

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

"Diseño y simulación de turbina hidrocínética destinada al río Santiago de
la provincia de Morona Santiago"

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

JAIR ENMANUEL SILVA VÁSCONEZ

JOHNNY FRANCISCO LUCIO VÁSQUEZ

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2018

AGRADECIMIENTOS

Mi más sincero agradecimiento a mis padres por el cariño, paciencia y apoyo brindado para salir adelante ante toda situación presentada. Mis hermanos, por la confianza y alegría dada. Y a todas las personas que estuvieron dispuestos a compartir sus conocimientos para completar y desarrollar este trabajo.

Johnny Lucio Vásquez

Agradezco a mi familia, amigos y maestros, todos han aportado valiosos conocimientos y principios, cada segundo compartido con ustedes me ha permitido llegar a este momento.

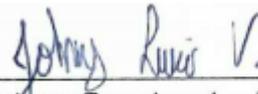
Jair Silva Vásquez

DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Jair Enmanuel Silva Vásquez* y *Johnny Francisco Lucio Vásquez* damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual"



Jair Enmanuel Silva Vásquez
Estudiante



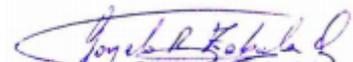
Johnny Francisco Lucio Vásquez
Estudiante

EVALUADORES



Dra. Emérita Delgado P.

PROFESOR DE LA MATERIA



Ing. Gonzalo Zabala O.

PROFESOR TUTOR

RESUMEN

En Ecuador 196.000 viviendas no tienen electricidad. Estas zonas no cuentan con suministro de fluido eléctrico por la red pública debido a las dificultades geográficas presentes y abastecerlas implicaría una gran inversión. Ante esto, algunos optan por el uso de generadores a diésel y gasolina los cuales emiten CO₂ al aire. Cabe mencionar que el transporte por medios fluviales y almacenaje del combustible necesario representa peligros para el medio ambiente y la salud humana.

El trabajo consistió en diseñar el sistema compuesto por una turbina hidrocínética de flujo axial con eje horizontal para la generación nominal de 4.3kW, para esto la metodología de diseño inició considerando un emplazamiento con condiciones para generación de energía eléctrica, luego se estimó la demanda promedio de energía eléctrica para la comunidad de la parroquia Santiago, se procedió a realizar un diseño detallado del sistema el cual comprendió el diseño del rotor, sistema de transmisión de energía mecánica y selección del sistema de transmisión de energía eléctrica, por último se evaluó el diseño con una simulación hidrodinámica y estructural, los resultados se evaluaron bajo criterios ingenieriles y estos permitieron validar los resultados como satisfactorios.

El resultado principal fue el diseño de una turbina hidrocínética de eje horizontal y flujo axial para la generación de energía eléctrica en la parroquia Santiago de Tiwintza, aprovechando la corriente fluvial del río Santiago, la cual puede generar 4,3 kW con una velocidad del fluido de 3,5 m/s.

La instalación de 6 turbinas idénticas en serie puede abastecer la demanda de 25,92 kW, que corresponde al 20% de la población de la parroquia Santiago de Tiwintza que no tiene acceso al servicio eléctrico. Los resultados de la simulación cumplieron cada uno de los criterios establecidos para concluir que el rotor soportará las cargas de operación.

Palabras Clave: turbina hidrocínética, zona no interconectada, generación, Ecuador.

ABSTRACT

In Ecuador 196,000 homes don't have electricity. These areas don't have electricity supply through the public network due to the geographical difficulties present and supplying them would involve a large investment. Given this, some opt for the use of diesel or gasoline generators which emit CO₂ into the air. It is worth mentioning that the transport by fluvial means and storage of the necessary fuel represents dangers for the environment and human health.

The work consisted of designing the system composed of a hydrokinetic turbine of axial flow with horizontal axis for nominal generation of 4.3kW, for this the design methodology began considering a location with conditions for electric power generation, then the average demand of electrical energy was estimated for the community of the Santiago parish, we proceeded to make a detailed design of the system which included the design of the rotor, mechanical power transmission system and selection of the electric power transmission system, finally the design was evaluated with a hydrodynamic and structural simulation, the results were evaluated under engineering criteria and these allowed to validate the result as satisfactory.

The main result was the design of a hydrokinetic turbine with horizontal axis and axial flow for the generation of electrical energy in the Santiago parish, taking advantage of the fluvial current of the Santiago River, which can generate 4.3kW with a fluid velocity of 3.5 m / s.

The installation of 6 identical turbines in series can meet the demand of 25.92 kW, which corresponds to 20% of the population of Santiago parish that doesn't have access to electric service. The results of the simulation met each of the established criteria to conclude that the rotor will support the operating load.

Keywords: hydrokinetic turbine, non-interconnected zones, generation, Ecuador.

ÍNDICE GENERAL

| | |
|--|-----|
| RESUMEN | I |
| ABSTRACT..... | II |
| ÍNDICE GENERAL | III |
| ABREVIATURAS..... | VI |
| SIMBOLOGÍA..... | VII |
| ÍNDICE DE FIGURAS | X |
| ÍNDICE DE TABLAS..... | XII |
| ÍNDICE DE PLANOS..... | XIV |
| CAPÍTULO 1 | 1 |
| 1. Introducción | 1 |
| 1.1 Descripción del problema..... | 1 |
| 1.2 Justificación del proyecto..... | 1 |
| 1.3 Objetivos..... | 2 |
| 1.3.1 Objetivo General | 2 |
| 1.3.2 Objetivos Específicos | 2 |
| 1.4 Marco teórico | 3 |
| 1.4.1 Generación de energía eléctrica en Ecuador | 3 |
| 1.4.2 Sistema hidrocínético | 3 |
| 1.4.3 Tipos de turbinas hidrocínicas | 4 |
| 1.4.4 Ventajas y desventajas técnicas de los tipos de turbinas..... | 5 |
| 1.4.5 Principio de funcionamiento turbina hidrocínética | 6 |
| 1.4.6 Emplazamiento hidráulico | 7 |
| CAPÍTULO 2 | 9 |
| 2. Metodología..... | 9 |
| 2.1 Procedimiento de diseño | 9 |

| | | |
|-------|--|----|
| 2.2 | Selección del emplazamiento | 10 |
| 2.3 | Demanda del sector | 12 |
| 2.4 | Requisitos del diseño | 14 |
| 2.5 | Diseño conceptual | 15 |
| 2.5.1 | Alternativas de solución..... | 15 |
| 2.5.2 | Matriz de decisión | 17 |
| 2.6 | Diseño detallado | 19 |
| 2.7 | Diseño del rotor..... | 20 |
| 2.7.1 | Recopilación de Datos..... | 20 |
| 2.7.2 | Selección de perfil de álabe | 21 |
| 2.7.3 | Diámetro del rotor (D)..... | 24 |
| 2.7.4 | Cuerda del álabe (C) | 25 |
| 2.7.5 | Cálculo del coeficiente de potencia real | 27 |
| 2.7.6 | Radio y longitudes de cuerdas para el coeficiente de potencia real | 31 |
| 2.8 | Diseño sistema de transmisión de energía mecánica..... | 32 |
| 2.8.1 | Cargas externas del rotor | 32 |
| 2.8.2 | Resistencia del álabe | 35 |
| 2.8.3 | Diseño de junta empernada | 37 |
| 2.8.4 | Diseño sistema de transmisión..... | 43 |
| 2.8.5 | Diseño sistema de transmisión de energía eléctrica | 52 |
| 2.8.6 | Especificaciones de partes complementarias..... | 53 |
| 2.9 | Proceso de simulación | 57 |
| 2.9.1 | Simulación CFD en ANSYS CFX | 57 |
| 2.9.2 | Simulación hidrodinámica..... | 59 |
| 2.9.3 | ANSYS CFX: Condiciones de frontera y solución | 61 |
| 2.9.4 | Simulación estructural | 62 |

| | |
|---|----|
| CAPÍTULO 3 | 64 |
| 3. Resultados Y ANÁLISIS | 64 |
| 3.1 Dimensionamiento del rotor | 64 |
| 3.2 Simulación hidrodinámica y estructural..... | 64 |
| 3.3 Análisis de costo | 72 |
| CAPÍTULO 4 | 73 |
| 4. Conclusiones Y RECOMENDACIONES..... | 73 |
| Conclusiones | 73 |
| Recomendaciones | 74 |
| BIBLIOGRAFÍA | |
| ANEXOS | |

ABREVIATURAS

| | |
|--------|---|
| ESPOL | Escuela Superior Politécnica del Litoral |
| INAMHI | Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología |
| RAE | Regiones Amazónica Ecuatoriana |
| ZNI | Zonas No Interconectadas |
| BEM | Blade Element Moment |
| NACA | National Advisor Committee of Aeronautics |
| TSR | Tip Speed Ratio |
| ASME | American Society of Mechanical Engineers |
| CAD | Computer Aided Design |
| CFD | Computational Fluid Dynamics |
| ANSYS | Analysis of Systems |

SIMBOLOGÍA

| | |
|-----------------------|--|
| CO_2 | Dióxido de carbono |
| P_f | Población proyectada |
| P_a | Población actual |
| $r\%$ | Tasa geométrica de crecimiento anual |
| N_a | Cantidad de años del estudio |
| P_g | Número de viviendas a abastecer |
| W | Watts |
| W_{vivienda} | Potencia eléctrica por vivienda |
| W_{turbina} | Potencia eléctrica por turbina |
| n_{turb} | Número de turbinas |
| α | Ángulo de ataque del perfil |
| λ_d | Celeridad de diseño |
| C_p | Coefficiente de potencia ideal |
| C_L | Coefficiente de sustentación |
| C_D | Coefficiente de arrastre |
| C_M | Coefficiente de momento |
| Re | Número de Reynolds |
| m | Metro |
| mm | Milímetro |
| v | Velocidad del fluido |
| ν | Viscosidad dinámica |
| Ma | Número de Mach |
| D_{rot} | Diámetro del rotor |
| C_{pw} | Coefficiente de potencia de Betz |
| ρ | Densidad del agua |
| C | Cuerda del álabe |
| Δr | Incremento de radio local |
| R | Radio del rotor |
| r_i | Distancia del origen a sección de álabe evaluada |
| λ_r | Celeridad local |

| | |
|---------------|---|
| φ | Ángulo óptimo de incidencia |
| β | Ángulo de torsión |
| Z | Número de álabes |
| a | Factor de inducción de flujo axial |
| ϑ | Contorno del álabe |
| a' | Factor de inducción de flujo tangencial |
| C_p' | Coefficiente de potencia por elemento |
| n_f' | Rendimiento del elemento de álabe |
| ε | Fineza |
| ΔA_n | Diferencial de álabe |
| $C_{p,T}$ | Coefficiente de potencia sin corregir |
| n_Z | Rendimiento para z álabes |
| $C_{p,R}$ | Coefficiente de potencia corregido |
| V_{rel} | Velocidad relativa del agua |
| F_L | Fuerza de sustentación |
| F_D | Fuerza de arrastre |
| \bar{M} | Momento de cabeceo |
| T_{rotor} | Torque de giro sobre el rotor |
| $F_{N,rotor}$ | Fuerza normal sobre el rotor |
| M_R | Momento resultante en la base del álabe |
| S_y | Resistencia a la fluencia |
| d_{CG} | Centro de gravedad álabe |
| F.S. | Factor de seguridad |
| σ | Esfuerzo de flexión |
| τ | Esfuerzo de torsión |
| F' | Fuerza primaria |
| F'' | Fuerza secundaria |
| S_p | Resistencia de prueba |
| S_{ut} | Resistencia última |
| E | Módulo elasticidad |
| $d_{m,perno}$ | Límite inferior de diámetro del perno |

| | |
|---------------|---|
| $D_{M,perno}$ | Límite superior del diámetro del perno |
| d_{perno} | Diámetro del perno |
| e_{placa} | Espesor de placa |
| N_{perno} | Número de pernos |
| L_{perno} | Longitud del perno |
| Se' | Resistencia a la fatiga sin corregir |
| Se | Resistencia a la fatiga corregida |
| C_{temp} | Factor de corrección por temperatura |
| C_R | Factor de corrección de confiabilidad |
| C_C | Factor de corrección carga |
| C_{sup} | Factor de corrección por superficie |
| C_{tam} | Factor de corrección de tamaño |
| N_f | Coefficiente de seguridad para fatiga |
| M_a | Momento alternante |
| T_m | Torsión media |
| K_f | Coefficiente por fatiga de flexión |
| K_{fs} | Coefficiente por fatiga por torsión |
| S_{sy} | Resistencia al corte |
| P | Carga axial dinámica equivalente |
| N_{rot} | Velocidad de rotación |
| D | Diámetro del eje |
| H | Espesor del rodamiento |
| R_v | Relación de velocidades. |
| N_{gen} | Velocidad nominal de giro del generador |
| $D_{difusor}$ | Diámetro difusor |
| Q_C | Caudal máximo en canal |
| Q_m | Caudal medio anual del río Santiago |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1.1 Diagrama de Flujo Turbina Hidrocinética | 4 |
| Figura 1.2 Clasificación Turbinas Hidrocinéticas | 4 |
| Figura 1.3 Modelo de Betz..... | 6 |
| Figura 1.4 Unidades Hidrográficas en la Región Amazónica Ecuatoriana | 7 |
| Figura 1.5 Cuenca hidrográfica de Morona Santiago | 8 |
| Figura 2.1 Metodología de diseño | 9 |
| Figura 2.2 Estación Hidrológica Automática Santiago..... | 10 |
| Figura 2.3 Caudal medio mensual del río Santiago..... | 11 |
| Figura 2.4 Alternativa A | 16 |
| Figura 2.5 Alternativa B | 16 |
| Figura 2.6 Alternativa C..... | 17 |
| Figura 2.7 Rendimientos en función de la celeridad..... | 21 |
| Figura 2.8 Polares del perfil NACA 0020 para ángulo de ataque de 20° a -20° | 23 |
| Figura 2.9 Relación entre coeficiente de sustentación y arrastre (C_L/C_D)..... | 23 |
| Figura 2.10 Desprendimiento de la capa límite para 10° | 24 |
| Figura 2.11 Esquema de elementos del álabe | 25 |
| Figura 2.12 Representación de ángulos característicos | 26 |
| Figura 2.13 Representación de diferencial de aporte a potencia..... | 30 |
| Figura 2.14 Sistema de transmisión de energía mecánica..... | 32 |
| Figura 2.15 Fuerzas actuando sobre perfil álabe | 33 |
| Figura 2.16 Representación de fuerzas hidrodinámicas sobre el álabe | 35 |
| Figura 2.17 Modelo matemático para análisis de junta empernada | 38 |
| Figura 2.18 Fuerzas sobre cada perno..... | 39 |
| Figura 2.19 Elemento sometido a aplastamiento por dos placas. | 41 |
| Figura 2.20 Esquema de perno de la junta..... | 41 |
| Figura 2.21 Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión..... | 43 |
| Figura 2.22 Diagrama de fuerza cortante sobre eje del rotor | 45 |
| Figura 2.23 Diagrama resultante de momento flector sobre eje del rotor..... | 45 |
| Figura 2.24 Esfuerzos sobre eje rotatorio..... | 45 |
| Figura 2.25 Diagrama de cuerpo libre sobre la placa | 53 |
| Figura 2.26 Especificaciones sello radial SKF..... | 54 |

| | |
|---|----|
| Figura 2.27 Formas de difusores (vistas tope y lateral) | 55 |
| Figura 2.28 Vista frontal de jaula protectora | 56 |
| Figura 2.29 Corte transversal del canal | 56 |
| Figura 2.30 Captación de afluente para aprovechamiento eléctrico..... | 57 |
| Figura 2.31 Esquema de la simulación CFD y estructural del rotor | 58 |
| Figura 2.32 Modelo CAD del rotor de turbina | 59 |
| Figura 2.33 (a) Volumen de control rotativo. (b) Volumen de control estacionario | 59 |
| Figura 2.34 Vista en corte del mallado para (a) Volumen de control rotativo. (b) Volumen de control estacionario | 60 |
| Figura 2.35 Métricas de malla para el volumen de control rotativo..... | 60 |
| Figura 2.36 Métricas de malla para el volumen de control estacionario | 61 |
| Figura 2.37 Definición del problema en ANSYS CFX pre..... | 61 |
| Figura 2.38 Mallado para simulación estructural. | 63 |
| Figura 3.1 Líneas de corriente a través del sistema | 65 |
| Figura 3.2 Contornos de velocidad sobre plano ZX del primer álabe | 65 |
| Figura 3.3 Contornos de velocidad sobre plano YZ del primer álabe | 66 |
| Figura 3.4 Contornos de velocidad sobre plano YZ del segundo álabe | 66 |
| Figura 3.5 Contornos de presión sobre el rotor. | 67 |
| Figura 3.6 Cargas sobre el rotor..... | 67 |
| Figura 3.7 Distribución de esfuerzos sobre el rotor | 68 |
| Figura 3.8 Deformación total en el rotor | 68 |
| Figura 3.9 Factor de seguridad para carga estática | 69 |
| Figura 3.10 Vida del rotor | 69 |
| Figura 3.11 Factor de seguridad para carga dinámica | 70 |
| Figura 3.12 Distribución de esfuerzos sobre la estructura de soporte | 70 |
| Figura 3.13 Factor de seguridad para carga dinámica | 71 |
| Figura 3.14 Contornos de velocidad sobre jaula protectora | 71 |
| Figura 3.15 Vectores de velocidad en jaula protectora..... | 72 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|---|----|
| Tabla 1.1 Características según tipo de turbina | 5 |
| Tabla 2.1 Caudal disponible mensual..... | 11 |
| Tabla 2.2 Sector rural de la parroquia Santiago de Tiwintza | 12 |
| Tabla 2.3 Vivienda a abastecer con turbina hidrocínética | 13 |
| Tabla 2.4 Parámetros involucrados con la demanda de sector | 14 |
| Tabla 2.5 Especificación de criterio y calificación..... | 18 |
| Tabla 2.6 Matriz de decisión para turbina hidrocínética..... | 19 |
| Tabla 2.7 Viscosidad cinemática del agua en función de la temperatura | 20 |
| Tabla 2.8 Eficiencia de componentes de transmisión y generación | 20 |
| Tabla 2.9 Variables ingresadas y obtenidas de QBlade. | 24 |
| Tabla 2.10 Parámetros del rotor usando coeficiente de potencia ideal | 27 |
| Tabla 2.11 Resultados obtenidos para coeficiente de potencia real..... | 31 |
| Tabla 2.12 Parámetros del rotor usando coeficiente de potencia real..... | 31 |
| Tabla 2.13 Fuerzas hidrodinámicas sobre cada elemento de álabe..... | 34 |
| Tabla 2.14 Fuerzas soportadas por el rotor y eje de alta velocidad | 35 |
| Tabla 2.15 Parámetros para evaluar resistencia del álabe..... | 37 |
| Tabla 2.16 Esfuerzo sobre el álabe. | 37 |
| Tabla 2.17 Propiedades de perno SAE grado 5. | 40 |
| Tabla 2.18 Resultados junta empernada a cortante | 42 |
| Tabla 2.19 Reacciones en los apoyos. | 44 |
| Tabla 2.20 Propiedades mecánicas del acero inoxidable 304 recocido | 46 |
| Tabla 2.21 Momento flector y torque sobre el eje del rotor | 48 |
| Tabla 2.22 Diámetro de cada sección del eje de transmisión..... | 49 |
| Tabla 2.23 Dimensiones estándar de chaveta rectangular..... | 49 |
| Tabla 2.24 Parámetros a considerar en selección del rodamiento | 51 |
| Tabla 2.25 Dimensiones de los rodamientos seleccionados | 51 |
| Tabla 2.26 Especificaciones del generador eléctrico..... | 52 |
| Tabla 2.27 Parámetros a considerar en selección del rodamiento | 54 |
| Tabla 2.28 Dimensiones rotor y difusor | 55 |
| Tabla 2.29 Propiedades mecánicas del acero inoxidable 316 L..... | 62 |
| Tabla 2.30 Número de ciclos para la falla | 62 |

| | |
|--|----|
| Tabla 3.1 Resultado de diseño de álabe del rotor | 64 |
| Tabla 3.2 Costo para una turbina hidrocínética | 72 |

ÍNDICE DE PLANOS

| | |
|----------|-------------------------------|
| PLANO 1 | Vistas Turbina Hidrocinética |
| PLANO 2 | Sistema de transmisión |
| PLANO 3 | Detalle álabe |
| PLANO 4 | Detalle Eje – Hub |
| PLANO 5 | Detalle Carcasa |
| PLANO 6 | Detalle base fija - móvil |
| PLANO 7 | Detalle tapa frontal – apoyos |
| PLANO 8 | Detalle Nacelle |
| PLANO 9 | Detalle estructura de apoyo |
| PLANO 10 | Detalle difusor |
| PLANO 11 | Detalle Mallado |

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del problema

Estadísticas de las Naciones Unidas muestran que en la actualidad aproximadamente 1.400 millones de personas o el equivalente al 20% de la población del mundo no cuenta con acceso a la electricidad, específicamente en Ecuador la evaluación rápida y análisis de brechas en el sector energético señala que los hogares sin ninguna clase de servicio eléctrico representan el 2.2% del total en el área urbana, el 10.5% de las viviendas rurales y el 5.2% resultante en todo el país, lo que resulta en 196.000 viviendas no tienen electricidad en el país, donde 54.000 están en zonas urbanas y 142.000 en zonas rurales.

Estas zonas no cuentan con suministro de fluido eléctrico por la red pública debido a las dificultades geográficas presentes, por lo que para abastecerlas debería el tendido eléctrico atravesar densas selvas y cruzar varios ríos. La mayoría de estas comunidades se encuentran en zonas remotas o aisladas, a lo largo de ríos profundos y amplios con caudales fuertes y veloces durante el año, carecen de paisaje montañoso haciendo imposible la construcción de represas hidroeléctricas, las cuales tardan varios años hasta su funcionamiento, presenta grandes inversiones y alteran el ecosistema del lugar. Ante esto, algunos optan por el uso de generadores basados en motores de combustión interna lo que es considerado contaminante por sus emisiones de CO₂ al aire e ineficiente por sus pérdidas térmicas. Cabe mencionar que el transporte por medios fluviales y almacenaje del combustible necesario representa peligros para el medio ambiente y la salud humana.

1.2 Justificación del proyecto

Lo mencionado anteriormente fomenta el uso de tecnologías renovables que aprovechen los recursos naturales abundantes en nuestro país. La posibilidad de generación con fuentes de energía renovable ha generado un ahorro histórico en el consumo de combustibles. En el Plan Nacional de Desarrollo 2017- 2021 se planteó la meta de incrementar de 68,8% al 90% la generación eléctrica a través de fuentes de energías renovables. Con este trabajo, aportamos con una solución para reducir la dependencia

de productos derivados de energías fósiles para la producción energética, y, así, agregar un sentido más humano, justo y equitativo a los problemas de zonas no interconectadas. El aprovechamiento del alto potencial de energía existente en ríos permitirá el abastecimiento total o parcial de energía eléctrica fortaleciendo el desarrollo del talento humano local y ampliando las capacidades productivas en los sectores de educación y salud. Además, se logrará disminuir la conflictividad socioambiental y reconocer los valores esenciales de la naturaleza.

Por último, cabe mencionar que con este trabajo se exponen datos relevantes referentes a sistemas hidrocínéticos como son ventajas del sistema respecto a otras tecnologías renovables, principios físicos de su funcionamiento y diseño del equipo, debido a que actualmente en el país se cuenta con poca información bibliográfica desarrollada localmente.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Diseñar el sistema compuesto por una turbina hidrocínética de flujo axial con eje horizontal para abastecer a la parte de la población rural de la parroquia Santiago de Tiwintza.

1.3.2 Objetivos Específicos

1. Identificar emplazamiento que presente condiciones para generación de energía eléctrica mediante aprovechamiento hidrocínético.
2. Estimar la demanda promedio de energía eléctrica para porcentaje de la parroquia Santiago de Tiwintza.
3. Seleccionar componentes y calcular variables necesarias para el ensamblaje, siguiendo los procedimientos según normas, catálogos y estándares técnicos.
4. Simular la distribución de velocidad, presión, esfuerzo y deformación utilizando herramientas de diseño computacional.

1.4 Marco teórico

1.4.1 Generación de energía eléctrica en Ecuador

Según el Balance Nacional de Energía 2018 de la Agencia de Regulación y Control de la Electricidad, del total de la potencia nominal en generación de energía eléctrica, 41.33% proviene de fuentes renovables, entre estas las más representativas: 56.19% es hidráulica, 0.33% fotovoltaica y 0.26% eólica. Por otra parte, la energía no renovable representa el 41.33% y está conformada por 24.11% de centrales térmicas con motores de combustión interna, 11,47% térmica turbogas y 5.75% térmicas turbovapor.

1.4.2 Sistema hidrocínético

Es un sistema de generación de energía eléctrica cuyo objetivo es el aprovechamiento de la energía cinética almacenada en el flujo de agua de ríos o canales de riego, debido a esto su nombre. A su vez en un sistema conectado a la red, la electricidad producida se transmite a la red de distribución eléctrica, mientras que, en un sistema aislado, la electricidad generada se almacena en baterías, éste último es óptimo para el caso de comunidades alejadas de la red de distribución eléctrica y que se encuentran ubicadas en las cercanías de ríos.

Con respecto a las ventajas de un sistema hidrocínético se tiene la fácil instalación y mantenimiento, pequeño espacio requerido de funcionamiento, baja inversión en infraestructura, bajo impacto ambiental, mínima contaminación auditiva, largos períodos de aprovechamiento, dirección de flujo constante, por todo esto los sistemas hidrocíneticos son la fuente de energía renovable de mejor calidad y rendimiento para zonas remotas cercana a ríos.

En cuanto al proceso de generación, inicia con la interacción entre el flujo de agua y las palas del rotor, esto provoca el giro del rotor junto a su eje, aquí la energía cinética del río se convierte en energía mecánica, esta es transmitida a través de un eje y una caja de engranes hacia un generador de imanes permanentes, encargado de transformar la energía mecánica en energía eléctrica, la energía de salida es controlada y convertida

por una interfaz de conversión de energía. Para un sistema aislado, también se cuenta con una resistencia de carga y un paquete de baterías. Para un mejor entendimiento se adjunta la Figura 1.1 donde se ilustra la estructura de un sistema hidrocínético.



Figura 1.1 Diagrama de Flujo Turbina Hidrocínética
 Fuente: Liu, M. (2014)

1.4.3 Tipos de turbinas hidrocínéticas

Existen varios diseños de turbinas hidrocínéticas, pero un gran porcentaje de estas aún se encuentran en etapa conceptual o como modelos a escala, en esta sección nos enfocamos en los diseños presentes en la industria con potencial para producción a escala comercial, estas configuraciones son: la turbina axial (flujo paralelo al eje de rotación) y turbina de flujo cruzado (flujo perpendicular al eje de rotación). En la figura 1.2 se muestra una clasificación con mayor detalle de los tipos de turbinas hidrocínéticas.

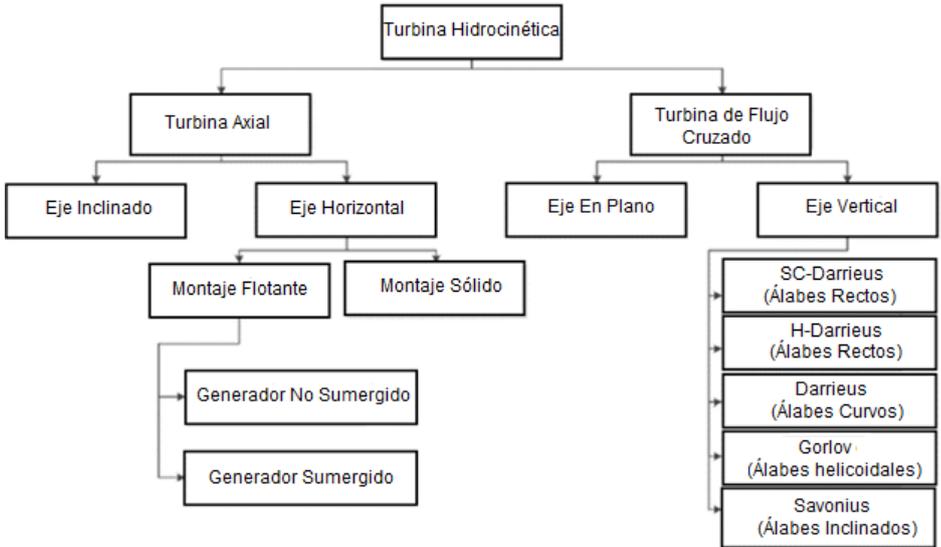


Figura 1.2 Clasificación Turbinas Hidrocínéticas
 Fuente: Liu, M. (2014)

1.4.4 Ventajas y desventajas técnicas de los tipos de turbinas

Con respecto a las ventajas y desventajas técnicas de las turbinas de flujo cruzado y axial, se han listado las más destacadas en la Tabla 1.1 con la finalidad de establecer oportunidades y desafíos de la tecnología hidrocínética para este y futuros proyectos.

Tabla 1.1 Características según tipo de turbina

| Configuración de turbinas | Ventajas | Desventajas |
|---------------------------|---|--|
| Turbina axial | <ul style="list-style-type: none"> – Capacidad de auto arranque (fuerzas de sustentación se ejercen uniformemente a lo largo de la pala debido a su diseño). – Posibilidad de usar ductos para aumentar la velocidad del fluido debido a forma circular del disco propulsor. – Estabilidad de las cargas dinámicas, lo que produce menores vibraciones. – Flexibilidad en la selección del sistema de montaje. – Elevados rendimientos hidrodinámicos, más eficiente que la de eje vertical debido a menores pérdidas de incidencia. | <ul style="list-style-type: none"> – Costo de fabricación mayor debido a mecanizado (acabado) y tamaño (usualmente grande) de palas con perfil hidrodinámico. – En los modelos con generador sumergido se requieren equipamiento especial como sellos, cuyo costo es más elevado. – Área de barrido limitada debido a su sección circular. |
| Turbina de flujo cruzado | <ul style="list-style-type: none"> – Turbinas Darrieus poseen palas rectas lo que se traduce en un diseño simple y económico. – Los costos por acoplamiento, mantenimiento y reparación se reducen debido a que el generador, caja de velocidades y equipo eléctrico se encuentra sobre el agua. – Uso de espacio más eficiente. – Adecuado para canales poco profundos con flujo de velocidad variable. | <ul style="list-style-type: none"> – Bajo par de arranque, requiere mecanismo de arranque del tipo eléctrico, mecánico o electromecánico. – Variación cíclica del ángulo de ataque crea carga cíclica en la pala, aumentando fallas estructurales por fatiga. – Problemas de cavitación por inestabilidad hidrodinámica. – Menor eficiencia respecto a turbinas axiales. |

Fuente: Autores

De la Tabla 1.1 se deduce que la turbina de flujo axial es mejor que la turbina de flujo cruzado en lo que respecta a eficiencia operacional y resistencia estructural, no así con relación a costos de fabricación y mantenimiento ya que dependiendo del modelo la turbina de flujo axial puede requerir una mayor inversión. Debido a la ubicación (zona aislada) de la aplicación, el equipo debería de operar por largos periodos de tiempo antes de presentar fallas y requerir mantenimientos correctivos, además debido al servicio básico que proporcionará deberá ser eficiente, con lo cual se recomienda una turbina axial.

1.4.5 Principio de funcionamiento turbina hidrocínética

Las corrientes constantes de aire o agua llevan grandes cantidades de energía, al tratar de aprovechar dicha energía del fluido mediante una turbina se tendrá que la velocidad disminuye de v_1 a v_2 y la sección del tubo de corriente aumenta debido a la interacción con la máquina (Ver Figura 1.3). El rotor de la turbina frena el fluido para transformar su energía cinética en rotacional. Esta diferencia de velocidad provoca un salto de presión dando a lugar el movimiento del rotor (White F.,2015).

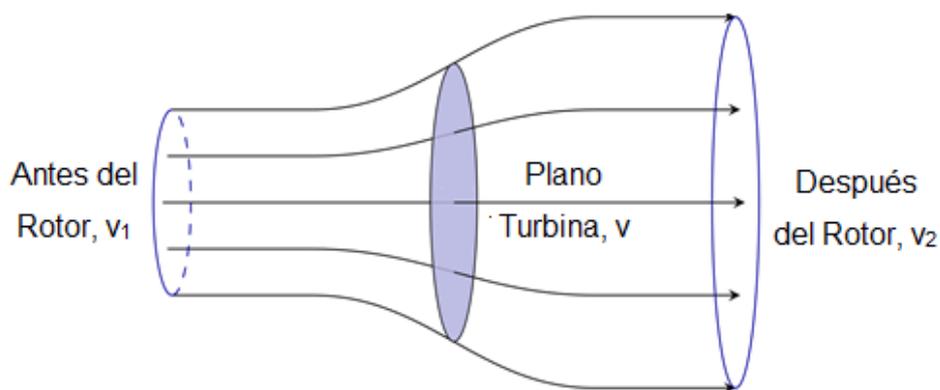


Figura 1.3 Modelo de Betz

Fuente: White, 2015

La energía que se puede obtener de un fluido en movimiento depende de su densidad, su velocidad y de la sección transversal de la turbina que está inmersa en él. El máximo coeficiente de potencia de extracción es el denominado número de Betz, para un rotor ideal se aprovechará solo el 59,26% de la energía, mientras que para un rotor real en el cual se considera factores como resistencia de las palas y rendimientos de elementos, se identifica un coeficiente de potencia global entre 30% al 50%.

1.4.6 Emplazamiento hidráulico

Actualmente en Ecuador las zonas donde el servicio eléctrico es escaso se denominan “Zonas no Interconectadas”, este es el caso de los sectores rurales de la Región Amazónica del Ecuador (RAE), conformada por las provincias de Orellana, Napo, Pastaza, Sucumbíos, Morona Santiago, Zamora Chinchipe, casi un 50% de estas 6 provincias no cuenta con servicio eléctrico. Como se observa en la Figura 1.4, la RAE cuenta con unidades hidrográficas lo cual permite el uso de turbinas hidrocinéticas para la generación eléctrica.

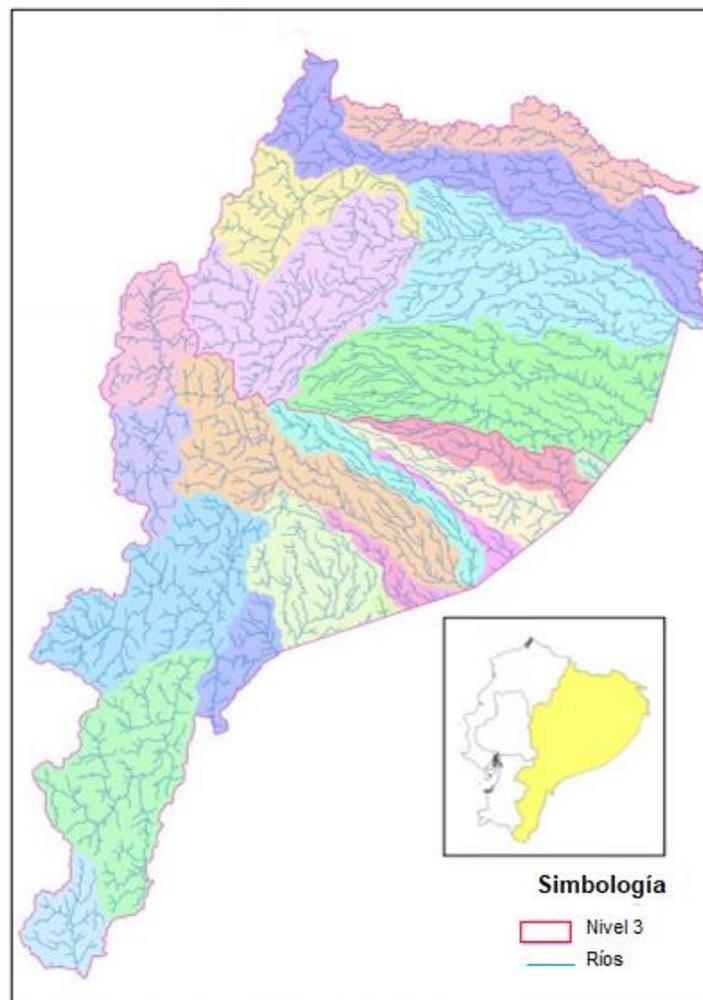


Figura 1.4 Unidades Hidrográficas en la Región Amazónica Ecuatoriana

Fuente: Secretaría Nacional del Agua del Ecuador. 2009

Las unidades hidrográficas de la RAE se deben a la cuenca hidrográfica del Río Amazonas, debido a su tamaño y serie de regiones muy diferentes con diversos

regímenes de descarga, se la considera como un recurso de gran potencial hidroenergético. En Ecuador representa alrededor del 51% en unidad hidrográfica total del país que corresponde a un área de extensión de casi 132000 km². Además, este recurso se subdivide en cuenca hidrológica Napo, Pastaza y Morona Santiago. Cabe mencionar que la población de Morona Santiago destaca por sus bajos niveles de acceso a servicios básicos, donde su población mayoritariamente es rural por lo que el diseño de este trabajo se realizara para un río perteneciente a la cuenca hidrográfica de Morona Santiago, los ríos que conforma tal cuenca se muestran en la Figura 1.5. Todos los ríos tienen un alto potencial hidroeléctrico, especialmente el río Santiago.

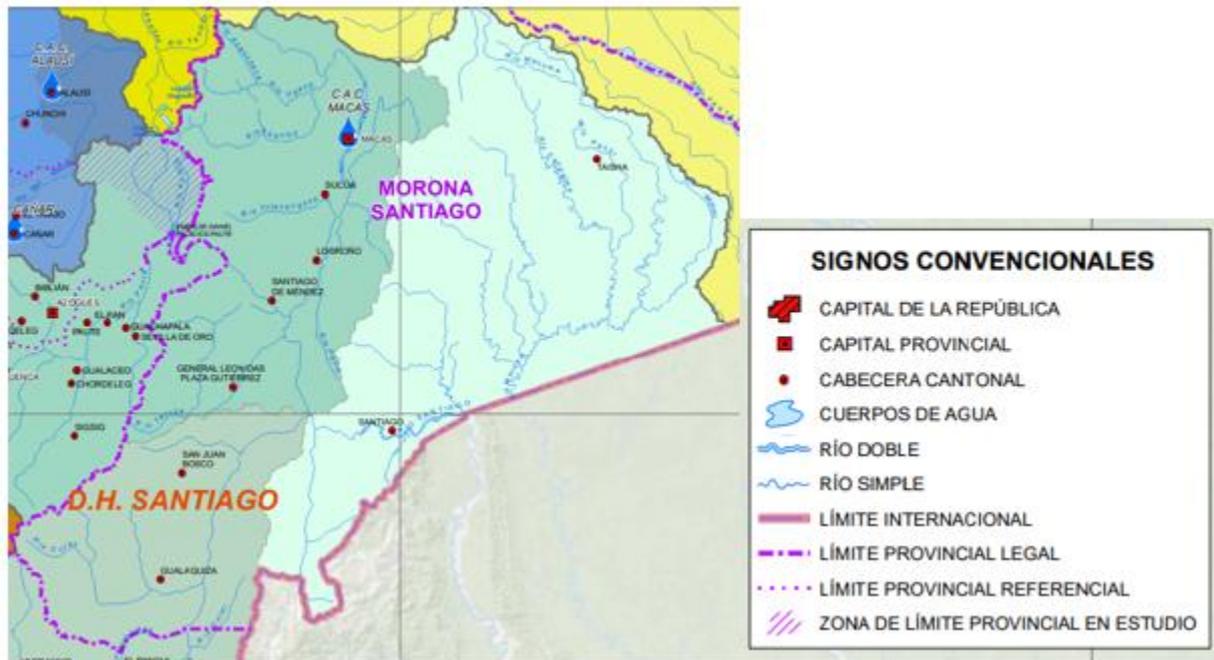


Figura 1.5 Cuenca hidrográfica de Morona Santiago

Fuente: Secretaria Nacional del Agua del Ecuador. 2009

Se cuenta con información de fuentes nacionales e internacionales sobre el comportamiento y condiciones de la cuenca hidrográfica, lo cual es necesario para la metodología de diseño. Cabe destacar que no realizaremos un estudio hidrodinámico del fluido, ni estructural de cada componente del equipo. Así como no será de nuestra competencia el estudio eléctrico de la turbina hidrocínética.

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

2.1 Procedimiento de diseño

El esquema mostrado en la figura 2.1 resume el procedimiento para llevar a cabo el diseño detallado de la turbina hidrocíntrica.

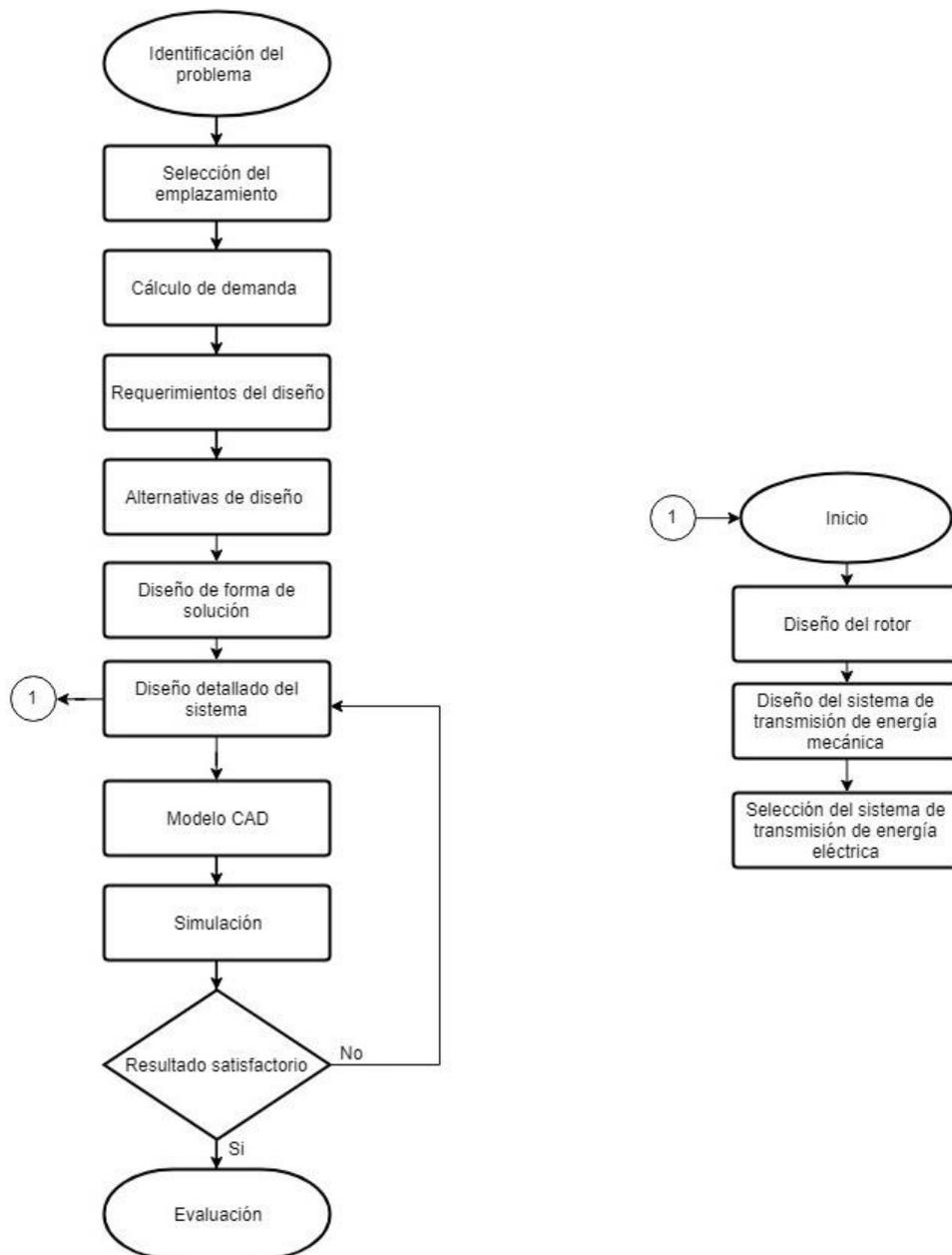


Figura 2.1 Metodología de diseño

Fuente: Autores

2.2 Selección del emplazamiento

Esta sección del trabajo está dedicado al proceso de selección del caudal de diseño. Con respecto al empleo de una turbina hidrocínética se tiene como requisito mínimo que, para un caudal medio del río, la velocidad sea de 1.5 m/s en los cursos de agua de pendiente suave y 1 metro de profundidad. También es necesario verificar que estas condiciones mínimas se mantienen a lo largo del año. Por último, se considera como máximo 1 km de distancia ideal entre el margen del río y la comunidad objetivo para el abastecimiento de la energía generada (Bernal, 2009).

La selección del emplazamiento parte de aquellos ríos que forman la cuenca hidrográfica de Morona Santiago. A partir de las diversas informaciones bibliográficas, se cuenta con información de estudio de caudal, gradientes de velocidad y cotas del río Santiago, de ahí que se ha seleccionado este afluente para nuestro diseño.

El Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología (INAMHI) ha registrado las cotas y caudales medios diarios del río Santiago (Lat.: 3°3'4" S, Long.: 78°0'47" W) desde el año 1984 hasta el 2017 mediante el uso de estaciones hidrológicas automáticas. La figura 2.2 muestra información de la estación hidrológica automática H1149 ubicada en Santiago de Tiwintza, la misma que monitorea el río Santiago.



Figura 2.2 Estación Hidrológica Automática Santiago

Fuente: INAMHI

Un estudio realizado por la Comisión Federal de Electricidad de México y Corporación Eléctrica del Ecuador analiza la factibilidad de generación de energía eléctrica en el río

Santiago, este trabajo recopila datos anuales y mensuales de caudales del Río Santiago, esta información se encuentra en la Tabla A.1, en el Anexo A.

De aquellos datos históricos se utilizó la información mostrada en la Tabla 2.1 que indica los caudales mensuales mínimos, medios y máximos del río Santiago. Partiendo de estos datos se obtuvo la figura 2.3, esta muestra el caudal respecto al mes, de la cual se identifica el caudal medio multianual del río Santiago de 1385 m³/s.

Tabla 2.1 Caudal disponible mensual

| Mes | Caudal mínimo [m ³ /s] | Caudal medio [m ³ /s] | Caudal máximo [m ³ /s] |
|------------|-----------------------------------|----------------------------------|-----------------------------------|
| Enero | 726 | 1126 | 1514 |
| Febrero | 819 | 1271 | 1994 |
| Marzo | 853 | 1304 | 1637 |
| Abril | 1165 | 1578 | 1872 |
| Mayo | 1094 | 1654 | 2524 |
| Junio | 1327 | 1822 | 2891 |
| Julio | 1157 | 1722 | 3194 |
| Agosto | 979 | 1344 | 2379 |
| Septiembre | 701 | 1231 | 1640 |
| Octubre | 902 | 1220 | 1519 |
| Noviembre | 923 | 1194 | 1884 |
| Diciembre | 599 | 1155 | 1619 |

Fuente: Estudio de factibilidad y diseños definitivos del proyecto hidroeléctrico Santiago, en la república del Ecuador

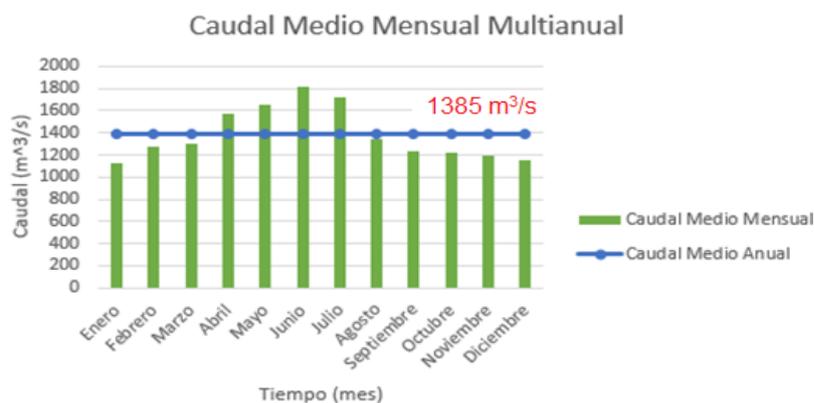


Figura 2.3 Caudal medio mensual del río Santiago

Fuente: Estudio de factibilidad y diseños definitivos del proyecto hidroeléctrico Santiago

El alcance de este proyecto no interviene el estudio de las características del río como perfil transversal, pendiente, potencial erosivo, capacidad de transporte de sedimentos, salinidad, entre otras. Por lo que se decidió dimensionar un canal de captación de sección transversal rectangular, lo cual se muestra en secciones siguientes.

2.3 Demanda del sector

Para definir dimensiones que requiere la turbina a diseñar se necesitó conocer la demanda energética, esta se estimó conociendo el porcentaje de la población rural con desabastecimiento eléctrico en la parroquia de Santiago del cantón Tiwintza.

El cantón Tiwintza se encuentra a orillas del río Santiago, sus coordenadas geográficas son; Latitud: 3°3'4" S, Longitud: 78°0'47" W, se encuentra en la Zona 6 de planificación, cuenta con dos parroquias, San José de Morona y su cabecera cantonal Santiago de Tiwintza.

La población de la provincia de Morona Santiago, según registros censales del Instituto Nacional Ecuatoriano de Censo (INEC) desde el año 1962, tiene un crecimiento acelerado. La información que corresponde a la población rural de la parroquia Santiago de Tiwintza se muestra en la tabla 2.2.

Tabla 2.2 Sector rural de la parroquia Santiago de Tiwintza

| Año de Censo | Población rural total | Viviendas sector rural |
|---------------------|------------------------------|-------------------------------|
| 2001 | 760 | 190 |
| 2010 | 3559 | 290 |

Fuente: Autores

La proyección para el año 2018 se evalúa con la ecuación (2.1) de pronóstico de población:

$$P_f = P_a(1 + r\%)^{N_a} \quad (2.1)$$

Donde:

- P_f : Población proyectada.
- P_a : Población actual.
- $r_{\%}$: Tasa geométrica de crecimiento anual, en la Amazonia tenemos este factor aproximadamente igual a 2,3%.
- N_a : Cantidad de años del estudio a realizar, es decir 8 años.

Actualmente el 20% de las viviendas de la parroquia Santiago cuenta con plantas a diésel y gasolina, por lo que la generación de energía no es constante y demanda de gastos de combustible y mantenimiento. El número de viviendas para el abastecimiento de energía mediante la generación hidrocínética se evalúa mediante la ecuación (2.2):

$$P_g = (0,2) * P_f \quad (2.2)$$

Donde P_g corresponde al número de viviendas a abastecer con el sistema hidrocínético. En cuanto al consumo de cada vivienda, se estimó en base a las necesidades más urgentes de energía eléctrica, estas necesidades corresponden a una vivienda típica de nivel socioeconómico E, que corresponde a una vivienda con dos habitaciones con iluminación, pequeña radio y televisor (INEC, 2010). En la Tabla 2.3 se realiza el listado de los electrodomésticos y aparatos que pueden ser instalados, además se indica la potencia eléctrica y consumo mensual en kWh de la vivienda, se asume esta vivienda modelo con el objetivo de tener un margen de error por si en la vivienda llegase a conectar otros electrodomésticos o el consumo de horas aumenta.

Tabla 2.3 Vivienda a abastecer con turbina hidrocínética

| Consumo energético por vivienda tipo E | | | | | |
|---|-----------------------|-------------------------|----------------|--------------------------|---------------------------|
| Artefacto eléctrico que utiliza normalmente | Cantidad de artefacto | Potencia eléctrica [kW] | Uso diario [h] | Consumo diario [KWh/día] | Consumo mensual [kWh/mes] |
| Bombillo Ahorrador | 3 | 0,010 | 6 | 0,18 | 5,40 |
| Televisor de 14" | 1 | 0,080 | 5 | 0,4 | 12,0 |
| Radiograbadora | 1 | 0,030 | 6 | 0,18 | 5,40 |
| Refrigeradora | 1 | 0,250 | 10 | 2,5 | 75,0 |
| Total KWh | | 0,37 | | 3,26 | 97,8 |

Fuente: Autores

Con varias turbinas hidrocínicas (n_{turb}) en el canal de captación del río Santiago se logró generar un potencial eléctrico (\dot{W}_{elec}) que cubre la necesidad de energía a las familias que son abastecidas mediante generadores termoeléctricos.

$$\dot{W}_{elec} = \dot{W}_{vivienda} P_g \quad (2.3)$$

$$\dot{W}_{turbina} = \dot{W}_{elec} / n_{turb} \quad (2.4)$$

Donde:

$\dot{W}_{vivienda}$: Potencia eléctrica por vivienda [kW]

$\dot{W}_{turbina}$: Potencia eléctrica por turbina [kW]

En la Tabla 2.4 se muestran los resultados de la demanda objetivo, utilizados para el diseño del rotor de la turbina hidrocínica.

Tabla 2.4 Parámetros involucrados con la demanda de sector

| | | |
|---------------------------------|----------------------|---------------|
| Población 2010 | P_a | 290 viviendas |
| Población 2018 | P_f | 348 viviendas |
| Población por abastecer | P_g | 70 viviendas |
| Potencia eléctrica por vivienda | $\dot{W}_{vivienda}$ | 370 [W] |
| Potencia eléctrico total | \dot{W}_{elec} | 25,90 [kW] |
| Número de turbinas | n_{turb} | 6 |
| Potencia eléctrica por turbina | $\dot{W}_{turbina}$ | 4,32 [kW] |

Fuente: Autores

2.4 Requisitos del diseño

La turbina hidrocínica se emplea en ríos con potencial hidroenergético, y para conocer el alcance del equipo se definen los factores de influencia del diseño de la turbina hidrocínica de flujo axial y eje horizontal, los mismos se describen a continuación:

1. Potencia generada: El equipo a diseñar debe operar en las condiciones óptimas, de esta forma se transmite el torque necesario en la generación de energía eléctrica.
2. Lugar de operación: El desempeño y forma del equipo depende del río.

3. Material de construcción: El equipo debe ser lo suficientemente resistente ante impactos de partículas. Además, este factor es útil para la estimación de costo y facilidad de transporte.
4. Revisión de patentes de hidrocinéticas: Factor para dar un valor agregado al equipo a diseñar, se evita realizar un equipo igual a máquinas existentes en el mercado ya patentadas.
5. Costo de fabricación del equipo: El costo del equipo no debe ser demasiado excedido para poder proponer un valor accesible de venta.
6. Tiempo de funcionamiento del equipo: Este factor indica una estimación del tiempo de operación diario, el mismo influye dentro del proceso de abastecimiento de electricidad ya que verifica el cumplimiento de la generación eléctrica.
7. Dimensiones del equipo: Se considera especificaciones de equipos existentes para conocer las dimensiones aproximada.
8. Condiciones de instalación: El equipo se colocará de tal forma que se mantenga alineado con el flujo del río, se adapte a cambios de nivel y sea segura para los habitantes.
9. Morfología del rotor: Este factor analiza las distintas configuraciones de ensamblaje de componentes.

2.5 Diseño conceptual

Para realizar una correcta elección se han investigado las alternativas de turbinas hidrocinéticas de eje horizontal, por lo que en el presente estudio se analizará el funcionamiento y la configuración de los diferentes elementos conexos que la integran.

2.5.1 Alternativas de solución

Alternativa A

Posee una jaula protectora de cables de acero inoxidable para evitar el paso de materiales flotantes que deterioren los álabes, cuenta con un canalizador de flujo para acelerar la corriente de agua hacia el rotor, el cual cuenta con tres álabes que se ensamblan al eje mediante pernos axiales, la transmisión de torque se realiza mediante caja de engranes de ejes paralelos. Para la transformación de energía mecánica a

energía eléctrica se utiliza un generador de imanes permanentes, el sistema de montaje consiste en perfiles metálicos que se suspenden del canal, mientras que el generador se encuentra sumergido. El diagrama de la alternativa A se muestra en la Figura 2.4.

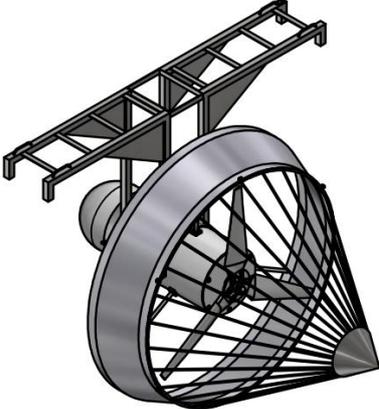


Figura 2.4 Alternativa A
Fuente: Autores

Alternativa B

El rotor cuenta con un sistema de conducción de flujo el cual se encarga de concentrar y dirigir el caudal hacia los tres álabes que se ensamblan al eje mediante tornillos axiales. El tren de potencia usa una caja reductora planetaria a 90° y para la transformación de energía mecánica a energía eléctrica, se utiliza un generador de imanes permanentes no sumergido, el sistema de montaje es flotante. El diagrama de la alternativa B se muestra en la Figura 2.5.

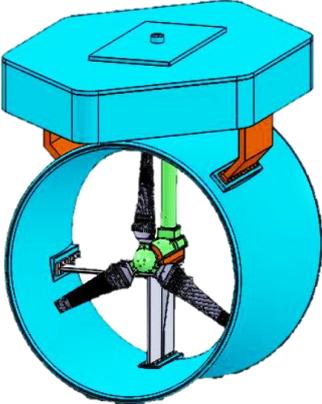


Figura 2.5 Alternativa B
Fuente: Abil,2009

Alternativa C

El rotor cuenta con tres álabes que se ensamblan al eje mediante tornillos axiales, la transmisión de torque emplea una caja de engranes epicicloidal de ejes ortogonales, y para la transformación de energía mecánica a energía eléctrica, se utiliza un generador de imanes permanentes sumergido. El sistema de montaje es flotante y se encuentra anclado al fondo del río mediante bloques de concreto que se unen usando cables de acero inoxidable. El diagrama de la alternativa C se muestra en la Figura 2.6.

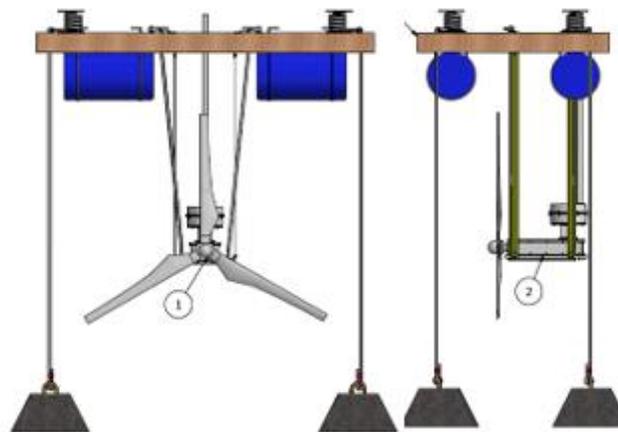


Figura 2.6 Alternativa C

Fuente: Peña, 2010

2.5.2 Matriz de decisión

De los requisitos de diseño antes descritos se determinaron varios criterios de selección. A continuación, se muestra la ponderación e información detallada de cada criterio a considerar en la selección de la mejor alternativa.

- **Desempeño del equipo (20%)** El sistema debe contar con elementos mecánicos y eléctricos que generen las menores pérdidas para cumplir con la demanda objetivo.
- **Seguridad para los habitantes (15%):** El sistema debe operar sin intervenir de forma peligrosa en las actividades cotidianas de usuarios.

- **Instalación de la turbina (15%):** Las actividades de instalación y desinstalación para su funcionamiento y para el mantenimiento deben de ser realizables por los usuarios.
- **Costo final (10%):** El costo de producción debe permitir la producción a escala comercial y ser accesible para el mercado objetivo.
- **Soportar cambios de nivel (10%):** El sistema debe contar con la capacidad de adaptarse a los cambios de nivel del río.
- **Fácil mantenimiento (10%):** El mantenimiento debe de poder ser realizado por los mismos usuarios a los cuales se deberá capacitarlos para estas actividades.
- **Resistencia al desplazamiento (10%):** El sistema debe permanecer en el lugar de instalación y evitar que la corriente del fluido genere cambios de orientación para una operación estable.
- **Piezas accesibles (5%):** Las piezas y partes conexas deben ser estar disponibles localmente, en el menor tiempo y con la mejor relación costo beneficio.
- **Resistencia a impactos (5%):** Evitar el paso de materiales que deterioren los álabes y disminuyan la eficiencia.

A continuación, se seleccionará la morfología de turbina hidrocínética que cumpla con los criterios de selección mediante la realización de una matriz de decisión, para esto se considera una escala de calificaciones que ayuda a identificar la alternativa con mejor respuesta al criterio evaluado (Ver Tabla 2.5).

Tabla 2.5 Especificación de criterio y calificación

| Criterio | Muy alto | Medio | Muy Bajo |
|----------------|----------|-------|----------|
| Calificaciones | 5 | 3 | 1 |

Fuente: Autores

A continuación, se muestra la calificación designada a cada alternativa de acuerdo con los criterios de selección, tal calificación se justifica por las especificaciones técnicas descritas en cada alternativa de solución.

Tabla 2.6 Matriz de decisión para turbina hidrocínética

| Criterios de selección | Peso % | Alternativa A | | Alternativa B | | Alternativa C | |
|-------------------------------|-------------|---------------|---------|---------------|---------|---------------|---------|
| | | Calif. | Pond. % | Calif. | Pond. % | Calif. | Pond. % |
| Desempeño del equipo | 20% | 5 | 20 | 3 | 12 | 3 | 12 |
| Seguridad para los habitantes | 15% | 5 | 15 | 3 | 9 | 1 | 3 |
| Instalación de la turbina | 15% | 5 | 15 | 3 | 9 | 1 | 3 |
| Costo final | 10% | 3 | 6 | 1 | 2 | 5 | 10 |
| Soportar cambios de nivel | 10% | 3 | 6 | 5 | 10 | 1 | 2 |
| Fácil mantenimiento | 10% | 5 | 10 | 3 | 6 | 1 | 2 |
| Resistencia al desplazamiento | 10% | 3 | 6 | 3 | 6 | 5 | 10 |
| Piezas accesibles | 5% | 3 | 3 | 1 | 1 | 5 | 5 |
| Resistencia a impactos | 5% | 5 | 5 | 3 | 3 | 1 | 1 |
| Calificación Total | 100% | 86 | | 58 | | 48 | |

Fuente: Autores

Por último, de la Tabla 2.6 se observa gran diferencia entre las alternativas analizadas, siendo la alternativa A la mejor opción para la generación de energía eléctrica. Las ventajas de esta configuración de elementos son: alto desempeño del equipo, continuidad de generación, seguro para los habitantes, no usa combustibles fósiles, facilidad en el mantenimiento e instalación. Una vez establecido lo anterior se puede realizar el diseño detallado del sistema hidrocínético.

2.6 Diseño detallado

En esta sección se presentará el procedimiento en detalle del dimensionamiento de la turbina hidrocínética mostrada en la alternativa A. Para esto se debe realizar: el diseño del rotor, diseño del sistema de transmisión de energía mecánica y eléctrica, por último, la descripción de partes complementarias como suspensión que soporta el peso del equipo, malla protectora, difusor entre otros.

2.7 Diseño del rotor

2.7.1 Recopilación de Datos

A continuación, se definió varios parámetros a tomar en cuenta en el diseño del sistema:

- a) Velocidad del flujo (v): Se definió la velocidad de diseño de turbina con un valor de 3,5 m/s, la misma que cumple con la velocidad mínima recomendada para turbinas hidrocinéticas.
- b) Viscosidad del agua (ν): Propiedad física del fluido en función de su temperatura. La temperatura de operación es aproximadamente 20°C, lo que resulta en una viscosidad cinemática de $1,007 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

Tabla 2.7 Viscosidad cinemática del agua en función de la temperatura

| Temperatura [°C] | Viscosidad $\times 10^{-6}$ [m^2/s] |
|------------------|---|
| 15 | 1,139 |
| 20 | 1,007 |
| 25 | 0,893 |

Fuente: Autores

- c) Eficiencias de los componentes de transmisión y generación (η): Se usarán valores de eficiencias estándar para los componentes mecánicos como caja de engranes y eléctricos como el generador.

Tabla 2.8 Eficiencia de componentes de transmisión y generación

| | | |
|------------------|--------------|----------|
| Alternador | η_{alt} | 82,9 [%] |
| Caja de engranes | η_{eng} | 98,0 [%] |

Fuente: Autores

- d) Ángulo de ataque del perfil (α): Se diseña con el ángulo de ataque que genere el mayor coeficiente de sustentación posible, su valor se detalla en secciones siguientes.

e) Celeridad de diseño (λ_d): Relación entre la velocidad tangencial en la punta de álabes y la velocidad del flujo. En general es deseable operar a altos TSR (Tip Speed Ratio) lo que resulta en mayor velocidad angular del eje y una eficiente operación del generador eléctrico. La celeridad de diseño es seleccionada en función de la aplicación y del número de álabes, esto se representa en la figura 2.7, en el presente caso para tres álabes y generación de energía eléctrica es recomendable una relación de 4.

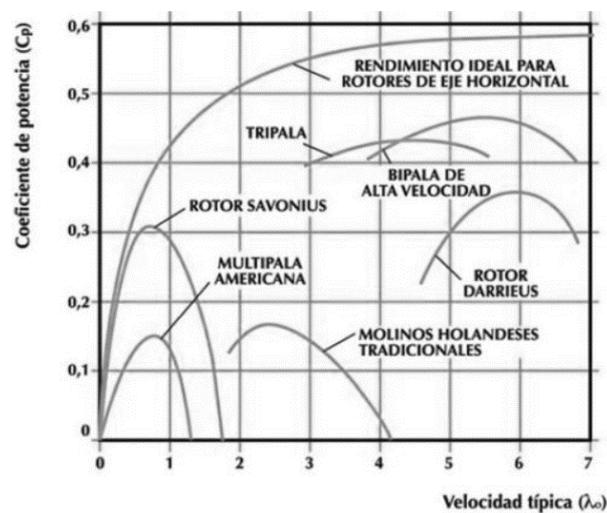


Figura 2.7 Rendimientos en función de la celeridad

Fuente: E. Hau, 2005

f) Coeficiente de potencia ideal (C_p): Representa la fracción de energía del fluido que puede ser convertida por la turbina en trabajo mecánico con un valor teórico máximo de 0.593.

2.7.2 Selección de perfil de álabes

La eficiencia y funcionamiento del rotor depende de la geometría del perfil de álabes óptimo, este elemento tiene como objetivo soportar fuerzas de sustentación que se transmiten en forma de torque hacia el eje del sistema.

La selección del perfil se basó en el cumplimiento de los siguientes criterios que resultará en un rotor de alta eficiencia, estos son:

- Familias de perfiles a seleccionar deben basarse en la magnitud del número de Reynolds (altos, medios, bajos).
- Una relación entre coeficiente de sustentación y coeficiente de arrastre lo más alta posible (C_L/C_D).
- Coeficiente de momento lo más bajo posible.
- Capa límite laminar en la mayor longitud de cuerda posible sobre el perfil, aproximadamente 70% de la cuerda.
- Distribución de espesor adecuado para una rigidez que soporte las fuerzas hidrodinámicas.

La familia NACA 00XX corresponde a perfiles de alto rendimiento usado en turbinas hidrocinéticas. Se optó por el perfil NACA 0020 ya que cumple con los criterios antes mencionados. Los polares se los obtuvo usando el programa de código abierto “QBlade”. programa desarrollado por el Departamento de Mecánica de Fluidos Experimental de la Universidad Técnica de Berlín. Para ello se ingresó en el software los siguientes parámetros:

a) Número de Reynolds (R_e):

$$R_e = \frac{v * C}{\nu} \quad (2.5)$$

Donde:

C: Cuerda del álabe donde su valor máximo es 0,18 m.

V: Velocidad del fluido [m/s]

ν : Viscosidad dinámica [m²/s]

- b) Número de Mach (Ma); el cual tiende a un valor de cero, debido a que la velocidad del sonido supera por mucho la velocidad del fluido.
- c) Rango de ángulo de ataque y paso; las polares se analizaron dentro de un rango de -20° a 20° siendo el incremento de 0.5° .

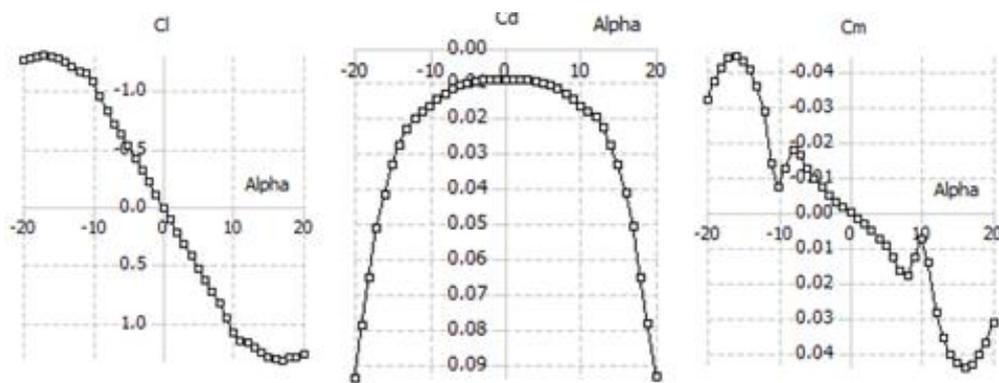


Figura 2.8 Polares del perfil NACA 0020 para ángulo de ataque de 20° a -20°

Fuente: Qblade

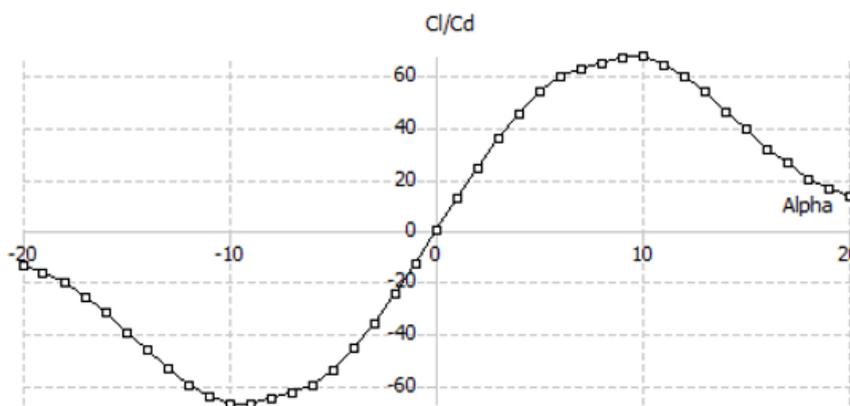


Figura 2.9 Relación entre coeficiente de sustentación y arrastre (C_l/C_d)

Fuente: Qblade

De la figura 2.8 se identifica un comportamiento inversamente proporcional del coeficiente de sustentación respecto a los coeficientes de sustentación y momento.

De la figura 2.9 se identifica que la mayor relación de (C_L/C_D) ocurre a un ángulo de ataque de 10° . A continuación, se muestra el comportamiento del perfil a ese ángulo de giro.

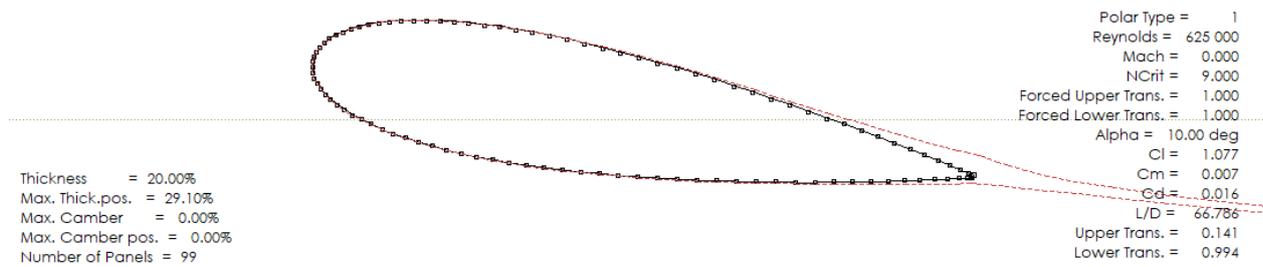


Figura 2.10 Desprendimiento de la capa límite para 10°

Fuente: QBlade

Por último, en la tabla 2.9 se muestran los valores de los coeficientes característicos del perfil obtenido con QBlade.

Tabla 2.9 Variables ingresadas y obtenidas de QBlade.

| | | |
|------------------------------|----------|---------|
| Número de Reynolds | R_e | 625621 |
| Número de Mach | M_a | 0,00 |
| Ángulo de ataque óptimo | α | 10 [°] |
| Coefficiente de sustentación | C_L | 1.07701 |
| Coefficiente de arrastre | C_D | 0.01613 |
| Coefficiente de momento | C_M | 0.0072 |

Fuente: Autores

2.7.3 Diámetro del rotor (D)

La ecuación de potencia útil para la turbina, ecuación (2.6), permite definir el diámetro óptimo del rotor al expresar el área de barrido (A) del rotor en función del diámetro.

$$\dot{W}_{turbina} = C_{pw} \frac{1}{2} A \rho v^3 n \quad (2.6)$$

$$D = \sqrt{\frac{8\dot{W}_{turbina}}{C_{pw}\pi\rho v^3 n}} \quad (2.7)$$

Donde:

D: Diámetro inicial del rotor [m]

$\dot{W}_{turbina}$: Potencia suministrada [W]

C_{pw} : Coeficiente de potencia de Betz

ρ : Densidad del agua [Kg/m^3]

v: Velocidad del flujo [m/s]

n: Eficiencia del sistema

2.7.4 Cuerda del álabe (C)

Una vez calculado el diámetro óptimo del rotor, se procedió a discretizarlo, se lo dividió en 10 partes iguales y se calculó el radio local del rotor con la ecuación (2.9), el proceso se ilustra en la Figura 2.11:

$$\Delta r = \frac{R}{10} \quad (2.8)$$

$$r_i = i * \Delta r \quad ; \quad i = 1, 2 \dots 9, 10 \quad (2.9)$$

Donde:

Δr : Incremento de radio local [m]

R: Radio del rotor [m]

r_i : Distancia del origen a sección de álabe evaluada [m]

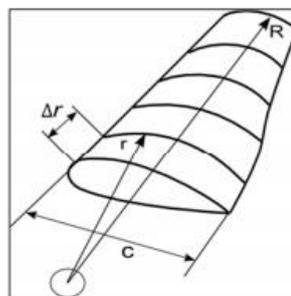


Figura 2.11 Esquema de elementos del álabe

Fuente: Peter J. Schubel and Richard J. Crossley, 2012

De los resultados de la ecuación (2.9) y el uso de la ecuación (2.10) se determinó la celeridad local (λ_r) para el radio (r):

$$\lambda_r = \lambda_d * \left(\frac{r_i}{R}\right) \quad (2.10)$$

Mediante la ecuación (2.11) se determinó el ángulo entre el plano de giro del rotor y la velocidad relativa, el cual es conocido como el “ángulo aparente del flujo” o “ángulo óptimo de incidencia” (φ) mostrado en la figura 2.12:

$$\varphi = \frac{2}{3} * \tan^{-1} \left(\frac{1}{\lambda_r * \left(\frac{r_i}{R}\right)} \right) [rad] \quad (2.11)$$

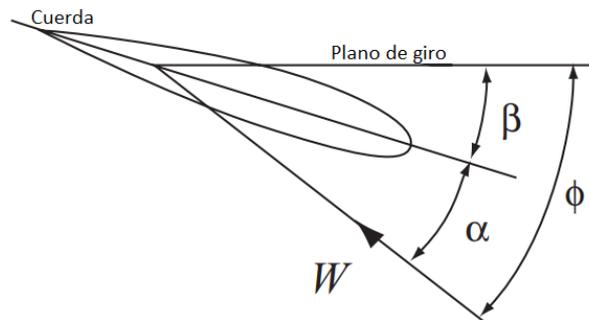


Figura 2.12 Representación de ángulos característicos

Fuente: T. Burton, D. Sharpe, N. Jenkins, E. Bossanyi, 2001

Además de la figura 2.12 se observa el ángulo de torsión (β), el mismo representa la inclinación de la cuerda local del álabes con el plano de giro del rotor.

$$\beta = \varphi - \alpha \quad (2.12)$$

Por último, se obtuvo la cuerda para cada sección del álabes (C), expresada mediante la ecuación (2.13):

$$C = \frac{8\pi r_i (1 - \cos(\varphi_i))}{Z C_L} \quad (2.13)$$

Donde:

C: Cuerda de la sección del álabe [m]

φ : Ángulo de incidencia óptimo [rad]

Z: Número de álabes

En la tabla 2.10 se muestra en resumen los valores obtenidos por cada sección que conforma el álabe.

Tabla 2.10 Parámetros del rotor usando coeficiente de potencia ideal

| Sección | r | r/R | Celeridad Local (λr) | φ [°] | Cuerda (C) [m] | β [°] |
|---------|-------|-----|---------------------------------|---------------|----------------|-------------|
| 1 | 0,038 | 0,1 | 0,4 | 45,47 | 0,087 | 35,47 |
| 2 | 0,075 | 0,2 | 0,8 | 34,23 | 0,101 | 24,23 |
| 3 | 0,113 | 0,3 | 1,2 | 26,54 | 0,092 | 16,54 |
| 4 | 0,150 | 0,4 | 1,6 | 21,34 | 0,080 | 11,34 |
| 5 | 0,188 | 0,5 | 2,0 | 17,71 | 0,069 | 7,71 |
| 6 | 0,225 | 0,6 | 2,4 | 15,08 | 0,060 | 5,08 |
| 7 | 0,263 | 0,7 | 2,8 | 13,10 | 0,053 | 3,10 |
| 8 | 0,300 | 0,8 | 3,2 | 11,57 | 0,047 | 1,57 |
| 9 | 0,338 | 0,9 | 3,6 | 10,35 | 0,043 | 0,35 |
| 10 | 0,375 | 1,0 | 4,0 | 9,36 | 0,039 | 4,36 |

Fuente: Autores

2.7.5 Cálculo del coeficiente de potencia real

Debido a que el cálculo inicial se efectuó en base al coeficiente de potencia teórico máximo o límite de Betz, se debió realizar una iteración donde se calculó el coeficiente de potencia real, en este caso se consideró los efectos de pérdidas hidrodinámicas como la turbulencia en el rotor.

En el procedimiento anterior se asumió que hay suficiente número de álabes de tal forma que cada partícula de fluido que atraviesa el disco del rotor interactúa con un álabe, logrando que todas las partículas de fluido transfieran la misma cantidad de energía. En el caso real existe un número determinado de álabes y sólo algunas partículas interactúan con estos, mientras que otras pasan entre ellos sin transferir energía.

Para el cálculo del coeficiente de potencia real primero se calculó dos factores adimensionales que expresan la disminución de velocidad axial y el incremento de velocidad tangencial.

2.7.5.1 Factor de inducción de flujo axial (a)

Este factor representa la reducción de velocidad del fluido que pasa a través del rotor respecto a la velocidad del flujo libre, el cual se calculó mediante la ecuación (2.14):

$$a = \frac{1}{1 + \frac{\vartheta \cos \varphi}{8\pi(\sin \varphi)^2}} \quad (2.14)$$

Donde el contorno del álabe (ϑ) es:

$$\vartheta = \frac{CZC_l}{r} \quad (2.15)$$

2.7.5.2 Factor de inducción de flujo tangencial (a')

El factor de inducción de flujo tangencial representa el cambio de velocidad tangencial, este se genera como reacción del torque. Se lo calcula con la ecuación (2.16):

$$a' = \frac{1}{1 - \frac{\vartheta}{8\pi \cos \varphi}} \quad (2.16)$$

2.7.5.3 Coeficiente de potencia por elemento

Luego de obtener los factores de inducción, se calculó el coeficiente de potencia por elemento mediante (Cp') la ecuación (2.17):

$$Cp' = 4a(a' - 1)\lambda_r^2 \quad (2.17)$$

Se calculó también el rendimiento del elemento de álabe (n_f'):

$$n_f' = \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon} \cot \varphi}{1 + \frac{1}{\varepsilon} \tan \varphi} \quad (2.18)$$

Donde la fineza (ε) se define como:

$$\varepsilon = \frac{C_L}{C_D} \quad (2.19)$$

El coeficiente total de potencia del elemento (C_p) es el producto del coeficiente de potencia y rendimiento de cada elemento de álabe.

$$C_p = n_f' C_p' \quad (2.20)$$

Se estimó el coeficiente de potencia para el álabe completo, para esto se consideró que se tienen 10 coeficientes de potencia, cada uno corresponde a uno de los 10 elementos en los que se dividió el álabe, donde (C_{p1}) es el coeficiente de potencia del elemento de álabe más lejano al eje, mientras que (C_{p10}) es el elemento más cercano al eje.

Cada diferencial de álabe (ΔA_n) tendrá una contribución (ΔP_n) a la potencia total del álabe (P), como se muestra en la figura 2.13, esto se calculó mediante las ecuaciones mostradas:

$$\Delta A_1 = \pi(1^2 - 0.9^2)R^2 = 0.19\pi R^2 \quad (2.21)$$

$$\Delta P_1 = 0.19P \quad (2.22)$$

Para los otros diferenciales de área, se procedió de manera similar:

$$\Delta A_2 = \pi(0.9^2 - 0.8^2)R^2 = 0.17\pi R^2 \quad (2.23)$$

$$\Delta A_3 = \pi(0.8^2 - 0.7^2)R^2 = 0.15\pi R^2 \quad (2.24)$$

$$\Delta A_4 = \pi(0.7^2 - 0.6^2)R^2 = 0.13\pi R^2 \quad (2.25)$$

$$\Delta A_5 = \pi(0.6^2 - 0.5^2)R^2 = 0.11\pi R^2 \quad (2.26)$$

$$\Delta A_6 = \pi(0.5^2 - 0.4^2)R^2 = 0.09\pi R^2 \quad (2.27)$$

$$\Delta A_7 = \pi(0.4^2 - 0.3^2)R^2 = 0.07\pi R^2 \quad (2.28)$$

$$\Delta A_8 = \pi(0.3^2 - 0.2^2)R^2 = 0.05\pi R^2 \quad (2.29)$$

$$\Delta A_9 = \pi(0.2^2 - 0.1^2)R^2 = 0.03\pi R^2 \quad (2.30)$$

$$\Delta A_{10} = \pi(0.1^2 - 0^2)R^2 = 0.01\pi R^2 \quad (2.31)$$

Se determinó el coeficiente de potencia para todo el álabe:

$$C_{p,T} = \sum_{i=1}^{10} \Delta A_i * C_{p,i} = 0.19C_{p1} + 0.17C_{p2} + \dots + 0.01C_{p10} \quad (2.32)$$

El rendimiento para (Z) álaves se calcula a través de la ecuación (2.33):

$$n_Z = \left[1 - \frac{1.39}{Z} * \sin \left(\frac{2}{3} * \tan^{-1} \left(\frac{1}{\lambda_d} \right) \right) \right]^2 \quad (2.33)$$

Finalmente, el coeficiente de potencia ($C_{p,R}$) para un rotor con número finito de álaves:

$$C_{p,R} = C_{p,T} * n_Z \quad (2.34)$$

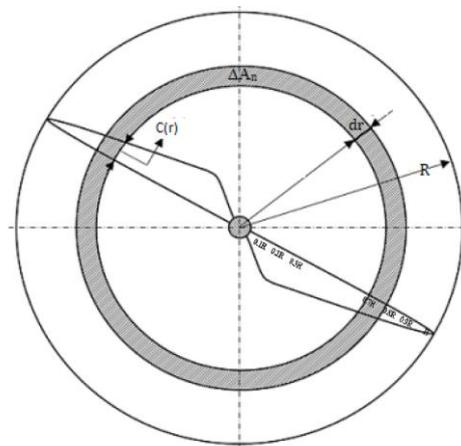


Figura 2.13 Representación de diferencial de aporte a potencia

Fuente: V. Dehouck, M. Lateb, J. Sacheau and H. Fellouah, 2017

Tabla 2.11 Resultados obtenidos para coeficiente de potencia real

| | | |
|--------------------------------------|---------------|-------|
| Fineza | ε | 66,77 |
| Coeficiente de potencia sin corregir | $C_{p,T}$ | 0,528 |
| Rendimiento para z álabes | n_z | 0,855 |
| Coeficiente de potencia corregido | $C_{p,R}$ | 0,451 |

Fuente: Autores

2.7.6 Radios y longitudes de cuerdas para el coeficiente de potencia real

Se repitió el procedimiento, desde el cálculo del diámetro del rotor óptimo hasta el cálculo de la cuerda óptima con la diferencia de que en este caso se utilizó el coeficiente de potencia real, debido a esto se obtuvo el radio del rotor y longitud de cuerda de álabe real.

Tabla 2.12 Parámetros del rotor usando coeficiente de potencia real

| Sección | r | φ [°] | β [°] | C [m] |
|---------|-------|---------------|-------------|-------|
| 1 | 0,043 | 45,47 | 35,47 | 0,100 |
| 2 | 0,086 | 34,23 | 24,23 | 0,116 |
| 3 | 0,129 | 26,54 | 16,54 | 0,106 |
| 4 | 0,172 | 21,34 | 11,34 | 0,092 |
| 5 | 0,215 | 17,71 | 7,71 | 0,079 |
| 6 | 0,258 | 15,08 | 5,08 | 0,069 |
| 7 | 0,301 | 13,10 | 3,10 | 0,061 |
| 8 | 0,344 | 11,57 | 1,57 | 0,054 |
| 9 | 0,387 | 10,35 | 0,35 | 0,049 |
| 10 | 0,430 | 9,36 | -0,64 | 0,045 |

Fuente: Autores

2.7.6.1 Linealización

Se realizó la linealización del álabe con el fin de facilitar y disminuir costos de fabricación, esto debido a que los resultados mostrados en la Tabla 2.12 no varían de manera lineal a lo largo del radio. El proceso de linealización cambia la cuerda y el ángulo de torsión a parámetros lineales dependientes de la posición del radio, se linealizó la variación del ángulo de torsión y la cuerda entre $r = 0.5 R$ y $r = 0.9 R$. Cabe mencionar que la disminución de potencia es significativa debido a que el mayor aporte para la generación

se da en las zonas más alejada del centro del rotor, no sucede así cerca de la raíz del álabe donde se puede comprometer la resistencia estructural. A partir de las ecuaciones (2.35) y (2.36) se procede al cálculo de la cuerda y ángulo definitivos para diferentes secciones del álabe, el procedimiento de linealización se detalla en el Anexo B.

$$C = -0.188 * r + 0.2857 \quad (2.35)$$

$$\beta = -18.777 * r + 21.911 \quad (2.36)$$

2.8 Diseño sistema de transmisión de energía mecánica

La función del sistema de transmisión de energía mecánica es transmitir el par generado en los álabes del rotor al generador. La transmisión de potencia se realiza mediante un eje de transmisión en el cual se monta rodamientos, chavetas y acoples. Luego mediante una transmisión epicicloidal se redirige el movimiento hacia el eje del generador. En la figura 2.14 se muestra la configuración del sistema de transmisión de energía mecánica.

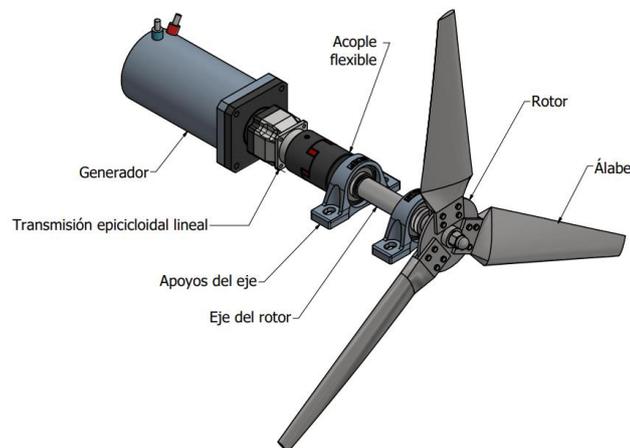


Figura 2.14 Sistema de transmisión de energía mecánica

Fuente: Autores

2.8.1 Cargas externas del rotor

En la figura 2.15 se muestra las velocidades y fuerzas que experimenta cada elemento diferencial del álabe debido a la interacción con el fluido libre.

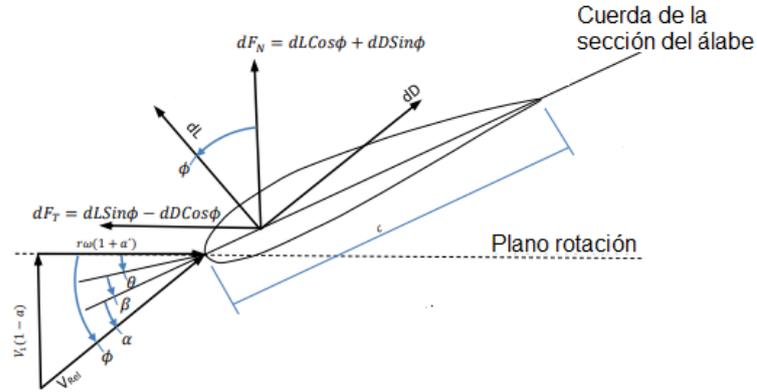


Figura 2.15 Fuerzas actuando sobre perfil álabes

Fuente: E. Chica, 2015

Del triángulo de velocidades mostrado en la figura 2.15 se identifica la relación para ángulo de ataque y velocidad relativa del agua (V_{rel}).

$$V_{rel} = \frac{v(1 - a_i)}{\text{sen}(\varphi_i)} \quad (2.37)$$

Cada elemento del álabes soporta una fuerza de sustentación (F_L) perpendicular al movimiento relativo del agua, una fuerza de arrastre (F_D) perpendicular a la fuerza de sustentación y un momento de cabeceo (M) perpendicular al plano transversal representado en función de la cuerda (C) del elemento de álabes y de su correspondiente coeficiente adimensional.

$$dF_{L,i} = C_L(1/2)\rho V_{rel,i}^2 C_i r_i \quad (2.38)$$

$$dF_{D,i} = C_D(1/2)\rho V_{rel,i}^2 C_i r_i \quad (2.39)$$

$$d\bar{M}_i = C_m(1/2)\rho V_{rel,i}^2 C_i^2 \quad (2.40)$$

Estas fuerzas se pueden sumar vectorialmente en una fuerza de empuje (dF_N) normal al plano de rotación y una fuerza tangencial (dF_T) que contribuye con el torque que permite el giro del rotor.

$$dF_{N,i} = dF_{L,i} \cos(\varphi_i) + dF_{D,i} \sin(\varphi_i) \quad (2.41)$$

$$dF_{T,i} = dF_{L,i}\sin(\varphi_i) - dF_{D,i}\cos(\varphi_i) \quad (2.42)$$

$$dT_i = dF_{T,i} * r_i \quad (2.43)$$

Las fuerzas y momentos sobre el álabe entero se obtienen sumando las contribuciones de todos los elementos a lo largo del álabe.

$$F_N = (\rho/2) \sum_{i=1}^{10} (C_l \cos(\varphi_i) + C_d \sin(\varphi_i)) V_{rel,i}^2 C_i \Delta r \quad (2.44)$$

$$F_T = (\rho/2) \sum_{i=1}^{10} (C_l \sin(\varphi_i) - C_d \cos(\varphi_i)) V_{rel,i}^2 C_i \Delta r \quad (2.45)$$

$$\bar{M} = C_m (1/2) \sum_{i=1}^{10} V_{rel,i}^2 C_i^2 \quad (2.46)$$

$$T = \sum_{i=1}^{10} dF_{T,i} * r_i \quad (2.47)$$

En la tabla 2.13 se muestran las fuerzas hidrodinámicas que actúan sobre cada álabe del rotor.

Tabla 2.13 Fuerzas hidrodinámicas sobre cada elemento de álabe

| Sección | Fuerza Normal F_N [N] | Fuerza Tangencial F_T [N] | Momento Cabeceo \bar{M} [Nm] | Torque T [Nm] |
|--------------|----------------------------|--------------------------------|-----------------------------------|--------------------|
| 1 | 21,192 | 7,385 | 0,382 | 1,056 |
| 2 | 27,336 | 8,552 | 0,454 | 1,591 |
| 3 | 33,276 | 9,248 | 0,507 | 2,118 |
| 4 | 40,066 | 9,761 | 0,557 | 2,655 |
| 5 | 48,787 | 10,238 | 0,614 | 3,225 |
| 6 | 61,002 | 10,769 | 0,690 | 3,855 |
| 7 | 79,643 | 11,437 | 0,802 | 4,586 |
| 8 | 111,353 | 12,356 | 0,985 | 5,486 |
| 9 | 174,819 | 13,732 | 1,335 | 6,688 |
| 10 | 344,253 | 15,941 | 2,218 | 8,449 |
| Total | 941,73 | 109,42 | 8,54 | 39,71 |

Fuente: Autores

El aporte total del rotor se obtiene al considerar el número total de álabes.

$$F_{N,rotor} = Z * F_N \quad (2.48)$$

$$T_{rotor} = Z * T \quad (2.49)$$

Estas dos ecuaciones representan la solución completa del comportamiento de un rotor según la Teoría de momento de elemento de álabe.

Tabla 2.14 Fuerzas soportadas por el rotor y eje de alta velocidad

| | | |
|-------------------------------|---------------|-----------|
| Fuerza normal sobre el rotor | $F_{N,rotor}$ | 2825,18 N |
| Torque de giro sobre el rotor | T_{rotor} | 119,12 Nm |

Fuente: Autores

2.8.2 Resistencia del álabe

En esta sección se obtuvo la resistencia de fluencia mínima para soportar la falla por flexión y torsión provocada por las fuerzas hidrodinámicas. Las fuerzas principales por considerar en el análisis de resistencia del álabe son la normal, tangencial y momento de cabeceo. Las cargas actúan a un 25% del borde de ataque del álabe en la sección donde se ubica el centro de gravedad, como se muestra en la Figura 2.16.

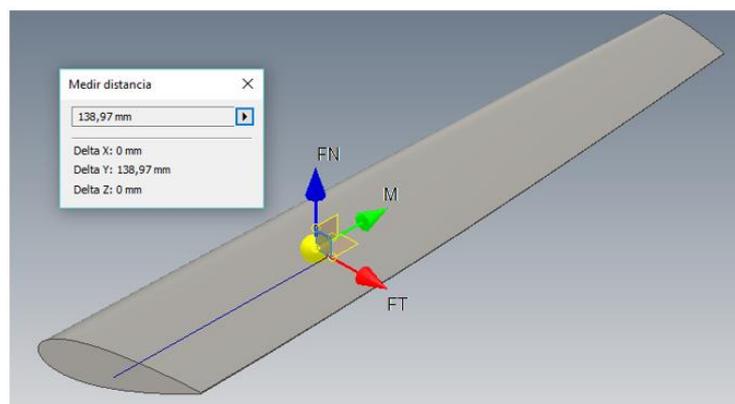


Figura 2.16 Representación de fuerzas hidrodinámicas sobre el álabe

Fuente: Autodesk Inventor

Las fuerzas resultantes, normal (F_N) y tangencial (F_T), se concentran en el centro de gravedad del álabe medido desde la base (d_{CG}) lo que producirá momento y se tendrá esfuerzos de flexión (σ) y torsión (τ).

$$\tau = \frac{T}{2 * e * \delta} \quad (2.50)$$

$$M_R = \sqrt{M_{XY}^2 + M_{YZ}^2 + M_{ZX}^2} \quad (2.51)$$

$$\sigma = \frac{M_R e'}{I} \quad (2.52)$$

Donde:

M_{XY} : Momento producido por la fuerza tangencial [Nm]

M_{YZ} : Momento producido por la fuerza normal [Nm]

M_{ZX} : Momento de cabeceo [Nm]

M_R : Momento resultante en la base del álabe [Nm]

e : Máximo espesor del perfil [m]

e' : Distancia desde el eje perpendicular al punto más alejado del perfil del álabe; $e/2$ [m]

δ : Área contenida, hacia adentro, de la línea media que divide el espesor del perfil [m²].

I : Inercia del álabe [m⁴]

Por último, se consideró la teoría de esfuerzos combinados o de Von Mises para plantear la ecuación (2.53), con la cual se determinó la resistencia a la fluencia mínima del material del álabe.

$$S_y = F.S. \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (2.53)$$

En la tabla 2.15 se muestran los parámetros necesarios para determinar la fluencia mínima permisible.

Tabla 2.15 Parámetros para evaluar resistencia del álabe

| | | |
|-----------------------------|----------|----------------------------|
| Centro de gravedad álabe | d_{CG} | 138,97 [mm] |
| Espesor perfil Naca en raíz | e | 21,78 [mm] |
| Momento fuerza tangencial | M_{XY} | 15,21 [Nm] |
| Momento fuerza normal | M_{YZ} | 130,87 [Nm] |
| Momento cabeceo | M_{ZX} | 8,54 [Nm] |
| Momento resultante | M_R | 131,75 [Nm] |
| Inercia del álabe | I | 4,73E-08 [m ⁴] |
| Área contenida | δ | 0,03151 [m ²] |
| Factor de seguridad | F.S. | 4 |

Fuente: Autores

En la tabla 2.16 se muestran los resultados de la evaluación de la resistencia del álabe.

Tabla 2.16 Esfuerzo sobre el álabe.

| | | |
|---------------------------|----------|--------------|
| Esfuerzo de flexión | σ | 30,33 [MPa] |
| Esfuerzo de torsión | τ | 0,006 [MPa] |
| Resistencia a la fluencia | S_y | 121,34 [MPa] |

Fuente: Autores

Por último, observando el resultado de la tabla 2.16 se determinó que el material para fabricar el álabe debe tener una resistencia mínima de 121 MPa, por lo que se considera viable para la operación al acero inoxidable 316L con una resistencia de fluencia de 332 MPa. Este material es resistente al impacto, a la corrosión, tiene buena soldabilidad y es maquinable.

2.8.3 Diseño de junta empernada

Los álaves se ajustan al rotor mediante pernos idénticos, como se observa en la figura 2.17, que sujetan al álabe deben soportar las fuerzas externas, normal, tangencial y peso del álabe (málabe).

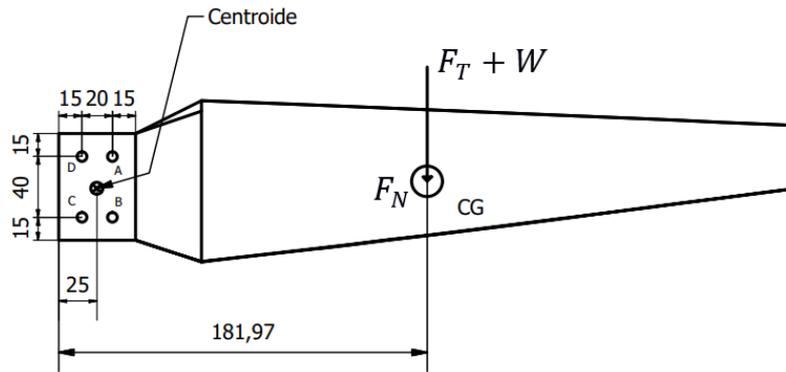


Figura 2.17 Modelo matemático para análisis de junta emperrada

Fuente: Autores

Conocidas las componentes de la fuerza se obtienen esfuerzos de tensión y cortante por lo que se analiza esta junta para los dos casos.

2.8.3.1 Junta emperrada a cortante

Se dimensionó el perno considerando que la falla se debe al cortante, la distribución de pernos soportara una fuerza cortante (V) y un momento de corte (M), provocados por la fuerza tangencial y peso del álabe.

$$V = F_T + W_{\text{álabe}} = F_T + (m_{\text{álabe}}g) \quad (2.54)$$

$$M = V * d_{CG,\text{álabe}-\text{pernos}} \quad (2.55)$$

Donde:

V : Fuerza cortante total [N]

M : Momento de corte [Nm]

$d_{CG,\text{álabe}-\text{pernos}}$: Distancia del centro de gravedad del álabe a centroide de configuración de pernos. [m]

El centroide se consideró en el centro de la distribución de los pernos, debido a que se trata de un arreglo simétrico, con lo que cada perno se ubica a una misma distancia respecto al centroide.

Las fuerzas que soporta cada perno de la distribución son determinadas por las siguientes ecuaciones.

$$F' = \frac{V}{\text{número de pernos}} \quad (2.56)$$

$$F'' = \frac{Mr_j}{\sum r_j^2} \quad (2.57)$$

Donde:

F' : Fuerza primaria [N]

F'' : Fuerza secundaria [N]

r_j : Distancia del centroide a perno "j", donde j se refiere a los pernos A, B, C y D [m]

Las direcciones de la fuerza primaria, secundaria y del momento se muestran en la figura 2.18. De esta figura se identificó que el análisis de perno crítico se puede realizar con el perno A o B, debido a que la fuerza resultante es la misma. La fuerza resultante (F_R) sobre cada perno se obtuvo de la magnitud de la suma vectorial de las fuerzas.

$$\vec{F}_{j,R} = \vec{F}' + \vec{F}'' \quad (2.58)$$

$$F_R = \sqrt{F'^2 + F''^2} \quad (2.59)$$

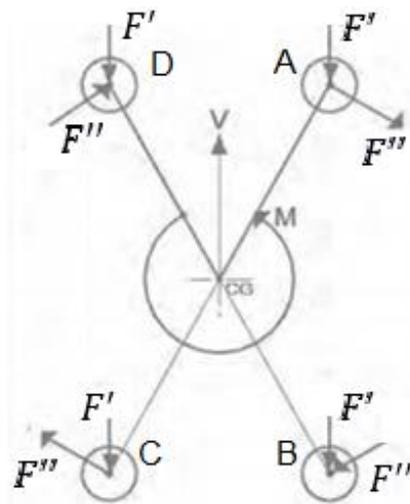


Figura 2.18 Fuerzas sobre cada perno

Fuente: Norton, 2011

Los pernos A, B, C y D corresponden a pernos SAE de grado 5. Sus propiedades se muestran a continuación.

Tabla 2.17 Propiedades de perno SAE grado 5.

| | | |
|-----------------------|----------|-----------|
| Resistencia de prueba | S_p | 586 [MPa] |
| Resistencia fluencia | S_y | 634 [MPa] |
| Resistencia ultima | S_{ut} | 827 [MPa] |
| Modulo elasticidad | E | 207 [GPa] |

Fuente: Norton, 2011

Por último, queda relacionar el esfuerzo cortante (τ) con la resistencia a la fluencia (S_y) del material del perno y el factor de seguridad de 3,5, de esta forma se determinó el límite inferior del diámetro del perno.

$$\tau = \frac{F_R}{A_{perno}} = \frac{S_y}{F.S.} \quad (2.60)$$

Donde:

$$A_{perno} = \frac{\pi d_{perno}^2}{4} \quad (2.61)$$

A_{perno} : Área del perno [m²]

d_{perno} : Límite inferior de diámetro del perno [m]

El diámetro mínimo del perno se calcula mediante la ecuación (2.62):

$$d_{m,perno} = \sqrt{\frac{F_R * F.S.}{\frac{\pi}{4} * S_y}} \quad (2.62)$$

El límite superior del diámetro del perno (D_{perno}) es determinado mediante el concepto de desgarre, el cual indica lo siguiente.

$$Distancia \text{ entre perno y extremo de placa} > 1.5 * D_{M,perno} \quad (2.63)$$

La junta está conformada por 3 placas sujetas, de las cuales dos pertenecen al álabe y la restante pertenece al “Hub”. Para dimensionar las placas se analizó su comportamiento debido al aplastamiento.

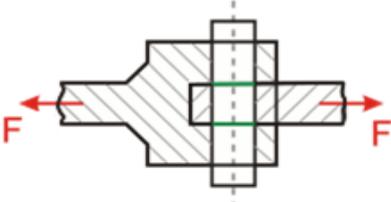


Figura 2.19 Elemento sometido a aplastamiento por dos placas.

Fuente: Norton, 2011

Relacionando el esfuerzo de tensión, resistencia a la fluencia del material del álabe y el factor de seguridad se determinó el espesor (e_{placa}) de cada placa mediante la ecuación (2.65).

$$\sigma = \frac{F_R}{2 * e_p * d'_{perno}} = \frac{S_y}{F.S.} \tag{2.64}$$

$$e_{placa} = \frac{F_R * F.S.}{2 * d'_{perno} * S_{y,álabe}} \tag{2.65}$$

La determinación de las longitudes características del perno se facilita visualizando la figura 2.20.

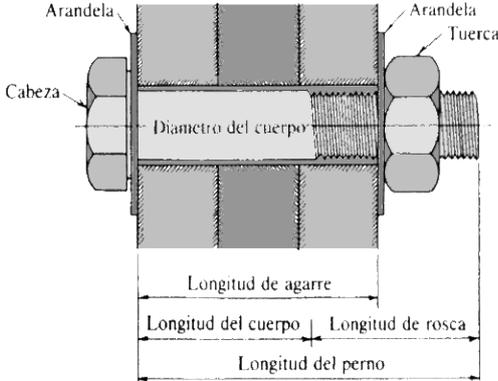


Figura 2.20 Esquema de perno de la junta

Fuente: Juvinal, 1967

Donde:

$$l_{\text{tuerca}} = 0,7 * d_{\text{perno}} \quad (2.66)$$

$$l_{\text{perno}} = 3e_p + l_{\text{tuerca}} \quad (2.67)$$

$$l_{\text{rosca}} = 2d_{\text{perno}} + 0.25 \ ; \ d_{\text{perno}} < 6 \text{ in} \quad (2.68)$$

$$l_{\text{cuerpo}} = l_{\text{perno}} - l_{\text{rosca}} \quad (2.69)$$

$$l_{\text{sujeto}} = 3e_p - l_{\text{cuerpo}} \quad (2.70)$$

En la tabla 2.18 se indica los parámetros y resultados obtenidos de la evaluación de la junta empernada a cortante.

Tabla 2.18 Resultados junta empernada a cortante

| | | |
|-------------------------------|---------------------|-------------|
| Masa del álabe | $m_{\text{álabe}}$ | 3,396 [kg] |
| Peso del álabe | $W_{\text{álabe}}$ | 33,281 [N] |
| Fuerza de corte | V | 142,70 [N] |
| Momento sobre pernos | M | 22,647 [Nm] |
| Número de pernos | N_{pernos} | 4 |
| Distancia al centro de origen | $d_{CG,O}$ | 0,18197 [m] |
| Fuerza primaria por perno | F' | 35,675 [N] |
| Fuerza secundaria | F'' | 253,196 [N] |
| Resultante perno A y B | $R_{A,B}$ | 271,035 [N] |
| Resultante perno C y D | $R_{C,D}$ | 243,910 [N] |
| Diámetro mínimo del perno | $d_{m,perno}$ | 1,47 [mm] |
| Diámetro máximo del perno | $D_{M,perno}$ | 10 [mm] |
| Diámetro del perno | d_{perno} | 3/8 [in] |
| Espesor de placa | e_p | 6,00 [mm] |
| Longitud del perno | l_{perno} | 22,45 [mm] |
| Longitud de rosca | l_{cuerda} | 19,05 [mm] |
| Longitud del cuerpo | l_{cuerpo} | 3,40 [mm] |
| Longitud sujeta | l_{sujeta} | 14,61 [mm] |

Fuente: Autores

El Anexo C contiene información del tipo de perno y de sus dimensiones, además, la comprobación de los resultados obtenido en el análisis debido al cortante, al calcular el factor de seguridad obtenido de una junta empernada que soporta esfuerzos de tensión. La carga que soporta esta unión está dada por la fuerza normal que soporta el álabe.

2.8.4 Diseño sistema de transmisión

En esta sección se presenta el proceso de diseño del eje de transmisión y de sus accesorios, con el cual se obtiene el diámetro mínimo que soportara las fuerzas debido a la interacción de los álabes con el fluido libre.

2.8.4.1 Determinación de las cargas externas y fuerzas que actúan sobre el eje.

Las fuerzas de arrastre, sustentación y momento de cabeceo generado en los álabes son las principales fuerzas externas que actúan en el rotor, las cuales fueron evaluadas anteriormente en el presente trabajo.

Para realizar el cálculo es necesario trasladar las fuerzas que actúan en el rotor hacia el eje de transmisión. El par debido a fuerza normal no conduce a ningún momento de flexión, por lo que se representó como una fuerza a lo largo del eje de transmisión mientras que la fuerza de sustentación provoca el torque que hace girar al rotor.

2.8.4.2 Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión.

Este eje se modeló como una viga apoyada simplemente de longitud $L = 0.345 m$, sometida a una fuerza normal y torsión en el extremo. En el punto A se acopla el rotor donde empieza la torsión, en el punto B se coloca un rodamiento móvil, en el D se coloca un rodamiento fijo, y en el punto E se coloca un acople flexible.

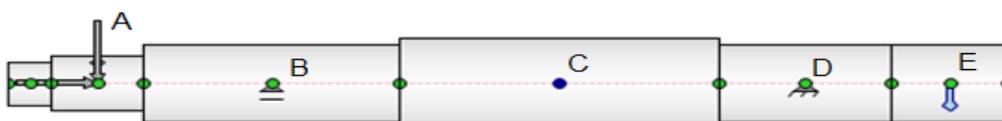


Figura 2.21 Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión

Fuente: Autores

Los diámetros de las diferentes secciones del eje de transmisión mostrado en la figura 2.21, se usan para proporcionar la alineación axial de los elementos del eje. Además, la distribución de cargas en el eje produce esfuerzos debido a la flexión y torsión.

2.8.4.3 Reacciones en los apoyos

Del diagrama de cuerpo libre del eje y con las dimensiones especificadas, se obtienen balance de fuerzas y momentos para determinar las reacciones en los apoyos B y D. Entonces se plantean las siguientes ecuaciones:

$$\sum F_x = 0$$

$$D_x - F_N = 0 \quad (2.71)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$B_y + D_y - W_{rotor} = 0 \quad (2.72)$$

$$\sum M_A = 0$$

$$\left(B_y * \left(\frac{l_2 + l_3}{2} \right) \right) + \left(D_y * \left(l_2 + l_3 + l_4 + \frac{l_5}{2} \right) \right) = 0 \quad (2.73)$$

Evaluando las ecuaciones (2.71) a (2.73), se obtiene las reacciones en los apoyos mostrados en la tabla 2.19.

Tabla 2.19 Reacciones en los apoyos.

| | | |
|-----------------------------|-------|--------------|
| Reacción en el apoyo 1 | B_y | -144,543 [N] |
| Reacción vertical apoyo 2 | D_y | 35,543 [N] |
| Reacción horizontal apoyo 2 | D_x | -2825,18 [N] |

Fuente: Autores

2.8.4.4 Elaboración de modelos matemáticos para cálculos.

Se realizaron diagramas de fuerza cortante y momento flector para la operación de la turbina hidrocínética a una velocidad de fluido de 3,5 m/s, presentados en las figuras 2.22 y 2.23.

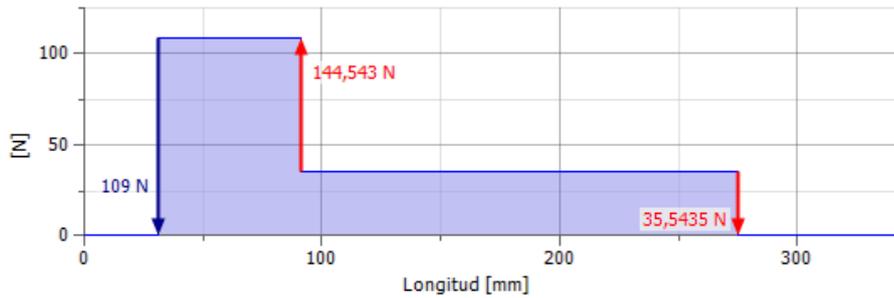


Figura 2.22 Diagrama de fuerza cortante sobre eje del rotor

Fuente: Autodesk Inventor

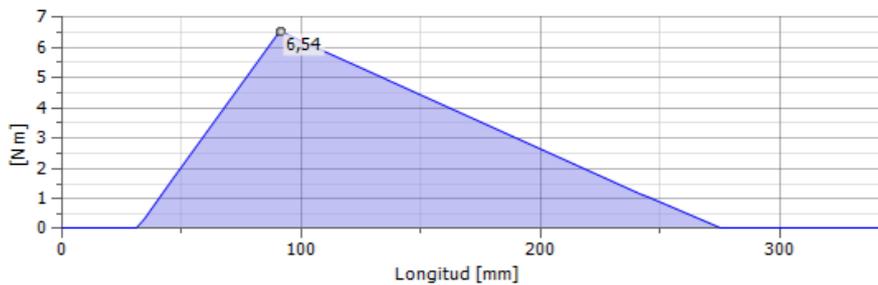


Figura 2.23 Diagrama resultante de momento flector sobre eje del rotor

Fuente: Autodesk Inventor

Debido a que el eje estará girando a una determinada velocidad da a lugar a esfuerzos de flexión repetitivo y torsión constante, teoría de falla por fatiga, los mismos que se representan en la figura 2.24.

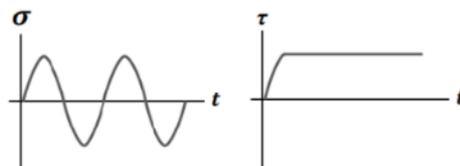


Figura 2.24 Esfuerzos sobre eje rotatorio

Fuente: Autores

2.8.4.5 Material del eje de transmisión

El material destinado a la fabricación del eje debe ser resistente a la corrosión y oxidación, tener alta resistencia mecánica con facilidad de mecanizado. El material que mejor cumple estas especificaciones son los aceros inoxidable. Del catálogo de la empresa importadora local Ivan Bohman, se seleccionó el acero inoxidable tipo 304 que posee las siguientes propiedades:

Tabla 2.20 Propiedades mecánicas del acero inoxidable 304 recocido

| | | |
|----------------------|----------|-----------|
| Esfuerzo de fluencia | S_y | 345 [MPa] |
| Resistencia última | S_{ut} | 689 [MPa] |

Fuente: Autores

2.8.4.6 Dimensionamiento del eje mediante falla por fatiga

Se realizará un diseño por fatiga en el cual se tienen una viga rotatoria que presenta esfuerzos de flexión variable, torsión constante. A continuación, se realiza el correspondiente análisis bajo fatiga, primero se identifica la resistencia a la fatiga sin corregir S_e' , mediante:

$$S_e' \cong (0.5)S_{ut} \quad \text{para } S_{ut} < 1400 \text{ [MPa]} \quad (2.74)$$

La resistencia a la fatiga corregida es:

$$S_e = c_{temp}c_Rc_c c_{sup}c_{tam}(0.5S_{ut}) \quad (2.75)$$

Donde:

S_e : Límite de fatiga corregida [MPa]

c_{temp} : Factor de corrección por temperatura

c_R : Factor de corrección de confiabilidad

c_c : Factor de corrección carga

c_{sup} : Factor de corrección por superficie

c_{tam} : Factor de corrección de tamaño

El valor asumido para cada factor de corrección se explica detalladamente en el Anexo D. La concentración de los esfuerzos es debido al cambio de sección donde se ubican los rodamientos (sección B y D), los valores de $K_t = 3,5$ y $K_{ts} = 2$. Mientras que en chaveteros (sección A) los valores de $K_t = K_{ts} = 4$.

Considerando un radio de muesca de 0,01 pulgadas, se obtiene la sensibilidad de la muesca para esfuerzo $q = 0,6$. (Meggiolaro, Miranda, Castro, & Freire, 2014). La concentración para fatiga para flexión y torsión es determinada mediante las ecuaciones (2.76) y (2.77).

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (2.76)$$

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) \quad (2.77)$$

Los factores de concentración de esfuerzos para las componentes medias de flexión (k_{fm}) y torsión (k_{fsm}) se determina mediante las siguientes expresiones:

$$\text{Si } k_f * |\sigma_{max,nom}| < S_y; \text{ entonces } k_{fm} = k_f \quad (2.78)$$

$$\text{Si } k_f * |\sigma_{max,nom}| > S_y; \text{ entonces } k_{fm} = \frac{(S_y - (k_f \sigma_{max,nom}))}{|\sigma_{m,nom}|} \quad (2.79)$$

Por último, se tiene que el torque generado por el rotor es constante, su magnitud crea un estado de esfuerzos combinados en el eje, para lo cual se considera la ecuación (2.80) dada por ASME para dimensionar el eje:

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{K_{fsm} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.80)$$

Donde:

d : Diámetro de la sección analizada [m]

N_f : Coeficiente de seguridad para fatiga

M_a : Momento alternante [Nm]

T_m : Torsión media [Nm]

En la tabla 2.21 se muestran los parámetros por evaluar en la ecuación 2.80 para cada sección del eje de transmisión.

Tabla 2.21 Momento flector y torque sobre el eje del rotor

| | | |
|--|-----------|--------------|
| Resistencia a la fatiga corregida | S_e | 113,87 [MPa] |
| Factor de seguridad | N_f | 7 |
| Concentrador esfuerzo por cambio de sección | | |
| Concentración fatiga flexión | k_f | 2,5 |
| Concentración fatiga torsión | k_{fsm} | 1,6 |
| Concentrador esfuerzo por chaveta y chavetero | | |
| Concentración fatiga flexión | k_f | 2,8 |
| Concentración fatiga torsión | k_{fsm} | 2,8 |
| Momentos sobre el punto A | | |
| Momento flector | M_A | 0,00 [Nm] |
| Momento torsor | T | 119,125 [Nm] |
| Momentos sobre el punto B | | |
| Momento flector | M_B | 1,744 [Nm] |
| Momento torsor | T | 119,125 [Nm] |
| Momentos sobre el punto C | | |
| Momento flector | M_C | 4,976 [Nm] |
| Momento torsor | T | 119,125 [Nm] |
| Momentos sobre el punto D | | |
| Momento flector | M_D | 1,066 [Nm] |
| Momento torsor | T | 119,125 [Nm] |
| Momentos sobre el punto E | | |
| Momento flector | M_E | 0,000 [Nm] |
| Momento torsor | T | 119,125 [Nm] |

Fuente: Autores

Se utilizó los valores mostrados en la tabla 2.21 para evaluar mediante la ecuación (2.80) los diámetros del eje en las secciones definidas cuyos valores se presenta en la tabla 2.22.

Tabla 2.22 Diámetro de cada sección del eje de transmisión

| | | |
|----------------------------|-------|------------|
| Sección A, rotor | d_A | 40,00 [mm] |
| Sección B, rodamiento 1 | d_B | 35,00 [mm] |
| Sección C, centro | d_C | 40,00 [mm] |
| Sección D, rodamiento 2 | d_D | 35,00 [mm] |
| Sección E, acople flexible | d_E | 35,00 [mm] |

Fuente: Autores

2.8.4.7 Diseño de cuñas

La chaveta o cuña se ubica en el extremo izquierdo del eje, el cual tiene un diámetro de 28 mm, se selecciona dimensiones estándar de las secciones de la chaveta y chavetero a partir de las especificaciones de los fabricantes. Estas dimensiones fueron consultadas en el catálogo de un proveedor local (Intermec S. A.) referente a dimensionamiento de cuña, el cual se encuentra en el Anexo D.

Tabla 2.23 Dimensiones estándar de chaveta rectangular.

| | | |
|-------------------|-----|-----------|
| Ancho de chaveta | B | 8,00 [mm] |
| Altura de chaveta | H | 5,00 [mm] |

Fuente: Autores

La longitud (L) de la chaveta de sección rectangular fue determinada al realizar un análisis estático por cortante puro. El material empleado para la fabricación de la chaveta es Acero AISI 1010 con una resistencia al corte (S_{sy}) de 152.5 MPa.

$$L = \frac{2T\eta_c}{d_b S_{sy} b} \quad (2.81)$$

Donde:

η_c : Factor de seguridad estático de 4

d_b : Diámetro del eje [m]

S_{sy} : Resistencia al corte de material chaveta. [MPa]

De la ecuación (2.81) se obtuvo una longitud de chaveta de 28 mm.

2.8.4.8 Selección de rodamientos

De la configuración descrita en la figura 2.14 se tiene dos rodamientos necesarios para cumplir con el funcionamiento planteado. Uno de éstos debe ser fijo y el otro móvil, con el fin de permitir la dilatación térmica y reducir el riesgo del pandeo en las secciones sometidas a compresión.

Para la selección de rodamientos se siguió el procedimiento descrito en el catálogo de rodamientos de la marca NTN. Primero se consideró que la turbina hidrocínética trabaja en constante uso durante 24 horas al día por lo cual la vida nominal (L_{10h}) del rodamiento requerido, es 60000 h.

Se conoce que el eje de transmisión soporta carga axial y algo de carga radial por lo que se selecciona un rodamiento axial de bolas de simple efecto, la carga axial dinámica equivalente (P) se expresa en la ecuación (2.82).

$$P = Fa + (2,7 * Fr) \quad (2.82)$$

Donde:

F_a : Fuerza axial aplicada [N]

F_r : Fuerza radial aplicada [N]

La expresión mostrada en la ecuación (2.82) se cumple cuando $F_r/F_a \leq 0,55$. Por último, se determina la capacidad básica dinámica C_o , esta variable depende de la carga máxima de los dos soportes P y de la velocidad de rotación N_{rot} , la misma es de 252,24 RPM.

$$C_o = P^{3.33} \sqrt{\frac{60 N_{rot} L_{10h}}{10^6}} \quad (2.83)$$

$$N_{rot} = \frac{60 * \lambda_d * v}{\pi * D_{rot}} \quad (2.84)$$

Tabla 2.24 Parámetros a considerar en selección del rodamiento

| | | |
|---------------------------|-------|---------|
| Diámetro del eje | D | 35 [mm] |
| Capacidad básica dinámica | C_o | 25 [kN] |

Fuente: Autores

Se seleccionó el rodamiento que satisfaga la carga dinámica y las características del eje, para la selección se consultó las especificaciones de los rodamientos los mismos se encuentran en el Anexo D. El rodamiento esta ajustado a una unidad de apoyo que permite la rápida y fácil instalación del sistema.

En la tabla 2.25 se detalla información del rodamiento axial de simple efecto seleccionado.

Tabla 2.25 Dimensiones de los rodamientos seleccionados

| | | |
|--|---|---------|
| Rodamiento axial de simple efecto modelo 51107 | | |
| Diámetro exterior | D | 52 [mm] |
| Espesor del rodamiento | H | 12 [mm] |

Fuente: Autores

2.8.4.9 Selección de acople flexible

Se utiliza acoples flexibles para transmitir torque entre el eje al sistema de transmisión epicicloidal lineal. Este elemento se seleccionó respecto a las especificaciones indicadas en los catálogos Lovejoy mostrados en el Anexo D. El acople debe trabajar a un torque de operación de 119 Nm y agujero de 35 mm. El acople flexible seleccionado corresponde al modelo L110. Sus dimensiones se especifican en el Anexo D.

2.8.4.10 Selección de reductor de velocidad

En turbinas de baja potencia, los rotores giran a velocidades menores a 400 RPM, mientras que la velocidad nominal del generador es de 1500 RPM. Se tiene entonces que la relación de transmisión no debe superar una etapa de 10:1, con la finalidad de disminuir las pérdidas mecánicas.

$$R_v = \frac{N_{gen}}{N_{rot}} \quad (2.85)$$

Donde:

R_v : Relación de velocidades.

N_{gen} : Velocidad nominal de giro del generador [RPM]

N_{rot} : Velocidad de giro del rotor [RPM]

Al evaluar la ecuación (2.85), se tiene que cumplir una relación de 1:6 además del torque de operación de 119 Nm. La transmisión epicicloidal se seleccionó de los catálogos mostrados en el Anexo D. Su forma debe permitir la conexión directa al generador mediante brida. El reductor epicicloidal que cumple con los requerimientos es el modelo AF075, la reducción se realiza en una sola etapa. Sus dimensiones se especifican en el Anexo D.

2.8.5 Diseño sistema de transmisión de energía eléctrica

Una vez diseñado el sistema de transmisión de energía mecánica de la turbina hidrocínética, se identifican las características del sistema eléctrico, las cuales depende del consumo que se especificó en la sección de cálculo de demanda eléctrica de la población.

2.8.5.1 Selección del generador

Los parámetros por considerar en la selección del generador son el par generado en el rotor y la velocidad con la que gira. Se selecciono del catálogo de generadores de imanes permanentes de ALXION, ubicado en el Anexo E, aquel que cumpla con la demanda de generación de 4,3 kW. La descripción detalla del generador seleccionado se muestran en la tabla 2.26.

Tabla 2.26 Especificaciones del generador eléctrico

| | |
|---|----------|
| Generador de imanes permanentes modelo146STK 6M | |
| Potencia de salida | 5 kW |
| Velocidad de rotación nominal | 1500 rpm |
| Voltaje nominal | 231 VAC |
| Par requerido a potencia nominal | 35.9 Nm |
| Tipo | PMSG |
| Peso | 14,5 kg |

Fuente: Autores

2.8.6 Especificaciones de partes complementarias

2.8.6.1 Carcasa

La carcasa está diseñada para proteger, soportar y aislar del agua todos los elementos mecánicos como eléctricos a excepción del rotor, el material de construcción suele ser fibra de vidrio para aligerar el equipo y abaratar costos, o aluminio para protección contra el óxido. El diseño debe contar en su interior con una estructura que soporte el conjunto generador, caja de engranes y con capacidad de deslizamiento para la fácil extracción.

En esta sección se diseñará el espesor de la carcasa que aísla el sistema de transmisión mecánica del agua, para ello se parte del análisis estructural de la placa que se encuentra expuesta directamente al flujo, su finalidad es seleccionar el material que soporta la velocidad máxima teórica de operación. La placa frontal corresponde a una circunferencia de 300 mm de diámetro y 5 mm de espesor. Mediante la ecuación (2.86) se determinó la fuerza que soporta la cara frontal de la carcasa, donde el factor de seguridad de 2,5 es asumido en un posible aumento de velocidad en el canal.

$$F_{apl} = \rho * v^2 * A * F.S. \quad (2.86)$$

La placa se modela como una viga empotrada que soporta una fuerza distribuida en su sección transversa, en la figura 2.25 se muestra el diagrama de cuerpo libre de la placa.

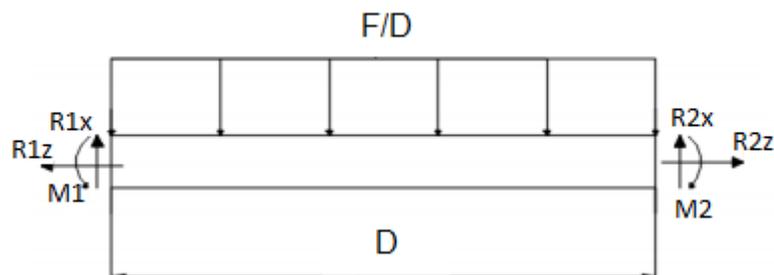


Figura 2.25 Diagrama de cuerpo libre sobre la placa

Fuente: Autores

El momento flector en los extremos se determinó por medio de la ecuación (2.87)

$$M = \frac{-FL}{12} \quad (2.87)$$

Por ultimo se realizó un análisis de esfuerzo máximo en la sección transversal de la placa, al ser circular se tiene que la base (b) corresponde al diámetro y la altura (h) al espesor. El esfuerzo debido a la flexion se determino con la ecuación (2.88).

$$\sigma_{max} = \frac{6 * M}{b * h^2} \quad (2.88)$$

En la tabla 2.27 se muestra los resultados obtenidos para la selección del material de la carcasa.

Tabla 2.27 Parámetros a considerar en selección del rodamiento

| | | |
|---------------------|----------------|-------------|
| Diámetro placa | $D = b$ | 300 [mm] |
| Espesor | $e = h$ | 5 [mm] |
| Fuerza aplicada | F_{apli} | 2160,86 [N] |
| Momento flector | M | 54,02 [Nm] |
| Esfuerzo de flexión | σ_{max} | 86,43 [MPa] |

Fuente: Autores

Se obtuvo un esfuerzo maximo de 86 MPa sobre la placa, con lo cual se selecciona un material con un esfuerzo de fluencia mayor a ese valor, el material seleccionado corresponde a aluminio 6061, su límite de fluencia es de 255 MPa, el mismo asegura la integridad del sistema de transmisión.

2.8.6.2 Sellado

Para impedir la filtracion del agua en la seccion del rotor se instalo un sello mecánico simple. El cual genera presión sobre el eje e impide el flujo de agua entre la carcasa. Sus dimensiones se muestran en la figura 2.26.

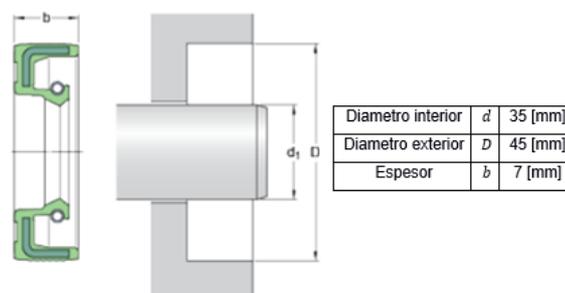


Figura 2.26 Especificaciones sello radial SKF

Fuente: SKF

Ademas en cada junta empernada de la placa frontal se debe emplear empaques para que el agua no filtre, el grosor de los empaques puede estar entre 1 a 3mm.

2.8.6.3 Difusor

La utilización del difusor produce un aumento de velocidad del flujo, lo que permite una mayor potencia de salida de la turbina. En la figura 2.27 se muestran algunas formas del difusor para turbinas axiales.

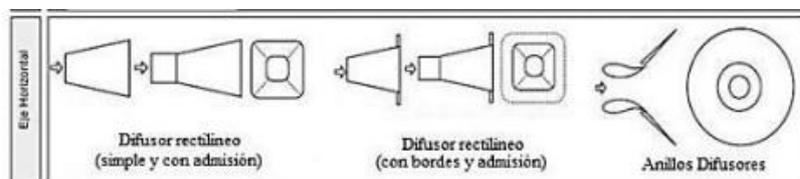


Figura 2.27 Formas de difusores (vistas tope y lateral)

Fuente: Khan 2009

El equipo diseñado contará con un difusor que cumple con las especificaciones de forma de anillos difusores, donde la relación entre el diámetro del difusor y rotor se expresa en la ecuación (2.89) y (2.90).

$$D_{difusor} = 1,1 * D_{rotor} \quad (2.89)$$

$$L = 0,27 * D_{rotor} \quad (2.90)$$

Tabla 2.28 Dimensiones rotor y difusor

| | | |
|------------------|---------------|-----------|
| Diámetro rotor | D_{rotor} | 1010 [mm] |
| Diámetro difusor | $D_{difusor}$ | 1111 [mm] |
| Longitud difusor | L | 225 [mm] |

Fuente: Khan 2009

2.8.6.4 Jaula protectora

El flujo de agua usualmente trae consigo materiales que pueden deteriorar los elementos de la turbina, por esto usualmente se protegen con una jaula de forma cónica (Ver Figura

2.28) de manera que no se acumulen, el material de construcción utilizado es alambrión con dimensiones de $\frac{1}{4}$ ".

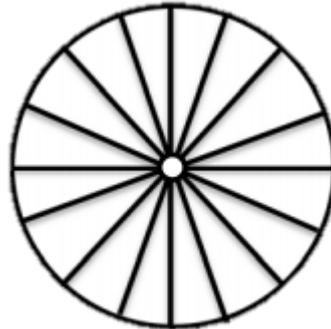


Figura 2.28 Vista frontal de jaula protectora

Fuente: Yupanqui M, Yampier P.

2.8.6.5 Anclaje

El anclaje se encarga de dar estabilidad al sistema, evitará que en caso de niveles bajos de agua la turbina impacte con el fondo del canal, que la fuerza normal sobre la superficie de la turbina cause desplazamientos en la dirección de la corriente, cabe mencionar que facilitará la instalación como extracción para mantenimientos.

2.8.6.6 Canal de captación

La construcción de un canal de captación tiene la finalidad de conducir el agua desde el río hasta la turbina (Ver Figura 2.29). Este canal tendrá una sección rectangular que permite el paso del fluido hacia el equipo.

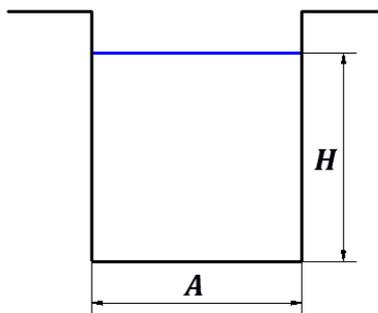


Figura 2.29 Corte transversal del canal

Fuente: Autores

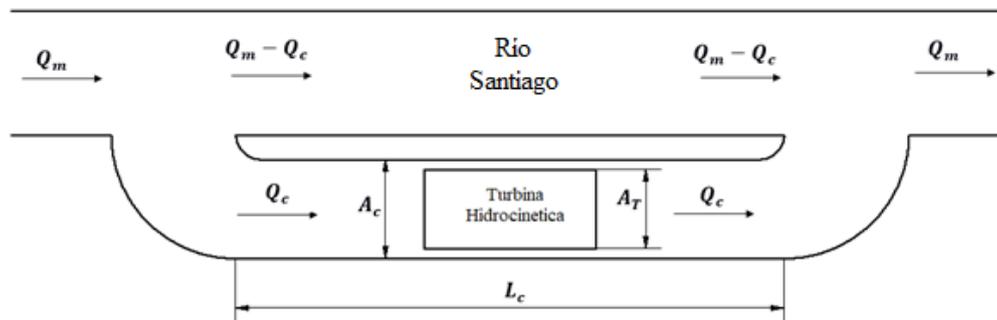


Figura 2.30 Captación de afluente para aprovechamiento eléctrico

Fuente: Autores

Donde:

A: Ancho del canal [m]

H: Altura de agua dentro de canal [m]

A_T : Área de turbina [m^2]

A_c : Área transversal canal [m^2]

L_c : Longitud canal [m]

Q_c : Caudal máximo en canal [m^3/s]

Q_m : Caudal medio anual del río Santiago [m^3/s]

Se debe tener la seguridad que el caudal medio anual del río Santiago sea mayor al caudal máximo del canal de captación ($Q_m > Q_c$), caso contrario se tendrá un abastecimiento de energía eléctrica deficiente. Las dimensiones aproximadas del canal son 1.3 m de ancho y altura, estas dimensiones dan a lugar un caudal menor a $5 m^3/s$.

2.9 Proceso de simulación

2.9.1 Simulación CFD en ANSYS CFX

La dinámica de fluidos computacional busca resolver el campo de velocidad (u, v, w) y de presión (p) en el interior de un volumen de control, los campos son funciones de la posición (x, y, z) y el tiempo (t) en caso de un problema transiente, para esto se requiere resolver las 4 ecuaciones de Navier-Stokes, es decir una ecuación de conservación de masa y tres de conservación del momento. La solución analítica no existe por lo que se usan métodos numéricos (elemento finito, diferencias finitas, volúmenes finitos), no se

resuelve el caso general sino un caso particular en puntos discretos, este método es conocido como solución numérica directa, se obtienen soluciones más exactas que los resultados experimentales, pero requiere de gran capacidad computacional y puede tomar años, por esto se lo usa sobre todo en investigaciones.

Para fines de ingeniería es suficiente una solución promedio, se usan las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas conocidas como promediado de Reynolds de las ecuaciones de Navier Stokes o modelos RANS. ANSYS CFX usa el método de volumen finito para resolver los modelos RANS, este usa un enfoque integral que genera 4 ecuaciones integrales una ecuación de conservación de masa y tres de conservación de momento. Las ecuaciones se resuelven para todo el volumen de control numéricamente, generando una serie de ecuaciones en términos de valores promedios y estableciendo condiciones de frontera.

El estudio del comportamiento hidrodinámico y estructural de los álabes del rotor se lo realizó en el software ANSYS®. El esquema de la simulación (Figura 2.31) cuenta con dos componentes que permitieron los análisis mencionados, en CFX se obtuvo el campo de velocidades y presiones resultante de la interacción entre el fluido y el rotor mientras que Static Structural presentó los esfuerzos y deformaciones que soportan los álabes del rotor, entre otros resultados útiles para predecir el comportamiento en operación del rotor.

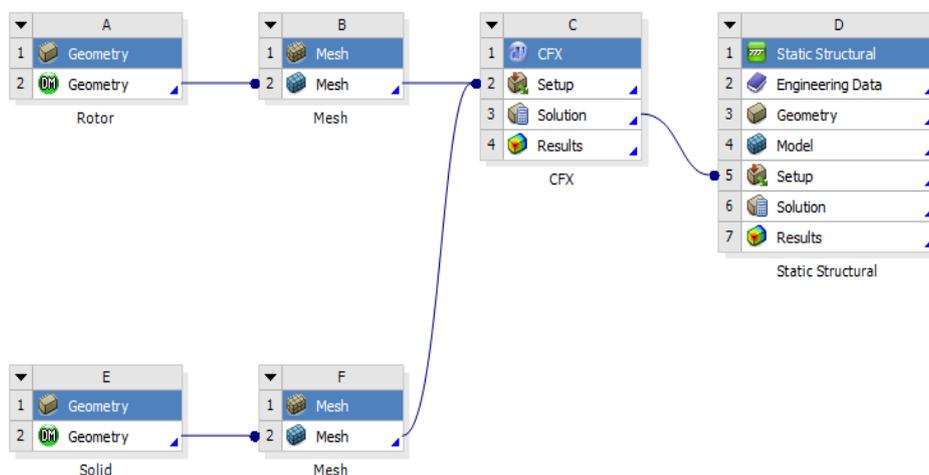


Figura 2.31 Esquema de la simulación CFD y estructural del rotor

Fuente: Ansys

2.9.2 Simulación hidrodinámica

2.9.2.1 Dibujo asistido por computadora del rotor

La geometría que se modeló para iniciar la simulación estuvo compuesta por álabes del rotor, hub y junta empernada. Para el modelado de los álabes del rotor se usó el conjunto de datos resultantes de la sección diseño del rotor, los mismos representaban las coordenadas del perfil para cada una de las secciones en las que se lo dividió el álabe, fueron exportados al software CAD donde se procedió a realizar operaciones de unión entre cada sección transversal, este proceso se realizó de manera que se obtuvo la geometría suave descrita por los datos, esto con el fin de evitar errores durante el proceso de mallado y la obtención de resultados más exactos.



Figura 2.32 Modelo CAD del rotor de turbina

Fuente: Autores

2.9.2.2 Volúmenes de control y mallado

A partir del CAD del rotor se definió dos volúmenes de control, un volumen rotativo que representa el agua circundante al rotor y un volumen estacionario que describe el entorno aguas arriba y aguas abajo del rotor.

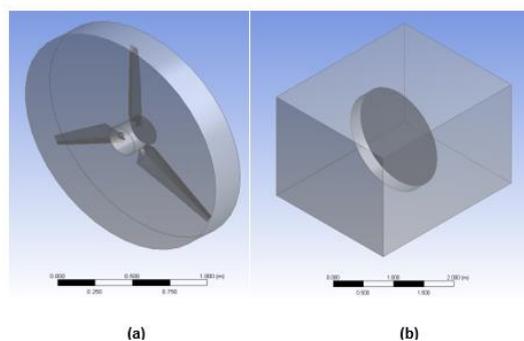


Figura 2.33 (a) Volumen de control rotativo. (b) Volumen de control estacionario

Fuente: Ansys

Posteriormente se realizó el mallado (Figura 2.34), para esto se usó el componente ANSYS Meshing para cada volumen de control, se definió el mallado de forma que se obtenga una solución convergente y que no tome una excesiva cantidad de tiempo resolver, así se definieron zonas donde se requiere un mallado fino o caso contrario un mallado grueso, a la vez se consideró que la transición sea suave y no cause problemas de interpolación numérica.

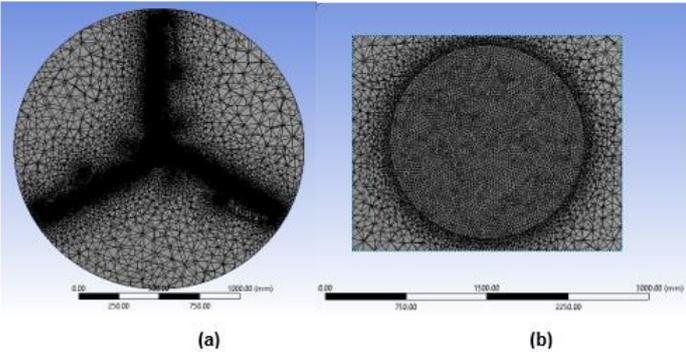


Figura 2.34 Vista en corte del mallado para (a) Volumen de control rotativo. (b) Volumen de control estacionario

Fuente: Ansys

Debido a la importancia del mallado en los resultados se debió evaluar la calidad, para esto se usó como criterio que una métrica de malla definida por la calidad ortogonal con un valor promedio superior a 80% brindará resultados más exactos, como se observa en las figuras 2.35 y 2.36.

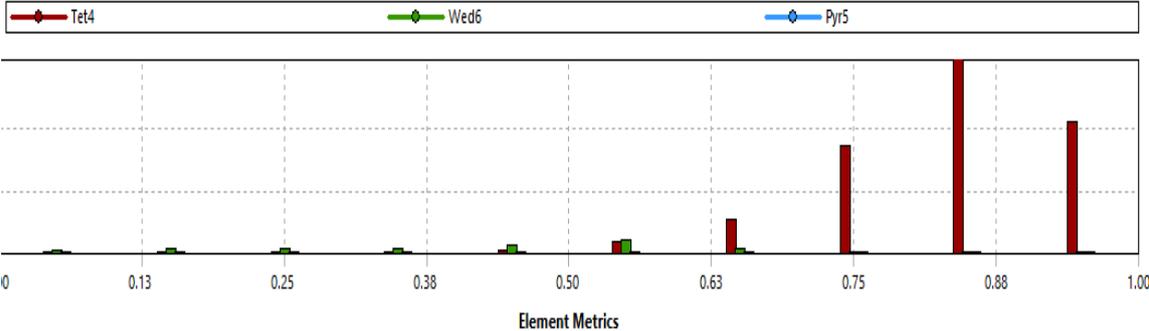


Figura 2.35 Métricas de malla para el volumen de control rotativo

Fuente: Ansys

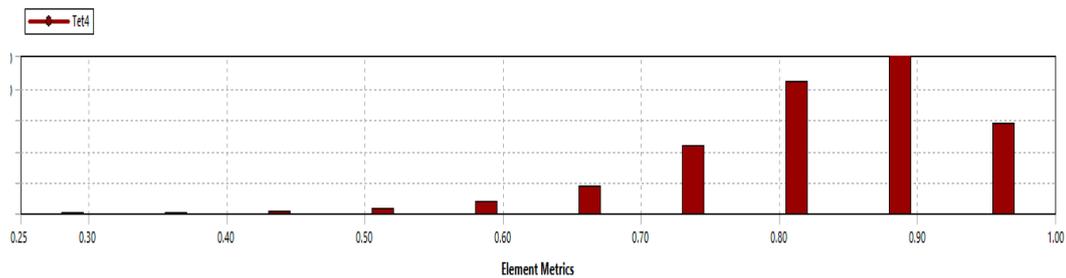


Figura 2.36 Métricas de malla para el volumen de control estacionario

Fuente: Ansys

2.9.3 ANSYS CFX: Condiciones de frontera y solución

En ANSYS CFX-pre debemos establecer parámetros como condiciones de frontera, condiciones iniciales, modelo de turbulencia, métodos de solución, entre otros que definan correctamente el problema (figura 2.37), a continuación, se listan los más importantes:

- Configuración de subdominios rotatorios y estacionarios del volumen de control
- Agua en estado líquido con velocidad a la entrada de 3.5 m/s como fluido de trabajo.
- Modelo de turbulencia k-Épsilon.
- Velocidad de rotación del volumen de control rotativo de 252 rev/min.
- Residual target de 1E-4 RMS en ANSYS CFD Solver
- Control de salida: Velocidad y presión.

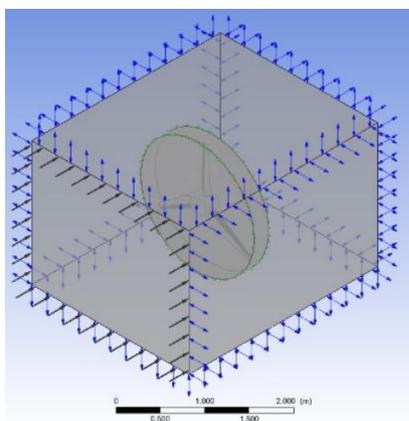


Figura 2.37 Definición del problema en ANSYS CFX pre

Fuente: Ansys

La resolución del problema se la realizó en CFX-Solver Manager donde en opciones de inicialización se definió por condiciones iniciales y se seleccionó un run mode en paralelo para dividir el problema en 26 particiones, una vez que se inició la corrida se observó en el monitor de convergencia de soluciones la gráfica de RMS para las ecuaciones RANS hasta la obtención de la solución. Las gráficas de los resultados como líneas de flujo, contornos de velocidad, distribución de presiones, entre otras se presentaron en ANSYS CFD-post.

2.9.4 Simulación estructural

Para evaluar el comportamiento estructural del rotor se usará el Static Structural de ANSYS. Se configuró las propiedades mecánicas del acero inoxidable 316L mostrados en la tabla 2.28, así como su curva esfuerzo-vida en base a los datos técnicos de (Khairul, Edi, Mohd, Nur & Aidy, 2013) mostrados en la tabla 2.29 como el material de fabricación del rotor.

Tabla 2.29 Propiedades mecánicas del acero inoxidable 316 L

| Propiedades Mecánicas | Tipo: Acero inoxidable 316L |
|---------------------------|-----------------------------|
| Esfuerzo de fluencia | 322 [Mpa] |
| Resistencia a la tracción | 673 [Mpa] |
| Módulo de elasticidad | 165 [Gpa] |
| Esfuerzo en la rotura | 586 [Mpa] |
| Elongación en la rotura | 35.5 [mm] |

Fuente: Khairul, Edi, Mohd, Nur & Aidy, 2013

Tabla 2.30 Número de ciclos para la falla

| Ciclos | Esfuerzo alternante [MPa] |
|---------|---------------------------|
| 9256 | 334 |
| 34679 | 291 |
| 110956 | 275 |
| 329876 | 234 |
| 900893 | 220 |
| 2067895 | 180 |
| 9664567 | 160 |

Fuente: Khairul, Edi, Mohd, Nur & Aidy, 2013

Luego se procedió a exportar y generar la geometría, en el componente model se generó la malla por defecto de ANSYS, para cumplir con el criterio establecido de calidad promedio de mallado superior a 80% se procedió a realizar un refinamiento de la malla en zonas críticas como los soportes fijos (Figura 2.38). Se definió la carga móvil que soportará el rotor cuyo valor es igual a la presión que ejerció el fluido sobre los álabes, esta se importó de la simulación CFD, mientras que la carga fija hace referencia a los apoyos en los pernos, los cuales se configuraron como soportes fijos.

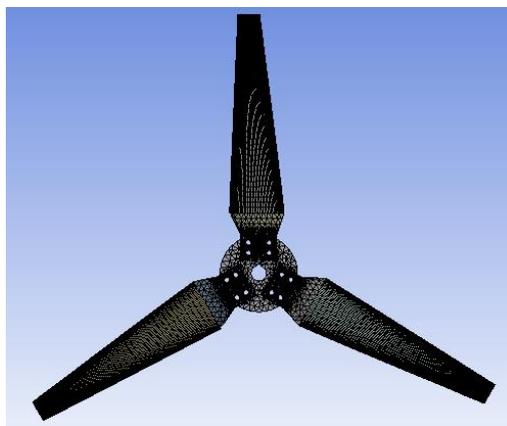


Figura 2.38 Mallado para simulación estructural.

Fuente: Ansys

Finalmente se insertó las soluciones de interés, estas se listan a continuación:

- Esfuerzo equivalente sobre todo el rotor, usando el criterio de Von Mises.
- Deformación total del rotor.
- Factor de seguridad, insertando Stress Tool con teoría de máximo esfuerzo equivalente y como límite el esfuerzo a la fluencia.
- Vida del rotor, mediante Fatigue Tool, para el análisis de falla por fatiga, se definió el tipo de carga como Zero-Based con teoría de falla de Goodman.

Al resolver el problema planteado se obtienen los gráficos para los resultados requeridos anteriormente, se analizaron los valores máximos y mínimos.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

3.1 Dimensionamiento del rotor

Siguiendo el procedimiento descrito por la teoría de momento de elemento de álabe se obtuvieron las siguientes dimensiones para el álabe del rotor, estas dimensiones se encuentran linealizada de tal forma facilita la manufactura de estos y cumple con los requerimientos de generación.

Tabla 3.1 Resultado de diseño de álabe del rotor

| Sección | Radio r [m] | Ángulo de incidencia φ [°] | Ángulo de torsión linealizado β [°] | Cuerda linealizada C [m] |
|---------|----------------|---------------------------------------|--|-----------------------------|
| 1 | 0,043 | 20,071 | 15,0707 | 0,1095 |
| 2 | 0,086 | 18,231 | 13,2305 | 0,1020 |
| 3 | 0,129 | 16,390 | 11,3903 | 0,0944 |
| 4 | 0,172 | 14,550 | 9,5502 | 0,0868 |
| 5 | 0,215 | 12,710 | 7,7100 | 0,0793 |
| 6 | 0,258 | 10,870 | 5,8699 | 0,0717 |
| 7 | 0,301 | 9,030 | 4,0297 | 0,0641 |
| 8 | 0,344 | 7,190 | 2,1896 | 0,0565 |
| 9 | 0,387 | 5,349 | 0,3494 | 0,0490 |
| 10 | 0,43 | 3,509 | -1,4907 | 0,0414 |

Fuente: Autores

3.2 Simulación hidrodinámica y estructural

En la figura 3.1 se observa las líneas de corriente, estas representan el camino que tomará una partícula a través del dominio del fluido. Se tiene un volumen de control estacionario y uno rotativo, las partículas ingresan primero por el volumen de control estacionario a una velocidad aproximada de 3,5 m/s, cambian de trayectoria al ingresar y salir del volumen rotatorio.

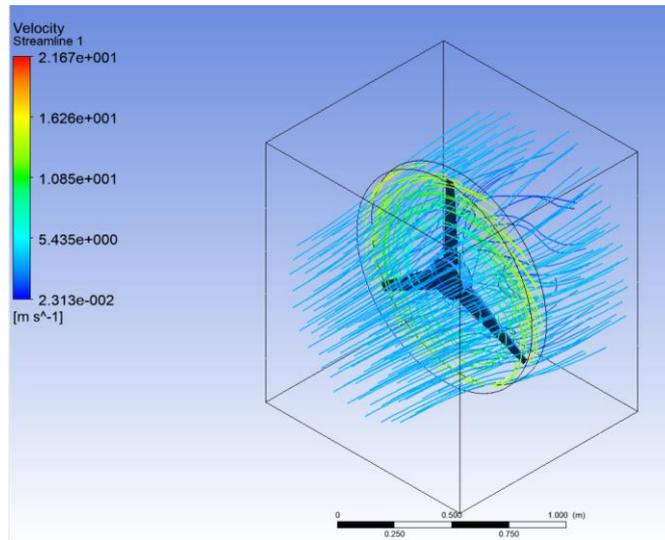


Figura 3.1 Líneas de corriente a través del sistema

Fuente: Ansys

En las figuras 3.2, 3.3 y 3.4 se ilustran los 3 álabes del rotor en diferentes planos transversales, sobre estos se observan contornos de velocidad generados debido a la interacción fluido-rotor, la región de mayor velocidad se presenta en los alrededores de los perfiles donde el flujo se acelera desde 3.5 m/s que sucede en la entrada del volumen de control estacionario a valores alrededor de 5 m/s, esto debido a la rotación de álabes, además debido a este cambio de velocidad en los alrededores del álabes se genera una diferencia de presión y por lo tanto la fuerza que genera el giro del rotor.

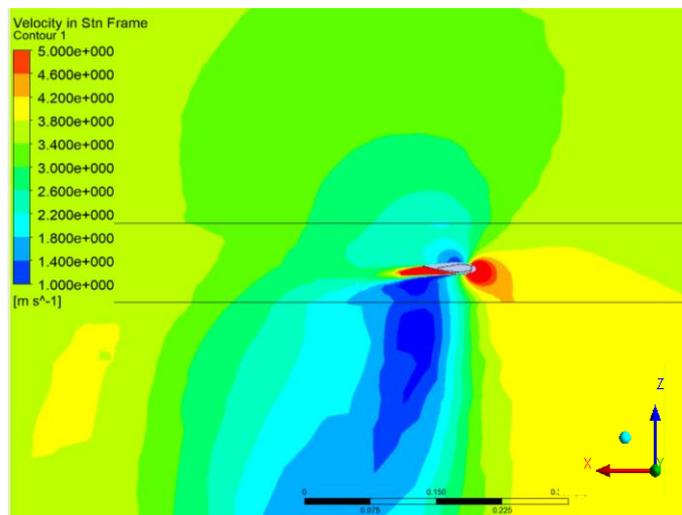


Figura 3.2 Contornos de velocidad sobre plano ZX del primer álabes

Fuente: Ansys

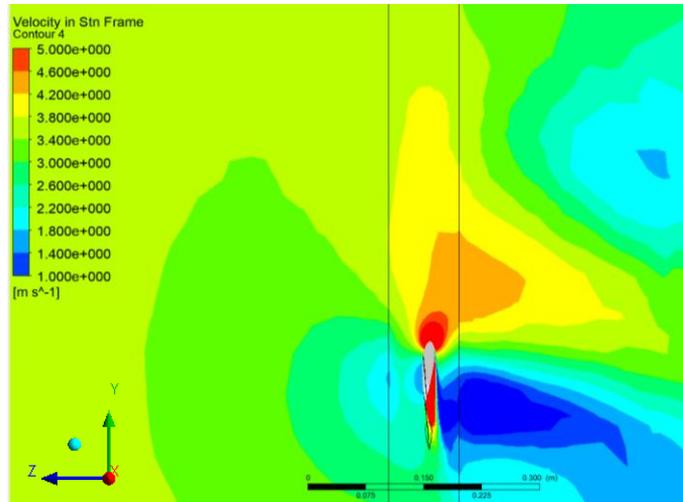


Figura 3.3 Contornos de velocidad sobre plano YZ del primer álabe
 Fuente: Ansys

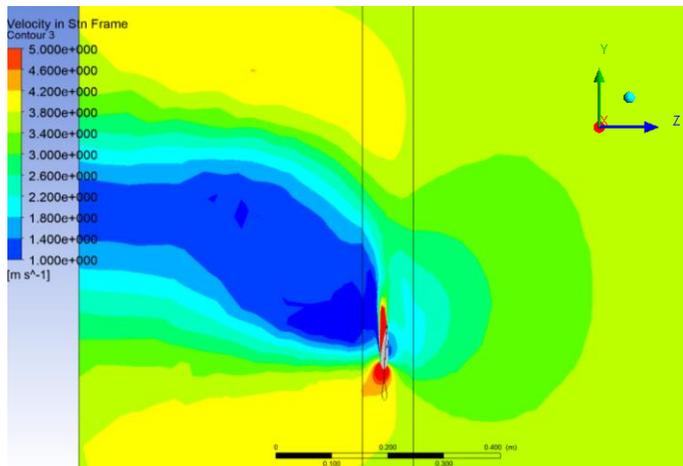


Figura 3.4 Contornos de velocidad sobre plano YZ del segundo álabe
 Fuente: Ansys

En la figura 3.5 se observan los contornos de presión sobre el rotor, esto representa la presión que ejerce el fluido, los mayores valores de presión se dan en las zonas cercanas al borde de ataque con valores alrededor de 189 MPa.

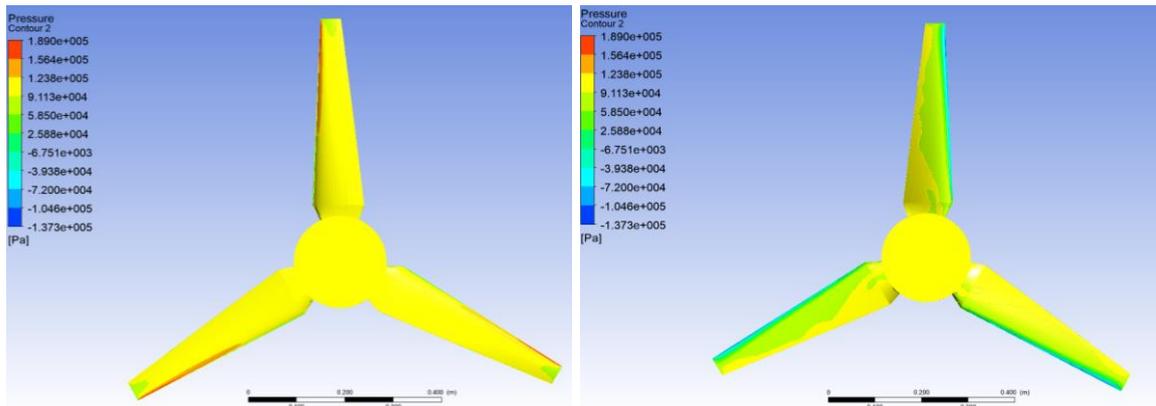


Figura 3.5 Contornos de presión sobre el rotor.

Fuente: Ansys

La figura 3.6 muestra el resultado de importar las presiones obtenidas en la simulación hidrodinámica a la simulación estructural, estas presiones representan la carga que genera los esfuerzos y deformaciones en el rotor.

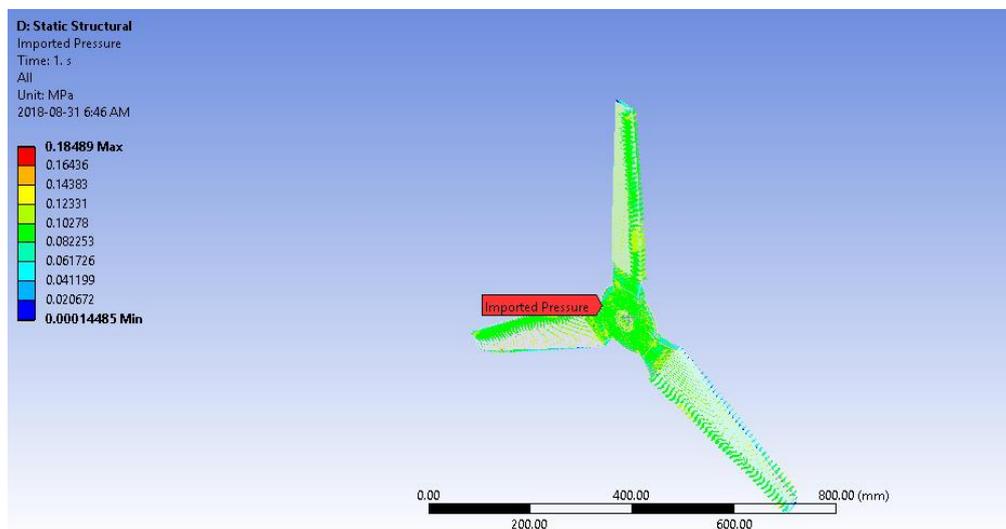


Figura 3.6 Cargas sobre el rotor.

Fuente: Ansys

En la figura 3.7 se ha obtenido la distribución de esfuerzos sobre el rotor, con un valor máximo de 173.5 MPa. La ubicación de mayores esfuerzos se da en zonas cercanas a cambios de sección transversal en la raíz del álabe y agujeros de pernos, estos son considerados como concentradores de esfuerzos. Debido a que el esfuerzo máximo es menor al esfuerzo de fluencia, el material no sufrirá deformaciones permanentes.

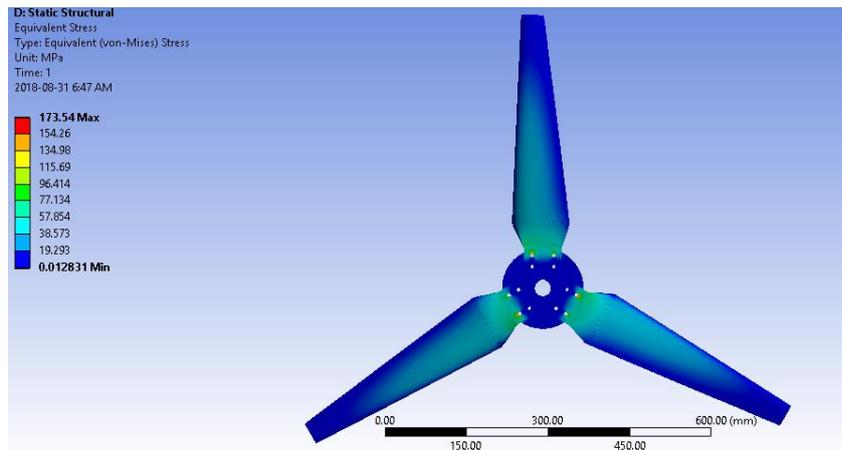


Figura 3.7 Distribución de esfuerzos sobre el rotor

Fuente: Ansys

En la figura 3.8 se ha obtenido la deformación total del rotor, con una deformación máxima de 2.8402 mm que se da en el extremo más alejado del álabe respecto al centro del “HUB” y un mínimo de 0 mm en las cercanías al soporte fijo.

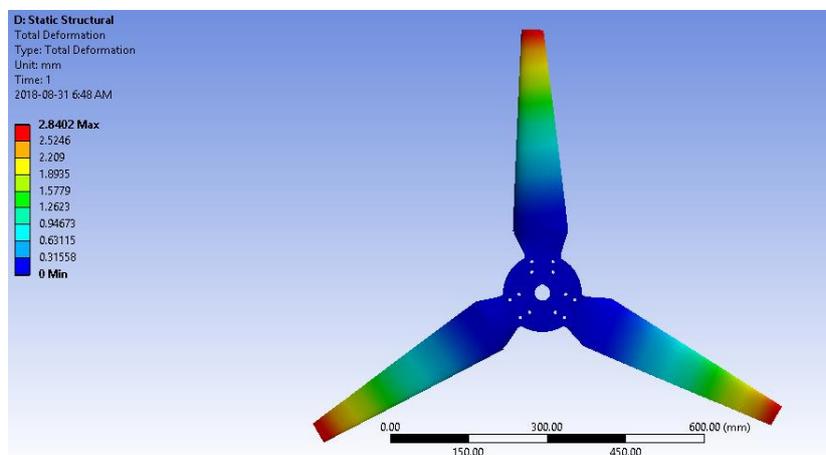


Figura 3.8 Deformación total en el rotor

Fuente: Ansys

La figura 3.9 muestra el factor de seguridad para carga estática, donde se ha obtenido un valor máximo de 15, que se da en regiones de mínimo esfuerzo y un factor de seguridad mínimo de 1.91 que se da en regiones de máximo esfuerzo. El valor de interés es el mínimo, ya que indica la capacidad en exceso que tiene el sistema por sobre sus requerimientos, es decir que el presente diseño podrá soportar 1.91 veces el esfuerzo máximo durante la operación. El diseño es seguro para carga estática.

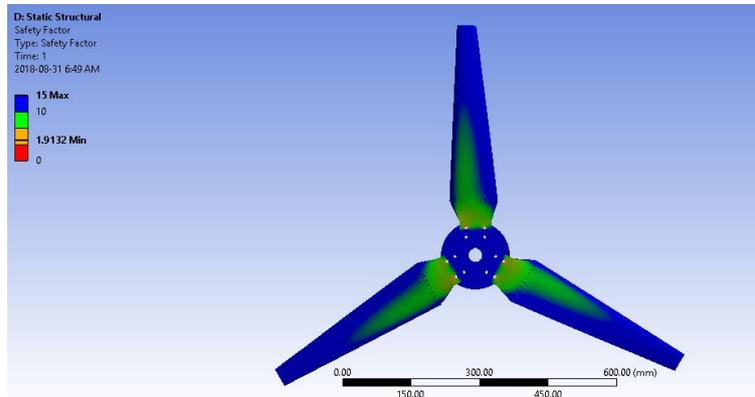


Figura 3.9 Factor de seguridad para carga estática

Fuente: Ansys

La vida útil del rotor se observa en la figura 3.10 con un valor máximo $9,7e6$ y un mínimo de $9.7e6$ ciclos antes de que falle, el valor mínimo es el crítico e indica las zonas donde se iniciará la falla por fatiga, normalmente se da en las zonas de esfuerzo máximo.

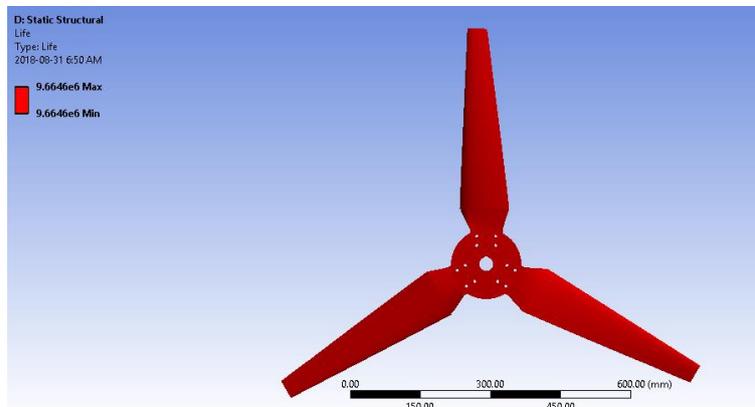


Figura 3.10 Vida del rotor

Fuente: Ansys

El factor de seguridad para carga dinámica resulta en un valor máximo de 15 y mínimo de 1.489, el valor de interés es el mínimo, ya que indica la capacidad en exceso que tiene el sistema por sobre sus requerimientos, es decir que el presente diseño podrá soportar 1.489 veces el esfuerzo máximo durante la operación. El diseño es seguro para carga dinámica.

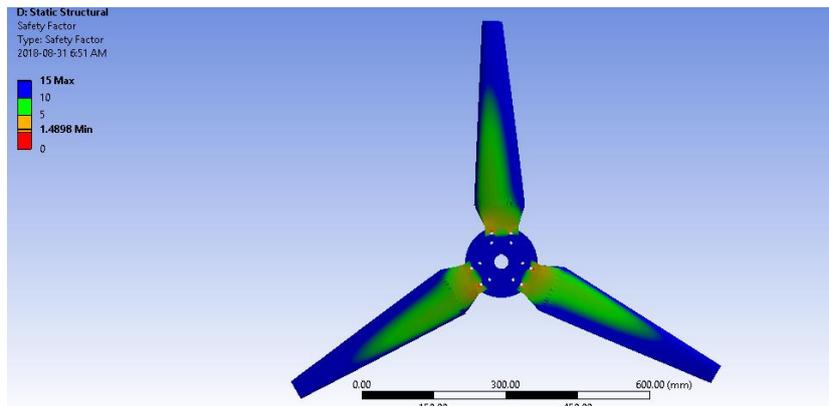


Figura 3.11 Factor de seguridad para carga dinámica

Fuente: Ansys

En la figura 3.12 se ha obtenido la distribución de esfuerzos sobre la estructura de soporte, con un valor máximo de 137.58 MPa. La ubicación de mayores esfuerzos se da en zonas cercanas a cambios de sección, estos son considerados como concentradores de esfuerzos. Debido a que el esfuerzo máximo es menor al esfuerzo de fluencia, el material no sufrirá deformaciones permanentes.

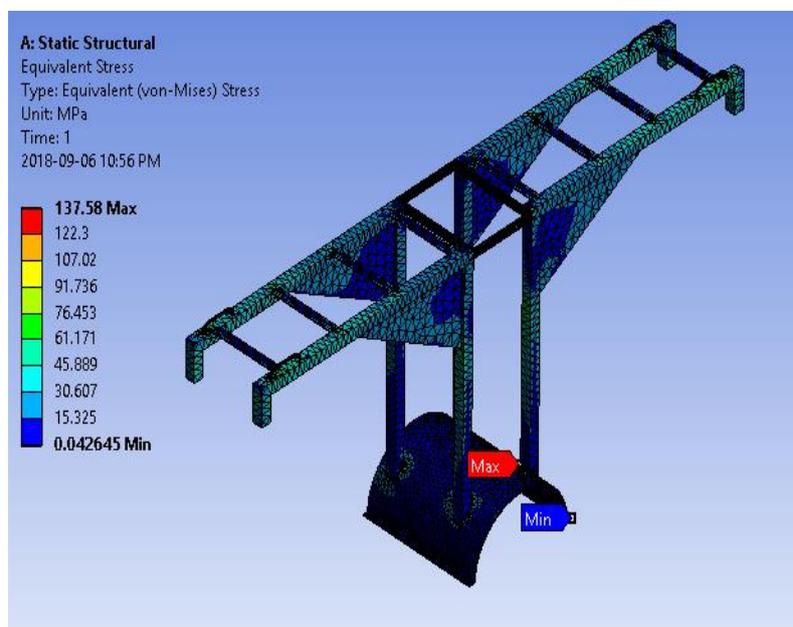


Figura 3.12 Distribución de esfuerzos sobre la estructura de soporte

Fuente: Ansys

El factor de seguridad para carga dinámica resulta en un valor máximo de 15 y mínimo de 1.2531, el valor de interés es el mínimo, ya que indica la capacidad en exceso que tiene la estructura por sobre sus requerimientos, es decir que el presente diseño podrá soportar 1.2531 veces el esfuerzo máximo durante la operación. El diseño es seguro para carga dinámica.

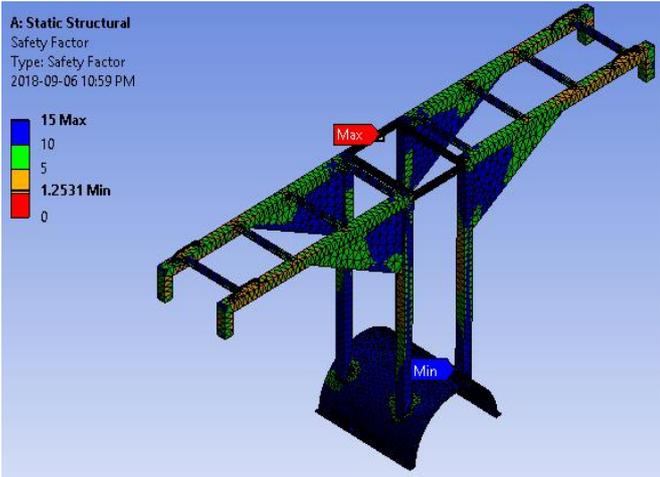


Figura 3.13 Factor de seguridad para carga dinámica
Fuente: Ansys

En la figura 3.14 se ilustra la jaula protectora, sobre la misma se observan contornos de velocidad en el plano yz, generados debido a la interacción con el fluido, la jaula protectora cumplirá su objetivo sin generar disminución en la eficiencia del sistema.

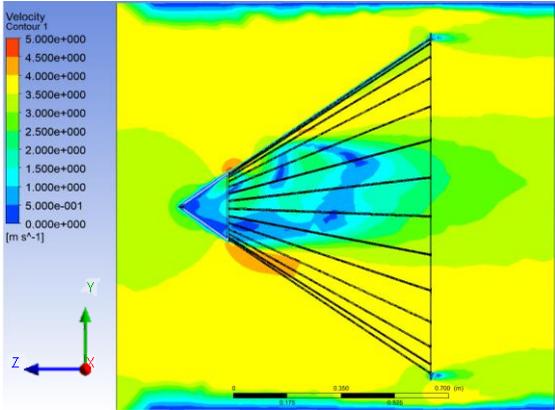


Figura 3.14 Contornos de velocidad sobre jaula protectora
Fuente: Ansys

En la figura 3.15 se ilustran los vectores de velocidad sobre la jaula protectora, se observa como la presencia de esta no afecta a la dirección de los vectores de velocidad, los cuales en la salida mantienen la dirección de entrada en -Z.

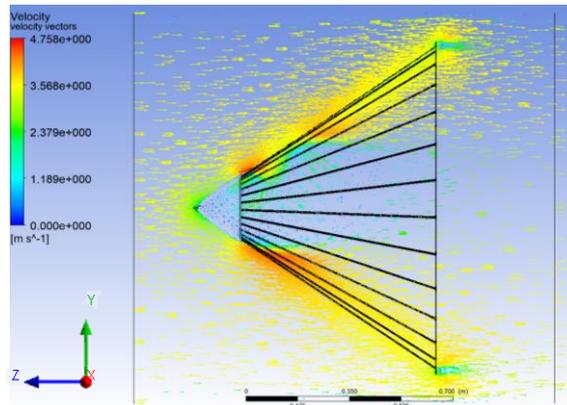


Figura 3.15 Vectores de velocidad en jaula protectora

Fuente: Ansys

3.3 Análisis de costo

En el análisis de costo se identificarán los recursos necesarios para llevar a cabo el proyecto, se busca determinar la calidad, cantidad y el costo, lo que es de utilidad para establecer la viabilidad económica del trabajo. La estimación del costo mostrada en la Tabla 3.1 se determinó al analizar por secciones las partes del equipo siendo estos rotor, transmisión mecánica, transmisión eléctrica y elementos complementarios.

Tabla 3.2 Costo para una turbina hidrocínética

| Costo estimado de turbina hidrocínética de eje horizontal | |
|---|--------|
| Rotor | \$1000 |
| Transmision mecánica | \$1970 |
| Transmision eléctrica | \$1350 |
| Elementos y costos complementarios | \$2981 |
| Costo por turbina | \$7301 |

Fuente: Autores

Se ha obtenido el costo por turbina de \$7301, para el abastecimiento de la demanda eléctrica objetivo se requieren 6 turbinas por lo que el costo del proyecto es aproximado a \$43806.

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

- Se diseñó una turbina hidrocínética de flujo axial y eje horizontal con capacidad de generar hasta 5kW, se logrará abastecer la demanda establecida para la parroquia Santiago mediante el uso de 6 turbinas operando en serie.
- Se seleccionó como emplazamiento al cantón Tiwintza el cual se encuentra a orillas del Río Santiago, esto debido a que presente condiciones para generación de energía hidroeléctrica las cuales se consultaron del estudio de factibilidad de generación de energía eléctrica realizada en el Río Santiago.
- Se estimó la demanda promedio de energía eléctrica para la comunidad Tiwintza, realizando primero una proyección al 2018, además se aproximó el número de viviendas actuales al tipo E y se investigó que el 20% de esta proyección no cuenta con generación de energía constante, tiene gastos por combustible y mantenimiento de plantas a diesel, siendo el consumo por esta brecha la que se puede abastecer.
- La generación de energía eléctrica mediante turbinas hidrocínéticas tiene varias ventajas sobre otras formas de generación que se usan actualmente en zonas no interconectadas, una de las más destacadas es el nulo impacto medioambiental durante su generación, a pesar de esto aún se debe disminuir los costos de fabricación, estos se obtuvieron en el análisis de costos y su reducción depende de los avances en los procesos de manufactura en el país.
- Cada uno de los elementos de la turbina son importantes en lo que respecta a eficiencia global del equipo debido a esto se realizó el diseño y selección de cada uno siguiendo normas y catálogos y estándares técnicos, sin embargo, el elemento crítico a diseñar es el rotor, debido a que es el encargado de aprovechar la energía del fluido y es a partir de aquí que inicia el proceso de generación de energía

eléctrica, por esto se realizó un diseño en detalle del rotor, iniciando con la selección del perfil de álabe, siguiendo con la determinación de cada variable de la geometría del rotor y finalizando con una simulación hidrodinámica y estructural para comprobar su confiabilidad operacional.

- Se realizó un análisis estructural del rotor y los resultados cumplieron cada uno de los criterios establecidos para concluir que el rotor soportará las cargas de operación, a pesar de esto existen regiones donde el diseño podría optimizarse para una menor concentración de esfuerzos como lo son alrededores a cambios de sección y agujeros.
- Una de las ventajas del proyecto es la aplicación de simulación CFD y estructural, esto representó un método barato y relativamente rápido para realizar modificaciones en el diseño, las que anteriormente sólo se podían realizar luego de pruebas a escala real que normalmente requieren de gran inversión.
- La ventaja principal es que se han considerado aspectos del diseño que no se encuentran en trabajos similares en el país, además la metodología se la ha realizado de manera que el proyecto se lo pueda replicar con facilidad. Se consideró varios aspectos durante el diseño que resultaron en un modelo fácil de instalar y mantener.

Recomendaciones

- La variación de parámetros de diseño de turbinas puede ocasionar fenómenos que reducen el rendimiento como son la formación de vórtices, turbulencia o la vida útil de las turbinas debido a la cavitación erosiva, estos fenómenos pueden ser estudiado mediante la simulación CFD. Por lo tanto, se recomienda como trabajo futuro determinar los ángulos de ataque en los que se inicia el fenómeno de cavitación, de igual manera se puede determinar la disminución de rendimiento debido a la presencia de vórtices y remolinos.

- A futuro, este trabajo se debería complementar con la selección de componentes requeridos para el diseño de sistemas de red aislada, donde la energía eléctrica es almacenada en baterías o el diseño de sistemas conectados a la red, donde la energía generada se integra al sistema interconectado nacional.
- Se recomienda realizar un diseño más profundo de elementos complementarios que no son partes del alcance de este proyecto como es el caso del difusor, mallas, canal de captación, estructuras de apoyo.
- Para la ejecución de la simulación se recomienda realizar una primera simulación en estado estable y comprobar la resistencia mecánica, una vez validado el diseño se puede ejecutar una simulación transiente para tener resultados más reales tanto del comportamiento hidrodinámico, así como estructural, esto con el fin de ahorrar tiempo de simulación la cual en el caso transiente para el trabajo actual en una ocasión se resolvió luego de aproximadamente 3 días.

BIBLIOGRAFÍA

- *Energy Poverty*. Obtenido de How to make modern energy acces universal. Accedido 26 de julio 2018, desde http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/weo2010_poverty.pdf
- Azhar Mohammad, K., Zainudin, E. S., Sapuan, S., Ismarrubie Zahari, N., & Ali, A. (2013). Fatigue Life for Type 316L Stainless Steel under Cyclic Loading . *Advanced Materials Research Vol. 701*, 77-81.
- IVAN BOHMAN C.A. (s.f.). Obtenido de <http://www.ivanbohman.com.ec/product-detail/pernos-hexagonales/>
- Burton, T., Sharpe, D. & Bossanyi, N. J. (2002). *Wind Energy Handbook*. New York: John Wiley & Sons, Ltd.
- Carrasco, M. & Morocho, M. (2016). *Diseño de una microcentral hidroeléctrica para las zonas rurales de la*. Guayaquil: Escuela Superior Politécnica del Litoral.
- Chica, E., Pérez, F., & Rubio-Clemente, A. &. (2015). *Design of a hydrokinetic turbine*. Colombia: University of Antioquia.
- Dehouck, V., Lateb, M., & Fellouah, J. S. (2017). Application of the Blade Element Momentum Theory to Design Horizontal Axis Wind Turbine Blades. *ASME. J. Sol. Energy Eng. .*
- Edeltein, W. (2003). *Wind Energy*. New York: American Physical Society.
- Electricidad, A. d. (Mayo de 2018). *Balance Nacional de Energía Eléctrica*. Obtenido de <http://www.regulacioneléctrica.gob.ec/balance-nacional/>
- Engineering, L. (26 de julio de 2018). *LearnEngineering.org*. Obtenido de Computational Fluid Dynamics (CFD) | RANS & FVM: <https://learnengineering.org/2013/05/computational-fluid-dynamics-rans-fvm.html>
- Filali, A. (2015). *Diseño y Cálculo de Turbina Hidrocinética para Ríos*. San Cristóbal de La Laguna: Universidad La Laguna.
- Hau, E. (2013). *Wind Turbines: Fundamentals, Technologies, Application, Economics*. city: Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Jativa, H., & Valencia, A. (2017). *Diseño y modelado de un sistema para generación de energía eléctrica*. Guayaquil: Escuela Superior Politécnica del Litoral.
- Juvinall, R. C. (2011). *Fundamentals of Machine Component Design*. Wiley.

- Liu, M. (2014). *Hydrokinetic turbine power converter and controller system design and implementation*. Vancouver: University of British Columbia.
- M.J. Khan, G. B. (2009). Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review,. *Applied Energy*, 1823-1835.
- Marten, D. (2015). *QBlade Guidelines*.
- Meggiolaro, M., Miranda, A., Castro, J., & Freire, J. (2014). *notch sensitivity factor predictions based on short crack threshold estimates*. Rio de Janeiro.
- Mendoza, Y., & Paul, Y. (2017). *diseño de generador hidroeléctrico portable*. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de Máquinas*. México: Pearson Educación.
- Peña, V. (2013). *Diseño de una turbina hidrocínética para aprovechamiento energético de ríos no caudalosos*. Piura: Universidad de Piura.
- PUSAPATI, G. (2013). Transmission shaft design for hydrokinetic turbine with reliability consideration. Rolla, Missouri: Missouri University of Science and Technology.
- Secretaría Nacional de Planificación y Desarrollo: *Plan Nacional de Desarrollo*. Accedido 28 de julio 2018 Obtenido de http://www.planificacion.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2017/10/PNBV-26-OCT-FINAL_0K.compressed1.pdf
- Renewable, M. d. (2013). *Sustainable Energy For All*. Obtenido de Evaluación Rápida y Análisis de Brechas Ecuador: https://www.seforall.org/sites/default/files/Ecuador_RAGA_ES_Released.pdf
- Roberto, E. (2017). *Diseño de una turbina hidrocínética de eje horizontal para microgeneración de energía eléctrica*. Bogota: Universidad Santo Tomás.
- Schubel, P., & Crossley, R. (2012). Wind Turbine Blade Design. *MDPI-Energies*.
- Shigley. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. México: Mcgraw-Hill/Interamericana Editores, S. A.
- White, F. (2015). *Mecánica de Fluidos*. México: McGraw-Hill.

ANEXOS

ANEXO A

Tabla A.1. Caudales promedios mensuales desde 1984 hasta 2012 (m³ /s)

Fuente: Comisión Federal de Electricidad de México y Corporación Eléctrica del Ecuador

| AÑO | ENE | FEB | MAR | ABR | MAY | JUN | JUL | AGO | SEP | OCT | NOV | DIC | ANUAL |
|--------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|
| 1984 | 911 | 1 562 | 1 520 | 1 815 | 1 516 | 1 890 | 1 706 | 1 431 | 1 354 | 1 416 | 1 159 | 1 285 | 1 464 |
| 1985 | 1 105 | 849 | 983 | 1 165 | 1 323 | 1 992 | 1 666 | 1 665 | 1 210 | 1 391 | 1 002 | 982 | 1 278 |
| 1986 | 1 034 | 1 110 | 1 156 | 1 771 | 1 717 | 1 541 | 1 795 | 1 061 | 1 640 | 1 377 | 1 461 | 1 374 | 1 420 |
| 1987 | 1 425 | 1 994 | 1 387 | 1 782 | 1 684 | 1 732 | 1 751 | 1 436 | 1 454 | 1 278 | 1 112 | 1 037 | 1 506 |
| 1988 | 1 046 | 1 719 | 1 040 | 1 872 | 1 743 | 1 327 | 1 492 | 1 351 | 1 002 | 1 508 | 1 498 | 1 141 | 1 395 |
| 1989 | 1 334 | 1 450 | 1 413 | 1 308 | 1 825 | 2 183 | 1 818 | 1 261 | 1 069 | 1 466 | 1 117 | 599 | 1 404 |
| 1990 | 1 340 | 1 305 | 1 607 | 1 438 | 1 337 | 2 297 | 1 683 | 1 252 | 1 102 | 1 105 | 1 295 | 1 223 | 1 415 |
| 1991 | 961 | 1 250 | 1 242 | 1 369 | 1 530 | 1 686 | 1 735 | 1 218 | 1 113 | 1 069 | 1 161 | 888 | 1 268 |
| 1992 | 851 | 952 | 1 314 | 1 202 | 1 094 | 1 691 | 1 362 | 1 094 | 1 312 | 915 | 923 | 1 347 | 1 172 |
| 1993 | 1 289 | 1 381 | 1 637 | 1 705 | 1 428 | 2 048 | 1 643 | 1 398 | 1 351 | 1 349 | 1 284 | 1 204 | 1 476 |
| 1994 | 1 256 | 1 270 | 1 417 | 1 654 | 1 720 | 1 983 | 1 756 | 2 379 | 1 570 | 1 519 | 1 353 | 1 370 | 1 604 |
| 1995 | 1 140 | 901 | 1 166 | 1 249 | 1 670 | 1 525 | 1 605 | 1 115 | 1 184 | 1 061 | 1 195 | 1 078 | 1 241 |
| 1996 | 1 337 | 1 356 | 1 346 | 1 610 | 1 559 | 1 568 | 1 695 | 1 377 | 1 362 | 1 297 | 1 160 | 1 619 | 1 441 |
| 1997 | 972 | 1 290 | 1 394 | 1 564 | 1 952 | 1 346 | 1 592 | 1 687 | 1 133 | 1 249 | 1 440 | 1 206 | 1 402 |
| 1998 | 1 182 | 1 182 | 1 372 | 1 687 | 1 430 | 1 763 | 1 738 | 1 224 | 1 164 | 1 336 | 1 172 | 1 371 | 1 385 |
| 1999 | 1 514 | 1 442 | 1 434 | 1 867 | 1 729 | 1 626 | 1 597 | 1 331 | 1 557 | 1 324 | 1 300 | 1 183 | 1 492 |
| 2000 | 1 163 | 1 269 | 1 406 | 1 624 | 1 902 | 1 862 | 1 503 | 1 470 | 1 395 | 1 219 | 943 | 1 244 | 1 417 |
| 2001 | 1 339 | 1 295 | 1 410 | 1 743 | 1 618 | 2 210 | 1 712 | 1 346 | 1 241 | 1 046 | 938 | 1 185 | 1 424 |
| 2002 | 909 | 1 246 | 1 258 | 1 599 | 1 906 | 1 588 | 1 703 | 1 364 | 1 117 | 1 330 | 1 079 | 1 239 | 1 361 |
| 2003 | 1 174 | 1 198 | 1 233 | 1 726 | 2 524 | 1 781 | 1 894 | 1 317 | 1 135 | 1 148 | 962 | 1 054 | 1 429 |
| 2004 | 783 | 819 | 1 476 | 1 350 | 1 694 | 2 891 | 1 828 | 1 339 | 1 327 | 1 366 | 1 396 | 1 268 | 1 461 |
| 2005 | 845 | 1 448 | 1 449 | 1 861 | 1 590 | 2 075 | 1 587 | 1 168 | 1 218 | 902 | 1 007 | 939 | 1 341 |
| 2006 | 1 154 | 1 258 | 1 244 | 1 441 | 1 392 | 1 443 | 1 570 | 1 199 | 1 258 | 1 031 | 1 194 | 1 133 | 1 276 |
| 2007 | 1 430 | 820 | 1 271 | 1 525 | 1 681 | 2 335 | 1 157 | 1 293 | 1 087 | 1 113 | 1 884 | 1 016 | 1 383 |
| 2008 | 1 070 | 1 587 | 1 316 | 1 477 | 1 757 | 1 706 | 1 577 | 1 122 | 1 335 | 1 186 | 1 253 | 1 064 | 1 371 |
| 2009 | 1 260 | 1 113 | 1 177 | 1 695 | 1 447 | 1 425 | 1 676 | 1 252 | 991 | 991 | 1 049 | 972 | 1 264 |
| 2010 | 726 | 1 207 | 874 | 1 229 | 1 765 | 1 457 | 1 439 | 979 | 701 | 1 347 | 1 205 | 1 074 | 1 167 |
| 2011 | 780 | 1 031 | 853 | 1 754 | 1 595 | 2 123 | 3 194 | 1 103 | 1 313 | 978 | 1 105 | 1 435 | 1 439 |
| 2012 | 1 317 | 1 546 | 1 432 | 1 693 | 1 856 | 1 756 | 2 464 | 1 748 | 1 000 | 1 076 | 987 | 976 | 1 488 |
| Qmed | 1 126 | 1 271 | 1 304 | 1 678 | 1 654 | 1 822 | 1 722 | 1 344 | 1 231 | 1 220 | 1 194 | 1 155 | 1 385 |
| Mediana | 1 154 | 1 269 | 1 346 | 1 624 | 1 670 | 1 756 | 1 683 | 1 317 | 1 218 | 1 249 | 1 161 | 1 183 | 1 293 |
| Mínimo | 726 | 819 | 853 | 1 165 | 1 094 | 1 327 | 1 167 | 979 | 701 | 902 | 923 | 599 | 599 |
| Máximo | 1 514 | 1 994 | 1 637 | 1 872 | 2 524 | 2 891 | 3 194 | 2 379 | 1 640 | 1 519 | 1 884 | 1 619 | 3 194 |
| Desv. Est. | 218 | 271 | 192 | 215 | 269 | 352 | 355 | 270 | 199 | 179 | 209 | 200 | 60 |
| Coef. de asimetría | -0,18 | 0,39 | -0,75 | -0,50 | 0,96 | 1,00 | 2,85 | 2,17 | -0,17 | -0,13 | 1,30 | -0,30 | -0,47 |
| % | 6,77 | 7,64 | 7,85 | 9,50 | 9,95 | 10,96 | 10,36 | 8,09 | 7,41 | 7,34 | 7,18 | 6,95 | 100,00 |

****Caudales en m³/s

ANEXO B

Procedimiento para linealizar longitudes de cuerda y ángulos de torsión.

Se linealizará las cuerdas y los ángulos del álabe entre $r = 0.5 R$ y $r = 0.9 R$. Empleando las ecuaciones lineales mostradas a continuación:

$$C = m_1 r + b_1$$

$$\beta = m_2 r + b_2$$

Para determina las constantes en cada ecuación linealizada se usan los valores de cuerda y ángulo de torsión mostrados en las Tablas B.1 y B.2. De esta forma se tiene un sistema de ecuaciones donde las incógnitas son las constantes de pendiente (m) e intercepto (b).

Tabla B.1. Puntos que pertenecen a cuerda linealizada

| r/R [%] | r [m] | Cuerda [m] |
|---------|-------|------------|
| 50 | 0,215 | 0,07925749 |
| 90 | 0,387 | 0,04897612 |

Tabla B.2. Puntos que pertenecen a ángulo de torsión linealizado

| r/R [%] | r [m] | β [°] |
|---------|-------|-------------|
| 50 | 0,215 | 7,710034118 |
| 90 | 0,387 | 0,349407331 |

Para la cuerda del álabe se tiene que:

$$C_{50} = m_1 r_{50} + b_1 \quad (1)$$

$$C_{90} = m_1 r_{90} + b_1 \quad (2)$$

Reemplazando los valores en (1) y (2), se obtienen:

Tabla B.3. Constantes para linealizar

| | |
|-------|--------------|
| m_1 | -0,176054495 |
| b_1 | 0,11710921 |

Para el ángulo de torsión del álabe se tiene que:

$$\beta_{50} = m_2 r_{50} + b_2 \quad (3)$$

$$\beta_{90} = m_2 r_{90} + b_2 \quad (4)$$

Reemplazando los valores en (3) y (4), se obtienen:

Tabla B.4. Constantes para linealizar

| | |
|-------|--------------|
| m_2 | -42,79434178 |
| b_2 | 16,9108176 |

Luego, al reemplazar los valores de la Tabla B.3. y B.4, se obtiene:

Ecuación de la Cuerda linealizada

$$C = -0,176 * r + 0,117$$

Ecuación del ángulo de torsión linealizado.

$$\beta = -42,794 * r + 16,911$$

ANEXO C

Tabla C.1. Especificaciones y resistencias SAE para pernos de acero

| Tabla 11-6 Especificaciones y resistencias de la SAE para pernos de acero | | | | | |
|--|--|-------------------------------------|---|--|--------------------------------|
| Número de grado de la SAE | Intervalo del tamaño del diám. ext. (in) | Resistencia de prueba mínima (kpsi) | Resistencia a la fluencia mínima (kpsi) | Resistencia a la tensión mínima (kpsi) | Material |
| 1 | 0.25-1.5 | 33 | 36 | 60 | bajo o medio carbono |
| 2 | 0.25-0.75 | 55 | 57 | 74 | bajo o medio carbono |
| 2 | 0.875-1.5 | 33 | 36 | 60 | bajo o medio carbono |
| 4 | 0.25-1.5 | 65 | 100 | 115 | medio carbono, forjado en frío |
| 5 | 0.25-1.0 | 85 | 92 | 120 | medio carbono, Q&T* |
| 5 | 1.125-1.5 | 74 | 81 | 105 | medio carbono, Q&T |

Tabla C.2. Pernos de cabeza hexagonal grado 5- acabado negro

| Información general | | | | | |
|----------------------|-----------------|---------------|----------------------------|--------------------------|-------|
| D Diámetro (pulg) | Hilos por pulg | | F Distancia entre caras | H Altura de la cabeza | |
| | Hilo grueso UNC | Hilo fino UNF | | | |
| 1/4 | 0,250 | 20 | 28 | 7/16 | 5/32 |
| 5/16 | 0,312 | 18 | 24 | 1/2 | 13/64 |
| 3/8 | 0,375 | 16 | 24 | 9/16 | 15/64 |
| 7/16 | 0,437 | 14 | 20 | 5/8 | 9/32 |
| 1/2 | 0,500 | 13 | 20 | 3/4 | 5/16 |
| 9/16 | 0,562 | 12 | 18 | 13/16 | 23/64 |

Junta empernada a tensión

Se comprobó los resultados obtenidos en el análisis debido al cortante al considerar una junta empernada que soporta esfuerzos de tensión.

La comprobación se realizó a fatiga debido a que los pernos se encuentran girando junto al rotor lo que provoca una variación en la carga. Los pernos soportan una fuerza de tensión (P).

$$P = \frac{F_N}{\text{número de pernos}}$$

Para ello se calculó la constante de rigidez del perno y los elementos.

Para el perno se tiene que la constante de rigidez cumple con la siguiente relación.

$$k_b = \frac{A_d A_t}{A_d L_t + A_t L_d} E$$

Para los elementos se tiene que la unión está compuesta de tres placas de igual espesor lo que provoca que la unión este compuesta de cuatro troncos cónicos a presión. En la figura C.1. se muestra el modelo de la distribución de presión en los elementos de la unión, además se identifican las secciones para la determinación de la constante de rigidez de los elementos.

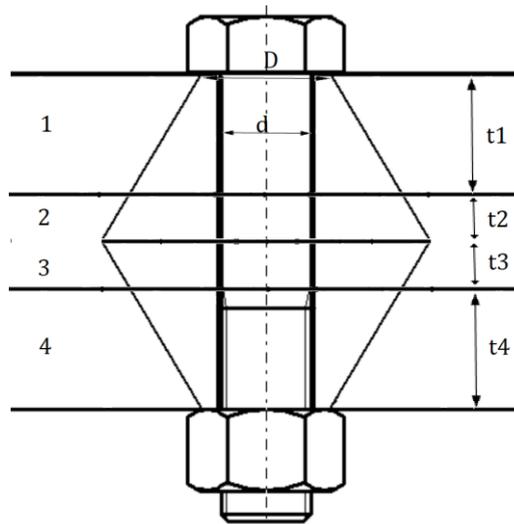


Figura C.1. Modelo de tronco cónicos a presión de un tornillo.

Donde:

$$D_1 = 1.5d$$

$$D_2 = 1.5d + t_1 \tan 30^\circ$$

D_1 : Diámetro menor de cono truncado para elemento 1 y 4, que corresponde acero 136L.

D_2 : Diámetro menor de cono truncado para elemento 2 y 3, que corresponde acero inoxidable.

t_1, t_4 : Espesor de placa para elemento 1 y 4.

t_2, t_3 : Espesor de placa para elemento 2 y 3.

Entonces el valor de la rigidez de un elemento se calcula empleando la ecuación siguiente:

$$k_i = \frac{0.557\pi E_i d}{\ln\left(\frac{(1.15t_i + D_i - d)(D + d)}{(1.15t_i + D_i + d)(D - d)}\right)}$$

El valor de rigidez total de la unión es entonces la suma de los inversos de las constantes de rigidez de las 4 secciones identificadas. Al tener dos secciones iguales se resumen en la expresión mostrada.

$$\frac{1}{k_m} = \frac{2}{k_{316L}} + \frac{2}{k_{INOX}}$$

Luego se determina la constante de rigidez de la junta empernada.

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{(k_b)}{k_b + 6k_b} = \frac{1}{7}$$

Donde:

k_b : Constante de rigidez del perno

k_m : Constante de rigidez del elemento

Tabla C.3. Resultados de constante de rigidez de la junta empernada

| | | |
|---------------------------------|------------|---------------------------|
| Área tensión | A_t | 0,0318 [in ²] |
| Área total | A_d | 0,0491 [in ²] |
| Constante del perno | k_b | 1,44E+03 |
| Elemento 1 y 4 | | |
| Diámetro menor | D_1 | 0,375 [in] |
| Espesor placa | t | 0,2362 [in] |
| Módulo de elasticidad | E | 23900 [kpsi] |
| Constante del elemento | k_{316L} | 1,36E+07 |
| Elemento 2 y 3 | | |
| Diámetro menor | D_2 | 0,648 [in] |
| Espesor placa | t | 0,118 [in] |
| Módulo de elasticidad | E | 30 [kpsi] |
| Constante del elemento | k_{INOX} | 8,87E+04 |
| Constante de los elementos | k_m | 4,41E+04 |
| Constante de la junta empernada | C | 3,17E-02 |

La carga de tensión por perno se distribuye en los pernos, las placas de acero inoxidable 316L del álabe y la placa de acero inoxidable 304 del “Hub”.

$$P_b = CP$$

$$P_m = (1 - C)P$$

Luego se determinó la resistencia a fatiga de los pernos (S_e), considerando los siguientes valores de corrección:

- c_{carga} : 0.7, carga se considera de tensión.
- $c_{tamaño}$: 1, diámetro del perno de 1/4 in.
- $c_{superficie}$: 0.76, debido al proceso de manufactura de los pernos.
- c_{temp} : 1, temperatura de trabajo no es elevada.
- $c_{confiabilidad}$: 0.702, confiabilidad del 99.99%

Entonces, se aplican estos factores de corrección para obtener la resistencia a fatiga de los pernos:

$$S_e = c_{carga}c_{tamaño}c_{superficie}c_{temp}c_{confiabilidad}(0.5 S_{ut})$$

Se obtienen los valores de los esfuerzos nominales para fatiga considerando las siguientes expresiones.

$$\sigma_a = \frac{CP}{2A_t}$$

$$\sigma_i = 0.7S_p$$

$$\sigma_m = \sigma_a + \sigma_i$$

Donde:

σ_a : Esfuerzo alternante [MPa]

σ_i : Esfuerzo de precarga [MPa]

σ_m : Esfuerzo medio [MPa]

A_t : Área a tensión del perno [m²]

Se calculan los valores de los concentradores de esfuerzos:

$$K_f = 5.7 + 0.02682d$$

$$K_{fm} = \frac{S_{y,perno} - K_f \sigma_a}{\sigma_m}$$

Donde:

K_f : Concentrador de esfuerzo a flexión

K_{fm} : Concentrador de esfuerzo a torsión

Con lo cual los valores de esfuerzos reales se determinan mediante las siguientes expresiones.

$$\sigma'_a = K_f \sigma_a$$

$$\sigma'_i = K_{fm} \sigma_i$$

$$\sigma'_m = K_{fm} \sigma_m$$

Por último, el factor de seguridad a fatiga deberá mostrar un valor aceptable.

$$N_f = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{S_e(\sigma_m - \sigma_i) + S_{ut}\sigma_a}$$

En la tabla C.4 se observa un valor de factor de seguridad mayor a 7 lo cual es aceptable.

Tabla C.4. Resultados obtenidos del análisis a fatiga de la junta emperrada

| | | |
|---------------------------|------------|--------------|
| Esfuerzo alternante | σ_a | 1,07 [MPa] |
| Esfuerzo de precarga | σ_i | 632,99 [MPa] |
| Esfuerzo medio | σ_m | 633,27 [MPa] |
| Coefficiente de seguridad | N_f | 25,12 |

ANEXO D

Gráficas empleadas en el diseño del sistema de transmisión

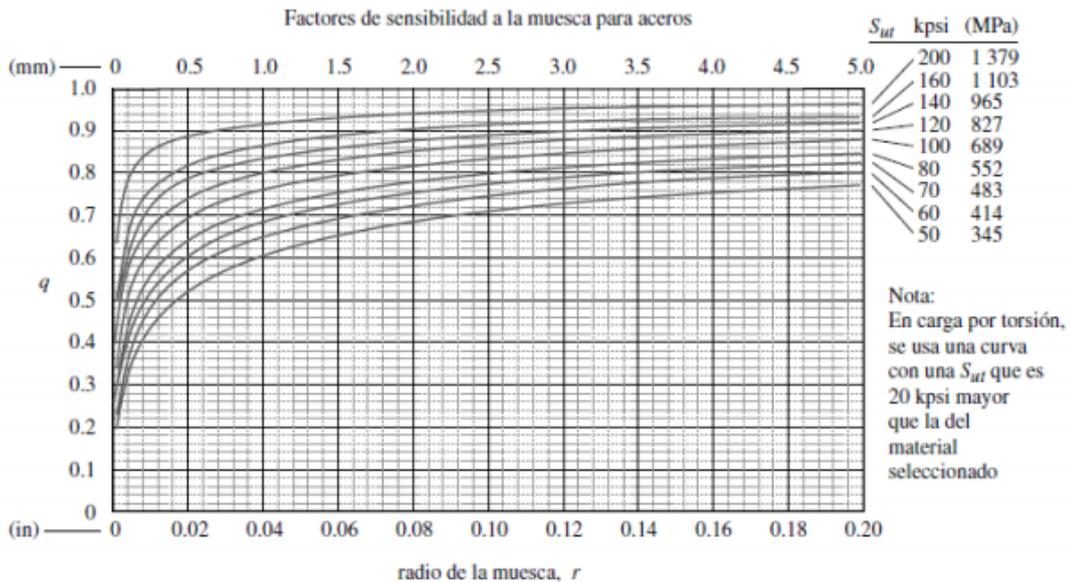
Tabla D.1. Propiedades acero inoxidable

| Composición química | | | | | | | | |
|---------------------|-------------|--------|--------|----------|---------|-------------|-------------|-----------|
| Análisis típico % | % C | % Si | % Mn | % P Máx. | % S | % Cr | % Ni | % Mo |
| 304 | ≤ 0.08 | ≤ 1.00 | ≤ 2.00 | ≤ 0.045 | ≤ 0.015 | 18,0 - 20,0 | 8,0 - 10,5 | --- |
| 316 L | ≤ 0.03 | ≤ 1.00 | ≤ 2.00 | ≤ 0.045 | ≤ 0.015 | 16,0 - 18,0 | 10,0 - 14,0 | 2,0 - 3,0 |
| 430 | ≤ 0.08 | ≤ 1.00 | ≤ 1.00 | ≤ 0.040 | ≤ 0.015 | 16,0 - 18,0 | --- | -- |
| 420 mod | 0,36 - 0,45 | ≤ 1,00 | ≤ 1,00 | 0,030 | 0,030 | 12,5 - 14,5 | ≤ 1,00 | -- |

| Equivalencias y propiedades | | | | | | |
|-----------------------------|---|---|--------------|-----------------|---------|----------------------|
| AISI | Resistencia a la tracción (kg/mm ²) | Resistencia a la cedencia min.(kg/mm ²) | Elongación % | Dureza HB (máx) | W.Nr | European Designation |
| 304 | 54 | 21 | 58 min | 190 | 1,43012 | X5CrNi18-10 |
| 316-L | 53 | 24 | 50 | 200 | 1,4404 | X2CrNiMo 17-3-2 |
| 430 | 53 | 26 | 40 | 180 | 1,4016 | X6Cr 17 |
| 420 mod | -- | -- | -- | 241 | 1,2083 | X41Cr13 |

Aceros con L: 304-L y 316-L tiene ventajas sobre los aceros inoxidables 304 y 316, en cuanto a su mejor soldabilidad. Al tener los aceros con L menor contenido de carbono, disminuye su capacidad precipitación de carburos al ser soldados, por lo que las zonas afectadas por el calor tienen mejor resistencia a la corrosión que los aceros convencionales 304 y 316. Esto es sumamente importante, cuando el medio corrosivo es crítico, como en el caso de alimentos y ácidos.

Tabla D.2. Factores de sensibilidad a la muesca para aceros



Se asume un radio de muesca de 0,01 mm, al tener una resistencia ultima de 689 MPa da a lugar una sensibilidad de $q = 0,6$.

Tabla D.3. Factor de corrección superficial

| Acabado superficial | Factor a | | Exponente b |
|------------------------------|---------------|--------------|---------------|
| | S_{ut} kpsi | S_{ut} MPa | |
| Esmerilado | 1.34 | 1.58 | -0.085 |
| Maquinado o laminado en frío | 2.70 | 4.51 | -0.265 |
| Laminado en caliente | 14.4 | 57.7 | -0.718 |
| Como sale de la forja | 39.9 | 272. | -0.995 |

De C. J. Nall y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Horgler (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

El eje es maquinado, se busca los coeficientes mostrados en la tabla D.1. y se evalúa la siguiente expresión.

$$c_s = a(S_{ut} * b) = 0,798$$

El eje soporta carga axial por lo que el efecto de tamaño no existe, entonces $c_b = 1$

El eje soporta torsión, entonces $c_c = 0,59$.

El eje trabajara a temperatura menores a 400°C, entonces $c_t = 1$.

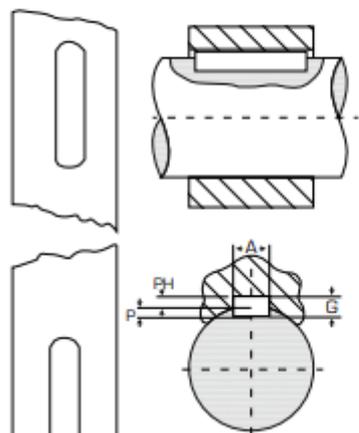
Tabla D.4. Factor de confiabilidad

| Confiabilidad, % | Variación de transformación z_0 | Factor de confiabilidad k_c |
|------------------|-----------------------------------|-------------------------------|
| 50 | 0 | 1.000 |
| 90 | 1.288 | 0.897 |
| 95 | 1.645 | 0.868 |
| 99 | 2.326 | 0.814 |
| 99.9 | 3.091 | 0.753 |
| 99.99 | 3.719 | 0.702 |
| 99.999 | 4.265 | 0.659 |
| 99.9999 | 4.753 | 0.620 |

Se diseño el eje para una confiabilidad del 99,99%, entonces $c_r = 0,702$.

Tabla D.5. Tabla de cuñeros y cuñas estándar.

TABLA DE LOS CUÑEROS Y CUÑAS ESTÁNDAR MILIMÉTRICOS

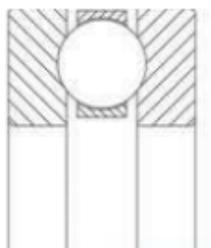


| Diámetro del eje (mm) | Anchura y profundidad del cuñero en el eje (mm) | Dimensiones de la cuña (mm) | Diámetro del prisionero (mm) |
|-----------------------|---|-----------------------------|------------------------------|
| 6 a 8 | 2 x 1 | 2 x 2 | 3 |
| 8+ a 10 | 3 x 1,6 | 3 x 3 | 3 |
| 10+ a 12 | 4 x 2,2 | 4 x 4 | 4 |
| 12+ a 17 | 5 x 2,7 | 5 x 5 | 5 |
| 17+ a 22 | 6 x 3,2 | 6 x 6 | 6 |
| 22+ a 30 | 8 x 3,7 | 8 x 7 | 8 |
| 30+ a 38 | 10 x 4,7 | 10 x 8 | 10 |
| 38+ a 44 | 12 x 4,7 | 12 x 8 | 10 |
| 44+ a 50 | 14 x 5,2 | 14 x 9 | 14 |
| 50+ a 58 | 16 x 5,7 | 16 x 10 | 14 |
| 58+ a 65 | 18 x 6,6 | 18 x 11 | 18 |
| 65+ a 75 | 20 x 7,1 | 20 x 12 | 18 |
| 75+ a 85 | 22 x 8,6 | 22 x 14 | 22 |
| 85+ a 95 | 25 x 8,6 | 25 x 14 | 22 |
| 95+ a 110 | 28 x 8,6 | 28 x 16 | 22 |
| 110+ a 130 | 32 x 10,6 | 32 x 18 | 30 |
| 130+ a 150 | 36 x 11,6 | 36 x 20 | 30 |
| 150+ a 170 | 40 x 12,6 | 40 x 22 | 30 |
| 170+ a 200 | 45 x 14,6 | 45 x 25 | 30 |
| 200+ a 230 | 50 x 16,6 | 50 x 28 | 30 |

Figura D.6. Especificaciones de uso rodamiento rígido de bolas axial.

► Rodamientos rígido de bolas axial

Información general



Los rodamientos rígidos de bola-axial se fabrican en su versión de efecto sobre una y dos caras.

Los rodamientos con efecto de una cara se componen de una arandela del eje, una corona de bolas y el aro de alojamiento.

Los rodamientos con efecto de doble cara se componen de dos aros de alojamiento, dos coronas de bolas y una arandela central/arandela del eje.

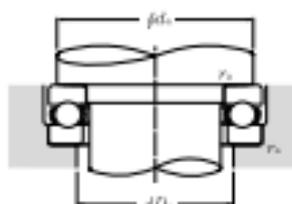
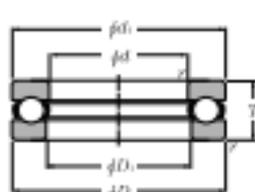
Ambos tipos de rodamientos admiten elevadas fuerzas axiales.

Los errores angulares podrán corregirse a través del rodamiento rígido de bolas-axial con aros de alojamiento cónicos, y dado el caso, con arandelas de apoyo.

Disponibles en: • Serie 51100
• Serie 51200

Tabla D.7. Especificaciones rodamiento axiales de bolas

● Rodamientos Axiales de Bolas de Una Sola Dirección



Carga axial equivalente
del rodamiento dinámica
 $P_d = F_a$
estática
 $P_{0d} = F_a$

d 10 ~ 50mm

| Dimensiones principales mm | Capacidad básica de carga | | | | Velocidades | | Números de | | Dimensiones | | Dimensiones de | | | Masa kg | |
|-------------------------------|---------------------------|----|-----|----------------|----------------|-----------------|-------------------|-------------|-----------------|-----------------|----------------|--------------|-----------------|------------|-------|
| | d | D | T | $r_{max}^{1)}$ | dinámica kN | dinámica kgf | límites r.p.m. | rodamientos | mm | mm | mm | mm | mm | | |
| | | | | | C_0 | C_{0k} | grasa | aceite | $d_{1min}^{2)}$ | $D_{2min}^{3)}$ | d_s min | D_s max | r_{fs} max | (aprox.) | |
| 10 | 24 | 9 | 0.3 | 10.0 | 14.0 | 1 020 | 6 700 | 9 500 | 51100 | 24 | 11 | 18 | 16 | 0.3 | 0.021 |
| | 26 | 11 | 0.6 | 12.7 | 17.1 | 1 290 | 5 800 | 8 300 | 51200 | 26 | 12 | 20 | 16 | 0.6 | 0.03 |
| 12 | 26 | 9 | 0.3 | 10.3 | 15.4 | 1 050 | 6 400 | 9 200 | 51101 | 26 | 13 | 20 | 18 | 0.3 | 0.023 |
| | 28 | 11 | 0.6 | 13.2 | 19.0 | 1 340 | 5 600 | 8 000 | 51201 | 28 | 14 | 22 | 18 | 0.6 | 0.034 |
| 15 | 28 | 9 | 0.3 | 10.5 | 16.8 | 1 070 | 6 200 | 8 800 | 51102 | 28 | 16 | 23 | 20 | 0.3 | 0.024 |
| | 32 | 12 | 0.6 | 16.6 | 24.8 | 1 690 | 5 000 | 7 100 | 51202 | 32 | 17 | 25 | 22 | 0.6 | 0.046 |
| 17 | 30 | 9 | 0.3 | 10.8 | 18.2 | 1 100 | 6 000 | 8 500 | 51103 | 30 | 18 | 25 | 22 | 0.3 | 0.026 |
| | 35 | 12 | 0.6 | 17.2 | 27.3 | 1 750 | 4 800 | 6 800 | 51203 | 35 | 19 | 28 | 24 | 0.6 | 0.054 |
| 20 | 35 | 10 | 0.3 | 14.2 | 24.7 | 1 450 | 5 200 | 7 500 | 51104 | 35 | 21 | 29 | 26 | 0.3 | 0.04 |
| | 40 | 14 | 0.6 | 22.3 | 37.5 | 2 270 | 4 100 | 5 900 | 51204 | 40 | 22 | 32 | 28 | 0.6 | 0.081 |
| 25 | 42 | 11 | 0.6 | 19.6 | 37.0 | 1 890 | 4 600 | 6 500 | 51105 | 42 | 26 | 35 | 32 | 0.6 | 0.06 |
| | 47 | 15 | 0.6 | 27.8 | 50.5 | 2 830 | 3 700 | 5 300 | 51205 | 47 | 27 | 38 | 34 | 0.6 | 0.111 |
| | 52 | 18 | 1 | 39.5 | 61.5 | 3 650 | 3 200 | 4 600 | 51305 | 52 | 27 | 41 | 36 | 1 | 0.176 |
| | 60 | 24 | 1 | 55.5 | 89.5 | 5 650 | 2 600 | 3 700 | 51405 | 60 | 27 | 46 | 39 | 1 | 0.33 |
| 30 | 47 | 11 | 0.6 | 20.4 | 42.0 | 2 080 | 4 300 | 6 200 | 51106 | 47 | 32 | 40 | 37 | 0.6 | 0.069 |
| | 52 | 16 | 0.6 | 29.3 | 58.0 | 2 990 | 3 400 | 4 900 | 51206 | 52 | 32 | 43 | 39 | 0.6 | 0.139 |
| | 60 | 21 | 1 | 43.0 | 78.5 | 4 350 | 2 800 | 3 900 | 51306 | 60 | 32 | 48 | 42 | 1 | 0.269 |
| | 70 | 28 | 1 | 72.5 | 128 | 7 400 | 2 200 | 3 200 | 51406 | 70 | 32 | 54 | 46 | 1 | 0.516 |
| 35 | 52 | 12 | 0.6 | 20.4 | 44.5 | 2 080 | 3 900 | 5 600 | 51107 | 52 | 37 | 45 | 42 | 0.6 | 0.085 |
| | 62 | 18 | 1 | 39.0 | 78.0 | 4 000 | 2 900 | 4 200 | 51207 | 62 | 37 | 51 | 46 | 1 | 0.215 |
| | 68 | 24 | 1 | 55.5 | 105 | 5 650 | 2 400 | 3 500 | 51307 | 68 | 37 | 55 | 48 | 1 | 0.383 |
| | 80 | 32 | 1.1 | 87.0 | 155 | 8 850 | 1 900 | 2 800 | 51407 | 80 | 37 | 62 | 53 | 1 | 0.759 |
| 40 | 60 | 13 | 0.6 | 26.9 | 63.0 | 2 740 | 3 500 | 5 000 | 51108 | 60 | 42 | 52 | 48 | 0.6 | 0.125 |
| | 68 | 19 | 1 | 47.0 | 98.5 | 4 800 | 2 700 | 3 900 | 51208 | 68 | 42 | 57 | 51 | 1 | 0.276 |
| | 78 | 26 | 1 | 69.0 | 135 | 7 050 | 2 200 | 3 100 | 51308 | 78 | 42 | 63 | 55 | 1 | 0.548 |
| | 90 | 36 | 1.1 | 112 | 205 | 11 500 | 1 700 | 2 500 | 51408 | 90 | 42 | 70 | 60 | 1 | 1.08 |
| 45 | 65 | 14 | 0.6 | 27.9 | 69.0 | 2 840 | 3 200 | 4 600 | 51109 | 65 | 47 | 57 | 53 | 0.6 | 0.148 |
| | 73 | 20 | 1 | 48.0 | 105 | 4 850 | 2 600 | 3 700 | 51209 | 73 | 47 | 62 | 56 | 1 | 0.317 |
| | 85 | 28 | 1 | 80.0 | 163 | 8 150 | 2 000 | 2 900 | 51309 | 85 | 47 | 69 | 61 | 1 | 0.684 |
| | 100 | 39 | 1.1 | 130 | 242 | 13 200 | 1 600 | 2 200 | 51409 | 100 | 47 | 78 | 67 | 1 | 1.43 |
| 50 | 70 | 14 | 0.6 | 28.8 | 75.5 | 2 930 | 3 100 | 4 500 | 51110 | 70 | 52 | 62 | 58 | 0.6 | 0.161 |
| | 78 | 22 | 1 | 48.5 | 111 | 4 950 | 2 400 | 3 400 | 51210 | 78 | 52 | 67 | 61 | 1 | 0.378 |

1) Dimensión mínima permitida para el eje d . 2) Dimensión máxima permitida para el diámetro exterior de la arandela del eje d_2 .
3) Dimensión mínima permitida para el diámetro interior de la arandela del lado del alojamiento D_1 .

Tabla D.8. Acople flexible marca Lovejoy



where the world turns for
Lovejoy
Couplings and Spiders

Table of Contents

Jaw
L Type Metric Bore / Keyway
Item Selection

The L Type coupling consists of two standard L Type hubs and one spider. Refer to pages JW-10, JW-12, and JW-10.

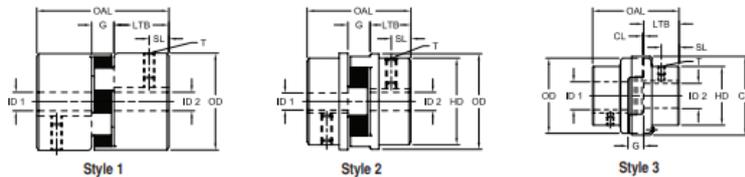


L Type Hub - Metric Bore and Keyway UPC Number Selection Table

| Bore | Keyway | L035 | L050 | L070 | L075 | L090 | L095 | L099 | L100 | L110 | L150 | L190 | L225 | L276 |
|------|-----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 4 | No Keyway | 41850 | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 5 | No Keyway | 47419 | 46214 | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 6 | No Keyway | 45872 | 50351 | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 7 | No Keyway | 60679 | 10215 | 58803 | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 8 | No Keyway | 55169 | 41460 | 46151 | --- | 60945 | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 9 | 3 x 1.4 | --- | 41313 | 56177 | 44298 | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 10 | No Keyway | --- | 10216 | 41452 | 41456 | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 10 | 3 x 1.4 | --- | 41450 | 49670 | 41457 | 52828 | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 11 | 4 x 1.8 | --- | 41314 | 41453 | 50811 | --- | 49424 | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 12 | No Keyway | --- | 49510 | 51562 | --- | 48276 | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 12 | 4 x 1.8 | --- | 41315 | 41454 | 44153 | 44329 | 44832 | --- | 55195 | --- | --- | --- | --- | --- |
| 14 | No Keyway | --- | 58036 | 47505 | --- | 41461 | 41465 | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 14 | 5 x 2.3 | --- | 41316 | 41317 | 41321 | 51231 | 41466 | 60094 | 45101 | --- | --- | --- | --- | --- |
| 15 | No Keyway | --- | 60708 | --- | 15693 | --- | 46561 | 52697 | 41469 | --- | --- | --- | --- | --- |
| 15 | 5 x 2.3 | --- | 41461 | 41465 | 41454 | 52096 | 45728 | 46972 | 47123 | --- | --- | --- | --- | --- |
| 16 | 5 x 2.3 | --- | 56176 | 41318 | 41322 | 49158 | 41325 | 52098 | 55534 | 52092 | 52471 | --- | --- | --- |
| 17 | 5 x 2.3 | --- | --- | 45333 | 49398 | --- | 49704 | --- | 56178 | 60067 | 60156 | --- | --- | --- |
| 18 | 6 x 2.8 | --- | --- | 59724 | 41984 | 46433 | 46626 | 44647 | 41926 | 44298 | --- | --- | --- | --- |
| 19 | No Keyway | --- | --- | --- | --- | 10777 | --- | --- | --- | 41471 | --- | --- | --- | --- |
| 19 | 6 x 2.8 | --- | --- | 41319 | 41323 | 41462 | 41326 | 44157 | 14329 | 49700 | 48821 | 46717 | --- | --- |
| 20 | 6 x 2.8 | --- | --- | 41459 | 41905 | 41467 | 47122 | 52093 | 41904 | 61218 | 61497 | --- | --- | --- |
| 22 | 6 x 2.8 | --- | --- | 58246 | 41968 | 44827 | 41969 | 44467 | 45214 | 44720 | --- | --- | --- | --- |
| 24 | 8 x 3.3 | --- | --- | --- | 41463 | 41327 | 41990 | 41330 | 48301 | 48182 | 58109 | --- | --- | --- |
| 25 | 8 x 3.3 | --- | --- | --- | 41464 | 41468 | 45055 | 41470 | 41906 | 46751 | 52153 | --- | --- | --- |
| 26 | No Keyway | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | 56179 | 56180 | --- | --- | --- |
| 26 | 8 x 3.3 | --- | --- | --- | --- | 41328 | 50103 | 41331 | 41333 | 45679 | 52978 | --- | --- | --- |
| 30 | 8 x 3.3 | --- | --- | --- | --- | --- | 47132 | 48317 | 45681 | 41738 | 44471 | 48982 | --- | --- |
| 32 | No Keyway | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | 41472 | 41473 | 48319 | 56232 | --- |
| 32 | 10 x 3.3 | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | 41334 | 41873 | 45562 | 41949 | 41885 |
| 35 | No Keyway | --- | --- | --- | --- | --- | --- | 41332 | --- | 56180 | 56183 | 56184 | --- | --- |
| 36 | 10 x 3.3 | --- | --- | --- | --- | --- | --- | 49925 | 45682 | 48562 | 58035 | 52197 | --- | --- |
| 38 | 10 x 3.3 | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | 41335 | 41337 | 41474 | 49664 | 52961 | --- |

Tabla D.9. Dimensiones acople flexible, Lovejoy

L, C and H Type Couplings



L Type, C Type & H Type Dimensional Data

| Size | Style No | OAL | G | LTB | SL | CL | T | ID1 - ID2 | | OD | CD | HD | Weight | | Moment of Inertia (Solid) WR ² lb-in ² | | |
|---------------|----------|------|------|------|------|-----|---------|-----------|----------|--------|----|------|----------|----------|--|-------|---------|
| | | | | | | | | Min Bore | Max Bore | | | | Min Bore | Max Bore | | | |
| L Type | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| L035 | 1 | 0.81 | 0.28 | 0.27 | 0.13 | N/A | #6-32 | 0.125 | 3 | 0.375 | 9 | 0.63 | N/A | 0.63 | 0.10 | 0.10 | 0.003 |
| L050 | 1 | 1.71 | 0.48 | 0.62 | 0.31 | N/A | 1/4-20 | 0.250 | 6 | 0.625* | 16 | 1.08 | N/A | 1.08 | 0.30 | 0.20 | 0.054 |
| L070 | 1 | 1.98 | 0.48 | 0.75 | 0.38 | N/A | 1/4-20 | 0.250 | 6 | 0.750 | 19 | 1.36 | N/A | 1.36 | 0.60 | 0.40 | 0.115 |
| L075 | 1 | 2.13 | 0.50 | 0.82 | 0.31 | N/A | 1/4-20 | 0.250 | 6 | 0.875 | 22 | 1.75 | N/A | 1.75 | 1.00 | 0.80 | 0.388 |
| L090 | 1 | 2.15 | 0.52 | 0.82 | 0.44 | N/A | 1/4-20 | 0.250 | 6 | 1.000 | 25 | 2.11 | N/A | 2.11 | 1.50 | 1.20 | 0.772 |
| L095 | 1 | 2.51 | 0.52 | 1.00 | 0.44 | N/A | 5/16-18 | 0.437 | 11 | 1.125 | 29 | 2.11 | N/A | 2.11 | 1.80 | 1.30 | 0.890 |
| L099 | 1 | 2.84 | 0.71 | 1.06 | 0.44 | N/A | 5/16-18 | 0.437 | 11 | 1.188 | 30 | 2.54 | N/A | 2.54 | 2.50 | 2.00 | 2.048 |
| L100 | 1 | 3.48 | 0.71 | 1.38 | 0.44 | N/A | 5/16-18 | 0.437 | 11 | 1.375 | 35 | 2.54 | N/A | 2.54 | 3.20 | 2.40 | 2.783 |
| L110 | 1 | 4.22 | 0.88 | 1.68 | 0.75 | N/A | 3/8-16 | 0.625 | 16 | 1.625 | 42 | 3.32 | N/A | 3.32 | 6.60 | 5.30 | 8.993 |
| L150 | 1 | 4.50 | 1.00 | 1.75 | 0.75 | N/A | 3/8-16 | 0.625 | 16 | 1.875 | 48 | 3.75 | N/A | 3.75 | 8.80 | 7.00 | 11.477 |
| L190 | 2 | 4.86 | 1.00 | 1.94 | 0.88 | N/A | 1/2-13 | 0.750 | 19 | 2.125 | 54 | 4.50 | N/A | 4.00 | 15.30 | 12.30 | 39.256 |
| L225 | 2 | 5.34 | 1.00 | 2.18 | 1.00 | N/A | 1/2-13 | 0.750 | 19 | 2.625 | 67 | 5.00 | N/A | 4.25 | 19.60 | 15.00 | 65.000 |
| L276 | 2 | 7.82 | 1.58 | 3.12 | 1.56 | N/A | 1/2-13 | 0.875 | 22 | 2.875 | 73 | 6.18 | N/A | 5.00 | 40.00 | 30.50 | 188.000 |

Tabla D.10. Características técnicas transmisión epicicloidal lineal

AF SERIES - ESPECIFICACIONES



CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

| Modelo N° | Etapas | Relación ⁽¹⁾ | AF042 | AF060 | AF060A | AF075 | AF075A | AF100 | AF140 | AF180 | AF220 | |
|---------------------------------------|-----------|-------------------------|---|--------|--------|--------|--------|-------|-------|--------|--------|--------|
| Par nominal de salida T_{2N} | 1 | 3 | 20 | 55 | - | 130 | - | 208 | 342 | 588 | 1.140 | |
| | | 4 | 19 | 50 | - | 140 | - | 290 | 542 | 1.050 | 1.700 | |
| | | 5 | 22 | 60 | - | 160 | - | 330 | 650 | 1.200 | 2.000 | |
| | | 6 | 20 | 55 | - | 150 | - | 310 | 600 | 1.100 | 1.900 | |
| | | 7 | 19 | 50 | - | 140 | - | 300 | 550 | 1.050 | 1.800 | |
| | | 8 | 17 | 45 | - | 120 | - | 260 | 500 | 1.000 | 1.600 | |
| | | 9 | 14 | 40 | - | 100 | - | 230 | 450 | 900 | 1.500 | |
| | | 10 | 14 | 40 | - | 100 | - | 230 | 450 | 900 | 1.500 | |
| | | 2 | 15 | 20 | 55 | 55 | 130 | 130 | 208 | 342 | 588 | 1.140 |
| | | | 20 | 19 | 50 | 50 | 140 | 140 | 290 | 542 | 1.050 | 1.700 |
| | 25 | | 22 | 60 | 60 | 160 | 160 | 330 | 650 | 1.200 | 2.000 | |
| | 30 | | 20 | 55 | 55 | 150 | 150 | 310 | 600 | 1.100 | 1.900 | |
| | 35 | | 19 | 50 | 50 | 140 | 140 | 300 | 550 | 1.100 | 1.800 | |
| | 40 | | 17 | 45 | 45 | 120 | 120 | 260 | 500 | 1.000 | 1.600 | |
| | 45 | | 14 | 40 | 40 | 100 | 100 | 230 | 450 | 900 | 1.500 | |
| | 50 | | 22 | 60 | 60 | 160 | 160 | 330 | 650 | 1.200 | 2.000 | |
| | 60 | | 20 | 55 | 55 | 150 | 150 | 310 | 600 | 1.100 | 1.900 | |
| | 70 | | 19 | 50 | 50 | 140 | 140 | 300 | 550 | 1.100 | 1.800 | |
| | 80 | 17 | 45 | 45 | 120 | 120 | 260 | 500 | 1.000 | 1.600 | | |
| | 90 | 14 | 40 | 40 | 100 | 100 | 230 | 450 | 900 | 1.500 | | |
| 100 | 14 | 40 | 40 | 100 | 100 | 230 | 450 | 900 | 1.500 | | | |
| Par máximo de salida T_{2MOT} | Nm | 1, 2 | 3 veces el par nominal de salida | | | | | | | | | |
| Par de aceleración máxima T_{2B} | Nm | 1, 2 | 1,8 veces el par nominal de salida T_{2N} | | | | | | | | | |
| Juego angular Micro P0 | arcmin | 1 | 3-10 | - | - | - | ≤ 1 | - | ≤ 1 | ≤ 1 | ≤ 1 | |
| | | 2 | 15-100 | - | - | - | - | ≤ 3 | ≤ 3 | ≤ 3 | ≤ 3 | |
| Juego angular Reducido P1 | arcmin | 1 | 3-10 | ≤ 3 | ≤ 3 | - | ≤ 3 | - | ≤ 3 | ≤ 3 | ≤ 3 | |
| | | 2 | 15-100 | ≤ 5 | ≤ 5 | ≤ 5 | ≤ 5 | ≤ 5 | ≤ 5 | ≤ 5 | ≤ 5 | |
| Juego angular Estándar P2 | arcmin | 1 | 3-10 | ≤ 5 | ≤ 5 | - | ≤ 5 | - | ≤ 5 | ≤ 5 | ≤ 5 | |
| | | 2 | 15-100 | ≤ 7 | ≤ 7 | ≤ 7 | ≤ 7 | ≤ 7 | ≤ 7 | ≤ 7 | ≤ 7 | |
| Rigidez torsional | Nm/arcmin | 1, 2 | 3-100 | 3 | 7 | 7 | 14 | 14 | 25 | 50 | 145 | 225 |
| Velocidad nominal de entrada n_{1N} | rpm | 1, 2 | 3-100 | 5.000 | 5.000 | 5.000 | 4.000 | 4.000 | 4.000 | 3.000 | 3.000 | 2.000 |
| Velocidad máxima de entrada n_{1B} | rpm | 1, 2 | 3-100 | 10.000 | 10.000 | 10.000 | 8.000 | 8.000 | 8.000 | 6.000 | 6.000 | 4.000 |
| Carga radial máxima $F_{2rB}^{(2)}$ | N | 1, 2 | 3-100 | 610 | 1.400 | 1.400 | 4.100 | 4.100 | 9.200 | 14.000 | 18.000 | 33.000 |
| Carga axial máxima $F_{2aB}^{(2)}$ | N | 1, 2 | 3-100 | 320 | 1.100 | 1.100 | 3.700 | 3.700 | 5.820 | 11.400 | 19.500 | 16.300 |
| Vida útil | hr | 1, 2 | 30.000* | | | | | | | | | |
| Temperatura de trabajo | °C | 1, 2 | -10°C--+90°C | | | | | | | | | |
| Grado de protección | | 1, 2 | IP65 | | | | | | | | | |
| Lubricación | | | Grasa sintética de engranajes (NYOGEL 7920) | | | | | | | | | |
| Posición de montaje | | 1, 2 | Cualquier dirección | | | | | | | | | |
| Rumorosidad ($n_1=3000rpm$) | dB | 1, 2 | 3-100 | ≤ 56 | ≤ 58 | ≤ 58 | ≤ 60 | ≤ 60 | ≤ 63 | ≤ 65 | ≤ 67 | ≤ 70 |
| | | 1 | 3-10 | ≥ 97% | | | | | | | | |
| | | 2 | 15-100 | ≥ 94% | | | | | | | | |
| | | 1 | 3-10 | 0,6 | 1,3 | - | 3,7 | - | 6,9 | 13,7 | 28 | 48 |
| Peso | kg | 2 | 15-100 | 0,8 | 1,5 | 2 | 4,1 | 5,5 | 8,1 | 16,6 | 33 | 59 |

ANEXO E

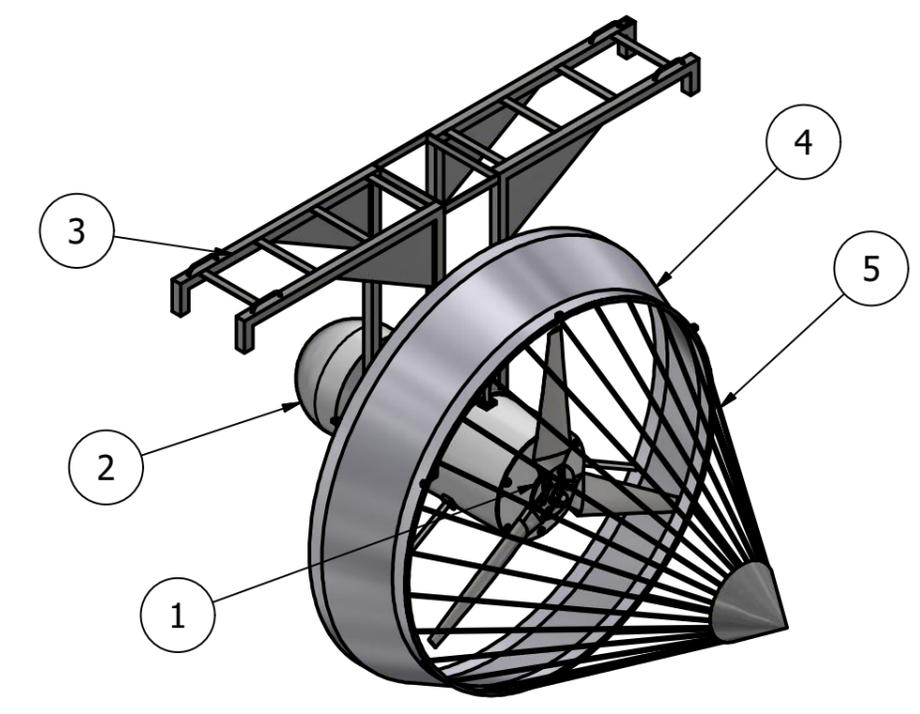
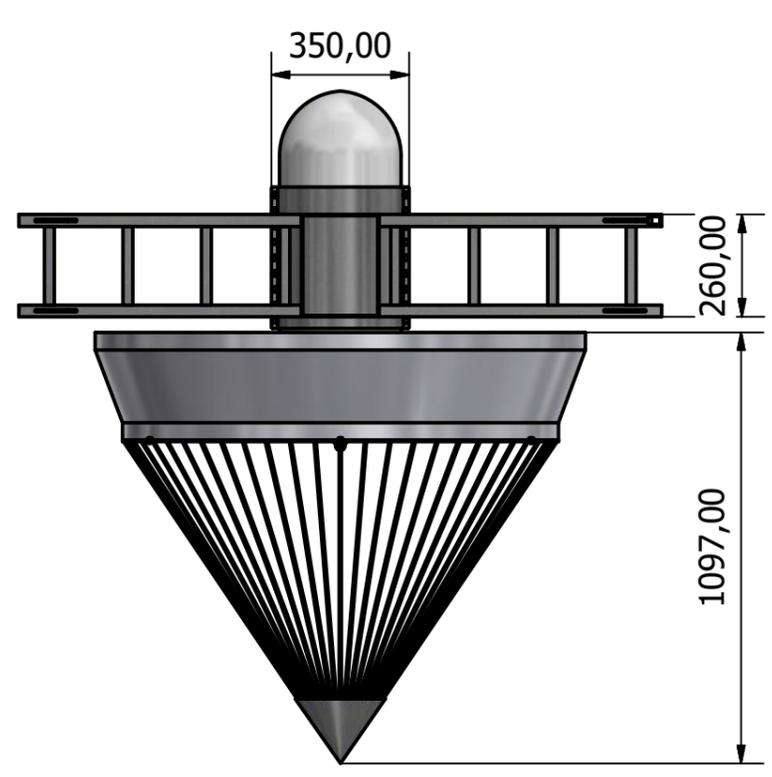
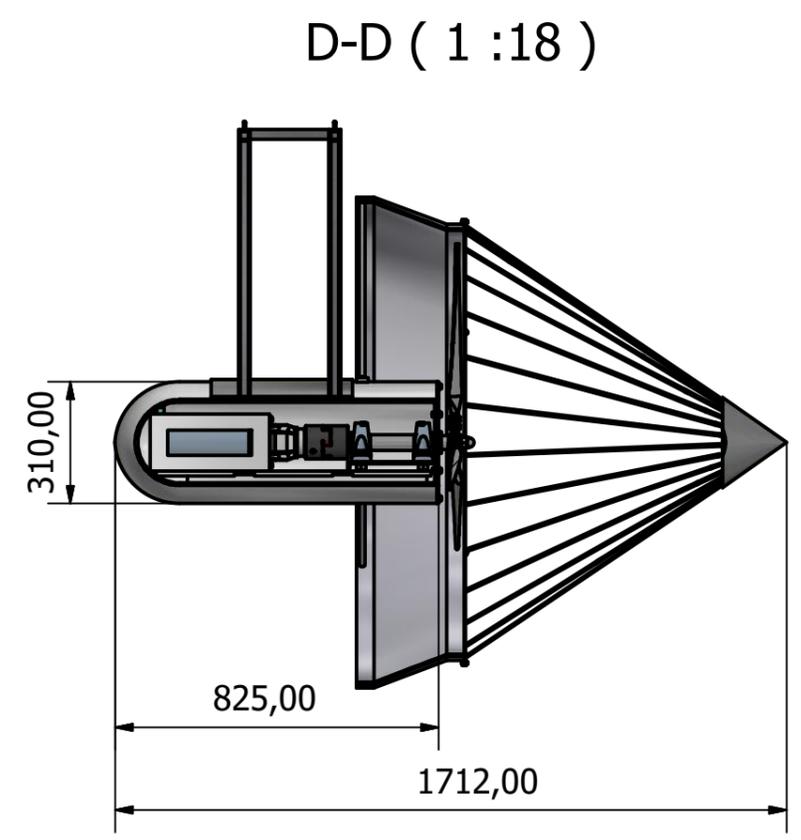
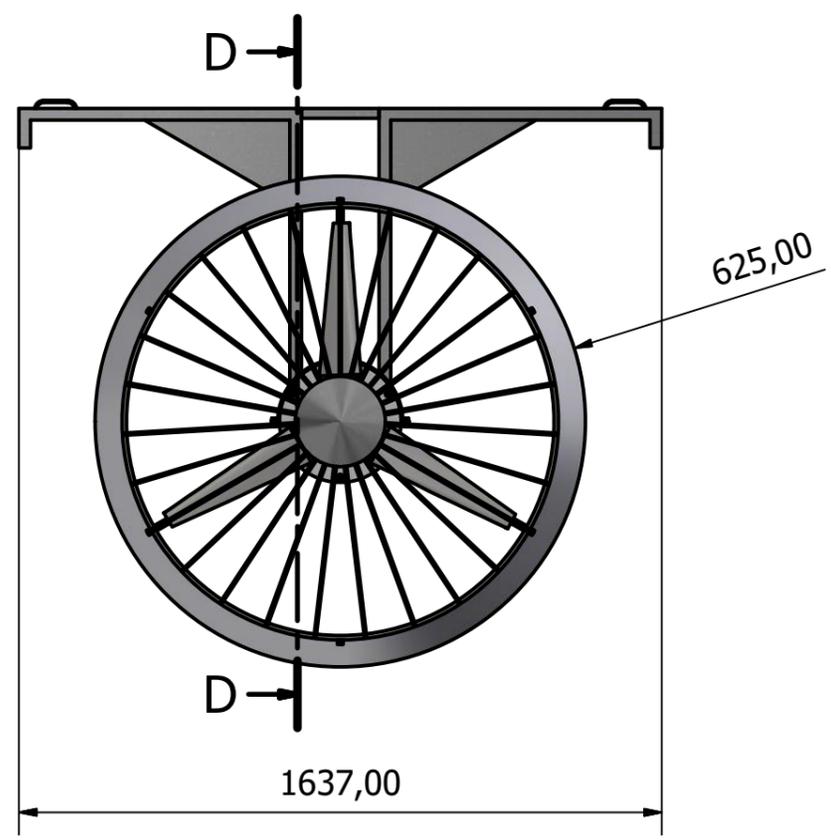
Tabla E.1. Especificaciones técnicas generador

TECHNICAL CHARACTERISTICS 145 STK ALTERNATORS

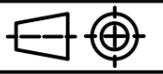
See also the curves of Voltage, Torque, Efficiency vs Speed

| | | 145STK2M | | 145STK4M | | 145STK6M | | 145STK8M | | |
|---------------------------------|--|------------------------------------|--------|----------|-------|----------|-------|----------|-------|------|
| Rated Power at Rated speed | Rated speed | Rpm | 650 | 1500 | 650 | 1500 | 650 | 1500 | 650 | 1500 |
| | Rated power (1)(2) | W | 571 | 1752 | 1307 | 3389 | 1962 | 4904 | 2633 | 6462 |
| | Input torque at rated speed(1)(2) | N.m | 11.2 | 13.9 | 25.4 | 25.2 | 36 | 35.9 | 47.8 | 47 |
| | Efficiency at rated power (1)(2) | % | 75 | 81 | 76 | 86 | 81 | 87 | 81 | 88 |
| | Current at rated power (1) | Amps | 1.4 | 4.3 | 3.2 | 8 | 4.8 | 13 | 6.4 | 16 |
| | Voltage at rated power (1)(2)(3) | V | 244 | 250 | 243 | 260 | 246 | 231 | 249 | 248 |
| Rated Power at Half speed | Rated Power at half speed (1)(2) | W | 204 | 690 | 493 | 1566 | 739 | 2319 | 1075 | 3097 |
| | Input torque at half speed (1)(2) | N.m | 8.9 | 11.5 | 20.7 | 25.4 | 28.8 | 36 | 43.5 | 47.8 |
| | Efficiency at half speed (1)(2) | % | 68 | 77 | 70 | 78 | 76 | 82 | 73 | 83 |
| | Number of poles (number of pairs of poles) | | 12 (6) | | | | | | | |
| | Cogging torque | N.m | 0.2 | | 0.4 | | 0.6 | | 0.8 | |
| | Phase resistance at 20°C | Ohm | 19.8 | 4.53 | 8.6 | 1.4 | 4.11 | 0.59 | 3.18 | 0.51 |
| | Phase inductance (5) | mH | 105 | 24 | 60 | 10 | 34 | 4.9 | 25.8 | 4.1 |
| | Voltage at no load (back emf) at 20°C (4) | V | 365 | 393 | 390 | 367 | 357 | 312 | 361 | 334 |
| | Rotor inertia | 10 ⁻³ Kg.m ² | 1.28 | | 2.24 | | 3.19 | | 4.14 | |
| | Weight | Kg | 6.2 | | 10.4 | | 14.5 | | 18.7 | |
| | Power cable square section (6) | mm ² | 4x1.5 | | 4x1.5 | | 4x1.5 | | 4x1.5 | |
| | Power cable diameter | mm | Ø8.6 | | Ø8.6 | | Ø8.6 | | Ø8.6 | |

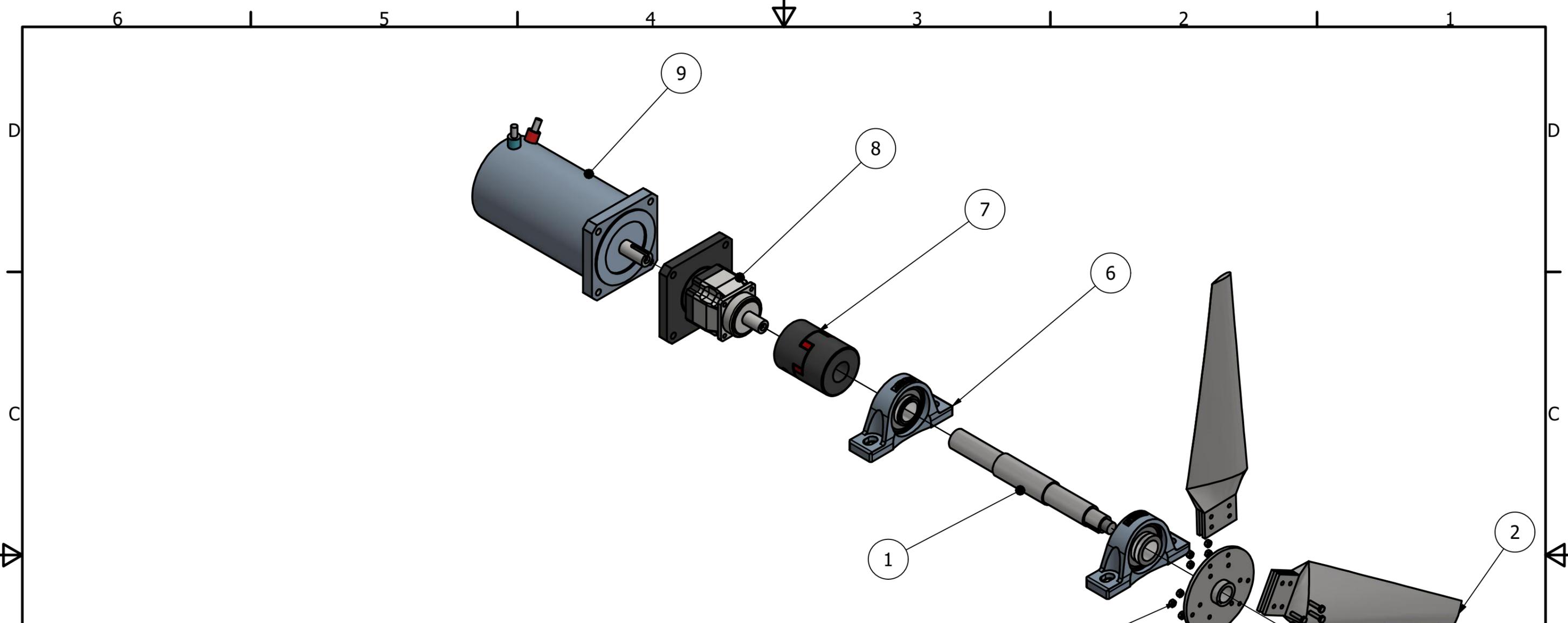
PLANOS



| | | |
|----------|------------------------|------------|
| 1 | Sistema de transmisión | 2 |
| 2 | Carcasa | 5 |
| 3 | Soporte de apoyo | 9 |
| 4 | Difusor | 10 |
| 5 | Malla Seguridad | 11 |
| Elemento | Descripción | Plano ref. |

| | | | | |
|---|-----------------------------------|-----------------------|---|---------------|
| DISEÑADO POR: Johnny Lucio, Jair Silva | APROBADO : Ing. Gonzalo Zabala | FECHA 08/2018 |  | |
| | REVISADO : Ing. Gonzalo Zabala | TURBINA HIDROCINÉTICA | | |
| MATERIA INTEGRADORA FIMCP | | Vistas Ensamble | ESCALA 1 : 18 | Nº PLANO 1 |

*Todas las medidas en mm

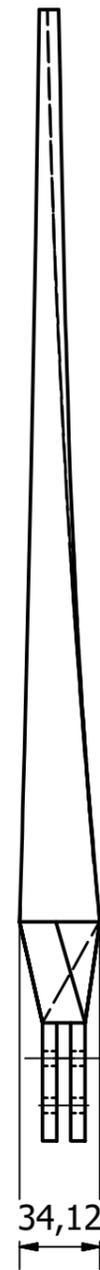
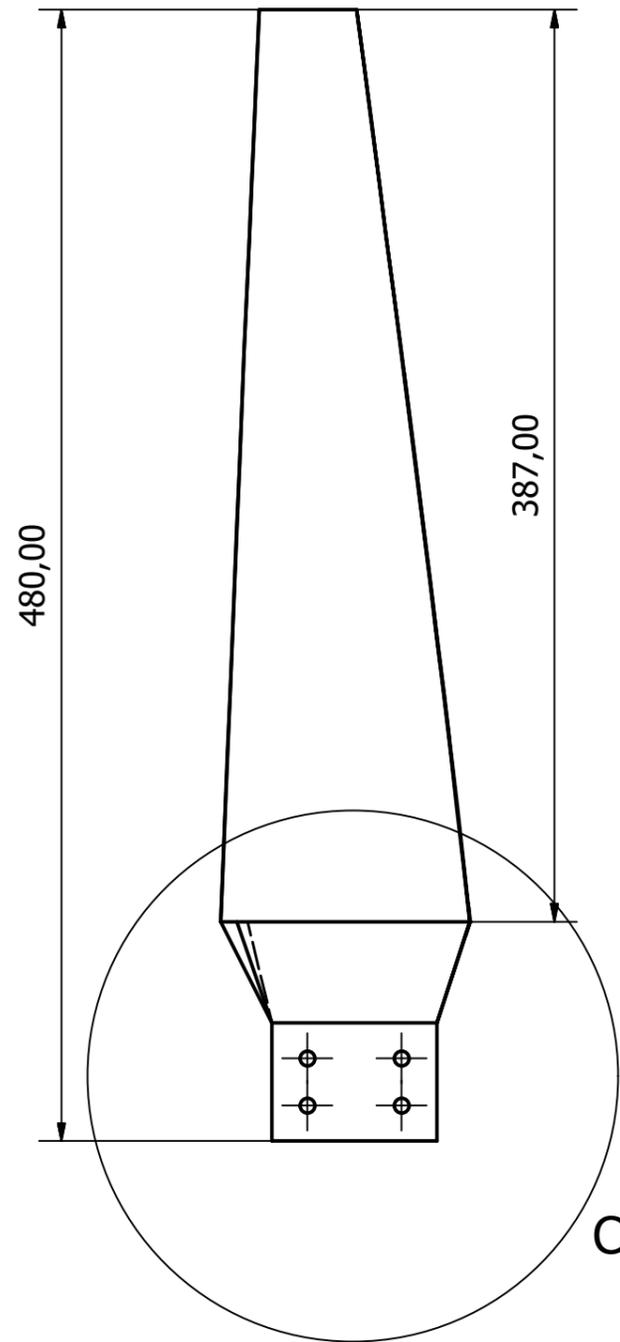


LISTA DE PIEZAS

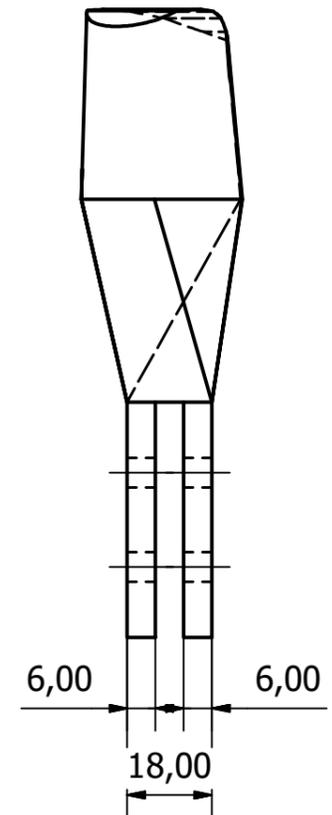
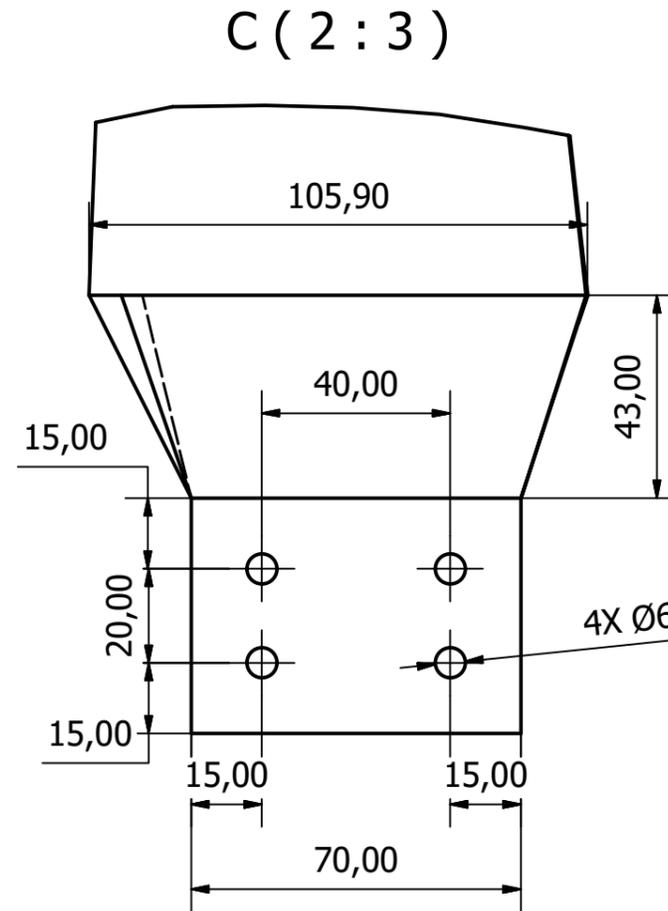
| ELEMENTO | Nº DE PIEZA | CTDAD | MATERIAL | MASA |
|----------|--------------------------------|-------|-----------------------|-----------|
| 1 | EJE HIDROCINETICA | 1 | Acero inoxidable 304 | 2,752 kg |
| 2 | ROTOR | 1 | Acero inoxidable 316L | 11,119 kg |
| 3 | AS 1110 - M6 x 25 | 12 | Acero, suave | 0,008 kg |
| 4 | AS 1112 - M6 Tipo 8 | 12 | Acero, suave | 0,003 kg |
| 5 | KS B 1026 Pequeño Type 2 - M20 | 1 | Acero, suave | 0,095 kg |
| 6 | Rodamiento Axial 5511 | 2 | --- | 1,80 kg |
| 7 | Acople flexible L100 | 1 | --- | 2,40 kg |
| 8 | AF0751 | 1 | --- | 5,50kg |
| 9 | 145ST6M | 1 | --- | 14,5 kg |

| | | | |
|---|-----------------------------------|-----------------------|---|
| DISEÑADO POR: Johnny Lucio, Jair Silva | APROBADO : Ing. Gonzalo Zabala | FECHA 08/2018 |  |
| MATERIA INTEGRADORA FIMCP | REVISADO : Ing. Gonzalo Zabala | TURBINA HIDROCINÉTICA | |
| | SISTEMA DE TRANSMISIÓN | | ESCALA 1:6 |

PERFIL NACA 0020



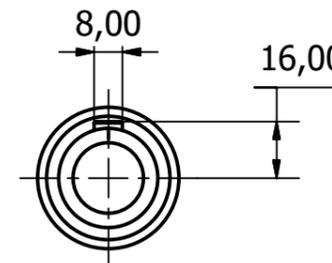
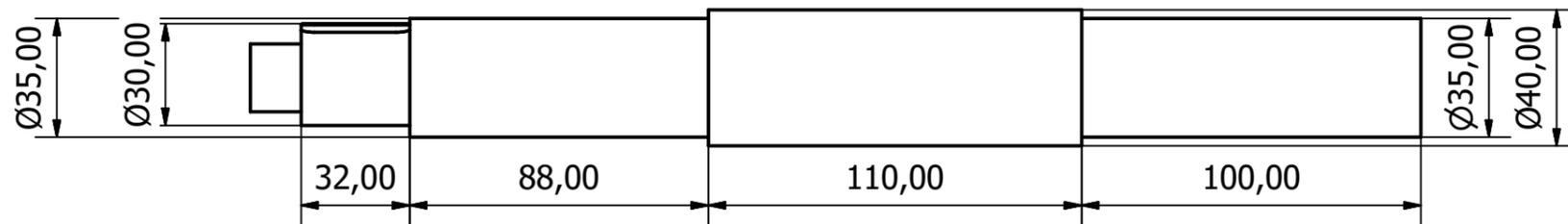
Detalle junta empernada



Material: Acero Inoxidable 316L
 Masa: 3,19 Kg
 Cantidad: 3
 Todas las medidas en mm

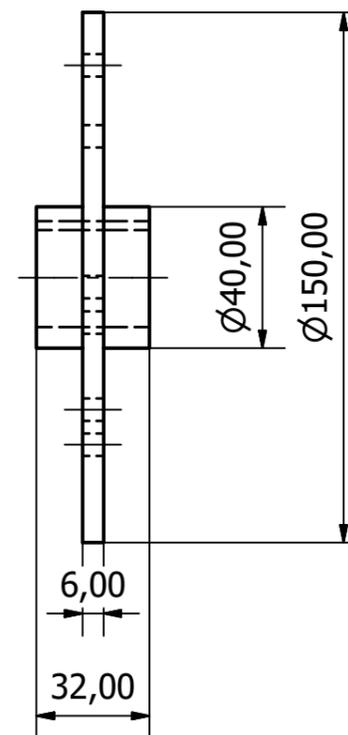
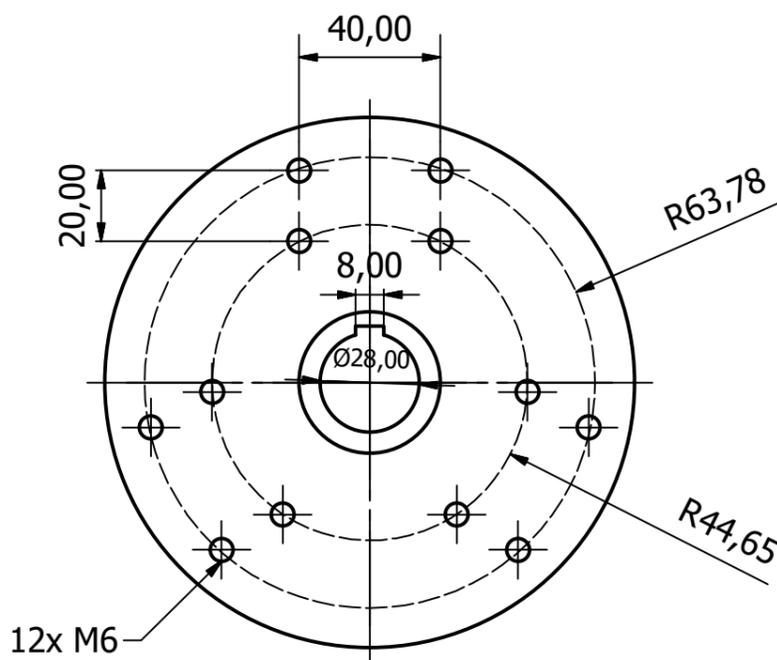
| | | | |
|---------------------------------------|--------------------------------------|-----------------------|---|
| DIBUJADO: Johnny Lucio, Jair Silva | DISEÑADO POR: Ing. Gonzalo Zabala | FECHA 08/2018 |  |
| MATERIA INTEGRADORA FIMCP | REVISADO : Ing. Gonzalo Zabala | TURBINA HIDROCINÉTICA | |
| | DETALLE ÁLABE | | ESCALA 1:3 |

EJE DE TRANSMISIÓN



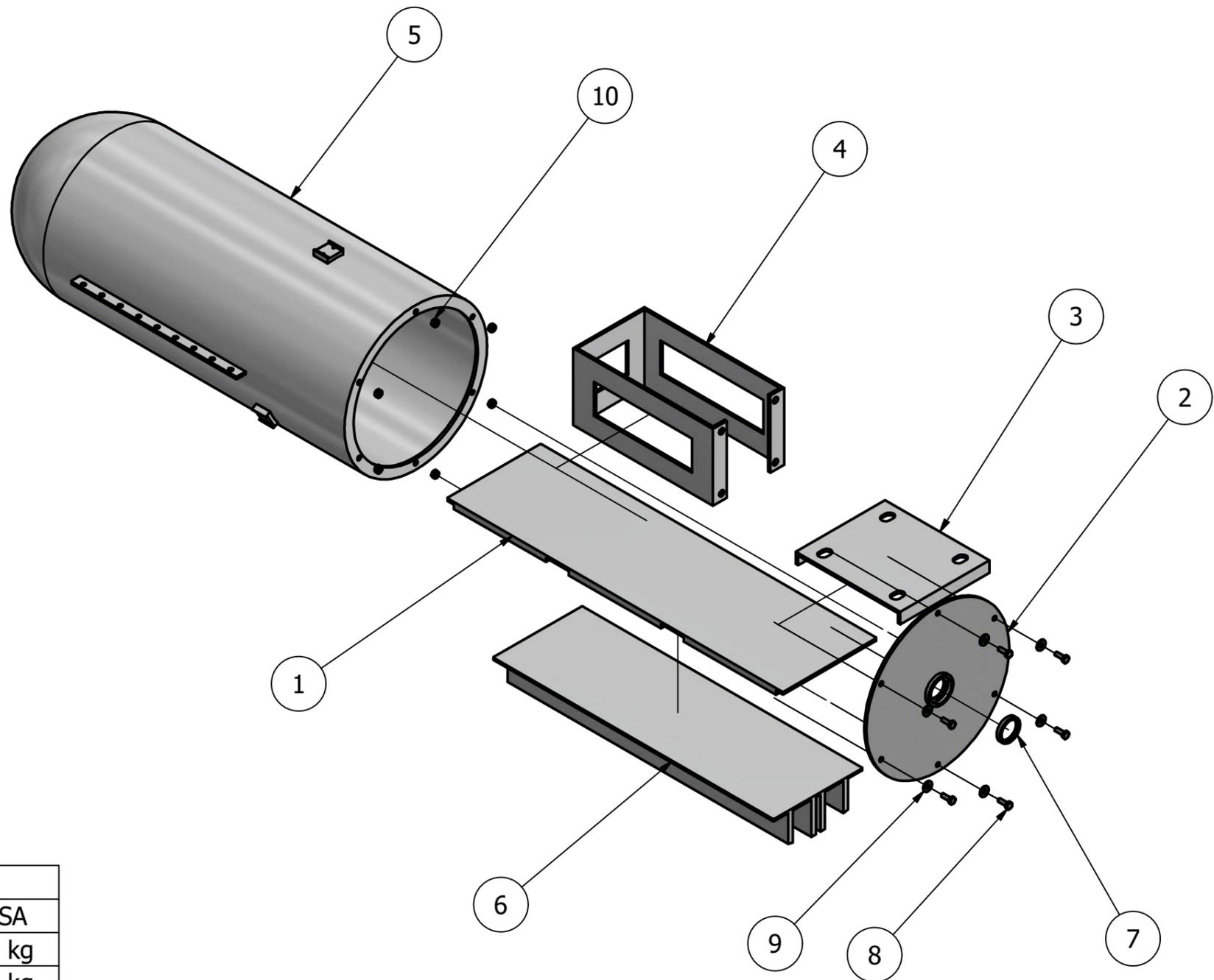
Material: Acero Inoxidable 304
Todas las medidas en mm

HUB



Material: Acero Inoxidable 304
Todas las medidas en mm

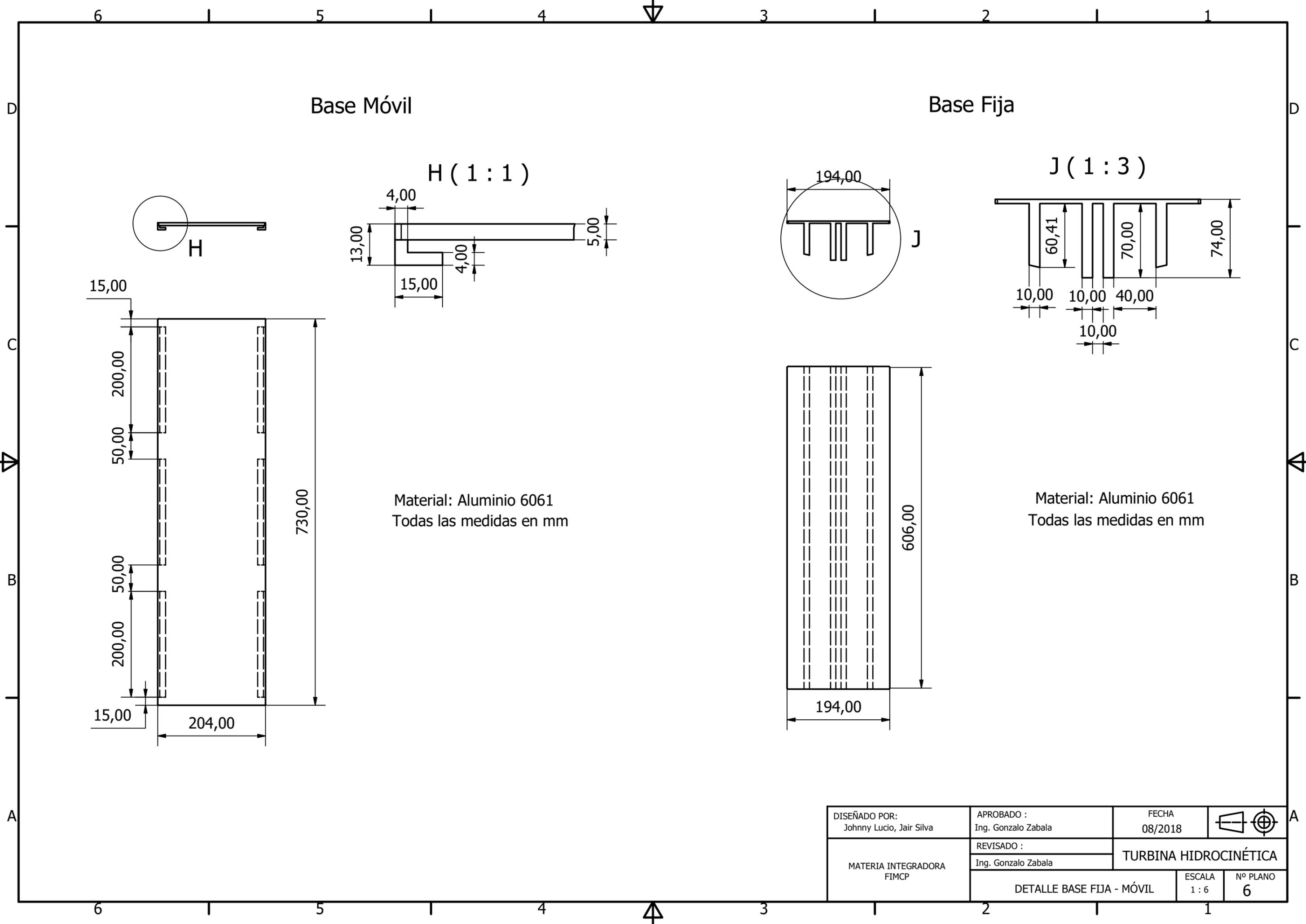
| | | | |
|---|-----------------------------------|-----------------------|---|
| DISEÑADO POR: Johnny Lucio, Jair Silva | APROBADO : Ing. Gonzalo Zabala | FECHA 08/2018 |  |
| MATERIA INTEGRADORA FIMCP | REVISADO : Ing. Gonzalo Zabala | TURBINA HIDROCINÉTICA | |
| | DETALLE EJE - HUB | | ESCALA 1:2 |



LISTA DE PIEZAS

| ELEMENTO | Nº DE PIEZA | CTDAD | MATERIAL | MASA |
|----------|-------------------------|-------|------------------|-----------|
| 1 | BASE MOVIL | 1 | Aluminio 6061 | 2,258 kg |
| 2 | TAPA FRONTAL | 1 | Aluminio 6061 | 1,017 kg |
| 3 | APOYO RD | 1 | Aluminio 6061 | 0,670 kg |
| 4 | APOYO GEN | 1 | Aluminio 6061 | 1,123 kg |
| 5 | NACELLE | 1 | Aluminio 6061 | 10,923 kg |
| 6 | BASE FIJA | 1 | Aluminio 6061 | 5,534 kg |
| 7 | 35x45x7 HMS5 V | 1 | Acero inoxidable | 0,023 kg |
| 8 | AS 2465 - 1/4 x 3/4 UNC | 6 | Acero, suave | 0,009 kg |
| 9 | Sello 6 mm | 6 | Goma | 0,003 kg |
| 10 | AS 2465 - 1/4 UNF | 6 | Acero, suave | 0,004 kg |

| | | | |
|---------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------|---|
| DIBUJADO: Johnny Lucio, Jair Silva | APROBADO : Ing. Gonzalo Zabala | FECHA 08/2018 |  |
| MATERIA INTEGRADORA FIMCP | REVISADO : Ing. Gonzalo Zabala | TURBINA HIDROKINÉTICA | |
| | DETALLE CARCASA | | ESCALA 1:8 |



Base Móvil

Base Fija

H (1 : 1)

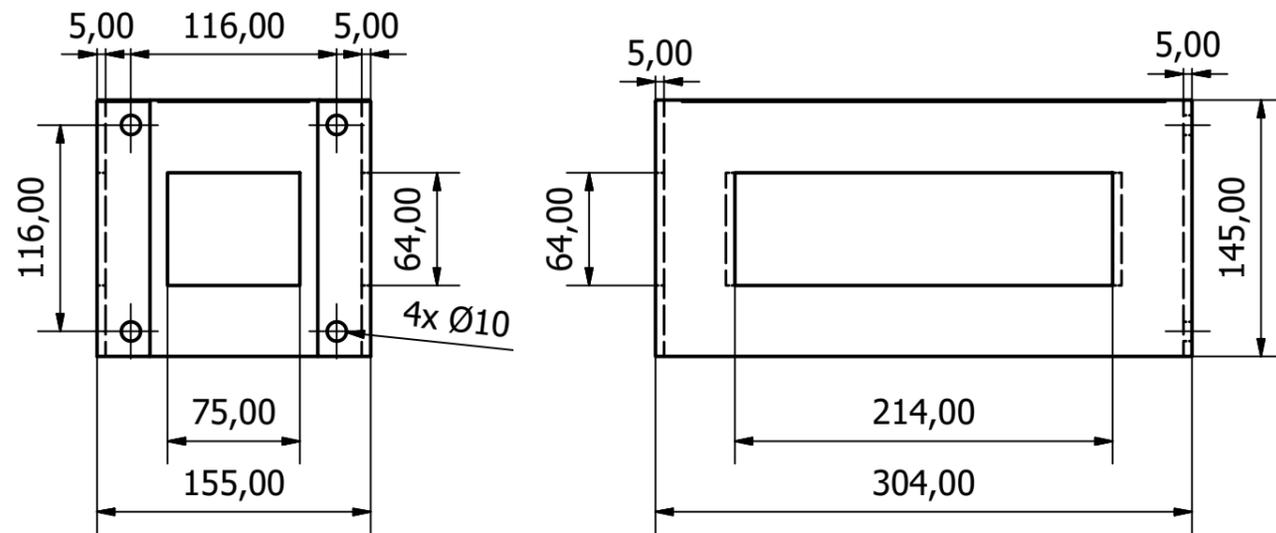
J (1 : 3)

Material: Aluminio 6061
 Todas las medidas en mm

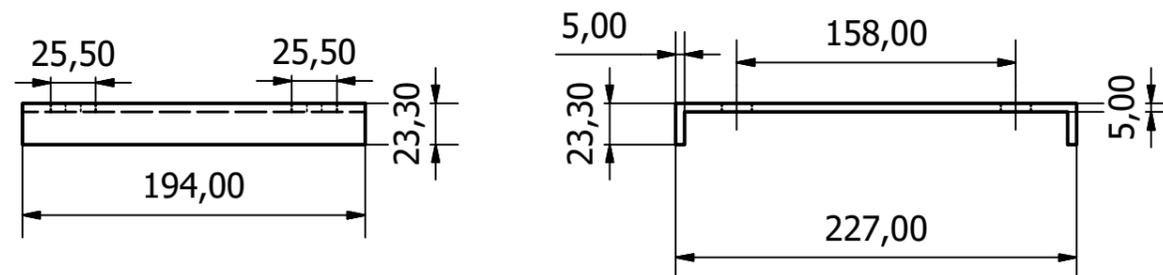
Material: Aluminio 6061
 Todas las medidas en mm

| | | | |
|---|-----------------------------------|-----------------------|---|
| DISEÑADO POR: Johnny Lucio, Jair Silva | APROBADO : Ing. Gonzalo Zabala | FECHA 08/2018 |  |
| MATERIA INTEGRADORA FIMCP | REVISADO : Ing. Gonzalo Zabala | TURBINA HIDROCINÉTICA | |
| | DETALLE BASE FIJA - MÓVIL | | ESCALA 1 : 6 |

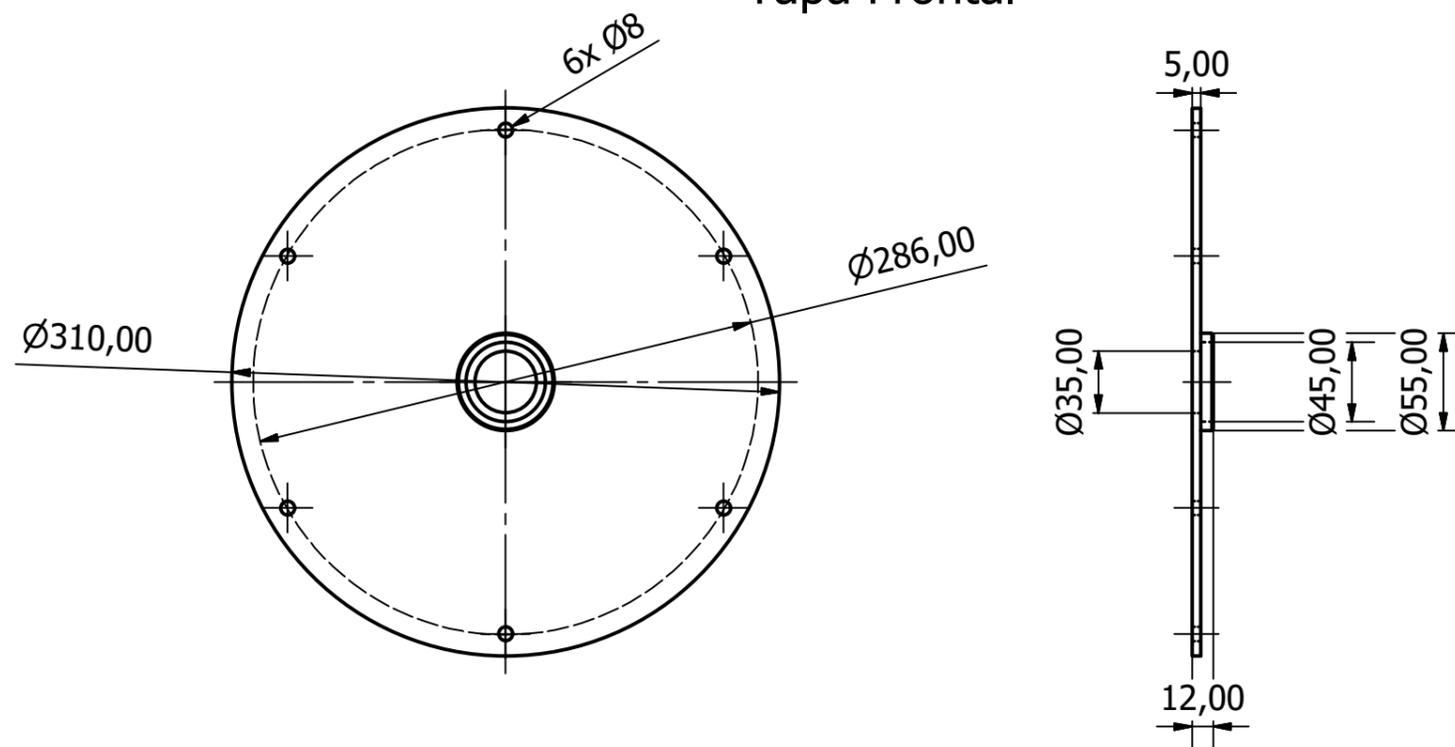
Apoyo Generador



Apoyo Rodamiento



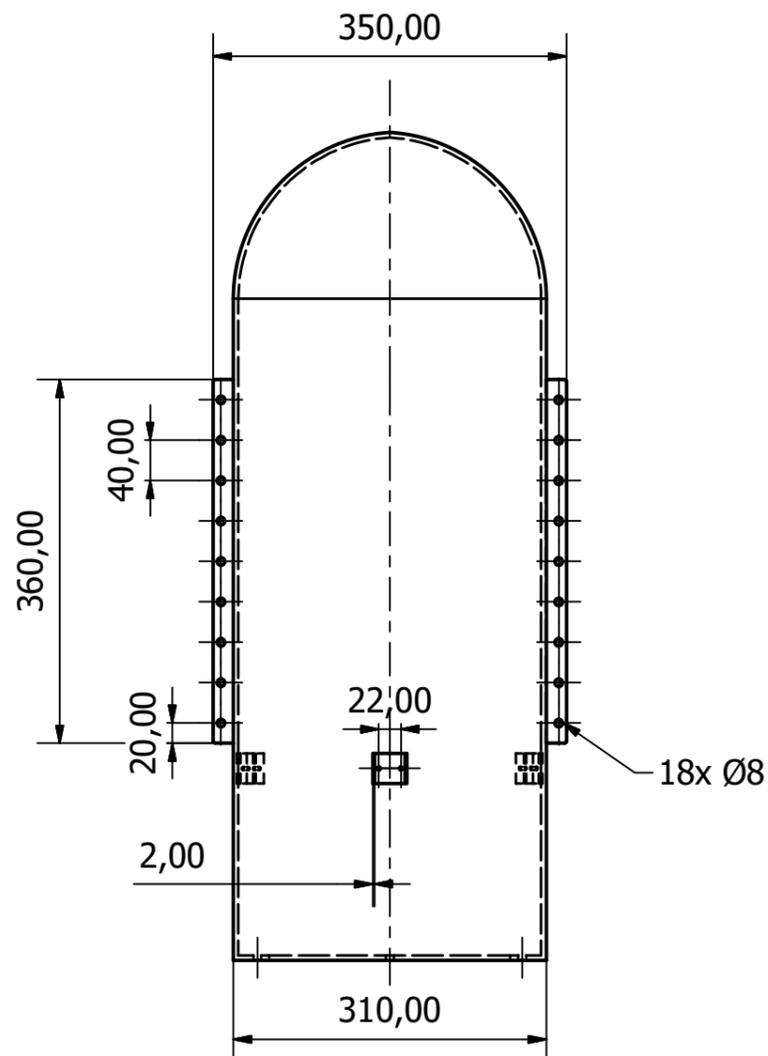
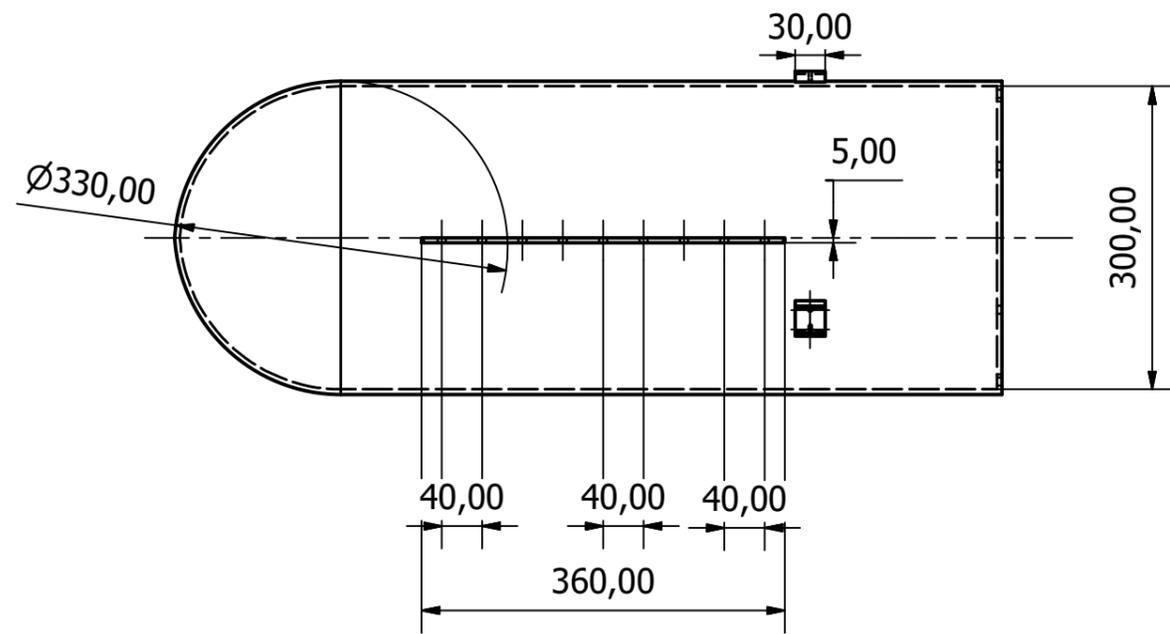
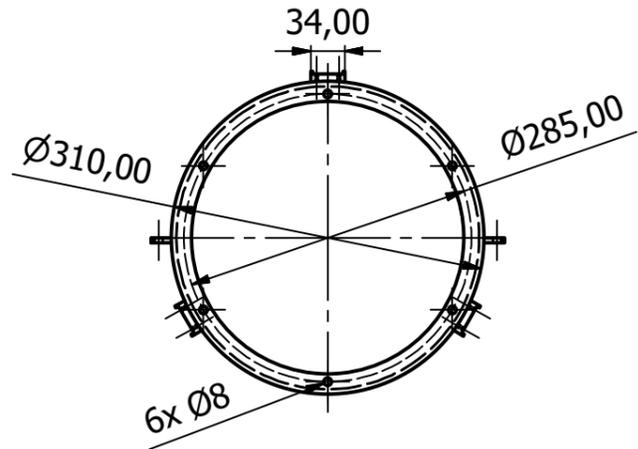
Tapa Frontal



Material: Aluminio 6061
Todas las medidas en mm

| | | | |
|---|-----------------------------------|-----------------------|---|
| DISEÑADO POR: Johnny Lucio, Jair Silva | APROBADO : Ing. Gonzalo Zabala | FECHA 08/2018 |  |
| MATERIA INTEGRADORA FIMCP | REVISADO : Ing. Gonzalo Zabala | TURBINA HIDROCINÉTICA | |
| | DETALLE TAPA FRONTAL - APOYOS | | ESCALA 1 : 4 |

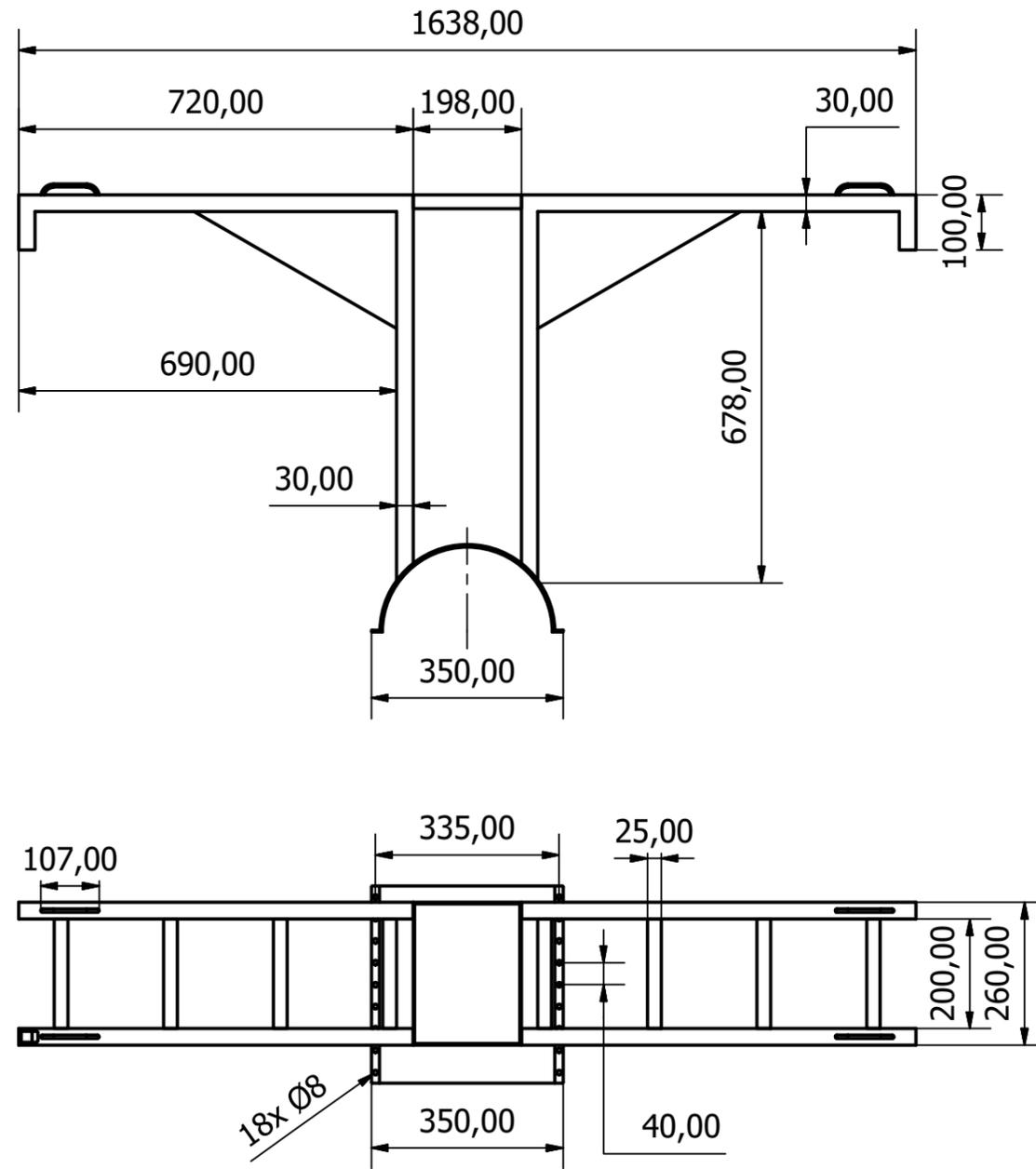
Nacelle



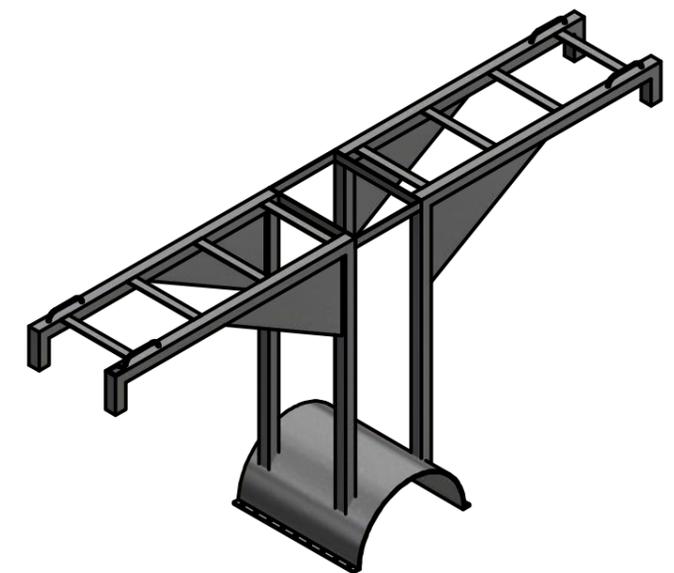
Material: Aluminio 6061
 Todas las medidas en mm

| | | | |
|---|-----------------------------------|-----------------------|---|
| DISEÑADO POR: Johnny Lucio, Jair Silva | APROBADO : Ing. Gonzalo Zabala | FECHA 08/2018 |  |
| MATERIA INTEGRADORA FIMCP | REVISADO : Ing. Gonzalo Zabala | TURBINA HIDROCINÉTICA | |
| | DETALLE NACELLE | | ESCALA 1 : 7 |

Soporte Turbina

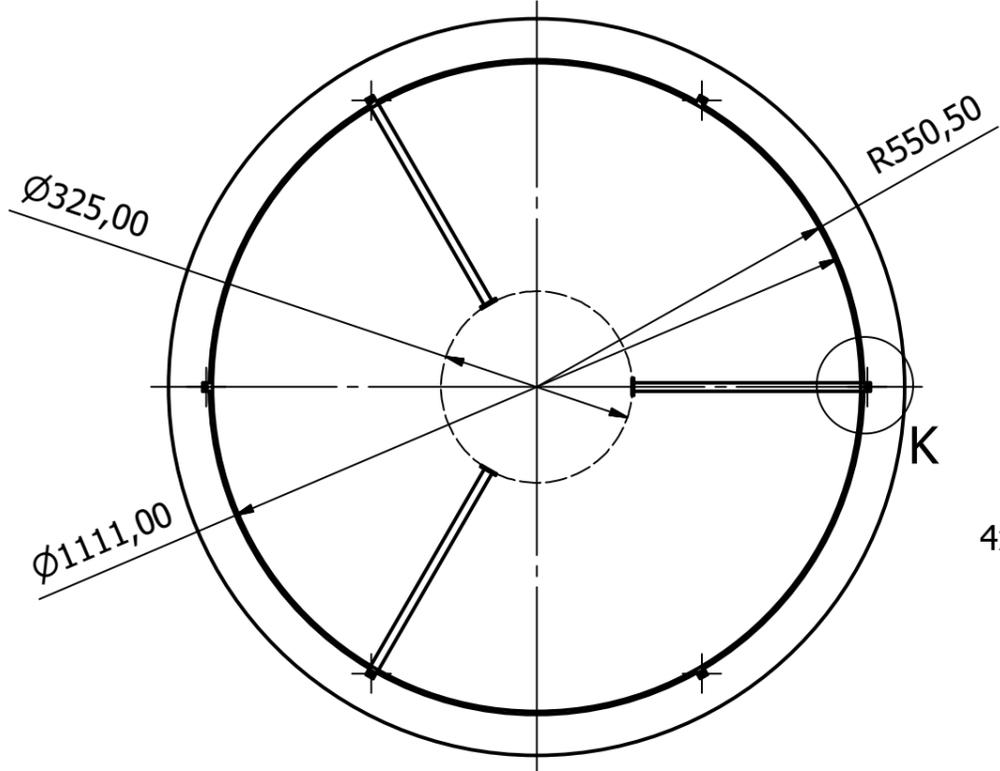


Material: Acero galvanizado
Todas las medidas en mm

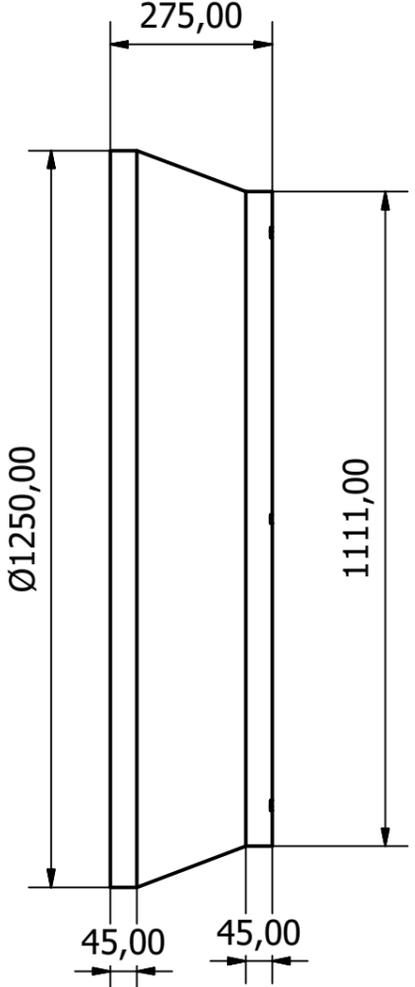
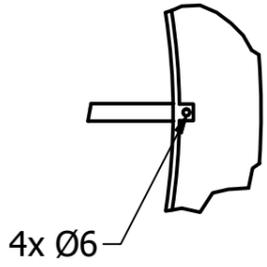


| | | | |
|---|-----------------------------------|-----------------------|---|
| DISEÑADO POR: Johnny Lucio, Jair Silva | APROBADO : Ing. Gonzalo Zabala | FECHA 08/2018 |  |
| MATERIA INTEGRADORA FIMCP | REVISADO : Ing. Gonzalo Zabala | TURBINA HIDROCINÉTICA | |
| | DETALLE ESTRUCTURA | | ESCALA 1:12 |

Difusor



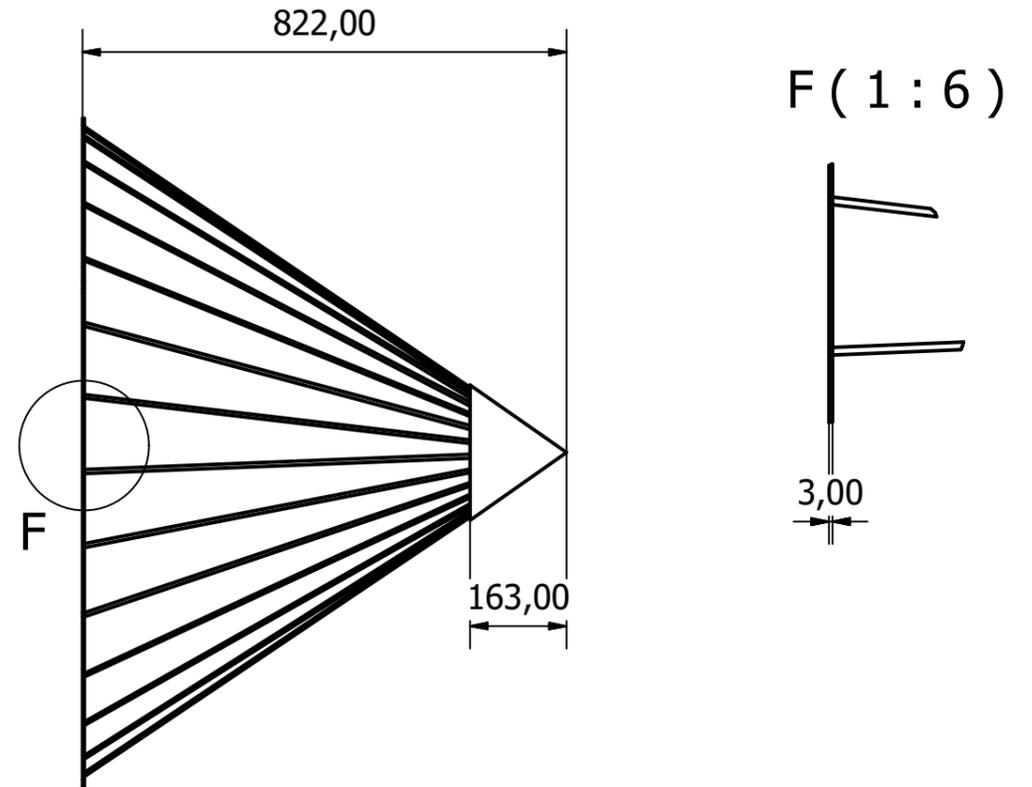
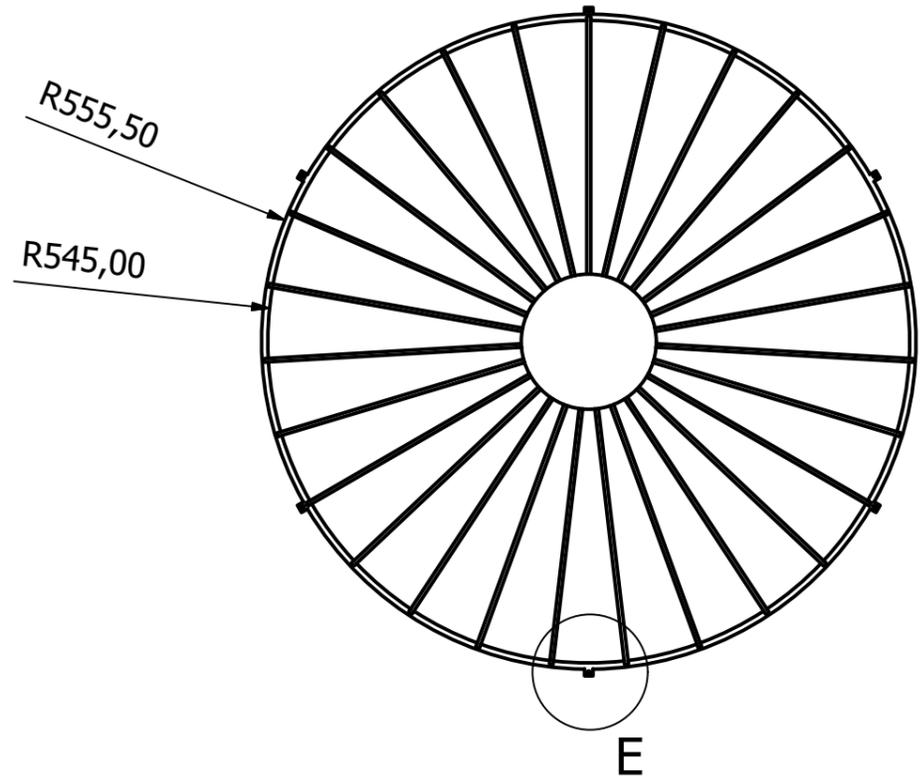
K (1 : 6)



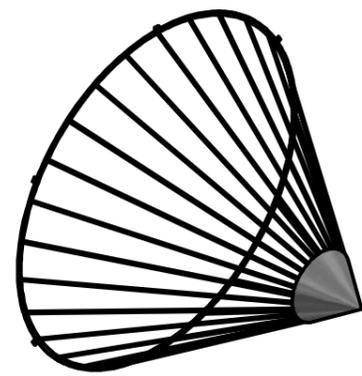
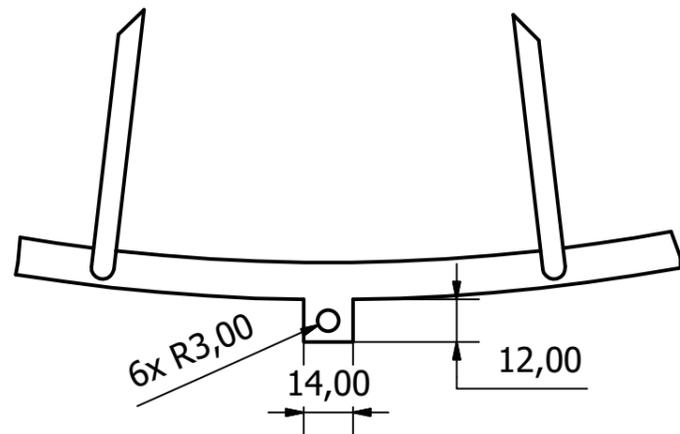
Material: Acero inoxidable
Todas las medidas en mm

| | | | |
|---|-----------------------------------|-----------------------|---|
| DISEÑADO POR: Johnny Lucio, Jair Silva | APROBADO : Ing. Gonzalo Zabala | FECHA 08/2018 |  |
| MATERIA INTEGRADORA FIMCP | REVISADO : Ing. Gonzalo Zabala | TURBINA HIDROKINÉTICA | |
| | DETALLE DIFUSOR | | ESCALA 1:12 |

Mallado



E (1 : 2)



| | | | |
|---|-----------------------------------|-----------------------|---|
| DISEÑADO POR: Johnny Lucio, Jair Silva | APROBADO : Ing. Gonzalo Zabala | FECHA 08/2018 |  |
| MATERIA INTEGRADORA FIMCP | REVISADO : Ing. Gonzalo Zabala | TURBINA HIDROCINÉTICA | |
| | DETALLE MALLADO | | ESCALA 1:12 |