



**Diseño y construcción de una máquina tribológica para pruebas de abrasión en medio acuoso según la  
norma ASTM G105 – 16**

Curicama Tapia, Christian Alexander y Yáñez Borja, Víctor Eduardo

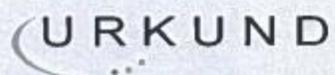
Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Trabajo de Titulación previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico

Ing. Sánchez Sánchez, Xavier Rolando, PhD.

27 de Agosto de 2021



## Urkund Analysis Result

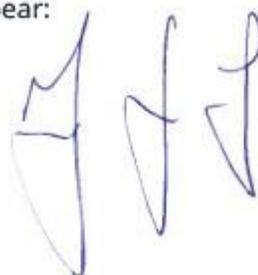
**Analysed Document:** Tesis Curicama-Yanez.pdf (D111759331)  
**Submitted:** 8/27/2021 6:09:00 PM  
**Submitted By:** vaerazo@utn.edu.ec  
**Significance:** 1 %

### Sources included in the report:

TESIS TODO CORREGIDA ISO 690.docx (D14861830)  
<https://docplayer.es/81747797-Departamento-de-ciencias-de-la-energia-y-mecanica-carrera-de-ingenieria-en-mecanica-tesis-previo-a-la-obtencion-del-titulo-de-ingeniero-en-mecanica.html>  
<https://repositorio.unicordoba.edu.co/bitstream/handle/ucordoba/699/Proyecto%20de%20Grado%20Luis%20David%20Quintero-Andres%20Ricardo%20Geney.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

### Instances where selected sources appear:

3





DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA  
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**CERTIFICACIÓN**

Certifico que el trabajo de titulación, “**Diseño y construcción de una máquina tribológica para pruebas de abrasión en medio acuoso según la norma ASTM G105 – 16**” fue realizado por los señores **Curicama Tapia, Christian Alexander y Yáñez Borja, Víctor Eduardo** el cual ha sido revisado y analizado en su totalidad por la herramienta de verificación de similitud de contenido; por lo tanto cumple con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que lo sustente públicamente.

Sangolquí, 01 de Septiembre del 2021

Firma:

Ing. Sánchez Sánchez, Xavier Rolando, PhD.

Director

C. C.: 1712575826



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA  
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

RESPONSABILIDAD DE AUTORÍA

Nosotros, **Curicama Tapia, Christian Alexander** y **Yánez Borja, Víctor Eduardo**, con cédulas de ciudadanía n° 0603367574 y n° 1720401361, declaramos que el contenido, ideas y criterios del trabajo de titulación: **“Diseño y construcción de una máquina tribológica para pruebas de abrasión en medio acuoso según la norma ASTM G105 – 16”** es nuestra autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos, y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Sangolquí, 01 de Septiembre del 2021

Firmas

**Curicama Tapia, Christian Alexander**

C.C: 0603367574

**Yánez Borja, Víctor Eduardo**

C.C: 1720401361



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y  
MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**AUTORIZACIÓN DE PUBLICACIÓN**

Nosotros, **Curicama Tapia, Christian Alexander** y **Yánez Borja, Víctor Eduardo**, con cédulas de ciudadanía n° 0603367574 y n° 1720401361, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de titulación: **“Diseño y construcción de una máquina tribológica para pruebas de abrasión en medio acuoso según la norma ASTM G105 – 16”** en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra responsabilidad.

Sangolquí, 01 de Septiembre del 2021

Firmas:

**Curicama Tapia, Christian Alexander**

C.C: 0603367574

**Yánez Borja, Víctor Eduardo**

C.C: 1720401361

## AGRADECIMIENTOS

A mi Madre y mi Padre que con su esfuerzo y dedicación me ayudaron a culminar mi carrera universitaria y me dieron el apoyo suficiente para poder lograrlo.

A la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, por abrirme las puertas y formarme como profesional.

A nuestro tutor por su apoyo, guía y orientación en el desarrollo de nuestro trabajo de titulación.

A mi amigo y compañero de tesis, Víctor Yáñez por su apoyo y entrega en el desarrollo de este proyecto de titulación.

A todos mis profesores por sus conocimientos impartidos durante este tiempo, mi eterna gratitud.

A todas las personas que en una u otra forma me apoyaron en la realización de este trabajo de grado.

*Christian A. Curicama T.*

A Dios, por alinear los acontecimientos que nos llevaron hacia adelante y nos dieron voluntad aun cuando las cosas parecían estancarse.

A mis dos madres, por ser las patrocinadoras morales y económicas de este proyecto.

A mi familia, por todas sus muestras de apoyo y afecto en cada paso dado durante este trabajo.

A Christian, por toda la amistad, lealtad y sacrificio entregados en este proyecto, que fue idea suya y hoy se materializa.

A nuestro tutor y profesores, cuya combinación de conocimientos y motivación aplicada a esta idea permitió su desarrollo y complejión.

A mis amigos cercanos, por su apoyo moral y por su preocupación.

*Víctor E. Yáñez B.*

## DEDICATORIA

A Dios y la Madre Dolorosa por haberme permitido cumplir este objetivo en mi vida profesional.

A mis padres Anita y Francisco, quienes a lo largo de mi vida han velado por mi bienestar siendo mi apoyo en todo momento y depositando su confianza en mí, sin dudar de mi capacidad e inteligencia para poder lograrlo.

Gracias a ellos soy lo que soy el día de hoy.

A mi tío Ángel, por ser un ejemplo para mí, aunque esta pandemia nos separó físicamente sé que estas muy orgulloso de lo que estamos logrando.

A mi tía Magaly, por la motivación constante y sus palabras de aliento para superar cualquier adversidad.

A mi hermano Javier, por impulsarme y apoyarme a cumplir este sueño.

A toda mi familia, quienes nunca dejaron de confiar en mí.

*Christian A. Curicama T.*

A ti madre, por sobrecargarte en todas las responsabilidades del día a día;

A usted mamita boli, por ausentarme cuando requería mi compañía;

A ti hermana, por alejarme en este año tan importante en tu vida;

A ti Nicole, por deshacer nuestros planes más de una vez;

A ustedes, tío Aníbal y Tato, por su apoyo incondicional aún sin retribución de mi parte;

A ustedes, Equipo JT, por su incondicional apoyo cada vez que lo necesitaba;

A todos quienes supieron comprender mi ausencia, sofocar mi estrés y motivar mi avance;

Con todo el cariño que tengo les dedico este proyecto.

*Víctor E. Yáñez B.*

**ÍNDICE DE CONTENIDOS**

Capítulo 1 – Generalidades .....	17
Antecedentes .....	17
Definición del problema .....	18
Objetivos .....	19
Objetivo general .....	19
Objetivos específicos .....	20
Justificación e importancia .....	20
Alcance .....	21
Capítulo 2 – Marco Teórico .....	22
Desgaste .....	22
Definiciones preliminares .....	22
Clasificación .....	22
Medición del desgaste .....	24
Mecanismo de desgaste por abrasión .....	26
Definición .....	26
Tipos de abrasión .....	27
Abrasivos .....	29
Sistemas de transmisión de potencia .....	32
Transmisión de potencia mediante sinfín – corona .....	32
Ejes .....	34
Sistemas eléctricos y electrónicos .....	40
Control de motores eléctricos .....	40
Control de sensores electrónicos .....	42

Capítulo 3 – Diseño .....	46
Selección de diseño .....	46
Esquema general de diseño.....	46
Selección de equipos .....	46
Diseño del equipo .....	51
Componentes normados por la ASTM G105-16 .....	51
Sistema de transmisión de Potencia.....	56
Diseño del soporte mecánico .....	64
Diseño del circuito eléctrico .....	72
Diseño del circuito electrónico .....	76
Programación del microcontrolador ARDUINO .....	82
Capítulo 4 – Ensayo y Resultados.....	83
Preparación del ensayo .....	83
Probetas.....	83
Consumibles .....	84
Medición de dureza.....	84
Realización del ensayo .....	86
Análisis de resultados.....	94
Capítulo 5 – Análisis Financiero y de Costos .....	101
Costos directos .....	101
Costos indirectos .....	105
Costo total.....	105
Costo por prestación de servicio .....	106

Capítulo 6 – Conclusiones y Recomendaciones .....	106
Conclusiones .....	109
Recomendaciones .....	110
Bibliografía .....	111
Anexos .....	115

## INDICE DE TABLAS

Tabla 1 <i>Variables de análisis en la medición del desgaste</i> .....	25
Tabla 2 <i>Valores de dureza Vickers – abrasivos más comunes y fases metálicas más comunes</i> .....	30
Tabla 3 <i>Métodos de conexión para circuitos de control en motores eléctricos</i> .....	40
Tabla 4 <i>Ponderación individual de cada variable para selección</i> .....	47
Tabla 5 <i>Características de selección y valor de clasificación para los componentes de funcionamiento</i> .....	48
Tabla 6 <i>Matriz de valor y decisión</i> .....	50
Tabla 7 <i>“Aceros utilizados para el ensayo”</i> .....	51
Tabla 8 <i>Características mecánicas del acero AISI/SAE 1020</i> .....	52
Tabla 9 <i>Características del motor eléctrico del equipo</i> .....	56
Tabla 10 <i>Características de la caja reductora del equipo</i> .....	57
Tabla 11 <i>Propiedades mecánicas del acero SAE 1018</i> .....	58
Tabla 12 <i>Propiedades físicas del ABS</i> .....	68
Tabla 13 <i>Características eléctricas del variador de frecuencia</i> .....	74
Tabla 14 <i>Características del sensor de carga</i> .....	77
Tabla 15 <i>Características del circuito HX711</i> .....	77
Tabla 16 <i>Características de funcionamiento del sensor SS49E</i> .....	79
Tabla 17 <i>Características del transductor KY-024</i> .....	79
Tabla 18 <i>Características del circuito Arduino MEGA 2560</i> .....	80
Tabla 19 <i>Especificaciones del display 16x2</i> .....	81
Tabla 20 <i>Valores obtenidos en medición de dureza SHORE Tipo D y conversión a SHORE Tipo A</i> .	86
Tabla 21 <i>Valores de masa para cada probeta tomados antes del ensayo</i> .....	87
Tabla 22 <i>Valores de masa para cada probeta tomados después del ensayo</i> .....	89

Tabla 23 <i>Valores de reducción de diámetro y espesor de la rueda de fricción</i> .....	91
Tabla 24 <i>Análisis estadístico de las pérdidas de masa y volumen</i> .....	93
Tabla 25 <i>Funciones lineales de desgaste y coeficientes de correlación</i> .....	96
Tabla 26 <i>Caracterización de los materiales después del ensayo</i> .....	99
Tabla 27 <i>Costos directos del equipo</i> .....	101
Tabla 28 <i>Costos indirectos del equipo</i> .....	105

## INDICE DE FIGURAS

Figura 1 <i>Detalle del contacto aparente vs. el contacto real que existe entre dos superficies</i> .....	23
Figura 2 <i>Formación y propagación de micro fisuras por deslizamiento</i> .....	23
Figura 3 <i>Puntos microscópicos de concentración de energía.</i> .....	24
Figura 4 <i>Mecanismos físicos generados en el desgaste por abrasión</i> .....	26
Figura 5 <i>Fenómenos de abrasión: (a) erosión/cavitación, (b) 2 superficies y (c) 3 superficies</i> .....	28
Figura 6 <i>Rayaduras en una superficie: (a) abrasión entre dos superficies (esc. 150 [<math>\mu\text{m}</math>]) y (b) abrasión entre tres superficies (esc. 20 [<math>\mu\text{m}</math>]).</i> .....	28
Figura 7 <i>Comportamiento de las partículas abrasivas en una interacción de 3 superficies</i> .....	29
Figura 8 <i>Comparativa en tamaño de partículas abrasivas vs. ratio de desgaste por abrasión en erosión, 2 y 3 cuerpos para el metal cobre.</i> .....	31
Figura 9 <i>Geometría de un tornillo sinfín.</i> .....	33
Figura 10 <i>Mecanismo sinfín – corona</i> .....	33
Figura 11 <i>Conexión esquemática de un variador de frecuencia</i> .....	41
Figura 12 <i>Estructura elemental de un sistema de medición</i> .....	42
Figura 13 <i>Esquema de funcionamiento para un sensor basado en galga extensiométrica</i> .....	43
Figura 14 <i>“Efecto Hall”</i> .....	44
Figura 15 <i>Diseño conceptual de la bandeja</i> .....	54
Figura 16 <i>Esquema conceptual de la bandeja</i> .....	54
Figura 17 <i>Disposición de agujeros en la bandeja</i> .....	55
Figura 18 <i>Esquema conceptual del eje de transmisión</i> .....	59
Figura 19 <i>Diagrama de cuerpo libre del eje de trasmisión</i> .....	60
Figura 20 <i>Condiciones de frontera y mallado para simulación FEA</i> .....	61
Figura 21 <i>Resultado del análisis de deflexión en el eje de transmisión (FEA)</i> .....	62

Figura 22 Dimensiones para chavetas y chaveteros paralelos rectangulares.....	63
Figura 23 Diseño conceptual de la palanca .....	64
Figura 24 Diseño conceptual del componente portaprobeta.....	66
Figura 25 Diseño básico del componente portaprobeta .....	67
Figura 26 Condiciones de frontera del FEA para el componente portaprobeta .....	68
Figura 27 Resultado de deflexión por FEA para el componente portaprobeta .....	69
Figura 28 Esquema de la base del motor y la caja reductora .....	70
Figura 29 Esquema de la base de la chumacera .....	70
Figura 30 Esquema conceptual de posicionamiento del soporte de pivote. ....	71
Figura 31 Diagrama de flujo del sistema eléctrico del equipo .....	73
Figura 32 Diagrama de conexión básico del variador de frecuencia .....	74
Figura 33 Diagrama unifilar del sistema eléctrico del equipo.....	75
Figura 34 Diagrama de conexión del circuito de control .....	76
Figura 35 Corte y fresado de las probetas .....	83
Figura 36 Ejemplo de medición de la dureza del neopreno en las ruedas de fricción .....	85
Figura 37 Realización del ensayo en la máquina .....	88
Figura 38 Gráfica de funciones de desgaste resultantes para cada ensayo realizado .....	97

## RESUMEN

En el presente trabajo de titulación se realizó el diseño de una máquina tribológica que cumple los parámetros tanto de funcionamiento como análisis y validación de resultados que se encuentran en la norma ASTM G105-16 *“Método estandarizado para la conducción de un ensayo de abrasión rueda de caucho/arena húmeda”*. Se utilizó software computacional para el diseño conceptual, básico y de detalle del equipo que permitió su posterior construcción. Cuando el equipo fue terminado, se utilizó para realizar cinco ensayos de abrasión en medio acuoso a tres materiales metálicos de diferentes propiedades físicas y composición química para una posterior comparación. Dicha comparación se utilizó como un referente cuantitativo que permitió clasificar los materiales utilizados según su resistencia a la abrasión en un medio acuoso y, para ello, se realizó un tratamiento estadístico en los datos que permitió realizar la categorización. Además, la norma proporcionó una serie de estudios estadísticos mandatorios que permitieron utilizar los resultados obtenidos como una forma de garantizar, a su vez, la validez de resultados futuros provenientes del equipo. Finalmente, se redactó un manual de instrucciones y una guía de práctica las cuales permitirán, tanto al personal de laboratorio como a los estudiantes, utilizar el equipo de laboratorio para fines educativos o de investigación.

### Palabras Clave:

- **MÁQUINA TRIBOLÓGICA**
- **ENSAYOS DE ABRASIÓN**
- **MEDIO ACUOSO**
- **EQUIPO DE LABORATORIO**

## **ABSTRACT**

In this grade project, the design of a tribological machine that meets the parameters of operation, analysis and validation of results found in the ASTM G105-16 standard “Standard Test Method for Conducting Wet Sand/Rubber Wheel Abrasion Tests” was carried out. Computer software was used for the conceptual, basic, and detailed design of the equipment that allowed its subsequent construction. When the equipment was finished, it was used to perform five abrasion tests in aqueous media on three metallic materials of different physical properties and chemical composition for later comparison. This comparison was used as a quantitative reference that allowed classifying the materials used according to their resistance to abrasion in an aqueous medium and, for this, a statistical treatment was carried out on the data that allowed the categorization to be carried out. In addition, the standard provided a series of mandatory statistical studies that allowed the results obtained to be used to guarantee, in turn, the validity of future results from the team. Finally, an instruction manual and a practice guide were written which will allow both laboratory personnel and students to use the laboratory equipment for educational or research purposes.

### **Keywords:**

- **TRIBOLOGICAL MACHINE**
- **ABRASION TEST**
- **WET ENVIRONMENT**
- **LABORATORY EQUIPMENT**

## Capítulo 1 – Generalidades

### 1.1. Antecedentes

El ensayo tribológico se ha utilizado como el medio principal para la verificar el desempeño de las superficies en materiales sometidos a condiciones específicas, es así como existen ensayos tribológicos de desgaste por fatiga, abrasivos, por erosión, corrosión o deslizamiento y los resultados obtenidos han permitido tomar decisiones importantes que dan como producto final materiales que cumplen con sus objetivos (Castillo y Toapanta. 2019).

En Ecuador, los principales esfuerzos por la adecuada implementación de la tribología como ciencia de estudio han venido impulsados desde la Escuela Politécnica de Chimborazo (ESPOCH), que, con 36 estudios como respaldo, ha realizado investigación en este campo para casos tanto teórico como de ensayos de laboratorio. Se puede destacar su fuerte inmersión en los campos de la agricultura (Guano & Saquina, 2017), así como también en el campo de la producción cerámica (Pánchez M., 2005). Además, se pueden denotar sus esfuerzos de generar textos de conocimiento teórico acerca de la tribología tanto en fundamentos (Castillo y Toapanta. 2019), como en procedimientos de aplicación (Granizo, 1998)

Cabe recalcar que la mayoría de los estudios tribológicos o afines a este tema se han realizado principalmente en las universidades del país. Así, la Escuela Politécnica Nacional sigue la lista con 21 estudios, la Escuela Politécnica del Litoral igual que la Universidad Internacional del Ecuador con 9 y la Escuela Politécnica Salesiana del Ecuador con 5 estudios.

Con respecto a la Universidad de las Fuerzas Armadas “ESPE”, se han realizado en total 9 estudios, de los cuales se destacan los siguientes:

- CHÁVEZ. (2015). “Diseño y construcción de una máquina para medición del desgaste por abrasión según la norma ASTM G65”.

- CARVAJAL, VELOZ. (2004). “Sistema de control y mantenimiento preventivo: vibración y lubricación en el área de molinos de papel”.
- QUIROZ, ALTAMIRANO (2017). “Análisis tribológico de la utilización del aceite PDV de Petroecuador grado SAE 15w40 para determinar el rendimiento del motor de la volqueta MACK GU813E perteneciente al Cuerpo de Ingenieros del Ejército”.

Sin embargo, solamente uno de estos estudios (el primero en la lista de arriba) está directamente relacionado al desgaste abrasivo. Dicho equipo se encuentra presente en el laboratorio de Resistencia de Materiales de la universidad y fue realizado como trabajo de titulación.

## **1.2. Definición del problema**

Estudios realizados desde el año de 1993, que en su momento fueron presentados en el Primer Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, indicaban que los gastos correspondientes al desgaste de componentes y su influencia en la eficiencia energética se contabilizaban en decenas de millones de dólares. Hoy en día el desgaste representa un aproximado del 3% al 4% del producto interno bruto en la mayoría de los países latinoamericanos (Mesa, 2003) con valores que rodean desde los 6 hasta los 27 mil millones de dólares al año aproximadamente.

El desgaste antes mencionado puede manifestarse mediante diferentes mecanismos como adhesivo, erosivo, por fricción o abrasivo (Stachowiak, 2005) .Este último se considera como la forma más común de desgaste en los sistemas que se encuentran expuestos a fricción en la intemperie.

Se pueden diferenciar 2 tipos de desgaste abrasivo: seco y en medio acuoso. El desgaste abrasivo seco se produce por la influencia de partículas que infieren directamente sobre las superficies sin presencia de fluido alguno, mientras que el desgaste abrasivo en medio acuoso es

provocado principalmente por la interacción de fluidos (como el agua). Es de interés para este trabajo el desgaste abrasivo en medio acuoso, que se produce cuando existe rozamiento con partículas suspendidas en fluido (Stachowiak, 2005)

La principal diferencia entre el desgaste abrasivo seco con el desgaste abrasivo en medio acuoso es el amontonamiento de las partículas abrasivas, ya que el fluido actúa como aglutinante provocando un patrón diferente de desgaste que en un medio seco, donde la abrasión es básicamente un arrastre de partículas entre las superficies afectadas. Este fenómeno se analiza también en otros campos de estudio como la arqueología (Sánchez. 2007) y está presente en varias actividades productivas relacionadas con la ingeniería mecánica como en las industrias metalúrgica, minera o militar.

Con respecto a nuestro país Ecuador, en la actualidad la minería antes mencionada es una de las principales actividades productivas y, con más de 5 proyectos a gran escala sucediendo en el país (López, R. 2020), se deduce que una enorme cantidad de maquinarias dedicadas a la trituración, molienda o transporte de materiales rocosos se encuentran operando todos los días de la semana sin parar más que unas pocas horas ante cualquier inclemencia climática bajo condiciones abrasivas extremas, trayendo como consecuencia elevados niveles de desgaste que exigen constantes procedimientos de mantenimiento correctivo en cuanto al reemplazo de componentes deteriorados por el uso, generando costos importantes.

### **1.3. Objetivos**

#### **1.3.1. *Objetivo general***

- Diseñar y construir una máquina tribológica para pruebas de abrasión en medio acuoso según la norma ASTM G105 – 16.

### **1.3.2. Objetivos específicos**

- Diseñar la máquina tribológica para pruebas de abrasión en medio acuoso según la norma ASTM G105-16 mediante la aplicación de los conceptos en diseño mecánico e instrumentación industrial mecánica, así como de un software computacional para obtener variantes constructivas y de ensamble que permita generar una lista completa de materiales e instrumentos para obtener un presupuesto.
- Construir la máquina tribológica para pruebas de abrasión en medio acuoso según la norma ASTM G105-16 utilizando como punto de partida la lista completa de materiales e instrumentación.
- Validar los resultados obtenidos por la máquina tribológica terminada mediante la aplicación de las consideraciones para estudios estadísticos de validación que se encuentran en el anexo de la norma ASTM G105-16.
- Realizar un manual detallado acerca del funcionamiento del equipo que contenga todo lo relacionado a su preparación antes de operar, el procedimiento completo del ensayo y el posterior manejo de los resultados obtenidos.
- Generar una práctica detallada de laboratorio que permita al estudiantado familiarizarse con la máquina, así como conocer sus posibles aplicaciones.

### **1.4. Justificación e importancia**

Dados los antecedentes analizados en el apartado 1.1. y el problema formulado en la sección 1.2 del presente documento, es evidente que en la Universidad de las Fuerzas Armadas el estudio tribológico mediante desgaste abrasivo se ha visto abarcado de forma incompleta.

El desgaste abrasivo en medio acuoso es muy común en la industria minera y automotriz, que son parte fundamental de la economía ecuatoriana siendo además sectores adecuados para la inserción laboral de los estudiantes de ingeniería mecánica.

Los motivos que impulsan este proyecto radican en que la realización de estudios tribológicos en medio acuoso actualmente solo puede ser efectuada en laboratorios especializados que poseen tarifas económicas elevadas con valores a partir de los 200 USD (Centro Tecnológico TEKNIKER, 2020) si se desean obtener los datos necesarios para trabajos de investigación, por lo que la existencia de un equipo adecuadamente normalizado bajo estándares internacionales de la ASTM capaz de proveer datos fiables y que además se encuentre permanentemente disponible en un laboratorio de la Universidad significará el aliciente necesario para aquellos estudiantes interesados en ampliar el campo de análisis tribológico por desgaste abrasivo mediante la verificación de materiales y recubrimientos desarrollados por los mismos estudiantes o de los ya existentes disponibles en el mercado.

### **1.5. Alcance**

Se buscará desarrollar y entregar los ítems listados a continuación:

- Construcción de la máquina para ensayos tribológicos por desgaste abrasivo en medio acuoso con un sistema de muestra de datos mediante una HMI en concordancia con el código ASTM G105-16 correspondiente a “Standard Test Method for Conducting Wet Sand/Rubber Wheel Abrasion Tests” (Método estandarizado para conducción de pruebas abrasivas arena húmeda / rueda de caucho).
- Elaboración de un manual completo y detallado en español correspondiente a la preparación previa, procedimiento para la realización del ensayo así como la evaluación técnica y estadística de los resultados obtenidos.
- Generación de una práctica de laboratorio detallada en parámetros, datos a obtener y análisis de resultados para su inserción con el estudiantado.

## Capítulo 2 – Marco Teórico

### 2.1. Desgaste

#### 2.1.1. *Definiciones preliminares*

Desgaste en tribología se lo define como el daño progresivo generado en una superficie por el movimiento relativo con respecto a otra sustancia o material (Norma ASTM G40). Cabe recalcar que el término “daño progresivo” podría referirse a una pérdida de masa (daño por abrasión) o a una pérdida de características geométricas en el sólido (deformación plástica).

Fricción, por otra parte, se define como la fuerza que aparece en la interfaz de dos cuerpos en contacto y que se opone al movimiento relativo entre ellos (Serway & Jenett, 2008), si bien en la mayoría de los casos la fricción será directamente proporcional al desgaste, dependerá del mecanismo de desgaste en estudio para corroborar o desmentir esta afirmación.

#### 2.1.2. *Clasificación*

El desgaste puede clasificarse según varios criterios relacionados con su apariencia característica, el mecanismo físico involucrado o las condiciones externas bajo las cuales se genera. Sin embargo, analizar la apariencia física del desgaste será útil para reconocerlo y diferenciarlo mientras que estudiar las condiciones externas permitirán identificar las causas que lo provocaron. Solamente analizar el mecanismo físico involucrado permitirá al investigador obtener parámetros medibles que se utilizarán para la observación y simulación del fenómeno, generando modelos predictivos e identificando las variables que se pueden modificar en los materiales para dar solución a problemas de ingeniería (Bayer, 2004) Por tal motivo, Avery<sup>1</sup>, Bayer<sup>2</sup> y Stachowiak<sup>3</sup> concuerdan en clasificar el desgaste de la siguiente manera:

---

<sup>1</sup> AVERY, H. (1961) “The Measurement of Wear Resistance” *Wear* 4(6), 427-449. [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(61\)90301-5](https://doi.org/10.1016/0043-1648(61)90301-5)

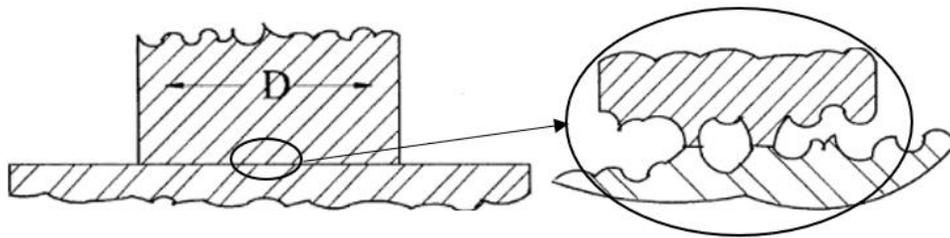
<sup>2</sup> BAYER, R. (2004). “Mechanical Wear Fundamentals and Testing” (2.ª Edition). Editorial Marcel Dekker.

<sup>3</sup> STACHOWIAK, G. (2005). “Engineering Tribology” (3.ª Edition). Editorial Elsevier Butterworth Heinemann.

- **Desgaste por adhesión:** Es aquel generado por la fricción entre dos superficies sólidas cuando se encuentran deslizándose una con respecto a la otra. Como se observa en la *Figura 1* el desgaste producido se debe a la rugosidad de los materiales involucrados, que a niveles microscópicos generan fricción no uniforme en puntos separados llamados “juntas” las cuales provocan esfuerzos de corte al chocarse unas con otras.

**Figura 1**

*Detalle del contacto aparente vs. el contacto real que existe entre dos superficies*



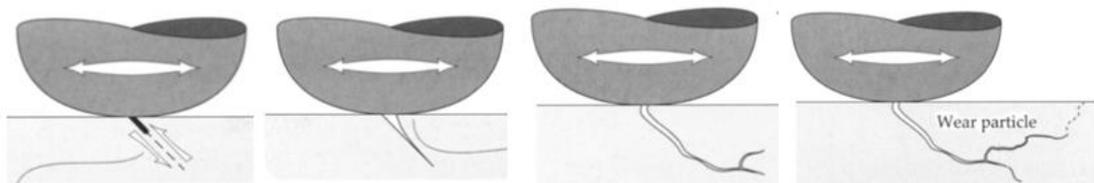
Nota: Tomado de: “Apparent and real area of contact. Contact occurs are discrete locations, called junctions”, por Bayer R. (2004). Figura 3.6, (p.22)

- **Desgaste por fatiga:** Aparición de micro fisuras que actúan como concentradores de esfuerzos debido a procesos de laminación, deslizamiento o impacto provocando su propagación mediante el desprendimiento de material en la superficie (Stachowiak, 2005).

En la *Figura 2* se puede observar dicho fenómeno.

**Figura 2**

*Formación y propagación de micro fisuras por deslizamiento*

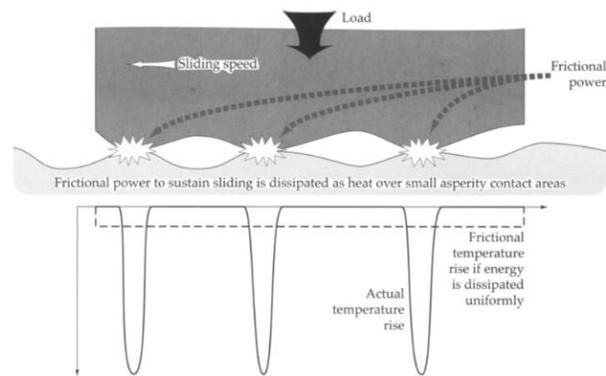


Nota: Tomado de: “Schematic illustration of the process of surface crack initiation and propagation.”, por (Stachowiak, 2005). Figura 14.3, (p.597)

- **Desgaste térmico:** Es el desgaste que se produce cuando las juntas presentes en la superficie microscópica no uniforme del material alcanzan su temperatura “flash”, es decir, la temperatura consecuencia de la alta energía provocada por la fricción en su pequeña área (Bayer, 2004) Como se observa en la *Figura 3*, la temperatura “flash” puede llegar a ser cientos de veces mayor a la temperatura nominal de la superficie puede traer como resultado un fenómeno de fusión, fisuramiento o formación de montículos microscópicos concentradores de esfuerzos.

### Figura 3

*Puntos microscópicos de concentración de energía.*



Nota: Tomado de: “*Concentration of frictional energy at the asperity contacts*”, por Stachowiak (2005). Figura 10.25, (p. 491)

- **Desgaste por abrasión:** Ver Sección 2.2.

#### 2.1.3. Medición del desgaste

Es importante destacar que la herramienta fundamental para el estudio y medición del desgaste será el análisis estadístico, esto debido al carácter variable e impredecible mostrado por los materiales durante este proceso que exige recoger un mínimo de observaciones para garantizar resultados fiables (Avery H. , 1961)

Con respecto a los ensayos de laboratorio relacionados a la tribología, el estudio de las pérdidas de masa y volumen son las más utilizadas debido a que, al manejar valores cuantitativos, permiten realizar los análisis antes mencionados. Sin embargo estudiar solo estas variables es insuficientes cuando el objetivo se centra en un análisis profundo del fenómeno de desgaste, por lo que abarcar otras variables será de suma importancia.

Las variables que se estudian con mayor frecuencia en la medición del desgaste (Bayer, 2004) son:

**Tabla 1**

*Variables de análisis en la medición del desgaste*

<b>Variable física</b>	<b>Descripción</b>	<b>Aplicaciones comunes</b>
Masa	Medición de la masa perdida en el proceso de desgaste	Ensayos de laboratorio controlados y análisis estadísticos
Volumen	Medición del volumen perdido en el proceso de desgaste	
Geometría	Análisis de la alteración geométrica antes y después del desgaste	Utilizada en programas de mantenimiento correctivo de componentes de maquinaria.
Tiempo de vida	Tiempo que tarda el material en perder su funcionalidad debido al desgaste	
Nivel de vibración	Vibración del material debido al desgaste sobre sus anclajes o soportes	Utilizada en programas de mantenimiento predictivo de elementos de máquina rotatorios.
Nivel de fricción	Análisis de la variación del coeficiente de fricción en el sistema antes y después del desgaste.	Utilizada en programas de mantenimiento predictivo de elementos de máquina sometidos a deslizamiento.
Rugosidad	Análisis de la rugosidad de la superficie antes y después del desgaste	
Agrietamiento	Análisis del aumento de grietas en la superficie debido al desgaste.	Utilizado en programas de mantenimiento correctivo y predictivo de elementos sometidos a altas temperaturas.

## 2.2. Mecanismo de desgaste por abrasión

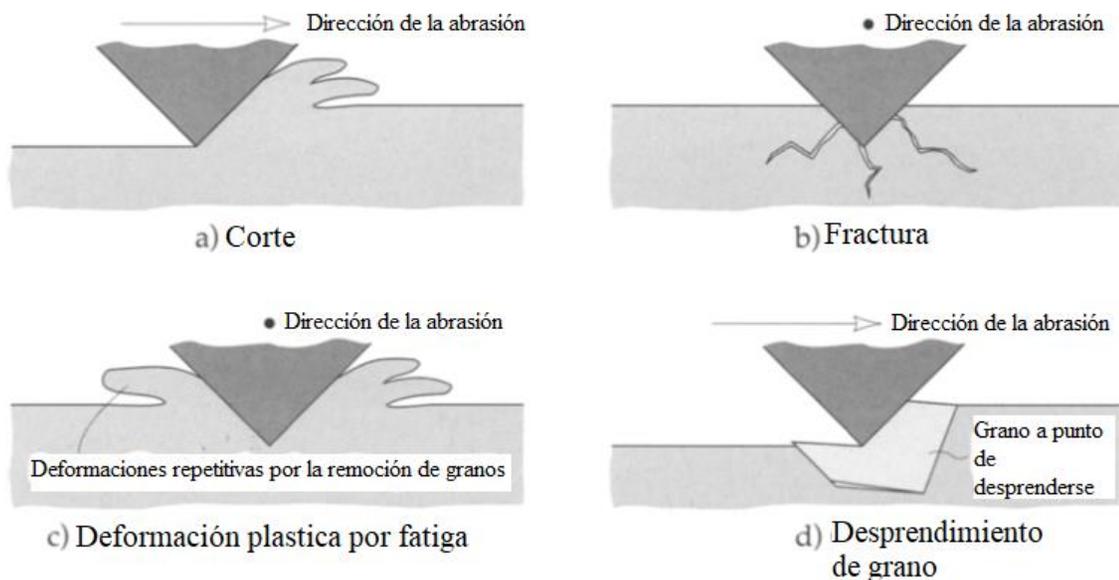
### 2.2.1. Definición

El desgaste por abrasión es causado por partículas duras que se ubican en la interfaz de contacto entre dos superficies actuando como un abrasivo. Estas partículas abrasivas son generalmente de gran dureza (igual o mayor a la del material en estudio), lo cual genera rayaduras y fisuras como resultado del movimiento relativo entre las superficies donde se albergan (Bhusan, 2001).

Esta situación genera una variabilidad importante de consecuencias en los materiales sometidos a dicha abrasión puesto que las partículas abrasivas tienen geometrías muy diversas (Quinn, 1991; Stolarski, 1990). Los fenómenos físicos más representativos provocados por el desgaste abrasivo se muestran en la *Figura 4*.

**Figura 4**

*Mecanismos físicos generados en el desgaste por abrasión*



Nota: Tomado de: "Mechanisms of abrasive wear: micro cutting, fracture, fatigue and grain pull-out", por Stachowiak (2005). Figura 11.1, (p. 502)

Además, cuando se habla de desgaste abrasivo, hay que tener en cuenta la existencia de una relación muy cercana entre las propiedades de los materiales y su dureza, es así como:

- La resistencia a la abrasión y la dureza Vickers de un material son directamente proporcionales para la mayoría de los materiales puros (metálicos y no metálicos) y aquellos que han sido tratados térmicamente (Stolarski, 1990)
- La dureza adquirida por el trabajo en frío (deformación plástica) sobre un material influye en su resistencia a la abrasión. (Guano & Saquina, 2017)
- Los tratamientos térmicos realizados a materiales metálicos aumentan su resistencia a la abrasión (Hokkirigawa & Kato, 1988)

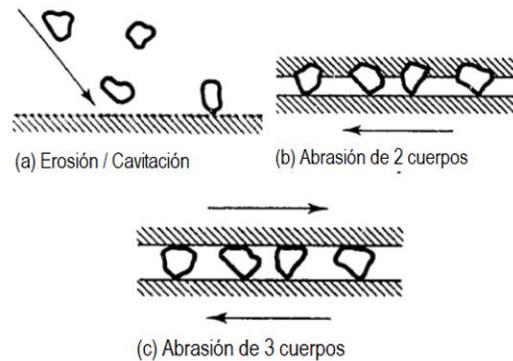
### **2.2.2. Tipos de abrasión**

Según (Bhusan, 2001), (Hutchings, 1992) y (Bayer, 2004), el desgaste abrasivo se puede clasificar en tres grandes grupos según el número de superficies que interactúan con el abrasivo, dichos tipos de desgaste se observan en la *Figura 5* y son los siguientes:

- **Erosión / Cavitación:** Se produce cuando interactúan la superficie del material en estudio y las partículas abrasivas son arrastradas por medio de un fluido. Si las arrastra el aire se denomina desgaste por erosión y si las arrastra un líquido se denomina desgaste por cavitación.
- **Abrasión en dos superficies:** Se produce cuando las partículas abrasivas se encuentran acopladas o forman parte de una de las dos superficies en estudio, es decir, el movimiento de las partículas abrasivas se encuentra restringido.
- **Abrasión en tres superficies:** Se produce cuando las partículas abrasivas se encuentran rodando o deslizándose libremente en la interfaz de contacto entre dos superficies, es decir, las partículas abrasivas se mueven sin restricción.

### Figura 5

Fenómenos de abrasión: (a) erosión/cavitación, (b) 2 superficies y (c) 3 superficies

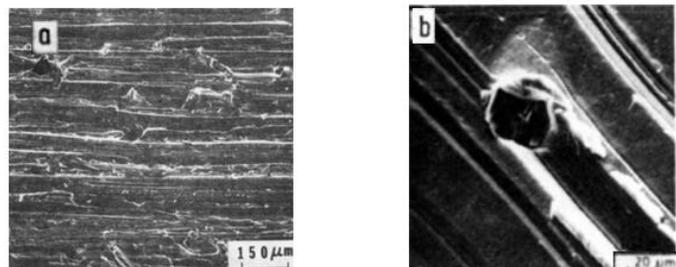


Tomado de: "Illustration of the differences between two-body abrasion; three-body abrasion and erosion", por Hutchings, I. (1992). Figura 6.1. (p. 133)

Los ensayos tribológicos de laboratorio más comunes se aplican para abrasión entre 2 y 3 cuerpos. En estas pruebas que se observan en la *Figura 6* se ha demostrado que la proporción de desgaste es menor cuando están involucradas 3 superficies (Hutchings, 1992) logrando notar rayaduras recién a partir de los 20 [ $\mu\text{m}$ ], mientras que las mismas rayaduras son notables ya desde los 150 [ $\mu\text{m}$ ] cuando se trata de abrasión entre 2 superficies.

### Figura 6

Rayaduras en una superficie: (a) abrasión entre dos superficies (esc. 150 [ $\mu\text{m}$ ]) y (b) abrasión entre tres superficies (esc. 20 [ $\mu\text{m}$ ]).

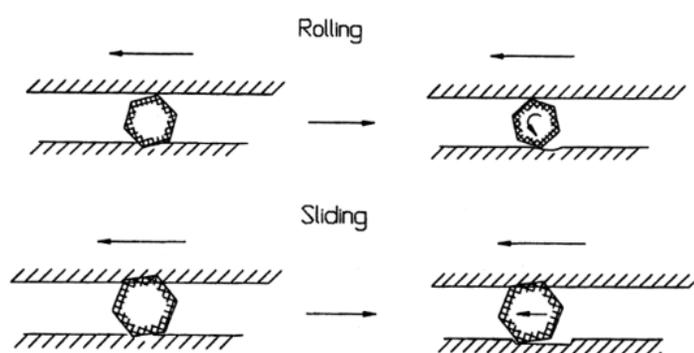


Nota: Tomado de: "Examples of abrasive wear "A" two-body abrasion, "B" three body abrasion", por Bayer. (2004). Figura 3.70, (p.92)

Este comportamiento se justifica debido a que las partículas en libre movimiento ruedan o se deslizan con gran facilidad, mientras que las mismas partículas restringidas de moverse son forzadas a generar un corte en la superficie del material afectado como se observa en la *Figura 7*, provocando además trituración en las partículas abrasivas, las cuales van disminuyendo su tamaño conforme avanza el desgaste (Bayer, 2004).

**Figura 7**

*Comportamiento de las partículas abrasivas en una interacción de 3 superficies*



Nota: Tomado de: "Effects of rolling and sliding actions in three-body abrasion", por Bayer, R. (2004), Figura 3.73, (p. 96)

Bajo este criterio, el desgaste abrasivo se puede clasificar en dos formas diferentes: abrasión de alto esfuerzo que se produce cuando las partículas abrasivas se trituran durante el proceso de desgaste y; abrasión de bajo esfuerzo, que se produce cuando las partículas abrasivas mantienen sus dimensiones sin sufrir trituración (Bayer, 2004).

### **2.2.3. Abrasivos**

Se define al abrasivo como una partícula de tamaño muy pequeño (en orden desde los milímetros hasta los micrómetros) que posee una gran dureza y se encuentra presente entre superficies en contacto capaz de provocarles rayaduras (Stachowiak, 2005).

Para poder estudiar adecuadamente el fenómeno de la abrasión, se han analizado individualmente las características de los abrasivos y su relación con el desgaste que estos mismos producen. Cabe recalcar que, si bien es cierto, los abrasivos como materiales de la naturaleza poseen varias propiedades físicas, según (Moore, 1974), (Larsen-Base, 1990) (Hutchings, 1992) y (Bayer, 2004), solamente son tres aquellas que en realidad son capaces de influir en el fenómeno de desgaste de manera significativa y son:

- **Dureza:** Considerado como el factor fundamental que interviene en el desgaste por abrasión (Quinn, 1991) se define como una medida cualitativa que poseen los materiales para representar su resistencia a ser rayados (Askeland, 2012) (Serway & Jenet, 2008). Para lograr esto se hace una relación entre la dureza del abrasivo y la dureza de la superficie, y se ha demostrado (Moore, 1974), (Richardson, 1967) que a mayor valor numérico de esta relación, mayor será el desgaste producido en la superficie. En la *Tabla 2* se muestra una comparativa de la dureza entre minerales rocosos más comunes en el fenómeno de desgaste y las fases metálicas más comunes del acero en la ingeniería.

**Tabla 2**

*Valores de dureza Vickers – abrasivos más comunes y fases metálicas más comunes*

Abrasivos Comunes		Fases del acero	
Nombre	Dureza Vickers [HV]	Nombre	Dureza Vickers [HV]
Diamante	6000 – 10000	Carburo de Hierro	1200 – 1600
Carburo de Silicio	2100 – 2600	Cementita	840 – 1100
Alúmina	1800 – 2000	Martensita	500 – 1000
Silicio (Cuarzo)	750 – 1200	Austenita	170 – 230
Vidrio común	500 – 600	Ferrita	70 – 200

Nota: Tomado de: *“Common abrasive particles and bulk structural materials”*, por Hutchings, I.

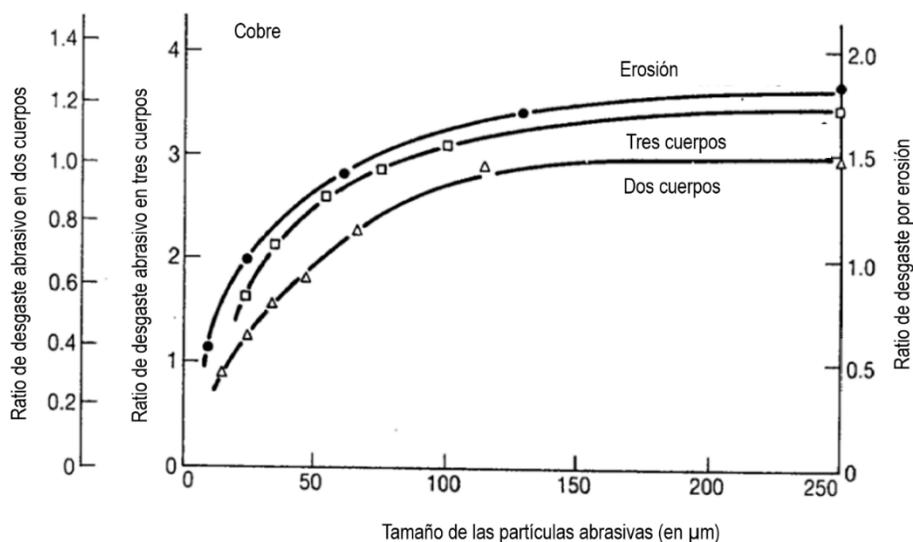
(1992), Tabla 6.1., p. 137

- **Tamaño:** El tamaño de la partícula abrasiva se define comúnmente como la medida mínima de una esfera que encierra a la partícula entera (Stachowiak, 2005).

Estudios realizados en base a esta variable (Misra & Finnie, 1981), demuestran que existe una variabilidad aleatoria muy difícil de manejar en partículas con tamaños menores a 100  $\mu\text{m}$ , pero que a partir de aquí el ratio de desgaste se mantiene casi constante. Esto se debe a que el tamaño influye directamente en la capacidad de arrancar (sea por corte o deformación plástica) el material, es decir, a las partículas abrasivas pequeñas les cuesta mover las dislocaciones propias de la superficie. En la *Figura 8* se indica esta relación para el metal cobre y el carburo de silicio como partícula abrasiva, aunque este comportamiento es similar en la mayoría de las aleaciones metálicas y abrasivos (Bayer, 2004).

### Figura 8

*Comparativa en tamaño de partículas abrasivas vs. ratio de desgaste por abrasión en erosión, 2 y 3 cuerpos para el metal cobre.*



Nota: Tomado de: "Wear rates of copper under conditions of two-body and three-body abrasion and erosion, due to silicon carbide particles of different sizes. Por Misra (Avery H. , 1975; Moore, 1974)A. Finnie I. (1981), Figura 3, p. 362

- **Forma:** Es el parámetro fundamental de menor importancia en estudios debido a la aleatoriedad en la forma que poseen individualmente las partículas abrasivas. En concordancia con varios autores (Stachowiak, 2005), (Hutchings, 1992) es la cantidad de “filos” o “puntas” que posee un grano de abrasivo. Es tanta la importancia de este factor, que se ha comprobado la existencia de un mayor desgaste producido por partículas pequeñas con muchas angularidades que aquel producido por partículas grandes redondeadas (Moore, 1974). Una de las formas aproximadas de estimar la angularidad de las partículas abrasivas se basa en un factor conocido como “factor de redondez,  $F$ ” (Hutchings, 1992; Quinn, 1991) y se muestra en la ecuación (2-1)

$$F = \frac{4 * \pi * A}{P^2} \quad (2-1)$$

Donde:

$F$  → Factor de redondez

$A$  → Área de la proyección bidimensional de una partícula abrasiva

$P$  → Perímetro de la proyección bidimensional de una partícula abrasiva

Así, a mayor factor de redondez, menor desgaste producido por la partícula.

### 2.3. Sistemas de transmisión de potencia

#### 2.3.1. Transmisión de potencia mediante sinfín – corona.

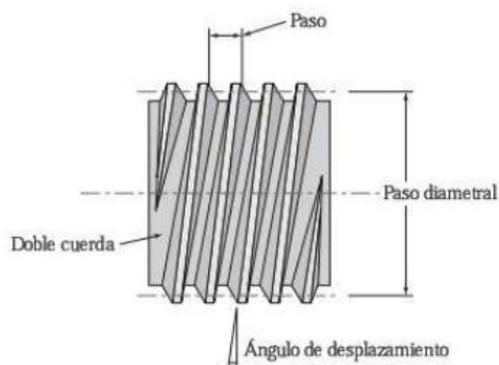
Este sistema permite transmitir movimiento giratorio y torque entre dos ejes perpendiculares (Myszka, 2012). Para ello se compone de dos elementos principales:

- Tornillo sinfín: Conocido también como engrane sinfín, cumple la función de ser motriz y se asemeja en geometría a un tornillo cualquiera, por lo que en este tipo de engrane el número de dientes se denomina cuerda (Myszka, 2012). La principal característica de este elemento es que se considera como un engrane de un solo diente que conecta a 90° con su corona, y,

como se observa en la *Figura 9*, según la relación de transmisión requerida, puede ser de una o más cuerdas (Norton, 2011)

### Figura 9

*Geometría de un tornillo sinfín.*

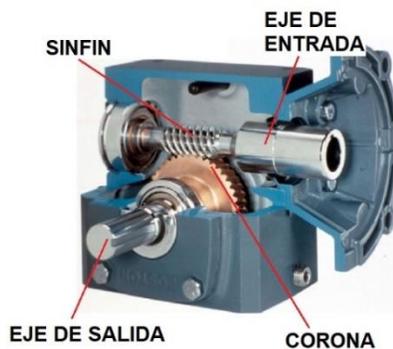


Nota: Tomado de: “*Geometría de un tornillo sinfín*” Por Myszka D, Fig. 10.20, p.287

- **Corona:** Se trata de un engrane de geometría diversa (recto, helicoidal, cónico, etc.) que, como se observa en la *Figura 10* recibe movimiento por parte del sinfín para la transmisión de movimiento (Budynas & Nisbett, 2015). Su geometría lo hace autoblocante, es decir, este engrane es capaz de recibir el movimiento del sinfín, pero no puede transmitírselo de regreso (Myszka, 2012).

### Figura 10

*Mecanismo sinfín – corona*



Nota: Tomado de “*Vista interior de caja reductora sinfín/corona*” Por Insumos Industriales

MOTORMAQ SRL, Figura ilustrativa

### 2.3.2. Ejes

Un eje o “flecha” es un elemento de máquina rotatorio utilizado para transmitir potencia y movimiento constituyendo el medio de soporte y rotación para otros elementos como poleas, catarinas, engranajes, etc. (Budynas & Nisbett, 2015) Para realizar el diseño adecuado de un eje se deben considerar los siguientes aspectos (Norton, 2011):

- **Material:** El acero al bajo carbono, conocido también como “acero de transmisión” que puede ser a su vez laminado tanto en frío como en caliente. Por convención general se tiene claro que, para ejes cuyo diámetro sea menor a 3 pulgadas, el acero laminado en frío será un opción totalmente válida (Budynas & Nisbett, 2015) debido a que se puede maquinar mucho más fácilmente que su símil laminado en caliente. Ejemplos de este material son los aceros de nomenclatura ANSI 1020 – 1050.
- **Configuración geométrica:** Se relaciona directamente a la forma que deberá adoptar el eje para poder sujetar los elementos requeridos según la aplicación. Generalmente la geometría de un eje es un cilindro escalonado (Budynas & Nisbett, 2015).

Estos escalones, conocidos también como “hombros” se encargarán de brindar soporte axial al eje, así como también servirán para localizar todos los elementos que en él se acoplen. Sin embargo, estos cambios de diámetro provocan concentraciones de esfuerzos que podrían disminuir su resistencia. Es por esta razón que la configuración geométrica se debe realizar primero a fin de determinar los puntos críticos que requieran mayor atención durante el proceso de diseño (Norton, 2011).

Para analizar adecuadamente los cambios de diámetro y la concentración de esfuerzos que estos provocan, se utiliza comúnmente un valor conocido como *factor de concentración de esfuerzos por fatiga* tanto para esfuerzos de flexión como de torsión, dichos factores se calculan según las ecuaciones (2-2) y (2-3) (Budynas & Nisbett, 2015)

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (2-2)$$

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_t - 1) \quad (2-3)$$

Donde:

$K_f$  → Factor de concentración de esfuerzos por fatiga

$K_{fs}$  → Factor de concentración de esfuerzos por fatiga cortante

$K_t$  → Factor de concentración de esfuerzos nominal

$q$  → Sensibilidad a la muesca

$q_s$  → Sensibilidad a la muesca en cortante

Los valores de  $K_t$  se encuentran debidamente tabulados y dependen del radio de la muesca como de los diámetros que conforman el cambio de sección y también del tipo de esfuerzo al cual dicho eje se encuentra sometido (Budynas & Nisbett, 2015).

Los valores de  $q$  y  $q_s$  se encuentran igualmente tabulados y dependen de dos factores: el material del eje y el radio de la muesca presente en el cambio de sección (Budynas & Nisbett, 2015).

- **Cargas y esfuerzos:** Los ejes se encuentran generalmente sometidos a esfuerzos de fatiga debido a que son elementos giratorios. Comúnmente dichos esfuerzos son de flexión y de torsión (los esfuerzos axiales son casi despreciables) por lo que se presentan en sus componentes media y alternante debido a su naturaleza fluctuante (Budynas & Nisbett, 2015). Las ecuaciones (2-4) y (2-5) muestran cómo calcular estos esfuerzos

$$\sigma_a = K_f \frac{32 M_a}{\pi d^3} ; \sigma_m = K_f \frac{32 M_m}{\pi d^3} \quad (2-4)$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16 T_a}{\pi d^3} ; \tau_m = K_{fs} \frac{16 T_m}{\pi d^3} \quad (2-5)$$

Donde:

$\sigma_a$  → Esfuerzo de flexión alternante;  $\sigma_m$  → Esfuerzo de flexión medio

$M_a$  → Momento flector alternante;  $M_m$  → Momento flector medio

$\tau_a$  → Esfuerzo de torsión alternante;  $\tau_m$  → Esfuerzo de torsión medio

$T_a$  → Par de torsión alternante;  $T_m$  → Par de torsión medio

$d$  → Diámetro del eje

Para poder analizar estos esfuerzos de manera adecuada, es importante recalcar que, según la variabilidad tanto del momento flector como del torque, se obtiene un estado de esfuerzo multiaxial complejo en el eje (Norton, 2011), por lo que será obligatorio combinar estos esfuerzos de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, obteniendo así las expresiones mostradas en las ecuaciones (2-6) y (2-7)

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{\frac{1}{2}} = \left[ \left( K_f \frac{32 M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( K_{fs} \frac{16 T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2-6)$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{\frac{1}{2}} = \left[ \left( K_f \frac{32 M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( K_{fs} \frac{16 T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2-7)$$

Una vez obtenidos estos valores de esfuerzo equivalente, se puede evaluar cualquier curva de falla. En este caso, la ecuación (2-8) muestra el criterio de falla según Soderberg (Budynas & Nisbett, 2015).

$$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (2-8)$$

Donde:

- $\sigma'_a$  → Esfuerzo alternante equivalente
- $\sigma'_m$  → Esfuerzo medio equivalente
- $S_e$  → Límite de resistencia a la fatiga
- $S_y$  → Límite de resistencia a la fluencia
- $n$  → Factor de seguridad

Reemplazando los valores de las ecuaciones (2-6) y (2-7) en la ecuación (2-8) y despejando el diámetro como variable de importancia, se obtiene la expresión mostrada en la ecuación (2-9)

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\pi} \left[ \frac{1}{S_e} \left( 4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right)^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_y} \left( 4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2-9)$$

De este modo se obtendrá el valor del diámetro para cada punto importante de análisis en el eje ingresando únicamente los valores correspondientes al momento flector medio y alternante, así como los valores de par de torsión medio y alternante presentes.

Para obtener los valores de momento flector se debe analizar al eje como una viga (Norton, 2011), para ello se recomienda utilizar las funciones de singularidad (Budynas & Nisbett, 2015) puesto que estas permiten obtener directamente la gráfica de momento flector y así determinar los puntos críticos en el eje.

Finalmente, es importante considerar que, para obtener el valor de límite de resistencia a la fatiga  $S_e$  se utilizará la ecuación de Marin expresada en la ecuación (2-10) (Budynas & Nisbett, 2015)

$$S_e = S'_e k_a k_b k_c k_d k_e k_f \quad (2-10)$$

Donde:

- $S'_e$  → Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria
- $k_a$  → Factor de condición superficial
- $k_b$  → Factor de tamaño
- $k_c$  → Factor de carga
- $k_d$  → Factor de temperatura
- $k_e$  → Factor de confiabilidad
- $k_f$  → Factor de efectos varios

- **Deflexiones:** Para analizar la deflexión en el eje, es importante realizar el diseño geométrico y el análisis de las cargas en el mismo debido a que los valores resultantes varían en función de estos parámetros (Avalone & Baumeister, 2017). Si el eje carece de complejidad en su geometría y sus cargas se analizan bidimensionalmente, se puede utilizar las ecuaciones provenientes de la tabla de Roark (Budynas & Nisbett, 2015) que proporciona valores de deflexión directos para varios casos tanto de apoyo como de carga en el eje, este se le conoce como el método de superposición. Por otra parte, si se utilizaron ecuaciones de

singularidad para el análisis de carga, fuerza cortante y momento flector, las mismas se pueden integrar para realizar el estudio de deflexión teniendo en cuenta las condiciones de frontera (puntos donde la deflexión es conocida) que permitirán determinar las constantes de integración. Cabe recalcar que tanto Norton<sup>4</sup>, Budynas & Nisbett<sup>5</sup> y Avallone & Baumeister<sup>6</sup> recomiendan calcular la deflexión mediante software por análisis de elementos finitos.

- **Ajuste:** Para el montaje del eje sobre los cojinetes de rodamiento es necesario analizar el conjunto flecha-agujero. Dicho estudio se basa en analizar la tolerancia dimensional presente tanto en el diámetro del eje como en el del agujero a fin de permitir una sujeción adecuada a las necesidades de la aplicación.

Para comenzar el análisis se parte desde las dimensiones del diámetro y se establece un valor de desviación fundamental cuya nomenclatura corresponde a una letra (mayúscula para el agujero y minúscula para el eje) que va desde la A a la Z y un número que va desde el 0 al 16. Las letras extremas del abecedario (A-E, M-Z) representan desviaciones importantes a partir de la medida nominal, mientras que las letras centrales (F, G, H, K, L) representan desviaciones mínimas a partir de la medida nominal. En cambio, los números representan la calidad de manufactura donde los números más pequeños representan muy alta precisión y los mayores representan menor precisión. Los ajustes pueden ser con juego (eje menor diámetro que agujero), deslizantes (eje y agujero cuasi exactos en dimensión) y de interferencia (eje mayor diámetro que el agujero). Los ajustes de juego se caracterizan por manejar nomenclatura desde H11/c11 hasta H7/h6 y son comunes en elementos rotatorios

---

<sup>4</sup> NORTON, R. (2011) *“Diseño de máquinas, un enfoque integrado”* 4ta Edición. Pearson. México D.F.

<sup>5</sup> BUDYNASS & NISBETT (2015) *“Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”* 8va Edición. McGraw-Hill. México D.F.

<sup>6</sup> AVALLONE & BAUMEISTER (2017) *“Mark’s Standard Handbook for Mechanical Engineering”* 12va Edición. McGraw-Hill. México D.F.

de máquina que requieren libertad de movimiento. Los ajustes deslizantes van desde la H7/k6 hasta la H7/n6 y se utilizan en sistemas que requieren ubicación con muy alta precisión. Finalmente los ajustes H7/p6 hasta H7/u6 se caracterizan por ser de interferencia y son utilizados para elementos con restricción de movimiento o sometidos a altas presiones. Para calcular los valores de diámetro en agujeros se utiliza la tabla proveniente de la norma ANSI B4-2 la cual lista una tolerancia general en función de ciertos “intervalos de tolerancia” dados en valores desde IT6 (mayor precisión) hasta IT11 (menor precisión). Así, mediante las ecuaciones (2-11) y (2-12) calcularemos los diámetros máximo y mínimo en el agujero donde irá ubicado el eje.

$$D_{max} = D + \Delta D \quad (2-11)$$

$$D_{min} = D \quad (2-12)$$

Donde  $\Delta D$  representa el valor de tolerancia mostrada en la norma ANSI B4-2. Se debe tener en cuenta que la tolerancia mínima de un agujero es igual a su medida nominal.

En cuanto al eje, para un ajuste de juego (propio de esta aplicación) se utilizarán las ecuaciones (2-13) y (2-14)

$$d_{max} = d + \delta_F \quad (2-13)$$

$$d_{min} = d + \delta_F - \Delta d \quad (2-14)$$

Donde:

$d$  → Diámetro nominal del eje  
 $\delta_F$  → Desviación fundamental  
 $\Delta d$  → Intervalo de tolerancia

Tanto el valor de intervalo de tolerancia como el valor de desviación fundamental se obtendrá de la norma ANSI B4-2. Ambos valores dependerán directamente del diámetro nominal del eje.

## 2.4. Sistemas eléctricos y electrónicos

### 2.4.1. Control de motores eléctricos

El motor eléctrico es una máquina que produce movimiento rotatorio y torque transformando energía eléctrica en energía mecánica. Al ser actuadores tan populares, existen una gran variedad de motores eléctricos en la industria, los cuales se diferencian según parámetros como potencia, velocidad, etc. Para aplicaciones pequeñas, el más utilizado es el motor denominado como asincrónico jaula de ardilla.

Para el control de estos motores, se toman en cuenta varios aspectos como el arranque, el freno y la variación de velocidad (Ventura, 2008) y existen varios métodos que permiten realizar estas actividades mediante la conexión de circuitos de control y en la *Tabla 3* se listan los más utilizados.

**Tabla 3**

*Métodos de conexión para circuitos de control en motores eléctricos*

Operación	Métodos aplicables
Arranque	Directo a pleno voltaje
	Directo a voltaje reducido
	Resistencia con voltaje inducido
	Estrella/Delta Manual o Automático
	Por Autotransformador
Freno	Freno dinámico
	Freno por Inyección
Control de Velocidad	Variación del número de polos
	Variación de frecuencia

Nota: Tomada de: Ventura, I. (2008) *“Sistemas de control para motores eléctricos industriales”*

(1ra edición), Editorial Grupo Líder

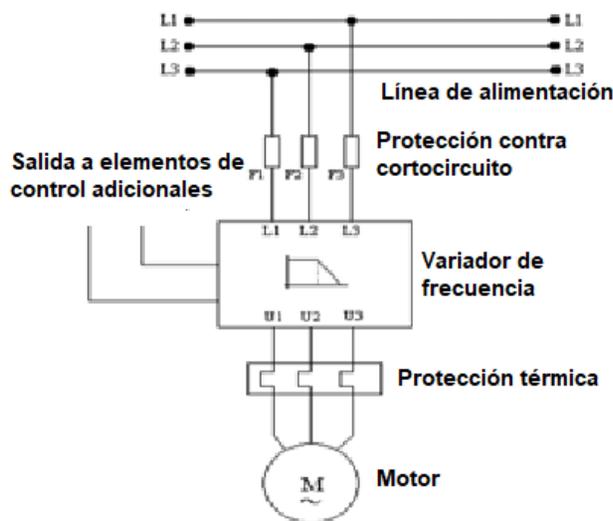
De todos estos métodos, el sistema más moderno es el conjunto motor/variador, que hace uso de un dispositivo conocido como variador de frecuencia (VFD), el cual posee una serie de circuitos integrados que permite simplificar todas las operaciones de arranque, control y freno del motor en un solo sistema compacto. Este sistema permite realizar las siguientes actividades (Arana, 2017):

- Arranque y frenado progresivo (suave) del motor
- Limitación de la corriente y protección del motor
- Control de velocidad
- Ahorro de energía

Gracias a todas estas características, el variador de frecuencia se conecta directamente al motor, ahorrando también el cableado en gran cantidad, como se observa en la *Figura 11*.

**Figura 11**

*Conexión esquemática de un variador de frecuencia*



Nota: Tomado de “*Conexión esquemática del variador de velocidad*” Por Niño, T. (2015). Fig. 3, disponible en: <https://www.researchgate.net/>

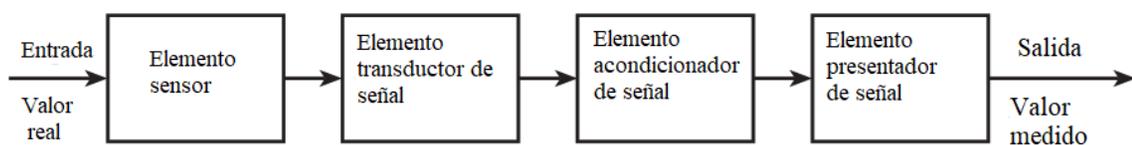
El variador de frecuencia posee además la capacidad de gestionar conexión de otros elementos de control adicionales como controles lógicos programables (PLC), temporizadores, sensores, relés, pantallas de display externas, redes LAN/WAN/WiFi etc. (Arana, 2017)

#### 2.4.2. Control de sensores electrónicos

Los sensores electrónicos son sistemas de medida conformados por uno o más elementos cuyo objetivo primordial es entregar una señal de salida, esta señal de salida es función de la variable que se desea medir. Dicha señal pasa por un transductor, quien se encarga de transformar su energía sea mecánica o magnética en eléctrica. Finalmente las señales transducidas pasan por un acondicionador que se encarga de transformarlas en señales que bien pueden ser procesadas o presentadas al observador (Bentley, 2005). En la *Figura 12* se observa la configuración esencial de estos sistemas.

**Figura 12**

*Estructura elemental de un sistema de medición*

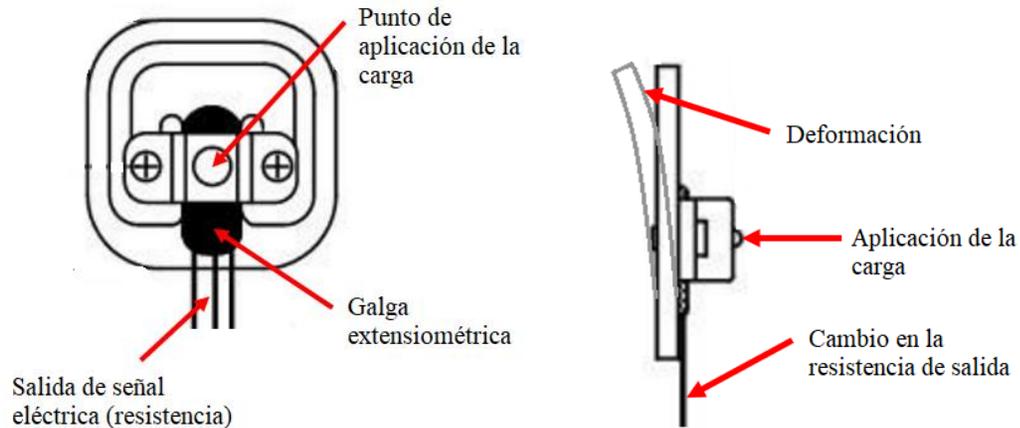


Nota: Tomado de “*General structure of measurement system*” Por Bentley, J. (2005). Fig. 1.2, p.4

- **Sensores:** Los sensores que se analizarán en este apartado serán aquellos empleados en la medición de fuerza y velocidad angular. Para el sensor de fuerza se utiliza una galga extensiométrica, que es un elemento basado en el efecto piezorresistivo (modificar su resistencia eléctrica al ser deformado). Así, el cambio de resistencia permite obtener una señal eléctrica (Pallas, 2008). Esta galga extensiométrica trabaja a flexión en una lámina de acero que se deforma según la carga que reciba tal y como se observa en la *Figura 13*.

**Figura 13**

*Esquema de funcionamiento para un sensor basado en galga extensiométrica*

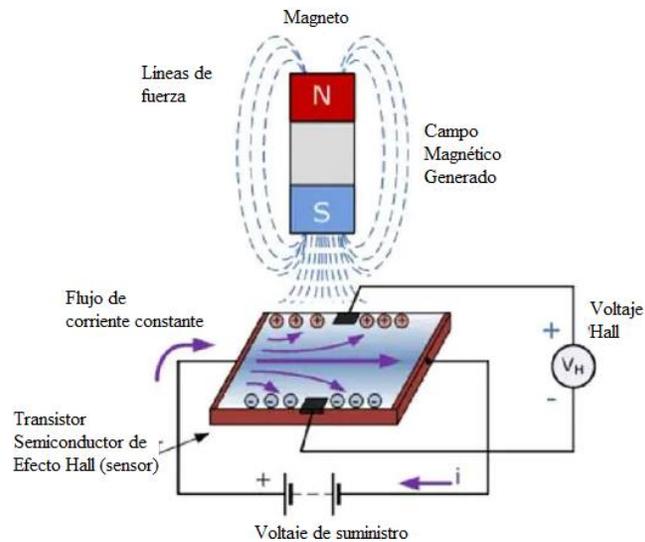


Nota: Tomado de "Esquema de celda de carga" por Arauz, R. (2021). Disponible en:

<http://www.colombianizate.com.co/wp-content/uploads/2019/01/Celda-carga-50-KG-4.jpg>

Para el sensor de velocidad, en cambio, se utiliza un transistor basado en el efecto Hall, es decir que cuando el sensor se somete a un campo magnético mientras circula corriente por él, se genera un voltaje medible que indica la presencia de dicho campo. Por lo tanto y tal como se observa en la *Figura 14*, al acercar un imán al sensor, este generará un pulso permitiendo de esta manera contar la cantidad de pulsos generados durante un intervalo de tiempo (Pallas, 2008). Estos pulsos pueden indicar velocidad angular y proximidad. Una gran ventaja de estos sensores es su inmunidad a condiciones ambientales, por lo que son ideales para utilizarlos en ambientes afectados por polvo, humedad o corrosión.

**Figura 14**  
 “Efecto Hall”



Nota: Tomado de “Hall Effect” por Meneau, J. (2012). Disponible en:

<https://static4.arrow.com/-/media/arrow/images/miscellaneous/0/0815-product-roundup-hall-effect-sensors-secondary-1.jpg>

- Transductores:** En la celda de carga, para transducir la señal de cambio resistivo generada desde la galga extensiométrica se utiliza un circuito conocido como el puente de Wheatstone (Pallas, 2008), el cual consiste en formar un circuito cerrado con al menos cuatro resistencias en serie donde una de ellas tendrá variación (esta generalmente es la resistencia de la galga) provocando una diferencia de potencial entre dos nodos del circuito (Bentley, 2005). Dicha tensión de salida permite medir la deformación presente en la celda y, por lo tanto, se puede procesar mediante cualquier acondicionador de señal. Para el sensor de efecto Hall, en cambio, la tensión producida directamente por el sensor se lleva a un comparador de voltaje que permite transformarla a una señal analógica y a una señal digital, así como también a un potenciómetro de precisión que permite ajustar la velocidad de lectura de los pulsos generados por el campo magnético en la salida digital (Creus, 2011).

- **Acondicionadores:** Para este sistema se utilizará un microcontrolador ARDUINO que recibe señales transducidas digitales y permite su procesamiento a través de una interfaz computacional (Torrente, 2013). En este programa se definirán las señales como variables y se realizarán cálculos que permitirán su posterior salida hacia el observador, es decir, transformar las señales digitales en valores físicos que son resultado de la medición realizada por los sensores y puedan ser transmitidas hacia el observador (Bentley, 2005).
- **Presentadores:** Para la presentación de los datos hacia el observador se utilizará un sistema de display digital monocromático. Este sistema posee una unidad de almacenamiento para cada carácter utilizable en el alfabeto y un microcontrolador que permitirá recibir la señal desde el acondicionador y procesarla para mostrar los resultados impresos carácter por carácter de modo que el usuario los observe (Moreno & Córcole, 2017).

## Capítulo 3 – Diseño

### 3.1. Selección de diseño

#### 3.1.1. *Esquema general de diseño*

En concordancia con lo establecido por la norma ASTM G105-16 en su *sección 6.1*, la máquina constará de un disco o rueda de fricción recubierto de neopreno, y, tangente a este disco se colocará una probeta del material que se esté sometiendo al ensayo. Esta probeta estará sostenida por un sistema palanca-pivote el cual le producirá una carga de empuje contra la superficie de la rueda.

Tanto la rueda como la probeta y el sistema palanca-pivote estarán sumergidos en una mezcla acuosa de arena sílica (referido como abrasivo), es así como, mientras la rueda gira a una velocidad angular determinada, dicho movimiento provocará rozamiento entre la probeta, el abrasivo y el neopreno dando como resultado un desgaste. Este desgaste será evaluado para determinar la resistencia del material a la abrasión en medios de tipo acuoso.

#### 3.1.2. *Selección de equipos*

Dadas las especificaciones anteriores, los componentes del equipo se dividirán en dos grupos: componentes normados (no se pueden reemplazar ni modificar) y los componentes de funcionamiento. De estos últimos se estudiarán posibles variantes u opciones en función de variables cualitativas y cuantitativas que permitan seleccionar la alternativa más adecuada, las variables que se analizarán para la selección se listan a continuación ordenadas según su importancia:

- Costo
- Confiabilidad de Operación
- Facilidad de Montaje (Maniobrabilidad)
- Facilidad de Mantenimiento (Mantenibilidad)

- Tiempo de vida útil

Para colocar un valor de ponderación, se utilizará una sumatoria de base 10 donde la variable más importante tendrá este valor y este irá reduciendo según se pierde importancia. El cálculo de la ponderación se indica en la *ecuación (3-1)* (Toskano, 2015)

$$W_f = \frac{\sum P_n}{\sum P_T} \quad (3-1)$$

Donde:

$W_f$  → Factor de ponderación

$P_n$  → Valor de ponderación

$P_T$  → Total de ponderación

En la *Tabla 4* se muestra las ponderaciones correspondientes a cada variable.

**Tabla 4**

*Ponderación individual de cada variable para selección*

Descripción de la variable	Valores de ponderación [ $P_n$ ]					Suma [ $\sum P_n$ ]	Ponderación [ $W_f$ ]
<b>Costo</b>	2	2	2	2	2	10	0.333
<b>Confiabilidad de la operación</b>	2	2	2	2		8	0.267
<b>Maniobrabilidad</b>		2	2	2		6	0.2
<b>Mantenibilidad</b>			2	2		4	0.133
<b>Tiempo de vida útil</b>				2		2	0.067
<b>Suma total de ponderación [<math>\sum P_T</math>]</b>						30	1

Una vez determinado el valor de ponderación, se calculará el valor de clasificación, el cual determina el beneficio/perjuicio que presenta una alternativa u otra. Para su cálculo, se le

otorgará un valor de 1 a la opción óptima y un valor de 0 a la opción deficiente (Saaty, 2005), cabe recalcar que, por fines de practicidad, en cada componente de posible selección se tomarán únicamente dos opciones para comparación.

Los componentes y sistemas para evaluar serán los siguientes:

- Motor eléctrico
- Sistema de reducción de velocidad
- Sistema de control electrónico

Las alternativas de selección, así como sus características y su respectivo valor de clasificación se listarán resumidas en la *Tabla 5*

**Tabla 5**

*Características de selección y valor de clasificación para los componentes de funcionamiento*

Motor Eléctrico					
Variable	Característica	Opción A: WEG NEMA MG-1/F-1	Opción B: WEG W22 IE2/80	A	B
Costo	Valor en el mercado	Precio referencial aprox. 190 USD <sup>7</sup>	Precio referencial aprox. 135 [USD] <sup>[7]</sup>	0	1
Confiabilidad	Corriente de trabajo	22 [A] <sup>8</sup>	3.5 [A] <sup>9</sup>	0	1
Maniobrabilidad	Tensión de trabajo	110 [V] <sup>8</sup> (Componentes baratos)	220 [V] <sup>9</sup> (Componentes caros)	1	0
Mantenibilidad	Mantenimiento requerido	Bajo <sup>8</sup>	Bajo <sup>9</sup>	1	1
Tiempo de Vida	Vida útil	10 años <sup>8</sup>	10 años <sup>9</sup>	1	1
<b>Total [<math>R_f</math>]</b>				3	4
Sistema de reducción de velocidad					
Variable	Característica	Opción A: Caja reductora AKORN FCNDK63	Opción B: Sistema piñón/cadena DC-B7	A	B
Costo	Valor en el mercado	Precio referencial aprox. 350 [USD] <sup>[7]</sup>	Precio referencial aprox. 75 [USD] <sup>[7]</sup>	0	1
Confiabilidad	Vibración y estabilidad	Estabilidad total <sup>10</sup>	Alta vibración y ruido <sup>11</sup>	1	0
Maniobrabilidad	Facilidad de instalación	Instalación sencilla mediante brida <sup>10</sup>	Instalación requiere ranuras y chavetas <sup>11</sup>	1	0
Mantenibilidad	Mantenimiento requerido	Nulo <sup>10</sup>	Requiere ajuste y lubricación permanente <sup>11</sup>	1	0
Tiempo de vida	Vida útil	Alta <sup>10</sup>	Media <sup>11</sup>	1	0
<b>Total [<math>R_f</math>]</b>				4	1

<sup>7</sup> Proveedores online, disponible en: mercadolibre.com.ec, Facebook/marketplace

<sup>8</sup> WEG (2021), *Catálogo NEMA MG-1/F-1*. Catálogo de fabricante

<sup>9</sup> WEG (2021), *Catálogo W22 IE2/80*. Catálogo de fabricante

<sup>10</sup> ACORN I.C. (2021), *Catálogo FCNDK63 Sinfin Corona*. Catálogo de fabricante

<sup>11</sup> DIAMOND CHAIN (2021), *Catálogo Técnico de Ingeniería Piñón/Cadena*. Catálogo de fabricante

Sistema de control para sensores					
Variable	Característica	Opción A: PLC XINJE XD3-32	Opción B: Arduino MEGA 250	A	B
Costo	Valor en el mercado	Precio referencial aprox. 280 [USD] <sup>7</sup>	Precio referencial aprox. 50 [USD] <sup>7</sup>	0	1
Confiabilidad	Robustez de operación	Gran robustez de operación <sup>12</sup>	Sensibilidad al ruido <sup>13</sup>	1	0
Maniobrabilidad	Montaje y programación	Programación e instalación compleja <sup>12</sup>	Sencilla instalación <sup>13</sup>	0	1
Mantenibilidad	Mantenimiento	Nulo <sup>12</sup>	Medio <sup>13</sup>	1	0
Tiempo de Vida	Vida Util	Alta <sup>12</sup>	Media <sup>13</sup>	1	0
<b>Total [<math>R_f</math>]</b>				<b>3</b>	<b>2</b>

Con el valor de clasificación establecido, obtenemos finalmente nuestra matriz de decisión. La matriz se define gracias al valor de decisión, el cual se calcula mediante la ecuación (3-2) (Toskano, 2015)

$$D_f = W_f * R_f \quad (3-2)$$

Los valores de decisión mayores corresponderán a la opción o alternativa que se seleccionará para el diseño. Dichos valores se encuentran calculados y listados en la *Tabla 6*.

<sup>12</sup> WU XINJE ELECTRIC CO. (2021). *Catálogo PLC's XD Series*. Catálogo de fabricante

<sup>13</sup> ARDUINO GENUINO (2021). *Catálogo placa Arduino MEGA 2560*. Catálogo de fabricante

Tabla 6

Matriz de valor y decisión

Motor eléctrico					
Opción A			Opción B		
Variables	Valor de ponderación [ $W_f$ ]	Valor de clasificación [ $R_f$ ]	Valor parcial	Valor de clasificación [ $R_f$ ]	Valor parcial
Costo	0.333	0	0	1	0.333
Confiabilidad	0.267	0	0	1	0.267
Maniobrabilidad	0.200	1	0.2	0	
Mantenibilidad	0.133	1	0.133	0	
Tiempo de Vida	0.067	1	0.067	0	
Valor de decisión [ $D_f$ ]			0.4	Valor de decisión [ $D_f$ ]	
Sistema de reducción de velocidad					
Opción A			Opción B		
Variables	Valor de ponderación [ $W_f$ ]	Valor de clasificación [ $R_f$ ]	Valor parcial	Valor de clasificación [ $R_f$ ]	Valor parcial
Costo	0.333	0	0	1	0.333
Confiabilidad	0.267	1	0.267	0	0
Maniobrabilidad	0.200	1	0.2	0	0
Mantenibilidad	0.133	1	0.133	0	0
Tiempo de Vida	0.067	1	0.067	0	0
Valor de decisión [ $D_f$ ]			0.666	Valor de decisión [ $D_f$ ]	
Sistema de control para sensores					
Opción A			Opción B		
Variables	Valor de ponderación [ $W_f$ ]	Valor de clasificación [ $R_f$ ]	Valor parcial	Valor de clasificación [ $R_f$ ]	Valor parcial
Costo	0.333	0	0	1	0.333
Confiabilidad	0.267	1	0.267	0	0
Maniobrabilidad	0.200	0	0	1	0.2
Mantenibilidad	0.133	1	0.133	0	0
Tiempo de Vida	0.067	1	0.067	0	0
Valor de decisión [ $D_f$ ]			0.467	Valor de decisión [ $D_f$ ]	

En conclusión, los equipos seleccionados son:

- Motor eléctrico: WEG W22 IE2/80
- Sistema de reducción de velocidad: Caja reductora AKNOR FCNDK63
- Sistema de control para sensores: Arduino MEGA 2560

### 3.2. Diseño del equipo

#### 3.2.1. Componentes normados por la ASTM G105-16

- **Probetas de ensayo**

En concordancia con la norma ASTM G105-16 en su *sección 8.2*, las probetas deberán tener las siguientes dimensiones:  $25.4 \pm 0.8$  [mm] de ancho por  $57.2 \pm 0.8$  [mm] de longitud, con un espesor variable entre 6.35 [mm] hasta 15 [mm]. Para las probetas se puede utilizar cualquier material metálico sea puro, depósito de soldadura, tratado térmicamente, con recubrimiento, etc.

Además, la norma ASTM G105-16 en su *sección 10.1* establece que deberán fabricarse 3 probetas del material a ensayar, por lo que, para fines de estudio, se seleccionarán tres tipos diferentes de acero tanto en calidad como en composición química y aplicación recomendada por su fabricante. Esto permitirá realizar comparaciones estadísticas a fin de comprobar su verdadera capacidad de resistencia a la abrasión en medios acuosos. Los aceros, así como sus propiedades físicas y composición química se encuentran listados en la *Tabla 7*

**Tabla 7**

*“Aceros utilizados para el ensayo”*

Propiedades Mecánicas						
Material	Resistencia a la tracción [MPa]	Límite elástico [MPa]	Alargamiento [%]	Dureza Brinell [HB]		
Acero ASTM A36	400	250	20	120		
Acero ASTM A304	480	180	40	150		
Acero ASTM A517	1300	1100	4	400		
Composición Química						
Material	%C	%Si	%Mn	%Cr	%P	%S
Acero ASTM A36	0.25	0.4	0.8	0.4	0.04	0.03
Acero ASTM A304	0.08	1	2	20	0.04	0.05
Acero ASTM A517	0.20	0.30	1.42	0.035	0.04	0.03

*Nota:* Tomado de “Catálogo planchas de acero – DIPAC MANTA” Disponible en:

<https://www.dipacmanta.com/planchas-de-acero>

Como punto adicional, la norma ASTM G105-16 en su *sección 8.6* establece que, previo al ensayo, la superficie de la probeta deberá encontrarse libre de discontinuidades visibles, por lo que se realizará un pulido tipo espejo a fin un buen acabado superficial.

- **Rueda de fricción**

Según la norma ASTM G105-16 en su *sección 6.2*, la rueda de fricción es un disco cuyas dimensiones corresponden a 178 [mm] de diámetro y 12.5 [mm] de espesor. El disco estará recubierto por una capa de neopreno con espesor máximo de 25 [mm].

Para el material del disco se recomienda un acero AISI 1020 con tratamiento de tropicalizado. Las características mecánicas del acero se listan en la *Tabla 8*

**Tabla 8**

*Características mecánicas del acero AISI/SAE 1020*

Estado de Suministro	Resistencia a la tracción [MPa]	Límite elástico [MPa]	Alargamiento [%]	Dureza Brinell HB
Laminado en caliente	220	400	25	116

Nota: Tomado de: Catálogo de Aceros Industriales – AISI/SAE 1020.

Disponible en: [https://www.cga.com.co/wpcontent/uploads/2020/07/Ficha\\_Tcnica\\_Aceros\\_Grado\\_IngenierDa\\_1020.pdf](https://www.cga.com.co/wpcontent/uploads/2020/07/Ficha_Tcnica_Aceros_Grado_IngenierDa_1020.pdf)

Como características constructivas adicionales, se lo maquiñará con un cubo el cual tendrá tres perforaciones para prisioneros que lo mantendrán fijo al eje haciéndolo, a la vez, fácilmente desmontable para su reemplazo. En el centro del cubo llevará una perforación igual al diámetro de eje previamente calculado y, debido a que el disco deberá tener un giro suave y preciso mientras se somete a una carga, se opta por un ajuste estrecho en operación (H9/s6) que le otorgará cierta exactitud en la ubicación permitiéndole, al mismo tiempo, ser intercambiable.

En cuanto al neopreno en su periferia será colocado producto de una vulcanización en molde y luego se maquinará para obtener las dimensiones necesarias. Las dimensiones finales del disco se muestran en el *Anexo B-2*

- **Bandeja para abrasivo**

Con respecto al abrasivo, la norma ASTM G105-16 en su *sección 7.1* establece lo siguiente:

- Se utilizará un total de 0.94 [kg] de arena sílica grano 50/70
- La arena sílica se mezclará con 1.5 [kg] de agua.

Conociendo las densidades de ambos elementos (USSilica, 2021) podemos determinar su volumen máximo:

$$V_T = V_{H_2O} + V_{Si}$$

$$V_T = \frac{0.940}{2340} + \frac{1.5}{1000} = 1901.7 [cm^3]$$

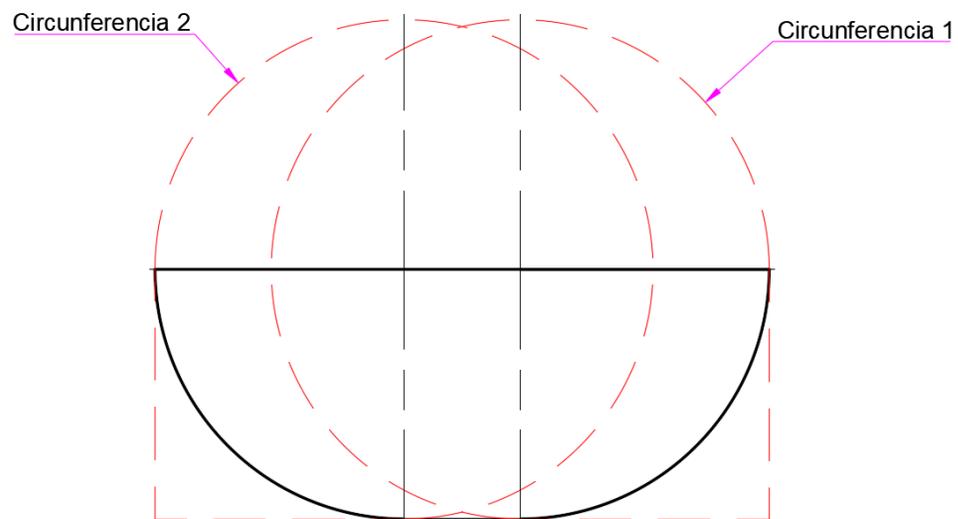
Teniendo en cuenta que dentro de la bandeja tanto el eje, la palanca, la rueda de fricción y la probeta con su elemento portaprobeta ocupan un determinado volumen se multiplicará el resultado antes obtenido por un factor de 2. Adicional a esto se aumentará un factor de 0.25 por el espesor de la bandeja.

$$V_{max} = 1901.7 * 2.25 = 4278.83 \approx 4300 [cm^3]$$

Para la construcción geométrica de este elemento se realizará un boceto basado en figuras conocidas que permitan determinar un volumen de manera sencilla, mientras que las dimensiones tomarán como base los componentes con los cuales interactúan directamente. En cuanto a su fabricación, se utilizará plancha de acero de 2 [mm] de espesor. Se puede considerar además como insignificante la carga producida por la mezcla en su interior, en la *Figura 15* se muestra un diseño conceptual de la bandeja en función de estas consideraciones.

**Figura 15**

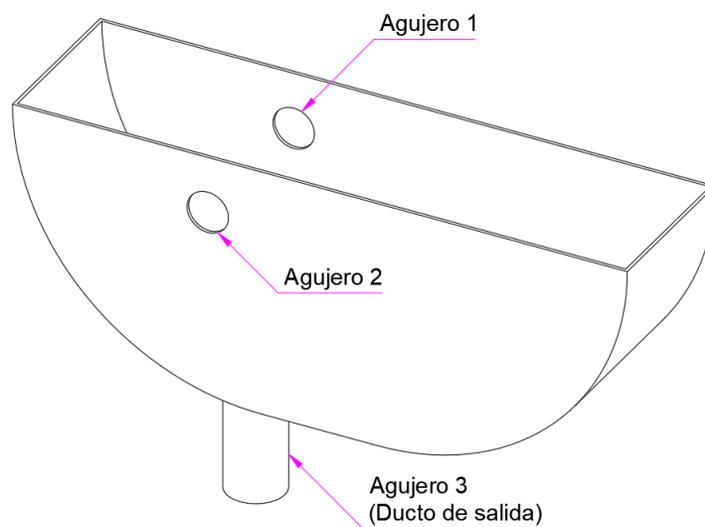
*Diseño conceptual de la bandeja*



A partir de este punto, se debe también tener en cuenta que la bandeja contará con 3 agujeros: dos para insertar soportes que le brinden estabilidad durante el ensayo y uno para el desfogue del abrasivo una vez este haya terminado de usarse. La idea conceptual de esta especificación se muestra en la *Figura 16*.

**Figura 16**

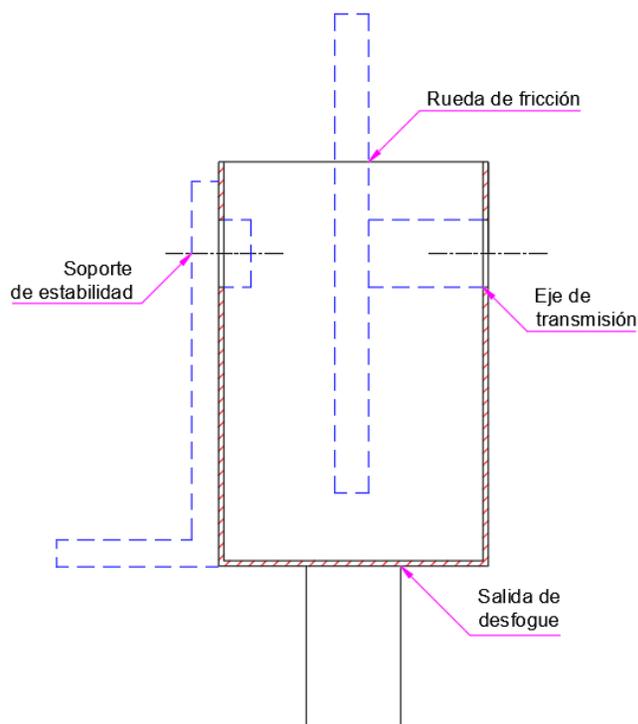
*Esquema conceptual de la bandeja*



Los dos agujeros para estabilidad tendrán el mismo diámetro que el eje de transmisión, uno de estos será utilizado por dicho elemento para conectarse con la rueda de fricción, mientras que el otro agujero tendrá acoplado un perfil anclado al bastidor como fijación. El tercer agujero correspondiente al desfogue será 1.5 veces más grande que estos y tendrá un tramo de tubería adjunto para guiar el abrasivo hacia algún recipiente de acopio, en cambio, mientras el ensayo es llevado a cabo, utilizará un tapón hermético de grado alimenticio que mantendrá el interior completamente sellado. Un esquema completo de esta idea se muestra en la *Figura 17*

### Figura 17

*Disposición de agujeros en la bandeja*



En cuanto al soporte estructural, se colocará una arandela que rodee la tubería de desfogue la cual servirá como asiento de la bandeja. Finalmente a la salida de desfogue se colocará una tapa con cierre hermético de grado alimenticio que permita sellar el

recipiente. Las dimensiones finales así como el detalle de este componente se muestran en el Anexo B-3.

### 3.2.2. Sistema de transmisión de potencia

- **Motor**

Para la adquisición de este componente se revisará que cumpla parámetros constructivos y de seguridad referentes a normas internacionales como NEMA o IEC. En la Tabla 9 se listan las características que poseerá el motor a instalar en el equipo.

**Tabla 9**

*Características del motor eléctrico del equipo*

<b>Marca</b>	WEG
<b>Modelo</b>	W22 IE2/80
<b>Característica eléctrica</b>	Norma NEMA MG-1/220V/3F/4P/60Hz
<b>Característica constructiva</b>	4 patas, Brida IEC B14
<b>Potencia</b>	1 [hp]
<b>Consumo</b>	3 [KW]
<b>Rotación Nominal</b>	1730 [rpm]
<b>Masa Aproximada</b>	21.5 [kg]

Nota: Tomado de: <https://www.weg.net/catalog/weg/EC/es/>

- **Caja reductora**

En la adquisición de este componente se tendrán en cuenta dos aspectos: la relación de transmisión y el tipo de brida de conexión. Para la relación de transmisión, se determinará mediante la ecuación (3-3)

$$RT = \frac{n_1}{n_2} \quad (3-3)$$

Donde:

$RT$  → Relación de transmisión

$n_1$  → Velocidad angular de entrada

$n_2$  → Velocidad angular de salida

En este caso, la velocidad angular de entrada será los 1730 [rpm] del motor, mientras que, según la norma ASTM G105-16 en su *sección 6.3*, la velocidad angular de salida deberá ser de  $245 \pm 5$  [rpm]. Reemplazando estos valores en la *ecuación (3-3)* obtenemos:

$$RT = \frac{1730}{245} = 7.06 \approx 7$$

Para lograr el ajuste adecuado de la velocidad angular se debe regular eléctricamente (mediante un variador de frecuencia), por lo tanto, se utilizará una caja reductora que posea una relación de transmisión mayor a 7. Esto debido a que, si fuera menor que 7, se tendría que reducir eléctricamente la velocidad, reduciendo dramáticamente la eficiencia.

Referente a la brida, tanto el motor como el reductor deberán utilizar una del mismo tipo. Con estos aspectos en consideración, las especificaciones de la caja reductora se listan en la *Tabla 10*.

**Tabla 10**

*Características de la caja reductora del equipo*

<b>Marca</b>	ACORN
<b>Modelo</b>	FCNDK63
<b>Característica Mecánica</b>	2 [hp], 118 [Nm]
<b>Relación de transmisión</b>	7.5
<b>Eje</b>	25 m6
<b>Brida</b>	IEC B14

*Nota: Tomado de, ACORN Catálogo de Fabricante*

- **Eje de transmisión y rodamientos**

En cuanto al diseño del eje, se seguirá el siguiente procedimiento de diseño (Norton, 2011):

- Selección de material
- Dimensionamiento geométrico conceptual
- Análisis de carga y esfuerzo
- Diseño del eje
- Análisis de deflexión del eje
- Ajuste
- Selección de rodamientos

Para la selección del material, se utilizará un acero de transmisión SAE 1018 trabajado en frío, el cual es un material idóneo para ejes tanto por su elasticidad como tenacidad y maquinabilidad (Budynas & Nisbett, 2015). Las características de este material se listan en la *Tabla 11*.

**Tabla 11**

*Propiedades mecánicas del acero SAE 1018*

<b>Material</b>	<b>Resistencia a la tracción [<math>\delta_{ut}</math>]</b>	<b>Resistencia a la fluencia [<math>\delta_y</math>]</b>	<b>Alargamiento [%]</b>	<b>Dureza Brinell [<math>HB</math>]</b>
Acero SAE 1018	410	235	20	143

*Nota:* Obtenido de: *Catálogo acero de ejes 1018*. DIPAC

Para el dimensionamiento geométrico se deben considerar algunos aspectos importantes

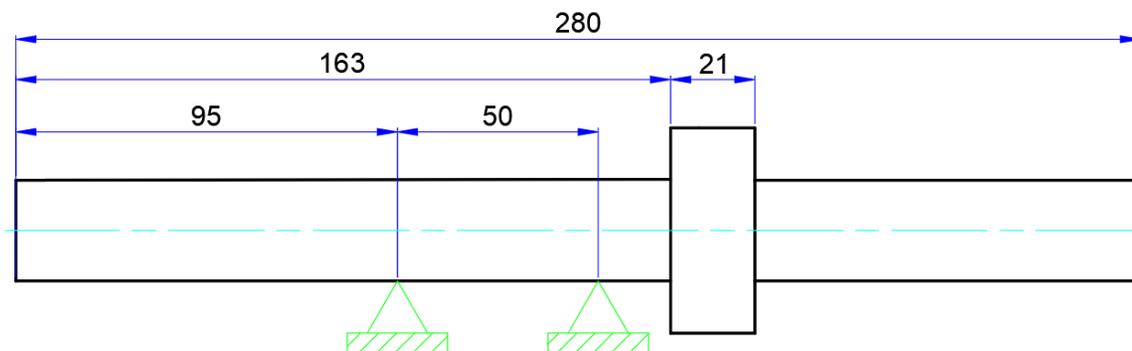
- El tipo de unión con la caja reductora.
- El tipo de unión con la rueda de fricción.
- El espacio para componentes.

Para la unión con la rueda de fricción, a esta tener su propio sistema de bloqueo con prisioneros, el eje se mantendrá sin ninguna modificación. Luego, se dejará una

longitud considerable que permita colocar tanto la bandeja como sus propios rodamientos de soporte. Finalmente, para la unión con la caja reductora, se realizará una ranura para chaveta debido a que la caja utiliza este mismo sistema para acoplar ejes a su mecanismo. Es importante que el eje sea desmontable, por lo que se optará por utilizar una junta de matrimonio que permita esto. Dicha junta se colocará entre el segundo soporte y la caja reductora. Bajo todas estas consideraciones, un esquema de dimensionamiento conceptual se muestra en la *Figura 18*

**Figura 18**

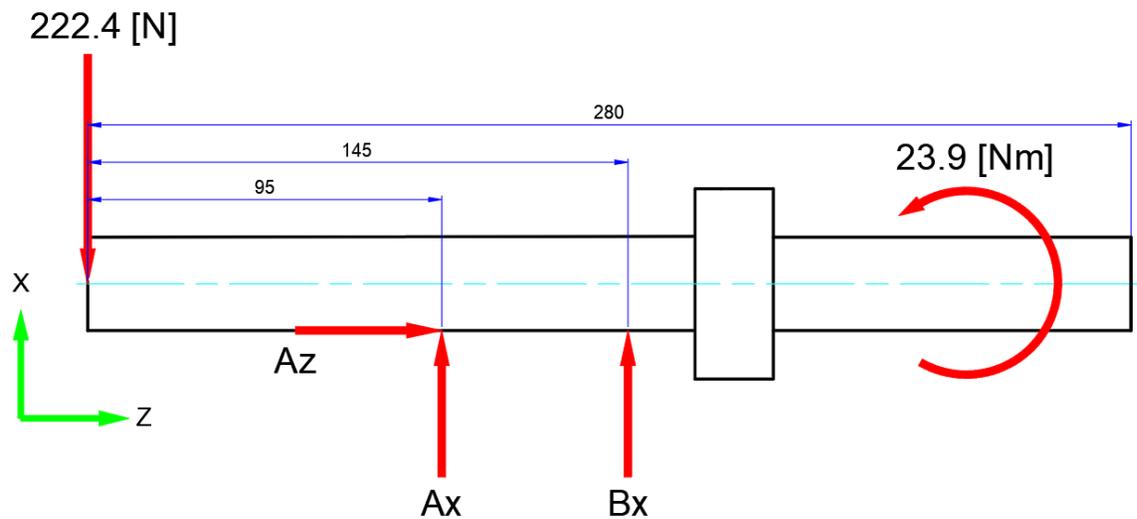
*Esquema conceptual del eje de transmisión*



Con respecto a las fuerzas, este componente se encuentra solamente afectado por la influencia de la carga que se genera en el punto de contacto producido entre el disco y la probeta y cuyo valor, según la norma ASTM G105-16 en su *sección 6.5*, es de  $222.4 \pm 3.6$  [N]. En la *Figura 19* se muestra el diagrama de cuerpo libre para el eje de transmisión.

Figura 19

Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión



El eje se encuentra sometido a un ciclo de carga repetido, es decir que el esfuerzo en él generado varía desde 0 hasta un valor máximo, por lo tanto, existirá una componente medio y alternante en fuerza y momento. El momento flector máximo medio y alternante en el eje se encuentran sobre el punto A y tienen un valor de:

$$M_{zm} = M_{za} = -10564 [N \cdot mm]$$

Mientras que el eje tendrá un diámetro de:

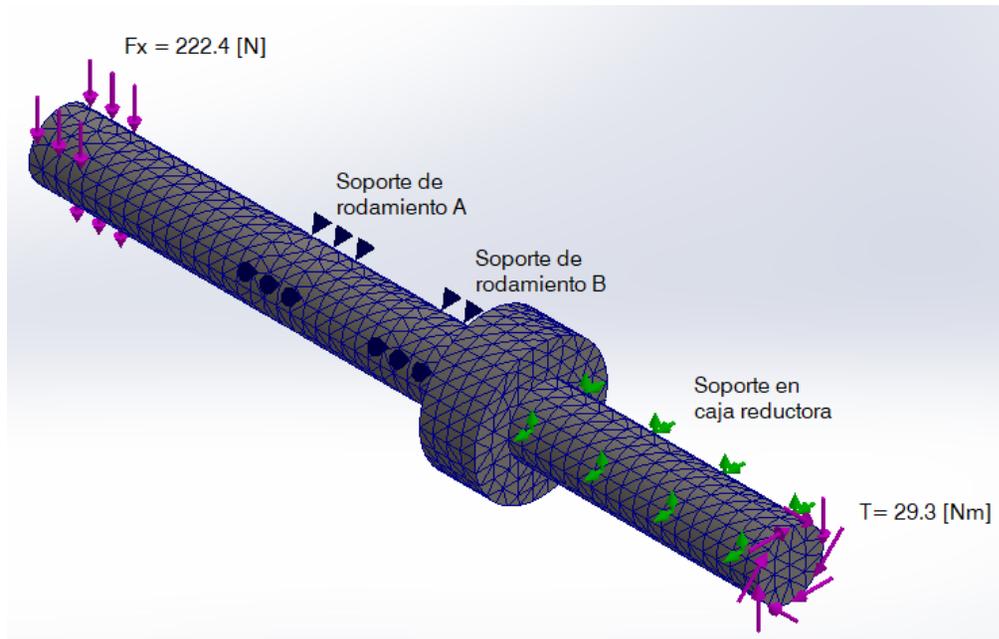
$$d = 25 [mm] \approx 1[in]$$

El análisis de carga, así como el estudio de fatiga y diseño del eje se encuentran en el Anexo B-2

Respecto a la deflexión, tanto (Budynas & Nisbett, 2015) como (Norton, 2011) concuerdan en que, a pesar de que utilizar las ecuaciones de singularidad para determinar la deflexión en el eje es un método válido, es más recomendable analizar la deflexión mediante simulación computacional por elementos finitos. En la Figura 20 se muestra las condiciones de frontera iniciales previo a la simulación

**Figura 20**

*Condiciones de frontera y mallado para simulación FEA*



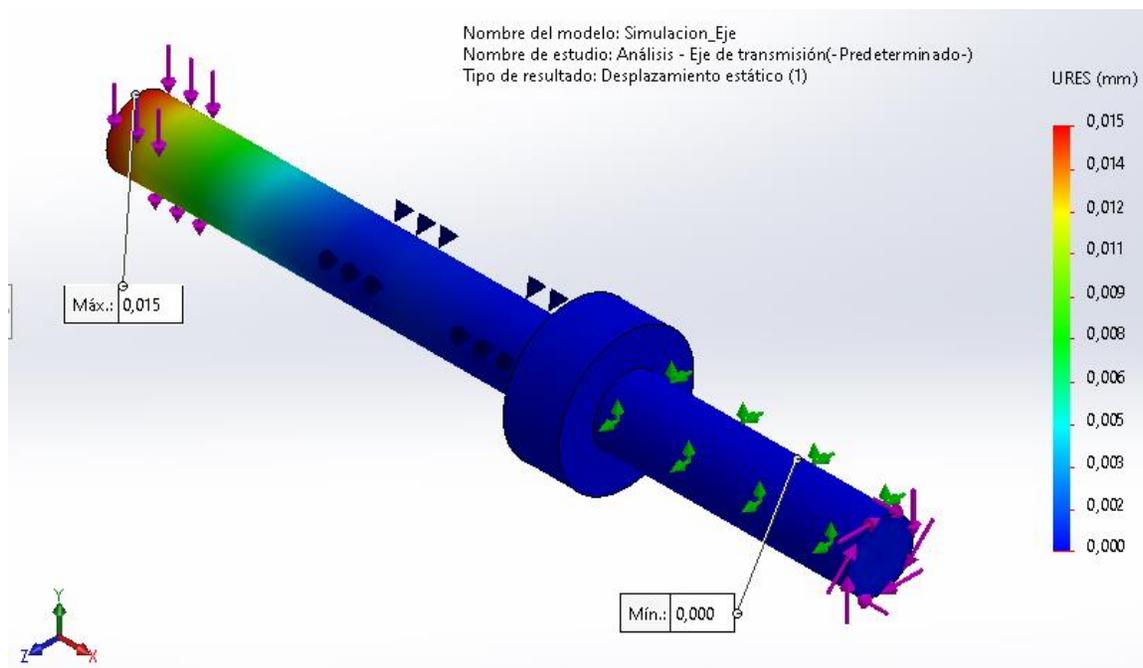
Realizando este análisis la deflexión máxima se produce en el punto de aplicación de la fuerza, siendo igual a:

$$x_{max} = 0.015 \text{ [mm]}$$

En la *Figura 21* se muestran los resultados del análisis por elementos finitos.

**Figura 21**

Resultado del análisis de deflexión en el eje de transmisión (FEA)



Para la selección de los rodamientos se seleccionará la marca KOYO y su catálogo como referencia. La base de cálculo será la carga más alta presente en un punto de soporte, el valor de esta carga se calculó en el *Anexo A-2* y tiene un valor de:

$$F_{rA} = 644.96 [N]$$

Con este valor de inicio, se seguirá el procedimiento indicado en el catálogo para la selección del producto cuyo análisis. El rodamiento seleccionado será KOYO P205-14 y el análisis a detalle los cálculos realizados para su determinación se encuentran en el *Anexo A-2*.

Una vez determinadas las dimensiones tanto del eje como la de los rodamientos, se realizará el análisis de ajuste y tolerancia. El manual de (Avallone & Baumeister, 2017) recomienda utilizar una gama de ajustes eje/agujero dentro de los rangos de calidad IT6 a la IT11. Por su parte, (Budynas & Nisbett, 2015) recomiendan manejar los mismos rangos de

calidad. Igualmente, el catálogo (KOYO, 2020) recomienda manejar una tolerancia de ajuste en base a un valor de precarga admitido en el rodamiento, y, en este caso, para el modelo 6205 la nomenclatura *CN* indica una tolerancia normal cuyo valor es:

$$d_{rmax} = 25.039 [mm]$$

$$d_{rmin} = 25.000 [mm]$$

Para la fabricación del eje se utilizará una calidad IT6 en función de los valores de precarga así como para el ajuste s6. El cálculo de ajuste se realiza en el Anexo A-2 y las dimensiones del eje serán:

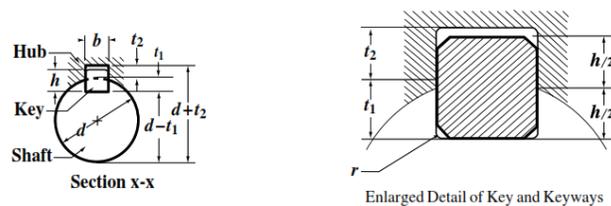
$$d_{max} = 25.048 [mm]$$

$$d_{min} = 25.035 [mm]$$

Finalmente, el eje poseerá un chavetero en el extremo conectado a la caja reductora. Para el dimensionamiento de esta ranura, se utilizará el estándar BS970, el cual es base para el estándar ISO R773 (Oberg & Jones, 2000) Las dimensiones para la ranura se muestran en la *Figura 22*

**Figura 22**

*Dimensiones para chavetas y chaveteros paralelos rectangulares*



Shaft		Key	Keyway												
Nominal Diameter <i>d</i>			Width, <i>b</i>			Depth				Radius <i>r</i>					
Over	Up to and Incl.	Size, <i>b</i> × <i>h</i>	Nom.	Free Fit		Normal Fit		Close Fit	Shaft <i>t</i> <sub>1</sub>		Hub <i>t</i> <sub>2</sub>		Max.	Min.	
				Shaft (H9)	Hub (D10)	Shaft (N9)	Hub (J <sub>s</sub> 9) <sup>a</sup>	Shaft and Hub (P9)	Nom.	Tol.	Nom.	Tol.			
Keyways for Rectangular Parallel Keys															
22	30	8 × 7	8	1	+0.036	+0.098	0	+0.018	-0.015	4			3.3	0.25	0.16

*Nota:* Tomado de: Oberg, Horton. “*Machinery’s Handbook*” Tabla 1. p. 2356

Con todas estas configuraciones realizadas, las dimensiones del eje detalladas se muestran en el Anexo B-4.

### 3.2.3. Diseño del soporte mecánico

- **Sistema palanca-pivote**

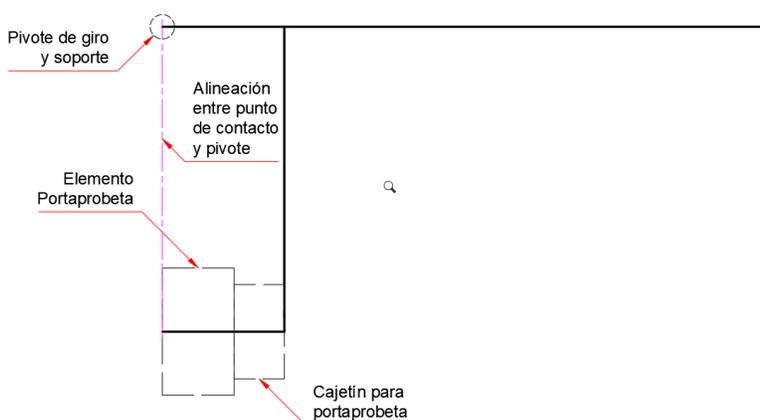
Este sistema, tal como su nombre lo indica, estará conformado por dos componentes: una palanca que sostendrá tanto a la probeta de ensayo como a la masa que producirá empuje y un eje que actuará como soporte y centro de giro de la palanca. La norma ASTM G105-16 establece algunos criterios importantes listados a continuación:

- Se deberá ejercer una fuerza de  $222.4 \pm 3.6$  [N] perpendiculares a la probeta contra la periferia del disco.
- El punto de pivote en la palanca deberá estar alineado verticalmente con el radio del disco.

La palanca tendrá tres puntos de estudio importantes: un agujero de pivote que le servirá como centro de giro así como soporte; otro agujero para sostener una masa colgante y un cajetín que servirá para sostener un elemento portaprobeta. En la *Figura 23* se muestra la idea conceptual que satisface estas tres especificaciones iniciales.

**Figura 23**

*Diseño conceptual de la palanca*



Con estas consideraciones se realizará un análisis estático que permita determinar dimensiones en base a las cargas antes mencionadas. Dicho cálculo se establece en el *Anexo*

A-3. Para la construcción de la palanca se utilizará una platina de acero inoxidable ASTM 304 de  $\left(1\frac{1}{2} \times \frac{3}{8}\right)$  [in] el cual tendrá la capacidad de resistir el ambiente abrasivo sin generar corrosión. Se utilizará como base el dimensionamiento básico. Este cálculo se establece en el *Anexo A-4* y el dimensionamiento definitivo de este elemento en el *Anexo B-5*

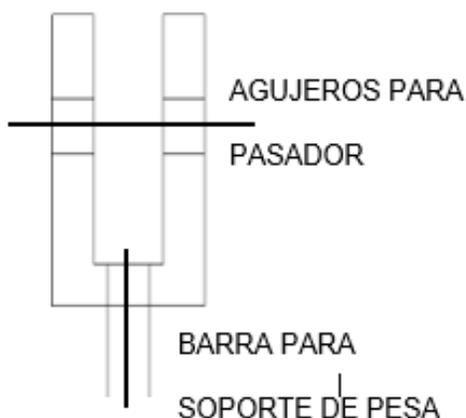
En lo que respecta al pivote, se utilizará un eje cilíndrico del mismo material cuya longitud será tal que se evite interferencias con otros componentes. El diseño de este componente se analiza en el *Anexo A-5* y su dimensionamiento definitivo en el *Anexo B-6*

Con respecto a la pesa que se encargará de generar la carga en la palanca estará fabricada con el mismo acero de transmisión que el eje. Su cálculo se establece en el *Anexo A-6* y su dimensionamiento en el *Anexo B-8*.

Finalmente el portapesas constará de un perfil en forma de U que servirá como corredera para acoplarse a la palanca. Dicho perfil además, constará de dos agujeros, el primero servirá para anclar la barra roscada que sostendrá la pesa y el segundo servirá para colocar un pasador y fijarse a la palanca de fuerza. Un esquema conceptual de esta idea se muestra en la *Figura 24* y el dimensionamiento completo de este componente se establece en el *Anexo B-9*.

**Figura 24**

*Esquema conceptual del portapesas*



- **Portaprobeta**

Este componente permitirá sostener la probeta durante el ensayo, así como también albergar una celda de carga por lo que se partirá desde un cubo sólido. En su geometría tendrá un agujero prismático rectangular de  $(25 \times 57)$  [mm] correspondientes al tamaño de la probeta para albergarla y evitar que se mueva durante el ensayo.

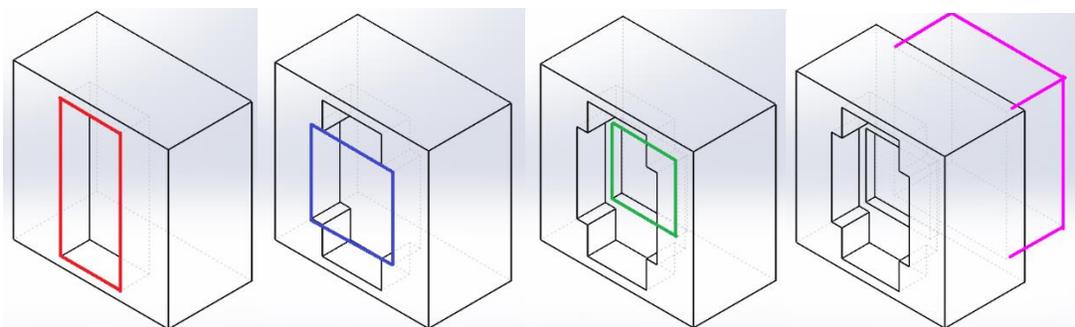
Tras este agujero prismático llevará una ranura adicional cuyo ancho, alto y profundidad serán similares a los que posea la celda de carga seleccionada, y finalmente, llevará otra ranura detrás de esta que generará espacio permitiendo una libre deflexión de la galga extensiométrica propia de la celda de carga. Esto dará como resultado que la geometría cúbica inicial se convierta en un cubo con tres ranuras internas.

Tras el cubo ranurado inicial, existirá un segundo cubo sólido el cual servirá como soporte para permitir que el portaprobeta se ajuste al cajetín de la palanca, fijando así el sistema por completo. Un esquema conceptual de esta idea de diseño se muestra en la

*Figura 25.*

**Figura 25**

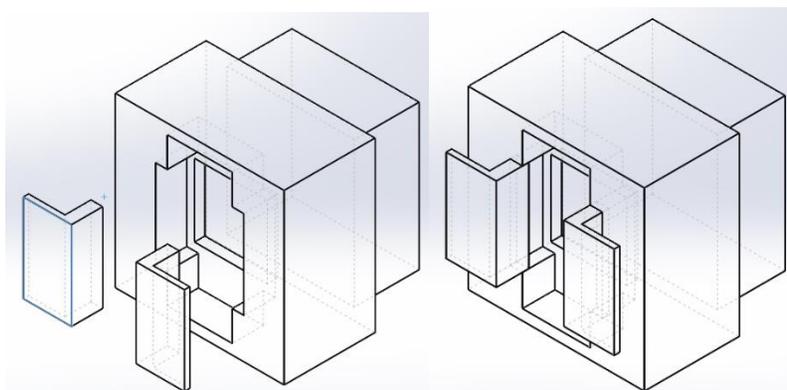
*Diseño conceptual del componente portaprobeta*



Este diseño conceptual presenta un problema, y es que, si bien el movimiento de la probeta se encuentra restringido en los ejes X e Y, es necesario libertad de movimiento en el eje restante Z para garantizar una fácil extracción de la probeta. En cambio, la celda de carga deberá encontrarse permanentemente restringida a fin de garantizar una medición acertada de la fuerza. Para ello se añadirán al diseño dos ranuras adicionales que servirán para albergar calzas removibles que mantendrán fija a la celda durante el ensayo y podrán extraerse en caso de que el sensor requiera un reemplazo. Un diseño básico del componente se muestra en la *Figura 26* indica la interacción de las calzas con sus respectivas ranuras, así como su método de fijación.

**Figura 26**

*Diseño básico del componente portaprobeta*



Finalmente se seleccionará un material que permita resistir las cargas adecuadamente, pero que sea ligero, por lo que se escogerá un material polímero tipo termoplástico conocido como ABS, que se caracteriza por su uso en máquinas gracias a su gran tenacidad, buena rigidez y resistencia a los ambientes abrasivos (Santoro, 2011). Las características de este material se listan en la *Tabla 12*.

**Tabla 12***Propiedades físicas del ABS*

Material	Resistencia a la tracción [MPa]	Límite elástico [MPa]	Alargamiento [%]	Absorción de agua [%]
ABS	45	-	45	0.3 en 24 [h]

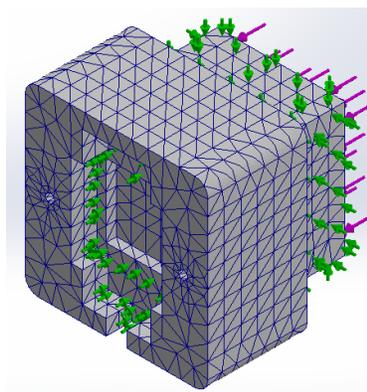
*Nota:* Tomado de: SIIM CO. *Propiedades mecánicas del ABS*. Disponible en:

<http://www.siim.com/docs/RAE-1018.pdf>

Adicionalmente, se realizó un análisis por elementos finitos del elemento portaprobeta a fin de predecir aproximadamente su comportamiento frente a las cargas antes mencionadas. Como condiciones de frontera, se fijarán los lados del cubo de soporte y se aplicará las cargas respectivas en su parte posterior. Las condiciones de frontera seleccionadas para el componente se muestran en la *Figura 27* y el resultado del análisis se observa en la *Figura 28* El dimensionamiento final del dispositivo se muestra en el *Anexo B-7*

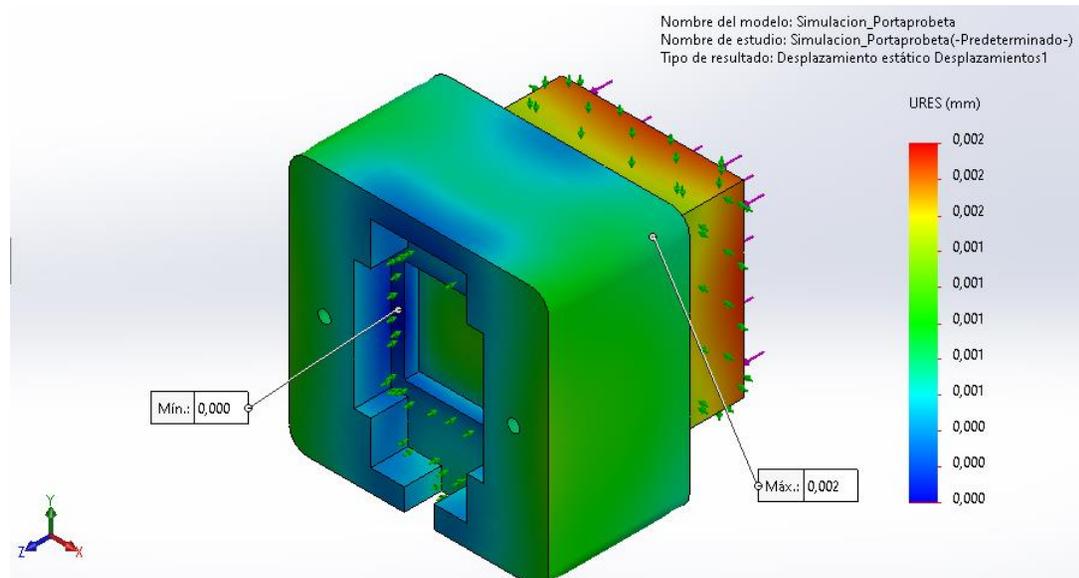
**Figura 27**

*Condiciones de frontera del FEA para el componente portaprobeta*



**Figura 28**

*Resultado de deflexión por FEA para el componente portaprobeta*



Siendo la deflexión máxima de  $2 \text{ } [\mu\text{m}]$  se deduce que el modelo es robusto y resiste las cargas aplicadas.

- **Bastidor**

El bastidor tendrá como base de soporte una mesa de tamaño estándar  $(1 \times 0.5 \times 0.9) \text{ } [m]$  y estará construida con perfil rectangular estructural de  $(25 \times 1.5) \text{ } [mm]$ . Para la parte superior de la mesa se utilizará una plancha de acero A36 de  $2 \text{ } [mm]$  de espesor.

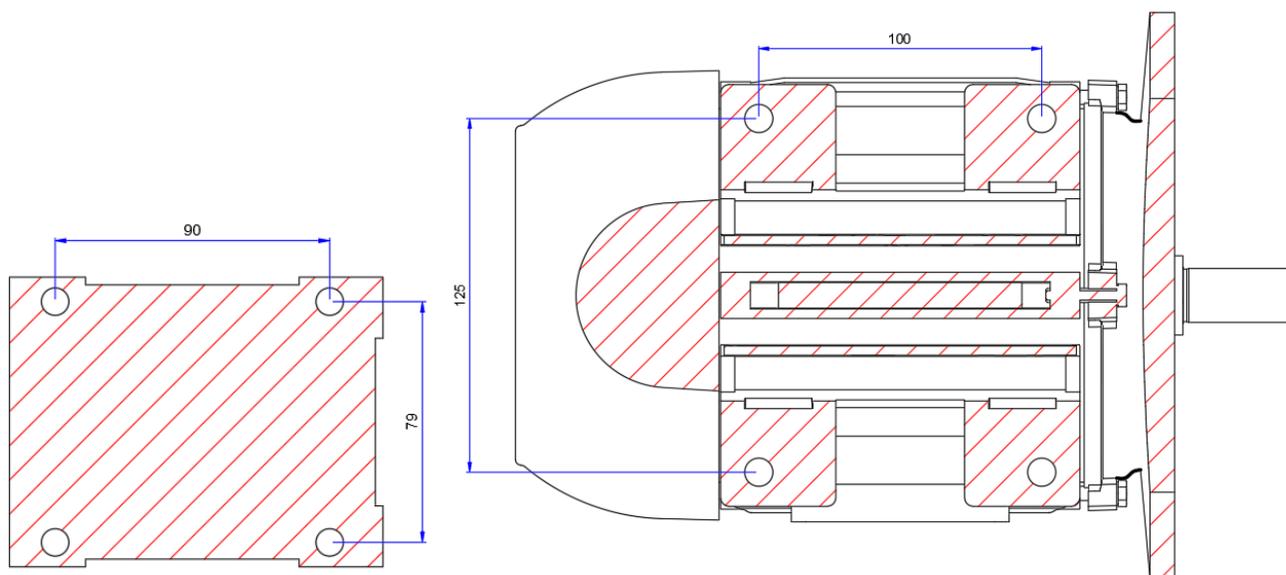
El bastidor actuará como elemento de soporte para los siguientes componentes:

- Motor eléctrico
- Caja reductora
- Chumaceras
- Pivote de palanca
- Caja eléctrica

Para el motor eléctrico, así como para la caja reductora se utilizarán perfiles tipo L comerciales de especificación  $(25 \times 25 \times 2)$  [mm] como soporte y una placa de acero A 36 de especificación 2 [mm] de espesor. Para su dimensionamiento se tomará en cuenta las geometrías de la base de ambos componentes a fin de realizar perforaciones que permitan anclarlos adecuadamente. Las dimensiones de la base para el motor como para el reductor se muestran en la *Figura 29*.

**Figura 29**

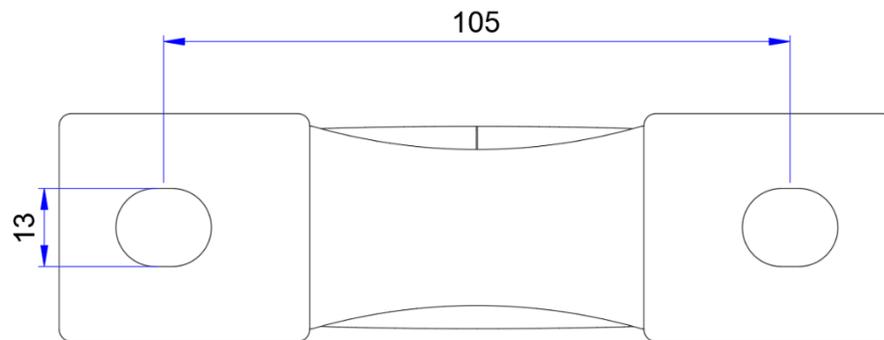
*Esquema de la base del motor y la caja reductora*



Luego, para el soporte de las chumaceras, de la misma manera se tomará como referencia la geometría de la base de este componente y se utilizará la misma perfilera. El esquema de la base de las chumaceras se indica en la *Figura 30*

**Figura 30**

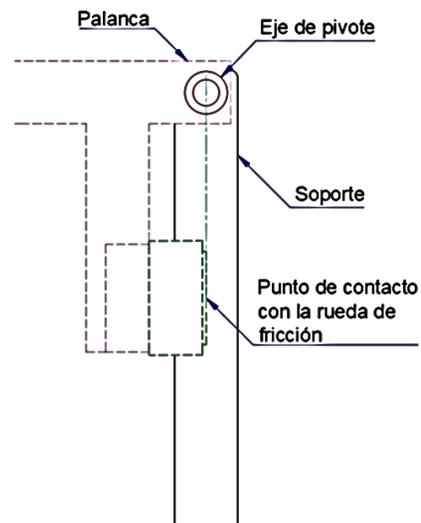
*Esquema de la base de la chumacera*



En cuanto respecta al soporte del pivote, se utilizarán dos placas rectangulares con un agujero. Las placas estarán colocadas verticalmente de modo que el eje pueda apoyarse en ellas y estarán distanciadas una distancia equivalente a la longitud del eje pivote. Las placas estarán colocadas de modo que el agujero de soporte se encuentre verticalmente alineado con la periferia de la rueda de fricción. Un esquema de esta idea se muestra en la *Figura 31*.

**Figura 31**

*Esquema conceptual de posicionamiento del soporte de pivote.*



Para sostener la caja eléctrica que alojará los elementos eléctricos se realizará un marco utilizando perfil rectangular de  $(25 \times 1.5)$  [mm]. Tendrá una altura que permita al usuario interactuar de frente, por lo que se elevará 60 [cm] dando una altura total de 1.55 [m]. El ancho del marco será igual al ancho de la caja eléctrica para su adecuado montaje.

Las dimensiones, así como los planos de corte para este componente se muestran en el Anexo B-10.

### **3.2.4. Diseño del circuito eléctrico**

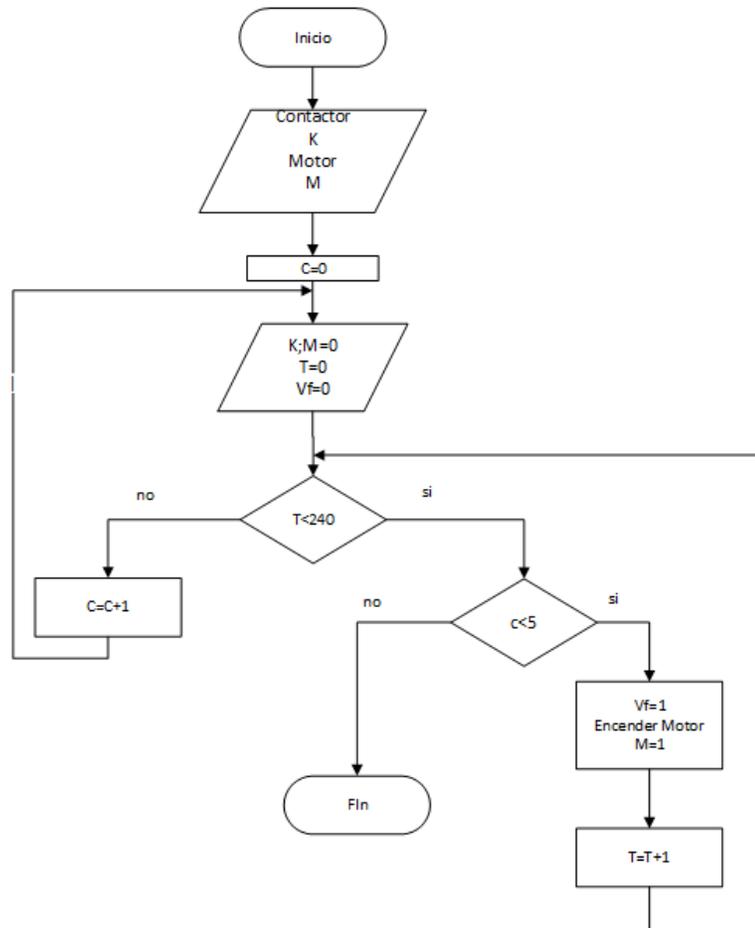
El sistema eléctrico de potencia y control se diseñará en base a lo siguiente: la norma ASTM G105-16 en su *sección 6.3* establece que la rueda de fricción debe girar un total de 1000 revoluciones a una velocidad de  $245 \pm 5$  [rpm] antes de detenerse por completo. Para este control se utilizará un sistema temporizado que detenga el motor una vez que haya realizado dicha cantidad de vueltas durante un tiempo determinado el cual se calculará mediante la siguiente expresión:

$$t = \frac{1000}{245 \pm 5} = 4.1 \pm 0.15 \text{ [min]}$$

El diseño para funcionamiento del sistema eléctrico se regirá de la siguiente manera: el proceso comienza con la energización mediante el primer contactor del sistema representado con la variable  $K$ , mientras que los símbolos  $V_f$  y  $M$  representan al variador de frecuencia y motor eléctrico respectivamente. Dichas variables tendrán asignado un valor de 1 si se encuentran encendidas y 0 si se encuentran apagadas. La variable  $C$  nos permite contabilizar el número de veces que se realiza el ensayo a  $245 \pm 5$  [rpm] como velocidad final; se realizarán en total 5 ensayos. La variable  $T$  contabiliza los segundos que la máquina debe permanecer en funcionamiento, lo cual permitirá contabilizar el total de 1000 [rpm]. La *Figura 32* muestra un diagrama de flujo con la secuencia lógica del proceso.

Figura 32

Diagrama de flujo del sistema eléctrico del equipo



- **Circuito de Potencia**

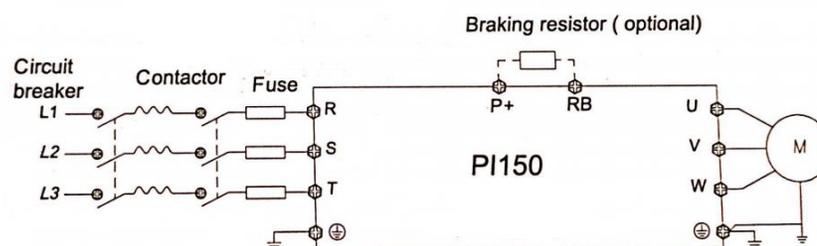
El circuito de fuerza o potencia se representará utilizando la norma IEC 60617 para las conexiones de alimentación que activarán a los componentes. El diseño eléctrico cuenta con un interruptor termomagnético  $Q_0$  y su respectiva protección. Para el control completo del motor eléctrico se utilizará un variador de frecuencia cuyas características se listan en la *Tabla 13*.

**Tabla 13***Características eléctricas del variador de frecuencia*

<b>Marca</b>	POWTRAN
<b>Modelo</b>	P1150 0R7G2
<b>Potencia Salida</b>	1 [hp], 0.75 [kW]
<b>Peso</b>	1.1 Kg
<b>Frecuencia de Entrada</b>	50-60[Hz]

*Nota: Tomado de, POWTRAN Manual de operación, Catálogo del Fabricante*

La mayor parte de la reducción de velocidad se realiza en la caja reductora, pero el ajuste fino que permitirá calibrar el valor de velocidad por completo se realizará mediante este componente, el cual permitirá un arranque y parada suave, así como la inversión de giro. Un diagrama de conexión básico para este componente se muestra en la *Figura 33*.

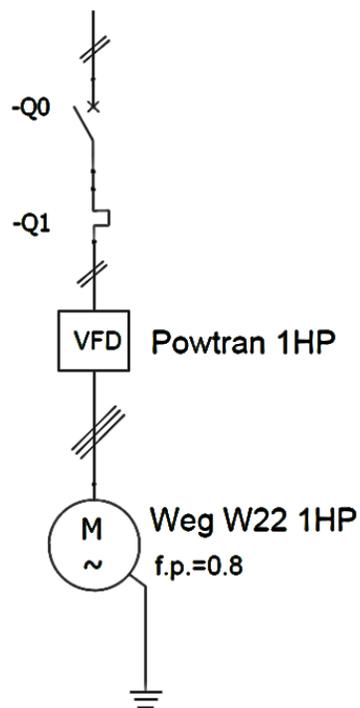
**Figura 33***Diagrama de conexión básico del variador de frecuencia*

*Nota: Tomado de, POWTRAN Manual de operación, Catálogo del Fabricante*

Para una representación más sencilla de la conexión eléctrica se utilizará un esquema unifilar mostrado en la *Figura 34*.

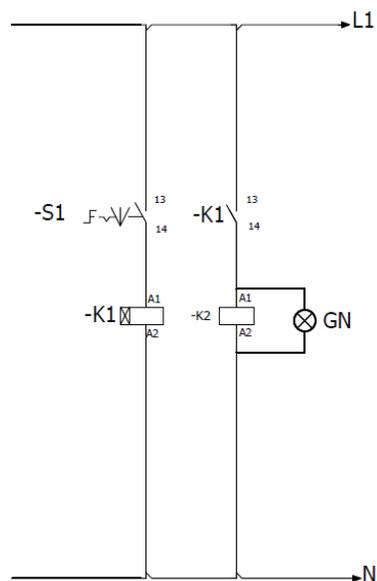
**Figura 34**

*Diagrama unifilar del sistema eléctrico del equipo*



- **Circuito de Control**

Para el control se utilizará un relé denominado  $K_2$  y un interruptor  $S_1$  de encendido o apagado de fácil acceso, como indicador de funcionamiento se utilizará un botón tipo LED color verde representado en la *Figura 35* como  $GN$  que se encuentra conectado en paralelo con el otro relé denominado  $K_2$ , mismo que energiza al variador de frecuencia.

**Figura 35***Diagrama de conexión del circuito de control***3.2.5. Diseño del circuito electrónico**

Las variables que necesitarán control electrónico son fuerza y velocidad. A continuación se analizarán los componentes para ambos sistemas:

- **Sistema de medición de fuerza**

Para poder medir la variable de fuerza aplicada en el punto de contacto entre el disco y la probeta en el momento del ensayo se utilizará una celda de carga resistiva de 50 [kg], las características se encuentran en la *Tabla 14*

**Tabla 14***Características del sensor de carga*

<b>Voltaje de Operación DC</b>	3-10[V]
<b>Capacidad Máxima</b>	50[Kg]
<b>No Linealidad</b>	0.03%
<b>Repetibilidad</b>	0.03%
<b>Resistencia de Entrada/Salida</b>	1000[Ω]±20
<b>Temperatura de Funcionamiento</b>	0-50[°C]

*Nota:* Tomado de: FERRETRÓNICA S.A. Disponible en: <https://ferretronica.com/products/celda-de-carga-50kg-sensor-de-peso>

Para modificar la señal proveniente del sensor se utilizará un circuito HX711. Este transductor se utiliza junto con la celda de carga para convertir la señal de analógica a digital (Ver Sección 2.4.2) lo que nos permite leer el peso obtenido por la celda de carga de una manera más sencilla y precisa. Las características del transductor HX711 se muestran en la Tabla 15.

**Tabla 15***Características del circuito HX711*

<b>Voltaje de Operación DC</b>	2.6-5[V]
<b>Corriente de Operación</b>	<1.5[uA]
<b>Dimensiones</b>	30 x 18 [mm]
<b>Compatibilidad con Celdas de Carga</b>	1,5,20 y 50[Kg]

*Nota:* Tomado de: “Hoja Técnica HX711”, Disponible en:

[https://cdn.shopify.com/s/files/1/2267/1961/files/HX711\\_Modulo\\_Conversor\\_Analogo\\_a\\_Digital\\_24\\_Bits.pdf?232893791043193586](https://cdn.shopify.com/s/files/1/2267/1961/files/HX711_Modulo_Conversor_Analogo_a_Digital_24_Bits.pdf?232893791043193586)

Para la conexión del sistema se seguirá el siguiente esquema: Los puertos negro y rojo del sensor se conectarán a resistencias de 220 [ $\Omega$ ] y el cable azul se unirá en la mitad de estas para formar el puente de Wheatstone. El voltaje producido entre los nodos centrales del puente (*Ver Sección 2.4.2*) irá hacia los puertos de tensión de excitación del HX711 mientras que los puertos de tensión de salida se alimentarán directamente de los puertos de presión del sensor. A partir del HX711 los puertos VCC y GND irán hacia la alimentación del Arduino y el puerto de salida digital irá hacia la entrada digital del mismo. Un esquema de esta conexión se muestra en el *Anexo B-12*

Referente a la programación, se utilizará la librería HX711.h para utilizar las funciones del módulo. En primer lugar se establecerá una variable para iniciar la calibración y se realizará la función *getunits()* para obtener el valor de fuerza en kilogramos, los cuales, al multiplicarse por un factor de 9.8 lo convertirá a Newtons. Finalmente se imprimirá dicho valor en el presentador. El código de programación se realizará en el lenguaje C de Arduino y se muestra en el

*Anexo B-13*

- **Sistema de medición de velocidad**

Para la medición de la velocidad angular se utilizará un sensor de efecto Hall SS49E. Se colocarán imanes en la rueda de fricción de modo que puedan activarlo. Este es un sensor de fácil aplicación, bajo costo y muy resistente a los ambientes dañinos (*Ver Sección 2.4.2*). Las características de este componente se muestran en la *Tabla 16*.

**Tabla 16***Características de funcionamiento del sensor SS49E*

<b>Voltaje de Suministro DC</b>	2.7-6.5[V]
<b>Voltaje de Operación</b>	5[V]
<b>Corriente de Operación</b>	6[mA]
<b>Temperatura de Operación</b>	-40 a 100 [°C]

*Nota:* Tomado de: “Datasheet Linear Hall-Effect sensor Ics Series”, Disponible en:

[https://www.microjpm.com/\\_files/200007831-9a0639aff0/SS49E%20Datasheet.pdf](https://www.microjpm.com/_files/200007831-9a0639aff0/SS49E%20Datasheet.pdf)

Para la lectura de la señal se utilizará un transductor KY-024. Este transductor trabaja con el comparador LM393 se utiliza junto al sensor de efecto hall SS49E para permitirnos compara el voltaje y transformarla de analógica a una salida digital. Las características de funcionamiento se encuentran en la *Tabla 17*.

**Tabla 17***Características del transductor KY-024*

<b>Voltaje de Operación DC</b>	5[V]
<b>Comparador de salida de corriente</b>	16[mA]
<b>Dimensiones</b>	40 x 26 x 32 [mm]
<b>Temperatura de Operación</b>	-25 a 85[°C]
<b>Peso</b>	4[g]

*Nota:* Tomado de: “Proveedor de equipos electrónicos TECmicro”, Disponible en:

<https://tecmikro.com/sensores/542-ky-024-sensor-lineal-de-efecto-hall.html>

La conexión de este sistema es más sencilla debido a que el módulo KY-024 recibe una señal de voltaje directa del sensor SS49E y mediante su procesador LM393 la

transforma en una señal digital que sale del nodo *D* ubicado en el módulo, mientras que los nodos *GND* y *VCC* servirán como alimentación y se conectarán directamente a los puertos de energía del Arduino. El esquema de esta conexión se indica en el *Anexo B-12*

- **Acondicionador de señal**

El acondicionador que a utilizar será un Arduino Mega 2560. Es un microcontrolador que tiene 54 pines de entrada / salida digital (de los cuales 14 se pueden usar como salidas PWM), 16 entradas analógicas, 4 UART (puertos serie de hardware), una conexión USB, un conector de alimentación, y un botón de reinicio. Sus especificaciones se detallan en la *Tabla 18*.

**Tabla 18**

*Características del circuito Arduino MEGA 2560*

<b>Voltaje Operativo</b>	5[V]
<b>Corrientes DC (in/out) cada pin</b>	40[mA]
<b>Corriente DC entregada</b>	50[mA]
<b>Clock Speed</b>	16[MHz]
<b>Memoria Flash</b>	256[KB]

*Nota:* Tomado de: "Especificaciones Arduino Mega", Disponible en: <https>

<http://www.agspecinfo.com/pdfs/M/MB0014.PDF>

El Arduino recibirá en sus pines de conexión digital la señal proveniente del sensor de carga (2 puertos), del sensor de velocidad (1 puerto) y del presentador (7 puertos). Recibirá también en sus pines de alimentación 5 [V] y *GND* a los nodos de energía provenientes tanto de los sensores como del presentador.

- **Presentador de señal**

Para poder presentar las variables de Fuerza y Velocidad se utilizará un Display 16x2 monocromático, el mismo que mostrará las variables durante el ensayo. Las especificaciones de este componente se encuentran en la *Tabla 19*.

**Tabla 19**

*Especificaciones del display 16x2*

<b>Voltaje de Operación DC</b>	4.7 a 5.3[V]
<b>Corrientes de Operación</b>	1[mA]
<b>Dimensiones</b>	40 x 26 x 32 [mm]

*Nota:* Tomado de: “Proveedor de equipos electrónicos TECmicro”, Disponible en: <https://tecmikro.com/display/display-digital-16p-or-2>

Para la conexión de este sistema se comenzará por los puertos *VCC* y *GND* correspondientes a su alimentación los cuales irán directamente conectados a los pines 5 [V] y *GND* del Arduino respectivamente. Esta conexión de alimentación pasará primero por una resistencia de 220 [ $\Omega$ ] colocada en serie a la línea *VCC* y un potenciómetro de precisión de 10000 [ $\Omega$ ] en paralelo a estas líneas de alimentación. Finalmente, desde el puerto *Con* se conectará al tercer pin del potenciómetro para poder calibrar el contraste.

Con respecto a los puertos *RS* y *EN* se conectarán a las entradas digitales del Arduino para control del Display mediante la librería *lyquidcrystal.h* y las salidas *D4*, *D5*, *D6* y *D7* se conectarán a los pines digitales del Arduino permitiendo establecer una conexión sencilla de 4 bits para la impresión de caracteres y datos variables. El esquema de conexión se puede apreciar en el *Anexo B-12* mientras que la programación de este sistema se muestra en el *Anexo B-13*

### 3.2.6. Programación del microcontrolador ARDUINO

Para la programación de este código, se siguió un proceso de diseño dividido en 3 partes. Como primer punto se tomó las características de cada sensor y transductor a fin de obtener un proceso lógico que permita tomar sus señales digitales y transformarlas en variables físicas.

Para el sensor de carga, se utilizó la librería `#include "HX711.h"` que contiene funciones propias del módulo para obtener sus señales y convertirlas en variables. Las señales se recibirán a través de los pines 9 y 10 del Arduino. Luego, se le asignó una variable "*fuerza*" que guardará el valor de fuerza. Después, en el *setup* del código se utilizarán las funciones específicas de la librería antes mencionada como `HX711.begin()` para la lectura de datos, `HX711.set_scale()` para calibrar el sensor y `HX711.tare()` para medir. Finalmente, en el *loop* del código se utilizará la función `HX711.get_units()` para tomar los valores medidos, almacenarlos en la variable "*fuerza*" y con un multiplicador con valor de 9.8 obtener la fuerza en Newtons.

Para el sensor de velocidad, se utilizaron las librerías nativas de Arduino. Las variables utilizadas serán 3, un contador de pulsos absolutos (cuenta los pulsos totales), un contador de pulsos relativo (cuenta los pulsos cada vuelta del disco de fricción) y un contador de tiempo. En cuanto al *loop* del código, se activará la función `millis()` para tener el tiempo actual y poderlo almacenar en la variable, luego, la velocidad se obtendrá como la división los pulsos detectados en cada giro (pulso relativo) para el tiempo actual. Esta velocidad se actualizará por cada pulso absoluto obteniendo así la velocidad actualizada en cada giro del disco. Cabe recalcar que, para poder utilizar el contador, la salida digital del transductor se conectará al pin 2 del Arduino.

Finalmente para el display se desplegará una bienvenida y a partir de aquí se utilizarán los caracteres de la primera fila para la fuerza y los caracteres de la segunda fila para la velocidad. Los detalles y el código de programación se muestran en el *Anexo B-13*

## Capítulo 4 – Ensayo y Resultados

### 4.1. Preparación del ensayo

La norma ASTM G105-16 establece algunos parámetros previos a la realización del ensayo los cuales se listan a continuación:

#### 4.1.1. *Probetas*

En la *Sección 3.2.1* se establecen las dimensiones y tolerancias que tendrán las probetas según lo establecido en la norma ASTM G105-16. Para lograr estos valores de longitud en ellas, se realizará un corte en plasma a partir de un mismo material homogéneo que mejore la repetibilidad en los resultados posteriores. Luego, se ajustarán las dimensiones mediante un proceso de fresado y finalmente se rectificarán las caras para mejorar la planitud. (*Ver Figura 36*)

#### **Figura 36**

*Corte y fresado de las probetas*



Una vez que las probetas se encuentran dimensionalmente satisfactorias, se realizará un pulido fino en una de las superficies laterales de modo que, el acabado tipo espejo resultante de este procedimiento, permita observar con mayor claridad y sin discontinuidades el resultado del ensayo en cuestión. El *Anexo A-7* detalla todo el procedimiento de mecanizado.

#### 4.1.2. Consumibles

La norma ASTM G105-16, establece que, como abrasivo, se utilizará arena sílica 50/70 en una proporción de 1.5 [kg] de arena por cada 0.94 [kg] de agua destilada. El agua deberá encontrarse a temperatura ambiente. Una vez realizada la medición de masa para ambos componentes se procederá a mezclarlos hasta formar un lodo el cual actuará como el agente abrasivo antes mencionado.

Para la medición de arena se utilizó una báscula analógica con resolución mínima de 40 [g] mientras que para la medición del agua destilada se utilizará un vaso de precipitación con una resolución mínima de 250 [mL]

#### 4.1.3. Medición de dureza

La norma ASTM G105-16 en su *sección 6.2* establece que la dureza del neopreno vulcanizado en la periferia del disco puede tener un valor de 50, 60 o 70 medido en la escala SHORE Tipo A. Para comprobarlo, se recomienda realizar 4 u 8 mediciones uniformemente separadas sobre la circunferencia del disco utilizando un durómetro SHORE A.

Debido a la ausencia de instrumentos que permitan la medición de dureza SHORE Tipo A, se tuvo que realizar una medida de dureza SHORE Tipo D. La Sociedad Latinoamericana de Tecnologías del Caucho, en asociación con la transnacional MEXPOLÍMEROS y KODIAK Corp. establecen la existencia de una relación lineal entre ambos tipos de dureza a fin de permitir una equivalencia. Esta relación lineal se detalla en la *ecuación (4-1)* la cual fue obtenida de manera empírica bajo ensayos controlados de laboratorio (SLTC, 2016)

$$SA = 112.1 - \frac{1409}{SD + 12.2} \quad (4-1)$$

Donde:

- SA → Valor de dureza SHORE Tipo A
- SD → Valor de dureza SHORE Tipo D

Se fabricaron dos ruedas para utilizar en la máquina con diferentes neoprenos y se midió su valor de dureza utilizando un durómetro analógico de aguja para escala SHORE Tipo D marca INSIZE. Para la calibración previa del sensor, se utilizó una lámina de vidrio la cual nos permitió marcar el 0 a partir del cual se obtendrían las demás mediciones y luego se midió la dureza en 8 puntos diferentes de la periferia de cada disco como se muestra en la *Figura 37*.

**Figura 37**

*Ejemplo de medición de la dureza del neopreno en las ruedas de fricción*



En la *Tabla 20* se muestran los valores medidos de dureza en escala SHORE Tipo D y su respectiva conversión a la escala SHORE Tipo A.

**Tabla 20**

Valores obtenidos en medición de dureza SHORE Tipo D y conversión a SHORE Tipo A

Orden	Disco 1		Disco 2	
	SHORE D	SHORE A	SHORE D	SHORE A
1	14	58,32	22	70,90
2	16	62,14	21	69,66
3	15	60,30	24	73,18
4	15	60,30	22	70,90
5	15	60,30	22	70,90
6	15	60,30	21	69,66
7	16	62,14	21	69,66
8	16	62,14	22	70,90
<b>PROMEDIO</b>	15,25	60,74	21,88	70,72
<b>DESVIACIÓN ESTÁNDAR</b>	0,71	1,33	0,99	1,17

La norma ASTM G105-16 en su *sección 10.3* establece que, para el análisis estadístico, se deberá utilizar como referencia neopreno de dureza 60 SHORE A y se deberán tomar 3 valores diferentes que se utilizarán para comparación.

#### 4.2. Realización del ensayo

El primer paso en la realización del ensayo será calcular la masa de las probetas con un alto grado de apreciación. Para ello se utilizó una báscula SHIMAZU TW423L presente en el Laboratorio de Reología de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE que tiene una apreciación de 0.001 [g]. Se tomaron 3 lecturas de masa para cada probeta y se obtuvo su promedio. Cabe recalcar que antes de la medición, las probetas se limpiaron con alcohol y se dejaron secar. Los datos obtenidos se muestran en la *Tabla 21*.

**Tabla 21***Valores de masa para cada probeta tomados antes del ensayo*

<b>Probetas de Acero ASTM A36</b>				
<b>No. de probeta</b>	<b>Masa [g]</b>			<b>Promedio [g]</b>
1	63,617	63,618	63,617	63,617
2	63,498	63,499	63,498	63,498
3	63,646	63,646	63,645	63,646
4	63,555	63,556	63,555	63,555
5	63,58	63,58	63,581	63,580
6	63,535	63,535	63,534	63,535
<b>Probetas de Acero ASTM A304</b>				
<b>No. de probeta</b>	<b>Masa [g]</b>			<b>Promedio [g]</b>
1	65,636	65,636	65,636	65,636
2	65,613	65,612	65,613	65,613
3	65,625	65,624	65,625	65,625
4	65,542	65,541	65,542	65,542
5	65,577	65,577	65,576	65,577
6	65,704	65,705	65,704	65,704
<b>Probetas de Acero A515 "Chronit"</b>				
<b>No. de probeta</b>	<b>Masa [g]</b>			<b>Promedio [g]</b>
1	65,766	65,766	65,765	65,766
2	65,798	65,799	65,798	65,798
3	65,642	65,641	65,642	65,642

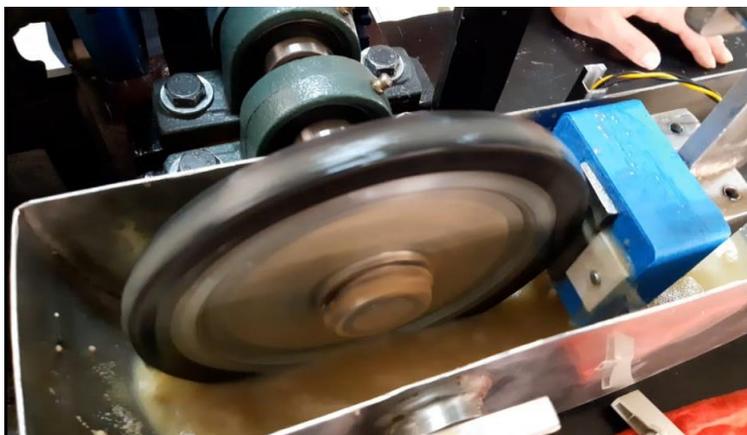
La norma ASTM G105-16 en su *sección 11.4* establece que cada ensayo utilizará 3 probetas y que, para la validación de los resultados de la máquina, se deberán realizar un total

de 5 ensayos previos a la utilización de esta con fines investigativos o educativos. A continuación se detalla el procedimiento del ensayo.

Se colocó la rueda de fricción de dureza 60 SHORE A en el eje de transmisión y se ajustó mediante los prisioneros que posee. Luego, se colocó el sensor de carga en su posición del portaprobeta para luego sostenerlo con sus fijadores. Se insertaron las probetas en su respectiva ranura del portaprobeta y se colocó la pesa cuidando que el display electrónico muestre un valor de  $222.4 \pm 3.6$  [N]. Después, se procederá a colocar la mezcla de lodo abrasivo en la bandeja asegurándose primeramente que el sello hermético ubicado en la parte inferior se encuentre adecuadamente colocado. Con esto listo, se procederá a encender la máquina configurando el temporizador a 4 [min]. En la *Figura 38* se puede apreciar la realización del ensayo en cuestión.

### **Figura 38**

*Realización del ensayo en la máquina*



Una vez terminado, se retirará la probeta, se lavará con agua limpia y se secará rápidamente para evitar la generación de óxido en la superficie. Una vez secado se procederá a pesar en la misma báscula. Los valores de masa obtenidos después de la realización del ensayo se listan en la *Tabla 22*

**Tabla 22**

Valores de masa para cada probeta tomados después del ensayo

<b>Probetas de Acero ASTM A36</b>				
<b>No. de probeta</b>	<b>Masa [g]</b>			<b>Promedio [g]</b>
1	63,378	63,378	63,377	63,378
2	63,274	63,273	63,274	63,274
3	63,403	63,402	63,403	63,403
4	63,331	63,332	63,331	63,331
5	63,345	63,346	63,345	63,345
6	63,322	63,323	63,323	63,323
<b>Probetas de Acero ASTM A304</b>				
<b>No. de probeta</b>	<b>Masa [g]</b>			<b>Promedio [g]</b>
1	65,475	65,474	65,475	65,475
2	65,487	65,487	65,488	65,487
3	65,492	65,492	65,492	65,492
4	65,419	65,42	65,419	65,419
5	65,467	65,467	65,467	65,467
6	65,581	65,582	65,582	65,582
<b>Probetas de Acero A515 "Chronit"</b>				
<b>No. de probeta</b>	<b>Masa [g]</b>			<b>Promedio [g]</b>
1	65,688	65,689	65,688	65,688
2	65,764	65,765	65,765	65,765
3	65,557	65,556	65,556	65,556

Con estos valores se puede realizar el análisis completo de datos especificado como mandatorio en la norma ASTM G105-16 ANEXO A. Para el ejemplo de cálculos se utilizarán las probetas listadas como 1, 2 y 3 de acero ASTM A36 que se muestran en *Tabla 21* y *Tabla 22*

El primer paso será determinar la pérdida nominal de masa restando el valor final del valor inicial medido como se indica en la *ecuación (4-2)*

$$m_p = m_i - m_f \quad (4-2)$$

Donde:

- $m_p$  → Masa perdida [g]
- $m_i$  → Masa inicial medida antes del ensayo [g]
- $m_f$  → Masa final medida después del ensayo [g]

Entonces:

$$m_{p1} = 63,617 - 63,378 = 0,240 \text{ [g]}$$

$$m_{p2} = 63,646 - 63,403 = 0,243 \text{ [g]}$$

$$m_{p3} = 63,580 - 63,345 = 0,235 \text{ [g]}$$

Se obtendrá la pérdida de masa de cada probeta y posteriormente se obtendrá un promedio de este valor mediante la *ecuación (4-3)*:

$$\overline{m_p} = \frac{m_{p1} + m_{p2} + m_{p3}}{3} \quad (4-3)$$

Para el caso de ejemplo, este valor será:

$$\overline{m_p} = \frac{0,240 + 0,243 + 0,235}{3} = 0,239 \text{ [g]}$$

Luego se deberá calcular el valor de pérdida de masa ajustada. Este valor se basa en la premisa de que la rueda, por cada giro, sufrirá un ligero desgaste. Este desgaste a su vez provoca que la probeta esté en contacto con circunferencias de neopreno cada vez más pequeñas, por lo que la pérdida de masa absoluta sería inexacta. Para corregir este valor se multiplica la pérdida de masa promedio absoluta por dos factores de corrección correspondientes a la relación de

pérdida tanto de diámetro como de espesor como se observa en la *ecuación (4-4)* descrita en la norma ASTM G105-16 en su *sección 10.1*:

$$m_n = \frac{177.8 \times 12.7 \times \overline{m_p}}{d_a \times a_a} \quad (4-4)$$

Donde:

- $\overline{m_p}$  → Pérdida de masa promedio [g]
- $d_a$  → Diámetro actual del disco de fricción [mm]
- $a_a$  → Espesor del neopreno del disco de fricción [mm]

Para poder calcular este valor, se deberá medir el espesor del neopreno y el diámetro del disco de fricción una vez terminado el ensayo. La *Tabla 23* indica las dimensiones del disco al finalizar cada uno de los ensayos realizados.

**Tabla 23**

*Valores de reducción de diámetro y espesor de la rueda de fricción*

	Ensayo 1	Ensayo 2	Ensayo 3	Ensayo 4	Ensayo 5
<b>Diámetro</b>	177,19	176,68	176,23	175,76	175,42
<b>Espesor</b>	12,40	12,14	11,92	11,68	11,51

Para el caso de estudio actual, la medición de pérdida de masa normalizada es:

$$m_n = \frac{177,8 \times 12,7 \times 0,239}{177,19 \times 12,4} = 0,246 [g]$$

Después se calculará la pérdida de volumen mediante la *ecuación (4-5)*

$$V_p = \frac{m_n \times 1000}{\delta_{A36}} \quad (4-5)$$

Donde:

- $V_p$  → Pérdida de volumen normalizada [mm<sup>3</sup>]

- $m_n$  → Pérdida de masa normalizada [g]
- $\delta_{A36}$  → Densidad del acero ASTM A36  $\left[\frac{g}{cm^3}\right]$

Que, con los valores del ensayo en análisis, será:

$$V_p = \frac{0,246 * 1000}{7,85} = 31,33 [mm^3]$$

Para determinar el rango de pérdida de masa, se utilizará el valor de pérdida normalizada máxima menos el valor de pérdida normalizada mínima. Esto mediante la *ecuación (4-6)*

$$R_m = m_{Pmax} - m_{Pmin} \quad (4-6)$$

Con relación al caso de ejemplo, el rango será:

$$R_m = 0,243 - 0,235 = 0,008 [g]$$

Teniendo en cuenta que el ensayo se realiza con 3 muestras (probetas), para obtener la desviación estándar se utilizará un factor de desviación correspondiente a una muestra de 3 elementos. La desviación se calculará utilizando la *ecuación (4-7)*

$$s = \frac{R_m}{f_d} \quad (4-7)$$

Donde:

- $s$  → Desviación estándar
- $R_m$  → Rango de pérdida normalizada de masa [g]
- $f_d$  → Factor de desviación – 1.693 para una muestra de 3

Entonces, con los valores del ensayo 1, la desviación estándar será:

$$s = \frac{0,008}{1,693} = 0,005$$

Finalmente, se determinará el coeficiente de variación referente a los resultados mediante la ecuación (4-8)

$$v = \frac{s}{V_p} * 100 \quad (4-8)$$

Donde:

- $v$  → Coeficiente de variación
- $s$  → Desviación estándar
- $V_p$  → Pérdida de volumen [ $mm^3$ ]

Reemplazando valores en la anterior ecuación, se obtiene:

$$v = \frac{0,058}{27,4} * 100 = 0,015\%$$

La *Tabla 24* muestra el análisis estadístico de pérdida tanto de masa como de volumen para todos los ensayos realizados en los 5 grupos de probetas.

**Tabla 24**

*Análisis estadístico de las pérdidas de masa y volumen*

	ENSAYO 1	ENSAYO 2	ENSAYO 3	ENSAYO 4	ENSAYO 5
<b>Pérdida de masa 1</b>	0,240	0,225	0,161	0,122	0,077
<b>Pérdida de masa 2</b>	0,243	0,224	0,125	0,110	0,034
<b>Pérdida de masa 3</b>	0,235	0,219	0,133	0,123	0,085
<b>Promedio de pérdida de masa</b>	0,239	0,222	0,140	0,118	0,065
<b>Pérdida de masa normalizada</b>	0,246	0,234	0,150	0,130	0,073
<b>Pérdida de volumen normalizada</b>	31,33	29,832	19,148	16,565	9,324
<b>Rango de pérdida de masa</b>	0,008	0,006	0,036	0,013	0,052

	ENSAYO 1	ENSAYO 2	ENSAYO 3	ENSAYO 4	ENSAYO 5
<b>Desviación estándar</b>	0,005	0,004	0,021	0,008	0,031
<b>Coefficiente de variación</b>	0,015	0,012	0,111	0,046	0,327

Según la norma ASTM G105-16 en su *sección 11.4*, para darle validez educativa/investigativa a los resultados obtenidos de la máquina en futuros ensayos, el coeficiente de variación obtenido en los 5 ensayos preliminares realizados con el equipo deberá ser menor que 7.

#### 4.3. Análisis de resultados

La norma ASTM G105-16 en su *sección 10.2* establece que los resultados del ensayo deben expresarse mediante una función lineal ajustada por mínimos cuadrados. Esta función lineal se basa en dos parámetros: la variable independiente representa valores de dureza SHORE A y la variable dependiente representa el logaritmo de la pérdida de volumen.

La norma, además, establece los parámetros que conformarán la función lineal. Dichos parámetros se indican en la *ecuación (4-9)*

$$Y = \bar{Y} + \frac{\sum XY - \frac{\sum X * \sum Y}{N}}{\sum X^2 - \frac{(\sum X)^2}{N}} (X - \bar{X}) \quad (4-9)$$

Donde:

- $Y$  → Logaritmo de la pérdida de volumen
- $X$  → Dureza SHORE A
- $\bar{Y}$  → Promedio de  $Y$
- $\bar{X}$  → Promedio de  $X$
- $N$  → Número de muestras (3)

Como ejemplo de cálculo se volverá a utilizar los resultados del ensayo 1. Entonces, los valores para la función se calcularán de la siguiente manera:

$$\bar{Y} = \frac{\log(m_{p1}) + \log(m_{p2}) + \log(m_{p3})}{3} = \frac{\log(0,240) + \log(0,243) + \log(0,235)}{3} = -0,621$$

$$\bar{X} = \frac{SA_1 + SA_2 + SA_3}{3} = \frac{60,30 + 62,14 + 58,32}{3} = 60,253$$

$$\sum X = 60,30 + 62,14 + 58,32 = 180,760$$

$$\sum Y = \log(0,240) + \log(0,243) + \log(0,235) = -1,864$$

$$\sum XY = (60,30 \cdot \log(0,240)) + (62,14 \cdot \log(0,243)) + (58,32 \cdot \log(0,235)) = -112,267$$

$$\sum X \cdot \sum Y = 180,76 \cdot (-1,864) = -336,886$$

$$\sum X^2 = (\log(0,240))^2 + (\log(0,243))^2 + (\log(0,145))^2 = 10898,692$$

$$\left(\sum X\right)^2 = (180,760)^2 = 32674,178$$

Entonces, con estos valores calculados, la función lineal que describe el comportamiento de desgaste producido en el ensayo será:

$$Y = -0,621 + \frac{-112,267 + \frac{-336,886}{3}}{10898,692 - \frac{32674,178}{3}}(X - 60,253)$$

$$Y = -0,621 + 0,0038(X - 60,253)$$

Para poder comprobar la linealidad de los datos obtenidos, se determinará el coeficiente de correlación para la función lineal obtenida mediante la ecuación (4-10)

$$r = \sqrt{\frac{\sum(Y_{SA} - \bar{Y})^2}{\sum(Y - \bar{Y})^2}} \quad (4-10)$$

Donde:

- $r$  → Coeficiente de correlación
- $Y_{SA}$  → Función evaluada en valores de dureza SHORE A
- $Y$  → Logaritmo de la pérdida de masa
- $\bar{Y}$  → Promedio del logaritmo de la pérdida de masa

Reemplazando los valores provenientes del ensayo en la *ecuación (4-10)* se obtendrán

los siguientes valores:

$$Y_{SA1} = -0,621 + 0,0038(60,30 - 60,253) = -0,621$$

$$Y_{SA2} = -0,621 + 0,0038(62,14 - 60,253) = -0,614$$

$$Y_{SA3} = -0,621 + 0,0038(58,32 - 60,253) = -0,629$$

$$\sum (Y_{SA} - \bar{Y})^2 = (-0,621 + 0,621)^2 + (-0,614 + 0,621)^2 + (-0,629 - 0,621)^2 = 0,00011$$

$$\sum (Y - \bar{Y})^2 = (\log(0,240) + 0,621)^2 + (\log(0,243) + 0,621)^2 + (\log(0,235) + 0,621)^2 = 0,00011$$

$$r = \sqrt{\frac{0,00011}{0,00011}} = \mathbf{0,997}$$

Aplicando este mismo procedimiento de cálculo para los demás ensayos, obtenemos las respectivas funciones de desgaste. Las funciones resultantes, así como sus coeficientes de correlación se listan en la *Tabla 25*

**Tabla 25**

*Funciones lineales de desgaste y coeficientes de correlación*

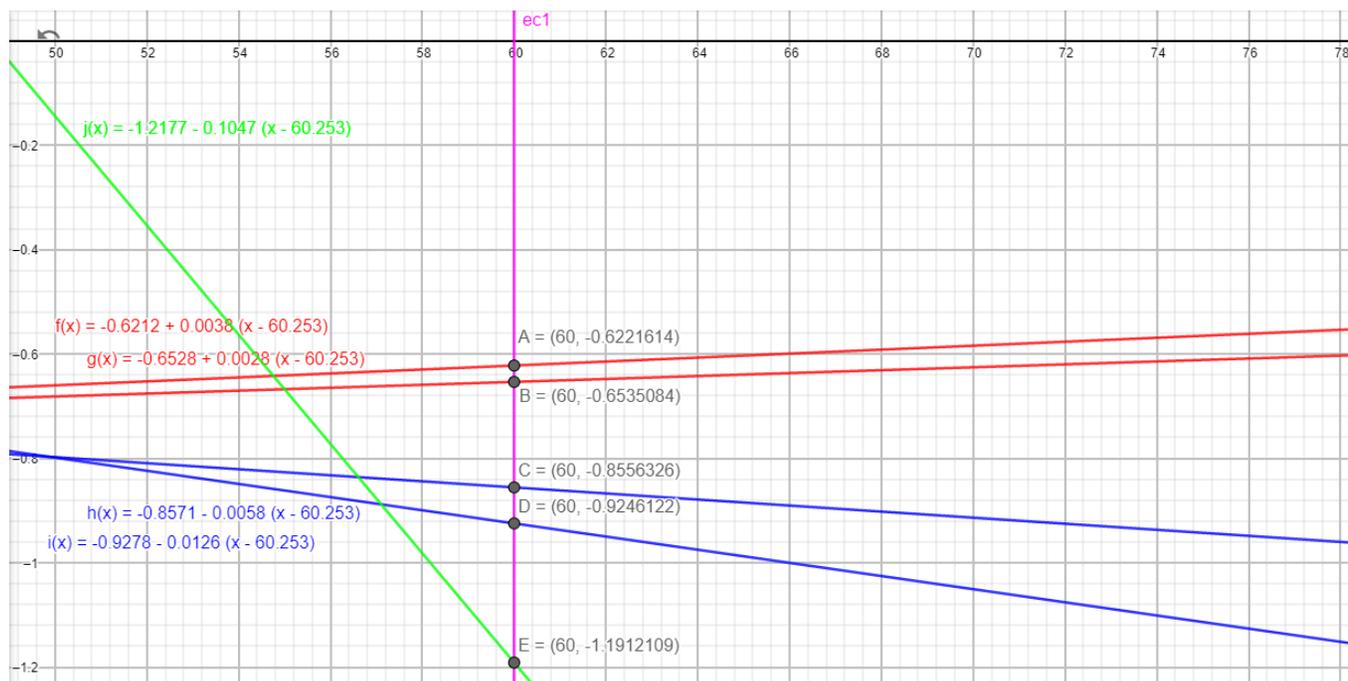
Orden	Función	Coefficiente de correlación
<b>Ensayo 1</b>	$Y = -0,6212 + 0,0038(X - 60,253)$	0,997
<b>Ensayo 2</b>	$Y = -0,6528 + 0,0028(X - 60,253)$	0,824
<b>Ensayo 3</b>	$Y = -0,8571 - 0,0058(X - 60,253)$	0,194
<b>Ensayo 4</b>	$Y = -0,9278 - 0,0126(X - 60,253)$	0,866

Orden	Función	Coefficiente de correlación
Ensayo 5	$Y = -1.2177 - 0,1047(X - 60,253)$	0,901

Las gráficas para cada una de estas funciones se muestran en la *Figura 39*

**Figura 39**

*Gráfica de funciones de desgaste resultantes para cada ensayo realizado*



Para poder analizar los resultados obtenidos, se deberá tener en cuenta primero las características de los tres materiales analizados con respecto a su resistencia al desgaste. Los factores determinantes serán sus porcentajes tanto de carbono como de manganeso, los cuales influyen directamente en su dureza y resistencia a la abrasión.

Primeramente el porcentaje de carbono en el acero influye directamente en los microconstituyentes que lo formen, por lo que si se habla de aceros hipereutectoides (con porcentajes de carbono mayor al 0,77%) tienen como microconstituyente primario la cementita

(carburo de hierro) el cual le otorga un nivel importante de dureza (Askeland, 2012). Entonces se espera que el acero ASTM A36 como el acero ASTM A517 sean más duros que el acero ASTM A304.

Después se considerará el valor de manganeso en la composición. El manganeso promueve e incrementa la solubilidad en el acero haciendo más fácil la formación de carburo de hierro, lo cual tiene un efecto directo en su templabilidad y en su resistencia superficial provocando que a mayor porcentaje de manganeso, mayor sea la resistencia al desgaste (Calderón & Marilú, 2015). Por lo tanto se espera que el acero ASTM A304 como el acero ASTM A517 sean más resistentes.

Por lo tanto, la influencia de estos elementos en su composición química afecta directamente en su dureza, es así como se observa que en el acero ASTM A36, a pesar de su composición alta en carbono, no posee manganeso, por lo que alcanza una dureza Brinell de 120 (70 HRB). Por su parte, el acero ASTM A304 alcanza un valor de dureza Brinell 150 (82 HRB) debido a su alta concentración de manganeso (2%). Finalmente el acero ASTM A517 alcanza valores de dureza Brinell 400 (113 HRB) debido a que cumple ambas condiciones (alta concentración de carbono y manganeso).

Con todas estas características se esperaría una baja resistencia a la abrasión por parte del acero ASTM A36, una resistencia mediamente superior del acero ASTM A304 y el acero ASTM A517 siendo el más resistente de los tres.

En la *Figura 39* se puede observar que en las funciones correspondientes al acero ASTM A36 (color rojo), analizando en el valor  $x = 60$ , el logaritmo de la pérdida de masa es el mayor de todos, seguido del acero ASTM A304 (color azul) y finalmente, el acero ASTM A517 (color verde) tiene el menor logaritmo de pérdida de masa.

Para caracterizar el material, se deberá calcular el logaritmo de pérdida de masa normalizado para un valor de dureza 60 SHORE A utilizando la ecuación (4-11)

$$\log(M_p) = Y \quad (4-11)$$

Para el ensayo 1, este valor será:

$$\log(M_p) = -0,6212 + 0,0038(60 - 60,2533)$$

$$\log(M_p) = -0,6222$$

$$M_p = 10^{-0,6222}$$

$$M_p = 0,2386 [g]$$

De esta manera, se puede calcular la pérdida de masa que sufrirá un determinado conjunto de probetas analizadas. La exactitud de la predicción dependerá del coeficiente de correlación obtenido para dicha función, sin embargo, es importante utilizar la función únicamente para valores de dureza entre 50 y 70 SHORE A.

En cuanto respecta a la caracterización antes mencionada, mientras mayor sea el valor de pérdida de masa normalizada obtenida a partir de la función, menor será la resistencia a la abrasión en medio acuoso del material en estudio. La caracterización final de los aceros en cuestión se observa en la *Tabla 26*.

**Tabla 26**

*Caracterización de los materiales después del ensayo*

Material	Pérdida de masa normalizada
ASTM A36 (Ensayo 1)	0,2386
ASTM A36 (Ensayo 2)	0,2193
ASTM A304 (Ensayo 3)	0,1349
ASTM A304 (Ensayo 4)	0,1189
ASTM A515 (Ensayo 5)	0,0644

Como se puede observar en la Tabla 26, la mayor pérdida de masa está dada en el acero ASTM A36, una pérdida menor en el acero ASTM A304 y una pérdida mínima en el acero ASTM A517. Estos resultados coinciden con el análisis realizado en la *Figura 39*.

## Capítulo 5 – Análisis Financiero y de Costos

### 5.1. Costos directos

Los costos directos por definición refieren a aquellos relacionados con la producción o construcción de un producto en específico (Mena & Escobar, 2017). Para este caso en concreto, cuando se refiere a un equipo o maquinaria, el costo directo estará relacionado con el precio individual de cada material y componente utilizado en su construcción (Camargo & Pompa, 2013). En la Tabla 27 se listarán de manera ordenada los costos directos del equipo clasificados por categoría.

**Tabla 27**

*Costos directos del equipo*

Descripción	Especificación	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total
<b>Componentes de Soporte Estructural</b>				
Perfil estructural cuadrado	ASTM A36 (25 × 1.5)[mm] Longitud: 6 [m]	2	14,25	28,50
Perfil estructural angular 90°	ASTM A36 (25 × 1.5)[mm] Longitud: 6 [m]	1	9,86	9,86
Plancha de acero inoxidable	ASTM A304 (2.4 × 1.2) [m] Espesor: 10 [mm]	1	71,45	71,45
Plancha de acero inoxidable	ASTM A304 (2.4 × 1.2) [m] Espesor: 2 [mm]	1	52,29	52,29
Plancha de acero negro	ASTM A36 (2.4 × 1.2)[m] Espesor: 6 [mm]	1	18,60	18,60
Perfil canal de aluminio en U	3005 (12 × 12 × 1.2) [mm] Longitud: 1 [m]	1	4,25	4,25
<b>Componentes de Trasmisión de Potencia</b>				
Eje de acero de transmisión	SAE 1020 $\phi = 50$ [mm] Longitud: 300 [mm]	1	12,34	7,34
Chumacera tipo silleta KOYO	P205 con rodamiento 6205 $\phi = 25$ [mm]	2	8,25	16,5

Descripción	Especificación	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total
Placa de acero inoxidable	SAE 1020 (40 × 40) [mm] Espesor: 12 [mm]	1	24,50	24,50
Plancha de neopreno 70	SHORE 70 (1 × 2) [m] Espesor: 6 [mm]	1	12,35	12,35
Plancha de neopreno 50	SHORE 50 (1 × 2) [m] Espesor: 6 [mm]	1	12,25	12,25
Caja reductora AKNOR	Modelo FCNDK63	1	348,21	348,21
<b>Componentes del sistema Palanca/Pivote</b>				
Eje de acero inoxidable	ASTM A304 $\varnothing = 16$ [mm] Longitud: 300 [mm]	1	12,67	12,67
Eje de acero de transmisión	SAE 1018 $\varnothing = 100$ [mm] Longitud: 170 [mm]	1	20,18	20,18
Eje roscado galvanizado	Rosca UNC $\varnothing = 6$ [mm] Longitud: 1 [m]	1	3,25	3,25
Placa de acero antiabrasivo	ASTM A515 (40 × 40) [mm] Espesor: 6 [mm]	1	18,65	18,65
Fijadores para eje	M16. Espesor 2 [mm] con un punto de anclaje	2	2,10	4,20
Rollo de plástico para impresión	ABS $\varnothing = 1,75$ [mm]    Peso: 1 [kg]	1	19,89	19,89
<b>Componentes del Sistema Eléctrico</b>				
Motor Eléctrico	WEG W22 IEC-2 80	1	144,76	144,76
Variador de Frecuencia	POWTRAN 1PH/3PH	1	150,00	150,00
Contactador	SIEMENS SSL-32	1	12,25	12,25
Temporizador electromecánico	CAMSCO AH3	1	9,76	9,76
Relé	CAMSCO MK2P-I	1	5,24	5,24
Switch obturador de dos posiciones	HUANGSHAN Xb2-B21	1	3,37	3,37
Luz testigo	BAOMAIN 22 [mm] Verde	1	1,75	1,75

Descripción	Especificación	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total
Plancha transparente	Acrílico (60 × 60) [mm] Espesor 10 [mm]	1	7,65	7,65
Cable Trifásico	Sucre Concéntrico AWG (3 × 6)	2	8,25	16,50
Cable eléctrico de potencia	AWG 14 Longitud: 5 [m]	5	0,40	2,00
Cable eléctrico de control	AWG 16 Longitud: 5 [m]	5	0,43	2,15
Terminales en punta	AWG 14/16	30	0,05	1,50
Terminales “ojo de pez”	AWG 14/16	10	0,05	0,50
Terminales tipo “Jack” (hembra)	AWG 14/16	10	0,05	0,50
Canaleta eléctrica tipo industrial	(25 × 25) [mm] Longitud: 2 [m]	2	1,18	2,36
Caja eléctrica para instrumentos	SBOX (300 × 300 × 150) [mm]	1	31,25	31,25
<b>Componentes Electrónicos</b>				
Circuito de Control	ARDUINO MEGA 2560	1	19,92	19,92
Celda de carga	Celda estándar 50 [kg]	1	9,75	9,75
Módulo para celda de carga	HX711	1	2,25	2,25
Sensor de Efecto Hall	Hall SS49E	1	0,75	0,75
Módulo para sensor de efecto Hall	KY024	1	2,00	2,00
Cable para circuito	AWG 22 Longitud: 5 [m]	5	0,40	2,00
Cable de conexión rápida	AWG 22 “Macho Hembra” Longitud: 20 [cm] × 20	1	2,75	2,75
Manguera termo reducible	AWG 20 Longitud: 1 [m]	1	0,90	0,90
Rollo de aporte para soldadura electrónica	Estaño 60/40 1 [mm]	1	2,25	2,25

Descripción	Especificación	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total
Pasta para soldadura	Flux W2 UV80	1	2,25	2,25
Carcasa para Arduino	Carcasa para Arduino MEGA 2560	1	4,25	4,25
Imán de neodimio	Disco $\varnothing = 8$ [mm]	2	0,35	0,70
Canaleta de servicio ligero	Blanca (10 × 10)[mm] Longitud: 2 [m]	1	1,15	1,15
Canaleta de servicio ligero	Blanca (25 × 10)[mm] Longitud: 2 [m]	1	1,75	1,75
Canaleta de servicio ligero	Blanca (25 × 25)[mm] Longitud: 2 [m]	1	2,10	2,10
<b>Anclaje y otros elementos</b>				
Perno de anclaje	M12 × 0,25 Longitud 30 [mm] con tuerca y arandelas	20	0,18	3,60
Perno de anclaje	M6 × 0,25 Longitud 30 [mm] con tuerca y arandelas	20	0,14	2,80
Tornillo de sujeción de cabeza hexagonal	M6 × 0,25 Longitud 30 [mm] con arandelas	5	0,12	0,60
Tornillo de sujeción Phillips	M3 × 0,15 Longitud 10 [mm] con tuerca y arandelas	10	0,07	0,70
Tuerca de sujeción	M16 × 0,25	1	0,10	0,10
Tapa de soporte con nivelación	(25 × 25) [mm]	4	0,35	1,40
Empaques O 'rin	Cilíndricos $\varnothing = 25$ [mm] espesor: 2 [mm]	2	0,75	1,50
Arandelas de plástico	M16 × 0,5 [mm]	2	0,12	0,24
Electrodos para soldadura	6011 $\frac{1}{8}$ 1 libra	2	1,85	3,7
Tapón de boquilla	Tapón alimenticio estándar $\varnothing = 31$ [mm]	1	4,50	4,50
Abrazadera hermética	Abrazadera alimenticia estándar $\varnothing = 31 - 40$ [mm]	1	2,75	2,75
<b>Total de costos directos</b>				<b>1146,19</b>

## 5.2. Costos indirectos

Los costos indirectos, en cambio, refieren a aquellos gastos generales que, si bien no se encuentran asociados directamente al producto, son necesarios para su producción (Mena & Escobar, 2017). Con respecto a la máquina, los costos indirectos serán aquellos relacionados con el coste de mano de obra, el uso de servicios básicos, servicios externos o de laboratorio, transportes, material de oficina, etc. (Camargo & Pompa, 2013). En la Tabla 28 se indica por categorías los costos indirectos del equipo. Para el costo de mano de obra se realizará un estudio teniendo en cuenta las horas/hombre empleadas en la construcción para dos trabajadores. Habiendo invertido un total de 96 horas en la construcción, con un pago de 7 [USD] la hora, se obtiene un total de 672 [USD]

**Tabla 28**

*Costos indirectos del equipo*

Descripción	Valor [USD]
Mano de obra	670
Transporte	75
Energía eléctrica	30
Uso de laboratorio	200
Material de Oficina	10
<b>Total</b>	<b>985</b>

## 5.3. Costo total

Para determinar el costo total se realizará la suma de los costos directos más los indirectos

$$C_T = C_d + C_i$$

Entonces:

$$C_T = 1146,19 + 987$$

$$C_T = 2133,19 \text{ [USD]}$$

Que corresponderá al valor total invertido en el equipo.

#### 5.4. Costo por prestación de servicio

Este costo refiere al valor que habrá de cobrarse para realizar un ensayo utilizando el equipo dentro del laboratorio de Ciencia de los Materiales. Para determinar este valor, se deben tomar en cuenta algunas variables importantes (Mena & Escobar, 2017) las cuales se listan a continuación:

- Costo de mano de obra
- Costo de consumibles necesarios
- Costo de energía
- Valor de rentabilidad (basado en la depreciación)

Para el costo de mano de obra, se tomará como base la ganancia en horas/hombre que obtiene un laboratorista en la Universidad de las Fuerzas Armadas y se multiplicará por el total de horas que toma realizar el ensayo. La *ecuación (5-1)* indica cómo calcular este valor.

$$C_1 = C_{HH} * n_h \tag{5-1}$$

Donde:

- $C_1$  → Costo de mano de obra
- $C_{HH}$  → Costo de horas/hombre
- $n_h$  → Tiempo de ensayo [horas]

El tiempo del ensayo se tomará de la siguiente manera: 2 horas para preparación del equipo; 1 hora para realización del ensayo; 2 horas en preparación de resultados y entrega de estos dando un total de 4 horas, entonces:

$$C_1 = 8 \left[ \frac{USD}{h} \right] * 4[h] = 32[USD]$$

En cuanto a consumibles, el único necesario es la arena sílica. El valor de la arena sílica, vendida al por menor y aumentado un valor de rentabilidad como detallista es de 10 dólares el kilogramo. Para el ensayo se necesitará 2 kilogramos de este componente, entonces:

$$C_2 = 5 \left[ \frac{USD}{kg} \right] * 2[kg] = 10[USD]$$

Para el costo de energía se utilizará como referencia las tablas de valor por kilovatio/hora dadas directamente desde el Consejo Nacional de Electricidad CONECEL quien es organismo encargado de regular dicho coste. Para la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, el costo es de 10.47 centavos de dólar. El equipo, por otra parte, tiene un consumo total de 3000 vatios (*Ver Tabla 9*) y se utilizará durante una hora, entonces:

$$C_3 = 3[KW] * 0.1047 \left[ \frac{USD}{KWh} \right] * 1[h] = 0.3141 [USD]$$

Con respecto a la rentabilidad, la máquina tiene un costo total de:

$$C_T = 1960.89 [USD]$$

Dada una estimada vida útil óptima del equipo valorada en 5 años, se espera un valor de salvamento equivalente al 15% de la inversión inicial (Mena & Escobar, 2017), entonces

$$S = 0.15 * C_T$$

$$S = 0.15 * 2133,19 = 319.98 [USD]$$

Para calcular la depreciación del equipo entonces aplicamos la ecuación (5-2) (Mena & Escobar, 2017)

$$D = \frac{C_T - S}{n} \quad (5-2)$$

Donde:

- $D$  → Depreciación total
- $C_T$  → Valor total del equipo
- $S$  → Valor de salvamento
- $n$  → Vida estimada útil del equipo

Reemplazando los datos se obtiene:

$$D = \frac{2133,19 - 319,98}{5} = 362,54$$

Este será el valor que la máquina perderá cada año. Si se estima esta pérdida de forma mensual, se tiene que:

$$D_m = \frac{362,54}{12} = 30,22 \approx 30 \text{ [USD]}$$

Por lo tanto:

$$C_4 = 30 \text{ [USD]}$$

Sumando todos los costos previamente calculados, se obtiene que el costo por cada ensayo será de:

$$C_e = C_1 + C_2 + C_3 + C_4$$

$$C_e = 32 + 10 + 0.31 + 30$$

$$C_e = 72.31 \approx 75 \text{ [USD]}$$

## Capítulo 6 – Conclusiones y Recomendaciones

### 6.1. Conclusiones

- Se diseñó la máquina para ensayos tribológicos en medio acuoso según la norma ASTM G105-16 mediante un dimensionamiento conceptual utilizando software computacional (SolidWorks 2020) el cual permitió variar tanto dimensiones como componentes hasta lograr un esquema general definitivo. A partir de este esquema general se obtuvo una lista de materiales dimensionados que permitieron la posterior construcción.
- Se construyó la máquina para ensayos tribológicos en medio acuoso según la norma ASTM G105-16 en base a los materiales y dimensiones obtenidos del esquema general de diseño previamente realizado.
- Se realizó 5 ensayos en el equipo con 3 materiales diferentes y se obtuvo un coeficiente de variación resultante máximo de 0.32%, lo cual valida los resultados que la máquina obtenga a futuro puesto que la misma norma permite un coeficiente máximo de 7% para validar los resultados.
- Se verificó el comportamiento frente al desgaste abrasivo en medio acuoso de 3 materiales diferentes. Según los resultados de categorización listados en la *Tabla 26*, el acero ASTM A36 fue el más débil. El acero ASTM A304 fue un 41,6% más resistente que el acero ASTM A36, mientras que el acero ASTM A515, denominado comercialmente como “antiabrasivo” fue el más resistente de los tres, siendo un 53,8% más resistente que el acero ASTM A304.
- Se diseñó un manual de instrucciones completo que permita al operario entender los principios básicos de funcionamiento del equipo, su manipulación y su mantenimiento, así como también una breve explicación del tratamiento estadístico de los datos que se obtengan del mismo.

- Se redactó una guía de prácticas en concordancia con el formato manejado por el Laboratorio de Ciencia de los Materiales que permitirá a los estudiantes utilizar el equipo y realizar una práctica en él.

## 6.2. Recomendaciones

- Utilizar aceros de grado inoxidable o poliméricos en todos los elementos que se encuentren en contacto directo o indirecto con el medio acuoso (lodo) debido a que, por su naturaleza abrasiva, puede provocar óxido a niveles más altos y agresivos que el contacto con agua simple, provocando daños en cualquier componente fabricado en acero de baja aleación.
- Aumentar la tensión de trabajo del motor trifásico a su máximo permisible (220 [V] en este caso) a fin de disminuir el amperaje de trabajo para utilizar cables de menor diámetro que faciliten las conexiones.
- Colocar un sistema de conexión puesta a tierra completa en el sistema eléctrico de alta tensión del equipo (220 [V]) con el objeto de disminuir en mayor parte cualquier interferencia producida que pueda afectar a la conexión de baja tensión (5 [V])
- Verificar la naturaleza lógica de los pines de conexión en el microcontrolador Arduino a fin de que las entradas digitales que reciba desde los transductores sean congruentes con su modo de operación.

### Bibliografía

- Aceros, G. d. (2007). *Guía SAE 1020 y SAE 1045*. Bogotá: Compañía General de Aceros.
- Arana, L. (2017). Variadores de frecuencia para el control de velocidad en motores asincrónicos jaula de ardilla. *Trabajo de Titulación. Universidad Central del Ecuador*. Quito, Ecuador: Repositorio Dspace UCE.
- Askeland, D. (2012). *Ciencia en Ingeniería de Materiales* (Sexta ed.). Mexico D.F.: Cengage Learning.
- Avallone, E., & Baumeister, T. (2017). *Mark's Standard Handbook for Mechanical Engineers* (Doceava ed.). New York: McGraw-Hill.
- Avery, H. (1961). The Measurement of Wear Resistance. *Wear*, 4(6), 427-449.  
doi:[https://doi.org/10.1016/0043-1648\(61\)90301-5](https://doi.org/10.1016/0043-1648(61)90301-5)
- Avery, H. (1975). The Nature of Abrasive Wear. *SAE Transactions*, 84(03), 2083-2098.  
doi:<https://www.jstor.org/stable/44718073>
- Bayer, R. (2004). *Mechanical Wear Fundamentals and Testing* (Segunda ed.). New York: Marcel Dekker.
- Bentley, J. (2005). *Principles of Measurement Systems* (Cuarta ed.). Harlow, Inglaterra: Pearson.
- Bhusan, B. (2001). *Modern Tribology Handbook* (Primera ed., Vol. 1). Columbus, Ohio: CRC Press.
- Budynas, R., & Nisbett, J. (2015). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (Décima ed.). México D.F.: McGraw-Hill.
- Calderón, C., & Marilú, J. (2015). Modelos para determinación de composiciones químicas para materiales de aporte. En C. Calderón, & J. Marilú. Universidad Nacional Mayor de San Marcos.
- Camargo, A., & Pompa, M. (2013). *Matemáticas Financieras* (Cuarta ed.). México D.F., México: UNAM.

- Chapman, S. (2012). *Máquinas Eléctricas* (Quinta ed.). México D.F., México: McGraw Hill.
- Creus, A. (2011). *Instrumentación Industrial* (Octava ed.). México D.F., México: AlfaOmega.
- Gere, J., & Goodno, B. (2009). *Mecánica de Materiales* (Séptima ed.). Mexico D.F.: Cengage Learning.
- Granizo, J. (1998). Propiedades tribotécnicas de los recubrimientos electrometalizados. *Primeras jornadas científico-técnicas de Ingeniería Mecánica del Ecuador*. Riobamba, Ecuador.
- Guano, & Saquina. (2017). Diseño y construcción de una máquina de desgaste acelerado para aperos de labranza agrícola. *Tesis de Grado - Escuela Politécnica de Chimborazo*. (R. D. ESPOCH, Ed.) Obtenido de <http://dspace.esPOCH.edu.ec/handle/123456789/7647>
- Hokkirigawa, K., & Kato, K. (1988). An experimental and theoretical investigation of ploughing, cutting and wedge formation during abrasive wear. *TRIBOLOGY International*, 21(01), 51-57. doi:[https://doi.org/10.1016/0301-679X\(88\)90128-4](https://doi.org/10.1016/0301-679X(88)90128-4)
- Hutchings, I. (1992). *Tribology, friction and wear in engineering materials* (Primera ed.). London, UK: Arnold.
- KOYO. (2020). *Catálogo de Rodamientos y Chumaceras*. KOYO.
- Larsen-Base, J. (1990). Role of Microstructure and Mechanical Properties in Abrasion. *Scripta Metallurgica et Materialia*, 24(14), 821-827. doi:[https://doi.org/10.1016/0956-716X\(90\)90119-2](https://doi.org/10.1016/0956-716X(90)90119-2)
- Lopez, R. (2020). *Sí a la minería*. Obtenido de Revista Virtual - Reporte Minero: <https://sialamineria.com/contenido/3873/los-principales-proyectos-mineros-en-ecuador#&gid=1&pid=1>
- Mena, R., & Escobar, T. (2017). *Matemática Financiera I* (Primera ed.). Quito, Ecuador: Universidad Central del Ecuador.

- Mesa, S. (2003). El desgaste de materiales, enfrentarlo o dejarlo de lado y asumir los riesgos. *Scientia et Technica*, 22(09), 89-90.
- Misra, A., & Finnie, I. (1981). On the size of abrasive and erosive wear. *Wear*, 65(03), 359-373.  
doi:[https://doi.org/10.1016/0043-1648\(81\)90062-4](https://doi.org/10.1016/0043-1648(81)90062-4)
- Moore, M. (1974). A Review of Two Body Abrasive Wear. *Wear*, 27(01), 1-17.  
doi:[https://doi.org/10.1016/0043-1648\(74\)90080-5](https://doi.org/10.1016/0043-1648(74)90080-5)
- Moreno, A., & Córcole, S. (2017). *Aprende Arduino en un fin de semana* (Primera ed.). México D.F.: Kindle.
- Myszka, D. H. (2012). *Máquinas y Mecanismos*. Mexico D.F.: Pearson.
- Norton, R. (2011). *Diseño de Máquinas, un enfoque integrado* (Cuarta ed.). Mexico D.F.: Pearson.
- NSK. (2020). Dimensionamiento de rodamientos. *Catálogo de Rodamientos NSK 2020*.
- Oberg, E., & Jones, F. (2000). *Machinery's Handbook* (Vigésima Sexta ed.). New York: Industrial Press.
- Pallas, R. (2008). *Sensores y Acondicionadores de Señal* (Cuarta ed.). México D.F., México: Marcombo.
- Panchez, M. (2005). Evaluación trboenergética de los molinos MT30000 y MT 34000 de la empresa Ecuatoriana de Cerámica S.A. *Tesis de Grado. Escuela Politécnica de Chimborazo*.
- Quinn, T. (1991). *Physical Analysis for Tribology* (Primera ed.). Cambridge: Cambridge University Press.
- Richardson, R. (1967). The Abrasive Wear in Metal and Alloys. *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, 182(3A), 410-415.
- Saaty, T. (2005). *The Analytical Hierarchy Process* (Tercera ed.). Nueva York, EEUU: Wiley Editores.

- Sanchez, F. (2007). *Corte por abrasión en reliquias de jade Olmecas*. Obtenido de Pagina Web - Arqueología y Territorio, Universidad de Granada:  
[https://www.ugr.es/~arqueologyterritorio/Artics7/Artic7\\_7.htm](https://www.ugr.es/~arqueologyterritorio/Artics7/Artic7_7.htm)
- Santorio, M. (2011). *ABS*. Obtenido de Tecnología de los plásticos:  
<https://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com/2011/06/abs.html>
- Serrano, L., & Martínez, J. (2013). *Máquinas Eléctricas* (Cuarta ed.). Valencia, España: Editorial UPA.
- Serway, R., & Jenet, J. (2008). *Física para Ciencias e Ingeniería* (Séptima ed., Vol. 1). México D.F.: Cengage Learning.
- SLTC. (2016). Equivalencia de Escalas de Dureza Shore. *SLTCaicho*, 36.
- Stachowiak, G. (2005). *Engineering Tribology* (Tercera ed.). México D.F.: Butterworth Heinemann.
- Stolarski, T. (1990). *Tribology in Machine Design* (Primera ed.). Oxford: Elsevier Butterworth Heinemann.
- TEKNIKER, C. T. (2020). *Contacto con proveedor*. Obtenido de <https://www.tekniker.es/es>
- Torrente, Ó. (2013). *Arduino. Curso Práctico de Formación* (Primera ed.). México D.F., México: AlfaOmega.
- Toskano, G. (2015). *El Proceso de Análisis Jerárquico (AHP) como herramienta en la toma de decisiones* (Primera ed.). Barcelona, España: Universitat Politecnica de Catalunya.
- USSilica. (2021). *ASTM Sands*. Obtenido de USSilica: <https://www.ussilica.com/products/astm-sands>
- Ventura, I. (2008). *Sistemas de Control de Motores Eléctricos Industriales* (Primera ed.). Veracruz, México: Grupo Líder.

## **Anexos**

### **A. Cálculos**

- Anexo A-1 Cálculo de la bandeja**
- Anexo A-2 Cálculo del eje**
- Anexo A-3 Cálculo estático de la palanca**
- Anexo A-4 Cálculo de resistencia de la palanca**
- Anexo A-5 Cálculo de la viga pivote**
- Anexo A-6 Cálculo de la masa**
- Anexo A-7 Hoja de Procesos / Probetas**

### **B. Esquemas de Diseño**

- Anexo B-1 Esquema de despiece general del equipo**
- Anexo B-2 Plano de disco de fricción**
- Anexo B-3 Plano de bandeja para abrasivo**
- Anexo B-4 Plano de eje de transmisión**
- Anexo B-5 Plano de palanca**
- Anexo B-6 Plano de pivote**
- Anexo B-7 Plano de portaprobeta**
- Anexo B-8 Plano de pesa**
- Anexo B-9 Plano de Portapesas**
- Anexo B-10 Plano de diseño y corte de bastidor**
- Anexo B-11 Esquema de conexión del sistema eléctrico**
- Anexo B-12 Esquema de conexión del sistema electrónico**
- Anexo B-13 Código de programación para el sistema electrónico**
- Anexo B-14 Manual de Instrucciones del Equipo**
- Anexo B-15 Guía de Prácticas para Laboratorio**