



**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 TURBINA TESLA PARA UN BANCO  
DE PRUEBAS DE COMPROBACIÓN DE EFICIENCIA EN LA FACULTAD DE  
INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA”

---

**AUTOR:** Cabrera Acosta Santiago Fabricio

**TUTOR:** Ing. Mg. Escobar Luna Luis Eduardo

**AMBATO – ECUADOR**

**2017**

## CERTIFICACIÓN

En calidad de tutor del trabajo técnico, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, con el tema: "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBINA TESLA PARA UN BANCO DE PRUEBAS DE COMPROBACIÓN DE EFICIENCIA EN LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA". Elaborado por el señor Santiago Fabricio Cabrera Acosta, Estudiante de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

Certifico:

Que la presente tesis es original de su autor.

Ha sido revisado cada uno de sus capítulos.

Es concluida y puede continuar con el trámite correspondiente.

Ambato, Abril del 2017

.....

Ing. Mg. Luis Escobar

## **AUTORÍA DEL TRABAJO**

Declaro que el contenido del proyecto técnico: "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBINA TESLA PARA UN BANCO DE PRUEBAS DE COMPROBACIÓN DE EFICIENCIA EN LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA"; así como sus ideas, opiniones, resultados, conclusiones, son auténticos y de responsabilidad exclusiva de mi persona en calidad de autor del proyecto.

Ambato, Abril del 2017

.....

Santiago Fabricio Cabrera Acosta

180464469-6

## **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 proceso 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 Documento 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, Abril del 2017

.....

Santiago Fabricio Cabrera Acosta

180464469-6

## **APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO**

Los miembros del tribunal de grado aprueban el informe del proyecto técnico realizado por el estudiante Santiago Fabricio Cabrera Acosta de la Carrera de Ingeniería Mecánica bajo el tema: "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBINA TESLA PARA UN BANCO DE PRUEBAS DE COMPROBACIÓN DE EFICIENCIA EN LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA".

Ambato, 6 de Junio del 2017

Para constancia firma:

.....

Ing. Mg. Álex Mayorga

.....

Ing. Mg. Diego Moya

## **DEDICATORIA**

A Dios quien me ha dado la vida y oportunidad de lograr este momento tan importante en mi vida profesional.

A mis padres, Gonzalo y Gladys, por ser la inspiración que me ha dado fuerza y aliento durante todos estos años, por la motivación permanente, por sus ejemplos de perseverancia y constancia, pero más que nada por su amor, todo este proyecto ha sido gracias a ellos.

A mis hermanos, Viviana y Andrés, por el apoyo incondicional y por estar siempre pendientes de mí en cada paso que doy en la vida.

A mi abuelita, Targelia, por quererme y apoyarme siempre, este proyecto te lo dedico a ti.

Y a toda mi familia y amigos, quienes me han sabido demostrar su afecto en los buenos y malos momentos.

## **AGRADECIMIENTO**

A la Universidad Técnica de Ambato y a la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, por haberme permitido estudiar en sus aulas y llegar a ser un profesional.

A mi tutor, el Ing. Luis Escobar, por toda la colaboración brindada con su conocimiento y experiencia en la consecución de este proyecto.

Al "CENTRO DE MECANIZADO PÉREZ" y a su gerente, el Ing. Patricio Pérez, por la apertura y haber puesto a disposición la maquinaria y el recurso humano para que este proyecto culmine con éxito.

Un sincero agradecimiento a mis profesores: Ing. Alex Mayorga e Ing. Javier García por brindarme sus consejos, además de compartirme sus conocimientos y experiencias académicas.

Para todas aquellas personas quienes hicieron posible la finalización de este proyecto de forma directa e indirecta.

## ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDO

Certificación.....	II
Autoría del trabajo.....	III
Derechos de autor.....	IV
Aprobación del tribunal de grado.....	V
Dedicatoria .....	VI
Agradecimiento .....	VII
Índice general de contenido .....	VIII
Índice de tablas.....	XI
Índice de figuras.....	XIII
Simbología .....	XIV
Summary .....	XVI
CAPÍTULO I.....	1
1.1. Tema del proyecto técnico: .....	1
1.2. Justificación.....	1
1.3. Objetivos .....	2
1.1.1 Objetivo general: .....	2
1.1.2 Objetivos específicos: .....	2
CAPÍTULO II .....	3
2.1 Investigaciones previas .....	3
2.2 Fundamentación teórica .....	5
2.2.1 Mecánica de fluidos .....	5
2.2.2 Máquinas hidráulicas .....	6
2.2.3 Turbomáquinas.....	8
2.2.4 Turbina tesla.....	9
2.2.5 Sistema electrónico para medición de variables de entrada en la turbina.....	13
2.2.6 Generación de energía eléctrica .....	17



2.3 Balance de energía .....	18
2.4 Potencia .....	19
2.5 Eficiencia.....	19
CAPÍTULO III.....	20
3.1. Selección de alternativas .....	20
3.1.1 Criterios para la selección de alternativas .....	20
3.1.2 Valoración de criterios .....	20
3.1.3 Ponderación de factores para la selección de alternativas .....	21
3.2 Cálculos o sistema operativo.....	23
3.2.1 Parámetros de diseño.....	23
3.2.2 Determinación del tipo del flujo .....	24
3.2.3 Separación entre discos .....	25
3.2.4 Radio externo de los discos.....	25
3.2.5 Radio interno de los discos .....	26
3.2.6 Número de discos.....	27
3.2.7 Torque en el eje de la turbina mediante el método del modelo simplificado ...	27
3.2.8 Potencia en el eje de la turbina.....	28
3.2.9 Eficiencia de la turbina.....	28
3.2.10 Pérdida de carga en la turbina .....	31
3.2.11 Factor de seguridad del eje de la turbina.....	34
3.2.12 Selección de rodamientos.....	44
3.2.13 Medición de caudal .....	50
3.2.14 Caudal vs rpm .....	51
3.2.15 Caudal vs presión .....	53
3.2.16 Presión vs rpm.....	55
3.2.17 Voltaje entregado por la bobina .....	56
3.2.18 Voltaje de salida en función de la presión y rpm .....	58

3.2.19 Aplicaciones .....	61
3.3 Presupuesto .....	61
3.3.1 Elementos que componen la turbina .....	61
3.3.2 Sistema eléctrico – electrónico.....	62
3.3.3 Sistema hidráulico auxiliar.....	63
3.3.4 Estructura para el banco de pruebas.....	63
3.3.5 Mano de obra.....	64
3.3.6 Uso de máquinas y herramientas.....	64
3.3.7 Varios.....	64
3.3.8 Costo total .....	64
3.4 Especificaciones técnicas .....	65
3.4.1 Puesta en marcha del banco de pruebas .....	65
3.4.2 Diagrama de funcionamiento .....	65
3.4.3 Mantenimiento .....	67
CAPÍTULO IV .....	70
4.1 Conclusiones .....	70
4.2 Recomendaciones.....	71
Materiales de referencia .....	72
Bibliografía .....	72
Anexos	74

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2. 1: Clasificación de las Máquinas Hidráulicas [8] .....	8
Tabla 2. 2: Tipos de sensores [11] .....	15
Tabla 2. 3: Fuentes de energía, dispositivo convertidor, generadores [10] .....	18
Tabla 2. 4: Fases de transformación [10] .....	18
Tabla 3. 1: Valoración del factor.....	20
Tabla 3. 2: Valoración de la factibilidad.....	21
Tabla 3. 3: Ponderación disco Tesla.....	21
Tabla 3. 4: Ponderación disco "Phoenix" .....	21
Tabla 3. 5: Ponderación disco matriz de agujeros.....	22
Tabla 3. 6: Ponderación de estator en fundición de aluminio .....	22
Tabla 3. 7: Ponderación de estator en impresión 3D .....	22
Tabla 3. 8: Valores del rodamiento 1200.....	46
Tabla 3. 9: Mediciones Caudal vs RPM.....	51
Tabla 3. 10: Caudal vs RPM.....	52
Tabla 3. 11: Valores de Caudal vs Presión .....	53
Tabla 3. 12: Valores de presión vs RPM.....	55
Tabla 3. 13: Valores de RPM vs voltaje .....	56
Tabla 3. 14: Valores de presión, rpm y voltaje en función de la variación de caudal. .....	58
Tabla 3. 15: Valores de presión, rpm y voltaje en función de la variación de caudal (máxima capacidad del generador) .....	60
Tabla 3. 16: Aplicaciones.....	61
Tabla 3. 17: Costo de elementos que componen la turbina.....	61
Tabla 3. 18: Costo del sistema de medición de caudal.....	62
Tabla 3. 19: Costo del sistema hidráulico auxiliar.....	63
Tabla 3. 20: Costo de la estructura para el banco de pruebas.....	63
Tabla 3. 21: Costo de la mano de obra.....	64
Tabla 3. 22: Costo de uso de máquinas y herramientas .....	64
Tabla 3. 23: Costos varios.....	64
Tabla 3. 24: Costo total .....	65
Tabla 3. 25: Instrucciones de puesta en marcha.....	65

Tabla 3. 26: Símbolos hidráulicos y eléctricos .....	67
Tabla 3. 27: Lista de componentes: Banco de comprobación de eficiencia - Turbina Tesla .....	68
Tabla 3. 28. FICHA AMFE. ....	69

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 3. 1: Disco Tesla [9].....	21
Figura 3. 2: Disco "Phoenix" [5] .....	21
Figura 3. 3: Disco con agujeros (matriz radial) [4].....	22
Figura 3. 4: Estator en fundición de hierro [4].....	22
Figura 3. 5: Estator en impresión 3D [4].....	22
Figura 3. 6: Esquema del disco de la Turbina Tesla. ....	26
Figura 3. 7: Trayectoria del fluido en la inyección de la turbina .....	30
Figura 3. 8: Análisis de presión en la inyección de la turbina. ....	30
Figura 3. 9: Puntos de entrada y salida de fluido en la turbina .....	31
Figura 3. 10: Esquema de contracción súbita en una tubería [7]. ....	33
Figura 3. 11: Fuerza aplicada en los discos.....	35
Figura 3. 12: Esquema simplificado del eje y las cargas aplicadas .....	36
Figura 3. 13: Diagrama de cuerpo libre del eje (Plano XY). ....	36
Figura 3. 14: Diagrama de fuerza cortante y momento flector (Plano XY).....	38
Figura 3. 15: Diagrama de cuerpo libre del eje (Plano XZ).....	39
Figura 3. 16: Diagrama de fuerza cortante y momento flector (Plano XZ).....	40
Figura 3. 17: Concentración de esfuerzo en cambio de sección. Fuente: [16].....	41
Figura 3. 18: Dimensiones del rodamiento 1200 [17].....	46
Figura 3. 19: Esquema de entradas y salidas LED-ARDUINO .....	50
Figura 3. 20: Caudal vs RPM.....	51
Figura 3. 21: Ajuste de Caudal vs RPM.....	53
Figura 3. 22: Caudal vs Presión. ....	54
Figura 3. 23: Ajuste de valores Caudal vs Presión.....	54
Figura 3. 24: Presión vs RPM. ....	56
Figura 3. 25: RPM vs Voltaje. ....	57
Figura 3. 26: Ajuste de RPM vs Voltaje. ....	57
Figura 3. 27: Caudal vs (Presión, rpm, voltaje). ....	59
Figura 3. 28: Tendencia Caudal vs (Presión, rpm, voltaje), Tendencia para generar 12 V en corriente continua .....	60
Figura 3. 29: Esquema del circuito hidráulico y eléctrico. ....	66
Figura 3. 30: Banco de pruebas - turbina Tesla. ....	68

## SIMBOLOGÍA

<b><math>Q</math>:</b>	Caudal $\left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)$
<b><math>P</math>:</b>	Presión (Pa)
<b><math>D</math>:</b>	Diámetro interno de la tubería (m)
<b><math>V</math>:</b>	Velocidad del fluido $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$
<b><math>Re</math>:</b>	Número de Reynolds (adimensional)
<b><math>\nu</math>:</b>	Viscosidad cinemática $\left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)$
<b><math>p</math>:</b>	Factor de flujo (adimensional)
<b><math>\omega</math>:</b>	Velocidad angular $\left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$
<b><math>e_i</math>:</b>	Espacio interdiscular (m)
<b><math>n</math>:</b>	Número de discos (adimensional)
<b><math>r_i</math>:</b>	Radio interno de los discos (m)
<b><math>r_o</math>:</b>	Radio externo de los discos (m)
<b><math>T</math>:</b>	Torque de un disco (Nm)
<b><math>\mu</math>:</b>	Viscosidad dinámica $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{m.s}}\right)$
<b><math>V_\theta</math>:</b>	Velocidad tangencial en el vórtice del disco $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$
<b><math>T_T</math>:</b>	Torque total de la turbina (Nm)
<b><math>P_T</math>:</b>	Potencia total de la turbina (W)
<b><math>P_H</math>:</b>	Potencia hidráulica (W)
<b><math>n_T</math>:</b>	Eficiencia de la turbina (adimensional)
<b><math>\rho_{H_2O}</math>:</b>	Densidad del agua $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right)$
<b><math>g</math>:</b>	Gravedad $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$
<b><math>P</math>:</b>	Presión en la tubería (Pa)
<b><math>SG</math>:</b>	Gravedad específica (adimensional)
<b><math>\epsilon</math>:</b>	Rugosidad del material (m)
<b><math>h_L</math>:</b>	Pérdidas de energía por fricción de la turbina (mca)
<b><math>h_T</math>:</b>	Pérdidas totales por accesorios (mca)

## RESUMEN EJECUTIVO

El presente proyecto parte de la necesidad de seguir desarrollando diferentes fuentes de generación de energía renovable. Para el desarrollo de la construcción y el diseño de la turbina Tesla, se partió del análisis cuantitativo del caudal y velocidad angular del eje de transmisión para determinar el dimensionamiento de sus elementos mecánicos teniendo como principal fuente de investigación artículos científicos relacionados al área de energías renovables, construcción de turbinas, mecánica de fluidos y el diseño mecánico. La ejecución del ensamblaje del prototipo se realizó en primera instancia con la fundición del estator en hierro nodular, utilizando las operaciones de mecanizado en torno y rectificadora, en una siguiente instancia se realizó el corte en frío CNC de los discos en acero inoxidable AISI 304 creando el diámetro externo del impulsor, luego se procedió a taladrar los agujeros de escape de fluido, de modo similar se procedió a la construcción de las tapas laterales, cortando la lámina de PMMA en la máquina de CNC para posteriormente centrar las perforaciones en el torno para que en ella reposen las partes de la turbina, así mismo se utilizó el torno para la fabricación del eje en acero inoxidable AISI 304 y las chumaceras en aluminio, además se instaló un sistema de control digital programado en arduino, sensados por un caudalímetro de efecto hall para visualizar la cantidad de agua que ingresa a la turbina. Para la instalación del circuito hidráulico se utilizó tuberías de 1 plg, 1/2 plg, 1/4 plg, 3/4 plg con sus respectivos accesorios simulando el movimiento de fluido con una motobomba de 3/4 HP con succión de tipo negativa. Para finalizar se procedió realizar los respectivos ensayos de funcionamiento que permitieron la corrección de dimensiones y algunos elementos mecánicos, también se comprobó el número de revoluciones, el caudal de ingreso a la turbina Tesla para obtener su eficiencia y las curvas de comportamiento en las que intervienen además la presión y voltaje. La eficiencia mecánica se indica con un valor del 14% con una velocidad de 215 rpm y un caudal de 18.5 l/min, obteniendo un voltaje de 3 V en corriente continua.

## SUMMARY

The present project starts from the need to continue developing different sources of renewable energy generation. For the development of the construction and design of the Tesla turbine was based on the quantitative analysis of the flow rate and angular velocity in the transmission axis to determine the dimensioning of its mechanical elements having as main source of research in scientific articles related to the Area of renewable energy, turbine construction, fluid mechanics and mechanical design. The execution of the prototype assembly was carried out in the first instance with the stator casting in nodular iron using the machining operations on lathe and grinding, in the following instance the cold cutting CNC of the disks in stainless steel AISI 304 was made creating the external diameter of the impeller, then drilled the fluid exhaust holes, similarly proceeded to the construction of the side covers, cutting the PMMA sheet in the CNC machine to later center the holes in the lathe so that in it rests the parts of the turbine, also used the lathe for the manufacture of the shaft in stainless steel AISI 304 and the bearings in aluminum, in addition installed a digital control system programmed in arduino, sensed by a flow meter of hall effect To view the amount of water entering the turbine. For the installation of the hydraulic circuit was used 1 in, 1/2 in, 1/4 in, 3/4 in pipes with their respective accessories simulating fluid movement with a 3/4 HP motor pump with negative suction type. In order to finish it was carried out the respective tests of operation that allowed the correction of dimensions and some mechanical elements, also was verified the number of revolutions, the inflow rate to the turbine Tesla to obtain its efficiency and the curves of behavior in which they intervene besides the pressure and voltage. The mechanical efficiency is indicated with a value of 14% with a speed of 215 rpm and a flow rate of 18.5 l / min, obtaining a voltage of 3 V in direct current.



# **CAPÍTULO I**

## **ANTECEDENTES**

### **1.1. TEMA DEL PROYECTO TÉCNICO:**

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBINA TESLA PARA UN BANCO DE PRUEBAS DE COMPROBACIÓN DE EFICIENCIA EN LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

### **1.2. JUSTIFICACIÓN**

Este proyecto investigativo aborda la principal problemática respecto a la inexistente utilización de equipos transformadores de energía hidráulica a mecánica, para comprobación de eficiencia. En los laboratorios de la Carrera de Ingeniería Mecánica. Además, tiene como importancia el desarrollo e innovación en el diseño de equipos hidráulicos para la generación de energía, como parte del aprovechamiento de los recursos renovables.

El estudio tiene como impacto positivo hacia las nuevas tendencias tecnológicas como parte de la sustentabilidad y ahorro energético en todos los sistemas de generación de energía ayudando al crecimiento económico y productivo del sector, y la utilidad teórica corresponde a la generación de nuevo conocimiento siendo fuente de consulta para futuras generaciones.

Este proyecto beneficiará al laboratorio de la carrera de Ingeniería Mecánica, el cual tendrá a disposición el equipo para que estudiantes de la carrera puedan desarrollar prácticas de comprobación de eficiencia mecánica.

El proyecto es factible debido a que se cuenta con los recursos materiales, humanos y tecnológicos suficientes para la construcción además se cuenta con la información bibliográfica gracias al acceso a bibliotecas virtuales, artículos científicos y libros que están disponibles en la biblioteca de la Facultad de la Ingeniería Civil y Mecánica.

### **1.3.OBJETIVOS**

#### **1.1.1 OBJETIVO GENERAL:**

Diseñar y construir una turbina Tesla para un banco de pruebas de comprobación de eficiencia entre la potencia hidráulica de entrada y la potencia mecánica de salida en la facultad de Ingeniería Civil y Mecánica

#### **1.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS:**

- Diseñar los elementos que componen la turbina.
- Implementar un sistema auxiliar hidráulico para simular el efecto de una columna de agua.
- Construir el prototipo de la turbina Tesla.
- Comparar los resultados obtenidos de potencia de entrada (hidráulica) y potencia de salida (mecánica).
- Representar las variables de entrada (presión y caudal) y de salida (revoluciones por minuto y voltaje en corriente continua) en gráficas de experimentación de la turbina Tesla.

## **CAPÍTULO II**

### **FUNDAMENTACIÓN**

#### **2.1 INVESTIGACIONES PREVIAS**

La turbina Tesla fue patentada en 1913 por Nicola Tesla, Esta turbina tiene como característica principal que no posee álabes y su funcionamiento se debe al rozamiento entre el fluido y unos discos al circular el fluido sobre los mismos [1].

El estudio "Diseño de una Turbina sin Álabes con Enfoque de Optimización" presentado por J. Mendoza, aplica las ecuaciones fundamentales del comportamiento del fluido y el rotor de una turbina sin álabes. A partir de las cuales se desarrolló un programa semiautomático que se utilizó como plataforma computacional para el diseño paramétrico y que tiene como salida los parámetros de operación y variables de diseño, que en su conjunto proporcionan la información necesaria para un dimensionamiento con apoyo de optimización de la turbina [2].

El artículo "Development of Tesla Turbine for Green Energy" desarrollado por Wee Chon Tan, ofrece una idea fundamental para diseñar un generador de energía verde para el hogar basado en el concepto de turbina Tesla. La cuestión crítica de este generador de energía verde es la conversión de la energía almacenada en el suministro de agua del hogar sin pérdida significativa de la cabeza de presión. En este trabajo, el desarrollo se lleva a cabo para determinar el tamaño del disco, el espacio entre discos y el número de discos base, en el cálculo teórico de la turbina Tesla. La turbina de Tesla está hecha de acrílico y aluminio. El análisis de rendimiento se realiza en la turbina Tesla y la pérdida de carga de todo el sistema es de 0,44 m con un par de 0,021 Nm [3].

En el artículo científico "The Tesla Turbine Revisited" presentado por H. Couto, J. Duarte, y D. Bastos se hace una revisión de los principios físicos que rigen en el funcionamiento de una turbina Tesla. Después de una breve explicación sobre el movimiento de las superficies de rotación, se establece las ecuaciones de transporte que describen el flujo entre los discos giratorios paralelos. Además la estimación

del espesor de la capa límite bajo regímenes laminares y turbulentos, lo que llevan a las expresiones que se producen por el ancho entre los discos consecutivos. Una vez definido el fluido de trabajo y establecidas las condiciones de entrada, y si es necesaria también la potencia de salida (esperada), este trabajo muestra cómo definir el número total de discos necesarios para alcanzar el rendimiento deseado [4].

La tesis "Working Fluid Variations and Turbine Performance" desarrollada por Aaron Peshlakai indica los análisis teóricos y experimentales de un ensamble turbina – generador que utiliza aire comprimido, agua y vapor saturado como fluidos de trabajo los cuales fueron probados y están presentes en este trabajo. Se proporciona también un resumen de los antecedentes y explicación de la tecnología junto con las aplicaciones potenciales. Se describe un análisis termodinámico teórico, resultante en la turbina y las eficiencias del rotor, potencia de salida y cálculo del número de Reynolds para combinaciones de diferentes fluidos de trabajo [5].

En el proyecto de tesis "Análisis y Construcción de una Turbina Tesla" por J. Maradey y O. Pardo se realizó la construcción de un modelo experimental que posee las siguientes características geométricas: Diámetro del disco: 10 in., números de discos: 9 (9 interiores de espesor 1.52 mm., dos exteriores de espesor 3/16 in.), separación entre discos: 0.912 mm, un rodete con el diseño original Tesla y otro con una mejora propuesto por Phoenix Turbine Builders Club [6].

El modelo analítico se desarrolló a partir de la documentación consultada y de acuerdo a los conceptos de mecánica de fluidos aplicados a las turbomáquinas. El cual facilita el entendimiento del comportamiento de diferentes parámetros de funcionamiento (torque, potencia y eficiencia) y explica su relación con las características geométricas mencionadas anteriormente. El resultado fue una turbina de alta versatilidad, alta longevidad (por los materiales utilizados), de alta velocidad, de fácil montaje y desmontaje la cual brinda la oportunidad de mejorar notablemente los sistemas energéticos actuales [6].

## **2.2 FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA**

### **2.2.1 MECÁNICA DE FLUIDOS**

El concepto de mecánica de fluidos hace referencia al estudio del comportamiento de los fluidos, encontrándose estos en reposo o en movimiento y sus procesos de interacción con los cuerpos sólidos. Los fluidos pueden estar en estado líquido como por ejemplo (agua, aceite, gasolina o glicerina) o gases (aire, oxígeno, nitrógeno o helio). La mecánica de fluidos es la resultante de la experimentación empírica y el análisis matemático que conjuntamente han desarrollado modelos matemáticos para poder resolver situaciones específicas en la realidad [7].

#### **A. Naturaleza de los Fluidos**

##### **Líquidos y Gases**

Cuando un líquido se vierte en un recipiente este tiende a tomar la forma del mismo, razón por la cual el fluido se pegará a las paredes laterales y el fondo del recipiente. Los gases tienen tendencia a expandirse y ocupar el volumen del recipiente que los contiene por completo. La diferencia más notoria de entre estos dos tipos de fluidos es que los gases son mucho más compresibles a diferencia de los líquidos, los cuáles oponen más resistencia a comprimirse [7].

##### **Presión**

La presión es la relación de la fuerza que ejerce el fluido por unidad de área. Los fluidos se encuentran expuestos a grandes cambios de presión, dependiendo del sistema en que circulen [7].

##### **Peso y Masa**

Se define a la masa como la medida que indica la cantidad de un fluido y que además determina la resistencia o inercia a cambiar el movimiento de este. El peso es la fuerza con la que el fluido es atraído por la gravedad hacia el centro de la tierra por consiguiente es la cantidad que pesa el cuerpo un cuerpo de fluido [7].

##### **Densidad**

La densidad es la cantidad de masa del fluido por unidad de volumen que ocupa la sustancia [7].

### **Peso Específico**

El peso específico es la cantidad de peso por cada unidad de volumen del fluido [7].

### **Gravedad Específica**

La gravedad específica es la relación de la densidad de una sustancia y el peso específica del agua a una temperatura de 4°C [7].

### **Compresibilidad**

Un fluido se considera compresible cuando la variación de densidad de un punto a otro es despreciable, caso contrario el flujo es compresible. Cuando el fluido con el que se trabaja se trata del agua no es necesario tomar en cuenta la compresibilidad ya que los líquidos solo son ligeramente compresibles [7].

## **2.2.2 MÁQUINAS HIDRÁULICAS**

Las máquinas hidráulicas son un tipo de máquinas de fluido que para poder cumplir con su operación utilizan las propiedades de los fluidos incompresibles o que posea similares características a los mencionados anteriormente, esto se debe a que la densidad en el interior del sistema no sufre variaciones significativas [8].

Una máquina se puede decir que es hidráulica cuando el límite de cambio, generalmente para los gases no exceda el límite de 100 mbar. En las máquinas hidráulicas se experimenta un ciclo adiabático, lo que quiere decir que no existe intercambio de calor con el exterior [8].

### **A. Clasificación de las Máquinas Hidráulicas**

Las máquinas hidráulicas se pueden clasificar según diferentes criterios:

#### **Por la variación de energía:**

Existen aplicaciones como los motores hidráulicos donde la energía del fluido que recorre a través de este disminuye dando como resultado energía mecánica, en cambio en los generadores hidráulicos el proceso se presenta de forma contraria, el fluido adquiere energía según como este fluya en su recorrido por la máquina [8].

Debido al tipo de energía fluidodinámica que se intercambia dentro de la máquina se establecen:

- Las máquinas que sufren una variación de energía potencial, se puede mencionar como un ejemplo el tornillo de Arquímedes.
- Las máquinas en las que se genera una variación en la energía cinética, tales como hélices, turbina Pelton y los aerogeneradores. Las cuales se las conoce también con el nombre de máquinas de acción además se caracterizan por no poseer carcasa.
- Las máquinas en las que se desarrolla un cambio en la entalpía (presión), las bombas centrífugas son un ejemplo de este tipo de máquinas, se las conoce con el nombre de máquinas de reacción [8].

**Por el encerramiento:**

Debido a que si poseen o no carcasa:

- Son todas las máquinas de acción que se encuentran no entubadas [8].
- Las máquinas que se encuentran entubadas [8].

**Por el intercambio de energía:**

Otro aspecto que define estos tipos de máquinas es el modo en que se produce el intercambio de energía y su clasificación se presenta de la siguiente manera:

Máquinas de desplazamiento positivo (volumétricas), las cuales se caracterizan en su funcionamiento por desplazar un volumen de fluido comprimiéndolo, el ejemplo más usual que se puede encontrar es la bomba de aire para las llantas de las bicicletas, en donde se proporciona un caudal que no es constante, en donde para evitar este fenómeno se unen otros caudales para lograr una mayor uniformidad, estas máquinas son ideales para trabajos donde se requiera alta presión y bajos caudales [8].

**Por el movimiento:**

Pueden existir diversos criterios para poder clasificar estas máquinas, dependiendo de que si el elemento que realiza el intercambio de energía describe un movimiento alternativo o rotativo, esta clasificación se presenta de carácter intuitiva de manera que no pertenece al criterio fundamental de funcionamiento de este tipo de máquinas [8].

La tabla 2.1 presenta los diferentes tipos de máquinas hidráulicas que operan con fluidos ya sean estos líquidos o gases:

Tabla 2. 1: Clasificación de las Máquinas Hidráulicas [8]

<b>Motoras</b>		<b>Generadoras</b>	
Volumétricas	Turbomáquinas	Volumétricas	Turbomáquinas
Alternativas – Bombas de émbolo	Turbinas Hidráulicas	Alternativas – Bombas de émbolo	Bombas rotodinámicas o centrífugas
Rotativas – Bombas rotoestáticas	Aerogeneradores	Rotativas – Bombas rotoestáticas	Ventiladores

### 2.2.3 TURBOMÁQUINAS

Se denomina de esta manera a las máquinas en las cuales el fluido al atravesar por los rodetes cambia su cantidad de movimiento causando sobre estos una fuerza que genera movimiento que al desplazarse conjuntamente con el álabe produce un trabajo interior en el eje, cuando se trata de turbomáquinas existe una transformación de energía del flujo a energía mecánica situada en el eje de la máquina, este proceso también se puede presentar de manera contraria [9].

#### A. Clasificación de las Turbomáquinas Hidráulicas

A continuación se presenta la clasificación de las turbomáquinas para un fluido incompresible de acuerdo a la función que realizan:

**Turbomáquinas generatrices.-** son aquellas que incrementan la energía del fluido que circula ya sea en forma potencial o cinética. La energía mecánica que estas consumen para su operación es proporcionada por un motor, pudiendo ser de dos tipos: [9]

- Bombas de álabes: Se mencionan a las bombas axiales y centrifugas.
- Hélices Marinas: Su funcionamiento se presenta de forma diferente a la anterior, suministra la fuerza de empuje sobre las carena del buque [9].

**Turbomáquinas motrices.-** Este tipo de turbomáquinas reciben la energía perdida por el fluido que las atraviesan, provocando así la transformación a energía mecánica, este tipo de máquinas se presentan de la siguiente manera: [9]

- Estáticas o de presión, como son por ejemplo helicoidales, de engranajes y de paletas.
- Dinámicas o Cinéticas, como son las turbinas y ruedas hidráulicas [9].



**Turbomáquinas reversibles.-** Estas turbomáquinas son tanto generatrices como motrices, realizan una serie de operaciones que quedan resguardadas por un rotor específico, las más importantes son las siguientes: [9]

- Grupos bulbo: se utilizan para el aprovechamiento de centrales maremotrices y pequeños saltos.
- Grupos turbina – bomba: estas se ocupan para aplicaciones como centrales eléctricas de acumulación por bombeo [9].

**Grupos de transmisión o acoplamiento.-** Se presentan como una mezcla de las turbomáquinas motrices y generatrices, es decir un ensamble entre una bomba y la turbina, suministrados en una conexión hidráulica cerrada por un fluido, comúnmente aceite, a este grupo pertenecen los denominados cambiadores de par [9].

#### 2.2.4 TURBINA TESLA

La turbina Tesla opera principalmente sobre todos aquellos fluidos que cumplan con dos prominentes características: adhesión y viscosidad. Para un mejor entendimiento del funcionamiento de la turbina, es necesario saber, que el aire, vapor, y varios gases están clasificados como fluidos, simplemente como lo es el agua. De manera que cuando un fluido entra a la turbina bajo presión, las propiedades de adhesión y viscosidad hacen girar a los discos debido a la rapidez de movimiento del fluido y el rozamiento [10].

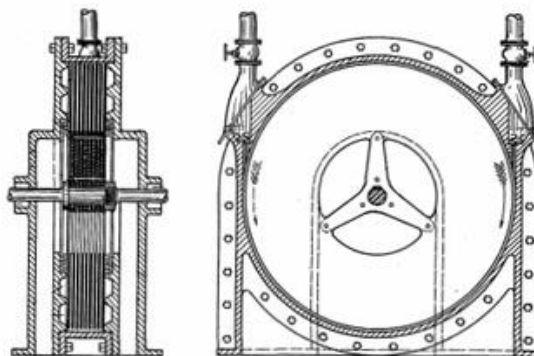


Figura 2. 1: Turbina Tesla [9]

#### A. Principios de Funcionamiento

El modo de operación de una turbina Tesla se puede presentar de dos formas diferentes, los cuales los describe Nicola Tesla en su patente. En ambos casos el

fluido de trabajo ingresa en el estator (carcaza) tangencialmente y en el mismo plano (paralelamente) que el rotor (conjunto de discos y eje) [10].

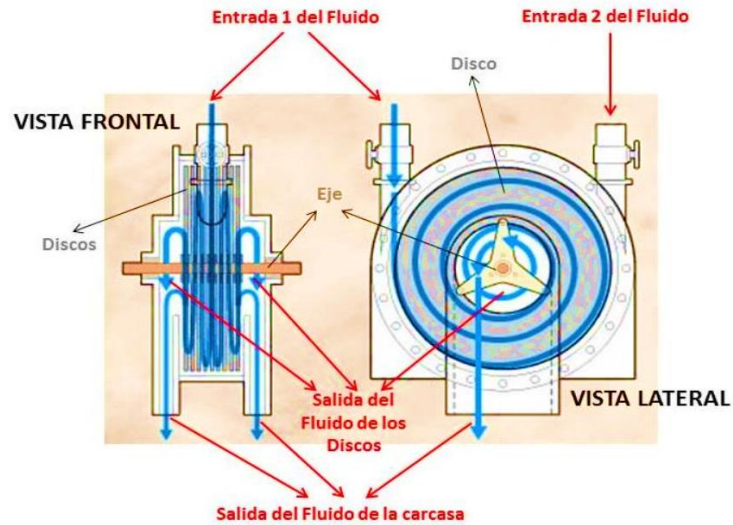


Figura 2. 2: Diagrama esquemático de una Turbina Tesla [9]

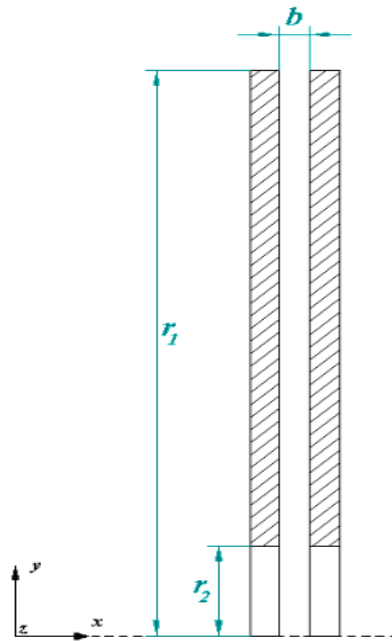


Figura 2. 3: Geometría de un rotor aislado, sección A-A [9]

El rotor se compone de varios discos completamente planos con espacios entre cada disco mediante arandelas de estrella, separadores o remaches. El sistema de transmisión de movimiento al exterior consiste en el eje, los rodamientos y tuercas de seguridad. Normalmente el eje es tres veces la anchura de la longitud que ocupa el rotor [10].



Figura 2. 4: Geometría de un rotor aislado, sección A-A [9]

**Primer principio de funcionamiento.-** Este no posee una tobera y debido a la rotación de los discos, la fuerza centrípeta trabaja de tal forma que mantiene la expansión del fluido de trabajo de forma tangencial en lugar de radial [10].

**Segundo principio de funcionamiento.-** Posee una tobera la cual tiene la función de acelerar el fluido de trabajo, el mismo que ingresa al rotor con menos presión pero aumentando su velocidad considerablemente [10].

El espesor de los espaciadores y también de la dimensión del espacio interdiscular se puede aproximar usando la profundidad de la capa límite adyacente a la superficie del disco. La capa límite dependerá de la temperatura y la densidad del fluido de trabajo. (La densidad es muy importante en flujos compresibles) [10].

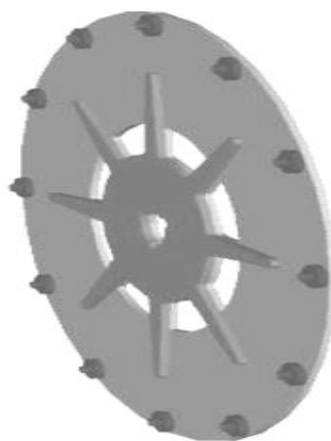


Figura 2. 5: Disco plano con su respectivo espaciador [9]

Existen varias alternativas para ensamblar una turbina Tesla, pero en general se compone de dos partes laterales de fundición. Los diseñadores especializados en este tipo de turbinas recomiendan que estas se compongan de tres partes principales

que consiste en dos cubiertas laterales circulares y un cuerpo toroidal, solo en algunos casos estas turbinas han sido fabricadas en cuatro partes: superior, inferior y cubiertas derecha e izquierda [10].

Hay varios accesorios para una turbina Tesla pero los principales son: las válvulas y las boquillas.

➤ **Boquillas:** La principal es la boquilla de entrada a través de la cual se introduce el líquido de propulsión, pero si se desea la irreversibilidad de la operación se tiene que instalar (bomba), una segunda entrada se puede instalar en relación a la anterior para la introducción del fluido en dirección opuesta, y un difusor en salida.

➤ **Válvulas:** Ubicadas en la entrada opuesta, una de la otra si se desea la reversibilidad de la operación [10].

## B. Dinámica y Descripción de Operación

El fluido ingresa en la turbina por las boquillas o válvulas y es inyectado dentro de los espacios entre discos en una dirección aproximadamente tangencial a la periferia del rotor, en un  $\beta$ , el ángulo de la boquilla. El triángulo de velocidades se muestra en la siguiente gráfica: [10]

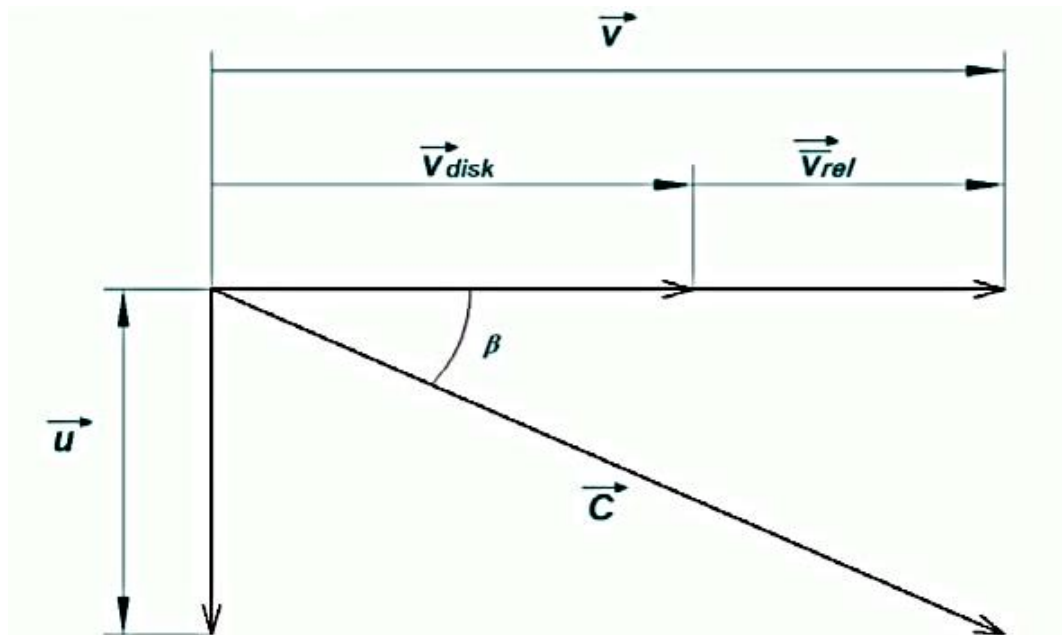


Figura 2. 6: Triángulo de velocidades de una turbina Tesla [9]

El fluido sigue una trayectoria espiral entre los discos para luego escapar desde el rotor por orificios o ranuras que se encuentran cerca del eje como se muestra en la figura 2.7 [10].

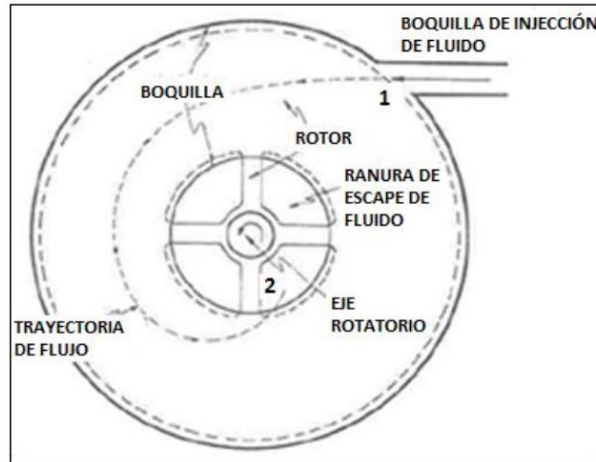


Figura 2. 7: Diagrama esquemático de una turbina mostrando la trayectoria del fluido [9]

### C. Principios Físicos de una Turbina Tesla

A medida de que el fluido adquiere la velocidad de la pared sobre la que fluye, un disco tiene la tendencia a adquirir la velocidad de flujo impartida sobre él, razón por la cual para que tenga lugar una transferencia de momento más eficaz el flujo debe ser laminar [10].

Se considera el flujo medio de velocidad en la entrada de la turbina, y que además en teoría su rotor comenzará a girar, acelerando hasta llegar a la velocidad tangencial cuando la velocidad relativa entre los discos y el flujo sea igual a cero. Cuando el rotor vence su inercia y genera movimiento, la única velocidad relativa diferente de cero en relación con los discos será el de la velocidad de penetración del fluido entre los discos consecutivos y esta es la velocidad que debe tomarse en cuenta para calcular el Número de Reynolds. Esta teoría establece el factor de fricción laminar de Darcy,  $f_{lam}$ , para flujo laminar en conductos [10].

#### 2.2.5 SISTEMA ELECTRÓNICO PARA MEDICIÓN DE VARIABLES DE ENTRADA EN LA TURBINA

Se utilizan dispositivos electrónicos como sensores de velocidad, RPM, sensores o controles de temperatura, calibradores y manómetros, los mismos que se utilizan para obtener datos con mayor precisión [11].

**Sensor.-** Un sensor es un dispositivo que tiene la capacidad de detectar magnitudes físicas o químicas, denominadas variables de instrumentación y transformarlas en señales eléctricas. Las variables de instrumentación que se pueden encontrar son las siguientes: aceleración, distancia, intensidad lumínica, temperatura, desplazamiento, presión, fuerza, torsión, caudal, movimiento, velocidad angular. Un sensor es diferente a un transductor ya que siempre se encuentra en contacto con la variable de instrumentación, entonces se afirma que es un aparato que aprovecha una de sus características con el objeto de adaptar la señal que mide, para que estos impulsos sean leídos o interpretados por otros dispositivos como por ejemplo un PLC o un arduino [11].

**Características de un sensor.-** Las características de un sensor son las siguientes:

- Repetitividad: Es el error esperado al repetir varias veces la misma medida.
- Rapidez de respuesta: Se puede establecer en un tiempo fijo o dependiente de la variación de la magnitud que se va a medir además depende de la capacidad del sistema para leer las señales de entrada.
- Rango de medida: Es el ancho de los valores en el cual se pueden efectuar las medidas.
- Resolución: Es una pequeña variación de la magnitud que ingresa para que pueda ser leído en la salida.
- Offset: es el valor de la variable de salida cuando la variable de entrada no tiene ningún valor.
- Sensibilidad: Es el valor que existe entre los valores de entrada y salida.
- Derivas: Pueden ser variables que determinen pequeñas alteraciones en los valores de salida, tales como temperatura, humedad, oxidación, desgaste etc.
- Linealidad [11].

**Resolución y precisión de un sensor.-** La precisión es el máximo error que se encuentra en la salida o también se dice que es la menor alteración entre la magnitud de entrada y de salida. La resolución puede ser menor que la precisión en cuanto a su valor se refiere, al contrario el valor de la precisión no puede ser menor al de la resolución, ya que no se puede aseverar que el error en la medición sea menor a la mínima variación en la magnitud de entrada que puede visualizarse en los valores de salida [11].

## Tipos de sensores

Los siguientes tipos de sensores que se menciona en la tabla 2.2, pueden ser utilizados para la recopilación de datos en un banco de pruebas, de cualquier tipo de turbina.

Tabla 2. 2: Tipos de sensores [11]

<b>Magnitud</b>	<b>Transductor</b>	<b>Característica</b>
Posición lineal y angular	Potenciómetro Enconder Sensor Hall	Analógica Digital Digital
Velocidad lineal y angular	Dínamo tacométrica Encoder Giróscopo	Digital Digital
Aceleración	Acelerómetro	Analógica
Fuerza y Par	Galga extensiométrica	Analógica
Presión	Membrana Piezoeléctricos Manómetros digitales	A/D Analógica Digital
Caudal	Turbina Magnético	Analógica Analógica
Temperatura	Termopar RTD Termistor NTC Termistor PTC Bimetal - termostato	Analógica Analógica Analógica Analógica I/O

### Sensor de efecto Hall

El sensor de efecto hall es un aparato o dispositivo semiconductor, el mismo que genera un voltaje de salida cuando está expuesto a un campo magnético, los sensores de efecto hall están contruidos básicamente en una placa de material semiconductor a través de la cual se hace pasar una corriente, entonces el sensor puede describir la intensidad de un campo magnético o nivel de corriente a través de un dispositivo si el otro factor determinante se mantiene sin ninguna variación [12].



Figura 2. 8: Sensor de caudal de agua de efecto hall. Recuperado: <http://silicio.mx/sensor-de-flujo-de-agua-1-2>

### Arduino Mega 2560

Es una plataforma física computacional que se basa en una placa simple con entradas y salidas (E/S), análogas y digitales, que se desempeña alrededor de un lenguaje "Processing/Wiring". El arduino mega opera principalmente gracias a su microcontrolador ATM MEGA 2560, además incorpora 54 pines de entradas y salidas digitales (14 pueden ser utilizadas como PWM), 16 entradas análogas, 4 UARTs (puertos serial por hardware), cristal oscilador de 16 Mhz, conexión USB, jack de alimentación de corriente, conexión ICSP y botón de reset [13].

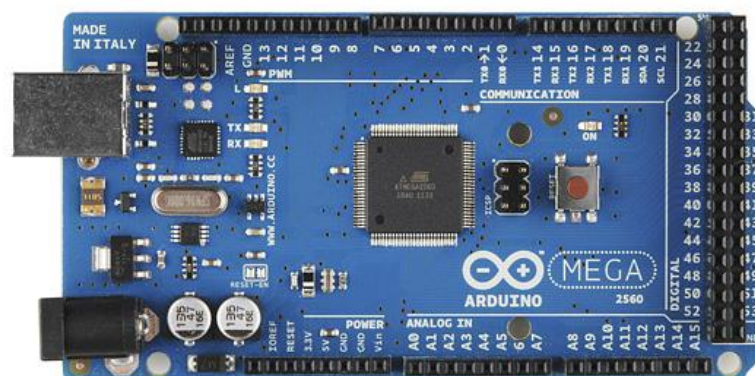


Figura 2. 9: Tarjeta Arduino Mega 2560 [12]

La medición de variables como por ejemplo el caudal, adquiere importancia en un proyecto técnico-experimental. Debido a que se realizará mediciones para conocer el comportamiento del dispositivo que se haya diseñado, en este caso una turbina Tesla. Mediante el uso del control electrónico se pueden visualizar datos de forma instantánea, desechando métodos convencionales.



## 2.2.6 GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA

En términos generales se trata de la transformación de cualquier tipo de energía ya sea (térmica, nuclear, geotérmica, química, hidráulica, solar etc.) en energía eléctrica. Las instalaciones que sirven para generar electricidad se denominan centrales eléctricas a las que realizan algunos de los trabajos de las transformaciones nombradas anteriormente. La generación eléctrica se desarrolla mediante un generador eléctrico, el cual para los diferentes tipos de transformaciones de energía no difiere de gran manera su principio de funcionamiento, estas varían según la forma en la cual se diseña su accionamiento [14].

La energía hidráulica, energía hídrica o hidroenergía a aquella que se obtiene del aprovechamiento de las energías cinética y potencial de la corriente del agua, saltos de agua o mareas. Es un tipo de energía verde cuando su impacto ambiental es mínimo y usa la fuerza hídrica sin represarla; en caso contrario, es considerada solo una forma de energía renovable [14].

### A. Fuentes de energía para generar electricidad

La energía eléctrica no se la puede encontrar de manera directa en el ecosistema como una fuente permanente de energía que se la pueda utilizar de manera inmediata, como ocurre con otras fuentes de energía, como pueden ser el carbón, el gas natural, el petróleo, la radiación solar. La energía eléctrica se obtiene de la transformación de otras energías, como se puede observar en la figura 2.11 [14].

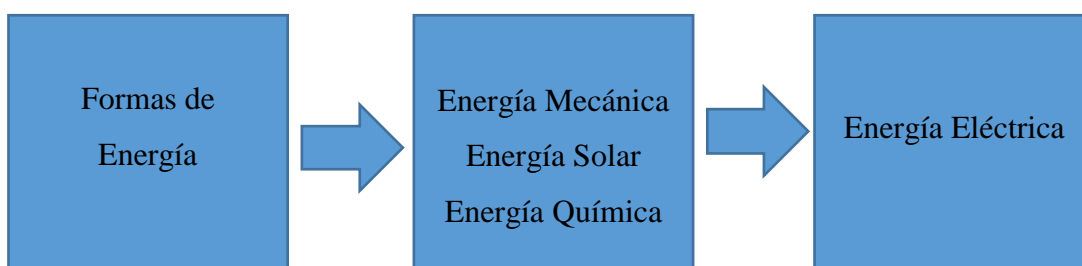


Figura 2. 10: Transformación de energía [10]

### B. Fuentes de Energía

A continuación, se tratará en la siguiente tabla los distintos tipos de fuentes de energía, el tipo de accionamiento para desarrollar la conversión, y sus respectivos generadores eléctricos [14].

Tabla 2. 3: Fuentes de energía, dispositivo conversor, generadores [10]

<b>Fuentes de Energía</b>	<b>Transformación en energía mecánica</b>	<b>Generadores eléctricos</b>
a) Renovables ➤ Energía eólica ➤ Energía térmica ➤ Energía hidráulica ➤ Energía mareomotriz ➤ Energía solar ➤ Energía proveniente de la biomasa	➤ Turbinas accionadas por la fuerza del: - Agua - Viento - Vapor ➤ Motores de gasolina ➤ Motores de gasoil ➤ Motores de gas ➤ Reacciones nucleares	➤ Dínamos ➤ Alternadores ➤ Pilas eléctricas
b) No renovables Energía Nuclear ➤ Carbón ➤ Gas natural ➤ Otros Gases ➤ Petróleo y sus derivados ➤ Productos químicos		

Fases de transformación de las principales energías, en energía eléctrica:

Tabla 2. 4: Fases de transformación [10]

<b>Procedimiento de generación eléctrica</b>	<b>Fuente de Energía</b>	<b>Energía intermedia</b>	<b>Elemento accionado</b>	<b>Generador eléctrico</b>
Térmica	Gas natural Carbón Petróleo	Calor (vapor de agua)	Turbina de vapor	Alternador
Nuclear	Uranio y Plutonio	Calor	Turbina de vapor	Alternador
Hidráulica	Agua	Mecánica	Turbina hidráulica	Alternador
Eólica	Viento	Mecánica	Reductor de velocidad	Alternador o dínamo
Fotovoltaica	Radiación solar	No posee	No hay accionamiento	Placa solar fotoeléctrica
Termosolar	Radiación solar	Calor	Turbina de vapor	Alternador

### 2.3 BALANCE DE ENERGÍA

Mediante el balance de energía se considera la energía cinética, potencial, y la cabeza de presión a la entrada y salida del sistema. Incluyendo sus respectivas pérdidas por accesorios y por los elementos que componen la turbina. Consiguiendo así la cantidad de energía que puede absorber la turbina [15].

## **2.4 POTENCIA**

La potencia mecánica se establece como la cantidad de trabajo realizado, y el tiempo en que toma para realizar este trabajo. También puede ser considerando la cantidad de energía utilizada por una máquina. El torque generado y la velocidad angular en un eje son utilizados para encontrar la potencia de la Turbina Tesla [15].

## **2.5 EFICIENCIA**

Cuando un dispositivo necesita transformar cualquier tipo de energía hace uso de un trabajo, siendo el útil y el producido. El rendimiento o eficiencia se determina como la relación de estos dos o bajo el mismo criterio puede ser calculado con la potencia de ingreso y de salida. Existen máquinas complejas que debido a la interacción de sus elementos no pueden aprovechar toda la energía de entrada, debido a las pérdidas por rozamiento; entonces se define a la eficiencia como un valor que indica de qué manera positiva o negativa se está aprovechando toda la energía invertida en un sistema o dispositivo [15].

## CAPÍTULO III

### DISEÑO DEL PROYECTO

#### 3.1. SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Para determinar los elementos más importantes que constituyen la turbina se realizará la siguiente ponderación de acuerdo al costo, facilidad constructiva, maquinabilidad.

##### 3.1.1 CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

###### **Costo**

El costo dependerá básicamente del tipo de material que se utilizará y la cantidad del mismo, para lo cual se ha realizado la correspondiente revisión de disponibilidad y precios en el mercado local.

###### **Facilidad constructiva**

Este criterio se sujeta a la tecnología que se usará para realizar la configuración de los elementos que componen la turbina, mediante máquinas – herramientas que sean mecánicas, o utilicen tecnología CNC o impresión en 3D.

###### **Maquinabilidad**

La maquinabilidad de las partes de la turbina obedecerá al tipo del material que se utilice, ya que unos pueden ofrecer mayor o menor resistencia al maquinado y de la complejidad de la geometría de los elementos, además que estos estarán sujetos a cambios en la fase de experimentación.

##### 3.1.2 VALORACIÓN DE CRITERIOS

Para ponderar un criterio, se debe asignar un valor de importancia para cada uno de los factores a continuación se asignarán los valores para cada factor y la importancia en el que serán ponderados.

Tabla 3. 1: Valoración del factor. Fuente: Autor

<b>Factor</b>	<b>Importancia</b>
Costo	10
Facilidad Constructiva	20
Maquinabilidad	30

La factibilidad hace referencia al grado de incidencia que puede llegar a tener los factores antes mencionados.

Tabla 3. 2: Valoración de la factibilidad. Fuente: Autor

<b>Factibilidad</b>	<b>Valor</b>
Baja	1
Media	3
Alta	5

### 3.1.3 PONDERACIÓN DE FACTORES PARA LA SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

I: Importancia

F: Factibilidad

P: Ponderación = (I x F)

Tabla 3. 3: Ponderación disco Tesla. Fuente: Autor

<b>Elemento</b>	<b>Costo</b>			<b>Facilidad constructiva</b>			<b>Maquinabilidad</b>			<b>Total</b>
	I	F	P	I	F	P	I	F	P	
Disco Tesla original										
	10	5	<b>50</b>	20	3	<b>60</b>	30	3	<b>90</b>	<b>200</b>

Figura 3. 1: Disco Tesla [9]

Tabla 3. 4: Ponderación disco "Phoenix". Fuente: Autor

<b>Elemento</b>	<b>Costo</b>			<b>Facilidad constructiva</b>			<b>Maquinabilidad</b>			<b>Total</b>
	I	F	P	I	F	P	I	F	P	
Disco "Phoenix"										
	10	3	<b>30</b>	20	1	<b>20</b>	30	1	<b>30</b>	<b>80</b>

Figura 3. 2: Disco "Phoenix" [5]

Tabla 3. 5: Ponderación disco matriz de agujeros. Fuente: Autor

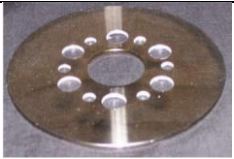
Elemento	Costo			Facilidad constructiva			Maquinabilidad			Total
	I	F	P	I	F	P	I	F	P	
Disco matriz radial agujeros										<b>390</b>
 Figura 3. 3: Disco con agujeros (matriz radial) [4]	10	5	<b>50</b>	20	5	<b>100</b>	30	3	<b>240</b>	

Tabla 3. 6: Ponderación de estator en fundición de aluminio. Fuente: Autor

Elemento	Costo			Facilidad constructiva			Maquinabilidad			Total
	I	F	P	I	F	P	I	F	P	
Estator (fundición – hierro nodular)										<b>300</b>
 Figura 3. 4: Estator en fundición de hierro [4]	10	5	<b>50</b>	20	5	<b>100</b>	30	5	<b>150</b>	

Tabla 3. 7: Ponderación de estator en impresión 3D. Fuente: Autor

Elemento	Costo			Facilidad constructiva			Maquinabilidad			Total
	I	F	P	I	F	P	I	F	P	
Estator (impresión en 3d - nylon)										<b>160</b>
 Figura 3. 5: Estator en impresión 3D [4]	10	3	<b>30</b>	20	5	<b>100</b>	30	1	<b>30</b>	

Para el diseño de la turbina se han seleccionado los elementos principales que constituyen la misma, las partes con la ponderación más alta que beneficia al proyecto es el rotor que se conforma con los discos de matriz radial de agujeros y para el estator se ha seleccionado el modelo propuesto en fundición de hierro

nodular, por su maquinabilidad y costo. En comparación con el estator en nylon que se describe en la tabla 3.5.

## **3.2 CÁLCULOS O SISTEMA OPERATIVO**

### **3.2.1 PARÁMETROS DE DISEÑO**

Para el diseño del rotor y demás componentes de la turbina, a continuación se muestra las condiciones en las cuales estará sujeto el funcionamiento del dispositivo debido a la implementación del sistema hidráulico auxiliar y el generador de electricidad.

#### **A. Caudal (Q)**

Se ha instalado una bomba centrífuga de succión negativa en el banco de pruebas, con la finalidad de simular el salto neto. El caudal máximo entregado por la bomba es:

$$Q = 18.5 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

#### **B. Diámetro interno de la tubería (D)**

Se realizó ensayos con una tubería de ½ plg., obteniendo resultados no satisfactorios en la velocidad del fluido, por lo que se tuvo que reducir el diámetro de la tubería en la inyección de la turbina a la siguiente medida:

$$D = 1/4 \text{ plg.}$$

#### **C. Fluido**

Agua a temperatura ambiente (20°C).

#### **D. Número de revoluciones en el eje**

Debido a que el espacio entre los discos depende de este valor, solo servirá como un parámetro de diseño debido a que si se tiene valores muy altos determina espacios ínfimos que al momento de construir presentaría una alta complejidad en conseguir esa separación y si se diseña con valores bajos el espacio sería muy grande. Por consiguiente no existirá rozamiento entre el fluido y los discos [4].

Dónde:  $\omega$  = velocidad angular (rpm)

$$400 \leq \omega \leq 800$$

$$\omega = 600 \text{ rpm.}$$

El valor de 600 rpm es un valor medio entre 400 y 800 rpm, para calcular el espacio entre discos.

### 3.2.2 DETERMINACIÓN DEL TIPO DEL FLUJO

Para hallar el número de Reynolds se debe encontrar la velocidad del fluido con la Ecuación (1):

$$Q = A \cdot V \quad \text{Ec. (1)}$$

Donde  $Q$  es el caudal en  $\left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)$ ,  $A$  es la sección transversal por la cual circula el fluido en  $(\text{m}^2)$  y  $V$  la velocidad del fluido en  $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$ .

$$Q = 18 \frac{\text{l}}{\text{min}} = 0.0003 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$D = 0.25 \text{ plg} = 0.0635 \text{ m.}$$

Reemplazando  $Q$  y  $D$  en la Ecuación (1):

$$V = \frac{0.0003 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\frac{\pi(0.0635\text{m})^2}{4}}$$

$$V = 8.95 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Sustituyendo el valor de  $V$  en la Ecuación del número de Reynolds:

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad \text{Ec. (2)}$$

En donde  $Re$  es el número de Reynolds, en la cual,  $D$  (m) diámetro interno de la tubería y  $\nu$   $\left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)$  es la viscosidad cinemática del agua (ver Anexo 1), se tiene:

$$Re = \frac{8.95 \frac{\text{m}}{\text{s}} (0.0635 \text{ m})}{1.003 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}$$

$$Re = 56662.512$$

$$\text{Flujo laminar} = Re \leq 4000$$

$$\text{Zona de transición} = 2000 \leq Re \leq 4000$$

$$\text{Flujo turbulento} = Re \geq 4000$$



### 3.2.3 SEPARACIÓN ENTRE DISCOS

De acuerdo con la teoría de capa límite y las ecuaciones de Navier Stokes, el espaciamiento de la turbina está dada por la Ecuación (3) [3].

$$2(p) = e_i \sqrt{\frac{\omega}{\nu}} \quad \text{Ec. (3)}$$

Donde  $p$  es un factor adimensional, que por estas condiciones el régimen de flujo sería igual a  $\frac{\pi}{2}$  [3],  $\omega$   $\left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$  es la velocidad angular,  $e_i$  (m) es el espacio entre discos:

$$\omega = 600 \text{ rpm.} = 62.83 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Reemplazando  $\omega$  en la Ecuación (3):

$$2\left(\frac{\pi}{2}\right) = e_i \sqrt{\frac{62.83 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{1.003(10^{-6}) \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}}$$

$$e_i = \frac{\pi}{7914.67 \text{m}^{-1}}$$

$$e_i = 0.00039 \text{ m (Teórico)}$$

El valor del espacio entre discos de 0.00039 m es teórico debido a que en el mercado sólo existen láminas de acero inoxidable 304 de 0.0004 m de espesor, que se utilizará para realizar los separadores que se encuentran ubicados entre cada disco.

### 3.2.4 RADIO EXTERNO DE LOS DISCOS

El radio externo de los discos se calcula con la Ecuación (4) [4].

$$e_i = 0.526 r_o \left(\frac{\nu}{r_o^2 \omega}\right)^{\frac{1}{5}} \quad \text{Ec. (4)}$$

Donde  $r_o$  (m) es el radio externo del disco.

De la Ecuación (3), se determinó el valor del espacio interdiscular  $e_i$ , entonces:

$$r_o = \sqrt[5]{\left(\frac{0.00039 \text{ m} \left(62.83 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^{\frac{1}{5}}}{0.526 \left(1.003(10^{-6}) \frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)^{\frac{1}{5}}}\right)^3}$$

$$r_o = \sqrt[5]{(0.014)^3} \text{ m}$$

$$r = 0.076 \text{ m}$$

$$r_o = 76 \text{ mm} ; D_o = 152 \text{ mm (Diámetro externo)}$$

Un diámetro relativamente largo provee de torque, en cambio entre más pequeño aumenta la velocidad angular en el eje [4].

### 3.2.5 RADIO INTERNO DE LOS DISCOS

El radio interno de los discos está dado por la Ecuación (5) [3].

$$r_o \geq 2.5r_i \tag{5}$$

Donde  $r_i$  (mm) es el radio interno del disco:

$$\frac{r_o}{2.5} \leq r_i$$

$$r_i \leq \frac{76 \text{ mm}}{2.5}$$

$$r_i = 30 \text{ mm}$$

$$D_i = 60 \text{ mm (Diámetro interno)}$$

El radio interno del disco es donde se encuentran ubicadas las perforaciones de 12 mm y 6 mm basadas en el modelo de optimización por "J. Mendoza", las cuales tienen la función de escape del fluido en el rotor.

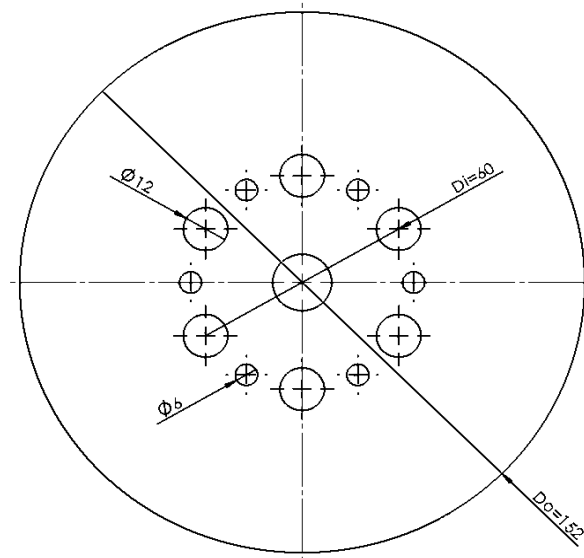


Figura 3. 6: Esquema del disco de la Turbina Tesla. Fuente: Autor

En la figura 3.6 se observa la medida de los diámetros internos y externos de la turbina, y además de los agujeros de escape del fluido.

### 3.2.6 NÚMERO DE DISCOS

Asumiendo que en una circunferencia interna dada del disco, el Número de Reynolds del flujo sea menor que 2300 (en esta región el flujo es laminar), la relación está dada en la Ecuación (6) [3].

$$Q = \frac{(0.16nVD_o^2)}{e_i} \quad \text{Ec. (6)}$$

Donde  $n$  es el número de discos del rotor y  $D_o$  (m) es el diámetro externo del disco.

$$0.16n = \frac{\left(0.0003 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)(0.00039 \text{ m})}{\left(1.003(10^{-6}) \frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)(0.152 \text{ m})^2}$$

$$n = 20.53$$

Por lo tanto el número total de discos es de 20, y el número total de espacios es igual  $(n-1)$ , entonces es igual a 19.

### 3.2.7 TORQUE EN EL EJE DE LA TURBINA MEDIANTE EL MÉTODO DEL MODELO SIMPLIFICADO

La Ecuación (7) es un modelo matemático que sirve para el cálculo del torque teniendo en cuenta que se trabaja para ambas caras del disco y se considera para 1 sólo disco [6].

$$T = \frac{3\mu V_\theta r_o^3}{e_i} \quad \text{Ec. (7)}$$

Donde  $T$  (Nm) es el torque,  $\mu$   $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{m.s}}\right)$  es la viscosidad dinámica del fluido,  $V_\theta$   $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$  es la velocidad tangencial del fluido.

Se procede a encontrar el valor de la velocidad tangencial  $V_\theta$ :

$$V_\theta = \omega \cdot r \quad \text{Ec. (8)}$$

$$\omega = 215 \text{ rpm} = 22.51 \text{ rad/s (Valor obtenido mediante medición)}$$

$$r = 0.076 \text{ m}$$

Reemplazando en la Ecuación (8):

$$V_{\theta} = 22.51 \text{ rad/s (0.076m)}$$

$$V_{\theta} = 1.71 \text{ m/s}$$

Valor de  $\mu$  (ver Anexo 1)

$$\mu = 1.102 (10^{-3}) \text{ Pa.s}$$

$$e_i = 0.0004 \text{ m}$$

Reemplazando los valores en la Ecuación (7):

$$T = \frac{3((1.102 (10^{-3})\text{Pa.s})) \left(1.71 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) (0.076 \text{ m})^3}{0.0004 \text{ m}}$$

$$T = 6.2 (10^{-3})\text{Nm.}$$

El torque total que actúa en el eje de la turbina será igual a:

$$T_T = (20)(6.2 (10^{-3}) )\text{Nm.}$$

$$T_T = 0.12 \text{ Nm}$$

### 3.2.8 POTENCIA EN EL EJE DE LA TURBINA

La potencia en el eje turbina está dada por la Ecuación (9) [6].

$$P_T = T_T \cdot \omega \quad \text{Ec. (9)}$$

En donde  $P_T$  (W) es la potencia de la turbina,  $T_T$  (Nm) es el torque de la turbina y  $\omega$   $\left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$  es la velocidad angular.

$$P_T = 0.12 \text{ Nm} \left(22.51 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$$

$$P_T = 2.793 \text{ W} = 0.0037 \text{ hp}$$

### 3.2.9 EFICIENCIA DE LA TURBINA

Usualmente la eficiencia de la turbina es calculada en base al salto neto. Específicamente la eficiencia de la turbina es igual a la potencia de salida en el eje dividido para la potencia extraída del agua que fluye a través de la turbina [3].

$$n_T = \frac{P_T}{P_H} \quad \text{Ec. (10)}$$

En donde  $n_T$  es la eficiencia de la turbina,  $P_H$  (W) es la potencia hidráulica que entrega la bomba.

Para determinar la potencia con que ingresa el agua al estator se utiliza la Ecuación (11):

$$P_H = \rho_{H_2O} \cdot g \cdot H \cdot Q \quad \text{Ec. ( 11)}$$

Donde  $\rho_{H_2O}$  es la densidad del agua en  $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right)$  (ver Anexo 1),  $g$  es la gravedad en  $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$ ,  $H$  es el salto neto en (mca), entonces es necesario hallar la presión en la inyección de la turbina:

**a) Cálculo de la presión en la inyección de la turbina**

$$P = \frac{f \cdot l \cdot v^2 \cdot \rho \cdot SG}{2d} \quad \text{Ec. ( 12)}$$

En donde  $P$  (Pa) es la presión en la tubería,  $f$  es el factor de fricción,  $l$  (m) es la longitud de la tubería,  $v$   $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$  es la velocidad del fluido y  $SG$  es la gravedad específica del agua que es igual a 1.

Para determinar el factor de fricción es necesario conocer el número de Reynolds y posteriormente hallar la rugosidad relativa, donde  $\epsilon$  es el valor de la rugosidad del material en (m).

Reemplazando los valores anteriores en la Ecuación (13):

$$Re = 56662.512$$

$$\epsilon = 3 \times 10^{-7} \text{m, (ver Anexo 2).}$$

$$D = 0.00635 \text{ m}$$

$$\frac{D}{\epsilon} = \frac{0.00635 \text{m}}{3 \times 10^{-7} \text{m}} \quad \text{Ec. ( 13)}$$

$$\frac{D}{\epsilon} = 21166.67$$

Con este valor se ingresa al diagrama de Moody (ver Anexo 3). Posteriormente con el número de Reynolds se interseca en la curva correspondiente y se halla por consiguiente el valor del factor de rugosidad  $f = 0.021$ , reemplazando en la Ecuación (12) se tiene:

$$P_1 = \frac{(0.021)(0.5\text{m}) \left(8.95 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 \left(1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right)}{2(0.00635\text{m})} (1)$$

$$P_1 = 66226.47 \text{ Pa, para el punto 1 será:}$$

$$P_1 = 66.23 \text{ KPa}$$

$$P_1 = 9.6 \text{ PSI}$$

En la figura 3.6 se verifica el resultado, obteniendo el error estimado, utilizando la Ecuación (14):

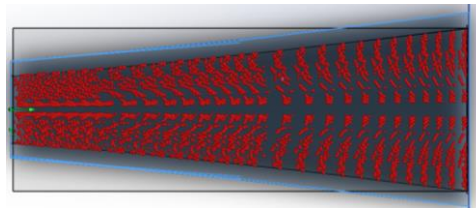


Figura 3. 7: Trayectoria del fluido en la inyección de la turbina. Fuente: Autor

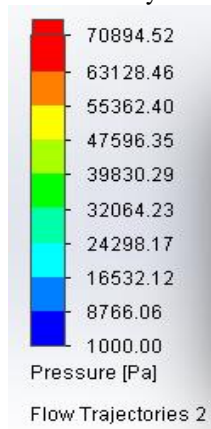


Figura 3. 8: Análisis de presión en la inyección de la turbina. Fuente: Autor

En la gráfica 3.8 se indica que el fluido ingresa al estator con una presión de 67011.49 Pa, valor resultante de un promedio entre los nodos más críticos (70894.52 Pa y 63128.46 Pa), entonces el error estimado será igual a:

$$\text{Error} = 1 - \frac{\text{Valor calculado}}{\text{Valor simulación}} (100\%) \quad \text{Ec. ( 14 )}$$

$$\text{Error} = 1 - \frac{66226.47 \text{ Pa}}{67011.49 \text{ Pa}} (100\%)$$

$$\text{Error} = 1.17\%$$

El valor de 1.7% indica que el error es aceptable, por lo que el cálculo es confiable para los siguientes procesos.

### b) Cálculo del salto neto

El salto neto se determina mediante la siguiente equivalencia:

$$1 \text{ mca} = 9806.65 \text{ Pa}$$

La presión en el punto 1 es igual 66230 Pa, por lo tanto el salto neto será igual a:

$$H = 66230 \text{ Pa} \frac{1 \text{ mca}}{9806.65 \text{ Pa}}$$

$$H = 6.75 \text{ m}$$

$$Q = 18.5 \frac{\text{l}}{\text{min}} = 0.0003 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Reemplazando los valores calculados anteriormente, en la Ecuación (11):

$$P_H = \left(1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) (6.75 \text{ m}) \left(0.0003 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)$$

$$P_H = 19.87 \text{ Watts}$$

Reemplazando este valor en la Ecuación (10):

$$n_T = \frac{2.73 \text{ Watts}}{19.87 \text{ Watts}}$$

$$n_T = 0.14$$

Por lo tanto el rendimiento de la turbina tiene un valor del 14 %.

### 3.2.10 PÉRDIDA DE CARGA EN LA TURBINA

Para estimar las pérdidas de carga en la turbina se utilizará la ecuación de Bernoulli:

$$\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z = k \quad \text{Ec. ( 15 )}$$

En donde  $\frac{P}{\rho g}$  es la carga de presión,  $\frac{V^2}{2g}$  es la carga de velocidad,  $z$  es la carga de elevación,  $k$  es una constante, cada uno de estos términos se expresan en metros columna de agua (mca).

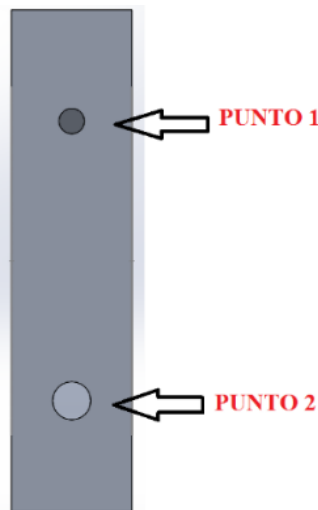


Figura 3. 9: Puntos de entrada y salida de fluido en la turbina. Fuente: Autor

Para el punto 2, se tiene que calcular la velocidad del fluido, número de Reynolds y seguir el mismo proceso que se utilizó para hallar la presión en el punto 1, pero con el diámetro de desfogue de la turbina ( $\phi_2 = 0.019\text{m}$ ).

$$V = \frac{0.0002833 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\frac{\pi(0.019)^2}{4}}$$

$$V = 1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\text{Re} = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

$$\text{Re} = \frac{1 \frac{\text{m}}{\text{s}} (0.019 \text{ m})}{1.003 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}$$

$$\text{Re} = 18753.74$$

$$\text{Flujo turbulento} = \text{Re} \geq 4000$$

Se halla la rugosidad relativa (ver Anexo 2), con el diámetro de salida de la turbina:

$$\frac{D}{\epsilon} = \frac{0.019\text{m}}{1.5 \times 10^{-4}\text{m}}$$

$$\frac{D}{\epsilon} = 127$$

Con el número de Reynolds y la rugosidad relativa, se obtiene el factor de fricción  $f = 0.0375$  (ver Anexo 3), reemplazado en la Ecuación (12):

$$P_2 = \frac{(0.0375)(0.5\text{m}) \left(1 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 \left(1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right)}{2(0.019\text{m})} \quad (1)$$

$$P_2 = 493.42 \text{ Pa, para el punto 2 será:}$$

$$P_2 = 0.493 \text{ KPa}$$

$$P_2 = 0.07 \text{ Psi}$$

Análisis entre el punto 1 y 2, mediante la ecuación de Bernoulli:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_L + h_T \quad \text{Ec. ( 16 )}$$

En la Ecuación (16) el término  $h_L$  es la cabeza de pérdida de la turbina y  $h_T$  (mca), es la pérdida de energía por la reducción de sección de  $\frac{1}{2}$  plg a  $\frac{1}{4}$  plg en la entrada del fluido a la turbina.



Reemplazando los valores encontrados anteriormente se tiene:

$$h_L + h_T = \frac{(66230 - 167.6)\text{Pa}}{\left(1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} - \frac{(8.95^2 - 1^2) \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)}$$

$$h_L = 2.7 \text{ m} - h_T \quad \text{Ec. ( 17 )}$$

Donde el valor de  $h_T$  será igual a la pérdida de energía por contracción súbita:

$$h_T = h_1$$

$$h_1 = k \left( \frac{V_2^2}{2g} \right) \quad \text{Ec. ( 18 )}$$

El  $D_1 = \frac{1}{2}$  plg está definido por la sección más ancha del accesorio que se utiliza para reducir a una sección más pequeña de  $D_2 = \frac{1}{4}$  plg, como se observa en la figura 3.10:

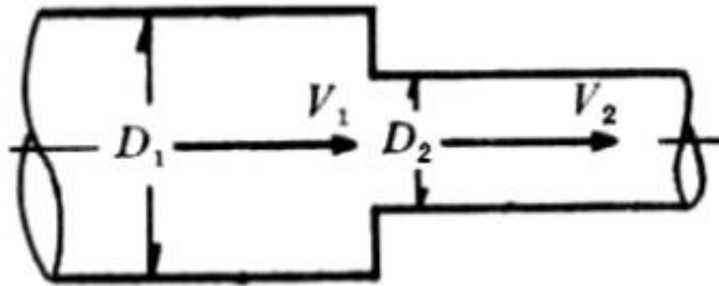


Figura 3. 10: Esquema de contracción súbita en una tubería [7]

Para hallar el coeficiente de contracción, es necesario conocer la relación entre los diámetros:

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{\frac{1}{2} \text{ plg}}{\frac{1}{4} \text{ plg}}$$

$$\frac{D_1}{D_2} = 2$$

Por lo tanto el coeficiente de contracción súbita será igual a:

$$k = 0.31 \text{ (ver Anexo 4)}$$

Reemplazando en la Ecuación (18):

$$h_1 = 0.31 \left( \frac{\left(8.95 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} \right)$$

$$h_1 = 1.26 \text{ m}$$

Sustituyendo en la Ecuación (16) el valor de  $h_T$ :

$$h_L = 2.7 \text{ m} - 1.26 \text{ m}$$

$$h_L = 1.44 \text{ m}$$

La turbina tendrá una pérdida total igual a 1.44 m.

### **3.2.11 FACTOR DE SEGURIDAD DEL EJE DE LA TURBINA**

Este cálculo se lo realiza para la sección del eje en la cual están ubicados los discos, razón por la cual se encuentra sometido a una mayor concentración de esfuerzos.

Para desarrollar el cálculo se debe tomar en cuentas las siguientes consideraciones:

- Peso de los discos.
- Peso de los separadores.
- Propiedades del material que se va utilizar en la construcción del elemento.
- Restricción de movimiento por los apoyos que en este caso, son dos rodamientos.

#### **a) Datos:**

##### **Material**

Todos los elementos internos, tales como: discos, espaciadores y eje, los cuales se encuentran en permanente movimiento durante el ensayo, están hechos de acero inoxidable AISI 304. Se ha seleccionado este material por su elevada resistencia a la corrosión, debido a que estos elementos tienen contacto directo con el agua.

##### **Discos**

Masa de cada disco = 136.79 g.

Masa total de los discos = 20(136.79 g.)

Masa total de los discos = 2735.8 g. = 2.74 kg.

Peso total de los discos = 2.74 Kg.  $\left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)$

Peso total de los discos = 26.88 N

##### **Separadores:**

Masa de cada separador = 1.17 g.

Masa total de los separadores = 19(1.17 g.)

Masa total de los separadores = 22.23 g. = 0.02223 kg.

Peso total de los separadores =  $0.02223\text{Kg} \cdot \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$

Peso total de los separadores = 0.23 N

Todas las masas de los elementos se los han obtenido mediante software especializado

**Peso total:**

El peso total que está soportando el eje, se concentra en la sección de 15.9 mm. De diámetro.

$$w_T = \text{Peso total de los discos} + \text{Peso total de los separadores} + \text{Peso total de los sujetadores} \quad \text{Ec. ( 19 )}$$

Reemplazando los valores en la Ecuación (19):

$$w_T = (26.88 + 0.23) \text{ N}$$

$$w_T = 27.11 \text{ N}$$

**b) Fuerza horizontal aplicada en los discos:**

La fuerza que está aplicada en los discos de la turbina se determina mediante el torque y el brazo de palanca, en un punto exterior del disco (Figura 3.11).

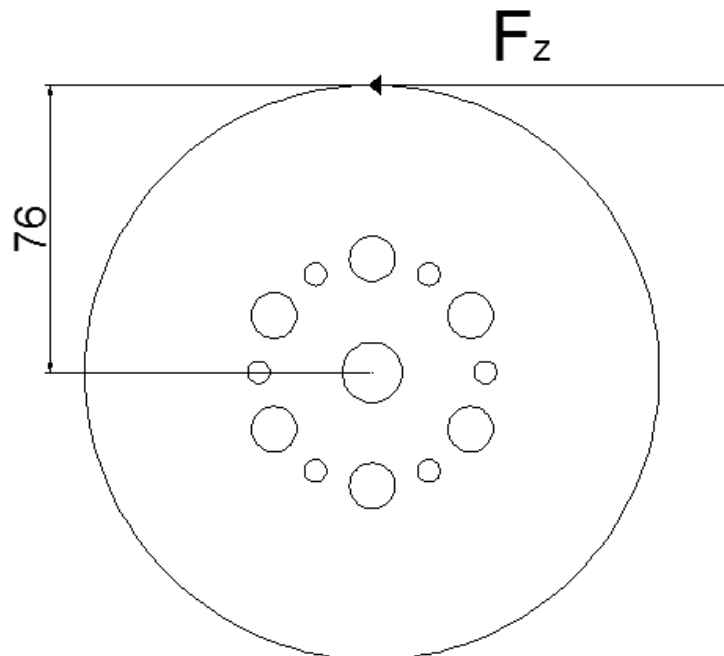


Figura 3. 11: Fuerza aplicada en los discos. Fuente: Autor

$$F_z = \frac{T}{d} \quad \text{Ec. ( 20 )}$$

$$F_z = \frac{0.12 \text{ Nm}}{0.076}$$

$$F_z = 1.58 \text{ N}$$

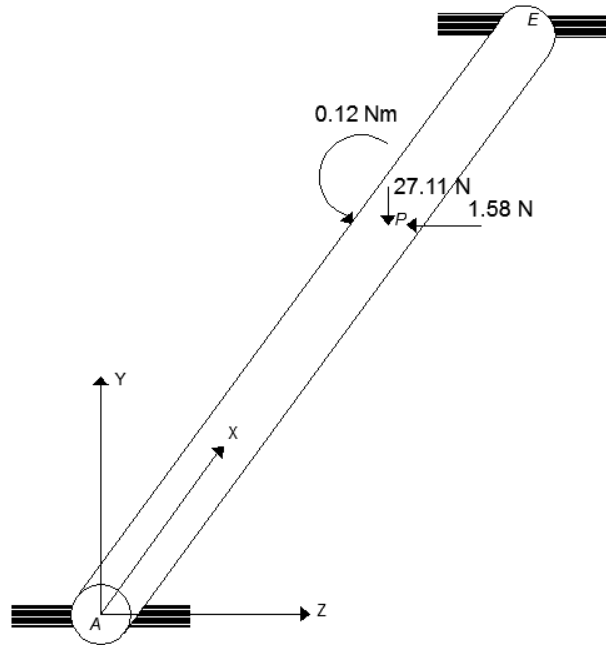


Figura 3. 12: Esquema simplificado del eje y las cargas aplicadas. Fuente: Autor

$$\overline{AE} = 114 \text{ mm}$$

$$\overline{AP} = 66 \text{ mm}$$

**c) Análisis de fuerza cortante y momento flector en el plano XY:**

En la figura 3.13 se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje en el plano XY:

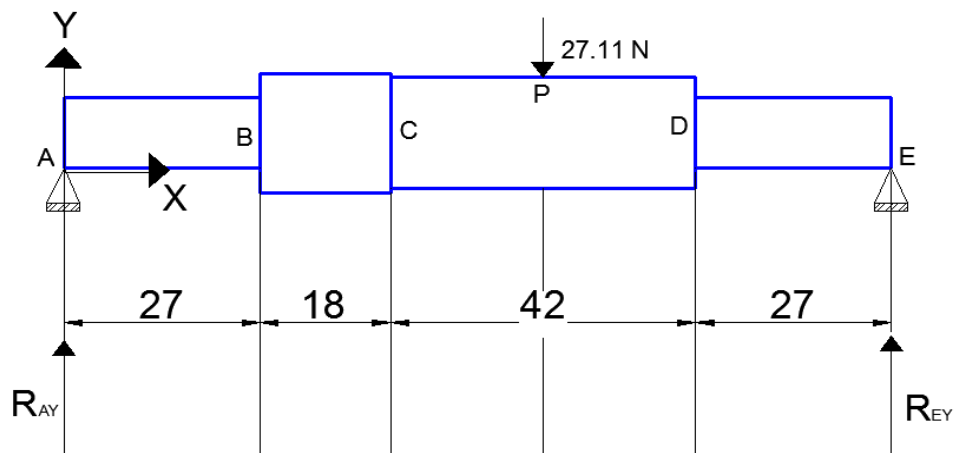


Figura 3. 13: Diagrama de cuerpo libre del eje (Plano XY). Fuente: Autor

$$\phi_{AB} = 10 \text{ mm}$$

$$\phi_{BC} = 17 \text{ mm}$$

$$\phi_{CD} = 15.9 \text{ mm}$$

$$\phi_{DE} = 10 \text{ mm}$$

**Cálculo de reacciones en los apoyos del eje:**

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{AY} - 27.11\text{N} + R_{EY} = 0$$

$$R_{AY} = 27.11\text{N} - R_{EY} \quad \text{Ec. ( 21 )}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-27.11 \text{ N (66mm)} + 114\text{mm}(R_B) = 0$$

$$R_{EY} = \frac{1789.26\text{N}\cdot\text{mm}}{114 \text{ mm}}$$

$$R_{EY} = 15.69 \text{ N}$$

Reemplazando en la Ecuación (21):

$$R_{AY} = 27.11\text{N} - 15.69\text{N}$$

$$R_{AY} = 11.41 \text{ N}$$

Según V. Gingery [1], el radio interno de cada disco sobre el cual se ha realizado la matriz para los agujeros de escape de fluido deben estar próximos y concéntricos al eje. Por lo tanto se ha maquinado el  $\phi_{BC} = 17 \text{ mm}$  y el  $\phi_{CD} = 15.9 \text{ mm}$ .

Para hallar cada uno de los momentos flectores se ha seleccionado cada área de los puntos más críticos donde exista concentración de esfuerzos, es decir donde hay cambios de sección:

**Momento flector en el punto B:**

$$M_B = b_B h_B \quad \text{Ec. ( 22 )}$$

$$M_B = 0.027\text{m}(11.41\text{N})$$

$$M_B = 0.31 \text{ Nm}$$

**Momento flector en el punto P:**

$$M_P = b_P h_P \quad \text{Ec. ( 23 )}$$

$$M_P = 0.066m(11.41N)$$

$$M_P = 0.75 \text{ Nm}$$

**Momento flector en el punto D:**

$$M_D = b_D h_D \quad \text{Ec. ( 24 )}$$

$$M_D = 0.021(15.69N)$$

$$M_D = 0.33 \text{ Nm}$$

**A continuación se muestra el diagrama de fuerza cortante y momento flector (XY):**

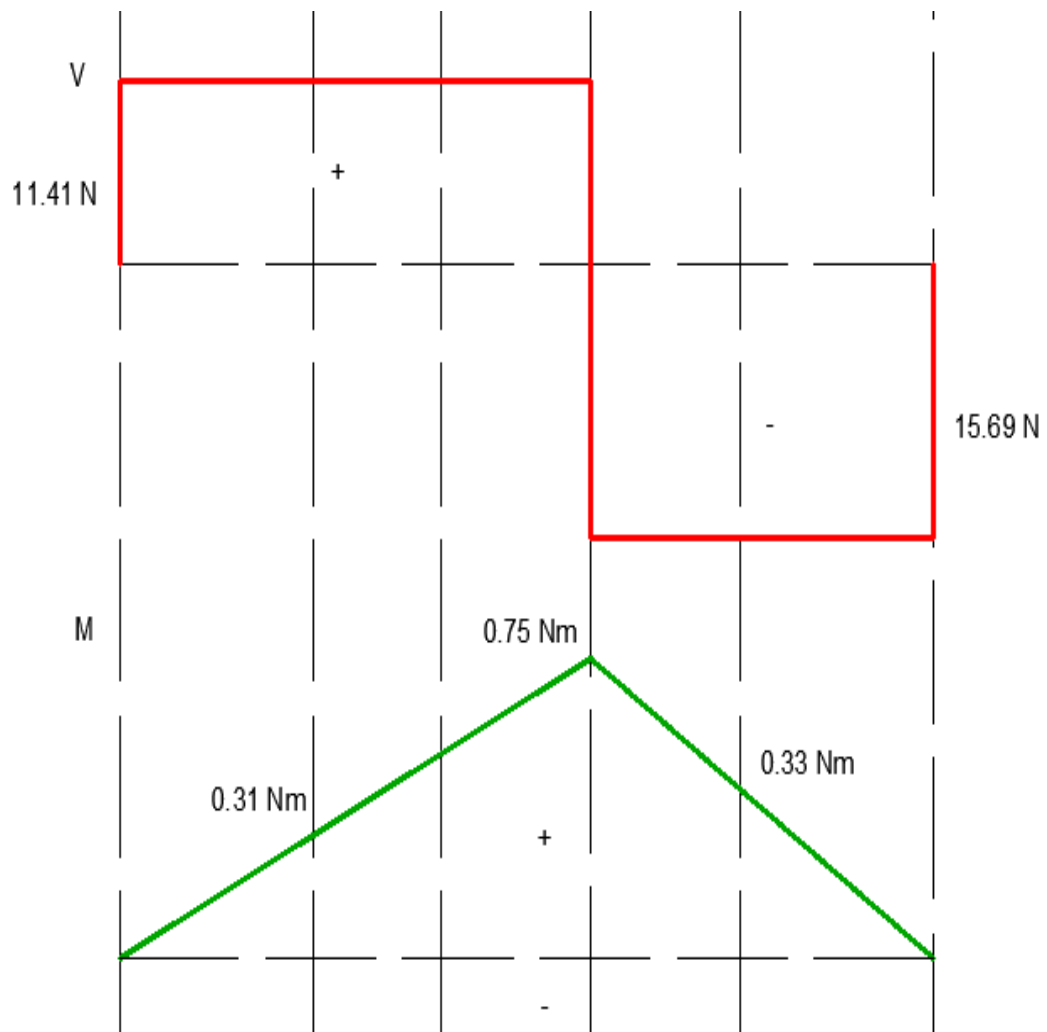


Figura 3. 14: Diagrama de fuerza cortante y momento flector (Plano XY). Fuente: Autor

En la gráfica 3.14 se observa que el momento flector máximo está ubicado en el punto P, y tiene un valor de 0.75 Nm.

**d) Análisis de fuerza cortante y momento flector en el plano XZ:**

En la figura 3.15 se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje en el plano XZ:

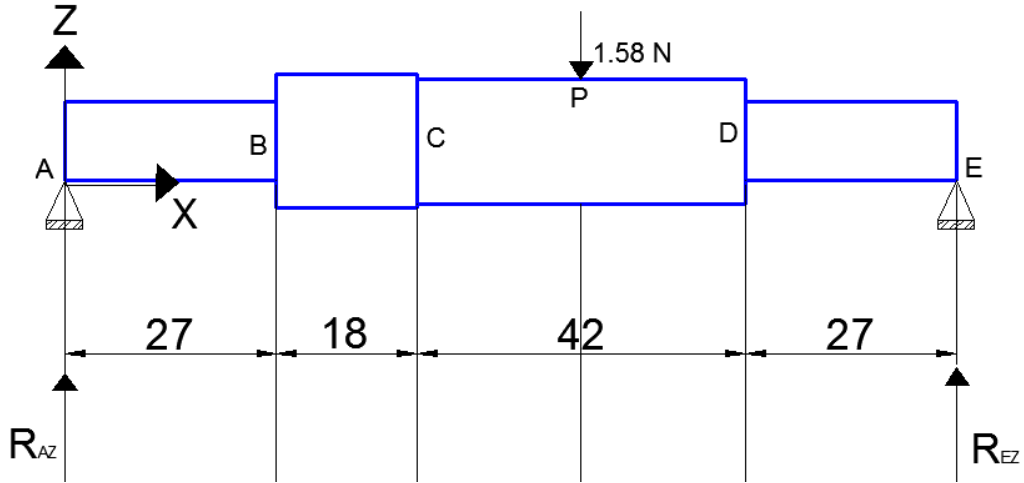


Figura 3. 15: Diagrama de cuerpo libre del eje (Plano XZ). Fuente: Autor

**Cálculo de reacciones en los apoyos del eje:**

$$\sum F_Z = 0$$

$$R_{AZ} - 1.58 \text{ N} + R_{EZ} = 0$$

$$R_{AZ} = 1.58 \text{ N} - R_{EZ} \quad \text{Ec. ( 25 )}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-1.58 (66\text{mm}) + 114\text{mm}(R_B) = 0$$

$$R_{EZ} = \frac{104.28\text{N}\cdot\text{mm}}{114 \text{ mm}}$$

$$R_{EZ} = 0.9 \text{ N}$$

Reemplazando en la Ecuación (25):

$$R_{AZ} = 1.58\text{N} - 0.9\text{N}$$

$$R_{AZ} = 0.7 \text{ N}$$

**Momento flector en el punto B:**

$$M_B = b_B h_B \quad \text{Ec. ( 26 )}$$

$$M_B = 0.027\text{m}(0.7 \text{ N})$$

$$M_B = 0.019 \text{ Nm}$$

**Momento flector en el punto P:**

$$M_P = b_P h_P \quad \text{Ec. ( 27 )}$$

$$M_P = 0.066m(0.7 \text{ N})$$

$$M_P = 0.05 \text{ Nm}$$

**Momento flector en el punto D:**

$$M_D = b_D h_D \quad \text{Ec. ( 28 )}$$

$$M_D = 0.021(0.9 \text{ N})$$

$$M_D = 0.029 \text{ Nm}$$

**Diagrama de fuerza cortante y momento flector (XZ):**

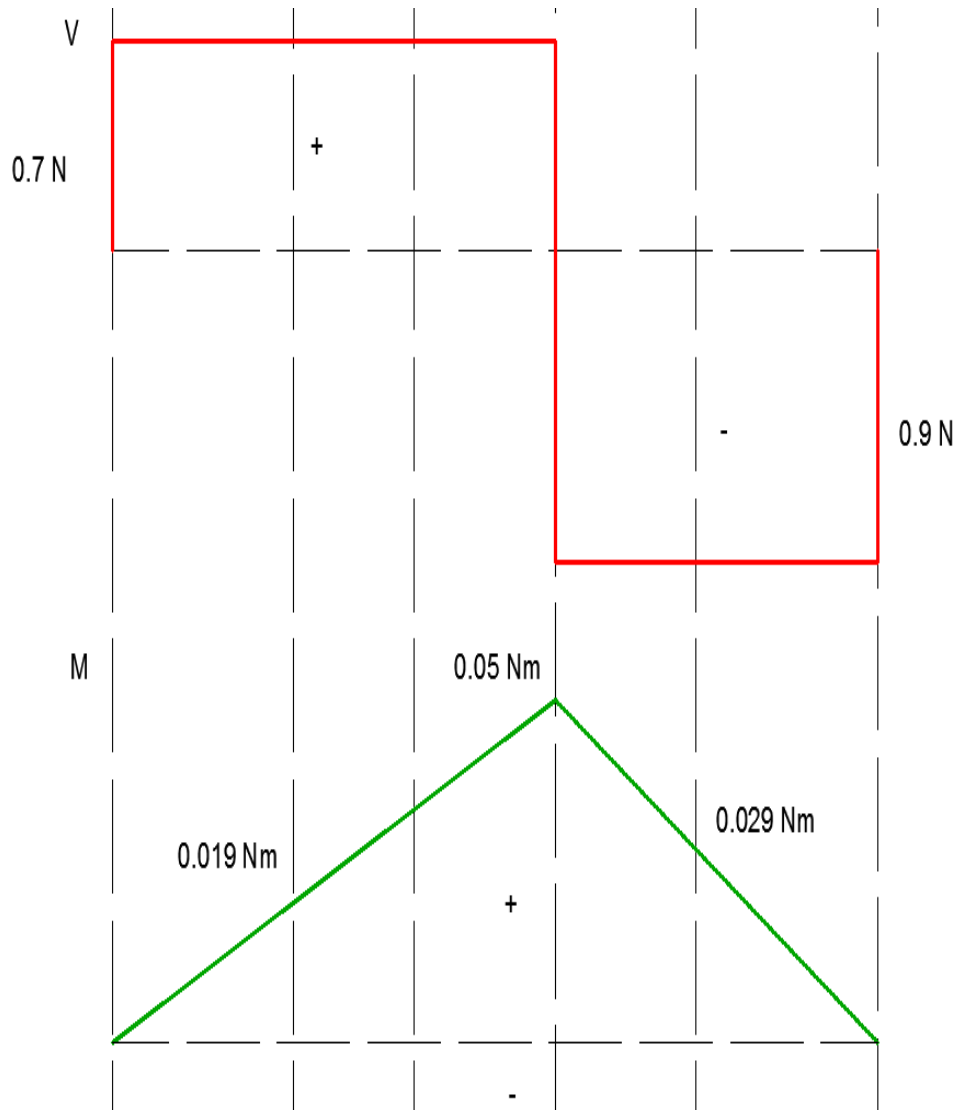


Figura 3. 16: Diagrama de fuerza cortante y momento flector (Plano XZ). Fuente: Autor



En la figura 3.16 se observa que el momento flector máximo es de 0.05 Nm.

**e) Cálculo del factor de seguridad:**

**Factores teóricos de concentración del esfuerzo:**

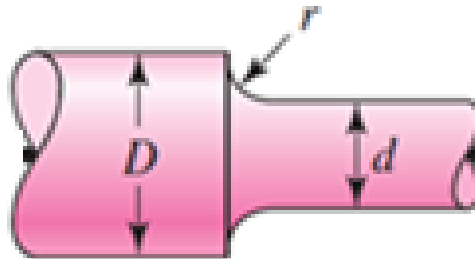


Figura 3. 17: Concentración de esfuerzo en cambio de sección [16]

$$\frac{r}{d} = \frac{0.5 \text{ mm}}{10 \text{ mm}} = 0.05 \quad \text{Ec. ( 29 )}$$

$$\frac{D}{d} = \frac{15.9 \text{ mm}}{10 \text{ mm}} = 1.59 \quad \text{Ec. ( 30 )}$$

De acuerdo al Anexo 6 y Anexo 7, se encuentra el valor del factor de concentración de esfuerzos a flexión y a torsión respectivamente:

$$K_t = 2.5$$

$$K_{tS} = 1.7$$

**Factor de concentración del esfuerzo por fatiga (flexión  $K_f$ ):**

Mediante la Ecuación (31) se obtiene el valor del factor de concentración del esfuerzo por fatiga:

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{\frac{a}{r}}} \quad \text{Ec. ( 31 )}$$

Se determina el valor de  $\sqrt{a}$  mediante la Ecuación (34):

$$\sqrt{a} = 0.245799 - 0.307794(10^{-2})S_{UT} + 0.150874(10^{-4})S_{UT}^2 - 0.266798(10^{-4})S_{UT}^3 \quad \text{Ec. ( 32 )}$$

$$S_{UT} = 82.4 \text{ kpsi (ver Anexo 5)}$$

$$\sqrt{a} = 0.245799 - 0.307794(10^{-2})(82.4) + 0.150874(10^{-4})82.4^2 - 0.266798(10^{-4})82.4^3$$

$$\sqrt{a} = 0.07$$

Sustituyendo los valores encontrados anteriormente en la Ecuación (31):

$$K_f = 1 + \frac{2.5 - 1}{1 + \frac{0.07}{0.14}}$$

**Factor de concentración del esfuerzo por fatiga (torsión  $K_{ft}$ ):**

La concentración del esfuerzo por fatiga se halla utilizando la Ecuación (33):

$$K_{ft} = 1.95$$

$$K_{ft} = 1 + \frac{K_{ts} - 1}{1 + \sqrt{\frac{a}{r}}} \quad \text{Ec. ( 33 )}$$

$$K_{ft} = 1 + \frac{1.7 - 1}{1.565}$$

$$K_{ft} = 1.51$$

**Factor de superficie  $k_a$ :**

Con la Ecuación (34) se determinó el valor del factor de superficie:

$$k_a = aS_{UT}^b \quad \text{Ec. ( 34 )}$$

$$a = 2.7 \text{ (ver Anexo 8)}$$

$$b = -0.265 \text{ (ver Anexo 8)}$$

$$k_a = 2.7(568)^b$$

$$k_a = 0.5$$

**Factor de tamaño  $k_b$ :**

Se selecciona la ecuación de acuerdo al diámetro de la sección más pequeña usando la tabla del Anexo 9:

$$k_b = 1.24d^{-0.107} \quad \text{Ec. ( 35 )}$$

$$k_b = 1.24(10^{-0.107})$$

$$k_b = 0.83$$

**Factor de temperatura  $k_c$ :**

Se especificará el valor medio del factor de carga:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases}$$

$$k_c = 0.59 \text{ Torsión}$$

**Factor de temperatura  $k_d$ :**

Debido a que se está trabajando con agua a temperatura ambiente (20°C), el factor de temperatura se considera igual a 1.

$$k_d = 1$$

**Factor de confiabilidad  $k_e$ :**

$$k_e = 0.868 \text{ (ver Anexo 10)}$$

**Límite de resistencia  $S_e'$  :**

El límite de resistencia se calcula mediante la Ecuación (36):

$$S_e' = 0.5S_{UT} \quad \text{Ec. ( 36 )}$$

$$S_{UT} = 568 \text{ MPa (ver Anexo 5)}$$

$$S_e' = 0.5(568 \text{ MPa})$$

$$S_e' = 284 \text{ MPa}$$

**Límite de resistencia a la fatiga  $S_e$ :**

El límite de resistencia a la fatiga se calcula mediante la Ecuación (37):

$$S_e = K_a K_b K_d K_e S_e' \quad \text{Ec. ( 37 )}$$

$$S_e = (0.5)(0.83)(0.59)(0.868)(284 \text{ Mpa})$$

$$S_e = 60.35 \text{ MPa}$$

**Calculo de esfuerzo alternante y esfuerzo medio ( $\sigma_a'$ ,  $\sigma_m'$ ):**

Con la Ecuación (38) se determina el esfuerzo alternante y esfuerzo medio:

$$\sigma_a' = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \quad \text{Ec. ( 38 )}$$

$$\sigma_a' = \frac{32(1.95)(0.751 \text{ Nm})}{\pi(0.01 \text{ m})^3}$$

$$\sigma_a' = 14.9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m' = \sqrt{3 \left[ \frac{(16K_f M_m)}{\pi d^3} \right]^2} \quad \text{Ec. ( 39 )}$$

$$\sigma_m' = \sqrt{3 \left[ \frac{16(1.51)(0.12)}{\pi(0.01)^3} \right]^2}$$

$$\sigma_m' = 1.598 \text{ MPa}$$

### **Factor de seguridad utilizando el criterio de Goodman:**

El factor de seguridad se calculó mediante la Ecuación (40):

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{UT}} \quad \text{Ec. ( 40 )}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{14.9 \text{ MPa}}{60.35 \text{ MPa}} + \frac{1.598 \text{ MPa}}{568 \text{ MPa}}$$

$$n = 4$$

El factor de seguridad es mayor que 1, por lo tanto no presentará inconvenientes en su operación.

### **3.2.12 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS**

Para una adecuada selección de un rodamiento, se deben tomar en cuenta diversos factores de diseño. Cada tipo de rodamiento tiene propiedades características que dependen del criterio de diseño. Estos hacen más o menos adecuados para una aplicación específica. Los factores de diseño más relevantes son:

- Precisión
- Velocidad
- Cargas
- Espacio disponible
- Funcionamiento silencioso
- Desplazamiento axial
- Montaje y desmontaje
- Obturaciones integradas
- Rigidez
- Desalineación

Una de las dimensiones más relevantes del rodamiento es el diámetro del agujero que viene establecido por el diseño de la máquina y el diámetro del eje. Es fundamental tener en cuenta que para los ejes de diámetro pequeño, se puede usar cualquier rodamiento de bolas, generalmente los más utilizados son los rígidos o también pueden ser los de agujas.

#### **A. Datos para la selección del rodamiento:**

- Diámetro del eje: 10 mm. (Sección más pequeña del eje en la que se realizará el montaje de los rodamientos)
- Velocidad angular del eje: 2000 rpm. (Valor considerado para pruebas en la turbina a altas velocidades)
- Fuerza resultante en el apoyo más crítico "D" (Figura 3.13): 15.69 N.

#### **B. Cálculo de la carga equivalente estática:**

$$P_o = (F_R + F_a) \quad \text{Ec. ( 41 )}$$

Donde  $P_o$  es la carga equivalente estática en (N),  $F_R$  es la carga radial y  $F_a$  es la carga axial en (N), como se muestra en el diagrama de cuerpo libre no existen fuerzas que actúen en el "x", por lo tanto  $F_a=0$ .

$$P_o = 15.69\text{N}$$

#### **B. Cálculo de la carga equivalente dinámica:**

$$P = F_R + Y(F_a) \quad \text{Ec. ( 42 )}$$

Donde  $P$  es la carga equivalente estática en (N),  $F_R$  es la carga radial,  $Y$  es el factor axial y  $F_a$  es la carga axial en (N), por el análisis mencionado anteriormente  $F_a=0$ .

$$P = 15.69 \text{ N}$$

#### **C. Selección de rodamiento:**

En el catálogo de rodamientos SKF [17], con un diámetro de 10 mm, se selecciona el rodamiento de denominación 1200, del cual se obtienen los valores siguientes:

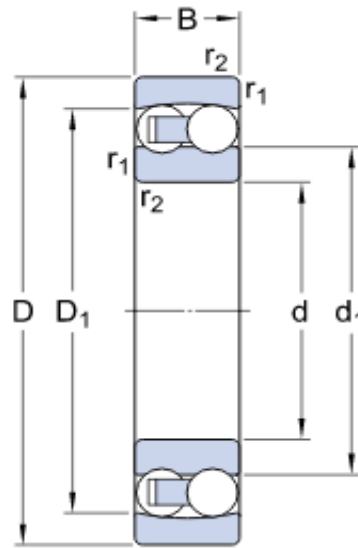


Figura 3. 18: Dimensiones del rodamiento 1200 [17]

Tabla 3. 8: Valores del rodamiento 1200.Fuente: Autor

<b>d (mm.)</b>	<b>D (mm.)</b>	<b>Co (KN.)</b>	<b>C (KN.)</b>	<b>Pu (KN.)</b>
10	30	1.18	5.53	0.061

Los valores de la tabla 3.8 han sido seleccionados mediante el Anexo 11.

#### D. Cálculo de la vida nominal del rodamiento $L_{10}$ :

El cálculo de la vida nominal del rodamiento se realiza mediante la Ecuación (43):

$$L_{10} = \left( \frac{C_{\text{Tabulado}}}{P} \right)^3 \quad \text{Ec. ( 43 )}$$

Donde  $L_{10}$  es igual a la vida a fatiga en millones de ciclos,  $C_{\text{Tabulado}}$  es la capacidad de carga dinámica en (N) y  $P$  es la carga equivalente dinámica en (N).

$$L_{10} = \left( \frac{5530\text{N}}{15.69\text{N}} \right)^3$$

$$L_{10} = 43783105.57 \text{ ciclos}$$

#### D. Cálculo de la vida nominal ajustada $L_{na}$ :

El valor de la vida nominal ajustada se encuentra con la Ecuación (44):

$$L_{na} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_{10} \quad \text{Ec. ( 44 )}$$

En donde  $L_{na}$  vida nominal ajustada en millones de ciclos,  $a_1$  es el factor de confiabilidad,  $a_{23}$  es un factor que toma en cuenta la calidad de lubricación, sus valores se obtienen mediante gráficas.

Se determina para una fiabilidad del 99% un valor de  $a_1 = 0.21$  (ver Anexo 12).

Para establecer el valor de  $a_{23}$ , se debe encontrar primero el diámetro medio con la Ecuación (45):

$$d_m = \frac{D + d}{2} \quad \text{Ec. ( 45 )}$$

Donde  $d_m$  (mm) es el diámetro medio,  $D$  (mm) es el diámetro exterior del rodamiento proporcionado por el catálogo y  $d$  (mm) es el diámetro del eje.

$$d_m = \frac{30 + 10}{2}$$
$$d_m = 20 \text{ mm}$$

Con los valores de rotación de 2000 rpm y el diámetro medio se determina la viscosidad cinemática requerida de  $\gamma_1 = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$  usando las gráfica del Anexo 13.

La temperatura máxima a la que estará sometido el rodamiento es de 20 °C. Según SKF, con este dato se selecciona la clase ISO VG 22 (ver Anexo 14), el mismo que servirá para hallar el valor de la viscosidad de operación  $\gamma = 52 \text{ mm}^2/\text{s}$  (ver Anexo 15) y posteriormente hallar K, que es la relación entre las viscosidades anteriores:

$$K = \frac{\gamma}{\gamma_1} \quad \text{Ec. ( 46 )}$$
$$K = \frac{52 \text{ mm}^2/\text{s}}{19 \text{ mm}^2/\text{s}}$$
$$K = 2.73$$

Con el valor de K, se obtiene  $a_{23} = 1.9$  (mediante la tabla del Anexo 16).

Con todos los valores conocidos, se establece el valor de la vida nominal ajustada:

$$L_{na} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_{10} = (0.21)(1.9)(43783105.57) \quad \text{Ec. ( 47 )}$$
$$L_{na} = 17469459.12$$

#### **E. Cálculo de la vida nominal ajustada SKF ( $L_{SKF}$ ):**

La Ecuación (48) determina el valor de la vida nominal ajustada SKF:

$$L_{SKF} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} \quad \text{Ec. ( 48 )}$$

Donde  $L_{SKF}$  es la vida nominal ajustada en millones de ciclos,  $a_1$  es el factor de confiabilidad,  $a_{SKF}$  en un factor establecido por la marca del rodamiento,  $L_{10}$  vida a la fatiga en millones de ciclos.

Como se ha mencionado antes para una confiabilidad del 99 %,  $a_1 = 0.21$  y para poder determinar el valor de  $a_{SKF}$  se debe encontrar el valor de  $\eta_c$  que se halla según el grado de contaminación. Se ha tomado la Ecuación (49) del catálogo SKF [17], para determinar  $\eta_c$  debido a que por las condiciones de trabajo se encontrará en permanente contacto con el agua y los períodos de relubricación van a ser más largos que los recomendados por el fabricante. Por lo tanto con este antecedente se seleccionan los valores de  $C_1$  y  $C_2$ .

$$\eta_c = \min(C_1 K^{0.68} d_m^{0.55}, 1) \left[ 1 - \left( \frac{C_2}{\sqrt[3]{d_m}} \right) \right] \quad \text{Ec. ( 49 )}$$

En la cual  $\eta_c$  es un valor dependiente del grado de contaminación,  $K$  es la relación entre viscosidades,  $d_m$  es el diámetro medio,  $C_1$  y  $C_2$  son factores para determinar el nivel de contaminación, seleccionados en la tabla del Anexo 17.

$$C_1 = 0.0115$$

$$C_2 = 2.662$$

$$K = 2.73$$

$$d_m = 20 \text{ mm.}$$

Reemplazando estos valores en la Ecuación (33) se tiene:

$$\eta_c = \min(0.0115(2.73)^{0.68} 20^{0.55}, 1) \left[ 1 - \left( \frac{2.662}{\sqrt[3]{20}} \right) \right]$$

Se escoge entre el valor menor de entre "0.01150.96<sup>0.68</sup> 20<sup>0.55</sup>" y 1.

$$\eta_c = (0.058)[0.0193]$$

$$\eta_c = 0.0011$$

A continuación se obtiene el factor  $r$  de la Ecuación (50):

$$r = \frac{\eta_c P_u}{P} \quad \text{Ec. ( 50 )}$$



En donde  $P_u$  es la carga límite a la fatiga, y  $P$  es la carga equivalente dinámica, entonces:

$$r = \frac{0.0011(0.061\text{KN})}{0.016\text{KN}}$$

$$r = 0.004$$

Con los valores de  $r = 0.004$  y  $k = 0.96$ , se determina  $a_{SKF} = 0.21$  (ver Anexo 18).

$$L_{SKF} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} = (0.21)(0.21)(43783105.57) \quad \text{Ec. ( 51 )}$$

$$L_{SKF} = 1930835$$

El número de ciclos que está sometido el rodamiento es un valor elevado, tomando en cuenta que un rodamiento SKF está diseñado para una vida nominal de más de 65000 ciclos, con el adecuado mantenimiento. Razón por la cual garantiza el correcto funcionamiento de la turbina.

## **F. Verificación del rodamiento en función de la capacidad de carga requerida**

### **- Capacidad de carga estática $C_o$ :**

El valor del factor de esfuerzos estáticos se encuentra con la Ecuación (52):

$$f_s = \frac{C_{o\text{requerido}}}{P_{o\text{Calculado}}} \quad \text{Ec. ( 52 )}$$

Se tiene que  $f_s$  es el factor de esfuerzos estáticos, y es igual a 0.5 por tener una exigencia reducida (ver Anexo 19), reemplazando en la Ecuación (53), se tiene:

$$C_{o\text{requerido}} = f_s \cdot P_{o\text{Calculado}} \quad \text{Ec. ( 53 )}$$

$$C_{o\text{requerido}} = (0.5)(0.016\text{KN})$$

$$C_{o\text{requerido}} = 0.008 \text{ KN.}$$

$$C_{o\text{requerido}} < C_{o\text{Tabulado}}$$

$$0.007 \text{ KN} < 1.18 \text{ KN}$$

Por lo tanto se verifica que el rodamiento resiste a carga estática.

### **- Capacidad de carga dinámica $C$ :**

El cálculo de la capacidad de carga dinámica se lo realiza con la Ecuación (54):

$$C_{\text{requerido}} = \frac{f_L \cdot P_{\text{calculado}}}{f_n} \quad \text{Ec. ( 54 )}$$

Se tiene que  $f_L$  es el factor de esfuerzos dinámicos y  $f_n$  factor de velocidad de giro.

Para el valor de ciclos máximo según la tabla del Anexo 20, es  $f_L = 5.85$  y  $f_n = 0.255$  (ver Anexo 21), reemplazando en la Ecuación (54) se obtiene lo siguiente:

$$C_{\text{requerido}} = \frac{5.85(0.016)}{0.255}$$

$$C_{\text{requerido}} = 0.36 \text{ KN}$$

$$C_{\text{requerido}} < C_{\text{Tabulado}}$$

$$0.36 \text{ KN} < 5.53 \text{ KN}$$

Por lo tanto se verifica que el rodamiento resiste a carga dinámica, razón por la cual la selección es la adecuada.

### 3.2.13 MEDICIÓN DE CAUDAL

Para la medición de caudal que ingresa al estator de la turbina, se ha instalado un sensor de caudal de efecto hall. Este envía la señal a una tarjeta arduino para visualizarla en una pantalla LCD, mediante el siguiente esquema de conexión y respectivo código, como se adjunta en el Anexo 22.

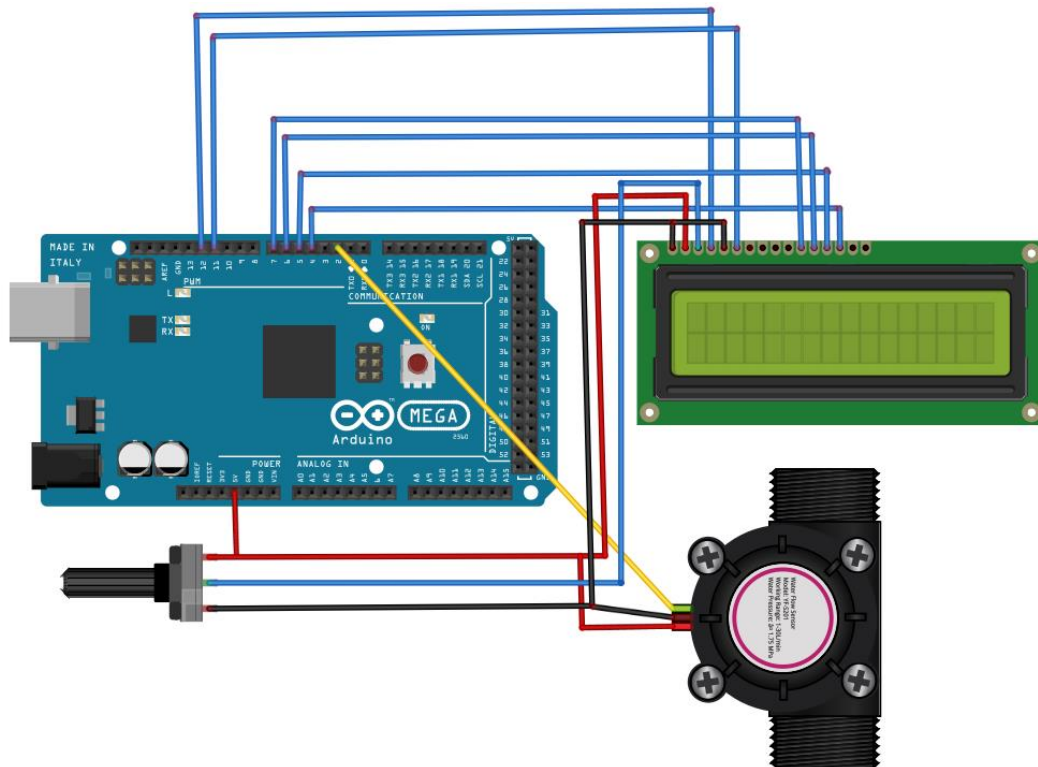


Figura 3. 19: Esquema de entradas y salidas LED-ARDUINO. Fuente: Autor

### 3.2.14 CAUDAL VS RPM

La medición de caudal, como ya se mencionó anteriormente se ha realizado mediante el uso de un sensor, el cual indica diferentes valores de caudal según se vaya posicionando la apertura de la válvula de bola. La variación de caudal que se inyecta en el estator produce diferentes valores de velocidad angular, que han sido registrados en 3 mediciones por un tacómetro-láser en el eje (ver Anexo 27), tal como se muestra en la tabla 3.9.

Tabla 3. 9: Mediciones Caudal vs RPM. Fuente: Autor

Caudal (l/min)	Mediciones			
	RPM -1	RPM-2	RPM-3	RPM (promedio)
3.54	95	96	94	95.67
13.2	271	269	268	269.67
16.28	369	370	371	369.67
17.71	428	429	430	428.67
18.66	451	450	449	450.33

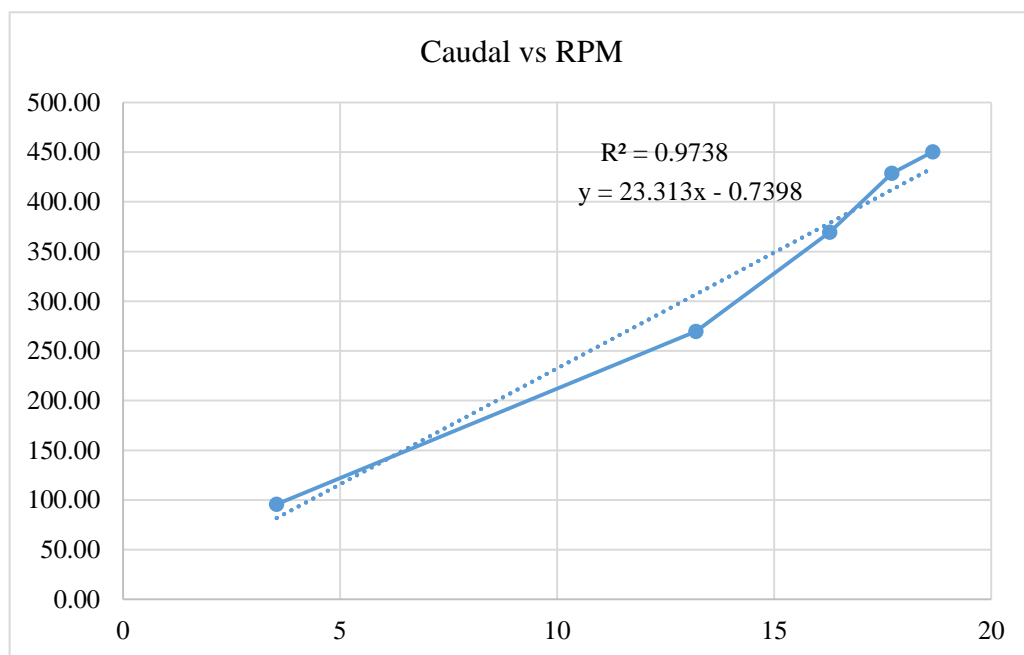


Figura 3. 20: Caudal vs RPM. Fuente: Autor

Con la ecuación ( $y = 23.313x - 0.7398$ ) que se muestra en la figura 3.20, se obtiene un mayor número de datos de velocidad angular, conforme se incrementa el caudal en un intervalo de 0.5 l, como indica la tabla 3.10:

Tabla 3. 10: Caudal vs RPM. Fuente: Autor

<b>Caudal (l/min)</b>	<b>RPM (polea conducida)</b>
3	69.20
3.5	80.86
4	92.51
4.5	104.17
5	115.83
5.5	127.48
6	139.14
6.5	150.79
7	162.45
7.5	174.11
8	185.76
8.5	197.42
9	209.08
9.5	220.73
10	232.39
10.5	244.05
11	255.70
11.5	267.36
12	279.02
12.5	290.67
13	302.33
13.5	313.99
14	325.64
14.5	337.30
15	348.96
15.5	360.61
16	372.27
16.5	383.92
17	395.58
17.5	407.24
18	418.89
18.5	430.55
19	442.21
19.5	453.86
20	465.52

La tabla 3.10 señala que para que el rotor comience a tener movimiento, se necesita una inyección mayor a 3 litros/min.

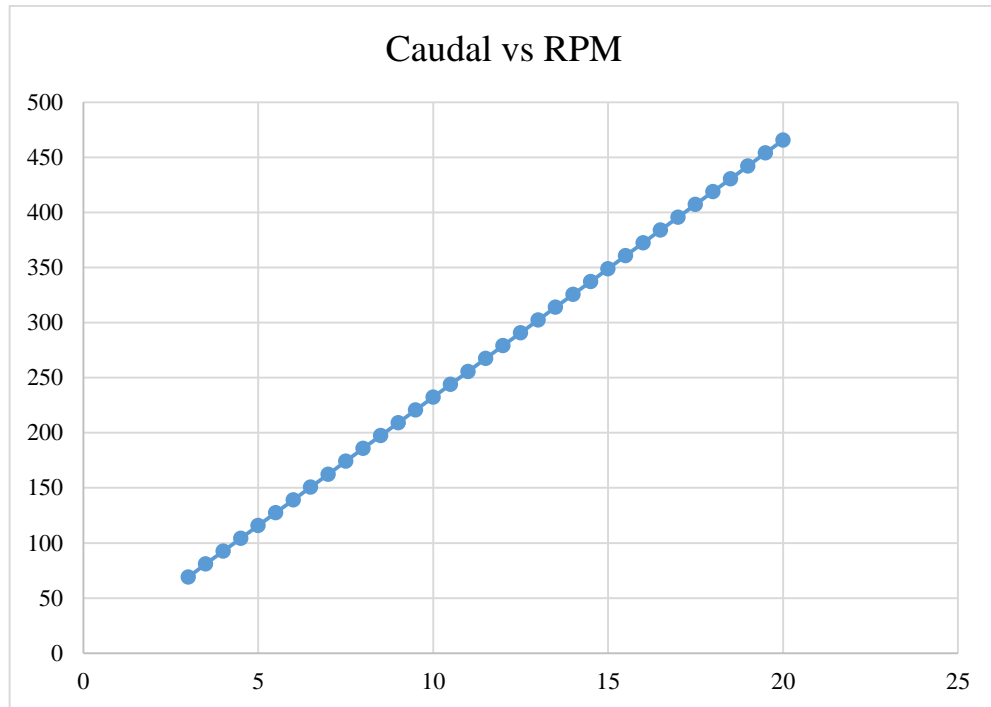


Figura 3. 21: Ajuste de Caudal vs RPM. Fuente: Autor

En la figura 3.21 se observa que por cada 0.5 l/min de caudal, la turbina incrementa su caudal en un intervalo de 11 a 12 rpm.

### 3.2.15 CAUDAL VS PRESIÓN

Mediante los valores obtenidos en la medición de caudal y reemplazando en la Ecuación (13), se obtienen los valores de la presión a la salida de la inyección.

Tabla 3. 11: Valores de Caudal vs Presión. Fuente: Autor

<b>Caudal (l/min)</b>	<b>Presión (psi)</b>
3.54	0.60
6.50	1.74
10	3.87
13.20	5.97
16.28	8.51
17	9.6
18.66	11

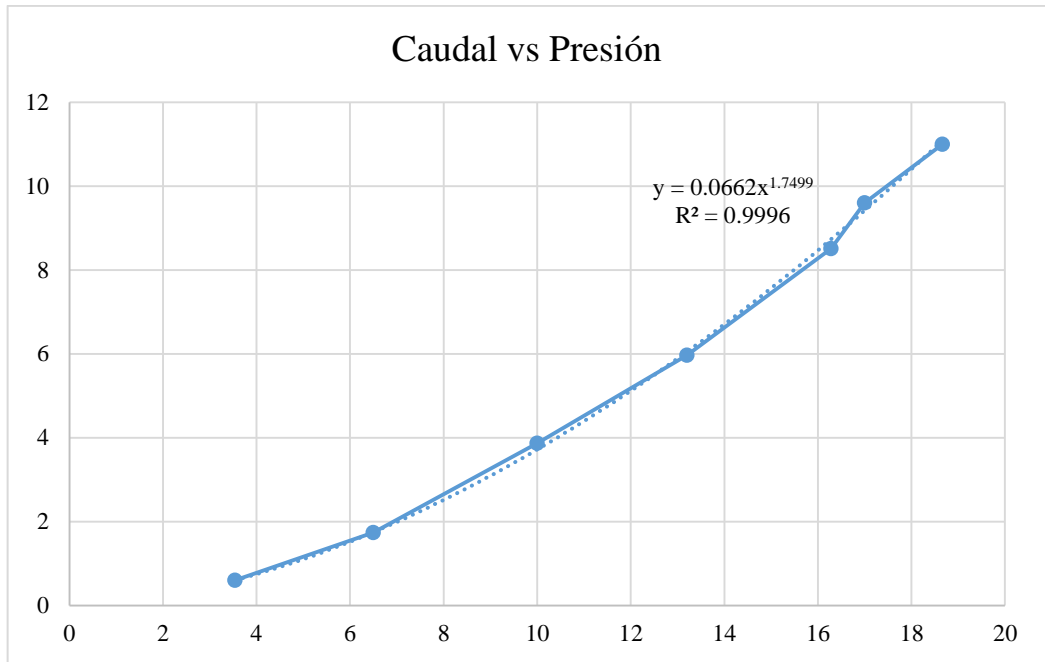


Figura 3. 22: Caudal vs Presión. Fuente: Autor

Con la ecuación  $y = 0.0662x^{1.7499}$  que muestra en la figura 3.22, ingresando los valores de caudal en incrementos de 0.5 l/min, se obtiene:

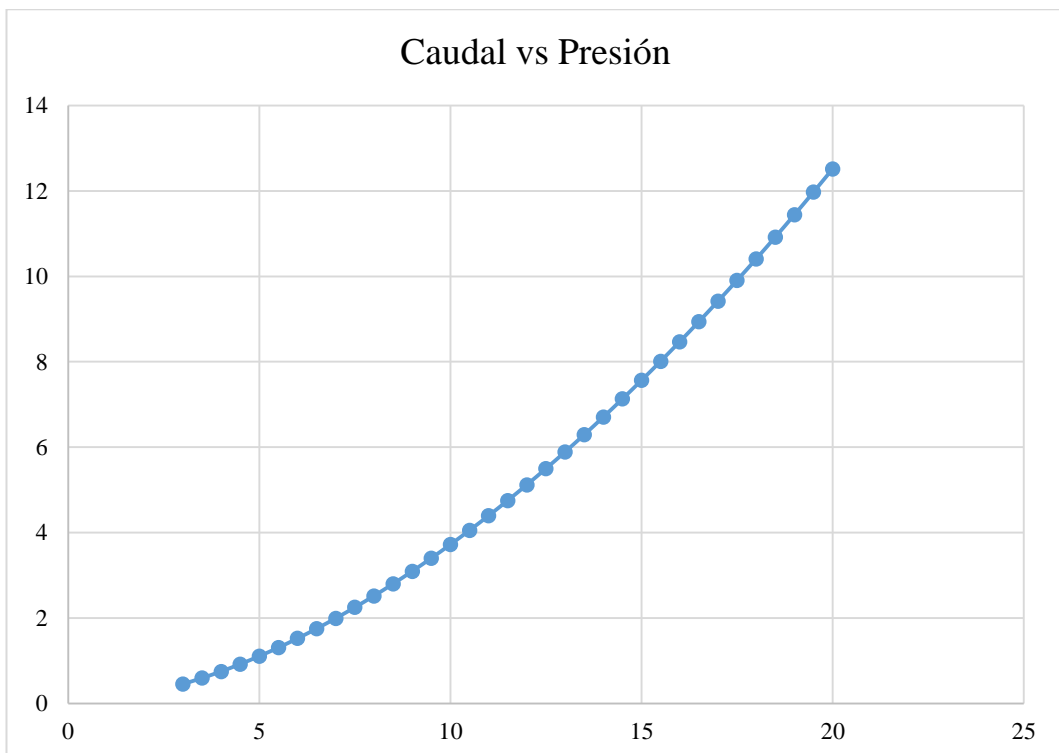


Figura 3. 23: Ajuste de valores Caudal vs Presión. Fuente: Autor

La figura 3.23 indica los valores de presión obtenidos mediante la aproximación lineal.

### 3.2.16 PRESIÓN VS RPM

La tabla 3.12 indica como varían las RPM en el eje de la turbina, según incrementa la presión en la inyección.

Tabla 3. 12: Valores de presión vs RPM. Fuente: Autor

<b>Presión (psi)</b>	<b>RPM (polea conducida)</b>
0.45	69.20
0.59	80.86
0.75	92.51
0.92	104.17
1.11	115.83
1.31	127.48
1.52	139.14
1.75	150.79
1.99	162.45
2.25	174.11
2.52	185.76
2.80	197.42
3.10	209.08
3.40	220.73
3.72	232.39
4.05	244.05
4.40	255.70
4.75	267.36
5.12	279.02
5.50	290.67
5.89	302.33
6.29	313.99
6.71	325.64
7.13	337.30
7.57	348.96
8.01	360.61
8.47	372.27
8.94	383.92
9.42	395.58
9.91	407.24
10.41	418.89
10.92	430.55
11.44	442.21
11.98	453.86
12.52	465.52

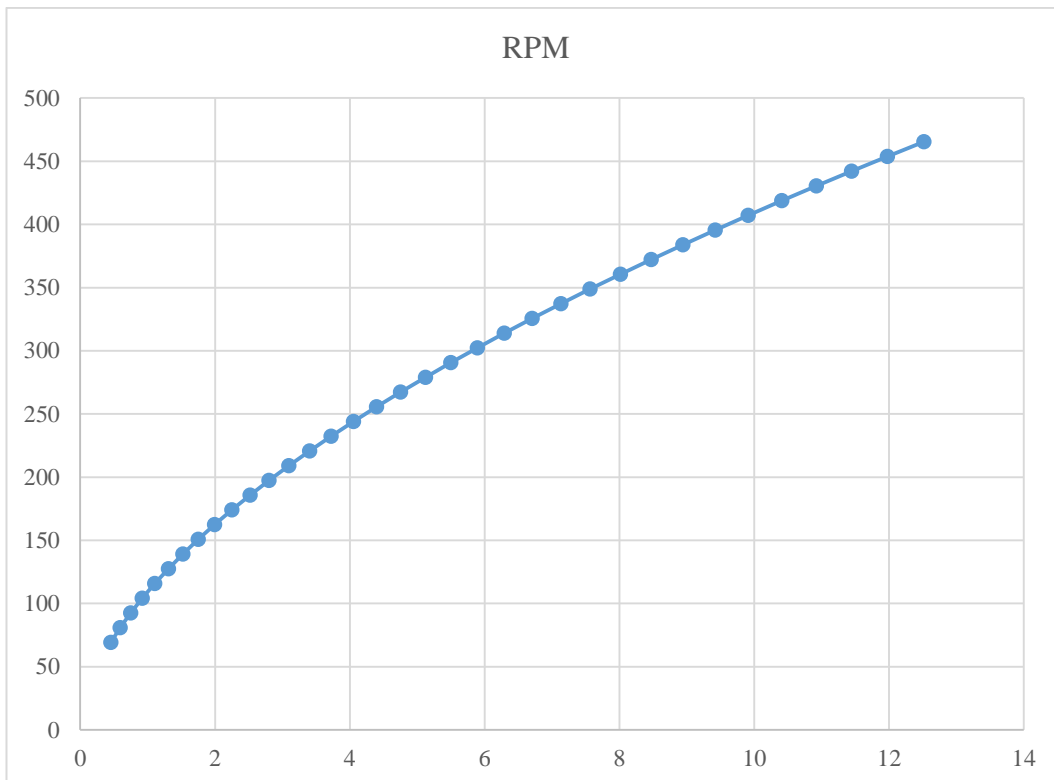


Figura 3. 24: Presión vs RPM. Fuente: Autor

La figura 3.24 muestra la curva característica de la presión en función de las revoluciones por minuto en el eje de la turbina.

### 3.2.17 VOLTAJE ENTREGADO POR LA BOBINA

El voltaje que suministra la bobina depende de las rpm a las que esté sometida. De acuerdo a la información entregada por el fabricante (ver Anexo 23), los valores de rpm vs voltaje varían de la siguiente manera:

Tabla 3. 13: Valores de RPM vs voltaje. Fuente: Autor

<b>RPM</b>	<b>Voltaje (V)</b>
500	2.8
1000	5.7
1500	8.5
2000	11.4
2500	12
5000	24



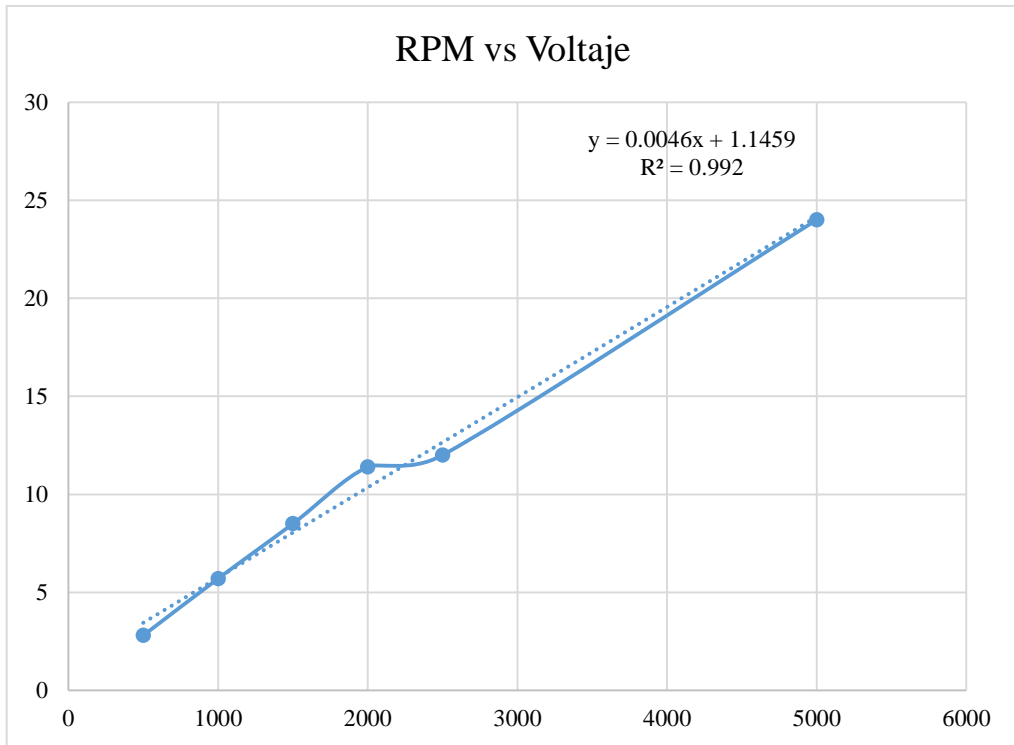


Figura 3. 25: RPM vs Voltaje. Fuente: Autor

En la figura 3.25 se obtiene la ecuación  $y = 0.0046x + 1.1459$ , con la cual se realiza el ajuste de la curva:

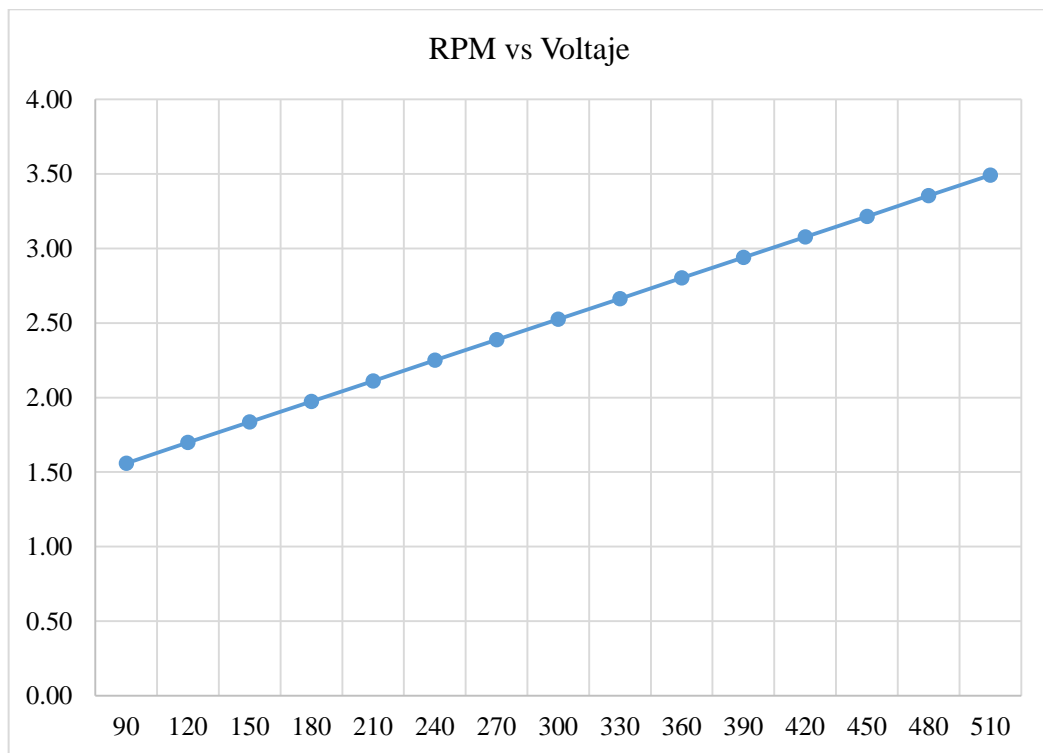


Figura 3. 26: Ajuste de RPM vs Voltaje. Fuente: Autor

La figura 3.26 indica el voltaje para los valores de velocidad angular proporcionados por la turbina.

### 3.2.18 VOLTAJE DE SALIDA EN FUNCIÓN DE LA PRESIÓN Y RPM

De acuerdo al ajuste de la curva de la figura 3.26 se ha obtenido los valores del voltaje en la bobina, que incrementan en función de la presión, caudal y las revoluciones por minuto en el eje como se muestra en la tabla 3.14:

Tabla 3. 14: Valores de presión, rpm y voltaje en función de la variación de caudal. Fuente: Autor

<b>Caudal (l/min)</b>	<b>Presión (psi)</b>	<b>RPM (polea conducida)</b>	<b>Voltaje (V)</b>
3	0.45	69.20	1.46
3.5	0.59	80.86	1.52
4	0.75	92.51	1.57
4.5	0.92	104.17	1.63
5	1.11	115.83	1.68
5.5	1.31	127.48	1.73
6	1.52	139.14	1.79
6.5	1.75	150.79	1.84
7	1.99	162.45	1.89
7.5	2.25	174.11	1.95
8	2.52	185.76	2.00
8.5	2.80	197.42	2.05
9	3.10	209.08	2.11
9.5	3.40	220.73	2.16
10	3.72	232.39	2.21
10.5	4.05	244.05	2.27
11	4.40	255.70	2.32
11.5	4.75	267.36	2.38
12	5.12	279.02	2.43
12.5	5.50	290.67	2.48
13	5.89	302.33	2.54
13.5	6.29	313.99	2.59
14	6.71	325.64	2.64
14.5	7.13	337.30	2.70
15	7.57	348.96	2.75
15.5	8.01	360.61	2.80
16	8.47	372.27	2.86
16.5	8.94	383.92	2.91
17	9.42	395.58	2.97
17.5	9.91	407.24	3.02
18	10.41	418.89	3.07

Caudal (l/min)	Presión (psi)	RPM (polea conducida)	Voltaje (V)
18.5	10.92	430.55	3.13
19	11.44	442.21	3.18
19.5	11.98	453.86	3.23
20	12.52	465.52	3.29

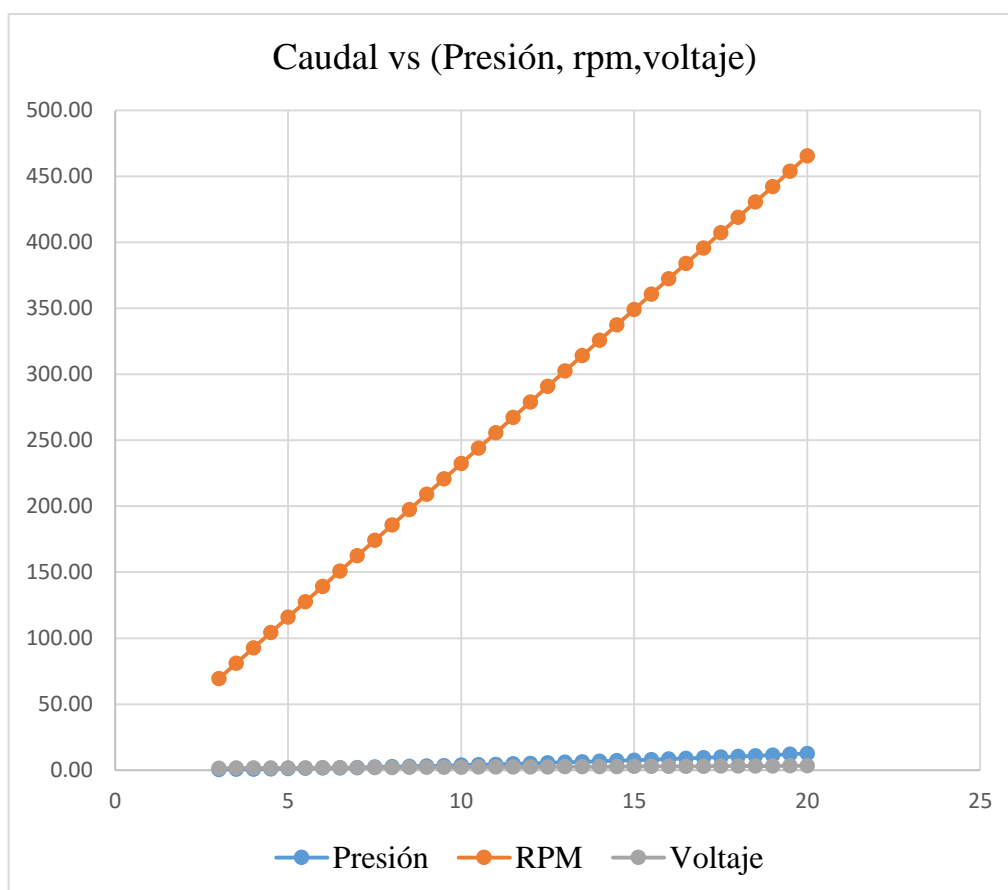


Figura 3. 27: Caudal vs (Presión, rpm, voltaje). Fuente: Autor

En la figura 3.27 se indica que el sistema genera 3.1 V con un caudal máximo de ensayo que es igual a 18.5 l, con una presión de 10.92 psi y velocidad angular de 430 rpm.

En la tabla 3.15 se indican los valores de caudal, presión y revoluciones por minuto para que la bobina entregue 12 V en corriente continua, considerando que la relación de transmisión entre la polea conductora y la conducida es de 2:1.

Tabla 3. 15: Valores de presión, rpm y voltaje en función de la variación de caudal (máxima capacidad del generador) Fuente: Autor

Caudal (l/min)	Presión (psi)	RPM (polea conducida)	Voltaje (V)
20.5	13.07	477.18	3.34
21	13.63	488.83	3.39
21.5	14.21	500.49	3.45
22	14.79	512.15	3.50
30	25.45	698.65	4.36
50	62.21	1164.91	6.50
60	85.59	1398.04	7.58
70	112.10	1631.17	8.65
80	141.60	1864.30	9.72
90	174.02	2097.43	10.79
100	209.25	2330.56	11.87

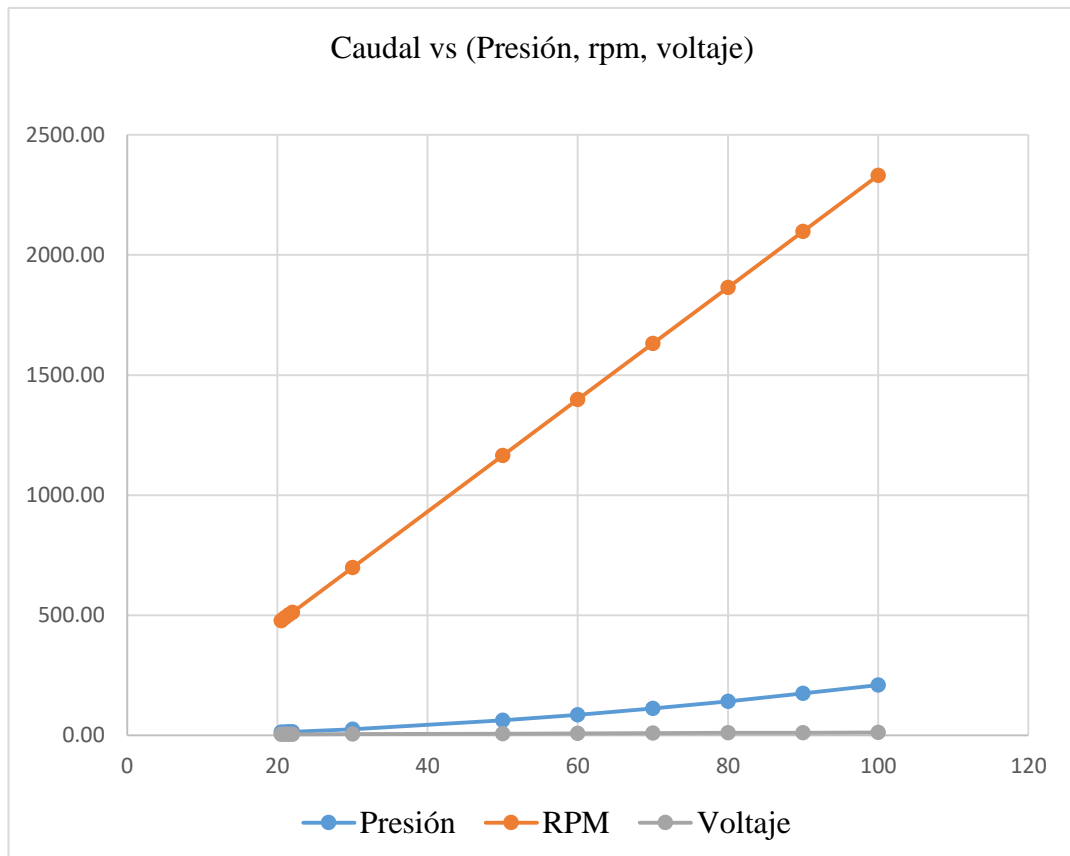


Figura 3. 28: Tendencia de Caudal vs (Presión, rpm, voltaje), Tendencia para generar 12 V en corriente continua. Fuente: Autor

En la figura 3.28 indica que para obtener un voltaje de 12 V en corriente continua, se necesita una velocidad angular en el eje de 2330.56 rpm. Desarrollados por un caudal de 100 lt/min y una presión de 209 psi.

### 3.2.19 APLICACIONES

En la tabla 3.16 se muestran algunas aplicaciones que pueden ser utilizadas para actividades diarias o fines industriales en función de la cantidad de voltaje de salida de la bobina.

Tabla 3. 16: Aplicaciones. Fuente: Autor.

<b>Aplicación</b>	<b>Voltaje requerido (V)</b>
Linterna (LED)	1.5 - 9
Ventilador	5 - 12
Convertidor: Corriente Continua/Alterna	12 - 24
Regulador de carga	10 - 24
Baterías de acumuladores	3 - 12
Motores: Corriente Continua	10 - 24
Cargadores de portátiles	16 - 24

### 3.3 PRESUPUESTO

Para determinar el presupuesto se consideran tres aspectos, costo de materiales, mano de obra, de herramientas, máquinas y equipos utilizados y otros varios para llevar a cabo este proyecto.

#### 3.3.1 ELEMENTOS QUE COMPONEN LA TURBINA

La tabla 3.17 indica una breve descripción de los componentes de la turbina, y el costo de cada uno de ellos.

Tabla 3. 17: Costo de elementos que componen la turbina. Fuente: Autor

<b>Elemento</b>	<b>Descripción</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor Unitario (\$)</b>	<b>Costo final (\$)</b>
Molde	Madera	Unidad	1	10	10
Fundición	Hierro nodular	Kg	19	3.15	59.85
Eje	Acero inoxidable AISI 304, d= 1plg, l=20 cm	Unidad	1	3.5	3.5
Plancha de PMMA	Translucido, 100 cm x 100 cm x 12 mm	Unidad	1	30	30
Rodamientos	Autoalineación Código: 1200	Unidad	2	15	30

Elemento	Descripción	Unidad	Cantidad	Valor Unitario (\$)	Costo final (\$)
	SKF				
Pernos	Hexagonal, Hierro 3/8 plg x 3 plg.	Unidad	8	0.2	1.6
Arandelas	Hierro 3/8 plg	Unidad	8	0.05	0.4
Tuercas	Hexagonal, hierro 3/8 plg	Unidad	8	0.05	0.4
Pernos	Hexagonal, 1/2 plg x 1 1/2 plg.	Unidad	2	0.2	0.4
Arandelas	Hierro 1/4 plg	Unidad	2	0.05	0.1
Tuercas	Hexagonal, hierro 1/4 plg	Unidad	2	0.05	0.1
Lámina acero inoxidable 1m <sup>2</sup> , e=1 mm	Inoxidable AISI 304 1m <sup>2</sup> , e=1 mm	Unidad	1	35	35
Cilindro	Aluminio 1060, d=7cm, l=10 cm	Unidad	1	7	7
Tuerca	Hexagonal, hierro 5/8 plg	Unidad	1	0.25	0.25
<b>Subtotal 1:</b>					178.6

### 3.3.2 SISTEMA ELÉCTRICO – ELECTRÓNICO

La tabla 3.18 señala el costo de todos los elementos que componen la parte eléctrica y electrónica del banco de pruebas.

Tabla 3. 18: Costo del sistema de medición de caudal. Fuente: Autor

Elemento	Descripción	Unidad de medida	Cantidad	Valor U. (\$)	Costo final (\$)
Sensor	Efecto hall para tubería de 1/2 plg.	Unidad	1	25	25
Display	LCD para arduino	Unidad	1	10	10
Arduino	Mega 2560	Unidad	1	30	30
Cables	UTP	Unidad	15	0.10	1.5
Fuente	9 V	Unidad	1	5	5
Voltímetro	0 – 100 V	Unidad	1	6	6
Cable	Para 110 V, #10	m	3	2	6
Botonera	Encendido/Apagado, tres fases	Unidad	1	7	7
Generador	Imanes	Unidad	1	60	60
<b>Subtotal 2:</b>					150.5

### 3.3.3 SISTEMA HIDRÁULICO AUXILIAR

En la tabla 3.19 se menciona los componentes y accesorios que son parte del sistema hidráulico auxiliar, con su respectivo costo.

Tabla 3. 19: Costo del sistema hidráulico auxiliar. Fuente: Autor

Elemento	Descripción	Unidad	Cantidad	Valor Unitario (\$)	Costo final (\$)
Bomba	Centrífuga de agua, P=0.75 hp, succión negativa	Unidad	1	50	50
Tubería	1 plg x 30 cm	Unidad	2	2	4
Válvula	Check	Unidad	1	12	12
Válvula	Bola	Unidad	1	3	3
Manguera	Caucho	0.5 m	1	1	1
Recipiente	HDPE de capacidad máxima 25 l	Unidad	1	7	7
Cinta	Teflón (PTFE) Blanco	Unidad	1	1	1
Sellador	Rígido	Unidad	1	3	3
<b>Subtotal 3:</b>					81

### 3.3.4 ESTRUCTURA PARA EL BANCO DE PRUEBAS

Todos los elementos utilizados en la estructura se detallan en la tabla 3.20:

Tabla 3. 20: Costo de la estructura para el banco de pruebas. Fuente: Autor

Elemento	Descripción	Unidad	Cantidad	Valor U. (\$)	Costo final (\$)
Tubo	Acero A36 cuadrado 2.5 cm x 2.5 cm, l=0.78 m	Unidad	4	2	8
Plancha	MDF, 51 cm x 51 cm x 15 mm	1	1	6	6
Electrodos	6011	lb	1	2.5	2.5
Pernos	D = ¼ plg x 1½ plg.	1	4	0.25	1
Arandelas	D = ¼	Unidad	4	0.05	0.2
Tuercas	D = ¼	Unidad	4	0.05	0.2
Pintura	Acrílica, color aluminio	1	1/2	10	5
<b>Subtotal 4:</b>					22.9

### 3.3.5 MANO DE OBRA

La tabla 3.21 indica el costo que representa la mano de obra está en función de las horas de trabajo y se basan en los valores indicados por las Tablas de salarios mínimos sectoriales 2016 (ver Anexo 24).

Tabla 3. 21: Costo de la mano de obra. Fuente: Autor

<b>Operario</b>	<b>Horas de trabajo</b>	<b>Costo por hora (\$)</b>	<b>Costo final (\$)</b>
Metal mecánico	30	3	90
Ayudante	10	2.5	25
<b>Subtotal 5:</b>			115

### 3.3.6 USO DE MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS

El costo del uso de las máquinas y herramientas, se muestra en la tabla 3.22:

Tabla 3. 22: Costo de uso de máquinas y herramientas. Fuente: Autor

<b>Operario</b>	<b>Horas de trabajo</b>	<b>Costo por hora (\$)</b>	<b>Costo final (\$)</b>
CNC corte en frío	4	25	100
Rectificadora	5	3	15
Torno Semiautomático	20	2	40
Taladro de Pedestal	5	2	10
Moladora	2	2	4
Soldadora	2	2	4
<b>Subtotal 6:</b>			169

### 3.3.7 VARIOS

La tabla 3.23 detalla costos indirectos del proyecto:

Tabla 3. 23: Costos varios. Fuente: Autor

<b>Descripción</b>	<b>Costo final (\$)</b>
Recopilación de información	30
Internet	40
Suministros de oficina	20
Impresiones	25
Transporte	50
<b>Subtotal 7:</b>	165

### 3.3.8 COSTO TOTAL

En la tabla 3.24 se muestra el costo total del proyecto:



Tabla 3. 24: Costo total. Fuente: Autor

<b>Costo total (\$)</b>		
Elementos que componen la turbina	Subtotal 1	178.6
Sistema eléctrico - electrónico	Subtotal 2	150.5
Sistema hidráulico auxiliar	Subtotal 3	81
Estructura para el banco de pruebas	Subtotal 4	22.9
Mano de obra	Subtotal 5	115
Uso de maquinaria y herramientas	Subtotal 6	169
Varios	Subtotal	165
	<b>TOTAL</b>	<b>882</b>

### 3.4 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

#### 3.4.1 PUESTA EN MARCHA DEL BANCO DE PRUEBAS

En la tabla 3.25 se menciona las instrucciones para la puesta en marcha del banco de pruebas al momento de realizar los respectivos ensayos.

Tabla 3. 25: Instrucciones de puesta en marcha. Fuente: Autor

<b>ELEMENTO</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
Bomba de agua 0.75 Hp.	Para el uso del banco de pruebas la bomba debe estar cebada y conectada a una fuente eléctrica de 110 V.
Válvula de bola	Abierta
Sensor de efecto Hall	Conexión a una fuente de 9V.
Recipiente	Lleno en su totalidad y verificar que se encuentre limpio, libre de partículas u objetos ajenos al mismo.
Turbina Tesla	Ensamble correcto de sus elementos
Banda	Alineada
Rodamientos	Lubricados

#### 3.4.2 DIAGRAMA DE FUNCIONAMIENTO

En el siguiente esquema (Figura 3.29), se observa cómo se enlaza el aspecto eléctrico con el sistema hidráulico para la recirculación del agua, de esta manera es posible visualizar datos como el caudal sentido y la cantidad de voltios enviados por el generador debido a la transformación de energía hidráulica en eléctrica.

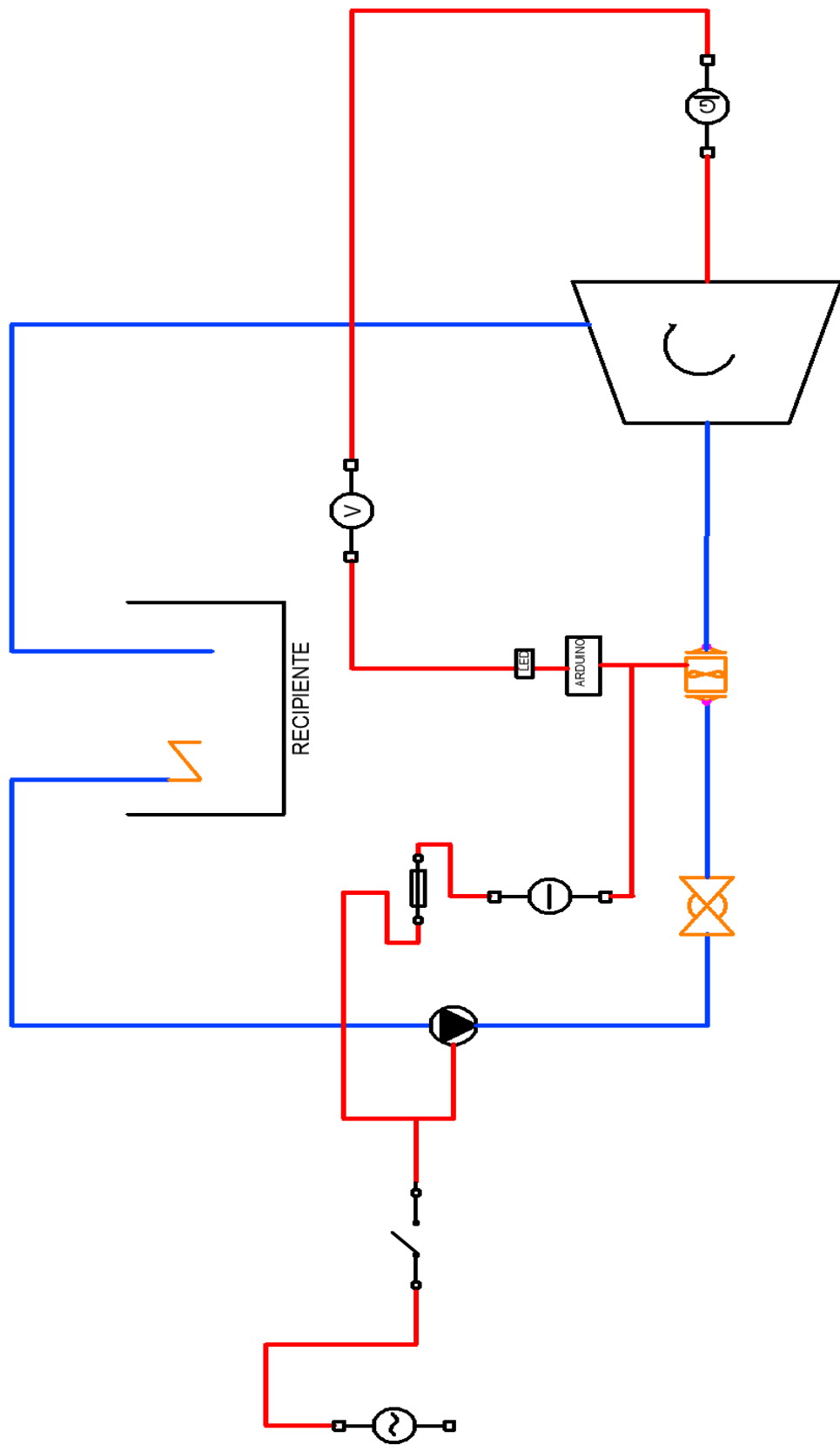















Figura 3. 29: Esquema del circuito hidráulico y eléctrico. Fuente: Autor

En la tabla 3.26 se muestran los símbolos utilizados en el esquema de la figura 3.25, con su respectiva descripción.


Tabla 3. 26: Símbolos hidráulicos y eléctricos. Fuente: Autor

Símbolo (ANSI)	Descripción
	Circuito hidráulico
	Circuito eléctrico
	Fuente de corriente alterna 110 V
	Interruptor
	Bomba centrífuga
	Fuente de corriente continua 9 V
	Voltímetro digital
	Generador eléctrico de imanes
	Fusible
	Válvula check
	Válvula de bola
	Sensor de caudal
	Turbina

### 3.4.3 MANTENIMIENTO

El mantenimiento de los elementos que componen el sistema es fundamental para que el mismo funcione en toda su capacidad y poder obtener mayor certeza en los datos que proporcione el banco de pruebas. Previamente se debe determinar cuáles son los sistemas y componentes que intervienen en la operación, como se describe en la tabla 3.27:

Tabla 3. 27: Lista de componentes: Banco de comprobación de eficiencia - Turbina Tesla. Fuente: Autor

<b>Lista de Componentes</b>			
<b>Fotografía</b>	<b>Sistema</b>	<b>Componente</b>	<b>Código</b>
 <p>Figura 3. 30: Banco de pruebas - turbina Tesla. Fuente: Autor</p>	Turbina	Estator	CBPTT-01
		Rotor	CBPTT-02
		Tapas	CBPTT-03
	Hidráulico Auxiliar	Bomba de Agua 0.75 Hp	CBPTT-04
		Válvula de bola	CBPTT-05
		Sensor de caudal	CBPTT-06
		Arduino MEGA 2560	CBPTT-07
	Eléctrico	Recipiente plástico 20 Its.	CBPTT-08
		Pulsador 110 V	CBPTT-09
		Fuente de 9 V	CBPTT-010
	Estructura	Generador	CBPTT-11
		Bancada	CBPTT-12


#### **A. Matriz Amfe (Análisis modal de fallas y efectos)**

La matriz Amfe es una técnica que busca resolver problemas que se puedan suscitar en la operación o funcionamiento de un equipo, basándose en el detalle de los componentes que lo conforman, el modo, el efecto y la causa de falla, para luego tomar las debidas acciones con respecto al mantenimiento pudiendo ser estas de carácter preventivo o correctivo, generalmente se utiliza una escala que va del 1 hasta el 10 y son ponderadas en tres aspectos ocurrencia, severidad y detección [18].

- Ocurrencia (O): Es el nivel en que puede afectar al funcionamiento del sistema
- Severidad (S): Es el grado en que se encuentra afectado el componente.
- Detección (D): Toma de decisiones acertadas acerca del fallo
- Numero de prioridad de riesgo (NPR): Es la multiplicación de la ocurrencia (O), severidad (S) y detección (D).

En la tabla 3.28 se presenta la matriz AMFE para el banco de pruebas de la turbina Tesla.

Tabla 3. 28. FICHA AMFE. Fuente: Autor

<b>AMEF DE:</b> <input checked="" type="checkbox"/> <b>Equipo</b> <input type="checkbox"/> <b>Proceso</b>		<b>LABORATORIO DE ENERGÍAS- BANCO DE PRUEBAS "TURBINA TESLA"</b> AMEF No. 01    FECHA DE REVISION:						
 UTA - FICM		Número: BPTT-01 Modelo: TESLA						
Descripción del Equipo	Función del Equipo	Descripción	Nombre del Equipo: turbina hidraulica		Situación			
			Efecto de la Falla	Causa de la Falla	O	S	D	NPR
Banco de pruebas para comprobación de eficiencia de una turbina tesla	Convertir energía hidráulica en energía mecánica y posteriormente a eléctrica	Deformación de los discos	Desbalanceo en el eje de transmisión	Fatiga de los discos	1	5	7	35
		Desgaste de los rodamientos	Vibración en la turbina	Desalineamiento del eje	2	3	3	18
		Sensor de caudal sin lectura	Valores erroneos de la velocidad del fluido	Conexión inadecuada	7	3	5	105
		Calentamiento de la bomba de agua	Aire en la tubería de absorción	Sobre esfuerzo de la bomba	8	8	7	448

## CAPÍTULO IV

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 4.1 CONCLUSIONES

- De acuerdo a lo investigado, entre más alto se requiera el número de revoluciones por minuto en el eje, menor será el espacio que exista entre discos. Siendo este solo un valor tentativo para el desempeño de la turbina ya que como señala este proyecto, la velocidad angular de salida dependerá de factores importantes como son el caudal y la presión que se inyecta al estator.
- El sistema hidráulico auxiliar, que lo componen básicamente la bomba de agua y el sensor de caudal de efecto hall, ha contribuido a que la medición de los datos sea más eficaz debido a que se visualiza los caudales que van desde 0 l/min hasta 18.5 l/min mediante la apertura o cierre de la válvula de globo.
- Mediante la comparación de la potencia hidráulica de entrada y la potencia mecánica de salida máxima para ambos casos con un caudal de 18.5 l/min, se comprueba que la turbina que se ha diseñado logra obtener una eficiencia del 14%, lo cual indica que se están presentando excesivas pérdidas por fricción entre el fluido y el estator.
- Las curvas de caudal vs. rpm (Figura 3. 20) y caudal vs. presión (Figura 3. 22), señalan que en estas condiciones de funcionamiento, restringidas por el sistema hidráulico auxiliar, el rotor vence su inercia con un caudal de 3.5 l/min con una presión de 0.45 psi, con una velocidad angular mínima que va de 80 a 95 rpm y alcanzará su máxima velocidad de 450 a 455 rpm por efectos de medición, con un caudal de 18.5 l/min y una presión de 10 psi.
- Con el ajuste de las curvas realizadas a partir de la obtención de los datos por el método de medición, se ha conseguido establecer una tendencia que indica el comportamiento del caudal y la presión para velocidades elevadas que logran llegar a los 2330 rpm (Figura 3. 28). Estos datos se pueden utilizar para un posterior rediseño de la turbina.

## 4.2 RECOMENDACIONES

- Recopilar más información sobre modelos matemáticos que se puedan utilizar para el dimensionamiento de los agujeros de escape del fluido y el estator, ya que estas medidas se las ha tomado de investigaciones previas de otros autores con el carácter de optimización.
- Utilizar tecnología de control numérico computarizado (CNC) especialmente en los elementos que requieren de más precisión como son el eje de transmisión de movimiento y los discos. En éstos últimos se realizó dos pruebas de corte la una con plasma y la otra mediante el uso de la fresadora consiguiendo resultados no satisfactorios debido a que se obtiene un acabado deficiente, excesivo desperdicio y deformación de material. En contraste con la máquina CNC de corte en frío se consiguió precisión en el corte del radio externo y simetría entre los agujeros de escape del fluido. Lógicamente esto implica un incremento del costo por maquinado ya que el alquiler de esta máquina por hora es elevado.
- Para este tipo de turbinas es necesario que los rodamientos se coloquen en el exterior del estator y maquinar las chumaceras para estos, ya que en el mercado no hay disponibilidad de soportes para rodamientos con diámetro interno menor a 16 mm. Esto es debido a que al estar en contacto con el agua se deterioran con facilidad afectando al rendimiento de la turbina.
- Utilizar rodamientos de auto-alineación para este tipo de turbinas es un factor muy importante ya que por falencias de percepción en el operario, es difícil conseguir que el agujero interno del disco y el eje se encuentren centrados sin ningún margen de error. Estos ayudaran a aliviar las tensiones en cada rodamiento posicionándolos automáticamente para que el rotor gire con absoluta libertad.
- Para estudios posteriores, se recomienda realizar los ensayos cambiando los fluidos con otros como pueden ser aire, o vapor de agua, en éste último se puede diseñar otros elementos como toberas, difusores etc.

## MATERIALES DE REFERENCIA

### Bibliografía

- [1] V. R. Gingery, de *Building a tesla turbine*, Rogersville – Estados Unidos, LLC Publishing, 2004, pp. 5-12.
- [2] J. G. Mendoza Larios, *Diseño de una Turbina sin Álabes con Enfoque de Optimización*, Cuernavaca, Morelos, México: CENIDET, 2012.
- [3] W. C. Ton, «Development Of Tesla Turbine For Green Energy Applications,» *Research Gate*, 2010.
- [4] H. Couto, J. Duarte y D. Bastos - Netto, «The Tesla Turbine Revisited,» *8th Asia - Pacific International Symposium on Combustion and Energy Utilization*, n° ISBN 5-89238-086-6, pp. 2 - 4, 2006.
- [5] A. Peshlakai, *Working Fluid Variation and Turbine Performance*, Arizona, USA: Arizona State University, 2012.
- [6] J. Maradey Y O. Pardo, *Análisis Y Construcción De Una Turbina Tesla*, Bucaramanga: Universidad Industrial De Santander, 2005.
- [7] R. L. Mott, «Mecánica De Fluídos,» México, Pearson Educación, 2006, Pp. 3-17.
- [8] A. Viedma Robles Y B. Zamora Parra, «Teoría De Máquinas Hidráulicas,» Universidad De Murcia, Murcia, 1997.
- [9] P. Fernández Díez, «Turbinas Hidráulicas,» Cantabria, Universidad De Cantabria, Pp. 2-3.
- [10] A. F. Rey Ladino, *Numerical Simulation of the Flow Field (Tesla Turbine)*, Bogotá, Colombia: National University of Colombia, 2004.
- [11] Wikipedia, «Wikipedia,» [En línea]. Available: <https://es.wikipedia.org/wiki/Sensor>. [Último acceso: 19 Agosto 2016].
- [12] B. R. L., *Introducción al análisis de circuitos*, México: PEARSON Educación, 2004.



- [13] arduino, [En línea]. Available: <http://arduino.cl/arduino-mega-2560/>. [Último acceso: 20 Agosto 2016].
- [14] J. Roldán, de *Fuentes de Energía*, Madrid, Paraninfo, 2008, pp. 161-162.
- [15] H. García Y A. Nava, «[Http://Www.Ingenieria.Unam.Mx,](http://Www.Ingenieria.Unam.Mx/)» Abril 2013. [En Línea]. Available: <Http://Www.Ingenieria.Unam.Mx/>
- [16] J. N. R. Budynas, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, México D.F.: McGraw Hill, 2008.
- [17] SKF, *Catálogo de Rodamientos "SKF"*, Suecia, 2006.
- [18] <https://www.ingenieriaindustrialonline.com/>, «AMFE».

# **ANEXOS**

**ANEXO 1.** Tabla de propiedades físicas del agua

PROPIEDADES FÍSICAS DEL AGUA							
Temperatura (°C)	Peso específico (kN/m <sup>3</sup> )	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	Módulo de elasticidad (kN/m <sup>2</sup> )	Viscosidad dinámica (N·s/m <sup>2</sup> )	Viscosidad cinemática (m <sup>2</sup> /s)	Tensión superficial (N/m)	Presión de vapor (kN/m <sup>2</sup> )
0	9,805	999,8	1,98 · 10 <sup>6</sup>	1,781 · 10 <sup>-3</sup>	1,785 · 10 <sup>-6</sup>	0,0765	0,61
5	9,807	1000,0	2,05 · 10 <sup>6</sup>	1,518 · 10 <sup>-3</sup>	1,519 · 10 <sup>-6</sup>	0,0749	0,87
10	9,804	999,7	2,10 · 10 <sup>6</sup>	1,307 · 10 <sup>-3</sup>	1,306 · 10 <sup>-6</sup>	0,0742	1,23
15	9,798	999,1	2,15 · 10 <sup>6</sup>	1,139 · 10 <sup>-3</sup>	1,139 · 10 <sup>-6</sup>	0,0735	1,70
20	9,789	998,2	2,17 · 10 <sup>6</sup>	1,102 · 10 <sup>-3</sup>	1,003 · 10 <sup>-6</sup>	0,0728	2,34
25	9,777	997,0	2,22 · 10 <sup>6</sup>	0,890 · 10 <sup>-3</sup>	0,893 · 10 <sup>-6</sup>	0,0720	3,17
30	9,764	995,7	2,25 · 10 <sup>6</sup>	0,708 · 10 <sup>-3</sup>	0,800 · 10 <sup>-6</sup>	0,0712	4,24
40	9,730	992,2	2,28 · 10 <sup>6</sup>	0,653 · 10 <sup>-3</sup>	0,658 · 10 <sup>-6</sup>	0,0696	7,38
50	9,689	988,0	2,29 · 10 <sup>6</sup>	0,547 · 10 <sup>-3</sup>	0,553 · 10 <sup>-6</sup>	0,0679	12,33
60	9,642	983,2	2,28 · 10 <sup>6</sup>	0,466 · 10 <sup>-3</sup>	0,474 · 10 <sup>-6</sup>	0,0662	19,92
70	9,589	977,8	2,25 · 10 <sup>6</sup>	0,404 · 10 <sup>-3</sup>	0,413 · 10 <sup>-6</sup>	0,0644	31,16
80	9,530	971,8	2,20 · 10 <sup>6</sup>	0,354 · 10 <sup>-3</sup>	0,364 · 10 <sup>-6</sup>	0,0626	47,34
90	9,466	965,3	2,14 · 10 <sup>6</sup>	0,315 · 10 <sup>-3</sup>	0,326 · 10 <sup>-6</sup>	0,0608	70,10
100	9,399	958,4	2,07 · 10 <sup>6</sup>	0,282 · 10 <sup>-3</sup>	0,294 · 10 <sup>-6</sup>	0,0589	101,33

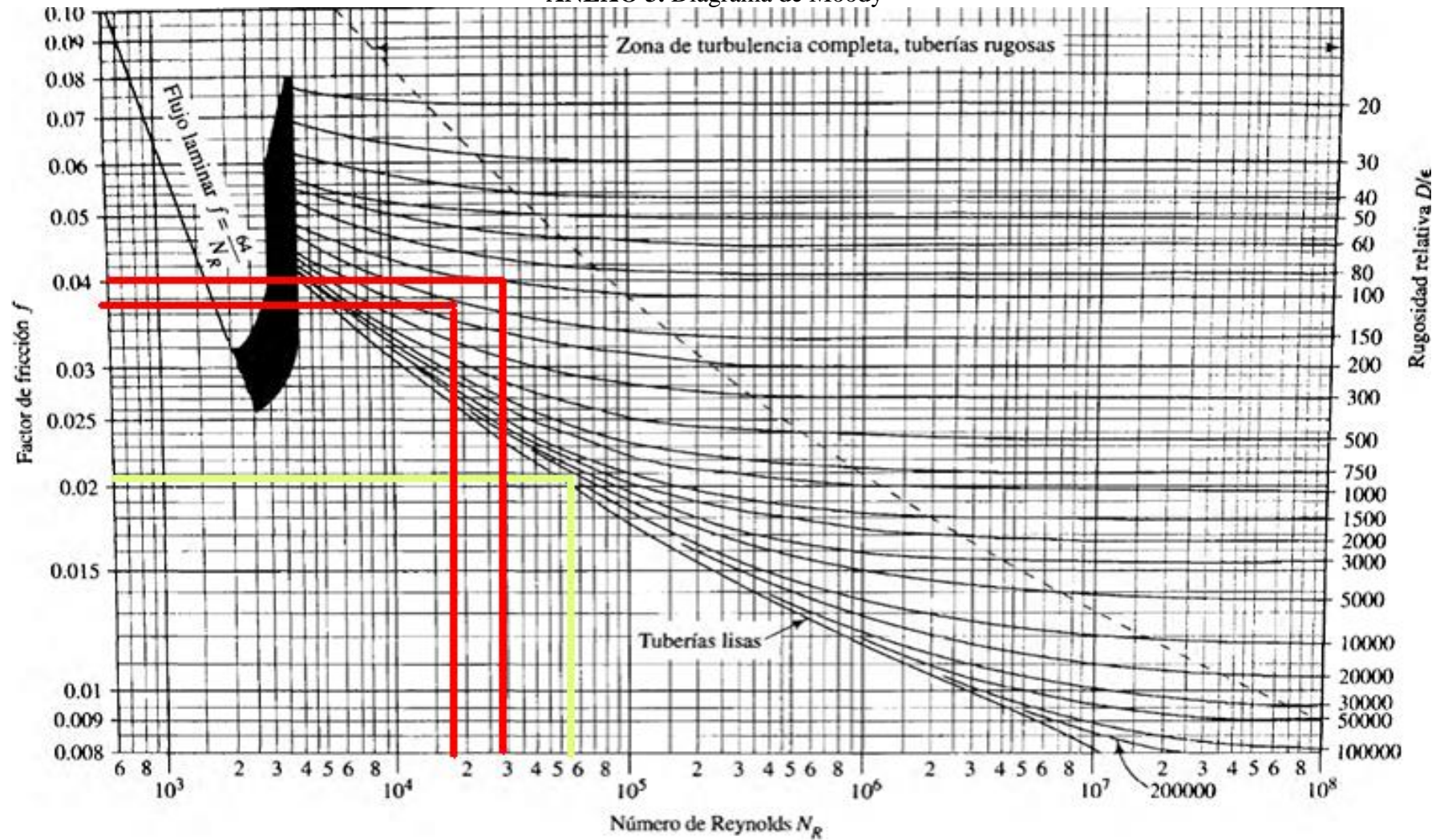
**Fuente:** <http://www.miliarium.com>

ANEXO 2. Tabla de valores de rugosidad

Material	Rugosidad $\epsilon$ (m)	Rugosidad $\epsilon$ (pie)
Vidrio	Liso $3.0 \times 10^{-7}$	Liso $1.0 \times 10^{-6}$
Plástico	$1.5 \times 10^{-6}$	$5.0 \times 10^{-6}$
Tubo extruido; cobre, latón y acero	$4.6 \times 10^{-5}$	$1.5 \times 10^{-4}$
Acero, comercial o soldado	$1.5 \times 10^{-4}$	$5.0 \times 10^{-4}$
Hierro galvanizado	$1.2 \times 10^{-4}$	$4.0 \times 10^{-4}$
Hierro dúctil, recubierto	$2.4 \times 10^{-4}$	$8.0 \times 10^{-4}$
Hierro dúctil, no recubierto	$1.2 \times 10^{-4}$	$4.0 \times 10^{-4}$
Concreto, bien fabricado	$1.8 \times 10^{-3}$	$6.0 \times 10^{-3}$
Acero remachado		

Fuente: Mecánica de fluidos: Robert Mott, 6ta edición.

### ANEXO 3. Diagrama de Moody



Fuente: Mecánica de fluidos: Robert Mott, 6ta edición.

ANEXO 4. Coeficiente de contracción súbita

$D_1/D_2$	Velocidad $U_2$									
	0.6 m/s 2 pies/s	1.2 m/s 4 pies/s	1.8 m/s 6 pies/s	2.4 m/s 8 pies/s	3 m/s 10 pies/s	4.5 m/s 15 pies/s	6 m/s 20 pies/s	9 m/s 30 pies/s	12 m/s 40 pies/s	
1.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	
1.1	0.03	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.05	0.05	0.06	
1.2	0.07	0.07	0.07	0.07	0.08	0.08	0.09	0.10	0.11	
1.4	0.17	0.17	0.17	0.17	0.18	0.18	0.18	0.19	0.20	
1.6	0.26	0.26	0.26	0.26	0.26	0.25	0.25	0.25	0.24	
1.8	0.34	0.34	0.34	0.33	0.33	0.32	0.31	0.29	0.27	
2.0	0.38	0.37	0.37	0.36	0.36	0.34	0.33	0.31	0.29	
2.2	0.40	0.40	0.39	0.39	0.38	0.37	0.35	0.33	0.30	
2.5	0.42	0.42	0.41	0.40	0.40	0.38	0.37	0.34	0.31	
3.0	0.44	0.44	0.43	0.42	0.42	0.40	0.39	0.36	0.33	
4.0	0.47	0.46	0.45	0.45	0.44	0.42	0.41	0.37	0.34	
5.0	0.48	0.47	0.47	0.46	0.45	0.44	0.42	0.38	0.35	
10.0	0.49	0.48	0.48	0.47	0.46	0.45	0.43	0.40	0.36	
$\infty$	0.49	0.48	0.48	0.47	0.47	0.45	0.44	0.41	0.38	

Fuente: Mecánica de fluidos: Robert Mott, 6ta edición.

## ANEXO 5. Propiedades mecánicas de los aceros

Número	Material	Condición	Resistencia (a la tensión)						
			Fluencia $S_y$ MPa (kpsi)	Última $S_u$ MPa (kpsi)	A la fractura, $\sigma_f$ MPa (kpsi)	Coefficiente $\sigma_{or}$ MPa (kpsi)	Resistencia a la deformación, exponente $m$	Resistencia a la fractura $\epsilon_f$	
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1) <sup>†</sup>	620 (90.0)	0.25	1.05	
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130) <sup>†</sup>	992 (144)	0.14	0.49	
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106) <sup>†</sup>	758 (110)	0.24	0.85	
1045	Acero	TyR 600°F	1 520 (220)	1 580 (230)	2 380 (345)	1 880 (273) <sup>†</sup>	0.041	0.81	
4142	Acero	TyR 600°F	1 720 (250)	1 930 (210)	2 340 (340)	1 760 (255) <sup>†</sup>	0.048	0.43	
303	Acero inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1 520 (221) <sup>†</sup>	1 410 (205)	0.51	1.16	
304	Acero inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1 600 (233) <sup>†</sup>	1 270 (185)	0.45	1.67	
2011	Aleación de aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2) <sup>†</sup>	620 (90)	0.28	0.10	
2024	Aleación de aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3) <sup>†</sup>	689 (100)	0.15	0.18	
7075	Aleación de aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102) <sup>†</sup>	882 (128)	0.13	0.18	

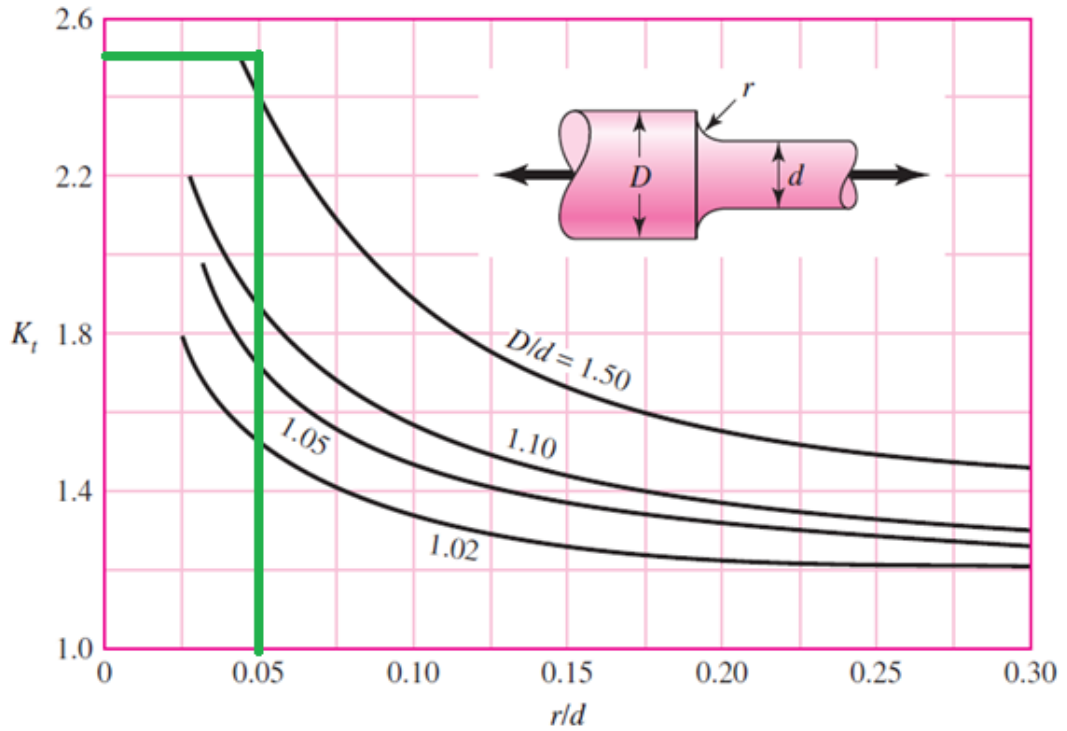
\*Los valores se tomaron de una o dos coladas y se consideran que pueden obtenerse usando especificaciones de compra. La deformación por fractura puede variar hasta en 100%.

<sup>†</sup>Valor derivado.

**Fuente:** Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 8va edición.

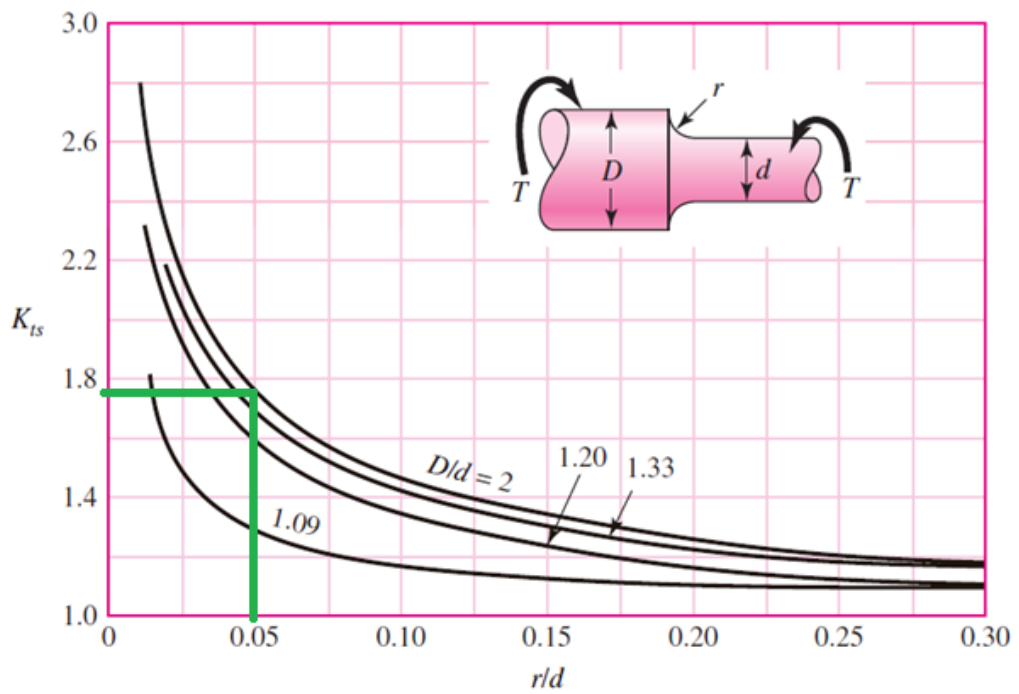


**ANEXO 6.** Factor de concentración de esfuerzos por flexión



**Fuente:** Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 8va edición.

**ANEXO 7.** Factor de concentración de esfuerzos por torsión



**Fuente:** Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 8va edición.



**ANEXO 8. Factor de superficie**

Acabado superficial	Factor <i>a</i>		Exponente <i>b</i>
	<i>S<sub>UT</sub></i> kpsi	<i>S<sub>UT</sub></i> MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

**Fuente:** Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 8va edición.

**ANEXO 9. Factor de tamaño**

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

**Fuente:** Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 8va edición.

**ANEXO 10. Factor de confiabilidad**

Confiabilidad, %	Variación de transformación <i>z<sub>a</sub></i>	Factor de confiabilidad <i>k<sub>e</sub></i>
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

**Fuente:** Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 8va edición.

**ANEXO 11. Rodamientos de autoalineación**

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades	Velocidad	Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica	estática	$P_u$	Velocidad de referencia	límite		Rodamiento con agujero cilíndrico	agujero cónico
mm			kN	kN	kN	rpm		kg	-	
5	19	6	2,51	0,48	0,025	63 000	45 000	0,009	<b>135 TN9</b>	-
6	19	6	2,51	0,48	0,025	70 000	45 000	0,009	<b>126 TN9</b>	-
7	22	7	2,65	0,56	0,029	63 000	40 000	0,014	<b>127 TN9</b>	-
8	22	7	2,65	0,56	0,029	60 000	40 000	0,014	<b>108 TN9</b>	-
9	26	8	3,90	0,82	0,043	60 000	38 000	0,022	<b>129 TN9</b>	-
<b>10</b>	<b>30</b>	<b>9</b>	<b>5,53</b>	<b>1,18</b>	<b>0,061</b>	<b>56 000</b>	<b>36 000</b>	<b>0,034</b>	<b>1200 ETN9</b>	-
	30	11	6,88	1,73	0,078	56 000	34 000	0,047	<b>1200 ETN9</b>	-
<b>12</b>	32	10	6,24	1,43	0,072	50 000	32 000	0,040	<b>1201 ETN9</b>	-
	32	14	8,52	1,90	0,098	45 000	30 000	0,053	<b>2201 ETN9</b>	-
	37	12	9,36	2,16	0,12	40 000	28 000	0,067	<b>1301 ETN9</b>	-
	37	17	11,7	2,70	0,14	38 000	28 000	0,095	<b>2301</b>	-
<b>15</b>	35	11	7,41	1,76	0,09	45 000	28 000	0,049	<b>1202 ETN9</b>	-
	35	14	8,71	2,04	0,11	38 000	26 000	0,060	<b>2202 ETN9</b>	-
	42	13	10,8	2,60	0,14	34 000	24 000	0,094	<b>1302 ETN9</b>	-
	42	17	11,9	2,90	0,15	32 000	24 000	0,12	<b>2302</b>	-
<b>17</b>	40	12	8,84	2,20	0,12	38 000	24 000	0,073	<b>1203 ETN9</b>	-
	40	16	10,6	2,55	0,14	34 000	24 000	0,088	<b>2203 ETN9</b>	-
	47	14	12,7	3,40	0,18	28 000	20 000	0,12	<b>1303 ETN9</b>	-
	47	19	14,6	3,55	0,19	30 000	22 000	0,16	<b>2303</b>	-
<b>20</b>	47	14	12,7	3,4	0,18	32 000	20 000	0,12	<b>1204 ETN9</b>	<b>1204 EKTN9</b>
	47	18	16,8	4,15	0,22	28 000	20 000	0,14	<b>2204 ETN9</b>	-
	52	15	14,3	4	0,21	26 000	18 000	0,16	<b>1304 ETN9</b>	-
	52	21	18,2	4,75	0,24	26 000	19 000	0,22	<b>2304 TN</b>	-
<b>25</b>	52	15	14,3	4	0,21	28 000	18 000	0,14	<b>1205 ETN9</b>	<b>1205 EKTN9</b>
	52	18	16,8	4,4	0,23	26 000	18 000	0,16	<b>2205 ETN9</b>	<b>2205 EKTN9</b>
	62	17	19	5,4	0,28	22 000	15 000	0,26	<b>1305 ETN9</b>	<b>1305 EKTN9</b>
	62	24	27	7,1	0,37	22 000	16 000	0,34	<b>2305 ETN9</b>	-

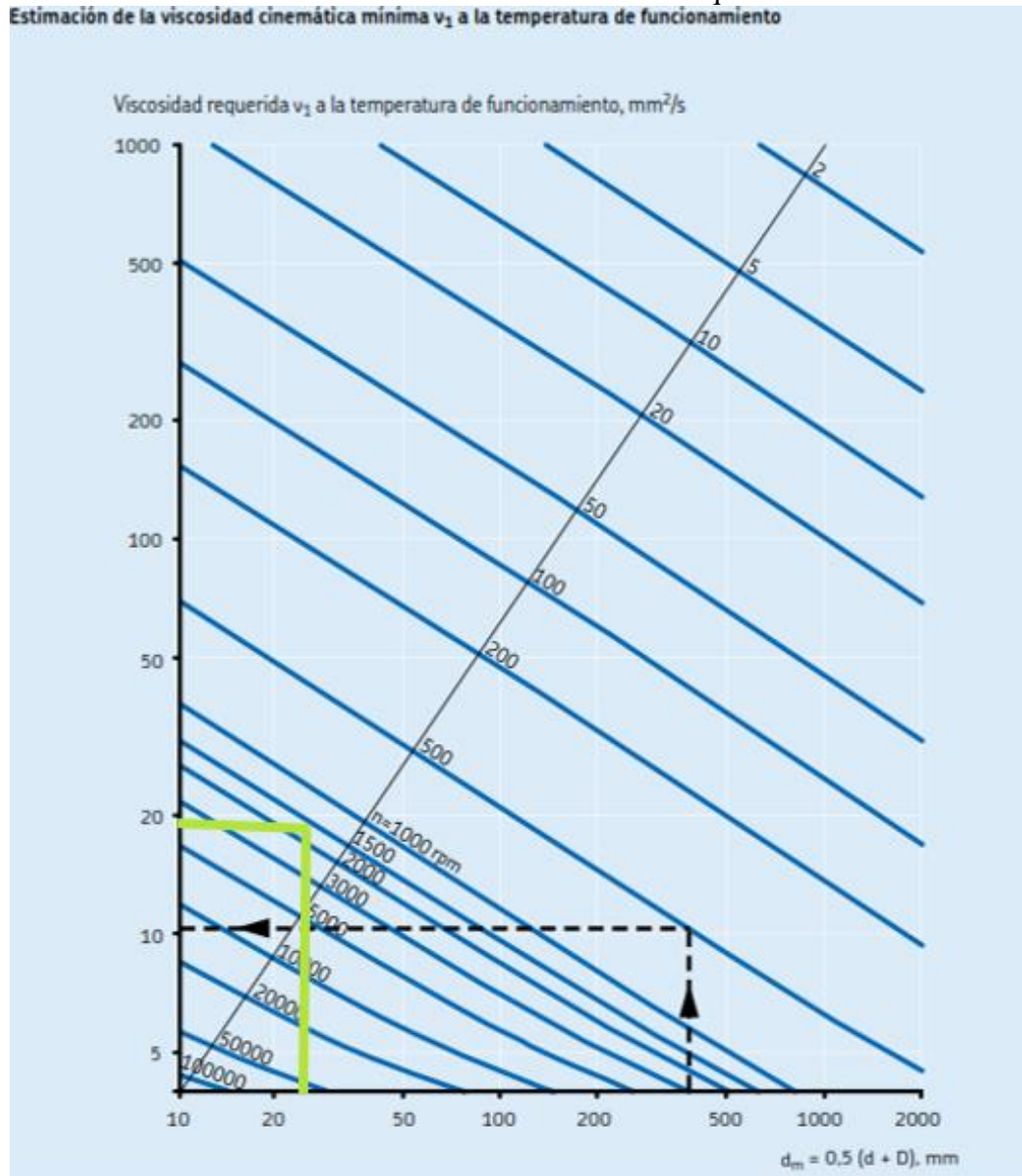
**Fuente:** Catálogo de rodamientos SKF.

**ANEXO 12.** Tabla de Valores para el factor  $a_1$

Fiabilidad %	Probabilidad de fallo n %	Vida nominal SKF $L_{nm}$	Factor $a_1$
90	10	$L_{10m}$	1
95	5	$L_{5m}$	0,62
96	4	$L_{4m}$	0,53
97	3	$L_{3m}$	0,44
98	2	$L_{2m}$	0,33
99	1	$L_{1m}$	0,21

Fuente: Catálogo de rodamientos SKF

**ANEXO 13.** Grafica de viscosidad requerida



Fuente: Catálogo de rodamientos SKF

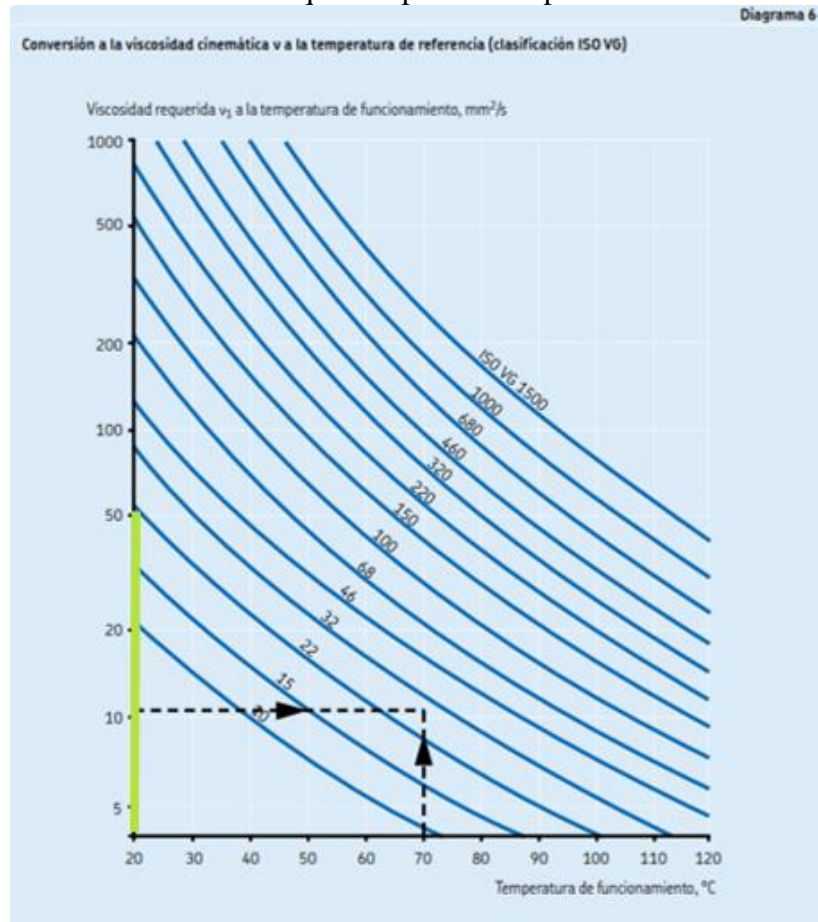
**ANEXO 14.** Tabla de viscosidad para el lubricante

Tabla 3

Clasificación de viscosidad según la ISO 3448			
Grado de viscosidad	Límites de viscosidad cinemática a 40 °C		
	medio	mín	máx
mm <sup>2</sup> /s			
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,00	11,0
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1 000	1 000	900	1 100
ISO VG 1 500	1 500	1 350	1 650

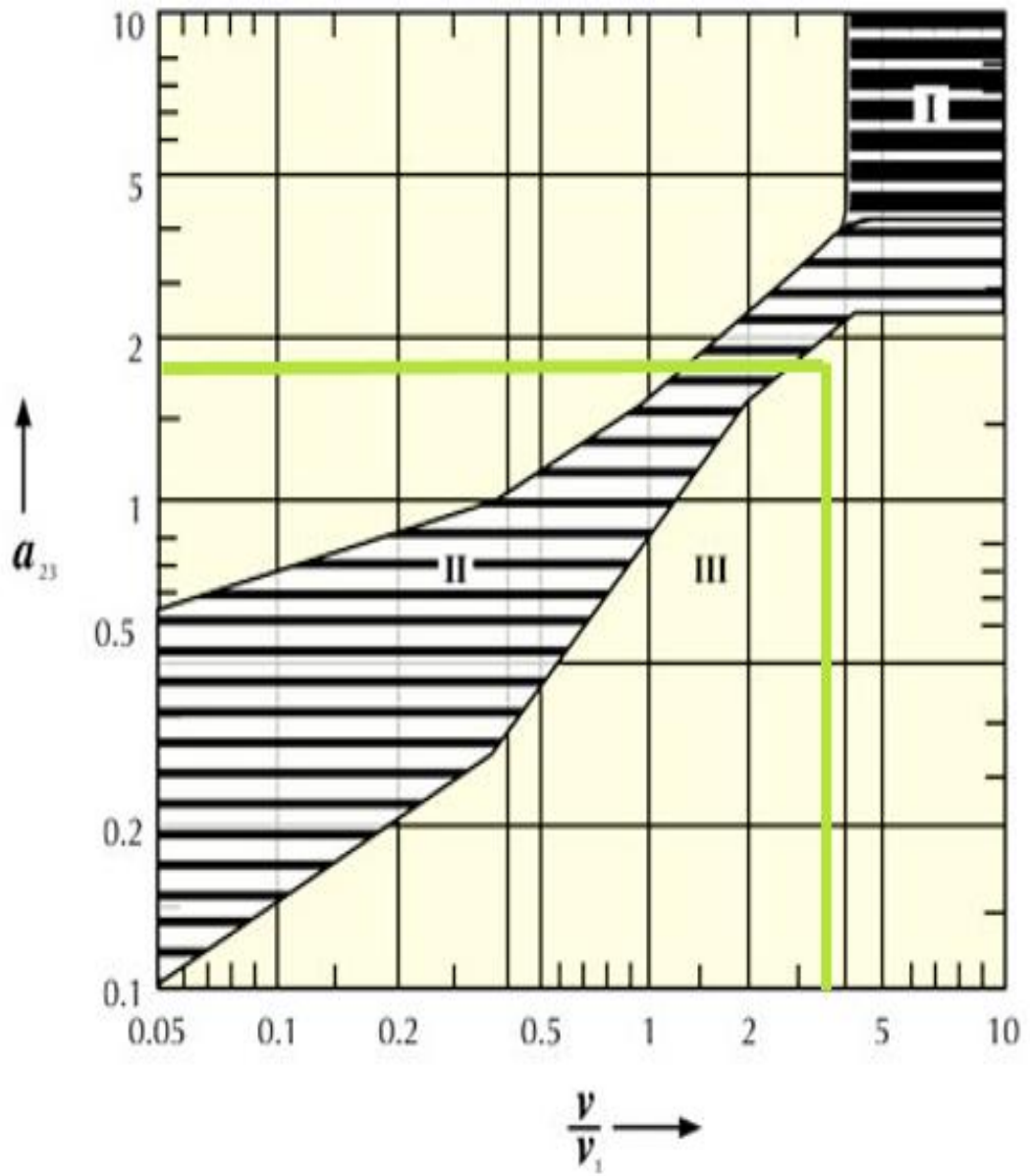
**Fuente:** Catálogo de rodamientos SKF

**ANEXO 15.** Viscosidad requerida para la temperatura de funcionamiento



**Fuente:** Catálogo de rodamientos SKF

ANEXO 16. Tabla de Valores para el factor  $a_{23}$



Fuente: Catálogo de rodamientos SKF

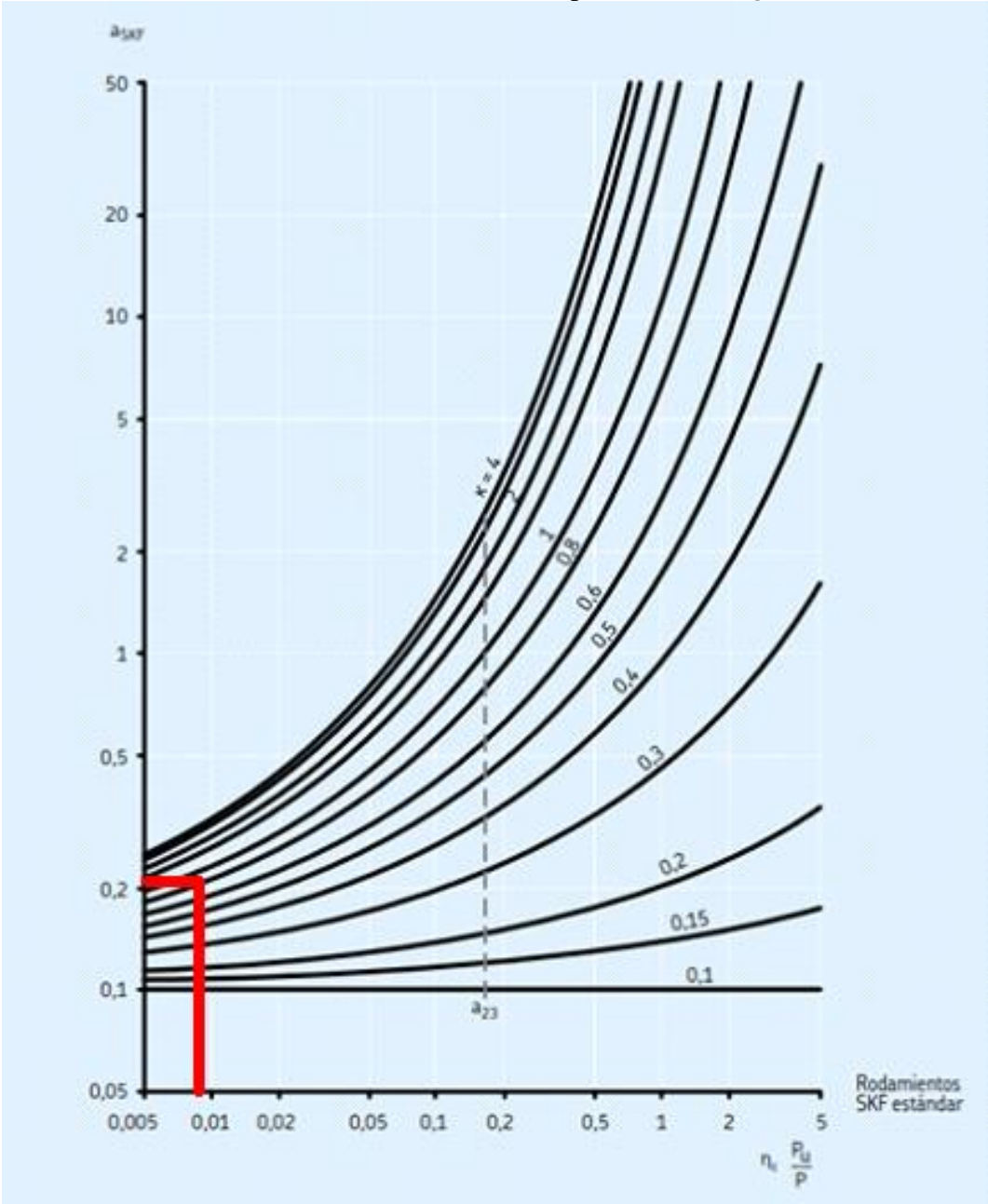


**ANEXO 17. Valores de C1 y C2**

Nivel de contaminación	Condiciones de funcionamiento	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>
<b>Gran limpieza</b>	Montaje muy limpio; sistema de sellado muy bueno en relación con las condiciones de funcionamiento; relubricación continua o en intervalos cortos Rodamientos sellados lubricados con grasa de por vida, con una capacidad de sellado apropiada para las condiciones de funcionamiento	0,0864	0,6796
<b>Limpieza normal</b>	Montaje limpio; sistema de sellado bueno en relación con las condiciones de funcionamiento; relubricación de acuerdo con las especificaciones del fabricante Rodamientos con placa de protección lubricados con grasa de por vida, con una capacidad de sellado apropiada para las condiciones de funcionamiento	0,0432	1,141
<b>Contaminación leve a típica</b>	Montaje limpio; capacidad de sellado moderada en relación con las condiciones de funcionamiento; relubricación de acuerdo con las especificaciones del fabricante	0,0177	1,8871 <sup>1)</sup>
<b>Contaminación severa</b>	Montaje en el taller; rodamiento y aplicación carente de limpieza adecuada antes del montaje; sellado inefectivo en relación con las condiciones de funcionamiento; intervalos de relubricación más largos que los recomendados por el fabricante	0,0115	2,662
<b>Contaminación muy severa</b>	Montaje en entornos contaminados; sistema de sellado inadecuado; intervalos de relubricación demasiado largos	0,00617	4,06

**Fuente:** Catálogo de rodamientos SKF

ANEXO 18. Tabla de Valores para el factor  $a_{SKF}$



Fuente: Catálogo de rodamientos SKF

**ANEXO 19.** Tabla de Valores para el factor  $f_s$

$f_s = 1.2$  hasta  $2.5$  para exigencia elevadas

$f_s = 0.8$  hasta  $1.2$  para exigencia normales

$f_s = 0.5$  hasta  $0.8$  para exigencia reducidas

**Fuente:** Catálogo de rodamientos SKF

**ANEXO 20.** Tabla de Valores para el factor  $f_l$

$l_h$	$f_l$	$l_h$	$f_l$	$l_h$	$f_l$	$l_h$	$f_l$	$l_h$	$f_l$
<b>h</b>		<b>h</b>		<b>h</b>		<b>h</b>		<b>h</b>	
300	0.843	1100	1.3	4400	2.06	18000	3.3	70000	5.19
320	0.862	1200	1.34	4600	2.1	19000	3.36	75000	5.31
340	0.879	1300	1.38	4800	2.13	20000	3.42	80000	5.43
360	0.896	1400	1.41	5000	2.15	22000	3.53	85000	5.54
380	0.913	1500	1.44	5500	2.22	24000	3.63	90000	5.65
400	0.928	1600	1.47	6000	2.29	26000	3.73	100000	5.85

**Fuente:** Catálogo de rodamientos SKF

**ANEXO 21.** Tabla de Valores para el factor  $f_n$

$n$	$f_n$	$n$	$f_n$	$n$	$f_n$	$n$	$f_n$
$min^{-1}$		$min^{-1}$		$min^{-1}$		$min^{-1}$	
10	1.49	55	0.846	340	0.461	1800	0.265
11	1.45	60	0.822	360	0.452	1900	0.26
12	1.41	65	0.8	380	0.444	2000	0.255
13	1.37	70	0.781	400	0.437	2200	0.247
14	1.34	75	0.763	420	0.43	2400	0.24

**Fuente:** Catálogo de rodamientos SKF



## ANEXO 22. Código de programación (Arduino)

```
#include<LiquidCrystal.h>
LiquidCrystal lcd(12, 11, 7, 6, 5, 4);
volatile int rpmcont;
int Calc;
int pin_sensor=2;

void rpm()
{
  rpmcont++;
}

void setup() {
  // put your setup code here, to run once:
  Serial.begin(9600);
  lcd.begin(16, 2);
  lcd.print("Medidor de Flujo");
  delay(1000);
  lcd.clear();
  rpmcont=0;

  attachInterrupt(1 , rpm,RISING);
}

void loop() {
  // put your main code here, to run repeatedly:
  rpmcont=0;
  sei();
  delay (1000);
  cli();
  Calc = (rpmcont * 60 / 350);
  Serial.print(Calc, DEC);
  Serial.print("L/min\r\n");
  lcd.setCursor(4,0);
  lcd.print(Calc);
  lcd.print("L/min");
  lcd.setCursor(4,1);
  lcd.print(rpmcont);
  lcd.print("rpm");
  attachInterrupt(1 , rpm,RISING);
}
```

**Fuente:** Autor

**ANEXO 23.** Tabla de Valores RPM vs VOLTAJE

R/min	Voltaje en DC sin carga	Resistencia de carga 3ohm			Resistencia de carga 11.7 ohm		
		W	V	mA	W	V	mA
500	2.8 V	0.33 W	1 V	333 mA	0.41 W	2.2 V	188 mA
1000	5.7 V	1.33 W	2 V	666 mA	1.36 W	4 V	341 mA
1500	8.5 V	2.8 W	2.9 V	960 mA	2.68 W	5.6 V	478 mA
2000	11.4 V	4.56 W	3.7 V	1.23 A	6 W	8.4 V	717 mA
2500	12 V	6.75 W	4.5 V	1.5 A	9 W	10.3 V	880 mA
5000	24 V	27 W	9V	3 A	36 W	20.6 V	1.76 A

**Fuente:** Fabricante del generador de imanes

## ANEXO 24. Tabla de remuneraciones (salario mínimo sectorial)

**RAMAS DE ACTIVIDAD ECONÓMICA:**

- 1.- INDUSTRIAS BÁSICAS DEL HIERRO, ACERO Y METALES NO FERROSOS
- 2.- FABRICACIÓN DE MUEBLES Y ACCESORIOS METÁLICOS
- 3.- FABRICACIÓN DE OTROS PRODUCTOS METÁLICOS (ENVASES, RECIPIENTES, UTENSILLOS DE USO DOMÉSTICO, PRODUCTOS DE TORNILLERÍA, CLAVOS,
- 4.- TUERCAS ARTÍCULOS DE ALAMBRE), EXCEPTO MAQUINARIA Y EQUIPOS
- 5.- FABRICACIÓN DE PRODUCTOS METÁLICOS ESTRUCTURALES

CARGO / ACTIVIDAD	ESTRUCTURA OCUPACIONAL	COMENTARIOS / DETALLES DEL CARGO O ACTIVIDAD	CÓDIGO IESS	SALARIO MÍNIMO SECTORIAL 2016
JEFE DE PRIMER NIVEL DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	B1	INCLUYE: JEFE DE MANTENIMIENTO, JEFE DE DISTRIBUCIÓN Y LOGÍSTICA, JEFE DE CONTROL DE CALIDAD, JEFE DE RECURSOS HUMANOS, JEFE DE PRODUCCIÓN, JEFE DE BODEGA, JEFE DE PLANTA, JEFE DE PROYECTO, JEFE DE VENTAS, JEFE DE COMPRAS	08100000000001	380,71
JEFE/COORDINADOR DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	B2	INCLUYE: JEFE DE SECCIÓN, JEFE DE INSTALACION, JEFE DE TALLER, JEFE DE ENDEZADORA, JEFE DE MAESTRANZA, JEFE DE MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS; JEFE DE MATRICEROS INCLUYE RODILLOS Y CAJAS DE LAMINACIÓN, JEFE DE TALLERES DE REPETIDORES, JEFE DE MANTENIMIENTO MECÁNICO Y ELÉCTRICO	0804289300002	380,60
ANALISTA/ESPECIALISTA/ INSPECTOR/SUPERVISOR DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	B3	INCLUYE: SUPERVISOR DE PRODUCCIÓN, SUPERVISOR DE MANTENIMIENTO MECÁNICO, SUPERVISOR DE MANTENIMIENTO ELÉCTRICO, SUPERVISOR DE MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS, SUPERVISOR DE PATIOS Y MOVIMIENTO, SUPERVISOR DE ENDEZADORA, SUPERVISOR DE BODEGA, SUPERVISOR DE ABASTECIMIENTO DE MATERIA PRIMA, INSPECTOR DE CONTROL DE CALIDAD, INSPECTOR DE PALANQUILLA, INSPECTOR MANTENIMIENTO ELÉCTRICO PREVENTIVO, INSPECTOR MANTENIMIENTO MECÁNICO PREVENTIVO	08300000000003	380,45
TÉCNICOS DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	C1	INCLUYE: OPERADOR OXICORTE DIGITAL, OPERADOR BARLADORA DIGITAL, ELECTROMECÁNICO, ELECTRÓNICO, OPERADOR DE CORTE DE HILO, OPERADOR DE MÁQUINAS DE ELECTROEROSIÓN, PREPARADOR DE COLORES, OPERADOR DE SECCIÓN, TORNERO, SOLDADOR ESPECIALIZADO, ELECTRICISTA ESPECIALIZADO, MECÁNICO ESPECIALIZADO, OPERADOR SENIOR	08200000000006	380,35
OPERADOR GENERAL DE MAQUINARIA/EQUIPO DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	C2	INCLUYE: OPERADOR JUNIOR, CERRAJERO	08200000000005	380,09
ESMALTADOR Y ENLOZADOR DE UTENSILLOS DE USO DOMÉSTICO	C3		0804289900106	380,09
AUXILIAR / AYUDANTE DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	D2	INCLUYE: AYUDANTES EN GENERAL	08200000000009	377,75
AUXILIAR / AYUDANTE DEL SECTOR DE METALMECÁNICA SIN EXPERIENCIA	E2	INCLUYE: AYUDANTES SIN EXPERIENCIA PREVIA	08200000000010	375,37

**Fuente:** <http://www.trabajo.gob.ec/>

## ANEXO 25. Construcción del prototipo de la turbina Tesla y el banco de pruebas

### 1. Estator en fundición de hierro nodular



### 2. Maquinado del estator





3. Maquinado de las guías para retenedores de agua



4. Perforaciones para la entrada y salida del fluido en la turbina







5. Perforaciones tipo brida en el estator



6. Corte de los discos en máquina CNC



7. Perforaciones en planchas de acrílico



8. Torneado del eje de transmisión en acero inoxidable 304

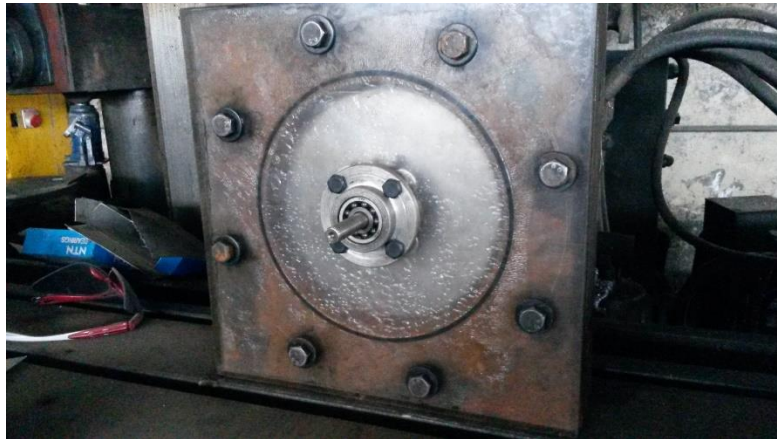


9. Fabricación de las chumaceras





## 10. Ensamble de todos los elementos de la turbina

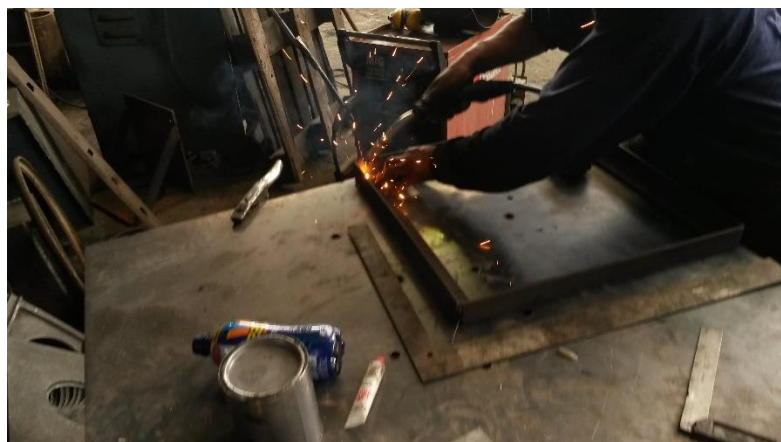


## ANEXO 26. Construcción de la estructura para el banco de pruebas

### 1. Corte de los perfiles



### 2. Unión mediante soldadura para el perfil en L y tubo cuadrado





### 3. Banco de Pruebas final



#### ANEXO 27. Mediciones en el banco de pruebas

##### 1. Medición de velocidad angular en el eje



##### 2. Medición de voltaje y caudal



**ANEXO 28.** Planos del banco de pruebas: Turbina Tesla