:50		N° de Hoja:	018	Acero Inoxidable 304	
		Masa:	793.02 kg		