



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA
PROYECTO TÉCNICO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MINI TURBINA HIDRÁULICA
DE HÉLICES PARA SER INSTALADA EN LOS CANALES PRIMARIOS
ABIERTOS Y GENERAR ENERGÍA MECÁNICA”**

AUTOR: José Luis Bautista Mollocana

TUTOR: Ing. Luis Escobar, Mg

AMBATO- ECUADOR

2019

CERTIFICACIÓN DEL TUTOR

Certifico: En mi calidad de tutor del proyecto técnico, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, con el tema **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MINI TURBINA HIDRÁULICA DE HÉLICES PARA SER INSTALADA EN CANALES DE RIEGO PRIMARIOS ABIERTOS Y GENERAR ENERGÍA MECÁNICA”** elaborado por el Sr. José Luis Bautista Mollocana, portador de la cédula de ciudadanía: 0504269879, y egresado de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, Carrera de Ingeniería Mecánica.

Certifico:

- ✓ El presente proyecto de investigación es original de su autor.
- ✓ Ha sido revisado cada uno de sus capítulos componentes
- ✓ Esta concluido en su totalidad

Ambato, Enero 2019

.....
Ing. Luis Escobar, Mg

TUTOR

AUTORÍA DEL TRABAJO

Yo, José Luis Bautista Mollocana con CI. 0504269879, declaro que los criterios emitidos en este proyecto técnico con el tema: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MINI TURBINA HIDRÁULICA DE HÉLICES PARA SER INSTALADA EN CANALES DE RIEGO PRIMARIOS ABIERTOS Y GENERAR ENERGÍA MECÁNICA”**, así como contenidos, cálculos realizados, resultados obtenidos, conclusiones y recomendaciones descritas en el proyecto técnico son de exclusiva responsabilidad de mi autoría.

Ambato, Enero 2019

.....

José Luis Bautista Mollocana

CI: 0504269879

Autor

DERECHOS DE AUTOR

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato para que haga de este Proyecto Técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y procesos de investigación según las normas de la institución.

Cedo los Derechos en línea patrimoniales de mi Proyecto Técnico con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este trabajo experimental dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando ésta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, Enero 2019

.....

José Luis Bautista Mollocana

CI: 0504269879

Autor

DEDICATORIA

El presente trabajo lo dedico a mi madre Cecilia Mollocana quien con su ejemplo, amor y sabiduría ha confiado en mí y me ha apoyado para seguir adelante y cumplir esta meta tan anhelada en mi vida, la cual con seguridad es la suya también, a mí difunto padre Segundo Bautista quien en el corto periodo de tiempo que compartimos supo inculcar en mí el deseo de superación profesional, a mis hermanos Héctor y Miguel quienes han sido un apoyo fundamental en mi vida y un ejemplo a seguir, así también a una persona muy importante Erika Silva quien ha compartido conmigo momentos buenos y malos a lo largo de esta etapa tan esencial en mi vida y con su amor me ayudado siempre a cumplir mis objetivos.

¡Para ustedes estas cortas líneas con todo mi amor y respeto!

AGRADECIMIENTO

A Dios por la fuerza, sabiduría e inteligencia que me da cada día para ser una mejor persona y cumplir cada una de las metas planteadas en mi vida.

A los ingenieros de la Carrera de Ingeniería Mecánica, por formarme profesionalmente compartiendo sus conocimientos, enseñanzas y experiencias de vida durante el proceso de formación profesional.

A mi familia y a todas las personas quienes me apoyaron guiándome siempre y permitiendo ser mejor cada día, durante este camino que hoy exitosamente culmino.

A mi tutor Ing. Mg. Luis Escobar por su paciencia y dedicación, por haberme brindado su apoyo incondicional e impartir sus conocimientos durante el desarrollo de este trabajo.

ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS

CAPÍTULO I	1
ANTECEDENTES	1
1.1 Tema	1
1.2 Antecedentes	1
1.3 Justificación	2
1.4 Objetivos	2
1.4.1 Objetivo General	2
1.4.2 Objetivos Específicos	3
CAPITULO II	4
FUNDAMENTACIÓN	4
2.1 Investigaciones previas	4
2.2 Fundamentación teórica	4
2.2.1 Partes de una turbina hidráulica	5
2.2.2 Clasificación de turbinas hidráulicas	6
2.2.3 Turbinas hidráulicas	7
2.2.3.1 Turbina Pelton	7
2.2.3.2 Turbina Francis	8
2.2.3.3 Turbina Michell Banki	8
2.2.3.4 Turbina Kaplan	9
2.2.3.5 Turbina de Hélice	10
2.2.4 Teoría hidrodinámica de turbinas axiales	10
2.2.5 Consideraciones para diseño de álabes	11
2.2.5.1 Fuerza que ejerce el agua a su paso por los álabes	12
2.2.5.2 Rendimiento hidráulico	13
2.2.6 Parámetros de diseño del rodete	13
2.2.7 Parámetros de diseño de los álabes	13
2.2.8 Torque en función de la circulación	14
2.2.9 Geometría del canal abierto	15
2.2.10 Perfiles Gottingen	15
2.2.11 Fabricación aditiva	16
CAPITULO III	17
DISEÑO DEL PROYECTO	17
3.1 Selección de alternativas	17
3.2 Cálculos	22

3.2.1 Medición del caudal	22
3.2.1 Energía en el canal.....	23
3.2.3 Potencia al freno.....	23
3.2.4 Diseño del rodete	25
3.2.5 Diseño de los álabes	26
3.2.5.1 Triángulos de velocidad.....	27
3.2.5.2 Hidrodinámica del perfil.....	32
3.2.5.3 Ángulo de ataque	34
3.2.5.4 Modelado del alabe.....	34
3.2.6 Diseño mecánico del rodete.....	36
3.2.6.1 Fuerzas y esfuerzos en el rodete	36
3.2.6.2 Esfuerzo equivalente	41
3.2.6.3 Factor de seguridad para el álabe	42
3.2.7 Cálculo del Distribuidor	42
3.2.7.1 Distancia entre álabes	43
3.2.7.2 Ancho del distribuidor	43
3.2.7.3 Cuerda del álabe del distribuidor	43
3.2.7.4 Radio de curvatura del álabe del distribuidor.....	44
3.2.7.5 Ángulo de salida del fluido en el distribuidor	44
3.2.7.6 Modelado del distribuidor.....	44
3.2.8 Cálculo del cono reductor de aspiración	45
3.2.8.1 Diámetro mayor del cono.....	46
3.2.9 Diseño del árbol de transmisión.....	47
3.2.9.1 Fuerzas y momentos actuantes en el árbol de transmisión	47
3.2.9.2 Diagrama de momentos en el árbol de transmisión.....	49
3.2.9.4 Factor de seguridad para el eje	51
3.2.10 Selección de rodamientos	51
3.2.10.1 Carga estática equivalente	52
3.2.10.2 Vida nominal.....	52
3.2.10.3 Carga dinámica equivalente	52
3.3 Presupuesto.....	53
3.4 Especificaciones Técnicas	55
3.5 Análisis de resultados.....	56
3.5.1 Simulación del comportamiento del torque	56
3.5.1.1 Parámetros de ingreso para la simulación	56

3.5.1.2 Resultados de la simulación	57
3.5.2 Mediciones de velocidad angular en el eje	59
4. CAPITULO IV	60
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	60
4.1 Conclusiones	60
4.2 Recomendaciones	61
ANEXOS	64
Anexo A. Triangulos de velocidad para diferntes casos de grado de reaccion en turbinas axiales.....	64
Anexo B. Propiedades físicas y mecánicas de los materiales.....	65
Anexo C. Triángulos de velocidad y coordenadas para secciones del álabe.....	67
Anexo D. Selección de rodamientos	69
Anexo E. Presiones en la turbina	71
Anexo F. Construcción de la turbina.....	71
Anexo G. Montaje de la turbina y medición de datos en el canal.....	73
Planos	75

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2- 1. Rendimiento de turbinas respecto a las variaciones de caudal.....	5
Figura 2- 2. Clasificación de turbinas hidráulicas por la variación de presión	6
Figura 2- 3. Clasificación de turbinas hidráulicas por la dirección del agua	7
Figura 2- 4. Turbina Pelton	8
Figura 2- 5. Turbina Francis.....	8
Figura 2- 6. Turbina Michell Banki	9
Figura 2- 7. Turbina Kaplan.....	9
Figura 2- 8. Turbina de hélice	10
Figura 2- 9. Triangulo de velocidades.....	12
Figura 2- 10. Movimiento del agua; triangulo de velocidades.....	12
Figura 2- 11. Ángulo de ataque.....	14
Figura 2- 12. Secciones transversales de canales.....	15
Figura 2- 13. Perfil gottingen 387	16
Figura 2- 14. Impresión 3D.....	16
Figura 3- 1 Datos tomados del canal Huachi Pelileo	22
Figura 3- 2. Dimensiones del rodete a calcular	25
Figura 3- 3. Longitud de cuerda y espacio entre álabes	26
Figura 3- 4. Triángulos de velocidad	27
Figura 3- 5. Triángulo de velocidad a la entrada	29
Figura 3- 6. Triángulo de velocidad a la salida	29
Figura 3- 7. Triángulos de velocidad	31
Figura 3- 8. Perfil Gottingen N 428	32
Figura 3- 9. Ángulo de ataque.....	34
Figura 3- 10. Secciones del álabe.....	35
Figura 3- 11. Rodete.....	36
Figura 3- 12. Elemento diferencial de la fuerza radial	37
Figura 3- 13. Componentes de la fuerza de empuje.....	38
Figura 3- 14. Momentos flectores en el perfil del álabe	40
Figura 3- 15. Coordenadas de los puntos críticos	41
Figura 3- 16. Ángulos formados por el líquido al pasar por el distribuidor.....	42
Figura 3- 17. Ángulo de salida del distribuidor en función del ingreso al rotor	44
Figura 3- 18. Distribuidor	45
Figura 3- 19. Cono reductor	46
Figura 3- 20. Grupo generador.....	47
Figura 3- 21. Diagrama de momentos.....	49
Figura 3- 22. Árbol de transmisión diseñado	50
Figura 3- 23. Reacciones en los apoyos	51
Figura 3- 24. Mini turbina modelada en Solid Works	56
Figura 3- 25. Simulación del fluido atravesando el grupo de generación.....	57
Figura 3- 26. Resultados del torque simulado.....	58
Figura 3- 27. Comportamiento del torque simulado en función de la velocidad axial	58
Figura 3- 28. Sensor infrarrojo de RPM.....	59

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2- 1. Simbología y unidades.....	18
Tabla 3- 1. Evaluación del peso específico de cada criterio	19
Tabla 3- 2. Evaluación del peso específico del criterio de caudal necesario	19
Tabla 3- 3. Evaluación del peso específico del criterio de Velocidad de rotación	20
Tabla 3- 4. Evaluación del peso específico del criterio de Mantenibilidad	20
Tabla 3- 5. Evaluación del peso específico del criterio de costo	20
Tabla 3- 6. Evaluación del peso específico alternativa/ criterio	21
Tabla 3- 7. Mediciones de tiempo.....	22
Tabla 3- 8. Coordenadas en porcentaje del perfil Gottingen N 428.....	32
Tabla 3- 9. Propiedades de las secciones del perfil.....	36
Tabla 3- 10. Propiedades físicas y mecánicas del Nylon	47
Tabla 3- 11. Costo de los materiales para la turbina	53
Tabla 3- 12. Costo de mano de obra	54
Tabla 3- 13. Costo de insumos.....	54
Tabla 3- 14. Gastos varios.....	55
Tabla 3- 15. Costo total del proyecto	55
Tabla 3- 16. Especificaciones técnicas de la hélice	55
Tabla 3- 17. Especificaciones técnicas del generador.....	56
Tabla 3- 18. Caudales simulados a diferentes velocidades.....	58
Tabla 3- 19. Mediciones de velocidad angular realizadas en el canal	59

RESUMEN EJECUTIVO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MINI TURBINA HIDRÁULICA DE HÉLICES PARA SER INSTALADA EN CANALES DE RIEGO PRIMARIOS ABIERTOS Y GENERAR ENERGÍA MECÁNICA

Autor: José Luis Bautista Mollocana

Tutor: Ing. Luis Escobar, Mg.

Para el diseño de la mini turbina de hélices se consideró un caudal promedio de 0,3 m³/s. Una vez establecido el caudal, se inició el diseño con los cálculos para el rodete de la turbina considerando la relación que debe existir entre diámetros, y que tenemos álabes fijos por lo que no requiere de espacio en el cubo para los mecanismos de regulación, se seleccionó un diámetro interior de 70mm y un diámetro exterior de 220mm.

Posterior al dimensionamiento del rodete, se diseñaron los álabes, componente donde choca el agua y genera energía, para ello se trabajó con el cálculo de triángulos de velocidades, con lo cual se seleccionó un perfil Gottingen N428, siguiendo las recomendaciones del autor Adolph, quien recomienda este tipo de perfil para aplicaciones en turbinas y bombas axiales como es el caso del presente diseño.

Una vez concluído el diseño de la turbina, se procedió a su construcción, para lo cual se utilizó la fabricación aditiva, más conocida como impresión 3D, dicha fabricación se realizó con el polímero PLA. Posterior a la construcción se realizaron las pruebas necesarias para obtener las revoluciones generadas con el rodete de 4 álabes, para lo cual se instaló la turbina en el canal y se obtuvo mediciones de 350 a 400 revoluciones por minuto. Sometiendo el modelo a simulación se obtuvo un torque teórico de 19 Nm y realizando cálculos con las fuerzas producidas por el agua sobre los álabes se obtuvo un torque calculado de 13 Nm

EXECUTIVE SUMMARY

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A MINI HYDRAULIC TURBINE OF PROPELLERS TO BE INSTALLED IN OPEN PRIMARY IRRIGATION CHANNELS AND GENERATE MECHANICAL ENERGY

Author: José Luis Bautista Mollocana

Tutor: Ing. Luis Escobar, Mg.

For the design of the mini propeller turbine was considered an average flow of 0.3 m³/s. Once the flow was established, the design was started with the calculations for the impeller of the turbine. This considering the relationship that must exist between diameters, and that we have fixed blades so it does not require space in the bucket for the regulation mechanisms. Selected an inner diameter of 70mm and an outer diameter of 220mm.

After the sizing of the impeller, the blades were designed. This is a component where the water collides and generates energy, for which the triangles of speeds were calculated, with this results was selected a Gottingen N428 profile. The profile is recommended by the author Adolph, who recommends this type of profile for applications in turbines and axial pumps as is the case of the present design.

Once the design of the turbine was completed, construction was carried out, for which additive manufacturing, better known as 3D printing, was used. This fabrication was carried out with the PLA polymer. After the construction, the necessary tests were carried out to obtain the revolutions generated with this design, for which the turbine was installed in several places of the channel. The result was 350 ei 400 revolutions per minute. The result teorick tork was 19 Nm

CAPÍTULO I

ANTECEDENTES

1.1 Tema

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MINI TURBINA HIDRÁULICA DE HÉLICES PARA SER INSTALADA EN CANALES DE RIEGO PRIMARIOS ABIERTOS Y GENERAR ENERGÍA MECÁNICA.

1.2 Antecedentes

En la actualidad existe la tendencia a usar energías renovables aprovechando los recursos disponibles en la naturaleza, y hacer uso de estos para generar energías más limpias y amigables con la naturaleza. Dentro de este contexto está el aprovechamiento de los recursos hídricos para generar energía eléctrica.

La provincia de Tungurahua cuenta con canales primarios de regadío con un gran potencial energético, esta energía cinética y potencial en el canal es producida por la velocidad del agua y la altura del canal, esta puede ser transformada en energía mecánica para impulsar un pequeño generador, Con el uso de una mini turbina de flujo axial como la de hélices ya que estas son ideales para trabajar con saltos de agua pequeños y grandes caudales.

La instalación de una mini turbina en un canal de riego no afecta al mismo ya que no altera la estructura del canal ni contamina el agua, haciendo factible la instalación de dicha turbina en cualquier tramo del canal que cumpla los requisitos de velocidad y caudal, esto es muy beneficioso ya que existen lugares de difícil acceso donde se necesita de energía eléctrica para impulsar pequeños proyectos y mejorar la calidad de vida de moradores del lugar.

Esto ayudará a iluminar hogares de bajos recursos aislados, que no cuentan con energía eléctrica. También esta energía se puede aprovechar para alimentar dispositivos como compuertas y sensores para gestionar un control más óptimo de sistemas de regadío y aprovechar de mejor manera el recurso vital del agua.

1.3 Justificación

La necesidad de contribuir con la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero a la atmósfera, y al mismo tiempo satisfacer la demanda de generación de energía eléctrica en lugares aislados donde no llega está en el país. Impulsa el desarrollo de nuevas tecnologías de generación más amigables con el medio ambiente y que no agoten recursos naturales o interfieran con los ecosistemas del lugar. [1] En este contexto surge la propuesta de desarrollar una mini turbina hidráulica de hélices que aproveche la energía cinética de un flujo de agua proporcionada por los canales de riego primarios que existen en la provincia de Tungurahua y la transforme a energía mecánica aprovechable que se puede utilizar posteriormente para la generación de energía eléctrica, todo esto sin afectar el cauce del canal o contaminar el agua del mismo.

El desarrollo del proyecto técnico ayudará a crear una alternativa de generación más limpia aprovechando el abundante recurso hídrico en los canales de riego primarios de la Provincia de Tungurahua. [2] Esto contribuirá al actual esfuerzo que hace el País por reducir los altos niveles de contaminación. El desarrollo de una mini turbina que se pueda montar en cualquier tramo de un canal abierto, ayudará a impulsar pequeños generadores que facilitarán el desarrollo de proyectos eléctricos que necesiten de una fuente de energía; como la automatización del sistema de compuertas para re direccionar óvalos a ramales de regadío. La generación de energía por turbinado ayudará a suplir las necesidades de energía en comunidades aisladas que no cuentan con ella. El desarrollo del proyecto es factible ya que se cuenta con el recurso intelectual asimilado en las diferentes materias y la guía de docentes con un amplio conocimiento del tema, también se cuentan con los recursos tecnológicos existentes en los laboratorios de la carrera de Ingeniería Mecánica.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo General

- Diseñar y construir una mini turbina hidráulica de hélices para instalarse en canales de regadío primarios abiertos y generar energía mecánica aprovechable.

1.4.2 Objetivos Específicos

- Realizar los cálculos hidráulicos y mecánicos de los componentes principales de la mini turbina de hélices.
- Modelar en software los componentes de la mini turbina de hélices.
- Determinar el torque entregado por el rodete mediante simulación en software.
- Construir la mini turbina de hélices e instalarla en un canal primario abierto de la Provincia de Tungurahua.
- Medir el número de revoluciones que genera la mini turbina de hélices, instalada en un canal primario.

CAPÍTULO II

FUNDAMENTACIÓN

2.1 Investigaciones previas

En investigaciones previas se analiza los aportes y conclusiones generadas para el desarrollo del actual proyecto.

En la Universidad “Hasan Prishtina” se desarrolló un artículo bajo el tema “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MINI PLANTA HIDROELÉCTRICA CON TURBINA DE HÉLICE”, realizado por Shpetim Lajqi, Naser Lajqi y Beqir Hamidi. En este documento se describen los parámetros importantes a considerar en el diseño de una turbina de hélices, entre ellos: potencia de la turbina, diámetro del colector, velocidad de la turbina, diseño de la carcasa, etc. [3]

En la Universidad Técnica de Ambato en la carrera de Ingeniería Mecánica existe la tesis de proyecto técnico con el tema: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBO BOMBA ACCIONADA MEDIANTE UNA TURBINA MICHELL BANKI PARA RIEGO DE CULTIVOS EN SECTORES VULNERABLES “del año 2018, Autores Christian Omar Coronel y Jonathan Javier Hernández determinan que es viable aprovechar la energía de un canal para impulsar una turbina y generar energía mecánica. [4]

En la Universidad de Laval Canadá existe un artículo con el tema: “ANÁLISIS DE FLUJO ENTRE PALAS DE UN CORREDOR DE TURBINA DE HÉLICE UTILIZANDO PIV ESTEREOSCÓPICO” autores: Vincent Aeschlimann, Sebastien Beaulieu, Sebastien Houde, Gabriel Dan Ciocan, Claire Deschenes. En donde se identifica las condiciones bajo las que se desarrollan vórtices en los alabes utilizando cámaras de alta velocidad. [5]

2.2 Fundamentación teórica

Una turbina es una turbomáquina que ayuda a transformar la energía potencial y cinética producida por un flujo de vapor de agua, gas o corriente de agua en energía

mecánica. Las partes principales de una turbina son el rodete el cual cuenta con hélices colocadas alrededor de su perímetro circunferencial. La hélice por medio de un fluido ayuda a dar impulso produciendo un movimiento tangencial, la energía mecánica producida es transferida por medio de un eje para mover una bomba o un alternador.

En la figura 2-1 se muestra las características típicas de rendimiento respecto a las variaciones de caudal de un grupo de turbinas, en el cual se puede observar que la turbina hélice incrementa su rendimiento a medida que se reducen las variaciones de caudal real respecto al caudal de diseño.

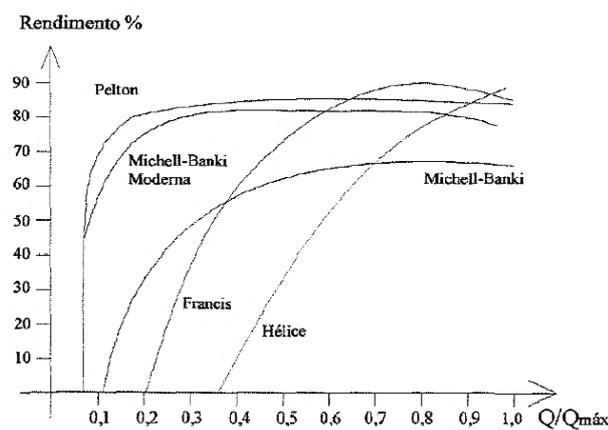


Figura 2- 1. Rendimiento de turbinas respecto a las variaciones de caudal

Fuente. [6]

2.2.1 Partes de una turbina hidráulica

Una turbina hidráulica está compuesta de tres órganos diferentes, los cuales son atravesados por el fluido sucesivamente, como son: el distribuidor, el rodete y el difusor.

- El distribuidor. Este es un órgano que se encuentra fijo en la turbina y cuyo objetivo es direccionar el fluido desde la sección de entrada de la máquina hacia la sección de entrada del rodete de la misma. Además, este órgano se encarga de convertir la energía potencial en energía cinética, en el caso de la turbina hélice -centrípeta y turbinas axiales el distribuidor se encuentra precedido por una cámara espiral (voluta) la cual se encarga de conducir el fluido que entra, garantizando un reparto simétrico del mismo en la superficie de entrada del distribuidor.

- El rodete. Este es un elemento esencial de la turbina, con la presencia de álabes, en los cuales se intercambia energía entre la máquina y el fluido.
- El difusor o tubo de aspiración. Este es un conducto que generalmente tiene un ensanchamiento progresivo, recto o acanalado, mediante este se desagua el fluido proveniente del rodete y lo direcciona hacia el canal de fuga, de esta manera se permite recuperar parte de la energía cinética a la salida del rodete para esto debe ensancharse. En el caso de que el rodete se encuentre instalado a cierta altura por encima del canal de fuga, el uso de un difusor cilíndrico permitirá la recuperación, la cual de otra manera se perderá.

2.2.2 Clasificación de turbinas hidráulicas

En la figura 2-2 se hace una clasificación de las turbinas hidráulicas en base a si la presión varía o no en el rodete.

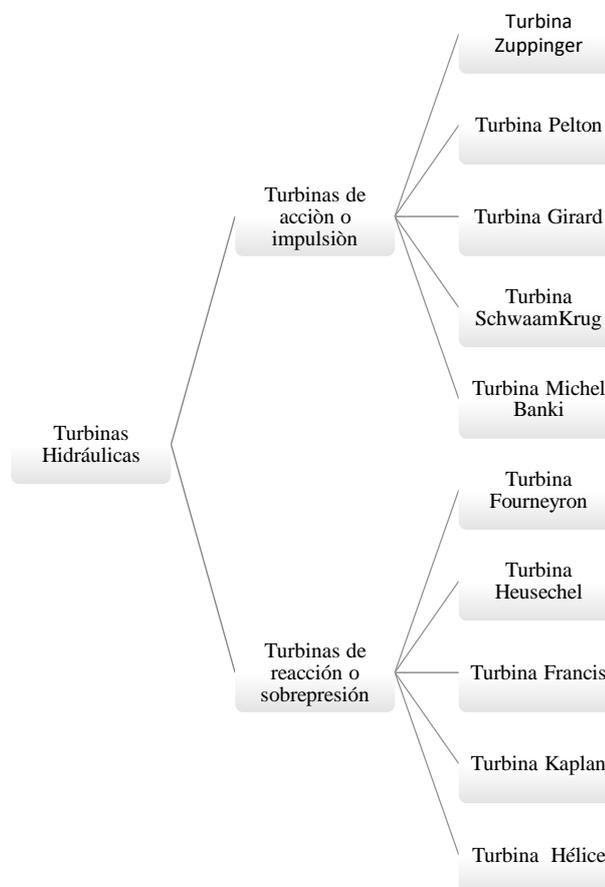


Figura 2- 2. Clasificación de turbinas hidráulicas por la variación de presión

Fuente. Autor

En la figura 2-3 se hace una clasificación de las turbinas por la dirección con la que entra el fluido en estas.

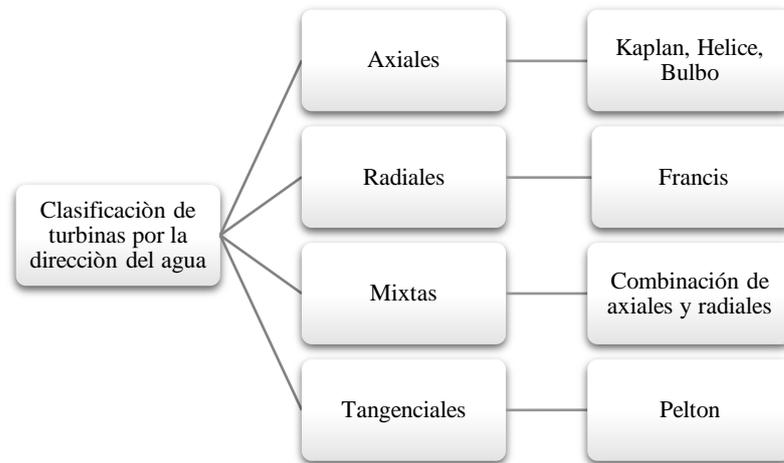


Figura 2- 3. Clasificación de turbinas hidráulicas por la dirección del agua

Fuente. [7]

2.2.3 Turbinas hidráulicas

A continuación, se hace una somera descripción de algunas de las turbinas hidráulicas más utilizadas.

2.2.3.1 Turbina Pelton

Estas turbinas trabajan utilizando el agua canalizada desde un depósito ubicado a gran altura y conducida a una boquilla inyectora en donde la energía potencial es aprovechada para mover el rodete y generar energía mecánica. [8]

Esta turbina presenta un rodete, el cual es básicamente una rueda en cuya periferia se encuentran los álabes como se muestran en la figura 2-4, los mismos que son de forma de cucharas, sobre las mismas incide el choque del chorro proveniente del inyector, en dirección tangencial al rodete. El dimensionamiento de las cucharas y el número de las mismas, está en función del diámetro del chorro que incide sobre estas. Este tipo de turbinas son utilizadas en grandes altura de caídas mayores a los 40m [9]



Figura 2- 4. Turbina Pelton

Fuente. [10]

2.2.3.2 Turbina Francis

Esta turbina es de reacción y trabaja con flujo mixto, es muy eficiente. Trabaja con saltos de 10m en adelante y grandes caudales. En la actualidad la mayoría de hidroeléctricas trabajan con este tipo de turbinas para generar energía eléctrica.

En la turbina Francis el fluido cambia de presión a medida que se desplaza a través del rodete perdiendo así su energía, necesita de una carcasa para poder contener el caudal. Esta turbina tiene forma de caracol como se puede ver en la figura 2-5. Los alabes directores mueven el agua tangencialmente hacia el rodete donde el fluido actúa sobre el mismo. [11]



Figura 2- 5. Turbina Francis

Fuente. [12]

2.2.3.3 Turbina Michell Banki

Este tipo de turbina es de acción o impulsión, entre el inyector y el rotor de la misma se encuentra un espacio grande, en donde ingresa sin presión el chorro de agua al rodete, como se muestra en la figura 2-6.

En la actualidad estas turbinas se diseñan con un inyector, el cual abarque un mayor arco de la periferia del rodete, disminuyendo así el tamaño de dicha turbina. Estas turbinas de flujo cruzado se las puede aplicar para alturas de 2m de caída de agua y diferentes caudales para acomodar el diámetro del rodete. [10]



Figura 2- 6. Turbina Michell Banki

Fuente. [10]

2.2.3.4 Turbina Kaplan

Este tipo de turbina es ideal para trabajar en saltos pequeños de agua y grandes caudales, el rodete es parecido a la hélice del barco. Esta turbina es de reacción y trabaja con flujo axial. [13]

En las turbinas Kaplan los alabes del rodete son regulables como se muestra en la figura 2-7 en tanto que los alabes del distribuidor son fijos o regulables. Cuando ambos son regulables se llaman turbinas Kaplan verdaderas mientras que si solo se puede regular los alabes del rodete se llama semi Kaplan. [10]



Figura 2- 7. Turbina Kaplan

Fuente. [10]

2.2.3.5 Turbina de Hélice

La importancia de las turbinas hélice en pequeños saltos con grandes caudales las hacen ideales tanto para posiciones verticales como horizontales. La tendencia a construir turbinas más rápidas para velocidades específicas n_s mayores de 450 rpm conduce a utilizar turbinas hélice, el rodete está compuesto por unas pocas palas que confieren forma de hélice de barco. Cuando estas son fijas se denomina turbina hélice mientras que si son orientables se denomina turbina Kaplan. Por lo que la teoría de cálculo para turbinas Kaplan puede ser aplicado para turbinas hélice. [6]



Figura 2- 8. Turbina de hélice

Fuente. [10]

2.2.4 Teoría hidrodinámica de turbinas axiales

Nomenclatura

Para estudiar el movimiento del agua en las turbinas hidráulicas se debe utilizar nomenclatura universal para definir los triángulos de velocidad a la entrada y salida del rodete, la misma que se detalla a continuación en la tabla 2-1.

Tabla 2-1. Simbología y unidades

Símbolo	Significado	Unidad
u	velocidad tangencial o periférica de la rueda	$\frac{m}{s}$
c	velocidad absoluta del agua	$\frac{m}{s}$
w	velocidad relativa del agua	$\frac{m}{s}$
n	número de revoluciones del rodete	r.p.m
ns	número específico de revoluciones	r.p.m
H	salto hidráulico bruto	m
H_n	salto hidráulico neto	m
Q	caudal	$\frac{m^3}{s}$
γ	peso específico	$\frac{N}{m^3}$
N_{ef}	potencia efectiva de la turbina	W
η_{hid}	rendimiento hidráulico	%
φ	ángulo de inclinación de los álabes	ˆ
∞	ángulo de ataque	ˆ

Fuente. Autor

2.2.5 Consideraciones para diseño de álabes

Para una turbina de hélice si se supone una velocidad de entrada c_1 uniforme para toda la altura del perfil las distintas curvaturas de las palas se deducen de distintas velocidades periféricas u que tiene la rueda en los diversos puntos figura. 2-9 de modo que se cumpla que $r \cdot u = cte$. Si la entrada del agua (1) se efectúa sin choque, la superficie del álabe debe estar en una dirección tangente a la velocidad relativa de entrada del agua w_1 por lo que el álabe tiene que ser, por lo que respecta a su altura en la parte central e inicial bastante vertical. En la parte final a la salida este se presenta más aplanado y la velocidad c_2 debe ser prácticamente axial, siendo la velocidad $w_{2y} < w_{1y}$ [6]

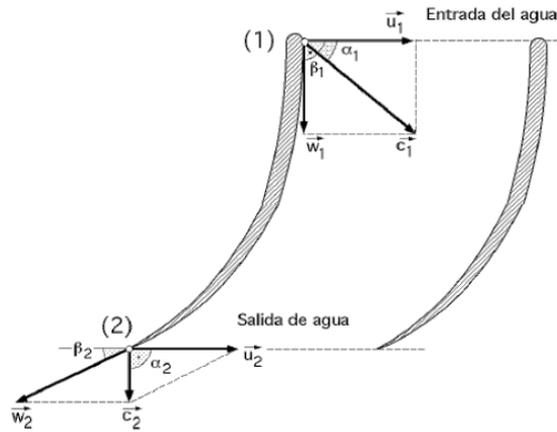


Figura 2- 9. Triangulo de velocidades

Fuente. [6]

2.2.5.1 Fuerza que ejerce el agua a su paso por los álabes

Supondremos que el rotor se mueve con una velocidad periférica u ; y el agua entra al rodete con una velocidad relativa w_1 y sale del rodete con una velocidad relativa w_2 variando esta velocidad al paso por los alabes por lo que existe una fuerza F que realiza esta operación acelerativa como se puede observar en la figura 2-10. [6]

La potencia efectiva (N_{ef}) para la turbina es:

$$N_{ef} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot u \cdot (w_1 \cos B_1 - w_2 \cos B_2)}{g} \quad (2-1)$$

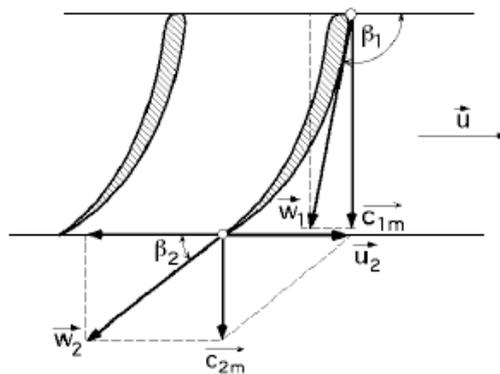


Figura 2- 10. Movimiento del agua; triangulo de velocidades

Fuente. [6]

2.2.5.2 Rendimiento hidráulico

Debido al rozamiento del agua con la turbina, movimientos turbulentos, viscosidad y rugosidad de las paredes a estas pérdidas le corresponde un rendimiento hidráulico de tipo: [6]

$$\eta_{hid} = \frac{N_{ef}}{\gamma \cdot Q \cdot H_n} \quad (2-2)$$

2.2.6 Parámetros de diseño del rodete

Número de revoluciones del rodete

Para condiciones de rendimiento máximo el número de rpm del rodete es: [6]

$$n = \frac{\sqrt{H_n}}{D_e} \quad (2-3)$$

Relación de diámetro

Los diámetros nominales exterior (D_e) de las palas e interior (D_i) deben tener una relación $v = \frac{D_i}{D_e}$ se debe cumplir los valores dentro de un intervalo comprendido entre: $0.3 < v < 0.6$ [6]

2.2.7 Parámetros de diseño de los álabes

Número de palas

$$z = \frac{\pi \cdot D_e}{t} \quad (2-4)$$

Ángulo de ataque

Si consideramos ϕ el ángulo de inclinación de los álabes, (ángulo que se forma entre la cuerda del perfil y la dirección u) el ángulo de ataque ∞ viene a ser el ángulo que se forma entre la cuerda del perfil y la velocidad media relativa del agua W_m como se puede observar en la figura 2-11. [6]

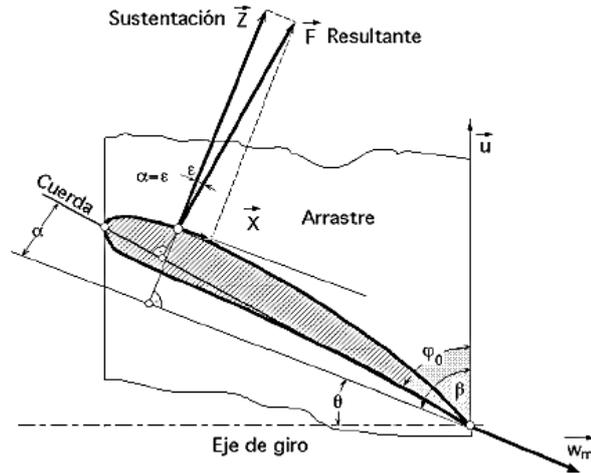


Figura 2- 11. Ángulo de ataque

Fuente. [6]

Solidez

La solidez de la persiana de álabes oscila entre los siguientes valores [6]

$$\left(\frac{l}{t}\right)_e = 1 - 0.7$$

$$\left(\frac{l}{t}\right)_i = 1.8 - 3$$

2.2.8 Torque en función de la circulación

Sobre cada álabe de la turbina situado a una distancia r del eje de la misma actúa una fuerza que se puede descomponer en dos direcciones, de las cuales una es la fuerza axial Fx que es paralela al eje de giro y por lo tanto no produce ningún momento. La otra es la fuerza par Fy está situada en un plano normal al eje de giro y es la que proporciona el par motor. [6]

$$C = \frac{\gamma \cdot z \cdot r \cdot Q}{2 \cdot \pi \cdot g} \tag{2-5}$$

Donde:

C: Par motor (N.m)

γ: Peso específico $\left(\frac{N}{m^3}\right)$

r: circulación alrededor de un álabe (sumatoria de torbellinos alrededor del álabe)

Q: caudal ($\frac{m^3}{s}$)

2.2.9 Geometría del canal abierto

Existen muchos ejemplos de canales abiertos como por ejemplo los sistemas diseñados para suministrar agua a las comunidades o drenar el agua que se genera en las tormentas, existen diferentes tipos de secciones transversales como los que se detallan en la figura 2.12 [14]

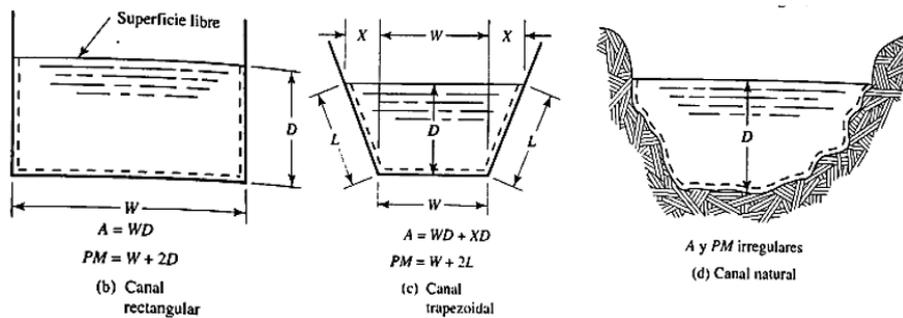


Figura 2- 12. Secciones transversales de canales

Fuente. [6]

Energía específica para una descarga dada

$$E = y + \frac{Q^2}{2g.A^2} \quad (2-6)$$

Donde

y: Profundidad del canal mojado (m)

2.2.10 Perfiles Gottingen

En los inicios de aeronáutica, se percibió que al darle cierta curvatura a una superficie de un alabe, este daba mejores resultados en comparación a un alabe plano. Los primeros estudios acerca de este tipo de perfiles se realizaron en una ciudad alemana llamado Gottingen, de aquí su nombre. [15]

De forma general el diseño de estos perfiles aerodinámicos considera los efectos generados por la curvatura, así como también el espesor, estos deben ser considerados

simultáneamente debido a que ambos afectan al flujo del aire alrededor del perfil, estos perfiles son diseñados de tal manera que reduzcan el factor de arrastre y aumenten el factor de sustentación confiriéndole estabilidad al alabe. [15]

La versatilidad de estos perfiles en el diseño de alabes, ha permitido el uso de los mismo también en hidráulica, cambiando el flujo de aire por el flujo de un líquido, como en el caso de los alabes de turbinas de hélices en donde las hélices de la misma son diseñadas aplicando estos perfiles, como el perfil Gottingen 387 que se muestra en la figura 2-13. [15]

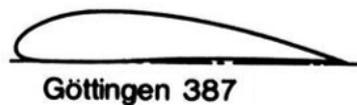


Figura 2- 13. Perfil gottingen 387

Fuente. [15]

2.2.11 Fabricación aditiva

La fabricación aditiva, conocida en el medio como impresión 3D, se basa en la producción de piezas a partir de un modelo 3D obtenido mediante un software de diseño, lo cual evita el uso de moldes o algún utillaje. En este proceso de fabricación un material plástico (PLA, ABS u otro polímero), es depositado capa a capa de manera controlada y su posterior consolidación puede ser mediante sinterizado laser, curado por luz ultravioleta o por la adición de un aglutinante, luego de lo cual toma la forma del diseño deseado, como se muestra en la figura 2-14.



Figura 2- 14. Impresión 3D

Fuente. [16]

CAPÍTULO III

DISEÑO DEL PROYECTO

3.1 Selección de alternativas

En la selección de alternativas se ha considerado tres alternativas de acuerdo a los parámetros en cuestión.

Alternativa I. Turbina Pelton

Las turbinas Pelton son llamadas también como turbinas de presión por ser ésta constante en la zona del rotor, de chorro libre, de impulsión, de admisión parcial por atacar el agua sólo una parte de la periferia del rotor. Estas son utilizadas en saltos de gran altura (alrededor de 200 m y mayores), y caudales relativamente pequeños (hasta 10 m³/s aproximadamente).

Alternativa II. Turbina Francis

Trabaja con saltos de 10m en adelante y grandes caudales, en la actualidad las hidroeléctricas trabajan con este tipo de turbinas para generar energía eléctrica. En esta turbina el fluido cambia de presión a medida que se desplaza a través del rodete perdiendo así su energía, necesita de una carcasa para poder contener el caudal.

Alternativa III. Turbina de hélices

La importancia de las turbinas hélice en pequeños saltos con grandes caudales las hacen ideales tanto para posiciones verticales como horizontales. La tendencia a construir turbinas más rápidas para velocidades específicas n_s mayores de 450 rpm conduce a utilizar turbinas hélice, el rodete está compuesto por unas pocas palas que confieren forma de hélice de barco.

Método ordinal corregido de criterios ponderados

Para determinar la alternativa más idónea se aplicó la metodología de Riba C, para la misma es necesario conocer el orden correcto de evaluación. Para esto se debe optar por el método ordinal corregido de criterios ponderados, este método ayuda a seleccionar una alternativa idónea con resultados que son reveladores.

Para este método se realizará una tabla con todos los criterios de evaluación, después se compara cada uno y se dará un valor específico para cada parámetro evaluado. Los valores de evaluación son:

1 = Si el criterio de las filas es superior (o mejor; >) que el de las columnas.

0,5 = Si el criterio de las filas es equivalente (=) al de las columnas.

0 = Si el criterio de las filas es inferior (o peor; <) que el de las columnas.

Después, se realizará la sumatoria de cada uno de los criterios con los valores asignados en relación a los demás, al mismo que se le da una unidad de tal forma que el criterio menor no sea nulo y en otra columna se calculan los valores para cada criterio. Al final se realiza la sumatoria total de los productos de los pesos específicos de cada solución por el peso específico del respectivo criterio.

Descripción de los Criterios:

- Caudal Necesario: Se utilizará un caudal aproximado de $0.3 \text{ m}^3/\text{s}$
- Velocidad de Rotación: se optará por un promedio de 400 RPM
- Mantenibilidad: Es una característica de la turbina para que tenga un funcionamiento con normalidad a lo largo del tiempo y poder evitar fallos futuros, así como su facilidad de mantenimiento.
- Costo: el costo es escogido como un criterio de evaluación, debido a su rentabilidad en función de su uso.

Tabla 3- 1. Evaluación del peso específico de cada criterio

Criterio de evaluación	Caudal	Velocidad de rotación	Mantenibilidad	Costo	$\Sigma+1$	Ponderación
Caudal	1	0,5	0,5	3	0,3	
Velocidad de rotación	0,5	1	0,5	3	0,3	
Mantenibilidad	0,5	0,5	1	2,5	0,2	
Costo	0,5	0,5	1	2	0,2	
			Suma	10,5	1	

Fuente. Autor

Tabla 3- 2. Evaluación del peso específico del criterio de caudal necesario

Criterio de evaluación	Alternativa I	Alternativa II	Alternativa III	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa I	1	0	2	0,3	
Alternativa II	0	1	0,5	2,5	0,4
Alternativa III	0,5	0,5	1	2,5	0,4
			Suma	7	1

Fuente. Autor

Tabla 3- 3. Evaluación del peso específico del criterio de Velocidad de rotación

Criterio de evaluación	Alternativa I	Alternativa II	Alternativa III	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa I		1	0,5	2,5	0,4
Alternativa II	0,5		0,5	2	0,3
Alternativa III	0,5	0,5		2	0,3
			Suma	6,5	1

Fuente. Autor

Tabla 3- 4. Evaluación del peso específico del criterio de Mantenibilidad

Criterio de evaluación	Alternativa I	Alternativa II	Alternativa III	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa I		1	0	2	0,4
Alternativa II	0,5		0,5	2	0,4
Alternativa III	0	0,5		1,5	0,3
			Suma	5,5	1

Fuente. Autor

Tabla 3- 5. Evaluación del peso específico del criterio de costo

Criterio de evaluación	Alternativa I	Alternativa II	Alternativa III	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa I		1	0	2	0,4
Alternativa II	1		0	2	0,4
Alternativa III	0	0,5		1,5	0,3
			Suma	5,5	1

Fuente. Autor

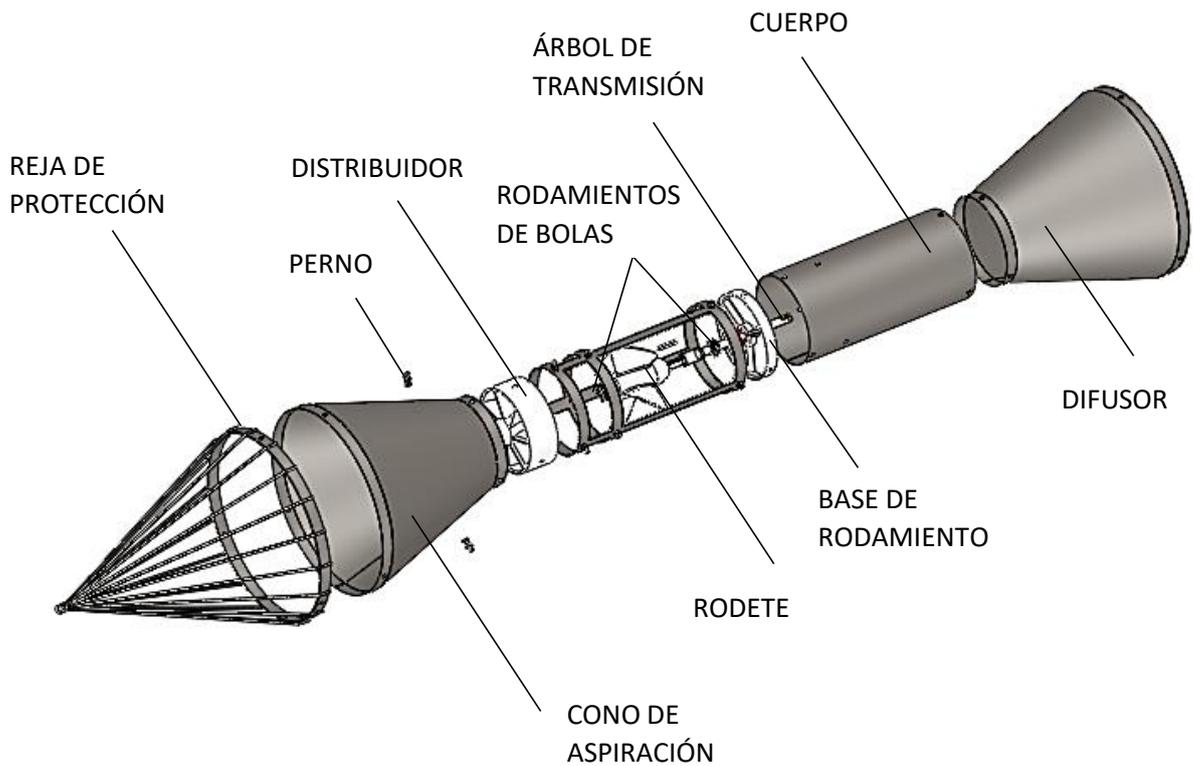
Tabla 3- 6. Evaluación del peso específico alternativa/ criterio

Criterio de evaluación	Caudal	Velocidad de rotación	Mantenibilidad	Costo	Σ	Prioridad
Alternativa I	0.098	0.068	0.075	0.06	0.301	2
Alternativa II	0.078	0.059	0.089	0.072	0.298	3
Alternativa III	0.133	0.055	0.099	0.082	0.369	1

Fuente. Autor

Como se indica en la tabla 3-6 se ha determinado que la mejor alternativa es la III, correspondiente a la turbina de hélices.

Vista explocionada de una turbina de hélice

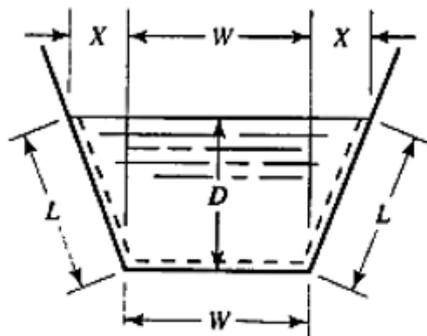


3.2 Cálculos

3.2.1 Medición del caudal

a) Área mojada del canal

Para la medición del caudal primero determinamos el área mojada del canal perpendicular a la dirección del fluido mediante la ecuación (3-1) con los datos tomados del canal Huachi Pelileo, este resultado multiplicamos con la velocidad media del fluido en el canal y obtenemos el caudal.



Dato	Medida	Unidad
D	1,2	m
W	1,65	m
X	0,425	m
L	1,4	m

Figura 3- 1 Datos tomados del canal Huachi Pelileo

Fuente. Autor

$$A = W * D + X + D \quad (3-1)$$

$$A = 1,65 * 1,2 + 0,425 + 1,2$$

$$A = 2,5 \text{ m}^2$$

b) Velocidad media en el canal

Para obtener la velocidad media del canal medimos cuanto tiempo se demora en moverse un objeto por un tramo de 4 m, repetimos este proceso por lo menos 5 veces para obtener un tiempo promedio y obtenemos la velocidad media con la ecuación (3-2)

Tabla 3- 7. Mediciones de tiempo

Medición	Tiempo (s)
1	5,28
2	4,11
3	5,23
4	5,1
5	4,85
Promedio	4,91

Fuente. Autor

$$v = \frac{e}{t} \quad (3-2)$$

$$v = \frac{4}{4,91}$$

$$v = 0,81 \frac{m}{s}$$

Con esto podemos obtener el caudal en el canal mediante la ecuación (3-3)

$$Q = V * A \quad (3-3)$$

$$Q = 0,81 * 2,5$$

$$Q = 2 \frac{m^3}{s}$$

3.2.1 Energía en el canal

Ya que no se cuenta con un salto hidráulico por las condiciones geométricas de los canales abiertos, se considera las energías cinética y potencial que tiene el agua al fluir por el canal, expresado este en la ecuación (3-4) en función del caudal.

$$H = y + \frac{Q^2}{2 * g * A^2} \quad (3-4)$$

Donde:

H = Salto hidráulico [m]

Y = La altura total que alcanza la superficie del agua [m]

$$H = 1,2 + \frac{2^2}{2 * 9,81 * 2,5^2}$$

$$H = 1,3 \text{ m}$$

3.2.3 Potencia al freno

Para diseñar la turbina vamos a tomar las siguientes consideraciones:

- Trabajaremos con un generador de 6 pares de polos.
- El generador debe poder entregar ½ Hp de potencia o más.
- La turbina y el generador trabajaran de forma síncrona.

a) Velocidad síncrona

$$n = \frac{f \cdot 60}{z''} \quad (3-5)$$

Donde:

n = Velocidad angular del generador [rpm]

z'' = Número de pares de polos

f = Frecuencia [Hz]

$$n = \frac{60 \cdot 60}{6}$$

$$n = 600 \text{ rpm}$$

b) Número de revoluciones específico

$$n_s = \frac{n \cdot P^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (3-6)$$

Donde:

n_s = Número específico de revoluciones [rpm]

P = Potencia al frenado [KW]

n = Velocidad angular del generador [rpm]

H = Salto hidráulico [m] // energía del agua en el canal

$$n_s = \frac{600 \cdot 0,373^{1/2}}{1,3^{5/4}}$$

$$n_s = 283 \text{ rpm}$$

3.2.4 Diseño del rodete

Utilizaremos métodos estadísticos para aproximar el diámetro exterior y el diámetro de cubo del rodete.

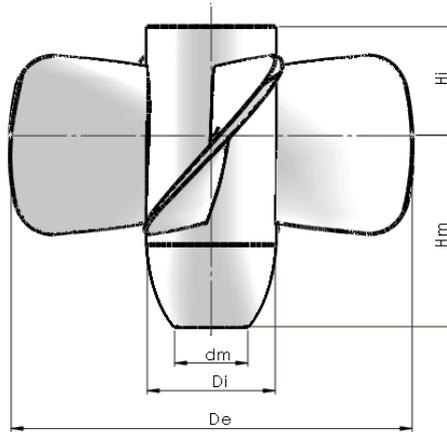


Figura 3- 2. Dimensiones del rodete a calcular

Fuente. Autor

Se utiliza el método de F. de Siervo y F. de leva, este método se basa en el estudio del comportamiento de más de 130 turbinas alrededor del mundo.

$$D_e = (66,76 + 0,136 n_s) \frac{\sqrt{H}}{n} \quad (3-7)$$

$$D_e = (66,76 + 0,136 * 283) \frac{\sqrt{1,3}}{600}$$

$$D_e = 0,195 \text{ m}$$

$$D_i = D_e \left(0,25 + \frac{94,64}{n_s} \right) \quad (3-8)$$

$$D_i = 0,195 \left(0,25 + \frac{94,64}{283} \right)$$

$$D_i = 0,110 \text{ m}$$

Se debe tener en cuenta que existe una relación de diámetros que se debe cumplir dentro del siguiente rango $0,3 < v < 0,6$

$$v = \frac{D_i}{D_e}$$

Considerando la relación que debe existir entre diámetros, y que estamos diseñando una turbina de hélices con alabes fijos por lo que no requiere de espacio en el cubo para los mecanismos de regulación se decide tomara un diámetro interior de 70 mm y un diámetro exterior de 220 mm

$$H_m = D_e (6,94 * n_s^{-0,433}) \quad (3-9)$$

$$H_m = 132 \text{ mm}$$

$$H_i = D_e (0,38 + 5,17 \times 10^{-5} * n_s) \quad (3-10)$$

$$H_i = 86 \text{ mm}$$

$$d = D_e (0,2 - 0,4) \quad (3-11)$$

$$d = 40 \text{ mm}$$

3.2.5 Diseño de los álabes

Se diseñará la turbina con 4 álabes siguiendo la recomendación del autor [17] ya que el número de revoluciones específico está en el rango de 210 a 300 rpm.

La longitud de la cuerda del álabes y la distancia entre estos se puede determinar con las ecuaciones 3-12 y 3-13

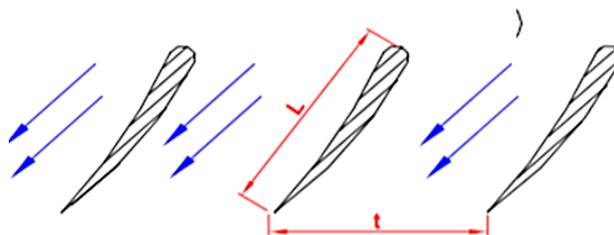


Figura 3- 3. Longitud de cuerda y espacio entre álabes

Fuente. [6]

$$t = \frac{2 * \pi * r}{z} \quad (3-12)$$

Donde:

r = radio del diámetro exterior [m]

z = número de álabes

$$t = \frac{2 * \pi * 0,110}{4}$$

$$t = 0,172 \text{ m}$$

$$L_e = \frac{t}{1,2} \tag{3-13}$$

Donde:

L_e = Longitud de la cuerda del perfil [m]

$$L_e = 0,144 \text{ m}$$

3.2.5.1 Triángulos de velocidad

Los triángulos de velocidad ayudan a determinar el ángulo de ataque óptimo en el que se debe fijar el álabe para aprovechar al máximo la energía del fluido.

Es necesario realizar triángulos de velocidad a la entrada y salida del agua cuando pasa alrededor del álabe como se muestra en la figura 3-4.

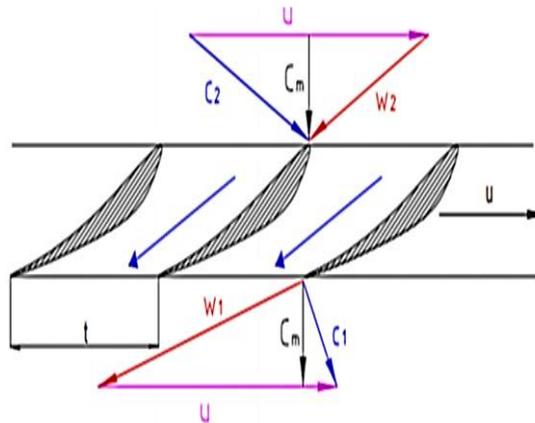


Figura 3- 4. Triángulos de velocidad

Fuente. [6]

Donde:

C_1, C_2 = Velocidad absoluta [m/s]

W_1, W_2 = velocidad relativa [m/s]

C_m = Velocidad axial [m/s]

U = Velocidad tangencial [m/s]

a) Velocidad tangencial

$$U = \frac{\pi * D * n}{60} \quad (3-14)$$

$$U = \frac{\pi * 0,22 * 600}{60}$$

$$U = 6,91 \frac{m}{s}$$

b) Velocidad axial

$$C_m = \frac{0,8 * Q_D * 4}{\pi * (D_e^2 - D_i^2)} \quad (3-15)$$

$$C_m = \frac{0,8 * 0,3 * 4}{\pi * (0,22^2 - 0,07^2)}$$

$$C_m = 7,02 \frac{m}{s}$$

c) Entrada

Considerando que la turbina cuenta con un distribuidor y un rodete se diseñara para el caso 3 de la tabla de triángulos de velocidad para diferentes grados de reacción del anexo A en el cual se especifica los siguientes parámetros:

- $W_1 > 0$
- $\alpha_1 = 90^\circ$
- $C_{1n} = 0$
- $0,5 < R < 1$

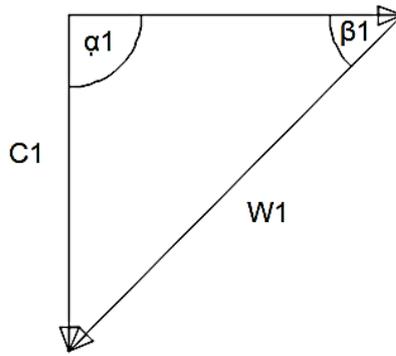


Figura 3- 5. Triángulo de velocidad a la entrada

Fuente. Autor

$$C_1 = C_m = 7,02 \frac{m}{s}$$

$$W_1 = \sqrt{U^2 + C_1^2} \quad (3-16)$$

$$W_1 = \sqrt{6,91^2 + 7,02^2}$$

$$W_1 = 9,85 \frac{m}{s}$$

$$\beta_1 = \tan\left(\frac{U}{C_1}\right) \quad (3-17)$$

$$\beta_1 = 45,5^\circ$$

d) Salida

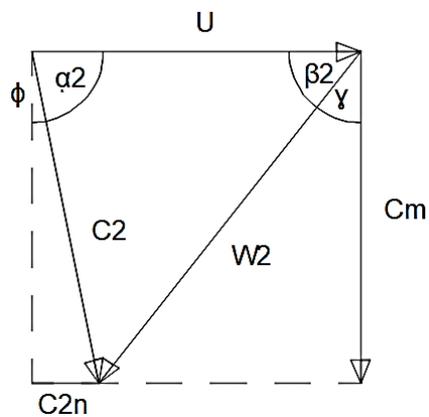


Figura 3- 6. Triángulo de velocidad a la salida

Fuente. Autor

Salto hidráulico real

$$H_R = H * \eta h \quad (3-18)$$

Donde:

HR = Salto hidráulico real [m]

ηh = Eficiencia hidráulica que la consideraremos del 80 % al reducir pérdidas

$$H_R = 0,98 \text{ m}$$

$$C_{2n} = \frac{g^* H_R}{U} \quad (3-19)$$

$$C_{2n} = \frac{9,81 * 0,98}{6,91}$$

$$C_{2n} = 1,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\phi = \tan\left(\frac{C_{2n}}{C_m}\right) \quad (3-20)$$

$$\phi = 11,3^\circ$$

$$\alpha_2 = 90^\circ - \phi \quad (3-21)$$

$$\alpha_2 = 78,7^\circ$$

$$\gamma = \tan\left(\frac{U - C_{2n}}{C_m}\right) \quad (3-22)$$

$$\gamma = 38,12^\circ$$

$$\beta_2 = 90^\circ - \gamma \quad (3-23)$$

$$\beta_2 = 51,88^\circ$$

$$W_2 = \sqrt{C_m^2 + (U - C_{2n})^2} \quad (3-24)$$

$$W_2 = \sqrt{7,02^2 + (6,91 - 1,4)^2}$$

$$W_2 = 8,92 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$C_2 = \sqrt{W_2^2 + U^2} \quad (3-25)$$

$$C_2 = \sqrt{8,92^2 + 6,91^2}$$

$$C_2 = 11,3 \frac{m}{s}$$

e) Velocidad relativa media

Si interponemos el triángulo de entrada con el de salida encontraremos el vector de la velocidad relativa media con sus ángulos β y θ que nos ayudaran a encontrar el ángulo de ataque

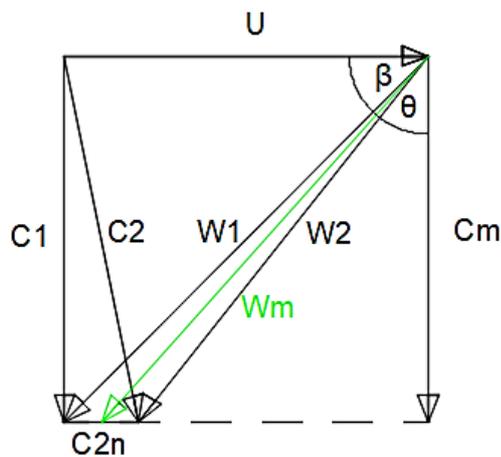


Figura 3- 7. Triángulos de velocidad

Fuente. Autor

$$W_m = \sqrt{C_m^2 + (U - \frac{C_{2n}}{2})^2} \quad (3-26)$$

$$W_m = \sqrt{7,02^2 + (6,91 - \frac{1,4}{2})^2}$$

$$W_m = 9,37 \frac{m}{s}$$

$$\beta = \tan\left(\frac{C_m}{U - \frac{C_{2n}}{2}}\right) \quad (3-27)$$

$$\beta = \tan\left(\frac{7,02}{6,91 - \frac{1,4}{2}}\right)$$

$$\beta = 48,5^\circ$$

$$\theta = 90^\circ - \beta \quad (3-28)$$

$$\theta = 41,5^\circ$$

3.2.5.2 Hidrodinámica del perfil

Se eligió un perfil Gottingen N 428 siguiendo recomendaciones del autor Adolph, Quien recomendando este tipo de perfil para aplicaciones en turbinas y bombas axiales.

Este perfil fue ensayado en el instituto aerodinámico de Gottinga Alemania y expresa su geometría en porcentajes que se adaptan a los diferentes espesores y anchos del álabe en el plano XY como se muestra en la figura 3-8 y la tabla 3-8. Este perfil fue modelado de tal manera que reduzca el factor de arrastre y aumente el factor de sustentación.

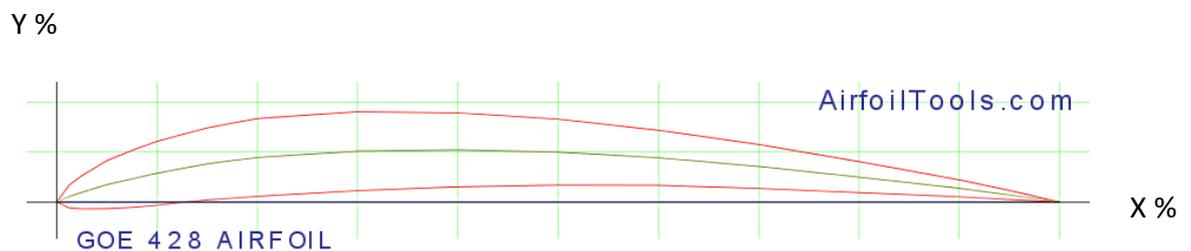


Figura 3- 8. Perfil Gottingen N 428

Fuente. [17]

Tabla 3- 8. Coordenadas en porcentaje del perfil Gottingen N 428

N 428	Y' %	1,25	2,75	3,5	4,8	6,05	6,5	7,55	8,2	8,55	8,35	7,8	6,8	4,2	2,15	1,2	0
	Y %	1,25	0,3	0,2	0,1	0	0	0,05	0,15	0,3	0,4	0,4	0,4	0,15	0,05	0	0
	X %	0	1,3	2,5	5	7,5	10	15	20	30	40	50	60	80	90	95	100

Datos del perfil Gottingen N 428

$$C_s = 0,2$$

$$C_R = 0,01$$

$$Ke_e = 0,6$$

$$Ke_i = 0,3$$

a) Fuerza de sustentación

$$Z = C_s * \frac{\delta}{2 * g} * W_m^2 * b * L \quad (3-29)$$

Donde:

Z = Fuerza de sustentación

C_s = Coeficiente de sustentación dada por el perfil

δ = Peso específico del agua [$\frac{N}{m^3}$]

W_m = Velocidad relativa media [$\frac{m}{s}$]

b = ancho del perfil [m]

L = largo del perfil [m]

$$Z = 0,2 * \frac{9810}{2 * 9,81} * 9,37^2 * 0,075 * 0,144$$

$$Z = 94,82$$

b) Fuerza de arrastre

$$X = C_R * \frac{\delta}{2 * g} * W_m^2 * b * L \quad (3-30)$$

Donde:

X = Fuerza de arrastre

C_R = Coeficiente de arrastre dado por el perfil

$$X = 0,01 * \frac{9810}{2 * 9,81} * 9,37^2 * 0,075 * 0,144$$

$$X = 4,74$$

c) Factor de planeo

$$\varepsilon = \frac{X}{Z} \quad (3-31)$$

$$\varepsilon = \frac{4,74}{94,82}$$

$$\varepsilon = 0,05$$

d) Espesor del perfil

$$Y_{max} = \frac{\varepsilon * L}{(0,012 + 0,06)} \quad (3-32)$$

$$Y_{max} = \frac{Y_{max}}{L * C_s * Ke} \quad (3-33)$$

Donde:

K_e = Factor de espesor para el perfil

3.2.5.3 Ángulo de ataque

El ángulo de ataque nos ayuda a posicionar el álabe de tal manera que aproveche de mejor manera la energía del fluido, y es el ángulo que se forma entre el eje de giro de la turbina y la cuerda del álabe en el plano.

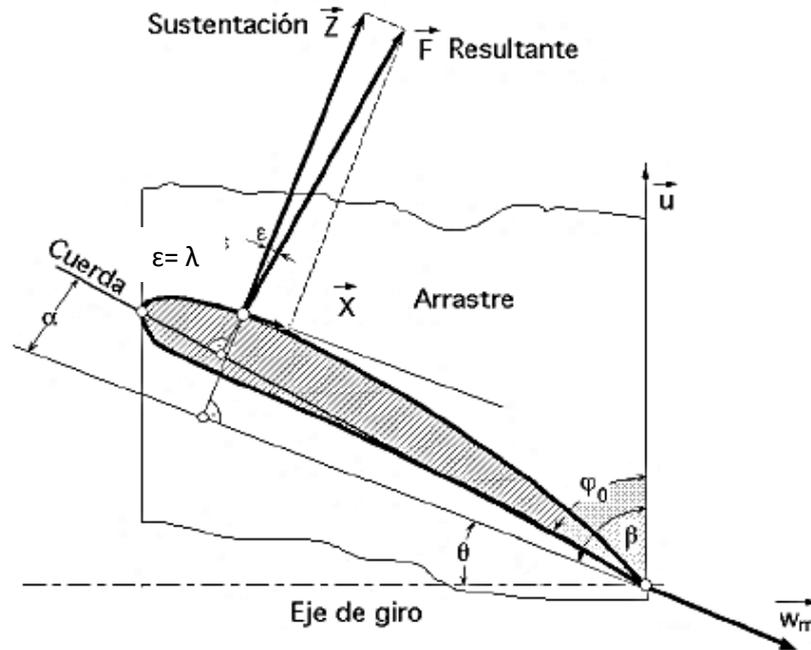


Figura 3- 9. Ángulo de ataque

Fuente. [6]

$$\lambda = \tan\left(\frac{X}{Z}\right) \quad (3-34)$$

$$\lambda = \tan\left(\frac{4,74}{94,82}\right)$$

$$\lambda = 3^\circ = \alpha$$

Por lo que finalmente el ángulo de ataque es la suma de los ángulos θ y α

3.2.5.4 Modelado del alabe

Para poder modelar la compleja geometría del álabe hemos dividido al mismo en 5 secciones como se muestra en la figura 3-10 en las cuales al cambiar el espesor, longitud y ángulos del perfil es necesario modificar los triángulos de velocidad, para

esto nos hemos ayudado de una hoja de cálculo en los cuales se obtuvo los datos especificados en el anexo C.

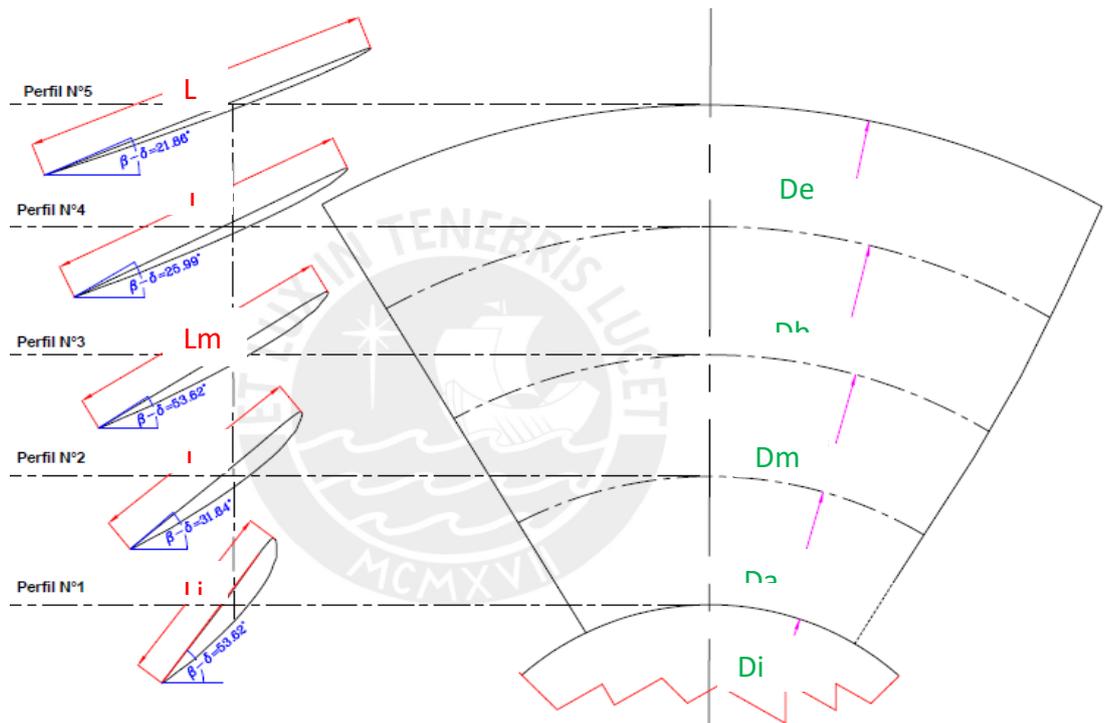


Figura 3- 10. Secciones del álabe

Fuente. [17]

Cada uno de los cortes de sección tiene un valor de cuerda y espesor máximo diferente para lo cual se realizó una tabla de coordenadas especificadas en el anexo C que se adapta a cada sección usando el perfil Gottingen N 428 lo cual nos ayudara a modelar el álabe del rodete como se muestra en la figura 3-11.

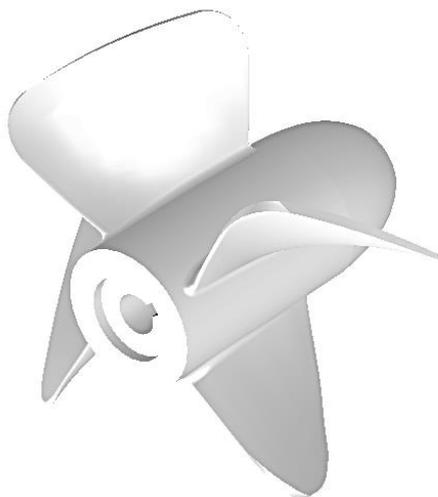


Figura 3- 11. Rodete

Fuente. Autor

3.2.6 Diseño mecánico del rodete

Los álabes y el cubo del rodete se fabricarán mediante impresión 3D, Luego se debe suavizar las superficies de los álabes para reducir el arrastre y mejorar la eficiencia de los álabes.

El mejor material para la impresión es el PLA debido a que es un material con excelentes propiedades físicas y mecánicas las cuales se describen en el anexo B3

Las propiedades geométricas del perfil de los álabes fueron extraídas del modelo realizado en Solid Works y se detalla en la tabla 3.9

Tabla 3- 9. Propiedades de las secciones del perfil

Radio	Unidad	ri	ra	rm	rb	re
	m	0,035	0,054	0,073	0,092	0,11
Área	m ²	0,6076	0,59236	0,57817	0,54301	0,5138
Ixx	m ⁴	0,03531	0,03875	0,04265	0,04144	0,04545
Iyy	m ⁴	0,00079	0,00463	0,01261	0,0224	0,03728
Ixy = Iyx	m ⁴	0,00276	0,0127	0,02285	0,03028	0,04106
Jo	m ⁴	0,0361	0,04338	0,05526	0,06384	0,08273

Fuente. Autor

3.2.6.1 Fuerzas y esfuerzos en el rodete

Se debe considerar los esfuerzos producidos por la fuerza centrífuga y los esfuerzos producidos por la fuerza de empuje del fluido sobre los álabes con sus componentes axial y tangencial.

El análisis de esfuerzos se realizará en la base del álabe ya que esta es la zona más crítica para el cálculo mecánico.

a) Fuerza centrífuga

La fuerza centrífuga produce esfuerzos de tracción y torsionales, pero primero hay que calcular la fuerza radial con la ecuación 35 para lo cual se toma un elemento diferencial de masa ubicado a una distancia r del centro de giro como se muestra en la figura 3-12

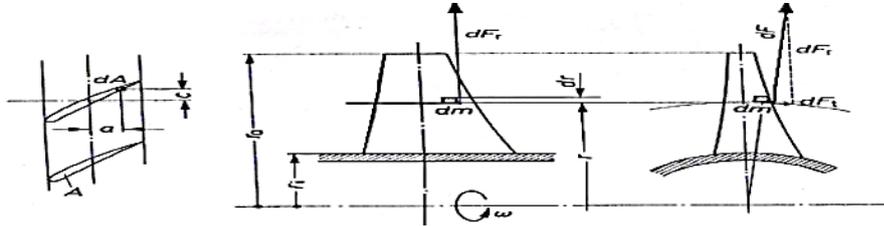


Figura 3- 12. Elemento diferencial de la fuerza radial

Fuente. [17]

$$F_r = \rho_m * w^2 * \int_r^{re} A * r * dr \quad (3-35)$$

Donde:

ρ_m = Densidad del PLA [$\frac{Kg}{m^3}$]

w = Velocidad angular del rodete [$\frac{Rad}{s}$]

A = Área de la sección transversal (a)

r = Radio [m]

$$F_r = 1250 * 63^2 * 0,59 * \left(\frac{0,11^2}{2} - \frac{0,054^2}{2} \right)$$

$$F_r = 13441,4 N$$

b) Esfuerzo de tracción

El esfuerzo de tracción es producto de la fuerza radial sobre los álabes

$$\sigma_n = \frac{\rho_m * w^2}{A} * \int_r^{re} A * r * dr \quad (3-36)$$

$$\sigma_n = \frac{1250 * 63^2}{0,59} * 0,59 * \left(\frac{0,11^2}{2} - \frac{0,054^2}{2} \right)$$

$$\sigma_n = 22782 Pa$$

c) Esfuerzo Torsional

El esfuerzo torsional es producto del momento de torsión a una distancia r del centro de giro

$$\zeta_T = \frac{\rho_m * w^2 * S}{J_o} * \int_r^{re} I_{xy} * dr \quad (3-37)$$

Donde:

S = Distancia del centro de giro a la base del álabe [m]

Jo = Momento polar de inercia [m⁴]

$$\zeta_T = \frac{1250 * 63^2 * 0,035}{0,043} * 0,013 * (0,11 - 0,054)$$

$$\zeta_T = 2939,8 \text{ Pa}$$

d) Fuerza de empuje

Esta fuerza es resultado de las componentes axial y tangencial como se muestra en la figura 3-13

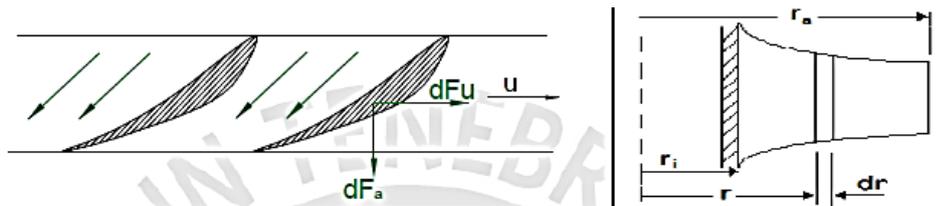


Figura 3- 13. Componentes de la fuerza de empuje

Fuente. [17]

Fuerza axial

$$F_a = \frac{2\pi * \rho_a * g * H}{z} * \int_r^{re} R * r * dr \quad (3-38)$$

Donde:

ρ_a = Densidad del agua 1000 [$\frac{Kg}{m^3}$]

Z = Número de álabes

R = Grado de reacción a una distancia r

$$F_a = \frac{2\pi * 1000 * 9,81 * 1,3}{4} * 0,5 * \left(\frac{0,11^2}{2} - \frac{0,054^2}{2} \right)$$

$$F_a = 43,5 \text{ N}$$

Fuerza Tangencial

$$F_u = \frac{2\pi * \rho_a * c_m}{z} * \int_r^{r_e} \Delta C_u * r * dr \quad (3-39)$$

Donde:

Cm = Componente axial del fluido [$\frac{m}{s}$]

ΔC_u = Variación de la velocidad tangencial a una distancia r [$\frac{m}{s}$]

$$F_u = \frac{2\pi * 1000 * 7}{4} * 3,54 * \left(\frac{0,11^2}{2} - \frac{0,054^2}{2} \right)$$

$$F_u = 178,7 \text{ N}$$

Estas fuerzas producirán momentos flectores los cuales producirán esfuerzos que se detalla a continuación.

Esfuerzo producido por la fuerza axial

$$\sigma_{fa} = \frac{2\pi * \rho_a * g * H}{z} * \int_r^{r_e} R * r * (r - r_i) * dr \quad (3-40)$$

Donde:

H = Salto hidráulico [m]

R = Grado de reacción a una distancia r

$$\sigma_{fa} = \frac{2\pi * 1000 * 9,81 * 1,3}{4} * 0,5 * \left[\left(\frac{0,11^3}{3} - 0,035 \frac{0,11^2}{2} \right) - \left(\frac{0,054^3}{3} - 0,035 \frac{0,054^2}{2} \right) \right]$$

$$\sigma_{fa} = 2,3 \times 10^{-3} \text{ Pa}$$

Esfuerzo producido por la fuerza Tangencial

$$\sigma_{fu} = \frac{2\pi * \rho_a * c_m}{z} * \int_r^{re} \Delta C_u * r * (r - r_i) * dr \quad (3-41)$$

$$\sigma_{fu} = \frac{2\pi * 1000 * 7}{4} * 3,54 * \left[\left(\frac{0,11^3}{3} - 0,035 \frac{0,11^2}{2} \right) - \left(\frac{0,054^3}{3} - 0,035 \frac{0,054^2}{2} \right) \right]$$

$$\sigma_{fa} = 8,97 Pa$$

e) Esfuerzo de flexión

Con los esfuerzos axiales y tangenciales producidos por el agua al pasar por los álabes más los momentos de inercia en el eje x y y podemos calcular el esfuerzo de flexión en la base del álabe a una distancia r del centro de giro como se puede apreciar en la figura 3-14.

En la figura 25 se muestra las coordenadas de los puntos críticos A Y B

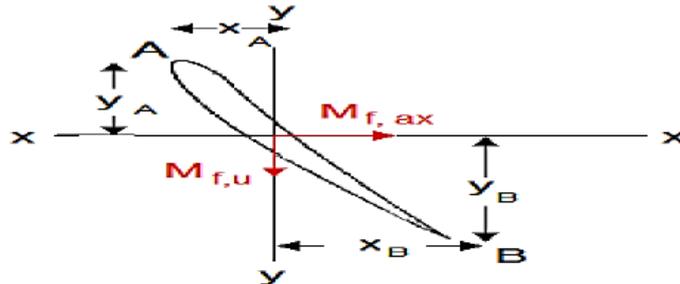


Figura 3- 14. Momentos flectores en el perfil del álabe

Fuente. [17]

A

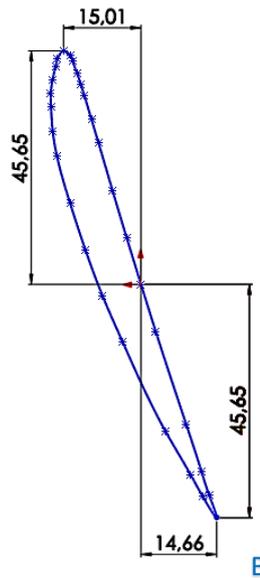


Figura 3- 15. Coordenadas de los puntos críticos

Fuente. Autor

$$\sigma_f = \frac{Y_A}{I_{xx} * r} * \sigma_{fa} + \frac{X_A}{I_{yy} * r} * \sigma_{fu} \quad (3-42)$$

Donde:

I_{xx} = Momento de inercia del perfil en el eje x a una distancia r del centro de giro [m^4]

I_{yy} = Momento de inercia del perfil en el eje y a una distancia r del centro de giro [m^4]

$$\sigma_{fA} = \frac{0,045}{0,038 * 0,054} * 2,3 \times 10^{-3} + \frac{0,015}{0,0046 * 0,054} * 8,97$$

$$\sigma_{fA} = 541 \text{ Pa}$$

3.2.6.2 Esfuerzo equivalente

Con los esfuerzos obtenidos aplicaremos la teoría de máxima energía de deformación de Von Misses con el fin de verificar la resistencia del álabe a la fluencia.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_n + \sigma_f)^2 + 3 * \zeta_T^2} \quad (3-43)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(22782 + 541)^2 + 3 * 2939,8^2}$$

$$\sigma_{eq} = 23,8 \text{ MPa}$$

3.2.6.3 Factor de seguridad para el álabe

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} \quad (3-44)$$

$$FS = \frac{80}{23,8}$$

$$FS = 3,4$$

3.2.7 Cálculo del Distribuidor

Se considera al distribuidor como una serie de alabes fijos ubicado antes del rodete a la turbina.

Funciones

- Distribuir el fluido de manera ordenada
- El grupo de alabes funciona como tobera
- Orienta el fluido y dirige la velocidad absoluta con el ángulo α_4

Consideraciones

- Se considera que le fluido entra al distribuidor alineado ($\alpha_5 = 90^\circ$)
- El ángulo α_3 sale de los triángulos de velocidad del rodete
- Se espera que a la salida del distribuidor el líquido salga con un ángulo α_4
- Se utilizará el método Weinin

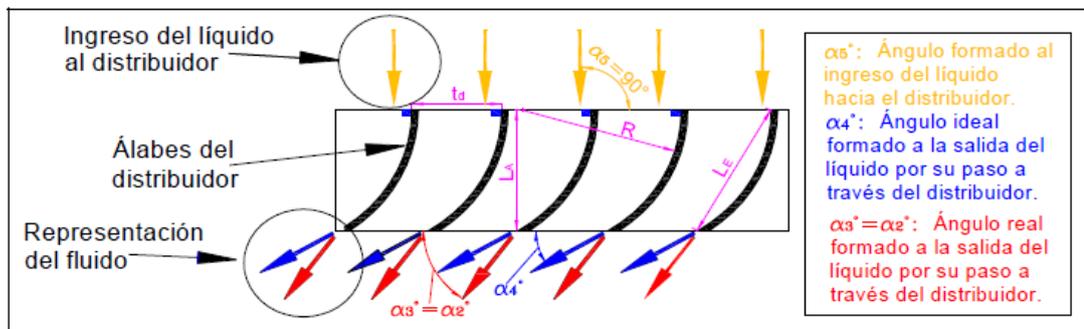


Figura 3- 16. Ángulos formados por el líquido al pasar por el distribuidor

Fuente. [17]

Datos

$$D_e = 0,23 \text{ m}$$

$$\alpha_2 = \alpha_3 = 78^\circ$$

$$Z_{le} = 7$$

$$D_m = 0,19 \text{ m}$$

3.2.7.1 Distancia entre álabes

Se eligió un número de álabes impar para el distribuidor. Para evitar resonancia en la turbina ya que el número de álabes del rodete es par.

$$td = \frac{\pi * D_m}{Z_{le}} \quad (3-45)$$

Donde:

D_m = Diámetro medio de los álabes [m]

Z_{le} = número de alabes

$$td = \frac{\pi * (0.19)}{7}$$

$$td = 0.085 \text{ m}$$

3.2.7.2 Ancho del distribuidor

$$\frac{L_A}{D_e} = 0.4 \quad (3-46)$$

Donde:

D_e = Diámetro externo [m]

L_A = Ancho del álabe del distribuidor [m]

$$L_A = (0.4)(0.23)$$

$$L_A = 0.092 \text{ m}$$

3.2.7.3 Cuerda del álabe del distribuidor

$$\frac{L_E}{td} = 1.4 \quad (3-47)$$

Donde:

L_E = Cuerda del alabe del distribuidor [m]

t_d = Distancia entre alabes del distribuidor [m]

$$L_E = (1.4)(0.085)$$

$$L_E = 0.119 \text{ m}$$

3.2.7.4 Radio de curvatura del álabe del distribuidor

$$R = \frac{L_E}{\sqrt{2(1 - \text{Sen}\alpha_4)}} \quad (3-48)$$

Donde:

R= Radio de curvatura del álabe [m]

$$R = \frac{0.119}{\sqrt{2(1 - \text{Sen}74^\circ)}}$$

$$R = 0.43 \text{ m}$$

3.2.7.5 Ángulo de salida del fluido en el distribuidor

Con el ángulo α_2 obtenido en el triángulo de velocidad a la salida del rodete y la relación $\frac{L_E}{t_d} = 1.4$ ingresamos a la figura 3-17 y obtenemos el ángulo α_4

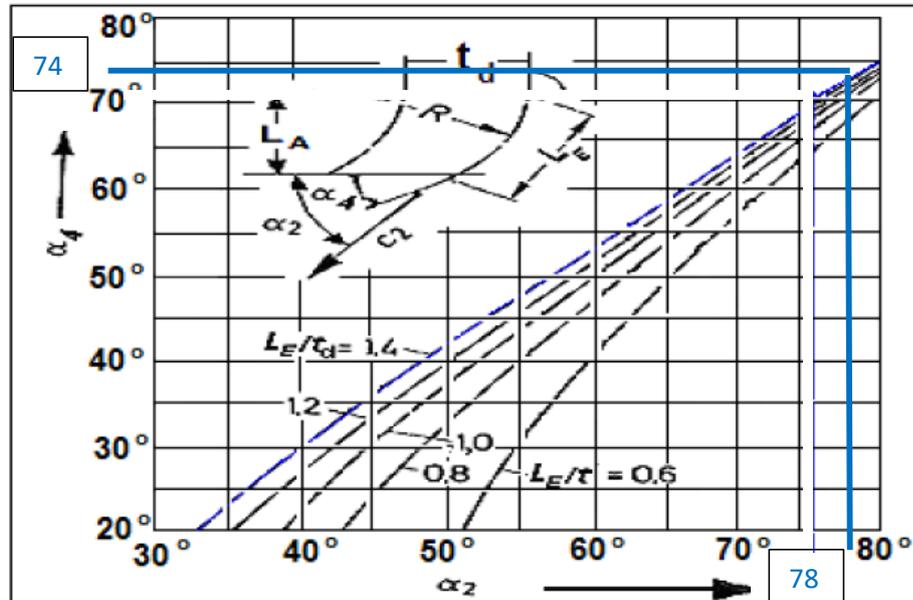


Figura 3- 17. Ángulo de salida del distribuidor en función del ingreso al rotor

Fuente. [17]

3.2.7.6 Modelado del distribuidor

Con las consideraciones de diseño se modela el distribuidor para poder imprimirlo en 3D utilizando PLA Como se muestra en la figura 3-18.

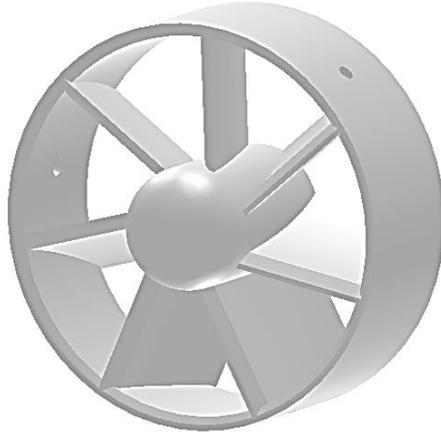


Figura 3- 18. Distribuidor

Fuente Autor

3.2.8 Cálculo del cono reductor de aspiración

Para conseguir las condiciones de velocidad y caudal a la entrada del distribuidor debemos construir un cono reductor usando el principio de Bernoulli el cual dice que si reducimos el área en un tubo conservaremos el caudal, pero aumentaremos la velocidad del fluido.

Con el caudal de diseño propuesto de $0,3 \text{ m}^3$. Conociendo la velocidad axial a la que debe atravesar el agua por la hélice, obtenida de los triángulos de velocidad de 7 m/s y con el diámetro externo del distribuidor de $0,23 \text{ m}$ podemos diseñar el cono de aspiración.

Con el fin de reducir las pérdidas de energía del agua, la contracción se realizará gradualmente por lo que utilizaremos un ángulo de cono de 18° y una altura h de $0,4 \text{ m}$ como se muestra en la figura 3-19.

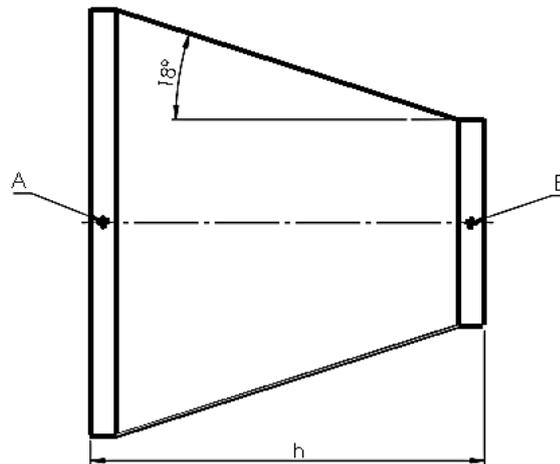


Figura 3- 19. Cono reductor

Fuente. Autor

Datos

$$D_B = 0,23 \text{ m}$$

$$h = 0,4 \text{ m}$$

$$Q_A = 0,3 \text{ m}^3 = Q_B$$

$$V_A = 1,2 \text{ m/s}$$

$$V_B = 7 \text{ m/s}$$

3.2.8.1 Diámetro mayor del cono

$$A_A = \frac{Q}{V_A} \tag{3-49}$$

$$A_A = \frac{0,3}{1,2}$$

$$A_A = 0,25 \text{ m}^2$$

$$D_A = \sqrt{\frac{A_A * 4}{\pi}} \tag{3-50}$$

$$D_A = 0,5 \text{ m}$$

3.2.9 Diseño del árbol de transmisión

La transmisión de la potencia de la turbina al generador se realizará mediante un árbol de transmisión.

El material elegido para la construcción del árbol es Nylon ya que este material resulta ideal por ser resistente al desgaste al ser un polímero no presenta oxidación, además por ser un eje corta soportara de manera adecuada las cargas a las que se encuentre sometido. En la tabla 5 se muestra las propiedades físicas y mecánicas del polímero Nylon

Tabla 3- 10. Propiedades físicas y mecánicas del Nylon

	S_{ut} (Kpsi)	E, (Mpsi)	Dureza (Rockwell)	Elongación (%)
Nylon	12	0.32	116	10 - 200

Fuente. [18]

3.2.9.1 Fuerzas y momentos actuantes en el árbol de transmisión

Realizamos un análisis estático del árbol teniendo en cuenta la fuerza axial y tangencial que ejerce el agua sobre los álabes del rodete y el peso producido por la masa del rodete como se muestra en la figura 24

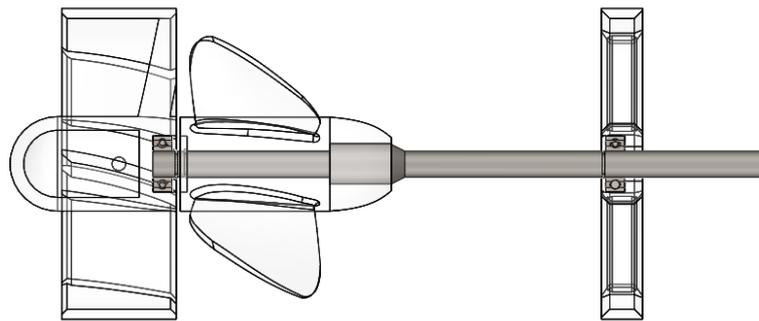


Figura 3- 20. Grupo generador

Fuente. Autor

a) Fuerza axial

La fuerza axial producida por el agua al pasar por los álabes producirá un esfuerzo axial en el eje este fue calculado anteriormente en el diseño mecánico del rodete

$$F_a = 43,5 N$$

b) Fuerza Tangencial

La fuerza tangencial producida por el fluido sobre el álabe fue calculada anteriormente en el diseño mecánico del rodete y generara un momento sobre el eje

$$F_u = 178,7 \text{ N}$$

c) Momento producido por la fuerza tangencial

La fuerza tangencial multiplicada por el radio del álabe y el número de álabes nos da un torque generado por el rodete y es transmitido al eje

$$M_o = F_u * d \quad (3-51)$$

$$M_o = 178,7 * 0,07$$

$$M_o = 13 \text{ Nm}$$

d) Carga generada por la masa del rodete

El volumen del rodete y densidad del PLA son especificados en el anexo B obtenidos del programa de diseño Solid Works

$$m_R = V * \delta \quad (3-52)$$

$$m_R = 0,000642 * 1250$$

$$m_R = 0,8 \text{ Kg}$$

$$P_1 = m_R * g \quad (3-53)$$

$$P_1 = 0,8 * 9,81$$

$$P_1 = 7,87 \text{ N}$$

3.2.9.2 Diagrama de momentos en el árbol de transmisión

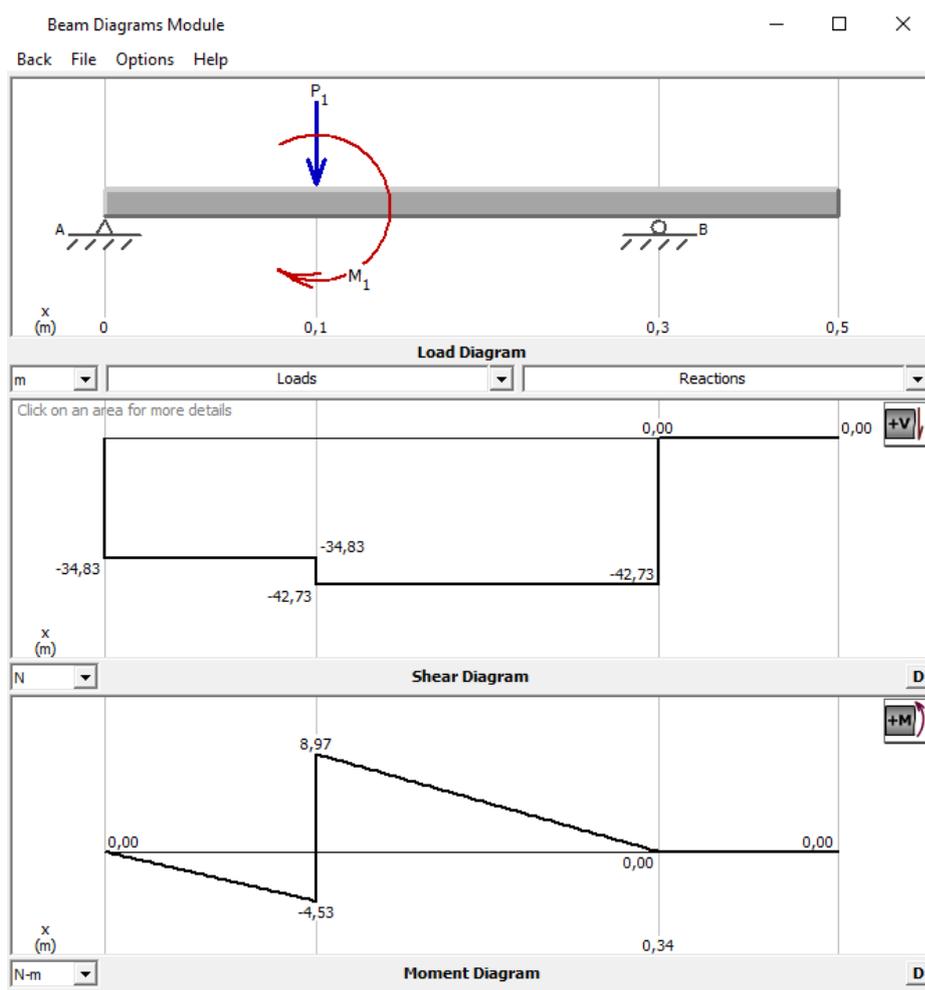


Figura 3- 21. Diagrama de momentos

Fuente. Autor

1.1.1.1 Análisis de esfuerzos combinados

En base a las dimensiones del cubo del rodete nos imponemos un diámetro de 20 mm y diseñamos el árbol de transmisión, buscamos el factor de seguridad que nos brinda este eje al ser mecanizado en Nylon el cual tiene un límite de fluencia de 83 MPa si este factor de seguridad es mayor a 2 se dará por satisfactorio el cálculo caso contrario se recalculará

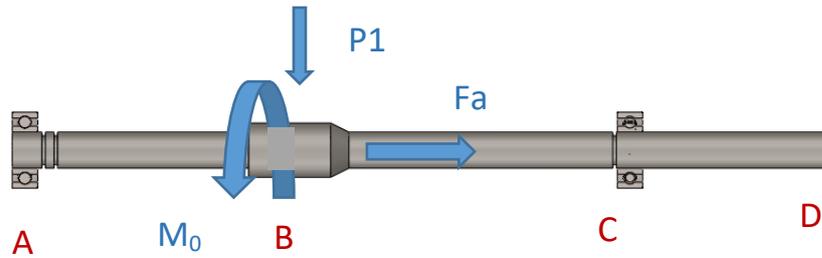


Figura 3- 22. Árbol de transmisión diseñado

Fuente. Autor

Área de la sección transversal del eje

$$A = \pi r^2 \quad (3-54)$$

$$A = \pi * 0,01^2$$

$$A = 0,000314 \text{ m}^2$$

Módulo de resistencia para ejes solidos

$$S = \frac{\pi * d^3}{32} \quad (3-55)$$

$$S = \frac{\pi * 0,02^3}{32}$$

$$S = 7,85 \times 10^{-7}$$

Esfuerzos combinados

$$\sigma_x = \frac{M}{S} + \frac{P}{A} \quad (3-56)$$

$$\sigma_x = \frac{8,97}{7,85 \times 10^{-7}} + \frac{43,5}{3,14 \times 10^{-4}}$$

$$\sigma_x = 11,5 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\zeta_{xy} = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \quad (3-57)$$

$$\zeta_{xy} = \frac{16 * 13,5}{\pi * 0,02^3}$$

$$\zeta_{xy} = 8,59 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{13} = \frac{\sigma_x + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - 0}{2}\right)^2 + (\zeta_{xy})^2} \quad (3-58)$$

$$\sigma_1 = 16,3 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_3 = -4,49 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma' = \sqrt{(\sigma_1)^2 + (\sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (3-59)$$

$$\sigma' = 26,79 \text{ MPa}$$

3.2.9.4 Factor de seguridad para el eje

$$FS = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (3-60)$$

$$FS = \frac{83 \text{ MPa}}{26,79 \text{ MPa}}$$

$$FS = 3,1$$

Como el factor de seguridad es mayor a 2 se da por válido el diseño del eje

3.2.10 Selección de rodamientos

Para el presente diseño utilizaremos el catalogo FAG ya que este nos ayudara con todos los parámetros para una correcta selección. Los rodamientos que emplearemos son de bolas ya que estos son autoalineables e insensibles a las desalineaciones angulares del eje en relación al soporte.

Para el grupo de generación usaremos dos rodamientos en los puntos A y B como se muestra en la figura 3-23.

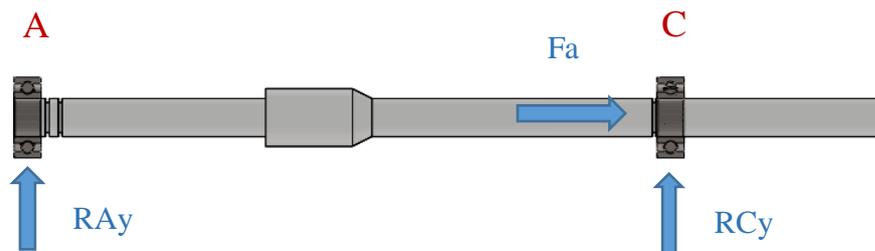


Figura 3- 23. Reacciones en los apoyos

Fuente. Autor

3.2.10.1 Carga estática equivalente

Utilizaremos un factor de esfuerzo estático de 1.5 empleado para exigencias normales anexo D1

$$C_o = f_s * P_o \quad (3-61)$$

Donde:

f_s = Factor de esfuerzo estático

P_o = Carga en este caso la reacción en los apoyos

$$C_o = 1.5 * 42,73$$

$$C_o = 64,09 \text{ N}$$

3.2.10.2 Vida nominal

Elegimos un factor de esfuerzo dinámico de 2.5 anexo D3

$$L_h = f_l^p * 500 \quad (3-62)$$

Donde:

f_l = factor de esfuerzo dinámico

$$L_h = 7812 \text{ Horas}$$

3.2.10.3 Carga dinámica equivalente

$$C = \sqrt[p]{\frac{L_h * N * 60}{1000000 * a_1 * a_{23}}} \quad (3-63)$$

Donde:

L_h = Vida nominal [Horas]

N = Número de revoluciones [RPM]

a_1 = Factor para la probabilidad de fallo anexo D2

$P = 3$ para rodamientos de bolas

a_{23} = Factor para el material y condiciones de servicio

$$C = \sqrt[3]{\frac{7812 * 600 * 60}{1000000 * 0,62 * 1,7}}$$

$$C = 6,43 N$$

Con la carga dinámica y estática seleccionamos un rodamiento rígido de bolas del anexo D4. Rodamiento tipo S [d = 19,5 mm D = 47mm]

3.3 Presupuesto

Para poder detallar el presupuesto invertido en el desarrollo de este proyecto vamos a dividir los costos en material, mano de obra, y gastos varios

a) Materiales

En la tabla 6 se especifica los materiales utilizados para la construcción de la turbina la cantidad, el valor unitario y el valor total de los elementos.

Tabla 3- 11. Costo de los materiales para la turbina

Elemento	Descripción	Cantidad	V. Unitario	V. Total
Plancha de acero galvanizado	1200 x 2500 x 1 mm	1	\$85,00	\$85,00
Eje de Nylon	D= 1in L= 1m	1	\$13,00	\$13,00
Platina rectangular	30 x 3 mm L = 6m	1	\$4,00	\$4,00
Distribuidor	Impresión 3D en Pla	1	\$95,00	\$95,00
Hélice	Impresión 3D en Pla	1	\$65,00	\$65,00
Base de rodamiento	Impresión 3D en Pla	1	\$20,00	\$20,00
Chaveta	Impresión 3D en Pla	1	\$2,50	\$2,50
Rodamiento de bolas	FBJ 204 De = 42mm Di = 20mm e = 12mm	2	\$4,00	\$8,00
Perno	Cabeza hexagonal A2-70 M10	15	\$0,45	\$6,75
Tuerca	A2-70 M10	15	\$0,25	\$3,75
Anillo de retención	Di = 18mm De = 22 mm	3	\$0,60	\$1,80
Cadena	De = 4mm L = 1m	4	\$2,25	\$9,00
Varilla redonda	D = 8mm L = 6m	2	\$3,00	\$6,00
Total				\$319,80

Fuente Autor

b) Mano de obra

En la tabla 3-12, se especifica el costo de los procesos realizados para la construcción de la turbina.

Tabla 3- 12. Costo de mano de obra

Proceso	Descripción	N. de horas	costo
Corte	Corte con disco de la plancha y la platina	7	\$40,00
Barolado	Barolado de los conos y el tubo principal	6	\$80,00
Soldado	Soldado de los conos y anillos	8	\$60,00
Mecanizado	Mecanizado del eje	3	\$24,00
Pintura	Pintura anticorrosiva	1	\$10,00
Total			\$214,00

Fuente Autor

c) Costo de insumos

En la tabla 3-13 se especifica el costo de los insumos empleados en la construcción de la turbina.

Tabla 3- 13. Costo de insumos

Insumo	Cantidad	Unidad	V. Unitario	V. Total
Disco de corte	4		\$2,25	\$9,00
Disco de pulido	2		\$2,75	\$5,50
Pintura anticorrosiva	2	lt	\$4,50	\$9,00
Electrodos AGA 6011	3	lb	\$3,10	\$9,30
Tiñer	2	lt	\$0,80	\$1,60
Total				\$34,40

Fuente Autor

d) Costos varios

En la tabla 3-14, se especifica algunos de los costos adicionales realizados durante el proceso de diseño y construcción

Tabla 3- 14. Gastos varios

Descripción	valor
Transporte	\$20,00
Alimentación	\$18,00
insumos de oficina	\$20,00
Impresiones	\$12,00
Total	\$70,00

Fuente Autor

e) Costo total del proyecto

En la tabla 3-15, se indica el valor total del proyecto que viene a ser un valor aceptable para las prestaciones que puede llegar brindar la turbina.

Tabla 3- 15. Costo total del proyecto

Descripción	Costo
Costo de los materiales para la turbina	\$319,80
Costo de mano de obra	\$214,00
Costo de insumos	\$34,40
Gastos varios	\$70,00
Costo total del proyecto	\$638,20

Fuente Autor

3.4 Especificaciones Técnicas

En la tabla 3-16 y 3-17, se muestra las especificaciones técnicas de la turbina de Hélice y el generador respectivamente

Tabla 3- 16. Especificaciones técnicas de la hélice

TURBINA DE HÉLICES	
Rango de caudal de operación [lt/s]	300-350
Velocidad de rotación [RPM]	400
Diámetro mayor del cono de aspiración [m]	0,5
Número de hélices del rodete	4
Diámetro del tubo [m]	0,23
Peso neto [lbr]	43,5
Largo [m]	1,3
Ancho [m]	0,5

Fuente Autor

Tabla 3- 17. Especificaciones técnicas del generador

GENERADOR	
Potencia [HP]	1/2
Frecuencia [Hz]	60
Número de polos	12
Ancho [cm]	22
Largo [cm]	25

Fuente Autor

3.5 Análisis de resultados

Luego de haber realizado los cálculos mecánicos e hidráulicos correspondientes para cada uno de los componentes fundamentales de la mini turbina, se procedió a modelar en el programa Solid Works como se muestra en la figura 3-24 y simular el comportamiento hidráulico con el módulo Flow Simulation del mismo programa.

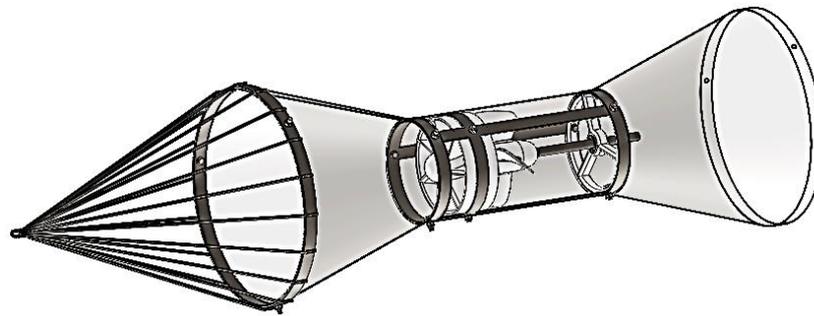


Figura 3- 24. Mini turbina modelada en Solid Works

Fuente. Autor

3.5.1 Simulación del comportamiento del torque

Teniendo el modelo digital del distribuidor y el rodete que son los elementos principales involucrados en la transformación de la energía del fluido en energía mecánica junto con los parámetros como velocidad del fluido al atravesar por el grupo de generación, caudal y velocidad angular a la que debería girar el rodete para poder impulsar el generador. Podemos determinar el torque que se transmitirá al eje.

3.5.1.1 Parámetros de ingreso para la simulación

Es importante analizar las variables involucradas en el trabajo de la turbina para determinar los parámetros que debemos ingresar para que los resultados que nos arroje la simulación sean lo más cercano a la realidad.

Los parámetros de ingreso requeridos en el módulo de análisis de fluidos flow Simulation son detallados a continuación.

- **Unidades** todas las unidades están en el sistema internacional
- **Propiedades del fluido** en este ítem seleccionamos del programa que el fluido va a ser agua y sus propiedades como densidad, peso específico etc.
- **Región rotativa** la región rotativa es el volumen circundante que cubre al rodete
- **Volumen de control** ayuda a delimitar el volumen en el que se va a desarrollar la simulación
- **Velocidad del fluido** es la velocidad axial a la que atraviesa el agua por el grupo de generación y es de $7,2 \frac{m}{s}$ Determinada en cálculos
- **Velocidad angular del rodete** es la velocidad a la que gira el rodete y es de $63 \frac{rad}{s}$
- **Mallado** se eligió un mallado global con elementos de 4 mm
- **Presión Interna** La presión interna en el tubo producida por la altura del agua y los cambios de velocidad es de 125.381 KPa como se muestra en el anexo E1

3.5.1.2 Resultados de la simulación

Al realizar la simulación como se muestra en la figura 3-25 nos dio un torque de 19.9Nm mostrados en la figura 3-26.

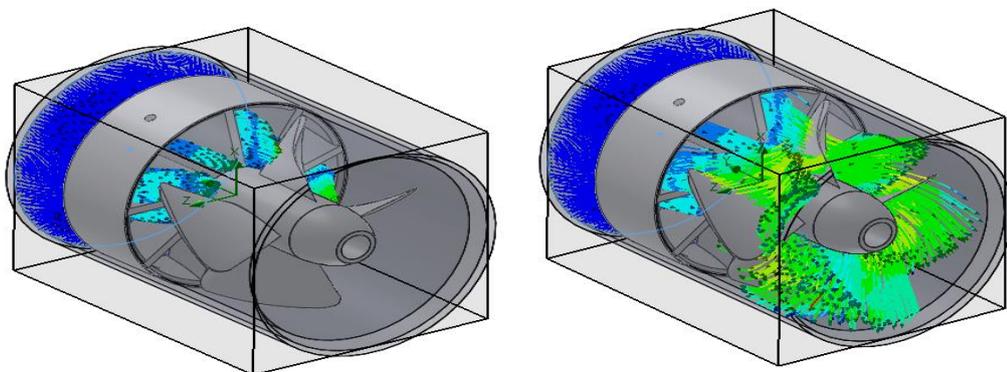


Figura 3- 25. Simulación del fluido atravesando el grupo de generación

Fuente. Autor

Goal Name	Unit	Value	Averaged Value	Minimum Value	Maximum Value	Progress [%]	Use In Convergence	Delta	Criteria
GG Torque (Y) 1	[N*m]	-22.573	-22.182	-22.573	-20.834	100	Yes	1.739	19.906

Figura 3- 26. Resultados del torque simulado

Fuente. Autor

Comportamiento del torque en función de la velocidad axial

Para verificar cómo se comporta el torque si variamos el caudal, se realizaron diferentes simulaciones variando solo la velocidad axial ya que está es directamente proporcional al caudal como se muestra en la tabla 3-18

Tabla 3- 18. Caudales simulados a diferentes velocidades

TURBINA-4-0,3	
Velocidad m/s	Torque N.m
1,5	18,2
3,5	19,8
7,5	19,9
11,5	17,5
15,5	12,6

Fuente. Autor

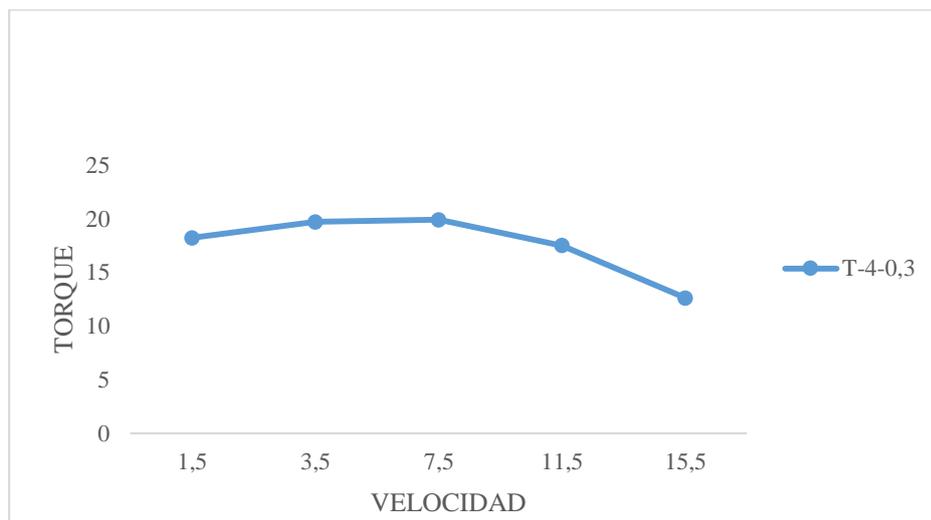


Figura 3- 27. Comportamiento del torque simulado en función de la velocidad axial

Fuente. Autor

El torque tiende a mantenerse estable con velocidades axiales menores a las de diseño y tiende a disminuir cuando se aumenta la velocidad como se puede observar en la gráfica 3-27

3.5.2 Mediciones de velocidad angular en el eje

Sabiendo que la información obtenida de las simulaciones es solo una aproximación del comportamiento que tendría la mini turbina bajo condiciones reales de funcionamiento, se procedió a construir el modelo propuesto utilizando diferentes procesos como impresión 3D para el rodete y el distribuidor, barolado de chapa metálica para el cuerpo etc. Como se puede apreciar en el anexo F.

Para medir las revoluciones por minuto a las que gira el eje se utilizó un módulo infrarrojo ubicado en una cámara impermeable atravesada por el eje como se muestra en la figura 3-28, el cual censa cuantas vueltas da el eje durante un minuto y las envía a una tarjeta arduino para poder leer la información con una computadora.



Figura 3- 28. Sensor infrarrojo de RPM

Fuente. Autor

La turbina fue montada en el canal como se muestra en el anexo G y se realizaron mediciones de velocidad angular del eje, en las cuales se obtuvo los datos mostrados en la tabla 3-19. Dando como resultado una mediana de 350 rpm.

Tabla 3- 19. Mediciones de velocidad angular realizadas en el canal

MEDICIONES DE VELOCIDA ANGULAR EN EL EJE																					
REPLICA	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	Mediana
RPM	350	350	380	350	350	380	350	320	320	350	350	350	350	380	350	350	320	320	350	350	350

Fuente. Autor

4. CAPÍTULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- Mediante el cálculo de triángulos de velocidades se determinó que el ángulo de ataque, en el cual se debe fijar la hélice para un caudal de 300 lt es de 3° , utilizando un perfil Gottingen N448, y que los esfuerzos producidos por el fluido al atravesar por el rodete, utilizando PLA para la fabricación del mismo, se determinó un factor de seguridad de 3.4, el cual garantiza que el rodete resistirá las cargas a las que se encuentra sometido.
- Para la fabricación de la compleja geometría del distribuidor y el rodete se utilizó impresión 3D, mediante la cual se aseguró que el perfil del álabe cumpla con las condiciones de diseño, mientras que para el cuerpo de la turbina se utilizó barolado de chapa metálica y otros procesos.
- Se obtuvo un torque ideal de 19 Nm, con una velocidad axial de fluido de 7.2 m/s, realizando una simulación con el módulo flow simulation disponible en el software solid Works, como se muestra en la figura 3-26. Este torque ideal no presenta una variación significativa con velocidades axiales menores a 7.5 m/s, mientras que, si esta velocidad aumenta, este tiende a disminuir, como se indica en la figura 3-27.
- Se obtuvo una lectura de 350 a 400 rpm en el eje de la turbina instalada en el canal, utilizando un sensor infrarrojo, como se detalla en el apartado 3.5.2.
- Con el torque calculado de 13 Nm como se muestra en la ecuación 3-51 y el torque simulado bajo condiciones ideales de 19 Nm se puede trabajar con un generador que requiera de un torque de 15 Nm para romper su momento de inercia

4.2 Recomendaciones

- Aforar el caudal en varios tramos del canal para obtener un dato más exacto, lo cual permita realizar un diseño adecuado.
- Anclar con 5 cadenas la mini turbina al canal, para que se hunda completamente y esto permita el correcto funcionamiento de la misma.
- Usar arnés y líneas de sujeción como medidas de seguridad durante la instalación de la mini turbina en el canal, dado que el arrastre del agua en el mismo puede provocar accidentes.
- Esperar un tiempo hasta que se estabilice el funcionamiento de la mini turbina, para obtener una medición de velocidad angular correcta y aislar el sensor infrarrojo en una cámara, para evitar que interferencias alteren las mediciones obtenidas.
- Instalar una reja protectora a la entrada de la turbina, la cual evite el ingreso de basuras que obstruyan el funcionamiento normal de la turbina

BIBLIOGRAFIA

- [1] J. Lopez, Energías renovables para el desarrollo, Madrid: Paraninfo, 2008.
- [2] Recursos hídricos Tungurahua, «Dirección de recursos hídricos y gestión ambiental de Tungurahua,» [En línea]. Available: <http://rnn.tungurahua.gob.ec/#/inicio/show> . [Último acceso: 17 06 2018].
- [3] S. Lajqi, . N. Lajqi y . B. Hamidi, «Diseño y construcción de una mini central hidroeléctrica con una turbina de hélice,» *International Journal*, vol. 2, nº 1, p. 12, 2016.
- [4] C. O. Coronel y J. J. Hernández, «Diseño y construcción de una Turbo bomba accionada mediante una turbina Michell Banki para riego de cultivos,» UTA, Ambato, 2018.
- [5] V. Aeschlimanna, S. Beaulieu y S. Houd, «Análisis de flujo entre palas de un corredor de turbina de hélice utilizando PIV estereoscópico,» *Science Direct*, vol. 2, nº 1, p. 8, 2013.
- [6] P. F. Díez, «Turbinas Hidráulicas,» [En línea]. Available: http://www.ing.una.py/pdf_material_apoyo/turbinas-hidraulicas.pdf. [Último acceso: 13 06 2018].
- [7] J. F. S. Osorio, Energías hidroeléctricas, Zaragoza: UNE, 2016.
- [8] J. R. Viloria, Energías Renovables, Barcelona: Paraninfo, 2013.
- [9] P. G. Marcos, «Máquinas de Fluidos,» 2009. [En línea]. Available: https://ocw.ehu.eus/pluginfile.php/6771/mod_resource/content/1/maquinas_fluidos/tema-6-turbinas-pelton.pdf. [Último acceso: 6 10 2018].
- [10] J. Vasquez, Micro hidroeléctrica tipo Michell Banki funcionamiento mantenimiento y componentes, Guatemala: Universidad de San Carlos, 2007.
- [11] B. G. Belmonte, Motores de reacción y turbinas de gas, Madrid: Paraninfo, 2015.
- [12] J. G. Velasco, Energías Renovables, Barcelona: Editorial Revertè S.A, 2009.
- [13] E. Briceño, Manual de capacitación en operación y mantenimiento de pequeñas centrales hidráulicas, Lima: Soluciones prácticas ITDG, 2008.
- [14] R. Moot, Mecánica de fluidos, México D.F: Pearson, 2006.
- [15] D. E. Busquets, «Diseño y fabricación de los alabes de un micro-aerogenerador,» 02 2013. [En línea]. Available:

<https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/17771/1%20Memoria%20-%20PFC%20David%20Escanez.pdf>. [Último acceso: 3 11 2018].

- [16] A. J. Ortega, *Fabricación Digital: Introducción al modelado e impresión 3D*, España: Mentor, 2015.
- [17] P. Pierro, «Pontificia Universidad Católica del Perú,» [En línea]. Available: <http://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/2.5/pe/>. [Último acceso: 20 Julio 2018].
- [18] Shigley, *Diseño en ingeniería mecánica*, México: Mc Graw Hill, 2012.

ANEXOS

Anexo A. Triangulos de velocidad para diferentes casos de grado de reaccion en turbinas axiales

Caso	R	Diagrama de velocidades	Disposición de álabes
1	0		<p>Fluido</p>
2	1/2		<p>Fluido</p>
3	$> 1/2 < 1$		<p>Fluido</p>
4	1		<p>Fluido</p>
5	> 1		<p>Fluido</p>

Anexo B. Propiedades físicas y mecánicas de los materiales

B1. Propiedades físicas del rodete

HELICE-4-0.3.SLDPRT

Opciones...

Reemplazar las propiedades de masa... Recalcular

Incluir sólidos/componentes ocultos

Crear operación de centro de masa

Mostrar masa de cordón de soldadura

Informar de valores de coordenadas relativos a: -- predeterminado --

Propiedades de masa de HELICE-4-0.3
Configuración: Predeterminado
Sistema de coordenadas: -- predeterminado --

Densidad = 1020.000000 kilogramos por metro cúbico

Masa = 0.654359 kilogramos

Volumen = 0.000642 metros cúbicos

Área de superficie = 0.111849 metros cuadrados

Centro de masa: (metros)
X = 0.000049
Y = -0.010356
Z = -0.000002

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)
Medido desde el centro de masa.

lx = (0.000739, 1.000000, -0.000036)	Px = 0.001219
ly = (0.048851, 0.000000, 0.998806)	Py = 0.001557
lz = (0.998806, -0.000739, -0.048851)	Pz = 0.001557

Momentos de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)
Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

Lxx = 0.001557	Lxy = 0.000000	Lxz = 0.000000
Lyx = 0.000000	Lyx = 0.001219	Lyz = 0.000000
Lzx = 0.000000	Lzy = 0.000000	Lzz = 0.001557

Momentos de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)
Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

lxx = 0.001627	lxy = 0.000000	lxz = 0.000000
lyx = 0.000000	lyy = 0.001219	lyz = 0.000000
lzx = 0.000000	lzy = 0.000000	lzz = 0.001627

Ayuda Imprimir... Copiar al portapapeles

B2. Propiedades físicas y mecánicas del Nylon

PROPIEDAD	UNIDAD	NORMA	NYLON (PA6, PA66)
Alargamiento a la rotura	%	DIN 53455	>50
Conductividad Térmica	W/Km	DIN 52612	0,28
Coefficiente de dilatación Térmica de 20°C a 50°C	m/m K		85·10 ⁻⁶
Coefficiente de Fricción			0,3
Densidad	g/cm ²	DIN 53479	1,14
Dureza a la bola	N/mm ²	DIN 53456	136
Dureza "Shore"		DIN 53505	D75
Módulo de elasticidad	N/mm ²	DIN 53457	2.850
Punto de fusión	°C	ASTM D789	220
Resistencia Superficial		DIN 53482	5·1010
Resistencia al impacto	KJ/m ²	DIN 53453	3,8
Resistencia a la tracción	N/mm ²	DIN 53455	78
Temperatura máxima de utilización	°C	NORMAL	90
	°C	CON PUNTAS	150
Temperatura mínima de uso	°C		-40

B3. Propiedades físicas y mecánicas del PLA

- Densidad: 1,25 g/cm³
- Módulo de elasticidad (Young): 3.5 GPa
- Elongación a la rotura: 6%
- Módulo de flexión: 4 GPa
- Resistencia a la flexión: 80 MPa
- Temperatura de transición vítrea: 60°C
- Temperatura de deflexión del calor (a 455 kPa): 65°C
- Comienzo de fusión: 160°C
- Módulo de corte: 2,4 GPa
- Capacidad calorífica específica: 1800 J/kg·K

Anexo C. Triángulos de velocidad y coordenadas para secciones del álabe

C1. Triángulos de velocidad para las diferentes secciones del álabe

TRIANGULOS DE VELOCIDAD PARA EL ALABE																			
	Diametro	radio	U	Cm	C1	W1	β_1	α_1	C2n	C2	W2	β_2	α_2	Wm	β	θ	L	Ymax	$\beta-\alpha$
De	0,22	0,11	6,81	7,59	7,59	10,20	48	90	1,31	11,59	9,38	54	80	9,78	51	39	142	6	48
Db	0,18	0,09	5,66	7,59	7,59	9,47	53	90	1,58	10,31	8,62	62	78	9,02	57	33	122	7,5	54
Dm	0,14	0,07	4,50	7,59	7,59	8,83	59	90	1,98	9,18	8,00	72	75	8,37	65	25	106	9	62
Da	0,11	0,05	3,34	7,59	7,59	8,30	66	90	2,66	8,33	7,62	85	71	7,86	75	15	95	10,5	72
Di	0,07	0,03	2,19	7,59	7,59	7,90	74	90	4,07	8,12	7,82	104	62	7,60	89	1	85	12	86

C2. Coordenadas para modelar el álabe del rodete

X %	Y %	Di	Da	Pm	Dd	De	
1,3	Y1	0,3	0,36	0,315	0,27	0,22	0,18
	Y2	2,75	3,3	2,88	2,47	2,06	1,65
2,5	Y1	0,2	0,24	0,21	0,18	0,15	0,12
	Y2	3,5	4,2	3,68	3,15	2,62	2,1
5	Y1	0,1	0,12	0,1	0,09	0,075	0,06
	Y2	4,8	5,76	5,04	4,32	3,6	2,88
7,5	Y1	0	0	0	0	0	0
	Y2	6,05	7,26	6,35	5,44	4,53	3,63
10	Y1	0	0	0	0	0	0
	Y2	6,5	7,8	6,82	5,85	4,87	3,9
15	Y1	0,05	0,06	0,05	0,045	0,03	0,03
	Y2	7,55	9,06	7,92	6,79	5,66	4,53
20	Y1	0,15	0,18	0,15	0,14	0,11	0,09
	Y2	8,2	9,84	8,61	7,38	6,15	4,92
30	Y1	0,3	0,36	0,31	0,27	0,22	0,18
	Y2	8,55	10,26	8,9	7,69	6,41	5,13
40	Y1	0,4	0,48	0,42	0,36	0,3	0,24
	Y2	8,35	10,02	8,76	7,51	6,26	5,01
50	Y1	0,4	0,48	0,42	0,36	0,3	0,24
	Y2	7,8	9,36	8,2	7,02	5,85	4,68
60	Y1	0,4	0,48	0,42	0,36	0,3	0,24
	Y2	7,8	8,16	7,16	6,12	5,1	4,08
80	Y1	0,4	0,18	0,15	0,14	0,11	0,09
	Y2	7,8	5,04	4,4	3,78	3,15	2,52
90	Y1	0,15	0,06	0,05	0,045	0,03	0,03
	Y2	2,15	2,58	2,25	1,93	1,61	1,29
95	Y1	0	0	0	0	0	0
	Y2	1,2	1,44	1,26	1,08	0,9	0,72
100	Y1	0	0	0	0	0	0
	Y2	0	0	0	0	0	0

Anexo D. Selección de rodamientos

D1. Factor de esfuerzo estático

$f_s = 1,5 \dots 2,5$ para exigencias elevadas
$f_s = 1,0 \dots 1,5$ para exigencias normales
$f_s = 0,7 \dots 1,0$ para exigencias reducidas

D2. Factor para la probabilidad de fallo anexo

▼ Factor a_1						
Probabilidad de fallo %	10	5	4	3	2	1
Vida a fatiga	L_{10}	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
Factor a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

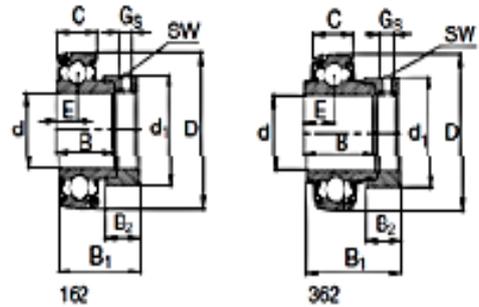
D3. Factor de esfuerzo dinámico

Bombas, ventiladores, compresores		
Ventiladores, soplantes Grandes soplantes	3,5 ... 4,5 4 ... 5	Empuje radial o axial, peso del rotor, masa desequilibrada Masa desequilibrada = peso del rotor · fz; velocidad nominal fz = 0,5 para soplantes de aire fresco fz = 0,8 a 1 para extractores de humos
Bombas de émbolo Bombas centrífugas Bombas hidráulicas de émbolo, axiales y radiales	3,5 ... 4,5 3 ... 4,5 1 ... 2,5	Empuje nominal; velocidad nominal Empuje axial, peso del rotor; velocidad nominal
Transmisiones de bombas	1 ... 2,5	Presión nominal; velocidad nominal
Compresores	2 ... 3,5	Presión en servicio; velocidad nominal
Centrifugadoras, batidoras		
Centrifugadoras Grandes batidoras	2,5 ... 3 3,5 ... 4	Peso, masa desequilibrada; velocidad nominal Peso, fuerza de accionamiento; velocidad nominal

D4. Características de los rodamientos

Rodamientos FAG tipo S para ejes métricos y en pulgadas

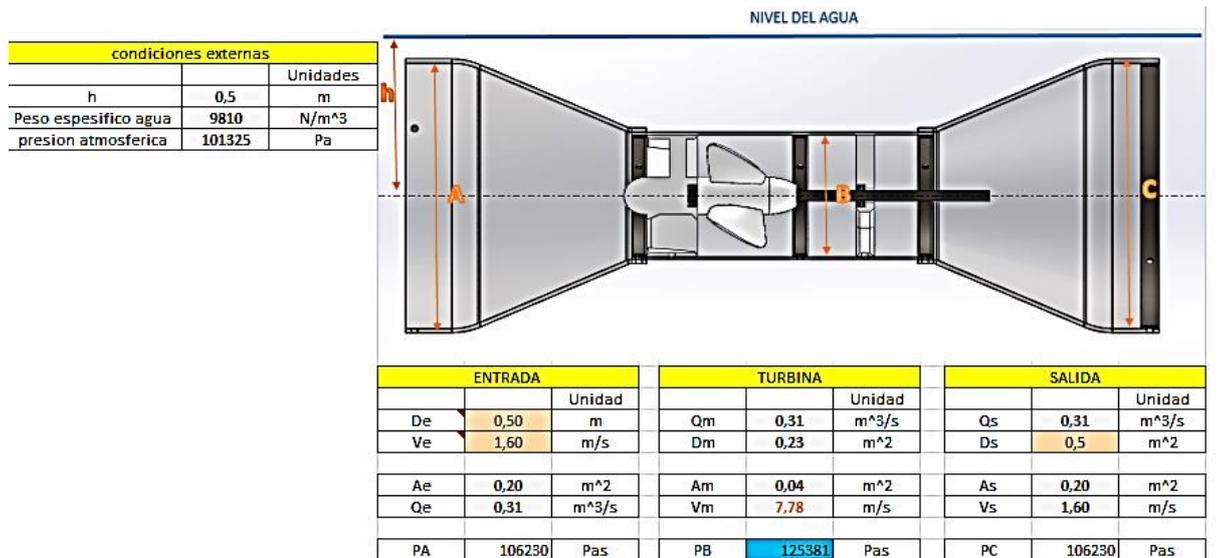
Series 162, 362, 562, 762B.2RSR



Eje	Dimensiones										Capacidad de carga		Denominación Rodamiento con dispositivo de seguridad FAG	Peso abreviada kg
	d	D	C	B	B ₁	d ₁ max	B ₂	E	G _s	SW	din. C	estát. C ₀		
mm in	mm										kN			
12	12	40	12	19.1	28.6	28.6	13.5	6.5	M6x0,75	3	9.5	4.75	16203/12	0.13
¹ / ₂	12.7	40	12	19.1	28.6	28.6	13.5	6.5	M6x0,75	3	9.5	4.75	16203.008	0.128
³ / ₁₆	14.268	40	12	19.1	28.6	28.6	13.5	6.5	M6x0,75	3	9.5	4.75	16203.009	0.123
15	15	40	12	19.1	28.6	28.6	13.5	6.5	M6x0,75	3	9.5	4.75	16203/15	0.12
⁵ / ₁₆	15.875	40	12	19.1	28.6	28.6	13.5	6.5	M6x0,75	3	9.5	4.75	16203.010	0.117
17	17	40	12	19.1	28.6	28.6	13.5	6.5	M6x0,75	3	9.5	4.75	16203	0.1
	17	40	12	12							9.5	4.75	76203.2RSR	0.084
¹¹ / ₁₆	17.463	40	12	19.1	28.6	28.6	13.5	6.5	M6x0,75	3	9.5	4.75	16203.011	0.091
³ / ₄	19.05	47	14	21.5	31	33.3	13.5	7.5	M6x0,75	3	12.7	6.55	16204.012	0.154
	19.05	47	17	34.2	43.7	33.3	13.5	17.1	M6x0,75	3	12.7	6.55	36204.012	0.208
	19.05	47	17	31				12.7	M6x0,75	3	12.7	6.55	56204.012	0.162

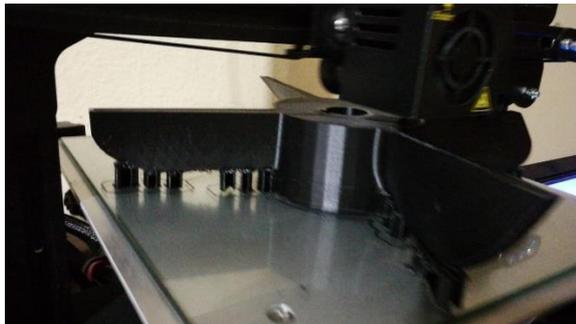
Anexo E. Presiones en la turbina

E1. Presión en la turbina producida por la altura del agua



Anexo F. Construcción de la turbina

F1. Impresión del rodete y distribuidor





F2. Construcción del cuerpo de la turbina



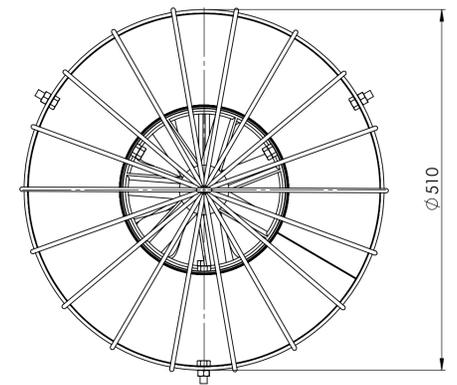
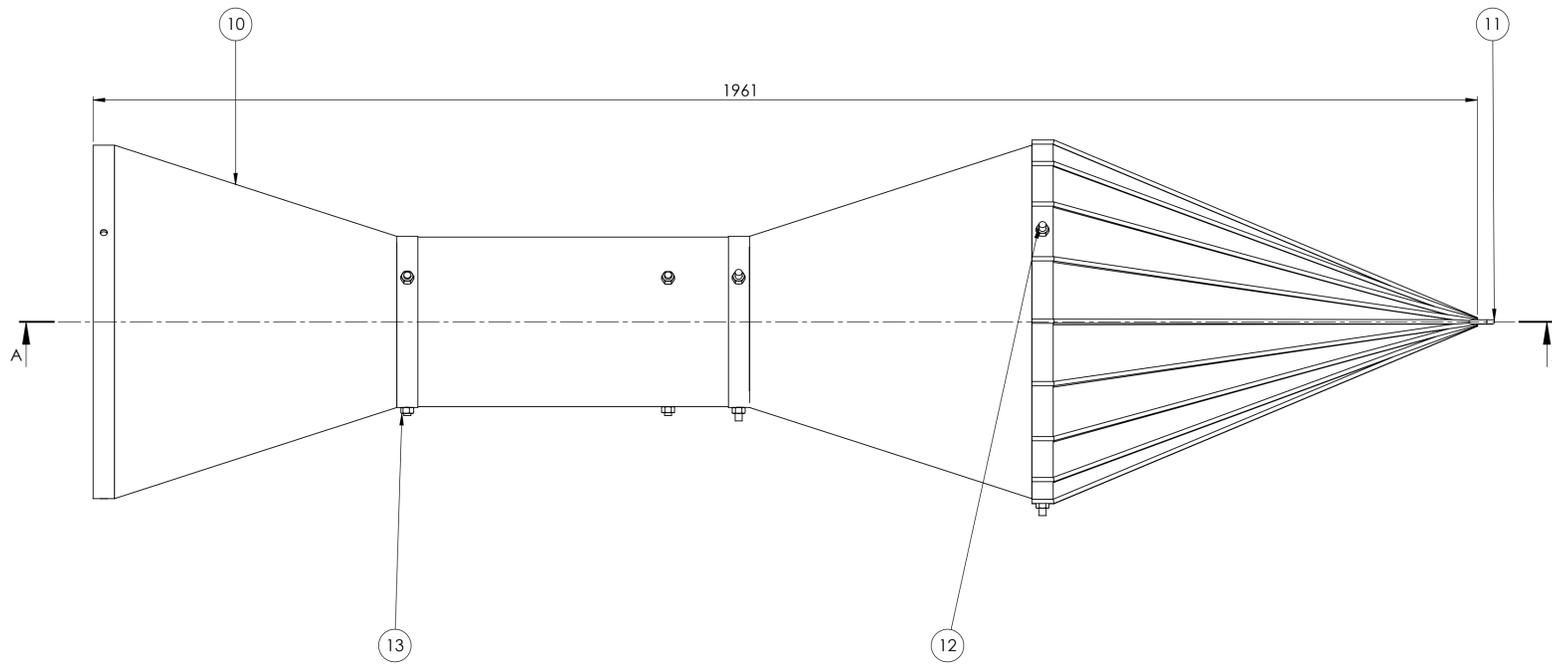


Anexo G. Montaje de la turbina y medición de datos en el canal

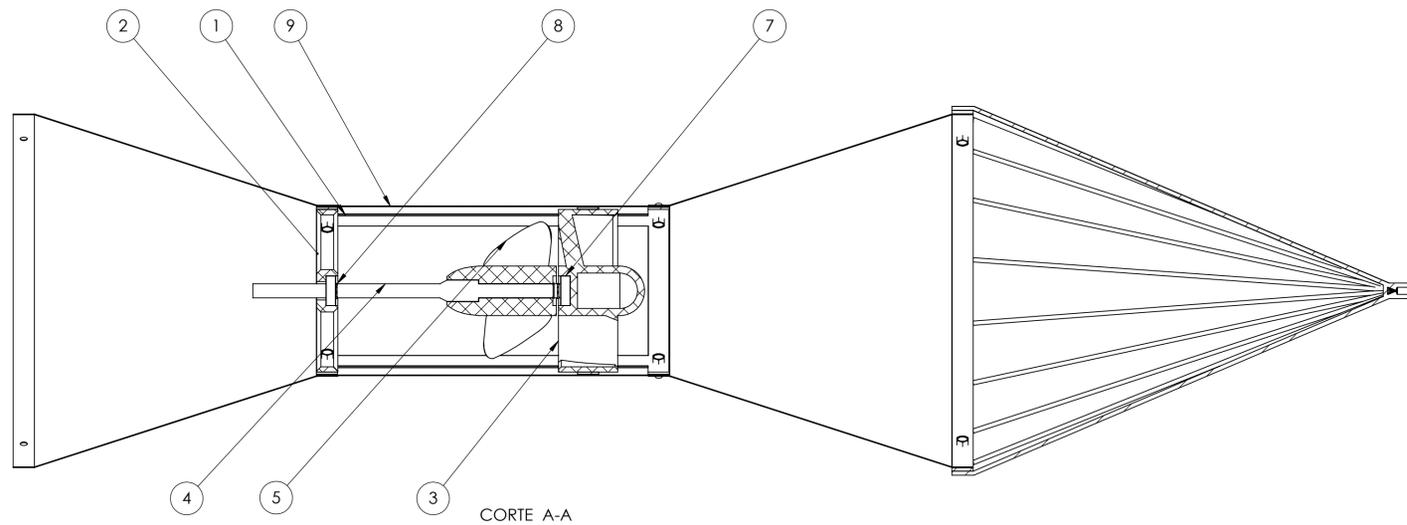




Planos



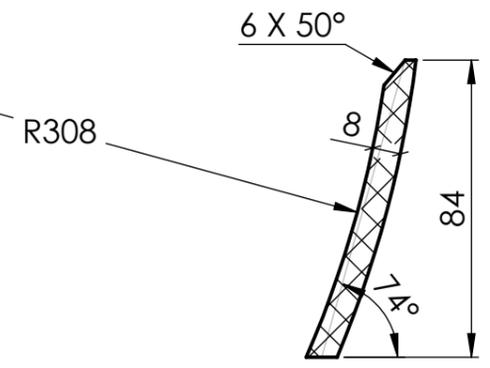
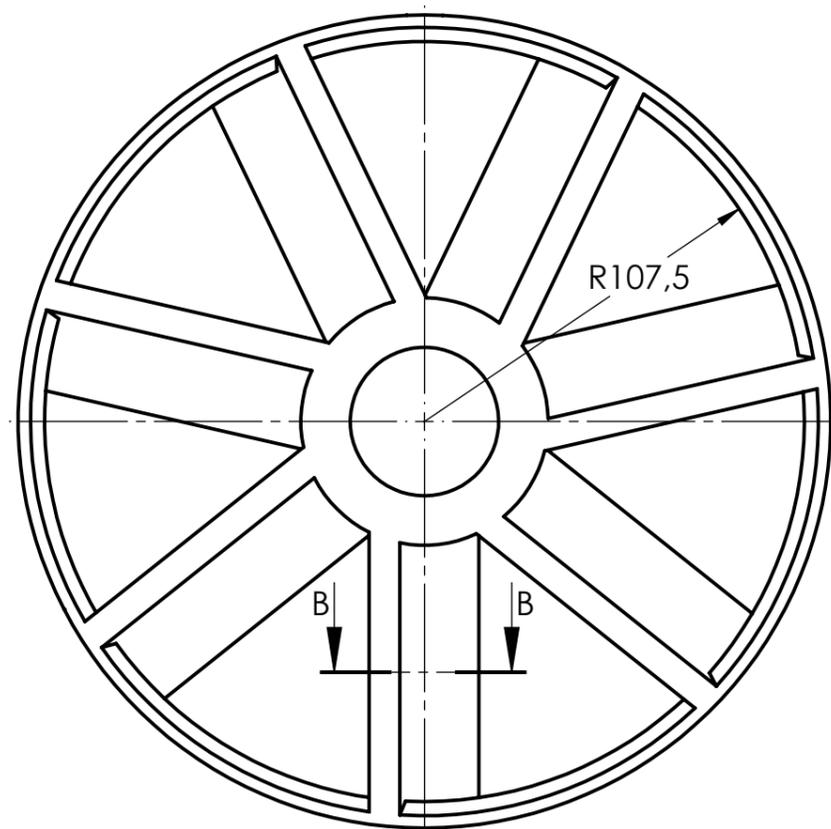
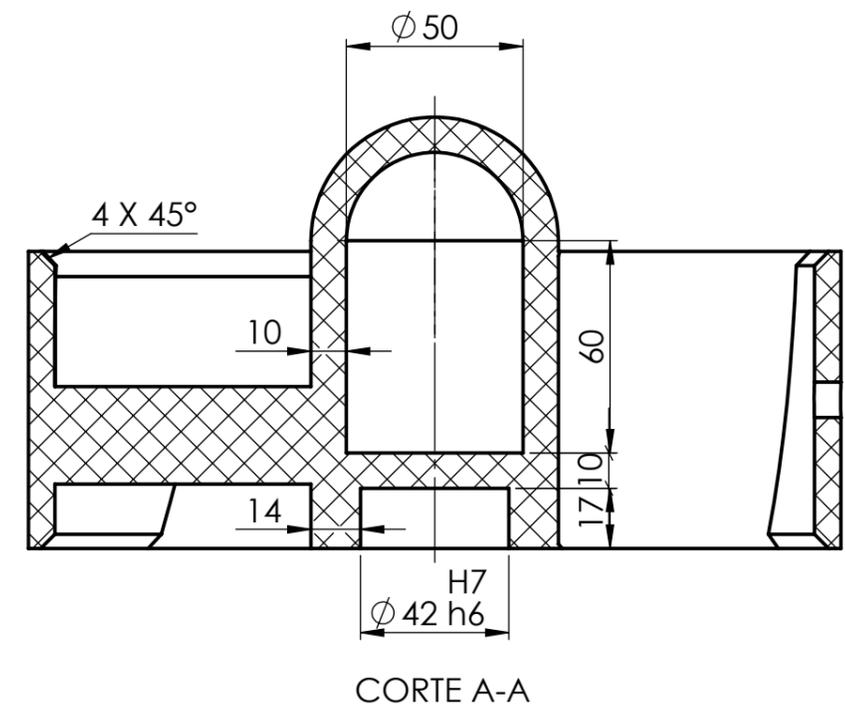
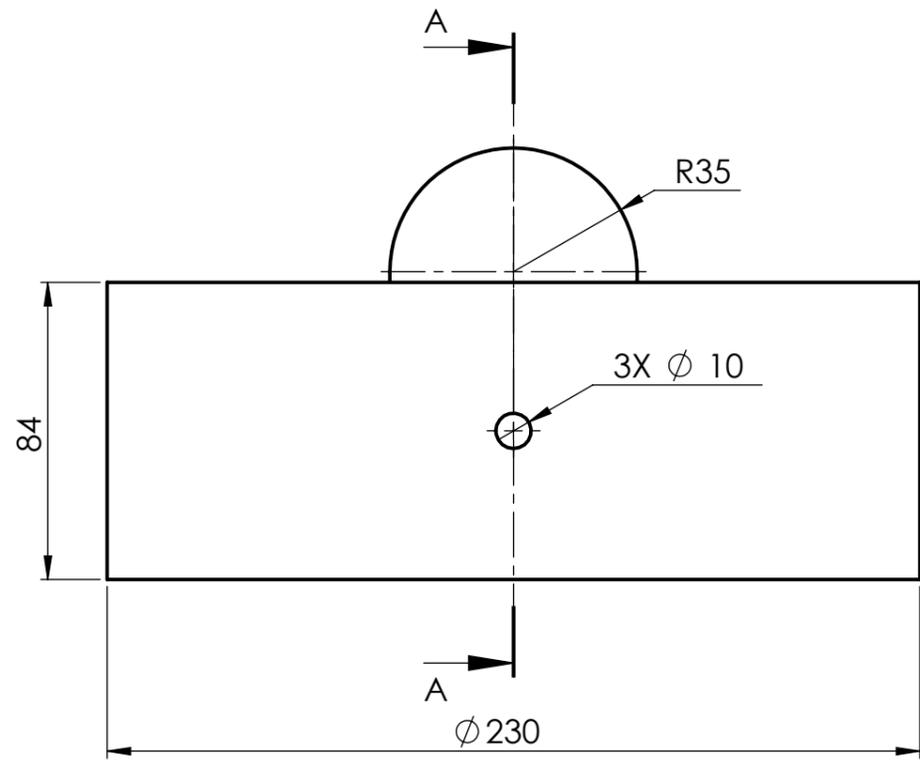
TURBINA DE HELICES	
Rango de caudal de operacion (lt/s)	300-350
Velocidad de rotacion (rpm)	400
Diametro mayor del cono de aspiracion(m)	0,5
Número de helices del rodete	4
Diametro del tubo(m)	0,23
Peso neto(lb)	43,6
Largo(m)	1,3
Ancho(m)	0,5



ORDEN	PROCEDIMIENTOS DE ENSAMBLE
1	Fijar el distribuidor al soporte
2	Atravesar el rodete con el arbol de transmision y restringir el movimiento con la claveta
3	Unir el rbol de transmision al distribuidor y a la base de rodamientos mediante rodamientos de bolas
4	Cubrir el soporte con el cilindro barolado
5	Instalar el cono de admision al soporte mediante pernos
6	Instalar el difusor al soporte mediante pernos
7	Unir la reja de proteccion al cono de admision mediante pernos
8	Fijar las cadenas de sujeccion a la turbina con pernos

12	TUERCA M10	B18.2.4.1M - Hex nut, Style 1, M10 x 1.5, with 16mm WAF --D-N	13		
12	PERNO DE CABEZA EXAGONAL M10	B18.6.7M - M10 x 1.5 x 25 Indented HHMS -25N	12		
1	REJA DE PROTECCION	Acero ASTM A36	11	4556.45	
2	CONO REDUCTOR	Acero ASTM A36	10	4370.4	
1	CILINDRO BAROLADO	Acero ASTM A36	9	2937.39	
3	ANILLO DE RETENCION	heavy duty external retaining ring_am	8		
2	RODAMIENTO DE BOLAS	AFBMA 20.1 - 20-20 - 12,DE,AC,12_68	7		
1	CHAVETA	PLA	6	2.63	
1	HELICE-4-0.3	PLA	5	654.36	
1	ARBOL DE TRANSMISION	NYLON 6	4	220.5	
1	DISTRIBUIDOR	PLA	3	1047.3	
1	BASE DE RODAMIENTO	PLA	2	243.5	
1	SOPORTE	Acero ASTM A36	1	2401	
N.º DE PIEZA	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESTÁNDAR	N.º DE ORDEN	OBSRVACIONES

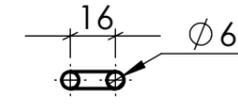
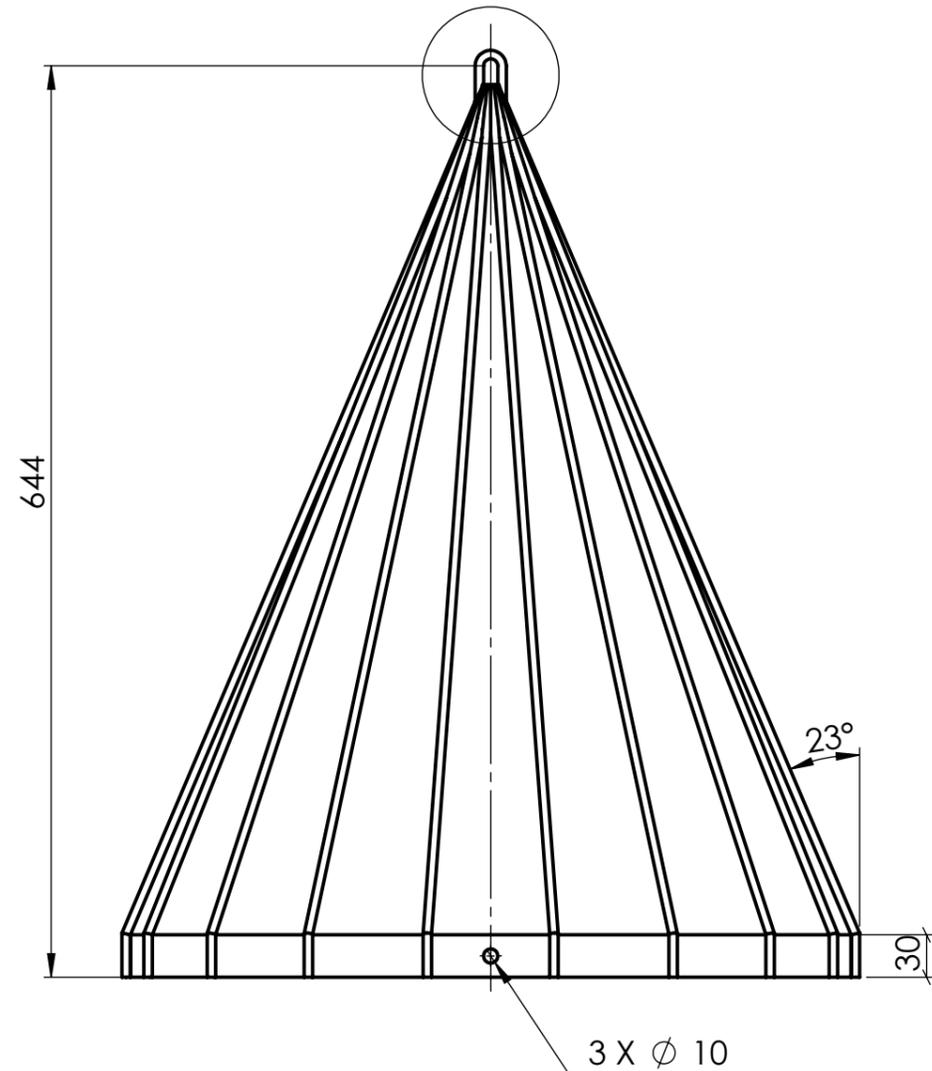
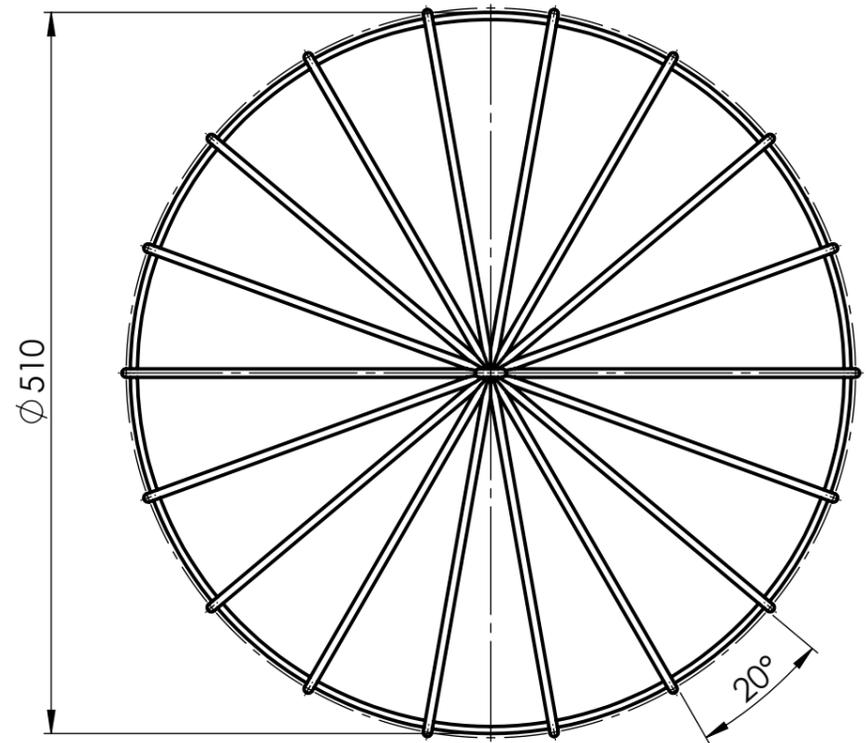
Tolerancia:	±1	Peso:	18635.8gr	Material:	VARIOS
FECHA:	20/11/2018	NOMBRE:	José Iván	Título:	TURBINA DE HÉLICE
DIBUJO:	20/11/2018	REVISÓ:	5/01/2019	APROBÓ:	5/01/2019
U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA			N.º De Lámina: HOJA 1 DE 10		
Escala: 1:5			Registro:		



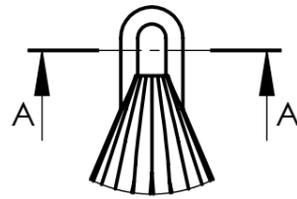
SECCION B-B

N6

				Tolerancia:	Peso:	Material:		
				±0.5	1047.32gr	PLA		
				FECHA	NOMBRE	Título:		Escala:
				Dibujó: 20/11/2018	José Bautista	DISTRIBUIDOR		1:2
				Revisó: 5/01/2019	Ing. Luis Escobar			
				Aprobó: 5/01/2019	Ing. Luis Escobar			
				U.T.A.		N.º De Lámina		Registro:
				INGENIERÍA MECÁNICA		HOJA 4 DE 10		
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	Sustitución:				



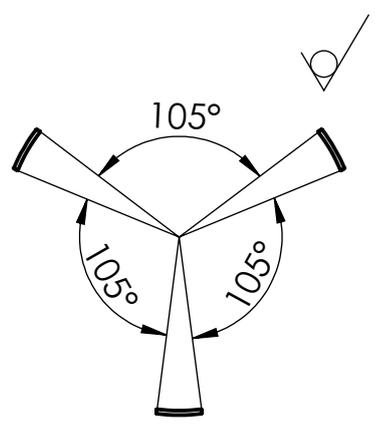
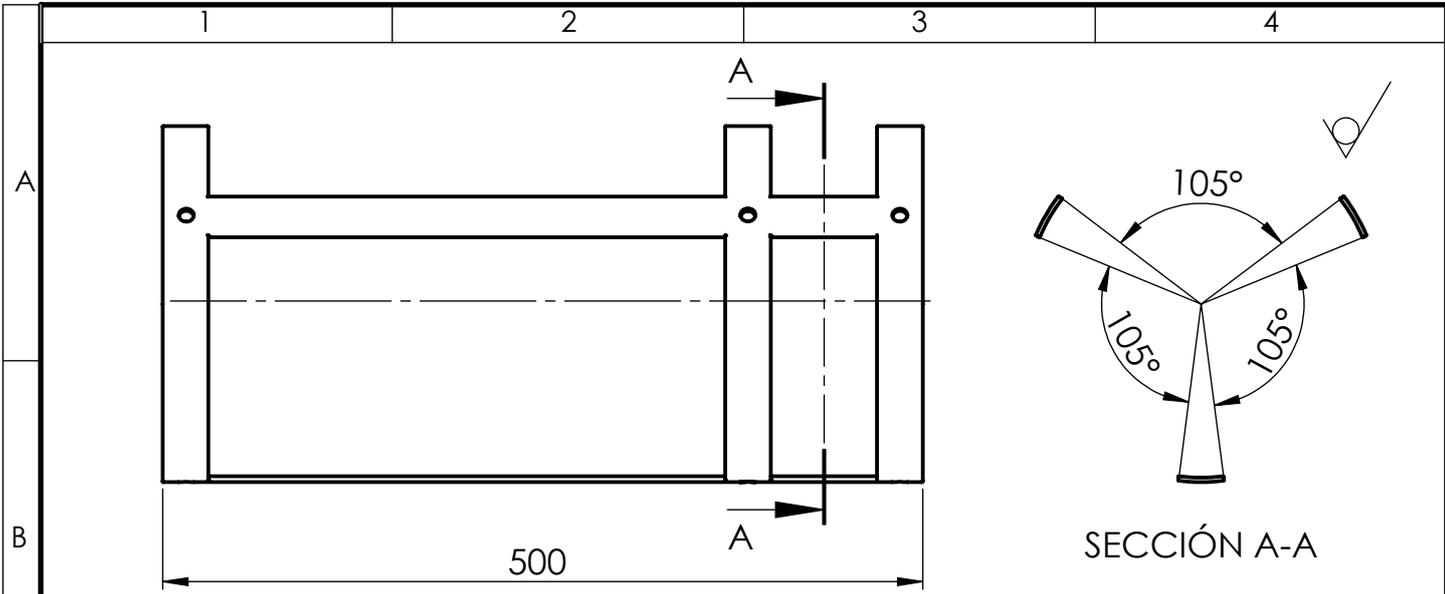
CORTE A-A
ESCALA 2 : 5



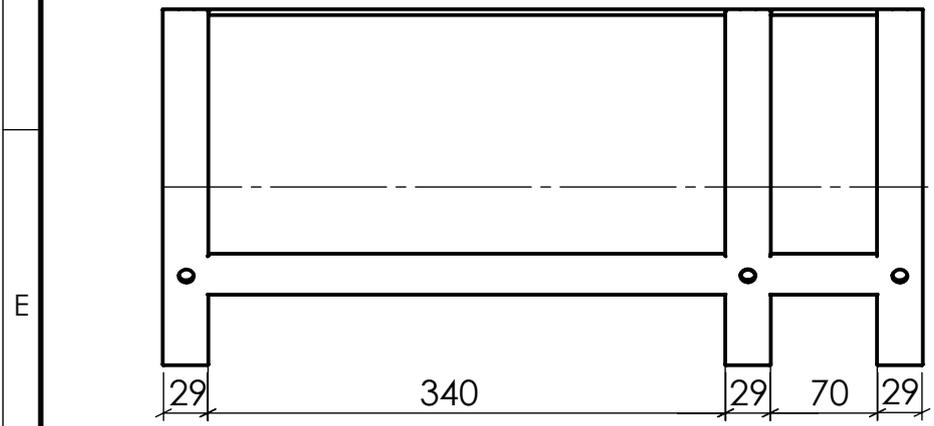
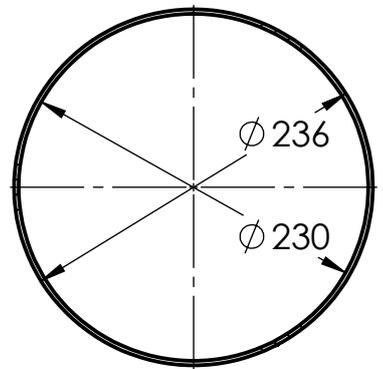
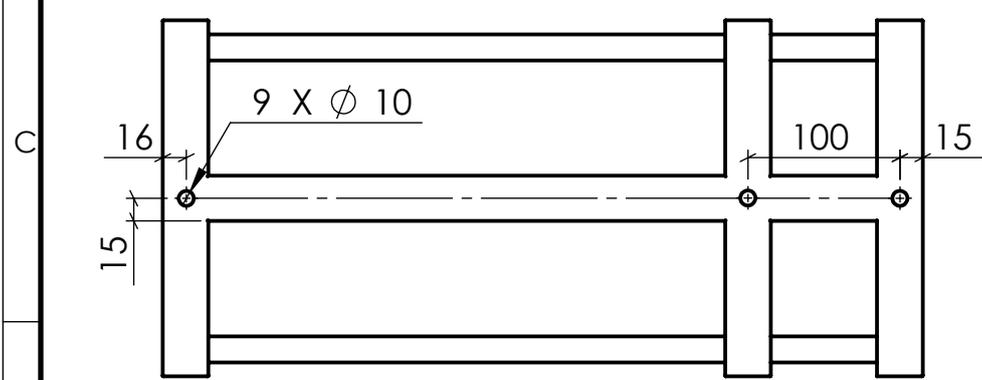
DETALLE A
ESCALA 2 : 5

Toda la estructura esta construida con varilla redonda de 6 mm y las uniones son soldadas con proceso Smaw electrodo E 60 11

Tolerancia:		Peso:		Material:	
± 1		4556.45gr		ACERO ASTM A 36	
FECHA		NOMBRE		Título:	
Dibujó: 20/11/2018		José Bautista		REJA DE PROTECCION	
Revisó: 5/01/2019		Ing. Luis Escobar		Escala:	
Aprobó: 5/01/2019		Ing. Luis Escobar		1:5	
U.T.A.				N.º De Lámina	
INGENIERÍA MECÁNICA				HOJA 10 DE 10	
Edición:		Modificación:		Fecha:	
Nombre:		Registro:		Sustitución:	

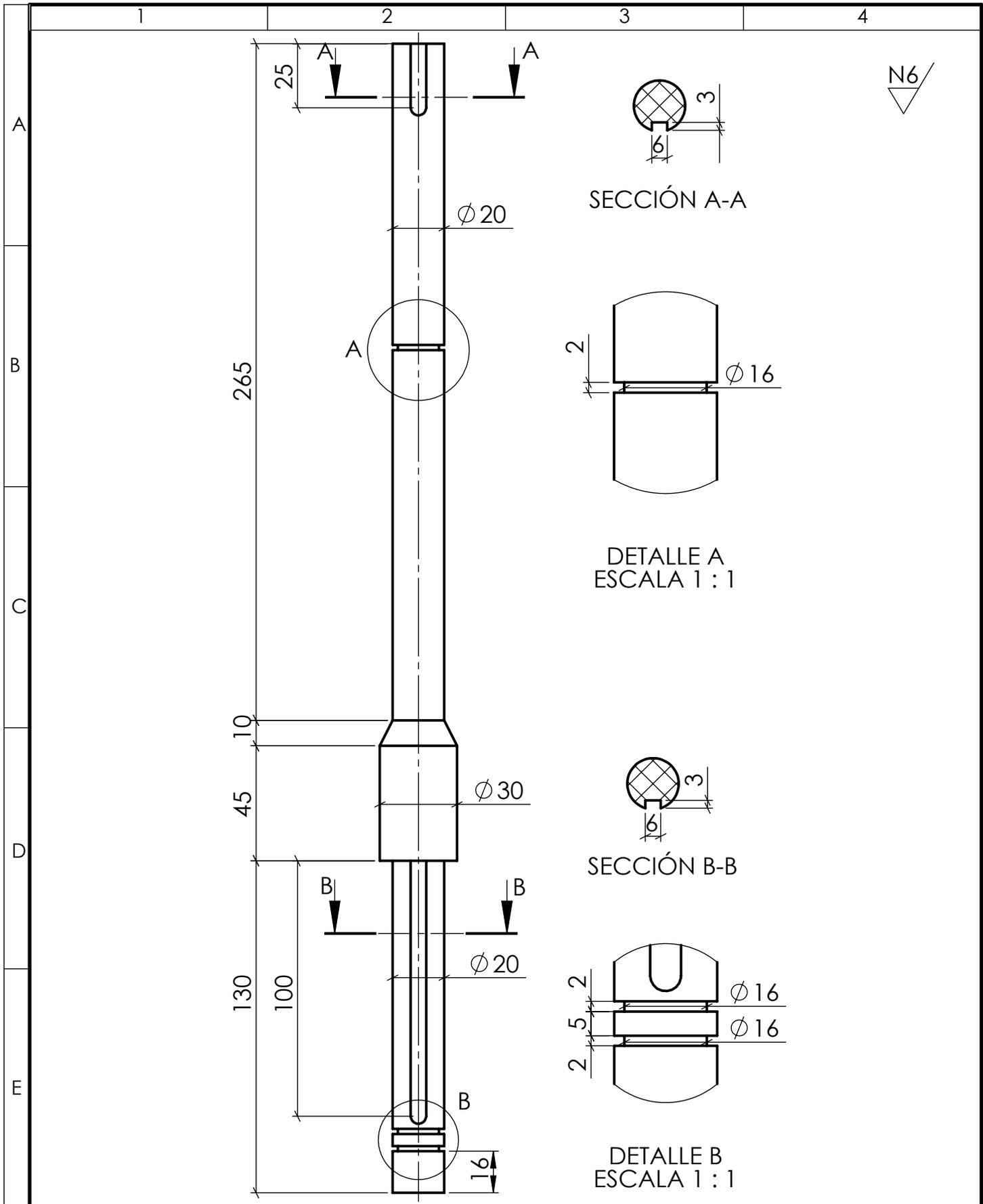


SECCIÓN A-A

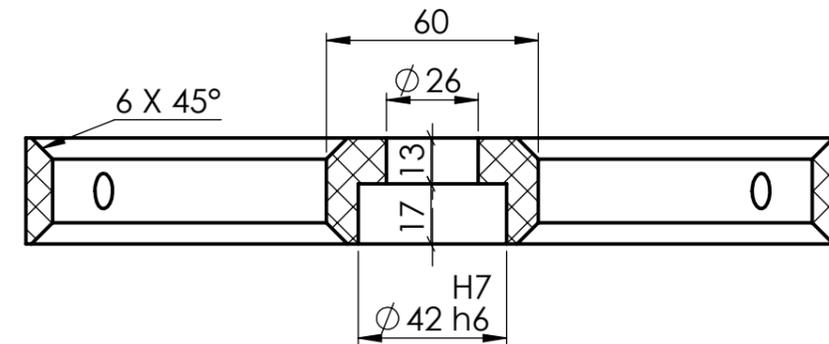
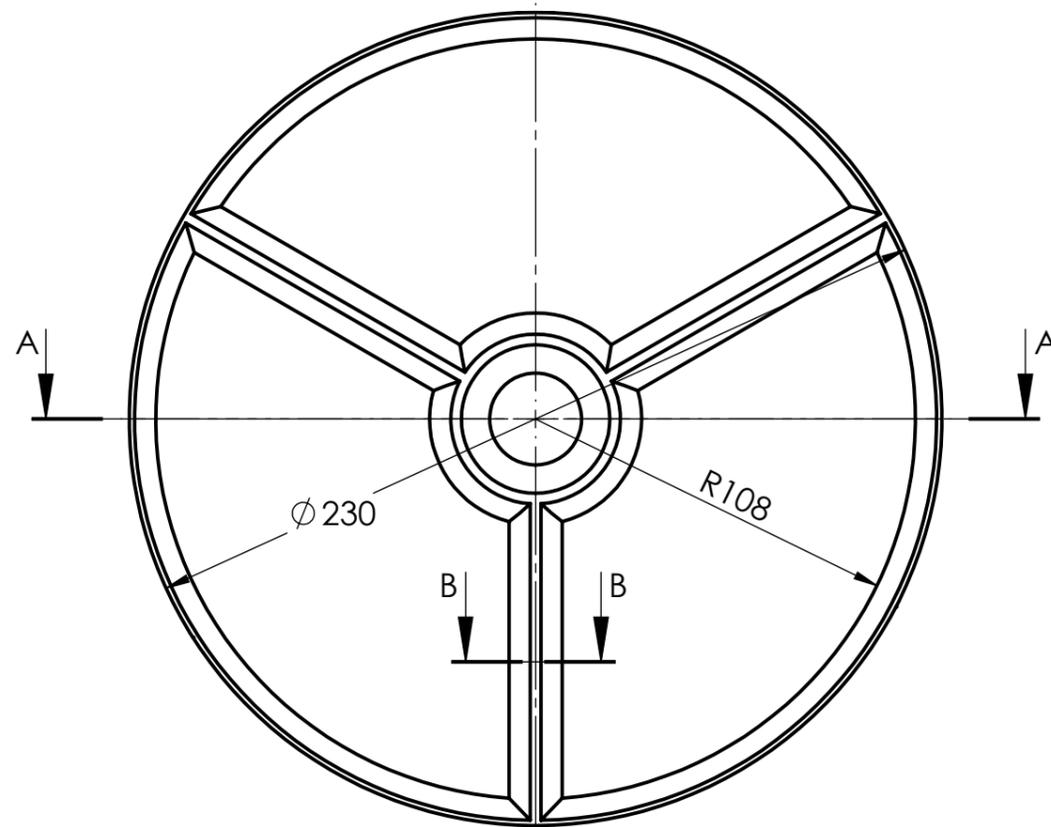
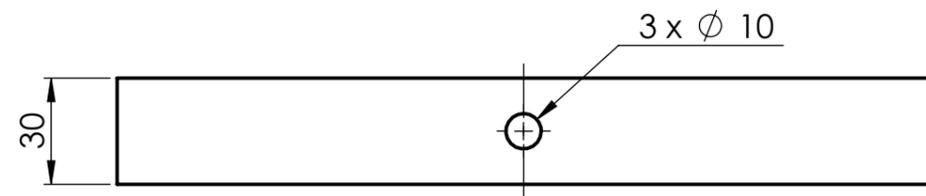


Tdas las juntas
soldadas con
proceso Smaw
Electrodo E 6011

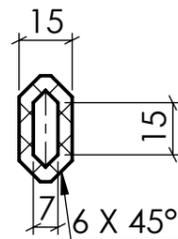
				Tolerancia: ± 1	Peso: 2401.04gr	Material: ACERO ASTM A36	
				FECHA	NOMBRE	Título: SOPORTE	
				Dibujó: 20/11/2018	José Bautista	Escala: 1:5	
				Revisó: 5/01/2019	Ing. Luis Escobar		
				Aprobó: 5/01/2019	Ing. Luis Escobar		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE Lámina: HOJA 2 DE 10	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:	



				Tolerancia: ±0.25	Peso: 220.55gr	Material: NYLON	
				FECHA	NOMBRE	Título: ARBOL DE TRANSMISION	
				Dibujó: 20/11/2018	José Bautista	Escala: 1:2	
				Revisó: 5/01/2019	Ing. Luis Escobar		
				Aprobó: 5/01/2019	Ing. Luis Escobar		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE Lámina: HOJA 5 DE 10	Registro :
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:	



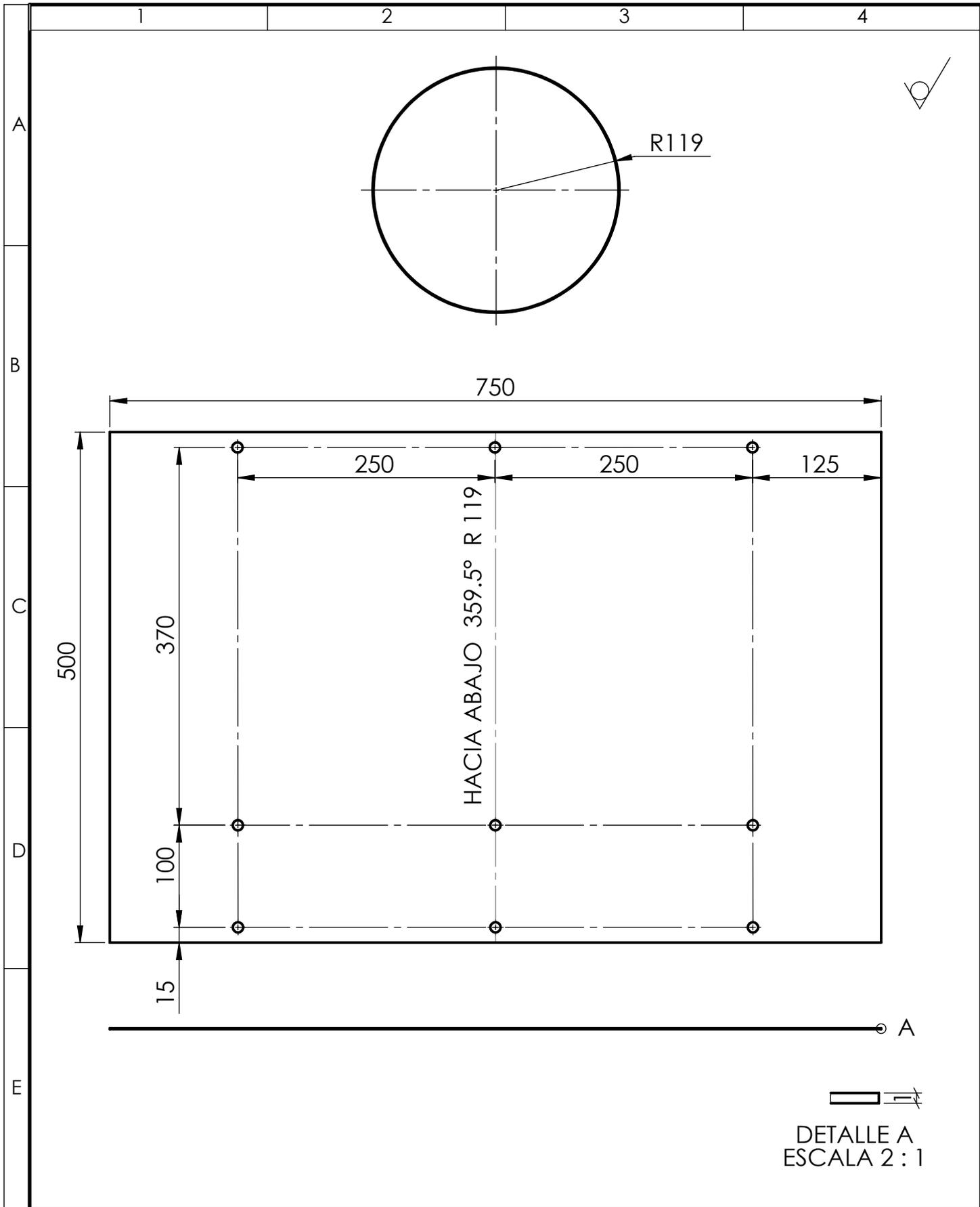
CORTE A-A



SECCIÓN B-B

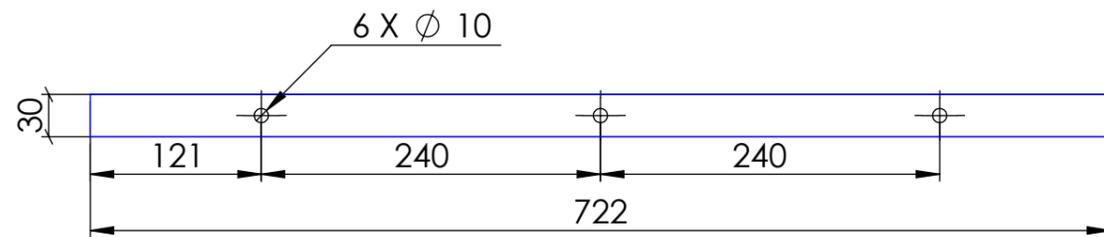
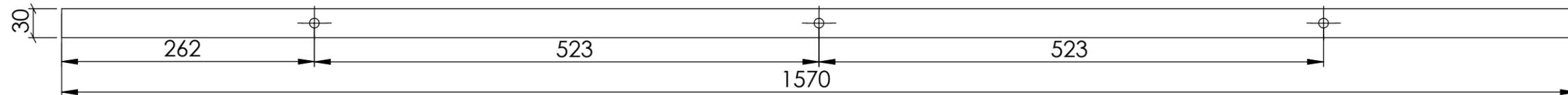
N6

				Tolerancia:	Peso:	Material:		
				±0.5	243.55gr	PLA		
				FECHA	NOMBRE	Título:		Escala:
				Dibujó: 20/11/2018	José Bautista	BASE DE RODAMIENTO		1:2
				Revisó: 5/01/2019	Ing. Luis Escobar			
				Aprobó: 5/01/2019	Ing. Luis Escobar			
				U.T.A.		N.º De Lámina		Registro:
				INGENIERÍA MECÁNICA		HOJA 3 DE 10		
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:		

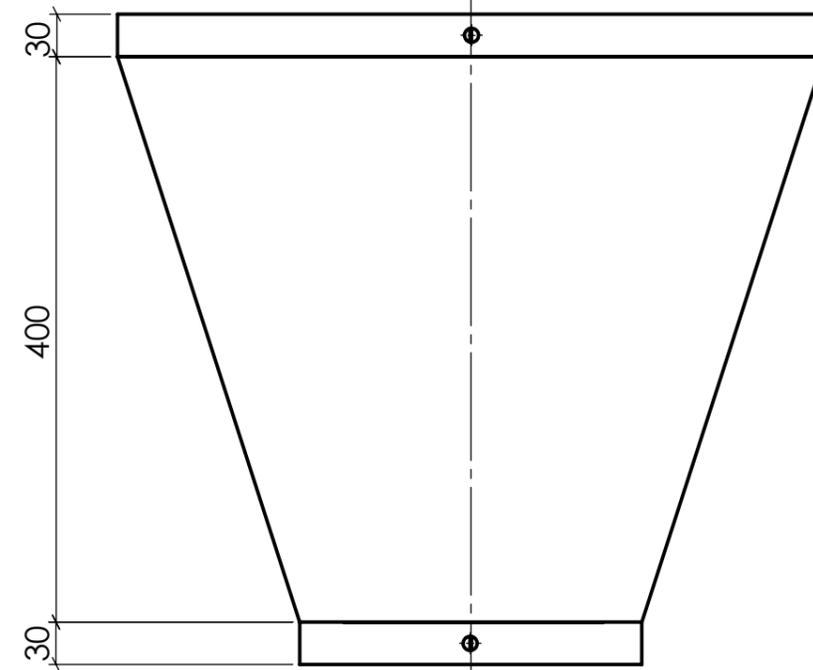
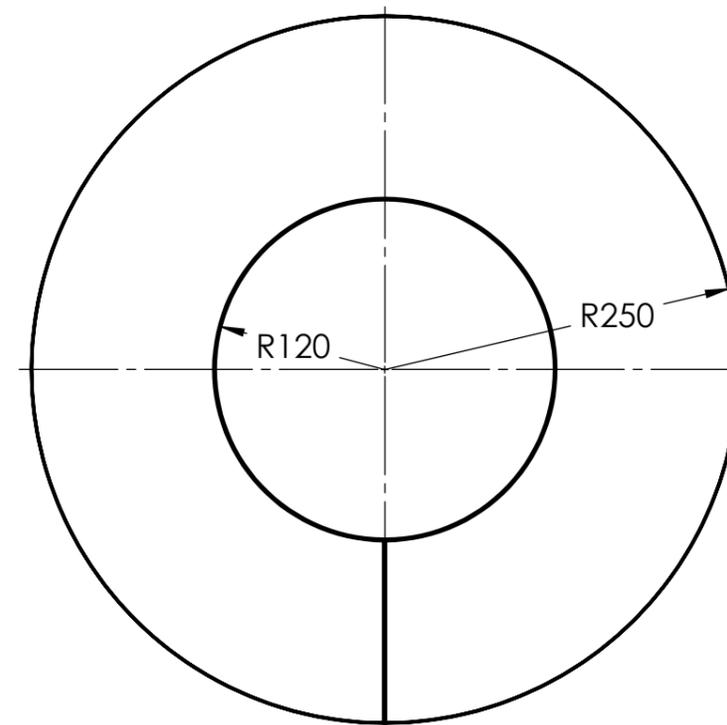
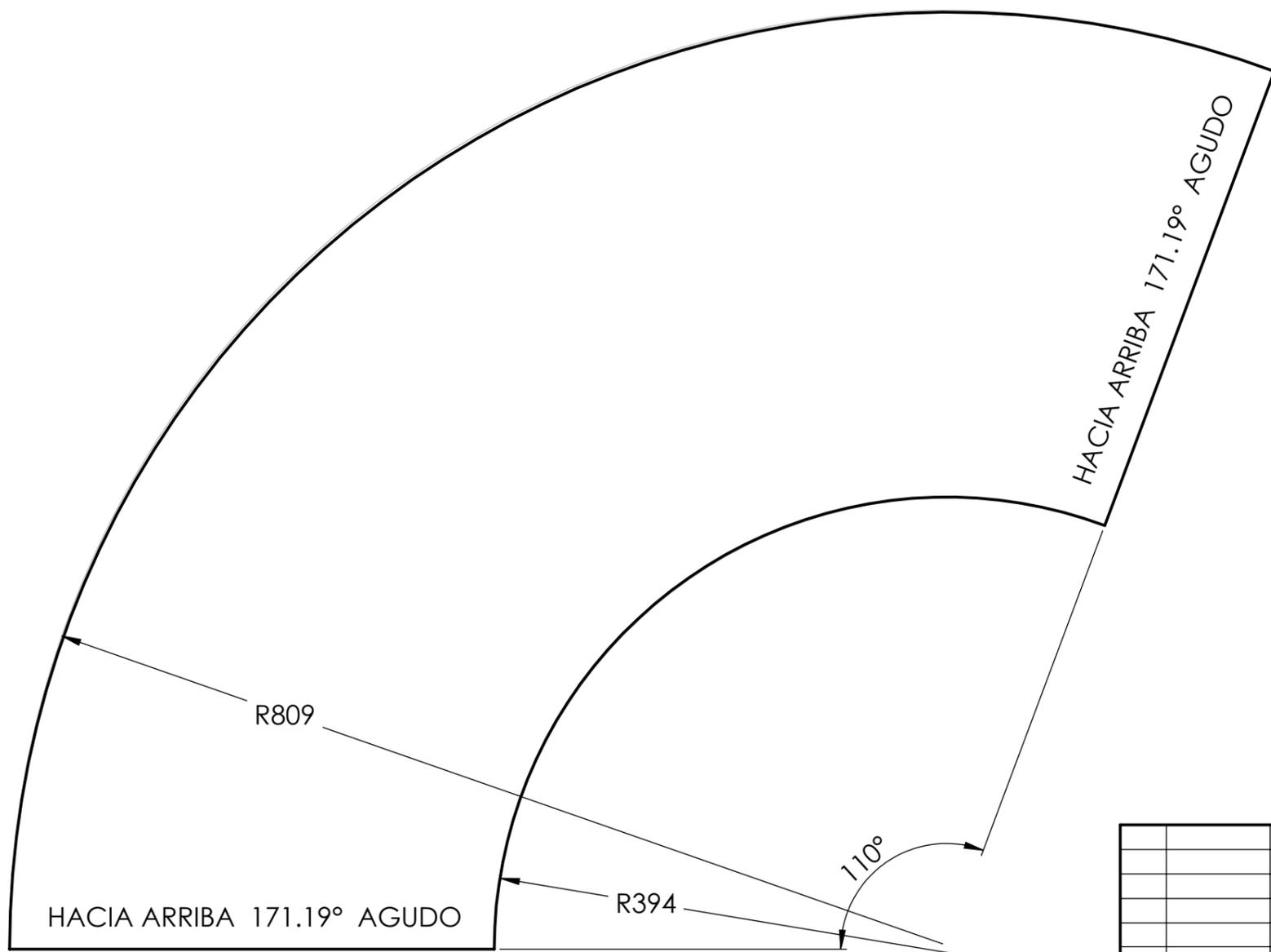


DETALLE A
ESCALA 2 : 1

				Tolerancia: ±0.5	Peso: 2937.39gr	Material: ACERO ASTM A36	
				FECHA	NOMBRE	Título: CILINDRO BAROLADO	
				Dibujó: 20/11/2018	José Bautista	Escala: 1:5	
				Revisó: 5/01/2019	Ing. Luis Escobar		
				Aprobó: 5/01/2019	Ing. Luis Escobar		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE Lámina: HOJA 8 DE 10	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:	



La plancha de acero es de 1mm de espesor



				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				± 1	4370.44gr	ACERO ASTM A 36	
				FECHA	NOMBRE	Título:	
				Dibujó: 20/11/2018	José Bautista	CONO REDUCTOR	
				Revisó: 5/01/2019	Ing. Luis Escobar	Escala:	
				Aprobó: 5/01/2019	Ing. Luis Escobar	1:5	
				U.T.A.		N.º De Lámina	
				INGENIERÍA MECÁNICA		HOJA 9 DE 10	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	Sustitución:		Registro:	