

**Escuela Superior Politécnica del Litoral**

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

Diseño de un Sistema para el Balanceo de Rotores mediante Análisis de

Vibraciones

INGE-2725

**Proyecto Integrador**

Previo la obtención del Título de:

**Ingeniero en Mecatrónica**

Presentado por:

Jeicob Aarón Cortez Lara

Jean Carlos Guachamin Sánchez

Guayaquil - Ecuador

Año: 2024

## **Dedicatoria**

---

Con mucho cariño le dedico este proyecto a mi familia quienes siempre me han apoyado, impulsado y guiado con el ejemplo a dar lo mejor de mi para lograr mis objetivos, sin importar cuán difícil sea el camino. A mi mamá y a mi papá, que siempre me han apoyado en todo sentido y han sido ejemplo de responsabilidad, esfuerzo y optimismo. A mis amigos que también han sido parte de mi proceso de crecimiento personal y académico; han sido de gran apoyo en todos estos años y fuente de inspiración. Este logro es el fruto compartido de todos aquellos que se han quedado a mi lado apoyándome e impulsándome y de aquellos que ya no están a mi lado, pero que tuvieron un lugar importante en mi corazón.

**Jeicob Aarón Cortez Lara.**

## **Dedicatoria**

---

El presente proyecto representa no solo mi esfuerzo personal, sino también el de mi familia, quienes han sido un pilar fundamental a lo largo de este camino. A mis padres, Rodrigo Israel y Martha Sofía, les dedico este trabajo con profunda gratitud, su dedicación, sacrificio y apoyo incondicional me han brindado las herramientas necesarias para alcanzar mis metas y superar cada desafío.

A mis hermanos, por sus palabras de aliento, su compañía inquebrantable y el amor que me han demostrado en todo momento. Gracias por ser mi refugio y motivación en cada paso de este proceso. Sin el respaldo, el amor y la confianza de mi familia, este largo camino no habría sido posible. Esta tesis es también el reflejo de su esfuerzo y de los valores que me han inculcado. A ellos, les dedico este trabajo.

**Jean Carlos Guachamin Sánchez.**

## Agradecimientos

---

Quiero expresar mi más profundo agradecimiento a mi compañero Jean Carlos Guachamin, quién depositó su confianza en mí y ha sido parte importante en este proceso de alcanzar este gran logro compartido. Le agradezco también al Ph.D. Bryan Puruncajas y al Ing. Gabriel Murillo, quienes fueron los que propusieron este proyecto en primer lugar y nos ayudaron con las herramientas, conocimiento y espacio de trabajo para la realización de este proyecto. Agradezco a mis amigos Daniel Paladines y Ariana Sánchez por las conversaciones que me ayudaron a resolver dudas, reforzar conocimientos y alcanzar los resultados deseados en esta tesis.

**Jeicob Aarón Cortez Lara.**

## Agradecimientos

---

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento a todas las personas e instituciones que contribuyeron al desarrollo de este proyecto. A nuestro tutor, Bryan Puruncajas, Ph.D., por su guía, dedicación y apoyo durante todo el proceso. Su experiencia y orientación fueron fundamentales para superar los desafíos y enriquecer los resultados obtenidos. Al ingeniero Gabriel Murillo, como cliente del laboratorio de Mecatrónica, por facilitarnos el acceso a las instalaciones y proporcionar los componentes necesarios para la ejecución de este trabajo. Su colaboración y disposición fueron clave en la materialización de este proyecto. Finalmente, a todos aquellos que, de manera directa o indirecta, aportaron su tiempo, conocimientos, palabras de aliento o recursos. Cada contribución, por pequeña que haya sido, fue indispensable para alcanzar este logro.

**Jean Carlos Guachamin Sánchez.**

## Declaración Expresa

---

Nosotros JEAN CARLOS GUACHAMIN SANCHEZ Y JEICOB AARON CORTEZ LARA acordamos y reconocemos que:

La titularidad de los derechos patrimoniales de autor (derechos de autor) del proyecto de graduación corresponderá a los autores, sin perjuicio de lo cual la ESPOL recibe en este acto una licencia gratuita de plazo indefinido para el uso no comercial y comercial de la obra con facultad de sublicenciar, incluyendo la autorización para su divulgación, así como para la creación y uso de obras derivadas. En el caso de usos comerciales se respetará el porcentaje de participación en beneficios que corresponda a favor del autor o autores.

La titularidad total y exclusiva sobre los derechos patrimoniales de patente de invención, modelo de utilidad, diseño industrial, secreto industrial, software o información no divulgada que corresponda o pueda corresponder respecto de cualquier investigación, desarrollo tecnológico o invención realizada por nosotros durante el desarrollo del proyecto de graduación, pertenecerán de forma total, exclusiva e indivisible a la ESPOL, sin perjuicio del porcentaje que nos corresponda de los beneficios económicos que la ESPOL reciba por la explotación de nuestra innovación, de ser el caso.

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

Guayaquil, 11 de octubre del 2024.



Jean Carlos Guachamin  
Sanchez



Jeicob Aaron Cortez Lara

## **Evaluadores**

---

**Jonathan León, M.Sc.**

Profesor de Materia

---

**Bryan Puruncajas, Ph.D.**

Tutor de proyecto

## Resumen

El presente trabajo desarrolla un sistema para el balanceo de rotores basado en el análisis de vibraciones, con el fin de mejorar la eficiencia y reducir los costos asociados al mantenimiento de maquinaria industrial. Este proyecto surge de la necesidad de detectar y corregir desbalances en rotores, un problema recurrente que genera vibraciones no deseadas, desgaste prematuro de componentes y fallos catastróficos. El objetivo principal fue diseñar e implementar un sistema que, utilizando sensores de vibración y la Transformada Rápida de Fourier (FFT), permita determinar la magnitud y posición de la masa necesaria para corregir el desbalance.

Se diseñó un banco de pruebas que incluye un motor trifásico, un rotor con volante de inercia y sensores acelerómetros dispuestos en los planos radiales. El sistema de adquisición de datos empleó hardware de National Instruments y el software MATLAB para procesar las señales captadas. Los resultados experimentales mostraron que el sistema detecta las frecuencias fundamentales asociadas al desbalance y permite determinar la corrección adecuada mediante el análisis espectral.

Se concluye que el sistema diseñado es una herramienta eficaz para la detección y corrección de desbalances, mejorando la estabilidad de sistemas rotativos. Este desarrollo contribuye al conocimiento académico en diagnóstico de vibraciones y tiene aplicaciones industriales significativas en el mantenimiento predictivo de maquinaria.

Palabras Clave: Balanceo de rotores, Transformada Rápida de Fourier, vibraciones, mantenimiento predictivo.

### ***Abstract***

*This work develops a rotor balancing system based on vibration analysis to enhance efficiency and reduce costs associated with industrial machinery maintenance. The project addresses the need to detect and correct rotor unbalance, a recurring issue causing unwanted vibrations, premature component wear, and catastrophic failures. The primary objective was to design and implement a system that, using vibration sensors and the Fast Fourier Transform (FFT), determines the magnitude and position of the corrective mass required to balance the rotor.*

*A test bench was designed, comprising a three-phase motor, a rotor with an inertia wheel, and accelerometer sensors arranged in radial planes. The data acquisition system utilized National Instruments hardware and MATLAB software to process the captured signals. Experimental results demonstrated that the system effectively identifies fundamental frequencies associated with unbalance and determines the appropriate correction through spectral analysis.*

*It is concluded that the designed system is an effective tool for detecting and correcting imbalance, improving the stability of rotating systems. This development contributes to academic knowledge in vibration diagnostics and offers significant industrial applications in predictive maintenance.*

*Keywords: Rotor balancing, Fast Fourier Transform, vibrations, predictive maintenance.*

## Índice general

Resumen.....	I
<i>Abstract</i> .....	II
Índice general.....	III
Abreviaturas.....	VI
Simbología.....	VII
Índice de figuras.....	VIII
Índice de tablas.....	X
Índice de planos.....	XI
Capítulo 1.....	1
1. Introducción.....	2
1.2 Descripción del Problema.....	4
1.3 Justificación del Problema.....	6
1.4 Objetivos de la Investigación.....	7
1.4.1 Objetivo General.....	7
1.4.2 Objetivos Específicos.....	7
1.5 Marco Teórico.....	8
1.5.1 Tipos de desbalanceo de rotores.....	8
1.5.2 Análisis Espectral en Ejes de Transmisión.....	9
1.5.3 Métodos de Análisis de Desbalances.....	11
1.5.4 Métodos de balanceo de rotores.....	13
1.5.6 Distribución de masas en un rotor.....	14
Capítulo 2.....	17
2. Metodología.....	18
2.1 Selección de alternativas de solución.....	18

2.2 Alternativas de solución.....	18
2.2.1 Selección de alternativa .....	20
2.3 Requerimiento de diseño.....	23
2.4 Proceso de diseño.....	25
2.5 Diseño conceptual.....	25
2.6 Diseño mecánico.....	26
2.6.1 Diseño mecánico del eje. ....	26
2.6.2 Diseño de Volante .....	26
2.6.3 Selección de material. ....	27
2.7 Diseño electrónico .....	28
2.7.1 Puntos críticos de vibración y orientación de los acelerómetros. ....	28
2.7.2 Tarjeta de adquisición de datos y módulos de sensores .....	29
2.7.3 Diagrama de conexiones de la tarjeta de adquisición de datos.....	30
2.8 Diseño del sistema computacional.....	31
2.8.1 Software de análisis de datos .....	31
2.9 Diseño eléctrico .....	32
2.9.1 Motor seleccionado.....	32
2.9.2 Parámetros eléctricos del motor.....	32
2.9.3 Dispositivos de arranque.....	33
Capítulo 3.....	36
3. Resultados y análisis .....	37
3.1 Prueba experimental.....	37
3.2 Montaje del banco de pruebas.....	39
3.3 Adaptación de acelerómetros al banco de prueba .....	40
3.4 Prueba de concepto en el banco de pruebas .....	42

3.5 Sistema mecánico.....	44
3.6 Sistema eléctrico .....	45
3.7 Sistema electrónico .....	46
3.8 Sistema computacional .....	47
3.8.1 Resultados de pruebas con el eje sin cargas.....	48
3.8.3 Resultados de pruebas con el eje con carga de desbalance.....	54
3.8.4 Resultados de pruebas con el eje con carga de prueba .....	55
3.8.5 Resultados de pruebas con el eje con carga correctiva .....	58
3.9 Análisis de resultados.....	59
3.10 Costo de proyecto .....	61
Capítulo 4.....	64
4. Conclusiones y recomendaciones .....	69
4.1 Conclusiones .....	69
4.2 Recomendaciones .....	69
Referencias.....	71
Apéndices.....	73

## Abreviaturas

AC	Corriente Alterna
DAQ	Data Acquisition
DC	Corriente Continua
ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
FFT	Transformada Rápida de Fourier
ISO	Organización Internacional de Estandarización
MAX	Measurement & Automation Explorer
NI	National Instruments
PSD	Densidad Espectral de Potencia
VDF	Variador de Frecuencias

## Simbología

AB	Vector resultante debido al efecto de la masa de prueba
$\alpha$	Angulo de masa de prueba
A	Amperio (Corriente)
$\beta$	Ángulo entre el vector resultante y el vector de desbalance
F	Frecuencia de alimentación del VDF
f	Frecuencia fundamental de giro
fs	Frecuencia de muestreo
g	Miligramo
Hz	Hertz (Frecuencia)
I	Momento angular
V	Voltaje
mb	Masa de balance
me	Masa de prueba
mm	Milímetro
mo	Masa original de desbalance
mV	Milivoltio
OA	Vector de desbalance
OB	Vector de masa de prueba
$\omega$	Velocidad angular de giro
$\phi$	Fase de la vibración
RPM	Revoluciones por minuto del motor
S	Muestras
s	Segundos

## Índice de figuras

Figura 1.1 <i>Mapa típico de orificios disponibles para balanceo.</i> .....	15
Figura 2.1 <i>Metodología del diseño</i> .....	25
Figura 2.2 <i>Esquema conceptual de componentes</i> .....	26
Figura 2.3 <i>Diseño de volante con herramienta de Inventor</i> .....	27
Figura 2.4 <i>Posición de los componentes en el banco de pruebas</i> .....	29
Figura 2.5 <i>Diagrama de conexiones eléctricas</i> .....	30
Figura 2.6 <i>Esquema eléctrico del variador de frecuencia</i> .....	34
Figura 3.1 <i>Cargas y soportes en ayudante de inventor</i> .....	39
Figura 3.2 <i>Cargas en Soportes (Rodamientos)</i> .....	40
Figura 3.3 <i>Configuración de Adaptación de acelerómetros para el sistema</i> .....	41
Figura 3.4 <i>Banco de pruebas para la validación del sistema</i> .....	42
Figura 3.5 <i>Diagrama de conexiones del motor trifásico</i> .....	43
Figura 3.6 <i>Conexiones hardware – software</i> .....	43
Figura 3.7 <i>Comunicación entre softwares</i> .....	44
Figura 3.8 <i>Conexiones físicas entre el banco de prueba y los sensores</i> .....	44
Figura 3.9 <i>Estructura de motor y módulo de rotor</i> .....	45
Figura 3.10 <i>Tablero eléctrico del variador de frecuencia</i> .....	46
Figura 3.11 <i>Sistema de adquisición de datos</i> .....	47
Figura 3.12 <i>Datos obtenidos de la lectura de aceleración a 15Hz</i> .....	49
Figura 3.13 <i>Datos convertidos al dominio de la frecuencia a 15Hz</i> .....	50
Figura 3.14 <i>Señal de vibraciones filtrada en el dominio del tiempo</i> .....	52
Figura 3.15 <i>Señal de vibraciones filtrada en el dominio de la frecuencia</i> .....	53
Figura 3.16 <i>Resultados de las lecturas realizadas</i> .....	53
Figura 3.17 <i>Datos filtrados por el acelerómetro 4 con carga de desbalance</i> .....	54
Figura 3.18 <i>Datos en dominio de frecuencia del acelerómetro 4 con carga de desbalance</i> .....	54
Figura 3.19 <i>Resultados del análisis con desbalance provocado</i> .....	55
Figura 3.20 <i>Datos filtrados por el acelerómetro 4 con carga de prueba</i> .....	55
Figura 3.21 <i>Datos en el dominio de la frecuencia del acelerómetro 4 con carga de prueba</i> .....	56
Figura 3.22 <i>Resultados del análisis con carga de prueba</i> .....	56
Figura 3.23 <i>Gráfico polar de las posiciones de las cargas</i> .....	57

Figura 3.24 <i>Cálculos y resultados del método vectorial</i> .....	58
Figura 3.25 <i>Datos filtrados por el acelerómetro 4 con carga de balance</i> .....	59
Figura 3.26 <i>Datos filtrados frecuencia del acelerómetro 4 con carga de balance</i> .	59
Figura 3.27 <i>Resultados del análisis con carga de balance</i> .....	59
Figura 3.28 <i>Resultados de la segunda iteración de balanceo</i> .....	60
Figura A.1 <i>Algoritmo para el análisis de vibraciones y cálculo de balance</i> .....	74
Figura B.1 <i>Banco de Prueba Renderizado</i> .....	75

## Índice de tablas

Tabla 2.1 <i>Señales de interés para el análisis</i> .....	19
Tabla 2.2 <i>Tipo de transmisión de potencia</i> .....	19
Tabla 2.3 <i>Aplicación de las cargas de balance</i> .....	20
Tabla 2.4 <i>Definición de los criterios de diseño</i> .....	20
Tabla 2.5 <i>Comparación por pares de los criterios de diseño</i> .....	21
Tabla 2.6 <i>Matriz de decisión de las alternativas de diseño</i> .....	22
Tabla 2.7 <i>Requerimientos del sistema.</i> .....	23
Tabla 2.8 <i>Selección de materiales</i> .....	27
Tabla 2.9 <i>Especificaciones del motor Siemens 80 IM B3</i> .....	32
Tabla 3.1 <i>Característica de rodamientos seleccionados</i> .....	40
Tabla 3.2 <i>Costo del proyecto</i> .....	61

## Índice de planos

INGE-2725.001	Plano ensamblaje
INGE-2725.002	Plano explosionado
INGE-2725.003	Base motor 80M
INGE-2725.004	Bocín
INGE-2725.005	Base chumacera
INGE-2725.006	Base modulo rotor
INGE-2725.007	Disco volante
INGE-2725.008	Eje 600 mm
INGE-2725.009	Plano electrónico

## **Capítulo 1**

## 1. Introducción

Los motores eléctricos y los sistemas de transmisión de potencia son componentes críticos en la industria moderna. Su capacidad para convertir la energía eléctrica en movimiento mecánico es esencial para el funcionamiento de una amplia gama de maquinarias, desde simples bombas de agua hasta complejos sistemas de producción [1]. La eficiencia y el rendimiento de estos equipos es crítico, ya que afecta directamente a la productividad y a los costes operativos de las empresas. Un motor que funciona de forma óptima no solo reduce el consumo de energía y los costos, sino que también garantiza un funcionamiento suave y fiable en diversas aplicaciones industriales [2].

El mantenimiento adecuado y la prolongación de la vida útil de los equipos son factores clave para minimizar los costos y maximizar la rentabilidad en la industria. Las fallas inesperadas, a menudo causadas por desequilibrios del rotor, pueden resultar en paradas no programadas y reparaciones costosas. Por lo tanto, implementar un riguroso control de mantenimiento, junto con técnicas de diagnóstico efectivas, es crucial para garantizar el funcionamiento continuo y eficiente de las máquinas. La detección temprana de problemas puede prevenir daños mayores y optimizar los intervalos de mantenimiento, lo que resulta en una mayor disponibilidad del equipo [2].

La transformada rápida de Fourier (FFT) se ha consolidado como una poderosa herramienta en el análisis de vibraciones, especialmente para la detección de desequilibrios del rotor. Esta técnica permite que las señales de vibración se descompongan en sus componentes de frecuencia, lo que facilita la identificación de patrones específicos que indican desequilibrio. Mediante el análisis de las frecuencias dominantes, es posible localizar no solo la existencia de un desequilibrio, sino también la magnitud de su aceleración, proporcionando así información crítica para la corrección del problema. La aplicación de FFT en este contexto ha demostrado ser eficaz y se ha utilizado en diversas aplicaciones industriales y de investigación [3].

Este proyecto propone el desarrollo de un sistema innovador que utiliza FFT para detectar desequilibrios en rotores y determinar su posición con precisión. Con la integración de esta tecnología, se pretende mejorar la eficiencia de los procesos de mantenimiento y aumentar la fiabilidad de las máquinas. El impacto académico de esta investigación puede ser significativo, ya que contribuirá al conocimiento en el área del diagnóstico de vibraciones. A nivel industrial, la implementación de este sistema puede traducirse en una reducción de los costos operativos y un aumento en la disponibilidad de equipos, beneficiando a diversas industrias que dependen de motores y sistemas rotativos.

**Desbalance de rotores de disco:** El desbalance en rotores de disco es un problema común en una variedad de aplicaciones industriales, especialmente en sistemas de ventilación, turbinas y otros equipos rotativos de alta velocidad. Este tipo de desbalance ocurre cuando la masa del disco no está distribuida de manera uniforme alrededor de su eje de rotación, lo que genera fuerzas centrífugas desiguales durante su operación. Esto puede resultar en vibraciones excesivas, un desgaste prematuro de los componentes y potenciales fallas mecánicas si no se aborda adecuadamente. La detección y corrección de este desbalance es esencial para garantizar un funcionamiento estable y prolongar la vida útil del equipo.

**Desbalance de rotores de tambor o cilindro:** Los rotores de tambor o cilindro son componentes clave en equipos como secadoras industriales, sistemas de transporte rotativo y máquinas de procesamiento. Un desbalance en estos rotores se produce cuando hay una distribución desigual de la masa a lo largo del cuerpo cilíndrico, lo que genera fuerzas que afectan la estabilidad del sistema. Este desbalance puede provocar vibraciones que no solo reducen la eficiencia del equipo, sino que también pueden dañar otras partes de la maquinaria y aumentar el consumo de energía. Identificar y corregir el desbalance en tambores o cilindros es crucial para mantener la productividad y minimizar los costos de mantenimiento.

Desbalance de álabes o palas: El desbalance en álabes o palas es particularmente relevante en turbinas, ventiladores y compresores, donde los álabes giran a altas velocidades y son responsables de mover fluidos o generar energía. Este tipo de desbalance se produce cuando hay diferencias en la masa o en la forma de los álabes, lo que puede deberse al desgaste, la acumulación de material o defectos de fabricación. Un desbalance en estas partes genera vibraciones no deseadas que pueden causar daños graves al equipo, disminuyendo la eficiencia operativa y acortando la vida útil de los componentes. La detección temprana y la corrección del desbalance en álabes o palas son esenciales para prevenir fallas catastróficas y asegurar un funcionamiento eficiente y seguro del sistema.

## **1.2 Descripción del Problema**

El desequilibrio de rotores es un problema recurrente en numerosas aplicaciones industriales, como hélices, ventiladores, turbinas, compresores y generadores eléctricos. Este fenómeno se produce cuando la masa del rotor no está distribuida de manera uniforme respecto a su eje de rotación, lo que genera fuerzas centrífugas desiguales y, en consecuencia, vibraciones indeseadas durante el funcionamiento. Estas vibraciones pueden tener un impacto negativo considerable en la operación de los equipos, provocando un desgaste acelerado de los componentes, un aumento en el consumo de energía y, en casos graves, fallas catastróficas que interrumpen la producción y ponen en riesgo la seguridad.

Por ejemplo, en el caso de las turbinas de vapor, el desequilibrio del rotor puede generar puntos de fricción que causan deformaciones en el eje, lo que a su vez crea un círculo vicioso de desequilibrio residual. Un análisis vibracional detallado puede identificar estos problemas, como sucedió en un caso en una planta de energía biomásica, donde una vibración inusual fue diagnosticada en solo unos días, evitando mayores fallos y costosos tiempos de inactividad [4].

En la industria petroquímica, por ejemplo, las turbinas de gas y los compresores son componentes críticos para los procesos de producción. Un desequilibrio en estos equipos puede

generar vibraciones que, si no se corrigen, llevan a reparaciones costosas y paradas de emergencia. Estas paradas no solo suponen gastos considerables en repuestos y mano de obra, sino que también provocan pérdidas de ingresos por la interrupción de la producción, que pueden ascender a miles de dólares por hora [5].

De manera similar, en la industria de generación de energía, las turbinas eólicas deben mantener un equilibrio preciso en sus rotores para operar de manera eficiente y segura. Las vibraciones causadas por desequilibrios no detectados pueden acelerar el desgaste de los componentes, lo que se traduce en costos adicionales de mantenimiento y una menor vida útil de la maquinaria. En muchos casos, el costo de realizar un mantenimiento preventivo adecuado donde el costo de reparación de una turbina desbalanceada es significativo, se estima que las fallas relacionadas con el desequilibrio pueden costar entre 5.000 y 50.000 dólares dependiendo de la gravedad o la potencia de la turbina [6].

Los ventiladores industriales y los sistemas de ventilación utilizados en fábricas y plantas de procesamiento también se ven afectados por los desequilibrios en los rotores. Estos sistemas, si no se mantienen balanceados, generan ruidos y vibraciones que no solo afectan la eficiencia operativa, sino que también pueden causar fallos en el sistema de soporte y estructura de la instalación [7].

El mantenimiento preventivo, que incluye la detección y corrección de desequilibrios, puede mitigar estos problemas y reducir los costos operativos a largo plazo. La detección temprana de desequilibrios permite realizar ajustes precisos antes de que se presenten daños significativos, optimizando los intervalos de mantenimiento y garantizando la continuidad operativa de los equipos [3].

El balanceo de rotores no solo es un requisito para garantizar un rendimiento eficiente, sino una necesidad crítica para prevenir fallas costosas y garantizar la longevidad del equipo. Las aplicaciones industriales dependen del funcionamiento estable y confiable de estos

sistemas para mantener la productividad y minimizar los costos operativos asociados con el mantenimiento correctivo y el tiempo de inactividad no planificado [2].

### **1.3 Justificación del Problema**

El problema se presenta de forma crítica en aplicaciones donde los rotores operan a altas velocidades, lo que puede acentuar las vibraciones y provocar fallos catastróficos si no se detectan a tiempo. Las vibraciones excesivas causadas por el desbalanceo pueden dañar los componentes de los equipos, como los cojinetes, los ejes y los sistemas de transmisión, lo que lleva a reparaciones costosas y a un aumento significativo en el tiempo de inactividad de las máquinas.

Además, el desbalanceo de los rotores reduce la eficiencia operativa de los equipos, ya que genera una mayor carga de trabajo en los motores y otros componentes mecánicos, lo que aumenta el consumo de energía y reduce la capacidad de producción. Este problema es especialmente grave en sectores como la energía eólica, la generación de energía en plantas térmicas, y en la industria manufacturera, donde la eficiencia de los sistemas es un factor clave para la competitividad y rentabilidad.

Por otro lado, la falta de un sistema adecuado de diagnóstico y corrección de desbalances afecta también el aprendizaje y la formación de los profesionales en el campo de la ingeniería. La capacidad de detectar y corregir desbalances en rotores es una habilidad esencial en diversas especialidades de la ingeniería mecánica y energética. Sin una herramienta eficiente y precisa, es difícil transmitir este conocimiento práctico a los estudiantes, lo que limita su preparación para enfrentar desafíos industriales reales.

En el mercado existen varios modelos de equipos que realiza este tipo de análisis de vibraciones para detección de problemas o desgastes en las maquinarias, pero su alto costo hace que adquirir uno de estos sea una gran inversión. Los modelos más sencillos están alrededor de los \$300 y los equipos o kits más completos superan los \$5000. Nuestra intención

diseñar un analizador de vibraciones accesible, con los componentes que se encuentran en un laboratorio de ingeniería y que pueda ser usado incluso por una universidad para capacitar a sus estudiantes en el tema de análisis de vibraciones. [8]

Por lo tanto, resolver el problema del desbalanceo de rotores no solo es vital para garantizar la fiabilidad y eficiencia de los equipos industriales, sino también para reducir los riesgos asociados a fallos mecánicos y mejorar la formación práctica de futuros ingenieros. La implementación de un sistema eficaz para detectar y corregir estos desbalances contribuye significativamente a mejorar la seguridad, reducir costos y optimizar los procesos industriales en general.

## **1.4 Objetivos de la Investigación**

### **1.4.1 Objetivo General**

Desarrollar un sistema capaz de balancear rotores mediante la detección de desbalances y la determinación de su posición utilizando la Transformada Rápida de Fourier (FFT).

### **1.4.2 Objetivos Específicos**

1. Diseñar un sistema de pruebas que permita acoplar un motor a un eje, con la capacidad de colocar y quitar cargas que generen desbalance. Este sistema servirá como plataforma experimental para las pruebas de vibración.
2. Desarrollar un código de análisis que procese las vibraciones del eje, utilizando los datos obtenidos para determinar tanto la magnitud como la posición de la masa requerida para balancear el eje de manera precisa y efectiva.
3. Ejecutar pruebas experimentales con diferentes cargas de desbalance para recopilar datos, evaluando la precisión del sistema desarrollado y su efectividad en la detección y corrección de desbalances en los rotores.

## **1.5 Marco Teórico**

El estudio del comportamiento del motor y el eje en la industria es esencial para garantizar la eficiencia operativa y la seguridad de los sistemas mecánicos. Los desequilibrios del rotor son una de las causas más comunes de falla en los equipos rotativos, lo que puede provocar reparaciones costosas y tiempo de inactividad no programado. Este marco teórico proporciona un contexto sobre los motores y ejes en la industria, el análisis espectral aplicado y los métodos existentes para la detección y corrección de desequilibrios.

### **1.5.1 Tipos de desbalanceo de rotores**

Los motores son elementos clave en la transmisión de potencia en diversas aplicaciones industriales. Su diseño y operación se basan en principios mecánicos y eléctricos que les permiten transformar energía eléctrica en movimiento mecánico. En este contexto, los ejes desempeñan un papel crucial al conectar el motor con otros componentes del sistema, como bombas y compresores. Sin embargo, los motores y ejes están sujetos a diversos fallos que pueden comprometer su rendimiento.

Uno de los fallos más comunes es el desbalance dinámico, que ocurre cuando la masa del rotor no está distribuida uniformemente. Este desbalance puede provocar vibraciones excesivas durante el funcionamiento, lo que a su vez genera un desgaste prematuro de los componentes, tales como rodamientos y sellos. A medida que las vibraciones aumentan, también se incrementa el ruido, lo que puede afectar no solo la eficiencia operativa, sino también la seguridad del entorno de trabajo. La identificación y corrección del desbalance son fundamentales para garantizar un funcionamiento suave y duradero del equipo.

Otro fallo frecuente es la desalineación, que se presenta cuando los ejes no están alineados correctamente. Esta desalineación puede resultar de errores en la instalación, desgaste de los componentes o deformaciones mecánicas. Las consecuencias de la desalineación incluyen un aumento del esfuerzo en los rodamientos, lo que puede causar un calentamiento excesivo y

fallos prematuros. Además, la desalineación puede dar lugar a una transmisión de potencia ineficiente, aumentando el consumo energético y reduciendo la vida útil de los equipos conectados.

El desgaste por fatiga es otro problema crítico que puede afectar la integridad estructural de los rotores. Este tipo de fallo se produce cuando los materiales se someten a cargas cíclicas repetidas que, con el tiempo, provocan la formación de grietas y la eventual fractura del rotor. La fatiga puede ser el resultado de condiciones operativas inadecuadas, como el desbalance o la desalineación, lo que a su vez agrava el problema. La monitorización continua de las condiciones de operación y el análisis de vibraciones son esenciales para detectar signos de desgaste por fatiga antes de que se conviertan en fallos catastróficos.

### **1.5.2 Análisis Espectral en Ejes de Transmisión**

El análisis espectral es una técnica fundamental para evaluar el comportamiento dinámico de los ejes de transmisión. A través de este método, se pueden descomponer las señales de vibración en sus componentes frecuenciales, lo que permite identificar patrones que indican problemas mecánicos, como desbalances o desalineaciones. La representación gráfica de estos datos, a menudo llamada espectro de vibración, muestra la amplitud de la vibración en función de la frecuencia [3].

La ecuación básica de una onda sinusoidal, que describe las vibraciones, se puede expresar como:

$$A(t) = A_0 \sin(2\pi ft + \emptyset)$$

donde:

$A(t)$  es la amplitud de la vibración en el tiempo  $t$ .

$A_0$  es la amplitud máxima de la vibración, que indica la magnitud del movimiento.

$f$  es la frecuencia de la vibración, que se relaciona con la velocidad de rotación del rotor.

$\emptyset$  es la fase, que describe la posición del ciclo de la onda en el tiempo.

Cada término en esta ecuación proporciona información clave sobre el comportamiento del rotor. La amplitud  $A_0$  es fundamental, ya que valores elevados pueden indicar problemas como desbalances significativos o resonancias en el sistema. La frecuencia  $f$  es crucial para determinar la naturaleza del fallo; por ejemplo, ciertas frecuencias pueden asociarse con el desbalance, mientras que otras pueden indicar problemas de desalineación o fallos en los rodamientos. La fase  $\emptyset$  ayuda a entender cómo las vibraciones se relacionan temporalmente con otras señales en el sistema [3].

En un espectro de vibración, los picos que aparecen en la gráfica son especialmente importantes. Cada pico representa una frecuencia específica de vibración, y su altura corresponde a la amplitud de esa frecuencia. La interpretación de estos picos permite a los ingenieros diagnosticar problemas específicos. Por ejemplo, un pico en la frecuencia fundamental (que coincide con la velocidad de rotación del rotor) generalmente indica un desbalance, mientras que picos en frecuencias armónicas pueden sugerir resonancias o problemas de desalineación [3].

En este contexto, las frecuencias se pueden clasificar en diferentes tipos, cada una con sus respectivas ecuaciones:

Frecuencia fundamental: Se relaciona directamente con la velocidad de rotación del rotor. Se puede calcular mediante la siguiente fórmula:

$$f = \frac{N}{60}$$

donde  $N$  es la velocidad de rotación en revoluciones por minuto (RPM). La frecuencia se mide en Hertz (Hz).

Frecuencias armónicas: Son múltiplos enteros de la frecuencia fundamental. Se pueden calcular con la siguiente fórmula:

$$f_n = n * f$$

donde  $n$  es un entero positivo (1, 2, 3, ...). Por ejemplo, la segunda armónica correspondería a  $n = 2$ .

Frecuencias de interacción: Estas frecuencias surgen de la combinación de dos o más frecuencias. Si  $f_1$  y  $f_2$  son dos frecuencias presentes en el sistema, la frecuencia de interacción se puede calcular como:

$$f_{int} = |f_1 - f_2| \quad o \quad f_{int} = f_1 + f_2$$

Frecuencias de ruido: No tienen una fórmula específica, ya que representan componentes aleatorios en el espectro. Sin embargo, el análisis del ruido puede involucrar el cálculo de la densidad espectral de potencia, que se puede expresar como:

$$PSD(f) = \frac{1}{T} \int_0^T |A(t)|^2 dt$$

donde  $PSD(f)$  es la densidad espectral de potencia en función de la frecuencia y  $T$  es el tiempo total de muestreo.

Para aplicar este análisis en el contexto de la detección y corrección de desbalances en rotores, se recopilan datos de vibración en tiempo real utilizando sensores, que luego se procesan mediante la Transformada Rápida de Fourier (FFT). Al analizar el espectro resultante, se pueden identificar los picos dominantes y correlacionarlos con los posibles fallos del sistema. La recopilación y el análisis de estos datos permiten no solo detectar desbalances, sino también determinar la magnitud y la posición de las masas que deben ajustarse para lograr un balance adecuado.

Este enfoque analítico es esencial para desarrollar un sistema eficaz que permita realizar correcciones precisas y mejorar la operación de los rotores en diversas aplicaciones industriales.

### 1.5.3 Métodos de Análisis de Desbalances

Existen diversos métodos para el análisis de desbalances en rotores y la determinación de su posición y magnitud. Cada uno de estos métodos tiene sus características, ventajas y

desventajas, y se utiliza según el contexto y los requisitos del sistema. A continuación, se detallan los métodos más comunes:

**Análisis de Vibraciones:** Este método implica la instalación de sensores de vibración, como acelerómetros, en el rotor o en su entorno inmediato. Los sensores capturan las vibraciones durante el funcionamiento del rotor, generando una señal eléctrica que se puede analizar en el dominio del tiempo y en el dominio de la frecuencia. La Transformada Rápida de Fourier (FFT) se aplica a la señal de vibración para obtener el espectro de frecuencia [9].

En el espectro, los picos indican las frecuencias de vibración y su amplitud. La interpretación de estos picos permite identificar el desbalance. Un pico en la frecuencia fundamental sugiere un desbalance en el rotor, mientras que picos adicionales en frecuencias armónicas pueden señalar problemas de resonancia o desalineación. Este método es ampliamente utilizado debido a su capacidad para detectar no solo desbalances, sino también otros fallos mecánicos.

**Termografía:** La termografía utiliza cámaras infrarrojas para medir la temperatura de los componentes del rotor durante su operación. Los cambios en la temperatura pueden ser indicativos de problemas mecánicos, como desbalances. Un desbalance puede generar un aumento en la fricción y, por lo tanto, un incremento de temperatura en áreas específicas del rotor.

La interpretación de las imágenes termográficas permite localizar zonas problemáticas y determinar si la temperatura excede los niveles normales. Sin embargo, la termografía no proporciona información directa sobre la frecuencia de vibración, por lo que a menudo se utiliza en combinación con otros métodos de análisis, como el análisis de vibraciones, para obtener un diagnóstico más completo.

**Análisis por Ultrasonido:** Este método utiliza sensores ultrasónicos para detectar ondas sonoras emitidas por los componentes en movimiento. Los desbalances pueden generar ruidos

y vibraciones que se traducen en emisiones ultrasónicas. El análisis de estas señales permite identificar irregularidades en el funcionamiento del rotor.

El ultrasonido, en el contexto del mantenimiento, se refiere a la utilización de ondas sonoras de alta frecuencia más allá del rango de audición humana (típicamente por encima de 20 kHz) para detectar y analizar cambios en las máquinas o estructuras. La técnica utiliza transductores especiales para emitir y recibir ondas sonoras, permitiendo a los profesionales obtener información sobre el funcionamiento interno de los equipos sin la necesidad de desmontarlos [10].

Entre todos los métodos mencionados, el análisis de vibraciones es el más utilizado en la industria debido a su versatilidad y capacidad para detectar una amplia gama de problemas mecánicos, incluyendo desbalances, desalineaciones y fallos en los rodamientos. Es especialmente valioso en entornos donde se requiere un monitoreo continuo del estado del equipo.

#### **1.5.4 Métodos de balanceo de rotores**

**Balanceo Estático:** El balanceo estático se lleva a cabo cuando el rotor está detenido. En este método, se coloca el rotor en un soporte que permite su libre rotación. Se mide el punto más bajo del rotor y se determina el peso y la posición de las masas que deben añadirse para equilibrarlo [11].

Las señales de este método se derivan de la posición del rotor y el peso que se necesita para balancearlo. El balanceo estático es útil para desbalances que no dependen de la velocidad del rotor. Sin embargo, no es efectivo para desbalances dinámicos, que requieren análisis en condiciones de operación. Este método es más simple y directo, pero menos versátil que otros métodos.

**Balanceo Dinámico:** A diferencia del balanceo estático, el balanceo dinámico se realiza con el rotor en funcionamiento. Este método implica la medición de las vibraciones en varias

posiciones del rotor mientras gira a su velocidad operativa. Se utilizan sensores para captar las vibraciones y el análisis espectral para identificar las frecuencias de desbalance [11].

El balanceo dinámico permite identificar no solo el desbalance, sino también la interacción entre las vibraciones de diferentes componentes. Las señales captadas se analizan para determinar la magnitud y la posición de las masas que se deben ajustar para equilibrar el rotor en condiciones operativas. Este método es más complejo, pero es esencial para garantizar un funcionamiento óptimo en sistemas donde el rotor opera a distintas velocidades.

Por otro lado, el balanceo dinámico es considerado uno de los métodos más precisos para la corrección de desbalances, ya que se lleva a cabo bajo condiciones de operación reales. Esto permite obtener resultados más confiables y específicos para el ajuste necesario en el rotor, garantizando una mayor efectividad en la corrección de problemas mecánicos.

Cada uno de estos métodos ofrece una perspectiva única sobre el estado de los rotores y puede ser utilizado de manera complementaria para lograr un diagnóstico más completo y preciso. La elección del método adecuado dependerá de las condiciones específicas del sistema y de los objetivos del análisis.

### **1.5.6 Distribución de masas en un rotor**

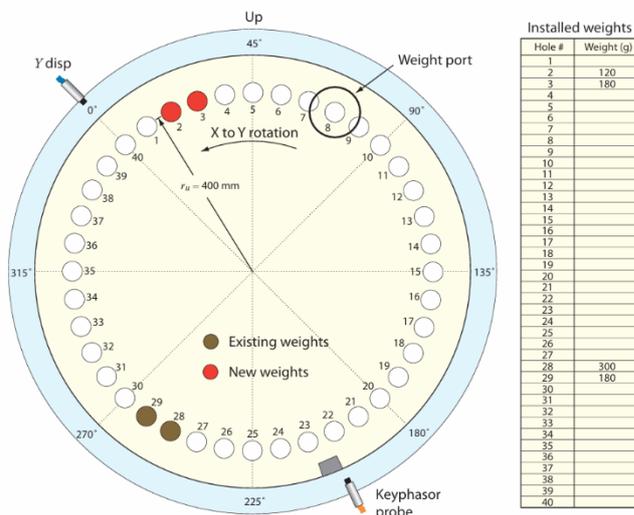
Un rotor ideal presenta simetría geométrica y una distribución uniforme de masa radial, lo cual asegura que su centro geométrico coincida con su centro de masa, permitiendo una rotación suave y sin vibraciones. Sin embargo, en la práctica, un rotor real suele tener variaciones en la distribución de masa debido a irregularidades en el material, errores de fabricación y características constructivas no simétricas, como ranuras o pasadores. Estas variaciones provocan que el centro de masa se desplace ligeramente del centro geométrico, generando desequilibrios que impactan el rendimiento del rotor al rotar a altas velocidades [12].

Para analizar el desequilibrio, se mide la vibración relativa del eje en relación con un cojinete fijo, usando sondas de proximidad o sensores en la carcasa. Esto permite una buena aproximación de la vibración del rotor, siempre que la carcasa del cojinete se mantenga estática. Estas vibraciones generan cargas dinámicas en los cojinetes y la estructura de soporte, afectando el sistema completo de la máquina. En sistemas complejos, el rotor y la carcasa pueden presentar modos de vibración sincronizados o desincronizados, dependiendo de las interacciones entre ambos elementos [12].

Es crucial diagnosticar correctamente el desequilibrio, ya que existen otras fallas, como la curvatura del rotor, que pueden presentar síntomas similares y requerir soluciones diferentes. Al equilibrar, se debe conocer bien la respuesta dinámica del rotor y la influencia de cada modo vibracional, así como el efecto de los acoplamientos rígidos entre trenes de máquinas. Colocar masas de equilibrio en puntos específicos fuera de los nodos vibratoriales del rotor maximiza la efectividad del balanceo, evitando la creación de nuevas fuentes de vibración [12].

**Figura 1.1**

*Mapa típico de orificios disponibles para balanceo.*



La figura 1.1 presenta un ejemplo típico de un mapa de pesos. En este caso, la rotación es de X a Y al observar desde el lado del conductor hacia la máquina impulsada. El transductor de vibración está montado a 45° hacia la izquierda desde el punto de referencia físico, en este

caso, la posición "Arriba". Los ángulos de desfase del transductor están indicados en el perímetro exterior [12].

Este plano de balanceo, o plano de pesos, dispone de 40 orificios, lo cual es característico de los planos de balanceo en las turbinas y compresores de turbinas de gas Westinghouse 501. Los números de los orificios en el mapa corresponden a las marcas numéricas en la máquina, y los orificios están representados en la posición en la que la muesca del Keyphasor activa la sonda Keyphasor (en la parte inferior) [12].

## **Capítulo 2**

## **2. Metodología**

El desarrollo de un sistema de detección de desbalance de rotores requiere una metodología que integre tanto el diseño conceptual como el detallado, teniendo en cuenta los principios fundamentales del análisis de vibraciones y las limitaciones específicas del proyecto. En este capítulo se describen los pasos seguidos para seleccionar, justificar y ejecutar las decisiones técnicas y de diseño, así como las herramientas y métodos utilizados para garantizar un sistema funcional y didáctico.

### **2.1 Selección de alternativas de solución**

Para abordar el problema del desbalanceo del rotor, se definieron y evaluaron varias alternativas basadas en criterios técnicos, económicos, de disponibilidad de materiales y la finalidad del proyecto.

### **2.2 Alternativas de solución**

Para el planteamiento de alternativas de solución se tuvo que hacer un inventario de los equipos de medición y componentes mecánicos que el cliente disponía, con el objetivo de identificar las posibles configuraciones que se podrían realizar con dichos equipos y evaluar las mejoras para ampliar las opciones.

La formulación de alternativas de solución se basó en criterios clave, como la complejidad de implementación, la disponibilidad de materiales y la facilidad de integración con los recursos existentes. Cada opción fue evaluada cuidadosamente en términos de viabilidad técnica y económica, priorizando configuraciones que redujeran al máximo el tiempo necesario para la instalación y simplificaran las tareas de mantenimiento. Se buscó minimizar el uso de componentes complejos para garantizar un diseño sencillo, mantener la modularidad del sistema y asegurar que pudiera replicarse fácilmente en otros entornos educativos.

Por otro lado, se realizó un análisis comparativo con configuraciones propuestas en investigaciones y documentaciones técnicas previas. Este análisis permitió identificar ventajas

y desventajas asociadas a diferentes métodos de balanceo, como el uso de sistemas de transmisión mediante bandas, engranajes y acoples. Se valoraron aspectos como la precisión del análisis, la capacidad de medir el desbalance en distintos planos y la estabilidad en la transmisión de potencia.

Con todo lo dicho previamente, se definieron en las siguientes tablas las alternativas para detectar el desbalance en los rotores acoplados a un motor. Estas tablas comparan diferentes alternativas para el proyecto y cada alternativa presenta una configuración diferente en términos de tipo de transmisión de potencia, aplicación de las cargas de pruebas y número de acelerómetros utilizados.

**Tabla 2.1**

*Señales de interés para el análisis*

Alternativa	Descripción
1	Medir vibraciones de desbalance, desalineación y fallo en rodamientos.
2	Medir vibraciones de desbalance y desalineación.
3	Medir vibraciones de desbalance.

*Nota:* Esta tabla muestra cómo el número de variables a analizar y corregir aumenta la complejidad del sistema.

**Tabla 2.2**

*Tipo de transmisión de potencia*

Alternativa	Descripción
1	Uso de engranajes o bandas para transmisión de potencia del motor al eje en paralelo.
2	Uso de lovejoys para transmisión de potencia del motor al eje en serie.

*Nota:* Esta tabla muestra las posibles configuraciones en las que se puede aplicar nuestro sistema.

**Tabla 2.3***Aplicación de las cargas de balance*

Alternativa	Descripción
1	Uso de un volante de inercia en cada sección del eje para análisis en dos planos.
2	Uso de un único volante de inercia en el extremo libre del eje para analizar el desbalance en dos planos.
3	Uso de un único volante de inercia en el extremo libre del eje para analizar el desbalance en un plano.

### 2.2.1 Selección de alternativa

Para la selección de la alternativa se deben establecer ciertos criterios de diseño que serán de guía para determinar la viabilidad técnica y económica de cada opción.

Se debe hacer un análisis de costos para cada una de las alternativas presentadas en las que se incluye costos por adquisición, instalación y mantenimiento de los equipos. Este análisis nos acerca a definir las limitaciones para este proyecto.

Se debe hacer un análisis de viabilidad técnica en el que se identifiquen los posibles riesgos asociados a cada una de las alternativas presentadas con el fin de determinar la rentabilidad a largo plazo de cada uno de los equipos propuestos. La rentabilidad puede ser medida con la obsolescencia tecnológica, la falta de soporte técnico y la complejidad de integración.

Conforme a lo mencionado anteriormente, definiremos los criterios de diseño que tomaremos en cuenta para la selección de las alternativas en la siguiente tabla de definición.

**Tabla 2.4***Definición de los criterios de diseño*

Criterio	Descripción
Disponibilidad de componentes	Los componentes seleccionados deben estar disponibles en el mercado nacional.

Complejidad	El sistema debe ser fácil de operar y mantener.
Costo	Los costos en general deben ser minimizados sin afectar al rendimiento del sistema.
Precisión	El sistema debe proporcionar una detección precisa y confiable del desbalance en el rotor.

*Nota:* En esta tabla se definen los criterios esenciales para el proyecto que nos servirán de guía para no desviarnos de los objetivos y las limitaciones.

Se realiza una tabla que relacione los criterios de diseño con el objetivo de determinar cuales tienen mayor prioridad mediante el método de comparación por pares. Los criterios con mayor peso son el costo, la disponibilidad de componentes, la precisión y la complejidad. Estos cuatro criterios marcan las limitaciones y los objetivos de nuestro proyecto. Se los evalúa en una escala de 0 a 1, donde 0 es menos preferible y 1 es más preferible.

**Tabla 2.5**

*Comparación por pares de los criterios de diseño*

Criterio	Disponibilidad de componentes	Complejidad	Costo	Precisión	Suma	Ponderación
Disponibilidad de componentes		0	0	1	1	0.125
Complejidad	1		0	0	1	0.125
Costo	1	1		1	3	0.375
Precisión	1	1	1		3	0.375
Suma					8	

*Nota:* La ponderación ayuda a determinar la importancia relativa de cada criterio en el diseño.

Una vez establecida la relación entre los criterios de diseño, se procede a determinar cuál alternativa satisface los requisitos de solución mediante una matriz de decisión para cada una de las alternativas. Se evalúan las alternativas en una escala de 0 a 10, siendo 10 la mejor opción. Este valor de 0 a 10 se multiplica por la ponderación de cada criterio y obtenemos los resultados.

**Tabla 2.6**

*Matriz de decisión de las alternativas de diseño*

Criterio	Medición			Transmisión		Cargas		
	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Disponibilidad de componentes	0.38	0.63	1	0.75	1.25	0.63	0.63	0.63
Complejidad	0.38	0.5	1	0.5	1.13	0.5	0.5	0.5
Costo	1.87	3	3	2.25	2.62	1.5	3	3
Precisión	3	1.87	1.87	1.5	2.25	2.25	1.5	3
Suma	5.63	6	6.87	5	7.25	4.88	5.63	7.13

Nota: Esta tabla muestra el resultado de la matriz de decisión de cada una de las alternativas propuestas para las diferentes características del proyecto.

Para las alternativas de parámetros de medición y corrección se escogió la alternativa 3 que implica la medición del desbalance estático y dinámico. Esta selección se fundamenta en la simplicidad, disponibilidad y facilidad de uso del programa ya que únicamente se enfoca en el análisis radial de las vibraciones. Pero para alcanzar este ideal, debemos realizar un diseño robusto del equipo y preciso para analizar solamente los parámetros de interés.

Para las alternativas de transmisión de potencia se escogió la alternativa 2 que implica el uso de lovejoys como acople entre el rotor y el eje del motor. Esta decisión se fundamenta en la disponibilidad de componentes dispone nuestro cliente. También reducimos los problemas de precisión por desalineación entre los ejes y la complejidad de manejo del equipo.

Para las alternativas de aplicación de cargas para generar desbalance se escogió la alternativa 3 que implica el uso de un único volante de inercia con varias perforaciones en distintas posiciones de la periferia del volante, para mejorar la precisión y robustez del sistema.

Las alternativas que salieron escogidas facilitan un diagnóstico confiable para alertar a los técnicos de mantenimiento para realizar laborales de mantenimiento preventivos sobre sus equipos. Aunque estas opciones requieren que se realice una inversión inicial y complejidad, dentro de las opciones de alternativas que fueron presentadas, estas opciones se mantienen dentro de los parámetros de presupuesto aceptable y complejidad suficiente para que pueda ser replicada incluso en un laboratorio con fines académico de bajo presupuesto.

### 2.3 Requerimiento de diseño

En este apartado se describen las principales consideraciones técnicas y funcionales necesarias para el desarrollo del sistema de análisis de rotores basado en el análisis espectral. Los requerimientos aquí detallados se han definido a partir de las especificaciones proporcionadas por el cliente, así como de las mejores prácticas en ingeniería de diseño. La información relevante se presenta de manera estructurada en la siguiente tabla.

**Tabla 2.7**

*Requerimientos del sistema.*

Requerimiento	Descripción
Rango de frecuencia	El sistema debe medir vibraciones en un rango de frecuencias de 2 Hz a 10 kHz. Esto incluye rangos para detectar desbalance (baja frecuencia, entre 2 Hz y 1 kHz) y desalineación (frecuencias intermedias y altas, entre 1 kHz y 10 kHz).
Amplitud de vibración	Detectar vibraciones de baja y alta amplitud con una sensibilidad de 100 mV/g utilizando el sensor Omega de National Instruments, proporcionado por el cliente.
Resolución y precisión	Módulo de adquisición con resolución de al menos 24 bits para el ADC, con 4 canales de entrada y precisión de $\pm 0.3$ dB.

---

Velocidad de muestreo	Frecuencia de muestreo de 40 kS/s para garantizar el cumplimiento del teorema de Nyquist y un análisis preciso en el rango de hasta 10 kHz.
Mecanizado del soporte	Diseño de soportes con tolerancias máximas de $\pm 0.5$ mm para minimizar vibraciones adicionales.
Medidas Estandarizadas	Diseño de rotor para ajuste con LoveJoy J type – 5J 1-1/8” y medida con motor de Frame 215
Protección eléctrica	Dispositivos de protección contra corrientes de hasta 10 A y sobretensiones de hasta 350 V para proteger los componentes electrónicos.
Compatibilidad del hardware y software	Integración del hardware de National Instruments con software como MATLAB y LabVIEW para procesamiento, simulación y diagnóstico.
Algoritmo de procesamiento de datos	Desarrollo de algoritmos para la detección espectros de frecuencia, identificando desbalance y desalineaciones en rodamientos o acoples con alta precisión.

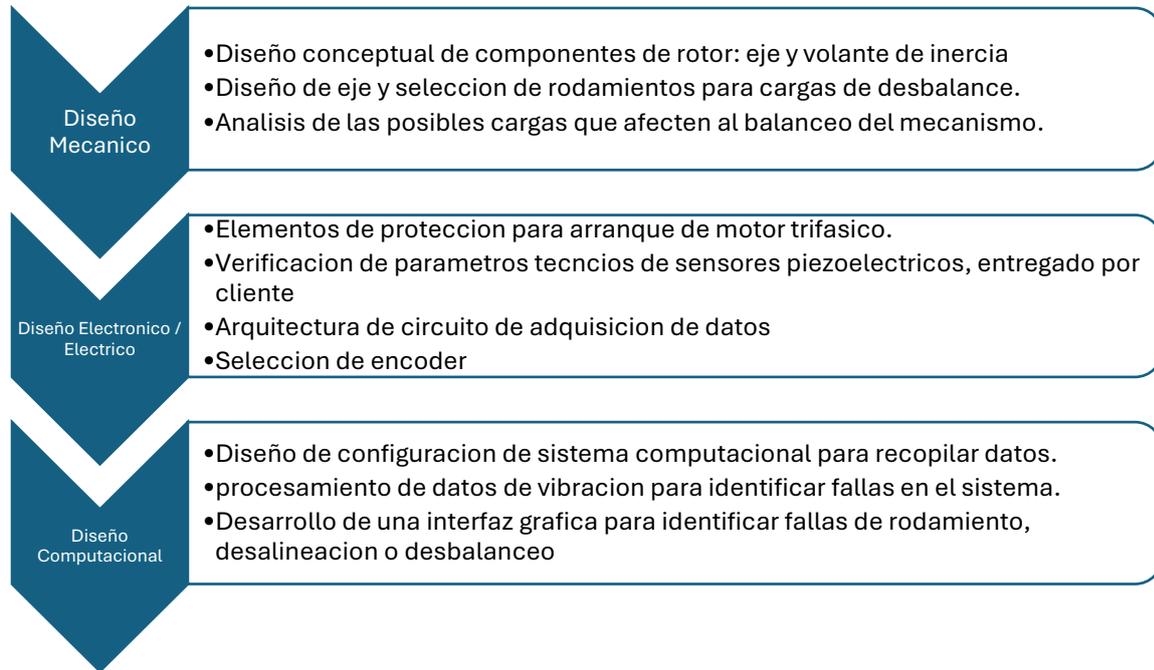
---

*Nota:* En esta tabla se detalla los principales requerimientos tanto para la detección de fallas en el módulo de rotor, rodamientos, y partes esenciales de acoplamiento y desbalance

## 2.4 Proceso de diseño

**Figura 2.1**

*Metodología del diseño*

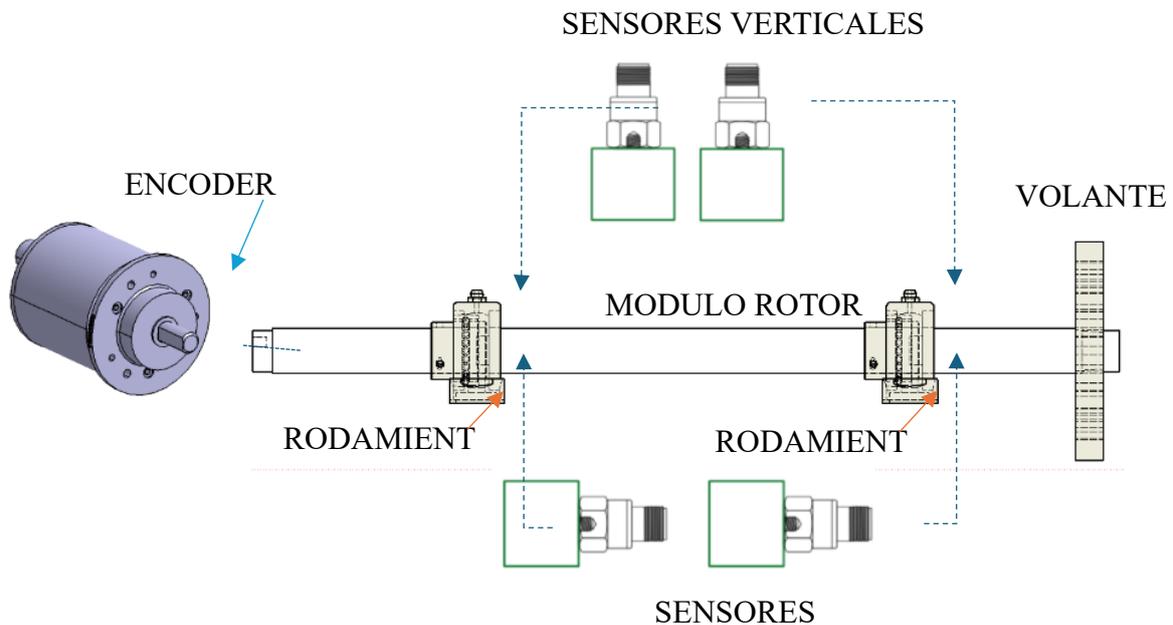


*Nota:* El diagrama representa el proceso de diseño desarrollado para estructurar y detallar la metodología empleada en la implementación de la solución seleccionada.

En la figura 2.1 se muestra en secuencia la metodología de diseño empleada para el desarrollo de nuestro proyecto, tomando en consideración los criterios de cada uno de los pasos de la metodología.

## 2.5 Diseño conceptual

En este apartado se define la base para el desarrollo detallado del sistema, se mostrará un concepto inicial del sistema rotor (eje y volante), el cual sirvió como guía y concepto de diseño detallando las partes mecánicas del sistema. En la figura 2.2 se muestra un concepto de diseño.

**Figura 2.2***Esquema conceptual de componentes*

*Nota:* La figura ilustra un esquema conceptual preliminar de los rodamientos, rotor (eje y volante), ubicación de sensor y adicional el sensor óptico.

## 2.6 Diseño mecánico

### 2.6.1 Diseño mecánico del eje.

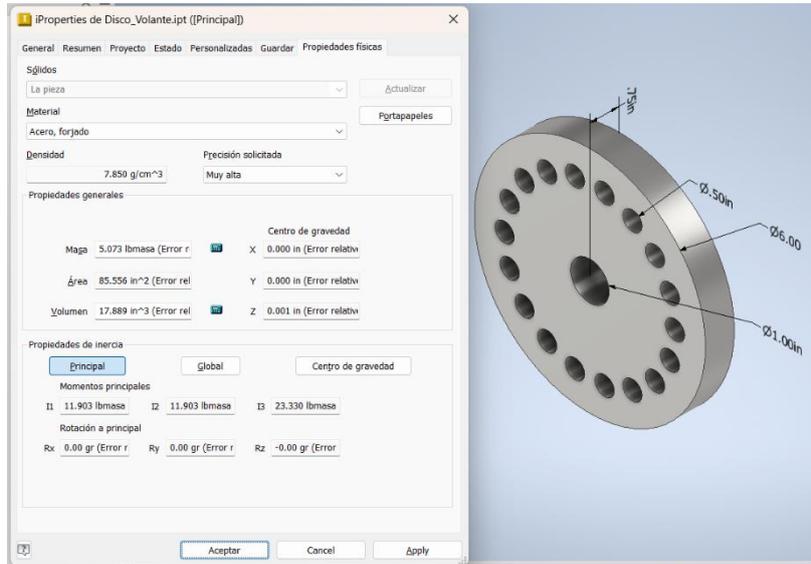
Un eje transmite potencia y movimiento, priorizando el diseño por esfuerzos locales y deflexión. La rigidez depende de la geometría, no del material. Se inicia con acero económico y ajustes según necesidad. Los ejes estriados se usan para altos pares, considerando ensamblaje y discontinuidades críticas como cuñeros y estrías.

### 2.6.2 Diseño de Volante

El diseño del volante de inercia se centra en maximizar su momento de inercia para almacenar energía cinética, optimizando su geometría (forma, espesor y diámetro) y material. Se equilibra la resistencia mecánica con la rigidez, considerando fuerzas centrífugas, esfuerzos torsionales y peso, además de asegurar su montaje y conexión al eje. En la figura 2.3 se muestra el volante diseñado en Inventor.

Figura 2.3

Diseño de volante con herramienta de Inventor



### 2.6.3 Selección de material.

Tabla 2.8

Selección de materiales

Criterio	Ponderación	ACERO AISI/SAE 1020	ALUMINIO 6061	SAE 705	Unidades
Resistencia Mecánica	25%	80	60	450	MPa
Facilidad de Mecanizado	20%	90	90	90	Puntuación de 0 a 100
Peso	10%	70	40	7850	Densidad (kg/m³)
Costo	15%	40	60	50	Costo Relativo
Durabilidad	10%	85	70	65	Puntuación de 0 a 100
Rigidez (Modulo de Young)	20%	210	70	200	GPa

*Nota:* Se compara los aceros SAE 1020, ALUMINIO 6061 y SAE 705, basado en criterio de resistencia mecánica, facilidad de mecanizado, peso, , costo, durabilidad y rigidez para seleccionar el material óptimo de los componentes de nuestro sistema.

En la tabla 2.8 se hace el proceso de selección del Acero SAE 705 como material para los soportes debido a su resistencia mecánica, excelente maquinabilidad y capacidad para transmitir vibraciones con mínima atenuación. Comparado con el Aluminio 6061 y el Bronce CDA 844, el Acero SAE 705 destaca por su mayor rigidez, lo que lo hace ideal para aplicaciones que requieren estabilidad estructural y eficiencia en la transmisión de vibraciones al chasis del motor. Además, su resistencia combinada con un peso moderado facilita la instalación y asegura un desempeño confiable en condiciones exigentes.

## **2.7 Diseño electrónico**

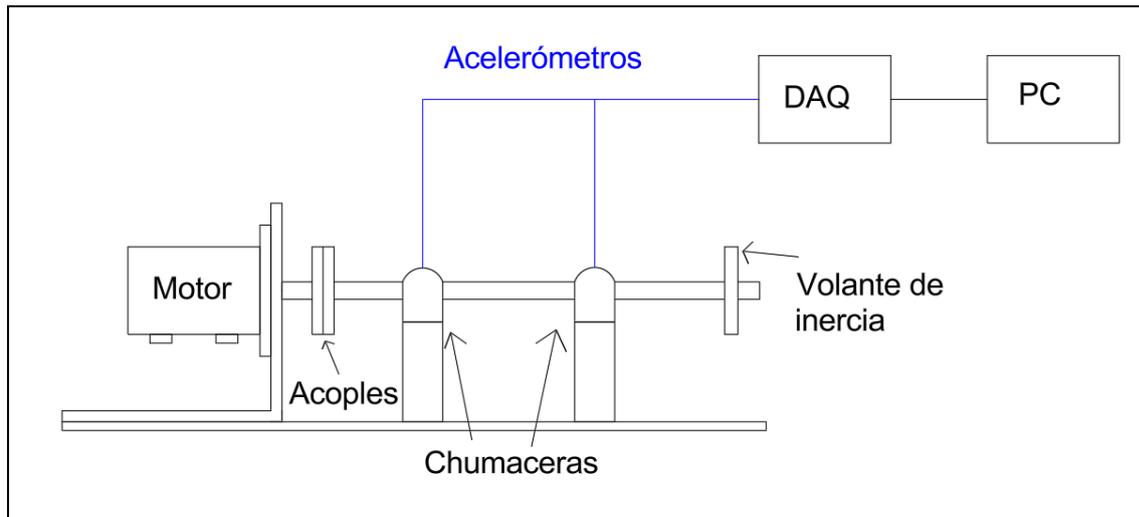
El posicionamiento estratégico de los acelerómetros es fundamental para capturar las vibraciones más significativas del motor. Para el diseño electrónico se consideraron los siguientes aspectos:

### **2.7.1 Puntos críticos de vibración y orientación de los acelerómetros.**

La correcta ubicación de los sensores es clave para capturar las vibraciones más relevantes del sistema. En este proyecto, se identificaron como puntos críticos para la medición de las vibraciones las chumaceras. Se colocaron acelerómetros estratégicamente en los ejes radiales horizontal y vertical, con el objetivo de obtener un análisis completo del comportamiento vibratorio en estas zonas críticas. Estas ubicaciones fueron seleccionadas considerando que son posiciones fijas, como se ilustra en la figura 2.4.

**Figura 2.4**

*Posición de los componentes en el banco de pruebas*



### 2.7.2 Tarjeta de adquisición de datos y módulos de sensores

Se utilizaron sensores de alta sensibilidad Omega ACC310, diseñados para la detección precisa de vibraciones en aplicaciones industriales. Estos dispositivos ofrecen una sensibilidad de 100 mV/g a 100 Hz, permitiendo identificar pequeñas variaciones que podrían indicar desequilibrios o fallos iniciales en los rodamientos.

El sistema de adquisición de datos incluye el módulo NI-9233, compatible con sensores IEPE como los acelerómetros utilizados. Este módulo proporciona cuatro canales analógicos con una tasa de muestreo de hasta 51.2 kS/s por canal y resolución de 24 bits, lo que asegura una captura detallada de datos vibratorios de alta frecuencia. Además, su filtro integrado reduce significativamente el ruido durante la adquisición de datos.

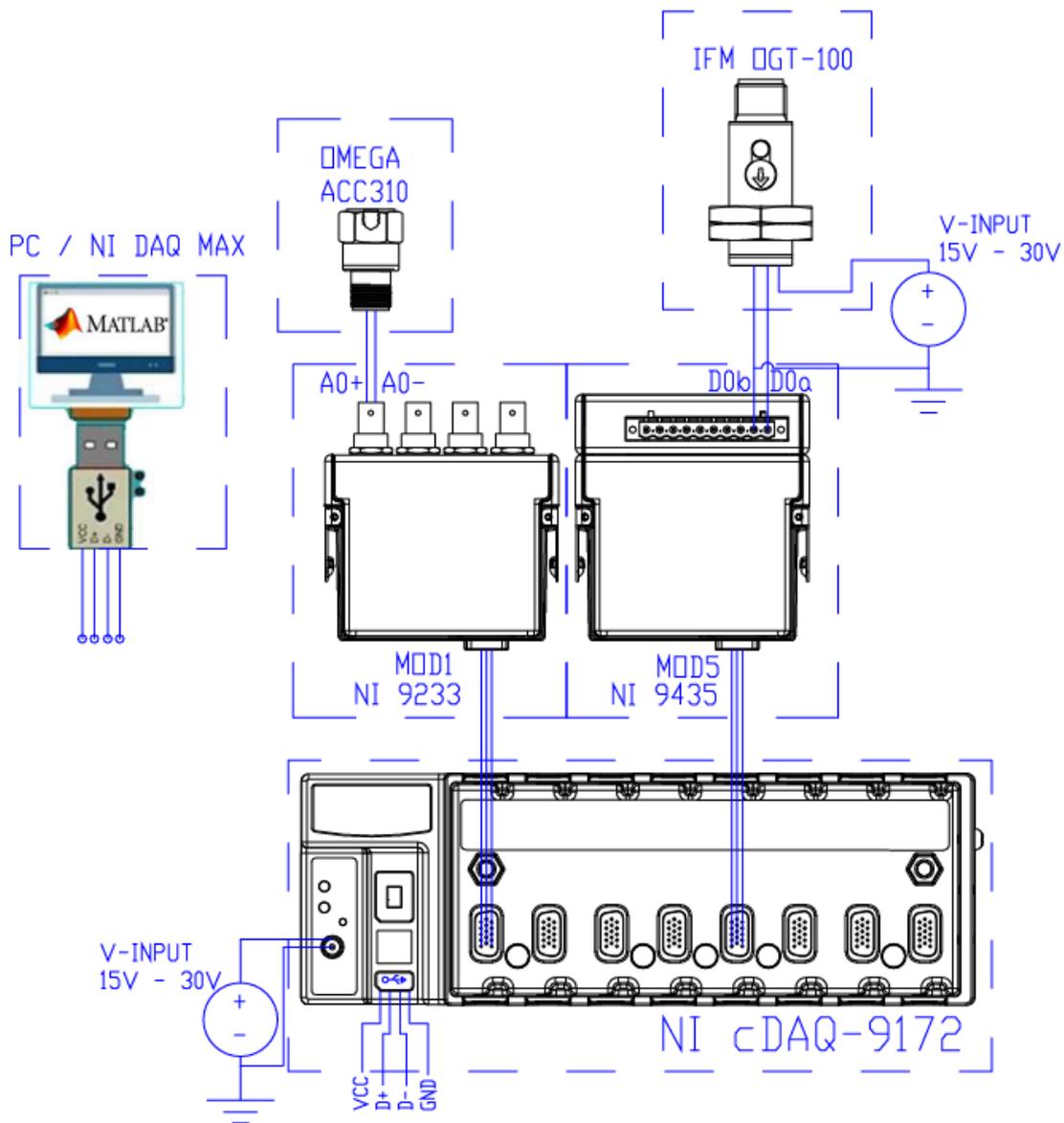
El módulo se integra en el chasis cDAQ-9172-NI, el cual soporta hasta ocho módulos adicionales, permitiendo futuras expansiones. Este chasis, conectado a la computadora mediante un cable USB 2.0, garantiza una transmisión de datos estable y efectiva. La computadora opera con el controlador DAQ-mx V.17.5, permitiendo un análisis detallado de las señales recibidas.

### 2.7.3 Diagrama de conexiones de la tarjeta de adquisición de datos

Los acelerómetros Omega ACC310, identificados como S1, S2, S3 y S4, se conectan al módulo NI-9233 mediante cables especializados. Cada acelerómetro está asignado a un canal específico del módulo (AI0+, AI0-, AI1+, AI1-, etc.). La arquitectura del sistema se detalla en la figura 2.5.

**Figura 2.5**

*Diagrama de conexiones eléctricas*



*Nota:* En esta imagen se detalla las conexiones entre los sensores acelerómetros, la tarjeta de adquisición de datos y el programa MATLAB.

El chasis cDAQ-9172-NI proporciona soporte físico y permite la sincronización de señales para una captura precisa de datos. A través de un cable USB, el chasis transmite los datos al software instalado en la computadora, donde se analizan y almacenan. Esta integración asegura un flujo eficiente de información, facilitando la identificación de desequilibrios en el sistema.

El sensor óptico de ifm electronic OGT-100, identificado como S5, se conecta al módulo NI-9435 mediante su respectivo cable de alimentación y comunicación. Dado que el módulo NI-9435 no puede alimentar al sensor óptico, se debe conectar a una fuente de alimentación externa DC en los pines 1+ y 3-. La señal de salida del acelerómetro se conecta al pin digital D0a, mientras que al pin digital D0b se hará un puenteo con la señal negativa de la fuente DC y el pin 3- del sensor óptico.

## **2.8 Diseño del sistema computacional**

Para el diseño del sistema computacional interviene el desarrollo de un algoritmo que procese los datos medidos por los sensores y mediante una plataforma o software podamos hacer el respectivo análisis.

### **2.8.1 Software de análisis de datos**

Como software de análisis de datos usaremos el programa de MATLAB® R2018b ya que este programa cuenta con un entorno de desarrollo integrado y compatible con nuestro chasis de National Instruments y los acelerómetros, lo cual facilita la programación y recolección de datos. MATLAB® R2018b es una versión que cuenta con muchas cualidades que serán de mucha utilidad para nuestro proyecto como lo es su capacidad de trabajar con datos de altas frecuencias, bibliotecas de funciones que proporcionan herramientas para el análisis matemático y cuenta con un Toolbox especializado en la adquisición de datos llamado *Data Acquisition Toolbox*, dicha herramienta nos ayudará en el procesamiento de las señales medidas por los sensores para posterior realizar un análisis integral con el software de MATLAB.

## 2.9 Diseño eléctrico

El diseño eléctrico del sistema está configurado para el arranque de un motor trifásico utilizando un arranque estrella-delta. Este método se emplea para proteger tanto los componentes eléctricos como los mecánicos del motor, disminuyendo el estrés y el ruido durante la secuencia de arranque.

### 2.9.1 Motor seleccionado

Se nos facilitó un motor trifásico proporcionado por el cliente que cumplieran los requisitos previamente explicados. El motor tiene una potencia de 1 HP de la marca Siemens, cuyas especificaciones se muestran en la tabla 2.9.

**Tabla 2.9**

*Especificaciones del motor Siemens 80 IM B3*

Especificación	Valor
Potencia	1 HP
Tensión nominal	220V / 380V
Corriente nominal	3.30A / 1.91A
Frecuencia	60 Hz
Velocidad nominal	1720 rev/min
Torque nominal	2 Nm
Factor de servicio	0.77
Grado de protección	IP55
Masa aproximada	15 kg

### 2.9.2 Parámetros eléctricos del motor

Para el motor trifásico utilizado en este proyecto, con una potencia nominal de 1 HP, se utilizará un variador de frecuencia como método de arranque y control de velocidad. Este enfoque permite un arranque suave al aumentar gradualmente la velocidad del motor, reduciendo las corrientes de arranque y minimizando el impacto mecánico en los componentes asociados.

El variador de frecuencia también será esencial para realizar pruebas a diferentes velocidades, ya que proporciona un control preciso sobre la frecuencia y el voltaje suministrados al motor. Esto es especialmente útil para evaluar el comportamiento del motor y del sistema en general en diferentes condiciones de operación, como cambios en la velocidad y el par.

El uso del variador de frecuencia garantiza que el motor funcione de manera eficiente y segura, respetando sus especificaciones nominales: voltaje de 220 V en configuración delta o 380 V en configuración estrella, corriente nominal de 3,30 A (220 V), velocidad nominal de 1720 rpm y un par nominal de 2 Nm. Este método de arranque es adecuado para los objetivos del proyecto, ya que permite una mayor flexibilidad durante las pruebas y asegura la protección del motor .

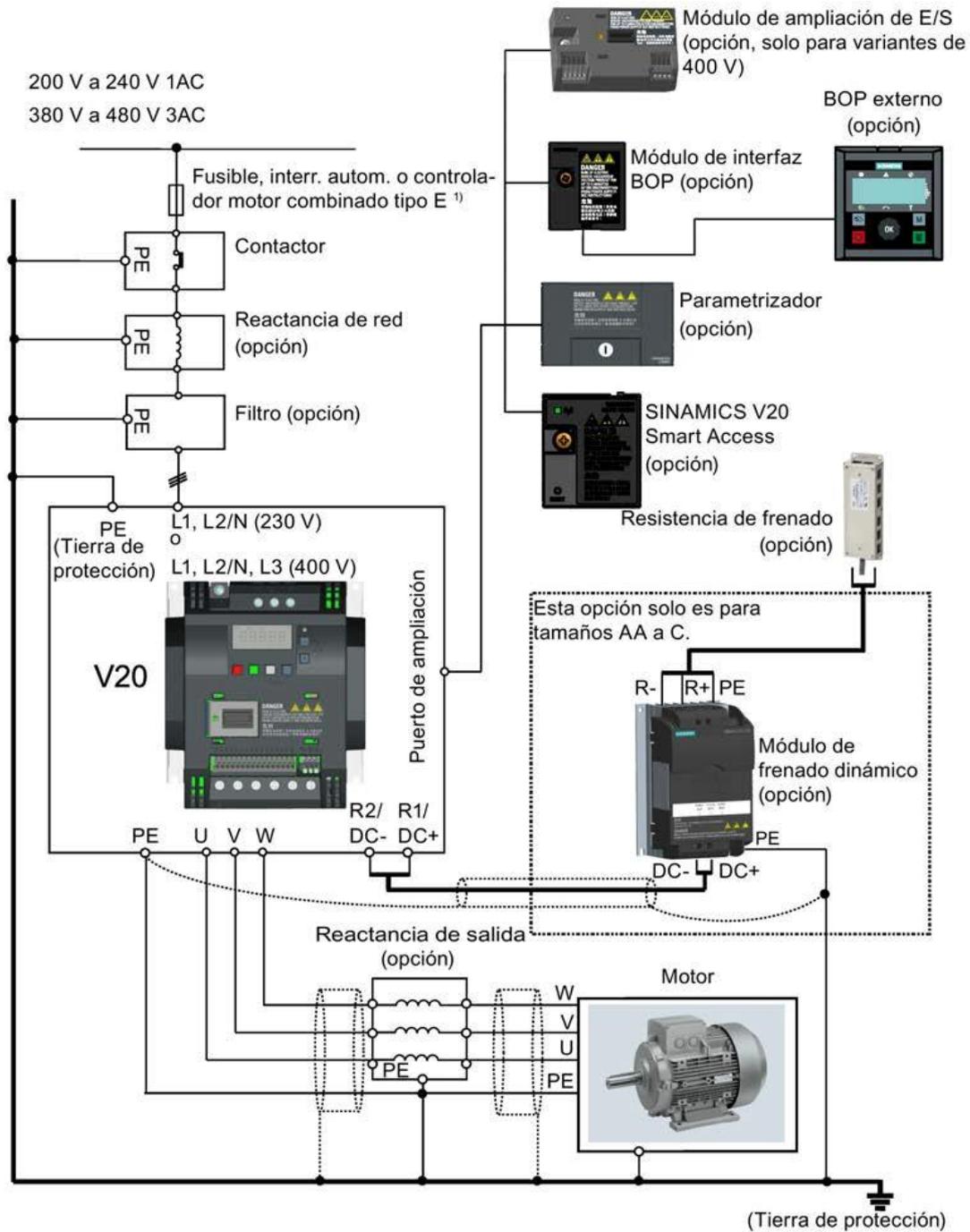
### **2.9.3 Dispositivos de arranque**

En este proyecto se utilizó un variador de frecuencia de la marca Siemens, modelo SINAMICS V20, como dispositivo de arranque para el motor. Este equipo fue proporcionado por el cliente del proyecto y ya se encontraba instalado en un tablero de control, el cual incluía todas las protecciones necesarias para garantizar un funcionamiento seguro. Gracias a esta configuración, no fue necesario realizar un proceso de selección o instalación de componentes adicionales, ya que el variador estaba completamente integrado y listo para su conexión al motor.

El variador de frecuencia permitió un arranque controlado del motor, ajustando gradualmente la velocidad de operación y reduciendo las tensiones mecánicas y eléctricas durante el arranque, lo que es esencial para los experimentos realizados en el banco de pruebas. El esquema de este tablero se puede visualizar en la Figura 2.6.

Figura 2.6

Esquema eléctrico del variador de frecuencia



*Nota:* Se muestra la configuración eléctrica del banco de pruebas para la alimentación del motor trifásico.

## **Capítulo 3**

### **3. Resultados y análisis**

A continuación, se presentará los resultados obtenidos para la validación de prueba de concepto y se realizará un análisis de los resultados con el fin de verificar la viabilidad y la eficiencia de la solución propuesta. En esta validación se busca que los datos sean un reflejo preciso del rendimiento y la aplicabilidad de la metodología desarrollada en el capítulo anterior.

#### **3.1 Prueba experimental**

La prueba experimental se realizó con el propósito de validar el funcionamiento del algoritmo desarrollado para la detección y corrección de desbalance en los rotores. El proceso de validación se dividió en varios pasos para evaluar la eficiencia del sistema en diferentes condiciones de trabajo. Los ensayos se realizaron una vez que se alcanza la estabilidad del motor, manteniendo la velocidad constante, para evitar que las variaciones pudieran afectar las lecturas ya que nuestro proyecto se apoya en la frecuencia de giro del eje. La señal de los acelerómetros se filtra primero para únicamente enfocarnos en la frecuencia de vibraciones generada por el desbalance.

En el primer paso, se realizaron pruebas a una misma frecuencia de trabajo, pero en distintas configuraciones. La primera se realizó con el eje y el volante de inercia, con el propósito de obtener lecturas de referencia del sistema balanceado. Primero se arrancó el motor y una vez que la velocidad se estabilizó, se procedió a tomar muestras de los valores captados. Una vez se han capturado los datos, se realizó un análisis de la frecuencia y la amplitud para confirmar que el sistema estuviera balanceado y alineado.

En el segundo paso, se realizaron pruebas con una carga conocida que provoque un desbalance en el sistema. Dado que nuestro eje y volante de inercia están balanceados, estos datos nos sirven para comparar las lecturas al provocar desbalance aplicando las cargas sobre el volante de inercia y al colocar la carga de balance. La carga de desbalance debe tener una magnitud lo suficiente alta para provocar un pico que se note al momento de comparar los

resultados con las gráficas del paso anterior. En los datos captados notamos que se mide un aumento en la aceleración en los sensores cerca del volante de inercia debido a que el mismo peso del volante en voladizo genera dicho aumento.

En el tercer paso, se realizaron pruebas aplicando una carga de prueba. Esta carga se coloca en los orificios en el volante de inercia. La carga consta de un perno y una tuerca, para asegurar que el perno no se mueva durante la toma de muestras. Registramos los datos de amplitud debido a la carga de prueba para usarlos para calcular la magnitud y posición de la masa de balance.

En el cuarto paso, se realizaron pruebas aplicando la carga correctora calculada por el algoritmo para la validación final. El algoritmo deberá mostrar la cantidad de masa necesaria para balancear el eje del motor y la posición en la que se debe aplicar dicha carga para equilibrar las masas. Los resultados obtenidos se compararon con los datos de la etapa 2 y la etapa 3 para confirmar la efectividad del algoritmo de detección de desbalance en los rotores.

En el quinto paso, se volvió a ejecutar una prueba aplicando una nueva carga de prueba al sistema balanceado, con el fin de calcular la nueva masa de balanceo para el sistema previamente balanceado. Es paso fue necesario para validar la iteración del proceso de balanceo.

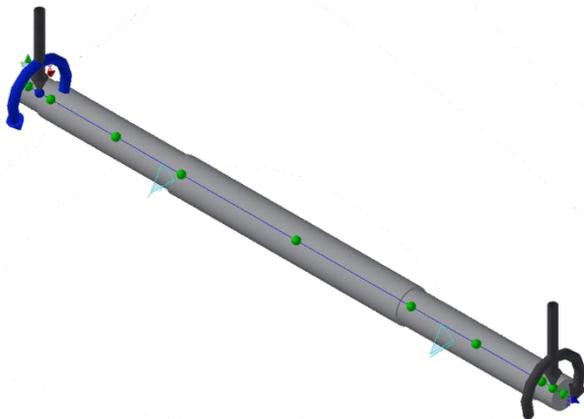
Las pruebas tuvieron una duración de 10 segundos cada una. Esta duración se escogió para captar la mayor cantidad de información y de eventos que pudieran presentarse en cada uno de los sensores. Con una mayor cantidad de datos se puede realizar una mejor comparación e identificación de los componentes espectrales presentes para la evaluación de los resultados.

### 3.2 Montaje del banco de pruebas

El montaje del banco de pruebas comenzó con el análisis estructural del sistema diseñado para soportar el conjunto eje-volante de inercia. Este análisis incluyó la evaluación de los diámetros mínimos necesarios para el eje, considerando las fuerzas y momentos a los que estaría sometido. Para ello, se utilizó la herramienta Autodesk Inventor, que facilitó el cálculo del diámetro mínimo permisible mediante simulaciones estructurales y análisis de esfuerzos. Estas simulaciones tomaron en cuenta las condiciones de carga y los materiales seleccionados, asegurando que la configuración cumpla con los criterios de resistencia y rigidez requeridos. En la figura 3.1 se ilustra lo dicho anteriormente.

**Figura 3.1**

*Cargas y soportes en ayudante de inventor*



*Nota:* La figura muestra las fuerzas que se aplica al eje, considerando las fuerzas perpendiculares de los pesos del volante de inercia y el acople mecánico, además del torque de entrada proporcionado por el motor.

El diseño del banco de pruebas se fundamentó en la necesidad de garantizar una distribución uniforme de las cargas y minimizar posibles deformaciones o vibraciones no deseadas. Las cargas principales por considerar incluyeron:

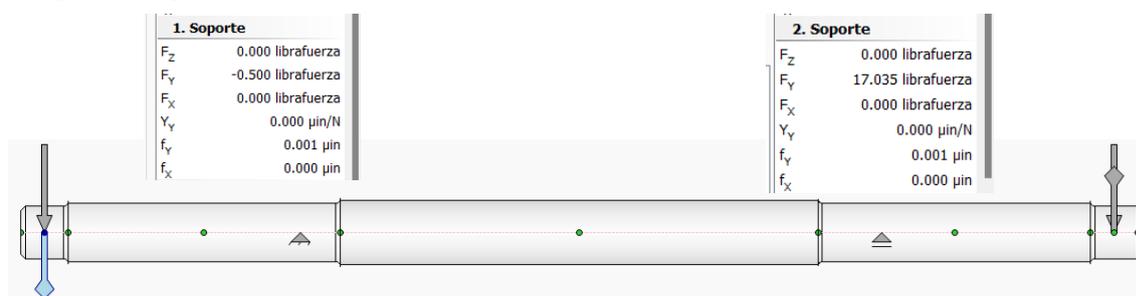
Peso del disco; el volante de inercia, que está enroscado al eje, introduce una carga estática significativa que afecta directamente las chumaceras. Torque del motor; el par entregado por

el motor trifásico genera tensiones adicionales en el sistema, especialmente en las conexiones entre el eje y el disco.

Adicionalmente, se realizó la selección de los rodamientos adecuados para el sistema, considerando las cargas radiales predominantes en los puntos de apoyo (chumaceras). Estas cargas incluyen las fuerzas generadas por el peso del volante de inercia, el torque transmitido por el motor y las reacciones inducidas por las fuerzas cortantes, los momentos flectores y el ángulo de flexión del eje. En la figura 3.2 se muestran los cálculos de soportes y en la tabla 3.1 se muestran las especificaciones de los rodamientos.

**Figura 3.2**

*Cargas en Soportes (Rodamientos)*



**Tabla 3.1**

*Característica de rodamientos seleccionados*

Características de chumacera de piso UCP 206 – 20	
Díámetro del eje	31.75 mm
Altura del soporte	42.9 mm
Distancia del centro entre los orificios para tornillos	121 mm
Ancho del rodamiento, total	165 mm
Capacidad de carga dinámica básica	19.5 kN
Capacidad de carga estática básica	11.4 kN
Velocidad límite	5 000 r/min

*Nota:* La tabla muestra las características principales del rodamiento UCP206-20 seleccionado.

### 3.3 Adaptación de acelerómetros al banco de prueba

En este apartado se describe el proceso de selección, posicionamiento y orientación de los acelerómetros en el motor trifásico. Se decidió implementar los sensores en las chumaceras,

que son los puntos de apoyo del eje y el volante de inercia. Estas posiciones fueron seleccionadas debido a su naturaleza como puntos de apoyo fijo, lo que garantiza una captación más precisa y confiable de las vibraciones del sistema.

**Figura 3.3**

*Configuración de Adaptación de acelerómetros para el sistema*



*Nota:* La figura muestra el montaje de los acelerómetros en las chumaceras de piso UCP206-20 para la toma de medición de vibraciones del sistema.

En la figura 3.3 se muestra que los sensores se colocaron específicamente en las chumaceras porque estos puntos actúan como interfaces entre el rotor y la estructura del sistema, donde las fuerzas generadas por desequilibrios o irregularidades se transmiten con mayor intensidad. Además, estas ubicaciones proporcionan una base rígida y fija, minimizando posibles errores asociados con el movimiento relativo o la falta de rigidez estructural en otros puntos del motor.

El análisis de las vibraciones requiere una correcta identificación de las direcciones principales en las que actúan las fuerzas y los desequilibrios. Por esta razón, se establecieron como referencia los ejes  $X$  y  $Y$ , correspondientes a las direcciones horizontal y vertical,

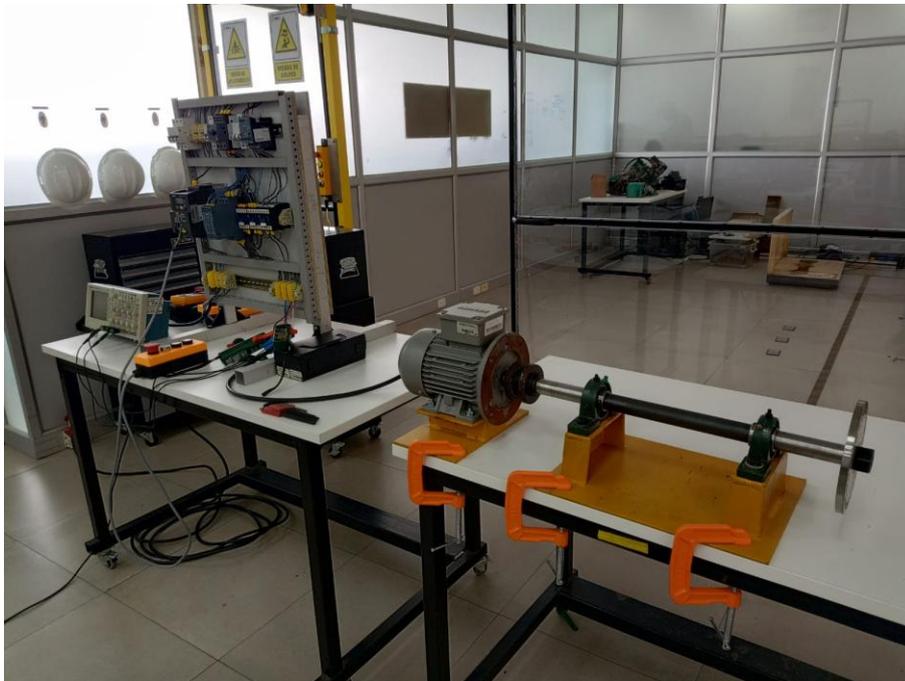
respectivamente, en relación con el plano de funcionamiento del motor. La dirección  $X$  permite analizar las vibraciones laterales, mientras que el eje  $Y$  se enfoca en las vibraciones perpendiculares, asociadas al peso del rotor y otras fuerzas dinámicas verticales.

### 3.4 Prueba de concepto en el banco de pruebas

El sistema ensamblado para la validación de nuestro proyecto se muestra en la figura 3.4. Este diseño se basó en los modelos desarrollados en Inventor y en los criterios de diseño seleccionados.

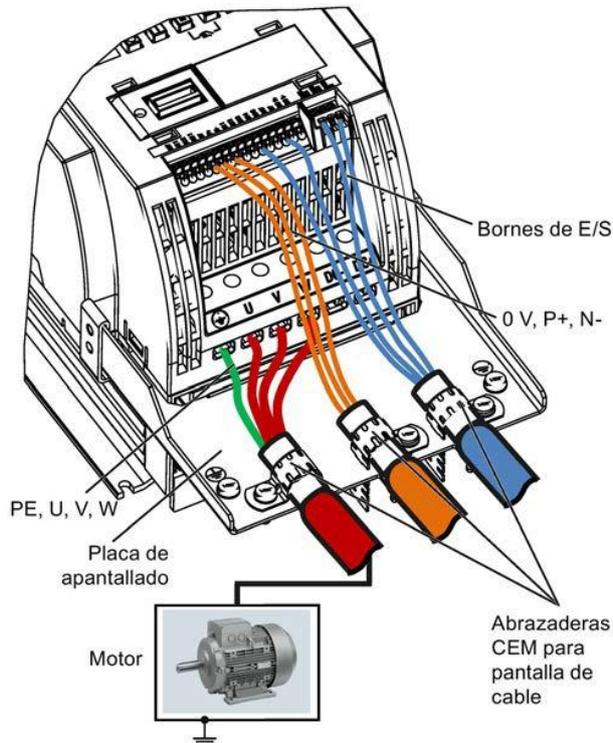
**Figura 3.4**

*Banco de pruebas para la validación del sistema*

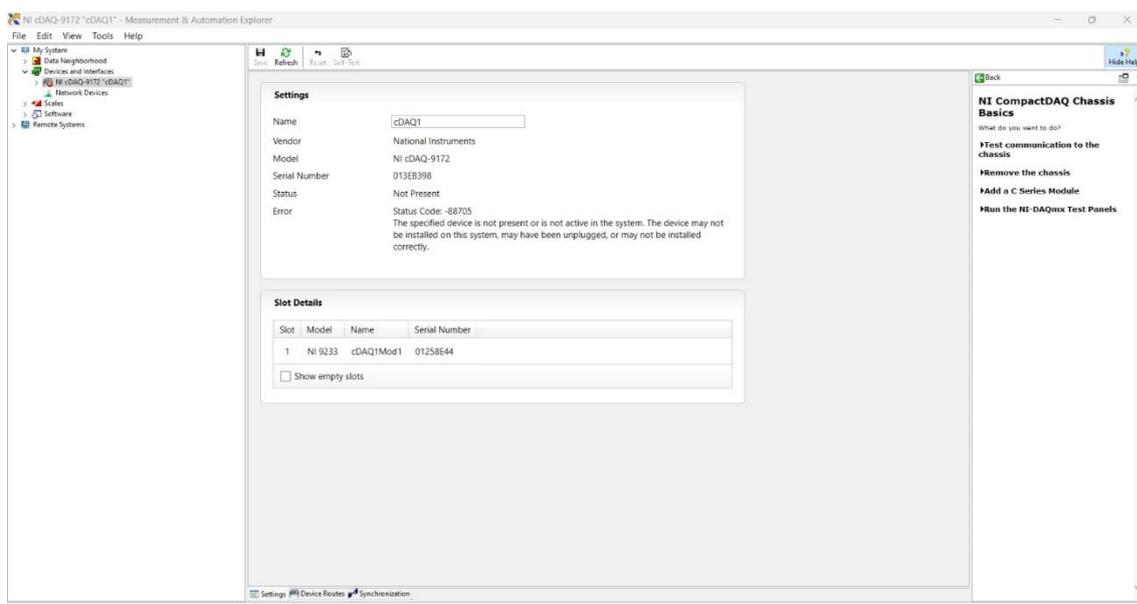


*Nota:* La figura muestra el montaje del banco de pruebas para evaluar la validación del sistema diseñado para detectar el desbalance en rotores.

Se preparó la configuración del motor trifásico usando un variador de frecuencia para poder manipular la velocidad del motor mediante la frecuencia de alimentación del motor. Las conexiones del motor trifásico y del variador de frecuencia se aprecian en la figura 3.5.

**Figura 3.5***Diagrama de conexiones del motor trifásico*

Finalmente, se comprobó las conexiones de la tarjeta de adquisición de datos y los módulos con el software NI MAX y el software de MATLAB 2016B para la captura de datos de los sensores. Estas comprobaciones se muestran en la figura 3.6, figura 3.7 y figura 3.8.

**Figura 3.6***Conexiones hardware – software*

*Nota:* Se muestra la conexión de la tarjeta NI 9172 y el módulo NI 9233 en el software NI MAX.

**Figura 3.7**

*Comunicación entre softwares*

```
deviceInfo =

ni: National Instruments NI 9233 (Device ID: 'cDAQ1Mod1')
  Analog input supports:
    -10 to +10 Volts range
    Rates from 0.6 to 500000.0 scans/sec
    4 channels ('ai0' - 'ai3')
    'Voltage' measurement type

This module is in slot 1 of the 'cDAQ-9172' chassis with the name 'cDAQ1'.
```

*Note:* Comprobación de la comunicación entre MATLAB 2016b y NI-DAQmx 7.5.

**Figura 3.8**

*Conexiones físicas entre el banco de prueba y los sensores*



*Nota:* Ilustración del prototipo de validación para las pruebas de vibraciones y calculo de masa de balance.

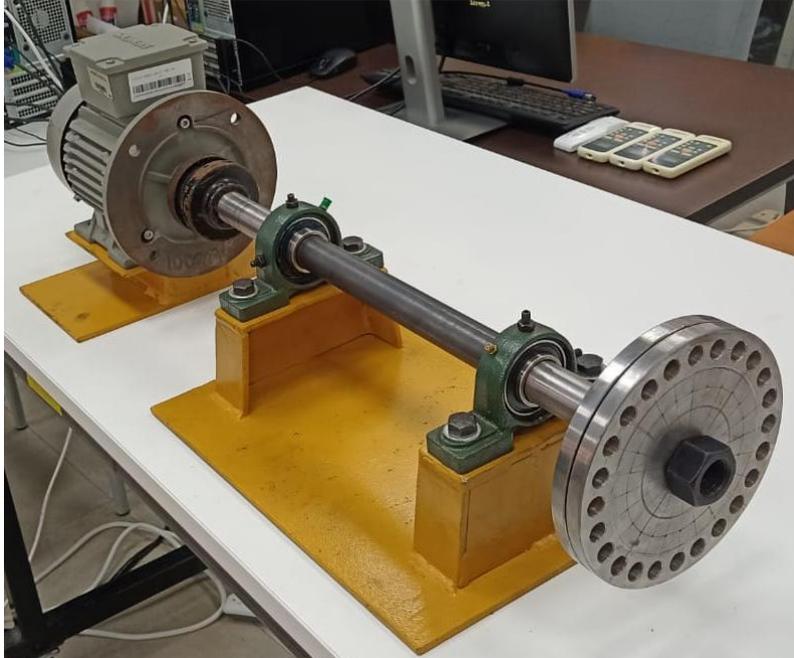
### 3.5 Sistema mecánico

El sistema mecánico constituye la base estructural y funcional del banco de pruebas, diseñado para soportar y transmitir las fuerzas generadas por el conjunto eje-volante de inercia

y el motor trifásico. Este sistema incluye componentes críticos como el eje, el volante de inercia, las chumaceras, los rodamientos y la estructura de soporte, que garantiza la estabilidad, precisión y durabilidad. En la figura 3.9 se muestra el acople del motor y el eje.

**Figura 3.9**

*Estructura de motor y módulo de rotor*



*Nota: Se muestra la estructura para el sistema mecánico, rígida para evitar vibraciones y resonancia que afecte a la medición de vibraciones de interés.*

La estructura de soporte fue diseñada para proporcionar una base rígida y estable. Este componente asegura que las vibraciones del sistema no se amplifiquen debido a flexiones o resonancias estructurales, contribuyendo así a la precisión de las mediciones y al correcto desempeño del banco de pruebas.

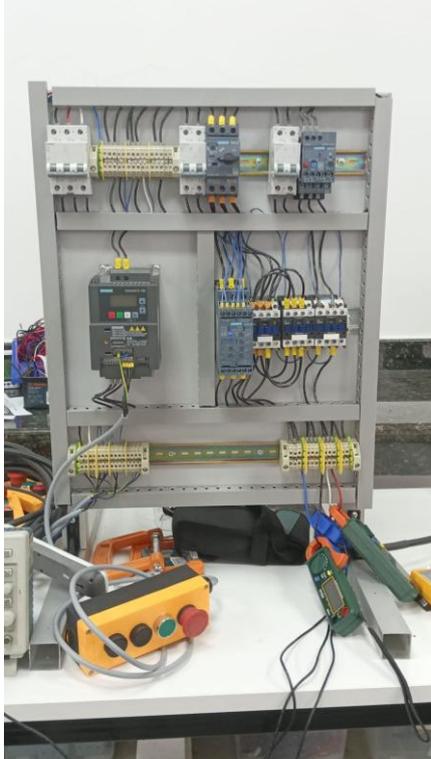
### **3.6 Sistema eléctrico**

El montaje del sistema eléctrico designado para nuestro proyecto, facilitado por nuestro cliente, asegura una funcionalidad eficiente y segura en el banco de pruebas. Este sistema se compone protecciones contra posibles sobrecargas, cortocircuitos y un variador de frecuencias

para control de la velocidad del motor. El montaje del tablero se puede observar en la figura 3.10.

**Figura 3.10**

*Tablero eléctrico del variador de frecuencia*



### **3.7 Sistema electrónico**

En el montaje del sistema electrónico se muestra a la tarjeta de adquisición de datos NI 9172 con una frecuencia de muestreo de 50kHz, equipada con los módulos NI 9233 y NI 9435, y conectada a los 4 acelerómetros. Los acelerómetros Omega ACC310 están colocados en las chumaceras mediante un tornillo.

El chasis NI 9172 sirve de soporte estructural e interfaz de conexión entre los módulos de captación de datos y la computadora. El chasis cuenta con su propia fuente de alimentación y se comunica con la computadora mediante cable USB 2.0, garantizando la transferencia de datos al programa principal.

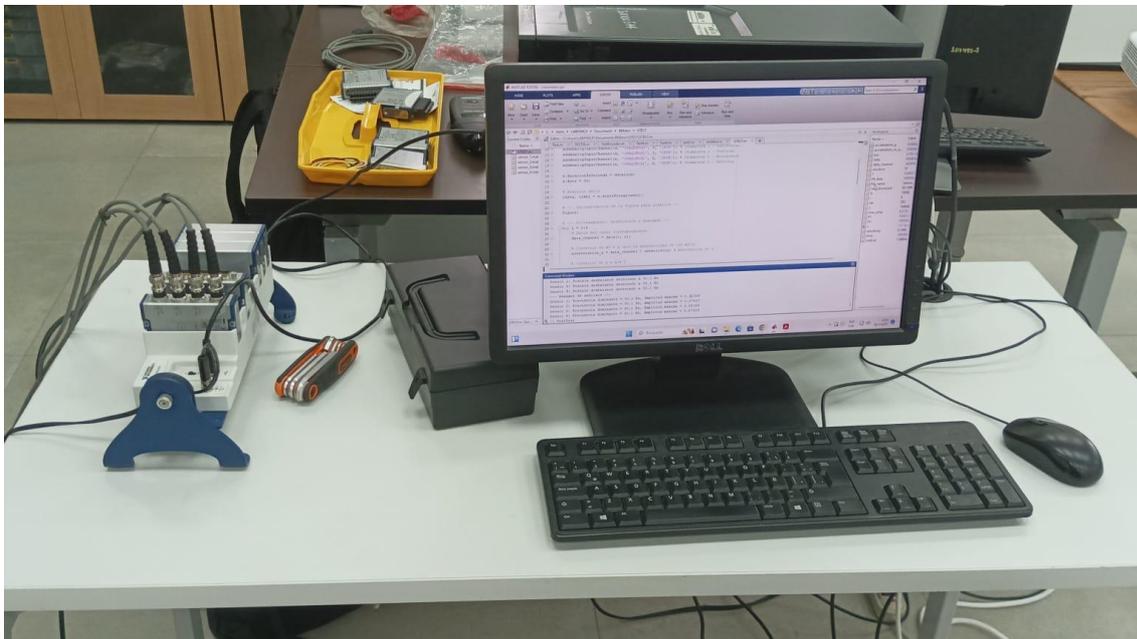
La computadora cuenta con el software NI MAX equipado con el controlador DAQ-MX V 17.5, versión compatible con el chasis de trabajo, y la versión compatible del software de

MATLAB que recepta y procesa los datos de vibración. Esta configuración permite visualizar los datos a detalle y almacenarlos, facilitando el diagnóstico y monitoreo de los picos de datos en cada uno de los acelerómetros.

La compatibilidad entre MATLAB 2016b y el controlador DAQ-MX V 17.5 mediante el uso de la herramienta Data Acquisition Toolbox permite una correcta integración entre los programas, optimizando el análisis de datos para este proyecto. El sistema electrónico se muestra en la Figura 3.11.

**Figura 3.11**

*Sistema de adquisición de datos*



*Nota.* En esta imagen se muestran las conexiones físicas de la computadora con el chasis NI 9172, equipado con los módulos NI 9233 y NI 9435, para la obtención de los datos captados por los acelerómetros.

### 3.8 Sistema computacional

Para realizar el procesamiento de los datos del comportamiento tanto de la aceleración del eje como las frecuencias del sistema se realizó la escritura de un script que grafique los datos recibidos por la tarjeta de adquisición de datos. Para la recepción de datos se utilizó la

herramienta Data Acquisition Toolbox. Al finalizar la captura de datos, estos se guardan en archivos .mat con el número de cada sensor.

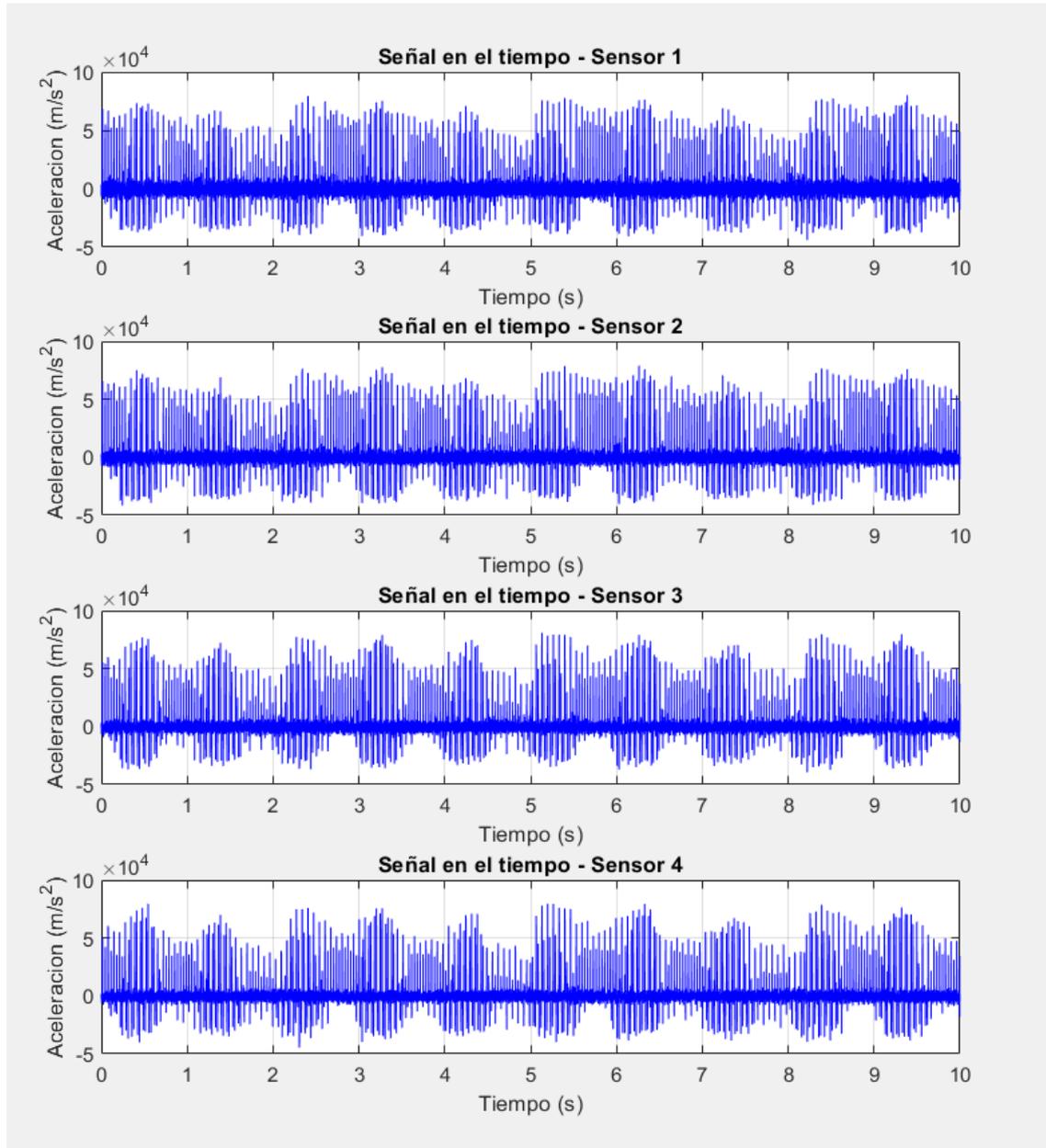
Para los cálculos de la magnitud y posición de la masa de balance se realizó un script a parte que cargue los datos medidos y guardados en archivos .mat. Para este calculo solo se considera los datos de un mismo sensor antes y después de colocar la masa de prueba. Los datos guardados de los demás sensores se utilizan para comprobar el comportamiento uniforme en todo el eje.

### **3.8.1 Resultados de pruebas con el eje sin cargas**

La gráfica de la Figura 3.12 se presentan las cuatro señales obtenidas del Data Acquisition Toolbox de MATLAB. Cada gráfica corresponde a la lectura realizada por cada uno de los acelerómetros uniaxiales ubicados en los ejes radiales verticales y horizontales. Los cuatro canales representan las mediciones de los sensores convertidas a unidades de aceleración g usando la sensibilidad del sensor. Los cambios en la amplitud de las muestras indican los cambios de intensidad en las vibraciones.

**Figura 3.12**

*Datos obtenidos de la lectura de aceleración a 15Hz*



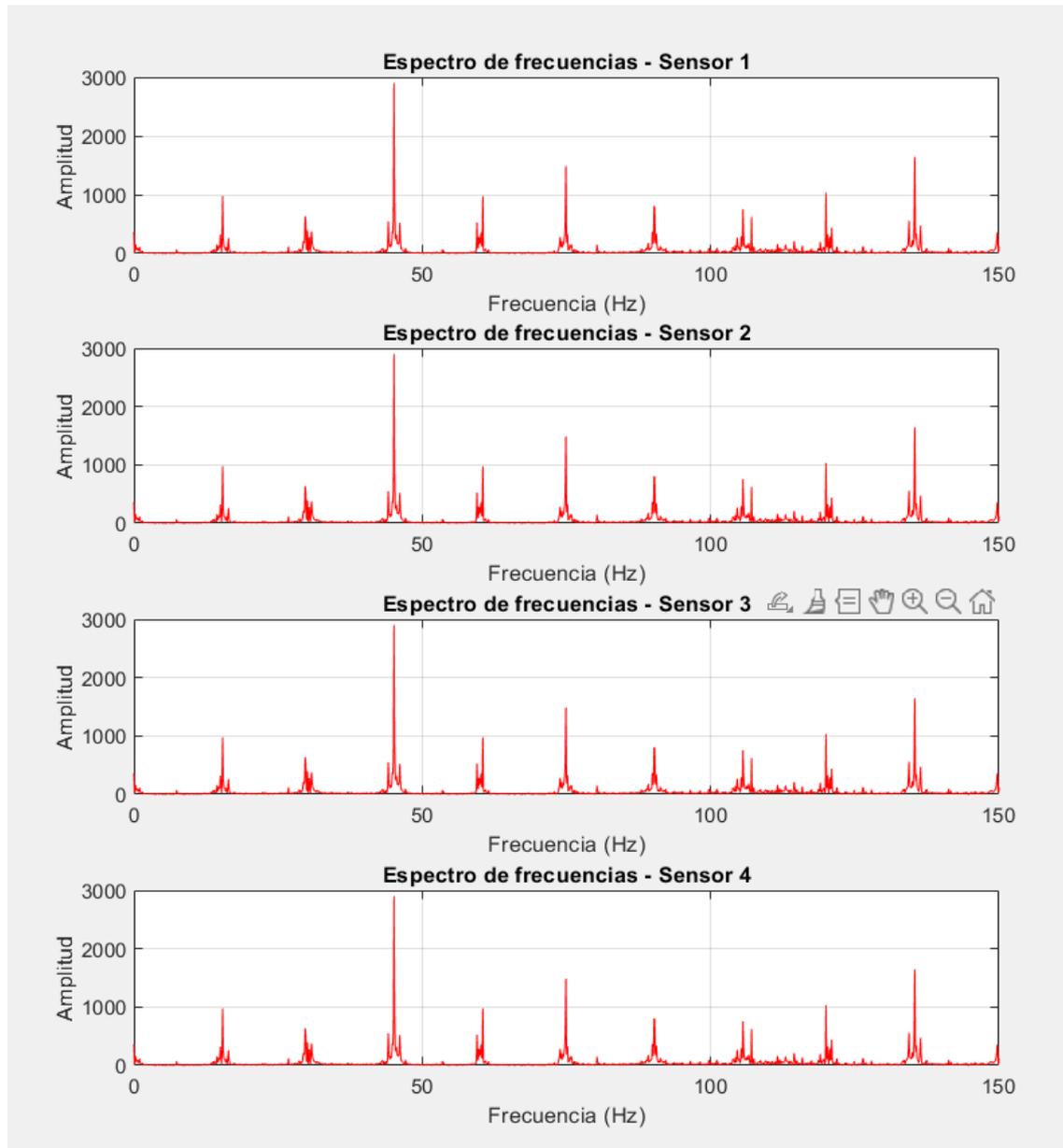
*Note:* En la gráfica se muestra una serie temporal de los datos de vibración del sistema sin cargas para tener como referencia el comportamiento de un eje balanceado.

Esta primera muestra corresponde a una prueba con el motor a 15 Hz de frecuencia de alimentación con una duración de 10 segundos para analizar el comportamiento a bajas frecuencias de trabajo. Se realizó a detalla un análisis a la forma de la onda una vez se alcanzó la estabilidad en la velocidad del motor.

En la figura 3.13 se muestra el análisis de los datos convertidos al dominio de la frecuencia para el intervalo de 10 segundos. En los gráficos mostrados a continuación se representan en el eje horizontal la frecuencia en Hertz (Hz) y el eje vertical muestra la amplitud de las frecuencias.

**Figura 3.13**

*Datos convertidos al dominio de la frecuencia a 15Hz*



*Nota:* La figura muestra la distribución de la amplitud en función de la frecuencia para cada uno de los canales, sin filtrar las frecuencias más altas.

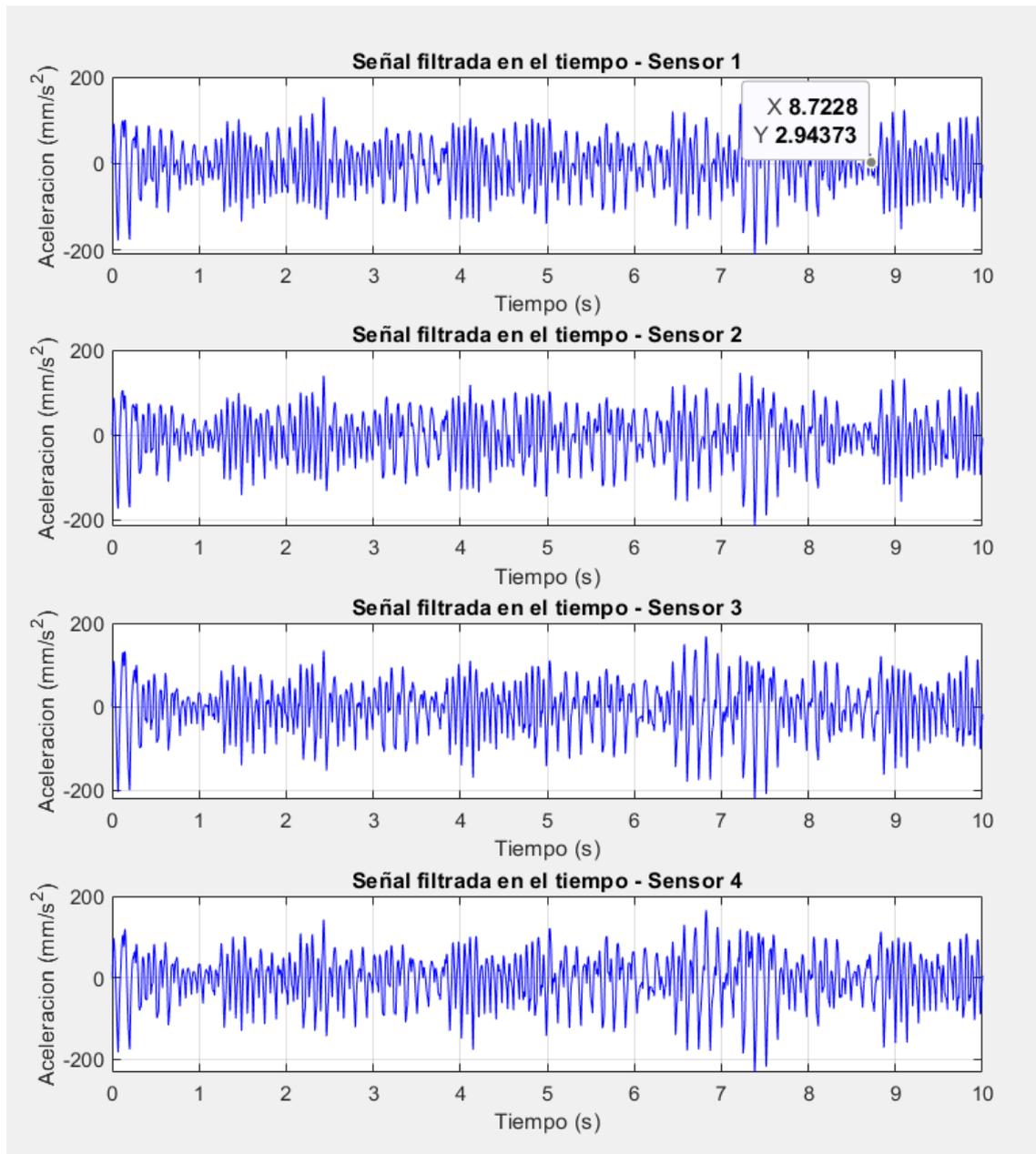
De estas gráficas se define el rango de las frecuencias con el objetivo de enfocarnos solo en la frecuencia de giro del motor la cual está asociada a las vibraciones generadas por desbalance, excluyendo así valores que no nos interesan para el análisis y cálculo de la masa de balance.

Para eliminar el ruido en las señales de los acelerómetros, aplicamos un filtro pasa-banda a la señal de los acelerómetros. El filtro borrará las señales a frecuencias menores y mayores a la frecuencia fundamental de giro del motor. Se configura el filtro con un ancho de banda pequeño para conservar las lecturas cercanas a la frecuencia fundamental a modo de margen de error ya que la frecuencia calculada es un estimado de la frecuencia de giro real.

En la figura 3.14, 3.15 y 3.16 se muestra la señal de la aceleración filtrada en el dominio del tiempo y en el dominio de la frecuencia. Podemos ver que aún existe ruido en la señal debido al ancho de banda, pero se logra el objetivo de aislar la señal de las vibraciones generadas por desbalance.

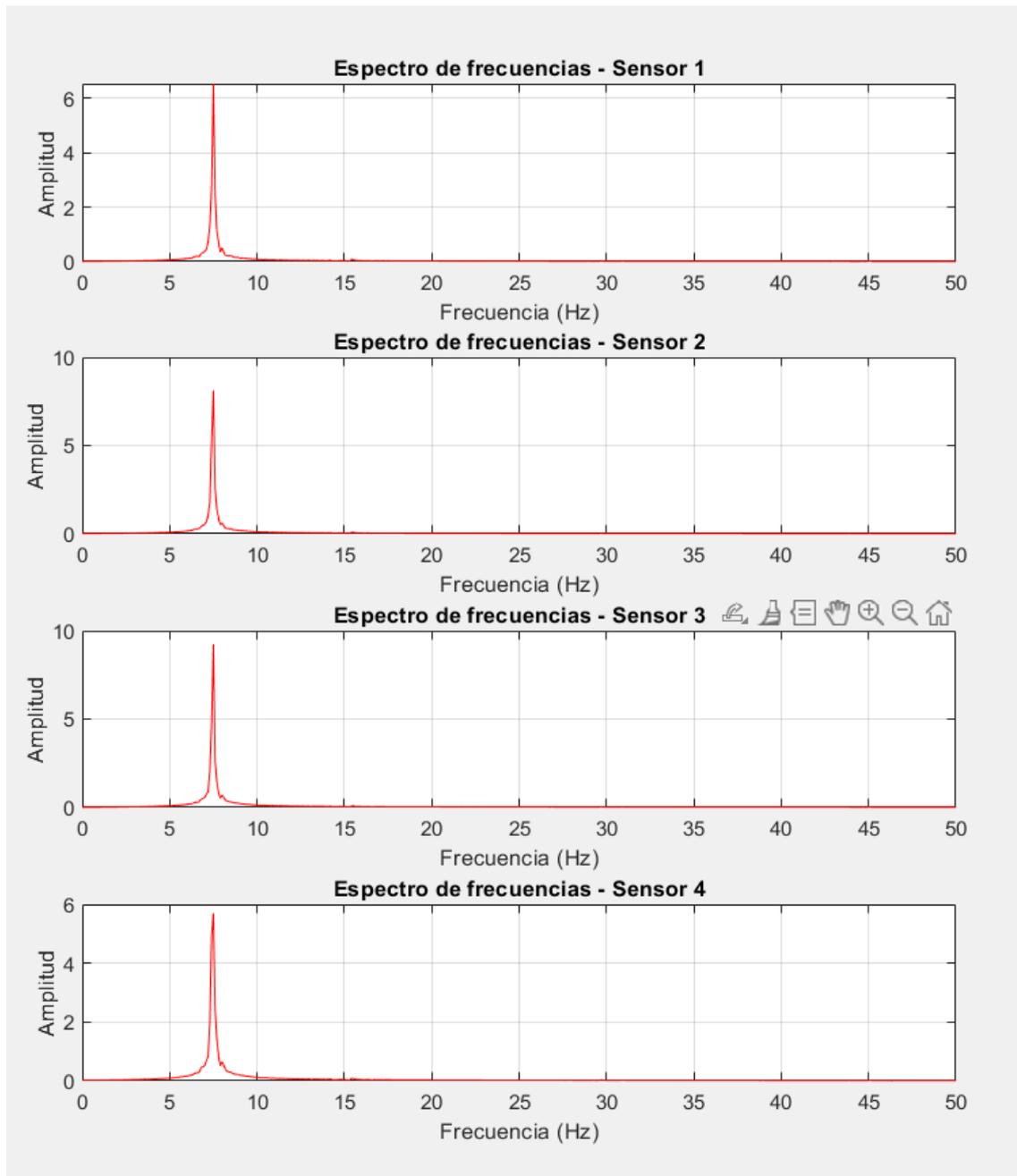
**Figura 3.14**

*Señal de vibraciones filtrada en el dominio del tiempo*



**Figura 3.15**

*Señal de vibraciones filtrada en el dominio de la frecuencia*

**Figura 3.16**

*Resultados de las lecturas realizadas*

```

Adquisición y procesamiento completados. Resultados guardados.
--- Resumen de análisis ---
Sensor: Frecuencia fundamental = 7.4 Hz, Amplitud máxima = 19.7534
La fase es: 136 grados
>>

```

*Nota:* Al ejecutar el script se muestra por pantalla un resumen de las señales de interés.

Con esta primera prueba comprobamos que el programa captura y procesa los datos correctamente. De la señal filtrada se saca el máximo valor de amplitud y la frecuencia asociada a ese valor. También notamos que el comportamiento registrado por los acelerómetros es similar, así que para el resto del análisis solo consideraremos los datos medidos por el sensor 4 que se encuentra en la chumacera más cercana al volante.

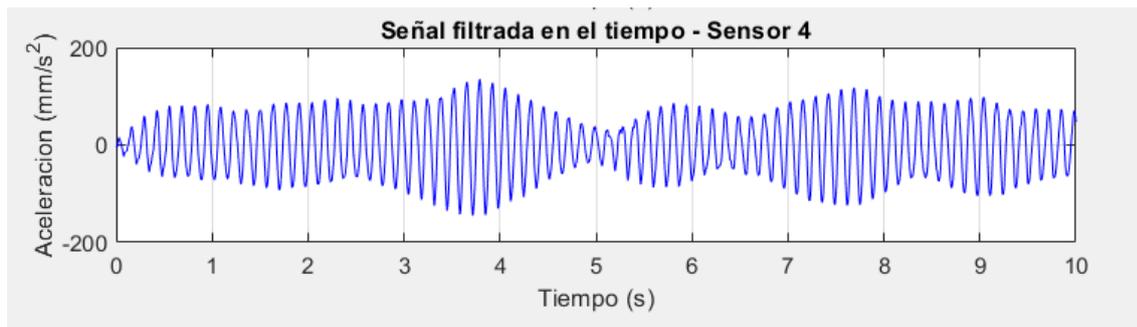
### 3.8.3 Resultados de pruebas con el eje con carga de desbalance

Como pudimos observar en los resultados de la sección anterior, nuestro sistema tiene un desbalance muy reducido y para notar grandes cambios al momento de realizar el proceso de balanceo optamos por generar un desbalance de gran amplitud para iniciar con el proceso de iteración de balance.

Para generar el desbalance ubicamos un perno y tuerca con un peso en conjunto de 64 gramos. Con los acelerómetros mediremos el efecto de desbalance que genera esta carga. En la figura 3.17, 3.18 y 3.19 veremos los resultados del sensor 4 de haber aplicado la carga de desbalance.

**Figura 3.17**

*Datos filtrados por el acelerómetro 4 con carga de desbalance*



**Figura 3.18**

*Datos en dominio de frecuencia del acelerómetro 4 con carga de desbalance*



**Figura 3.19**

*Resultados del análisis con desbalance provocado*

```

Adquisición y procesamiento completados. Resultados guardados.
--- Resumen de analisis ---
Sensor: Frecuencia dominante = 7.4 Hz, Amplitud maxima = 70.9833mm/s2
>>

```

*Nota: Se muestra la nueva amplitud del desbalance provocado para el proceso iterativo de balance.*

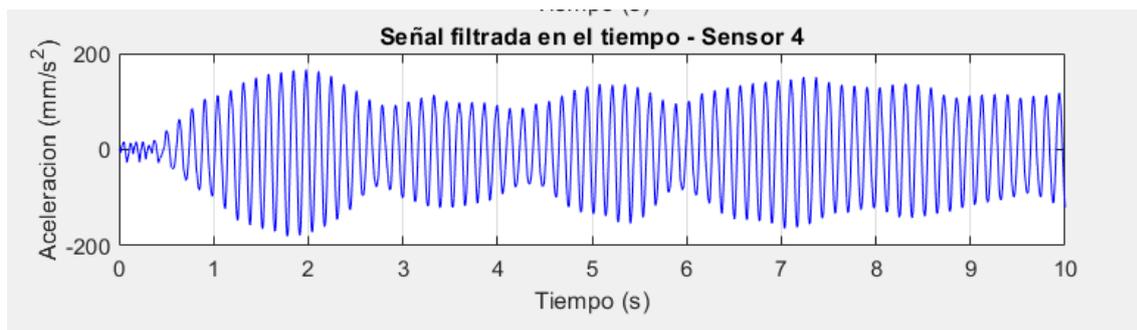
Podemos observar que la carga aplicada generó un aumento considerable en la amplitud de las vibraciones generadas por el desbalance. Comparando con los resultados registrados del eje sin cargas, obtuvimos un aumento de casi cuatro veces la amplitud de balance.

### 3.8.4 Resultados de pruebas con el eje con carga de prueba

Aplicando el método de balancero vectorial, colocamos una masa de prueba de magnitud y posición conocida en el volante de inercia. La carga que vamos a colocar es otro perno de 64 gramos a 180° de la marca de referencia del sensor óptico. Ejecutamos el código que analiza y registra los datos de vibraciones. En la figura 3.20, 3.21 y 3.22 se observan los resultados con la carga de prueba.

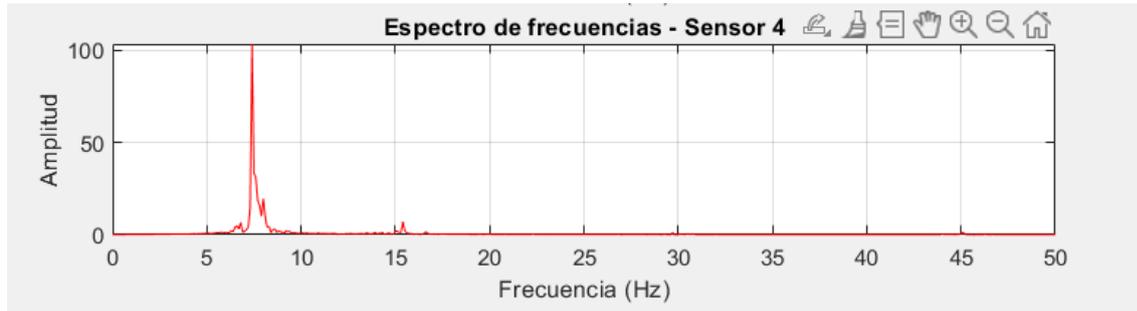
**Figura 3.20**

*Datos filtrados por el acelerómetro 4 con carga de prueba*



**Figura 3.21**

Datos en el dominio de la frecuencia del acelerómetro 4 con carga de prueba

**Figura 3.22**

Resultados del análisis con carga de prueba

Adquisición y procesamiento completados. Resultados guardados.

--- Resumen de análisis ---

Sensor: Frecuencia dominante = 7.4 Hz, Amplitud maxima = 103.2819mm/s<sup>2</sup>

>>

*Nota: Se muestra la nueva amplitud del desbalance con carga de prueba.*

Se escogió esa posición de la carga de prueba para asegurarnos de que la amplitud resultante no se vea reducida en comparación de la amplitud inicial, ya que en otras pruebas que hemos realizado, la posición de la masa de prueba daba una amplitud resultante menor a la amplitud inicial por el efecto de la magnitud y posición de la masa de prueba. Para asegurarnos de que se vea una clara reducción en la amplitud de las vibraciones, se escogió esta posición basándonos en el cálculo vectorial.

Una vez obtenido los datos de vibración antes y después de colocar la masa prueba, se procede a ejecutar el script que calcula la masa de balance. Se colocan los archivos .mat en la misma carpeta y el script carga los datos guardados de amplitud en cada uno de estos archivos. El código calcula la amplitud resultante

$$AB = OB - OA$$

que va a reducir la amplitud de desbalance provocado y se calcula el ángulo de corrección de la masa de balance

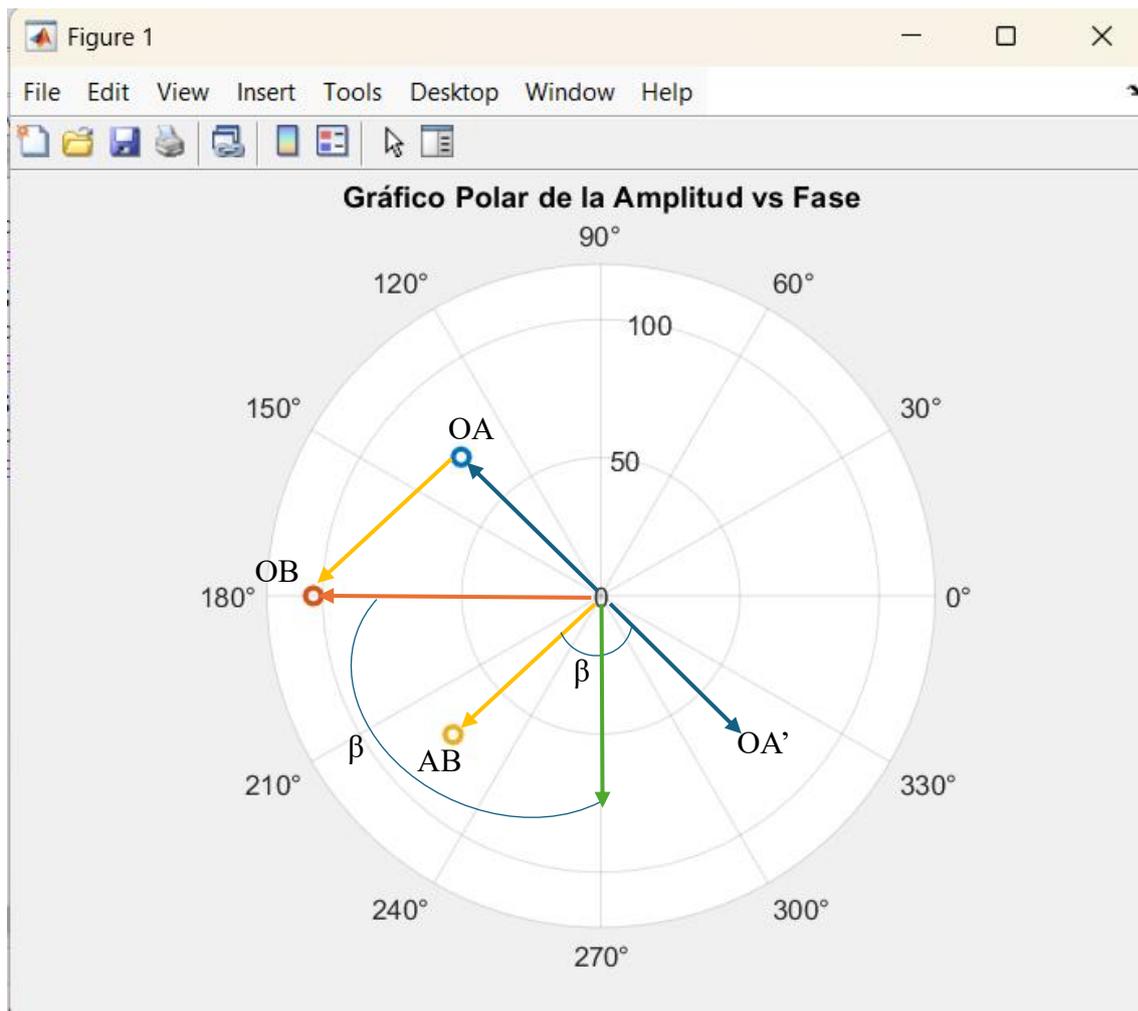
$$\beta = (\angle OA + 180) - \angle AB$$

La fase del vector OA es el desfase que existe entre las señales del sensor óptico y el acelerómetro, es decir, el ángulo entre ambos sensores. Finalmente calcula la masa de balance y muestra la posición final a la que debe colocarse la masa de balance.

$$mb = me * \frac{OA}{AB}$$

**Figura 3.23**

*Gráfico polar de las posiciones de las cargas*



*Nota:* En este gráfico polar se grafican los vectores de vibración y se realiza el método de cálculo vectorial.

En la figura 3.23 graficamos los vectores de las vibraciones antes y después de colocar la masa de prueba, el vector OA corresponde a la amplitud y fase de vibraciones iniciales, el vector OB corresponde a la amplitud y fase de vibraciones después de colocar la masa de prueba. Procedemos a obtener el vector resultante de entre el vector OA y OB. Trazamos un

vector OA' en dirección opuesta al vector OA. El ángulo entre el vector resultante, AB, y el vector OA' es el ángulo de corrección,  $\beta$ . Retiramos la carga de prueba y colocamos la carga de balance  $\beta$  grados a partir de la posición de la carga de prueba en el sentido de giro del eje. El vector resultante AB es el vector que va a contrarrestar la magnitud del vector OA. En la figura 3.24 se muestran los resultados del método vectorial.

**Figura 3.24**

*Cálculos y resultados del método vectorial*

```
Command Window
Resultados del Calculo de Desbalance:
Amplitud inicial (OA): 70.9833 mm/s^2
Amplitud con masa de ensayo (OB): 103.2819 mm/s^2
Vector AB: 73.0600 mm/s^2
Masa de balanceo (mb): 62.1808 gramos
Posicion de la masa de balanceo: 271.61 grados
fx >>
```

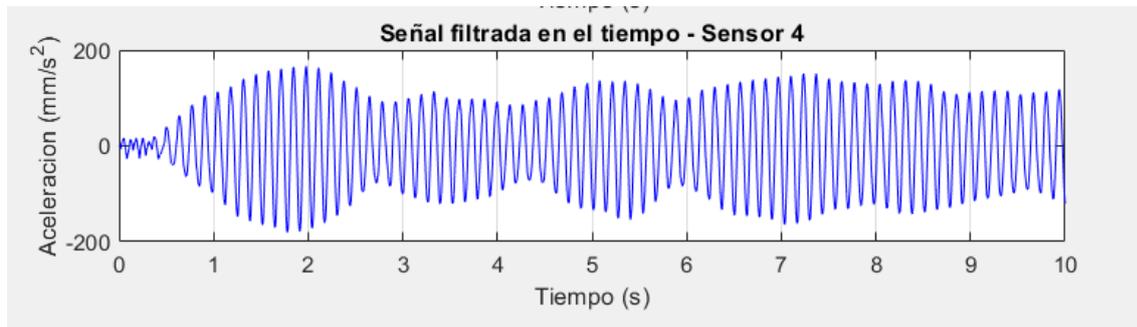
*Nota:* Se muestra por consola los resultados obtenidos y se muestra directamente el ángulo al que debe colocarse la masa de balance.

### 3.8.5 Resultados de pruebas con el eje con carga correctiva

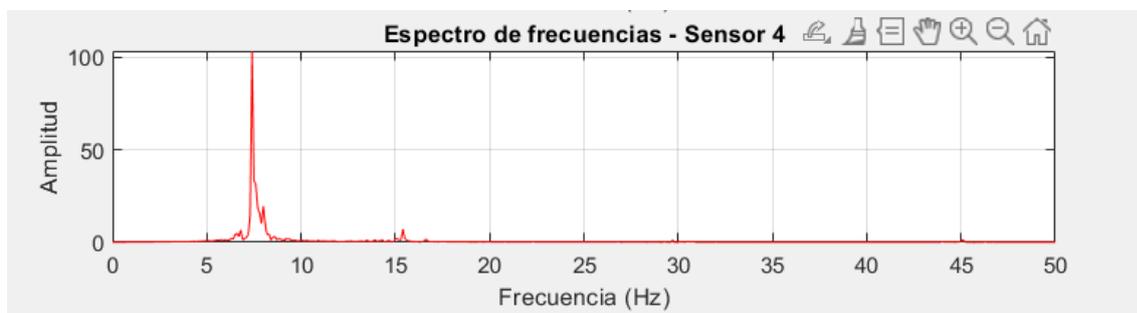
Una vez obtenido los valores de la masa de balance, procedemos a remover la masa de prueba y a colocar la masa de balance en la posición indicada. Volvemos a ejecutar el script que realiza el análisis de amplitud de las vibraciones. Deberíamos observar una reducción en la amplitud de las vibraciones. En la figura 3.25, figura 3.26 y figura 3.27 podemos observar los resultados obtenidos después de colocar la masa de balance.

**Figura 3.25**

Datos filtrados por el acelerómetro 4 con carga de balance

**Figura 3.26**

Datos filtrados frecuencia del acelerómetro 4 con carga de balance

**Figura 3.27**

Resultados del análisis con carga de balance

```
>> TESTFINAL
Sensor 1: No se detecta desbalance significativo.
Sensor 2: No se detecta desbalance significativo.
Sensor 3: No se detecta desbalance significativo.
Sensor 4: No se detecta desbalance significativo.
Adquisición y procesamiento completados. Resultados guardados.
--- Resumen de analisis ---
Sensor: Frecuencia dominante = 7.4 Hz, Amplitud maxima = 49.1022mm/s2
fx >>
```

*Nota: Se muestra la nueva amplitud del desbalance reducida.*

### 3.9 Análisis de resultados

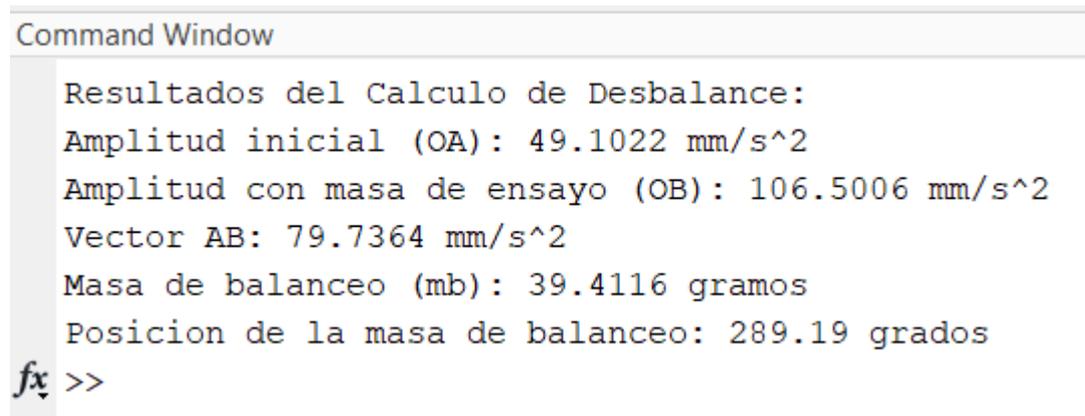
Podemos observar en los resultados del análisis con carga de balance que se redujeron las amplitudes de las vibraciones generadas por desbalance a  $49.10 \text{ mm/s}^2$ , en comparación a las amplitudes iniciales que fueron de  $70.98 \text{ mm/s}^2$ . Con este método las vibraciones se redujeron en un 30% de la amplitud original. En caso de no haber reducido las vibraciones

completamente, se repite el proceso realizado en la sección anterior y calcular una nueva masa de balance.

Volvemos a colocar una masa de prueba, de magnitud de 64 gramos, a 180° grados con respecto a la marca de referencia del sensor óptico, registramos las vibraciones con la nueva masa de prueba y volvemos a calcular la nueva masa de balance.

**Figura 3.28**

*Resultados de la segunda iteración de balanceo*



```

Command Window
Resultados del Calculo de Desbalance:
Amplitud inicial (OA): 49.1022 mm/s^2
Amplitud con masa de ensayo (OB): 106.5006 mm/s^2
Vector AB: 79.7364 mm/s^2
Masa de balanceo (mb): 39.4116 gramos
Posicion de la masa de balanceo: 289.19 grados
fx >>
  
```

En la imagen 3.28 vemos que los resultados indican que la masa de balanceo debe ser mucho más pequeña ya que al ir reduciendo las amplitudes de desbalance, movemos el centro de masa del eje para que se alinee con el eje de rotación y en cada iteración nueva se va a requerir una menor cantidad de masa hasta alcanzar una reducción de las amplitudes de vibraciones que sea aceptable.

Este método iterativo garantiza que se realice un balanceo preciso al reducir significativamente las amplitudes de las vibraciones en cada iteración. Con esta solución, combinamos conceptos teóricos sólidos como lo son la transformada rápida de Fourier y el principio de D'Alembert, con un enfoque práctico e iterativo que nos permite diagnosticar el desbalance en cada momento del proceso de balanceo.

### 3.10 Costo de proyecto

**Tabla 3.2**

*Costo del proyecto*

Categoría	Descripción	Costo Unitario	Cantidad	Costo Total
Equipo mecánico	Acero 705 – 0.60m	\$35	1	\$35
	Chumacera de piso UCP206-20	\$12.50	2	\$25
	Disco perforado	\$15	1	\$15
	Pesas para balancear	\$1.20	8	\$10
	Bocín – chavetas	\$30	1	\$30
	Base Motor 80M	\$45	1	\$45
	Motor Siemens 1HP – 80M	\$1,200	1	\$1,200
Equipo Electrónico	Chasis NI-9172	\$350	1	\$350
	Módulo NI-9233	\$2,500	1	\$2,500
	Módulo NI-9435	\$220	1	\$220
	Sensores ACC-310	\$150	4	\$600
	Sensor óptico OGT-100	\$60	1	\$60
	Cables para sensores	\$100	4	\$400
	Perforación y prisionero para sensores	\$5	4	\$20
Equipo Eléctrico	Disyuntores (Siemens 5SJ6320-7KS)	\$100	1	\$100

	Protector térmico (Sirius 3RU2916- 3AA01)	\$25	1	\$25
	Contactador (CAMSCO 220V 60 Hz)	\$70	1	\$70
	Mando de control	\$80	1	\$80
	Cable calibre 12	6	1	\$6
Equipo Computacional	Licencias MATLAB® 2016b	\$1,000	1	\$1,000
Mano de Obra	Recurso humano	\$650	2	\$1,300
	Total			\$8,091

*Nota: Detalla los costos asociados con cada componente y servicio utilizado en el proyecto, ofreciendo un resumen financiero del desarrollo del banco de pruebas.*

La Tabla 3.2 detalla la estructura de costos asociados con el desarrollo del sistema para el balanceo de rotores mediante análisis de vibraciones. A continuación, se proporciona una descripción de cada categoría de gastos:

**Equipo mecánico:** Esta categoría incluye los componentes mecánicos necesarios para el ensamble del banco de pruebas, tales como chumaceras, discos perforados, pesas de balanceo y elementos de acoplamiento como bocines y chavetas. También se consideran la base para el motor y el propio motor Siemens de 1 HP, que es fundamental para el funcionamiento del sistema de pruebas.

**Equipo electrónico:** En esta sección se incluyen los dispositivos electrónicos y sensores empleados en la recopilación y análisis de datos de vibraciones. Se encuentran el chasis NI-9172, los módulos NI-9233 y NI-9435, así como los sensores de aceleración ACC-310 y el

sensor óptico OGT-100. También se consideran los cables y accesorios necesarios para la instalación de los sensores, como los prisioneros y perforaciones.

**Equipo eléctrico:** Esta categoría agrupa los elementos esenciales para la alimentación y distribución segura de energía dentro del sistema de pruebas. Se incluyen disyuntores, protectores térmicos, contactores y mandos de control, los cuales garantizan un manejo eficiente y seguro del suministro eléctrico. Además, se ha considerado el cableado necesario para la conexión de los componentes eléctricos.

**Equipo computacional:** Aquí se contemplan las herramientas de software requeridas para el análisis de los datos obtenidos del sistema. En este caso, se ha incluido la licencia de MATLAB® 2016b, que es utilizada para el procesamiento y análisis de las señales de vibración y el desarrollo de algoritmos de balanceo.

**Mano de obra:** Esta categoría representa la inversión en el talento humano necesario para el desarrollo del proyecto. Se ha considerado el costo de los ingenieros encargados del diseño, implementación y pruebas del sistema, reflejando el esfuerzo requerido para llevar a cabo el análisis de vibraciones y el balanceo de rotores de manera efectiva.

El costo total del proyecto asciende a 8,091 USD, lo que abarca la adquisición de equipos mecánicos, electrónicos, eléctricos y computacionales, además de los costos de mano de obra. Esta inversión permite la construcción y operación del sistema de balanceo de rotores, asegurando su funcionalidad y fiabilidad para futuras aplicaciones o mejoras.

## **Capítulo 4**

## 4. Conclusiones y recomendaciones

### 4.1 Conclusiones

- Se diseñó e implementó un banco experimental que permitió replicar condiciones controladas de desbalance en un eje. Este sistema fue clave para validar los cálculos de balanceo y estudiar la respuesta dinámica del sistema bajo diferentes configuraciones de desbalance.
- La aplicación del método desarrollado permitió reducir las amplitudes de vibración generadas por desbalance en un 30% en la primera iteración, disminuyendo de 70.98 mm/s<sup>2</sup> a 49.10 mm/s<sup>2</sup>. Esto demuestra que el sistema es efectivo para diagnosticar y corregir desbalances en rotores de manera significativa.
- El método iterativo implementado, basado en la colocación de masas de prueba y el cálculo progresivo de la masa de balance, garantiza una mejora continua en la reducción de vibraciones. Este enfoque permite ajustar de manera precisa el balance del rotor, minimizando las amplitudes de vibración en cada iteración hasta alcanzar niveles aceptables.
- El proyecto combinó de manera efectiva conceptos teóricos sólidos, con procedimientos experimentales prácticos. Esta integración permitió diagnosticar con precisión los desbalances, determinar la masa de balance requerida y validar el sistema en condiciones reales de operación.
- El trabajo realizado contribuye al campo del análisis de vibraciones, demostrando cómo un enfoque iterativo, respaldado por herramientas modernas de procesamiento de señales, puede abordar de manera efectiva el problema del desbalance en sistemas rotativos.

### 4.2 Recomendaciones

- Actualmente, el sistema realiza un análisis en un solo plano, lo cual es suficiente para balanceos estáticos. Sin embargo, se recomienda ampliar el análisis a dos planos para abordar sistemas más complejos donde las fuerzas de desbalance pueden variar en diferentes puntos del eje.
- El balanceo estático desarrollado en este proyecto es adecuado para bajas velocidades. Sin embargo, para aplicaciones industriales o sistemas rotativos que operan a altas velocidades, se sugiere implementar un método de balanceo dinámico que tenga en cuenta las fuerzas inerciales y las frecuencias de operación.

- Una mejora relevante sería la implementación de cálculos que ajusten automáticamente la masa de balance requerida para coincidir con radios específicos de orificios en el volante de inercia, utilizando un análisis detallado de fuerzas. Esto permitiría que el sistema sea más adaptable a configuraciones predefinidas en los rotores.
- Se recomienda optimizar el código actual del programa, mejorando tanto su eficiencia como su organización. Esto incluye la implementación de algoritmos más rápidos para el análisis de vibraciones y cálculos de balanceo, reduciendo los tiempos de procesamiento.
- Una adición importante sería el desarrollo de una interfaz gráfica de usuario (GUI) que permita visualizar en tiempo real los datos de análisis y registrar parámetros de entrada, como la velocidad de rotación o el nivel de vibraciones deseado. Esto facilitaría el uso del sistema por operadores con menos experiencia técnica.
- Aunque el sistema actual funciona con datos previamente capturados, se recomienda explorar la implementación de análisis en tiempo real. Esto permitiría identificar y corregir desbalances mientras el rotor está en operación, reduciendo los tiempos de inactividad y mejorando la eficiencia del proceso.
- Se propone integrar este proyecto con un sistema de monitoreo de desgaste en rodamientos, como el que se desarrolló en un proyecto anterior. Al combinar ambos sistemas, se podría tener un diagnóstico completo de las condiciones del rotor, permitiendo una gestión predictiva más eficiente tanto del balanceo como del desgaste de los componentes rotatorios.
- Además de la detección de desbalance, el sistema podría mejorarse para incluir funciones de alineación de rotores. Esto permitiría no solo corregir desbalances, sino también asegurar que los ejes estén perfectamente alineados, lo que optimizaría la vida útil de los componentes y reduciría el riesgo de fallos mecánicos.

## Referencias

- [1] L. Rueda, GUÍA DE CURSO: MÁQUINAS ELÉCTRICAS. Editorial Universidad Tecnológica de Bolívar, 2016. [Libro]. Available: <https://repositorio.utb.edu.co/bitstream/handle/20.500.12585/9895/GUIA%20DE%20CURSO%20M%C3%A1quinas%20El%C3%A9ctricas.pdf?sequence=1>
- [2] Antoniolidia, “Importancia del mantenimiento en la vida útil de los equipos y activos,” Todo Ingenierías, Apr. 21, 2023. [Online]. Available: <https://todoingenierias.com/importancia-del-mantenimiento-en-la-vida-util-de-los-equipos-y-activos/#:~:text=El%20mantenimiento%20regular%20de%20los%20equipos%20y%20activos,mejora%20del%20rendimiento%20y%20la%20prevenci%C3%B3n%20de%20accidentes>
- [3] C. Varguez, “Principios Básicos de Análisis de Vibraciones & Monitoreo Continuo,” ERBESSD INSTRUMENTS, Mar. 23, 2024. [Libro]. Available: <https://www.erbessd-instruments.com/es/articulos/analisis-de-vibraciones/>
- [4] Jeffrey, “Steam turbine Rotating Unbalance: Root Cause identified and solved within 5 days by MP’s experts! - Maintenance Partners,” Maintenance Partners, Apr. 09, 2020. [Online]. Available: <https://maintenancepartners.com/en/steam-turbine-rotating-imbalance-root-cause-identified-and-solved-within-5-days/>
- [5] Steve Cowbrun, “Compresores de aire: ¿reparar o reemplazar? | Sullair,” Sullair, Jun. 06, 2022. [Online]. Available: <https://america.sullair.com/es/blog/compresores-de-aire-reparar-o-reemplazar>
- [6] Planetarium, “Descubre el Costo Real de una Turbina Eólica: Todo lo que Necesitas Saber - Eolica.info,” Eólica Info, Mar. 25, 2023. [Online]. Available: <https://eolica.info/descubre-el-costo-real-de-una-turbina-eolica-todo-lo-que-necesitas-saber/>

- [7] R. R. Seguridad, “Todo sobre la ventilación industrial y su impacto en la seguridad de las instalaciones y salud de sus,” Revista Seguridad 360, May 02, 2023. [Online]. Available: <https://revistaseguridad360.com/noticias/que-es-la-ventilacion-industrial/>
- [8] Prüftechnik, “Vibration Analyzers | Vibration Analysis & Balancing Tools,” Pruftechnik. [Online]. Available: <https://www.pruftechnik.com/en-US/Products-and-Services/Condition-Monitoring-Systems/Vibration-Analysis-and-Balancing/>
- [9] Melanie, “Análisis de Vibraciones: Conceptos, Técnicas y Herramientas,” ComparaSoftware, Dec. 18, 2024. [Online]. Available: <https://blog.comparasoftware.com/analisis-de-vibraciones/>
- [10] Jean Rosales, “¿Qué es el Análisis de Ultrasonido?,” Fractal, 2023. [Online]. Available: <https://fractal.com/es/mantenipedia/que-es-el-analisis-de-ultrasonido>
- [11] Cesar Augusto Vázquez Jiménez, “BALANCEO ESTÁTICO Y DINÁMICO Análisis dinámico de máquinas,” tesis, 2020. Editorial Universidad de Colima. Available: [Balanceo estático y dinámico - BALANCEO ESTÁTICO Y DINÁMICO Análisis dinámico de máquinas 11 DE - Studocu](#)
- [12] D. E. Bently, C. T. Hatch, and B. Grissom, Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics. 2002. [Libro]. Available: [Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics | eBooks Gateway | ASME Digital Collection](#)

## **Apéndices**

## APÉNDICE A

### Algoritmo en MATLAB

En este apéndice presenta el código y la descripción del algoritmo desarrollado en MATLAB. Se explica cómo se procesa los datos y se analiza las señales obtenidas por los acelerómetros para identificar el desbalance en el rotor y cálculo de magnitudes y posición de balance.

#### Figura A.1

*Algoritmo para el análisis de vibraciones y cálculo de balance*

```
1 % --- Configuración inicial ---
2 fs = 10000; % Frecuencia de muestreo (Hz)
3 duration = 10; % Duración de la adquisición (segundos)
4
5 % Sensibilidad del acelerómetro en mV/g
6 sensibilidad = 0.1; % Sensibilidad de 100 mV/g
7
8 % Estimación de la frecuencia fundamental
9 f_variador = 15; %frecuencia de alimentación del motor
10
11 np = 4; %número de polos del motor
12
13 rpm = (f_variador * 120)/np; %rpm del motor
14
15 omega = rpm*(2*pi/60); %velocidad angular del motor
16
17 % Estimación de la frecuencia fundamental
18 f_fundamental = omega/(2*pi);
19
20 % Definir el ancho de banda del filtro (ajustar según tus necesidades)
21 ancho_banda = 1; % Ancho de banda en Hz
```

Repositorio:

[Código MATLAB](#)

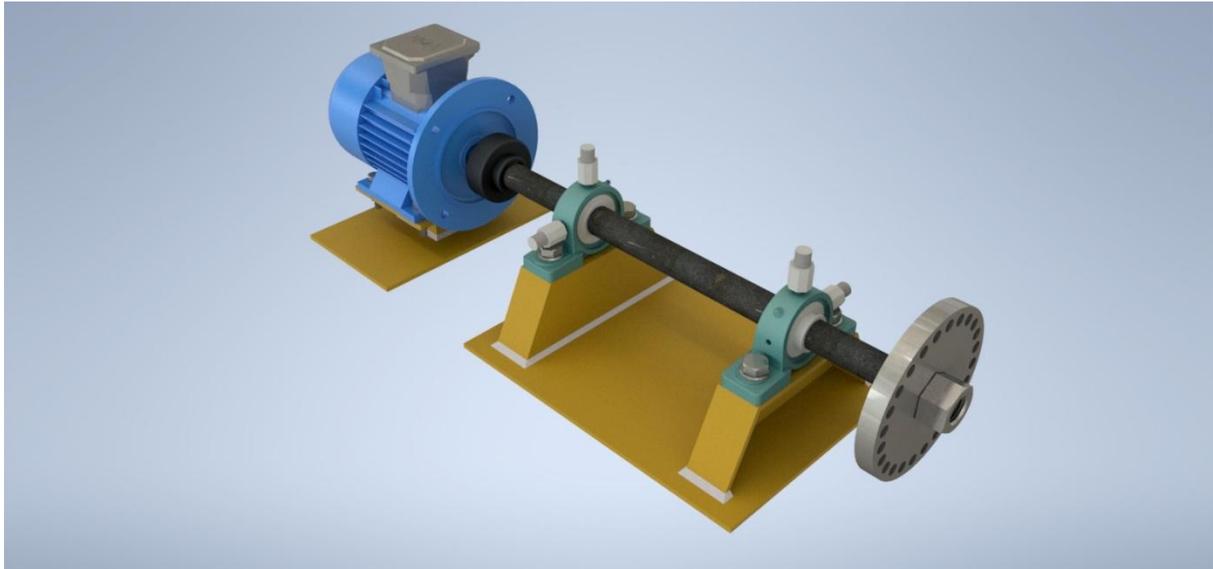
## APÉNDICE B

### Planos Mecánicos del Proyecto

En este apéndice se presenta los planos de las piezas fabricadas. Se añaden los planos con las medidas en sistema métrico, la proyección de todas sus partes y la vista isométrica de cada una de las piezas.

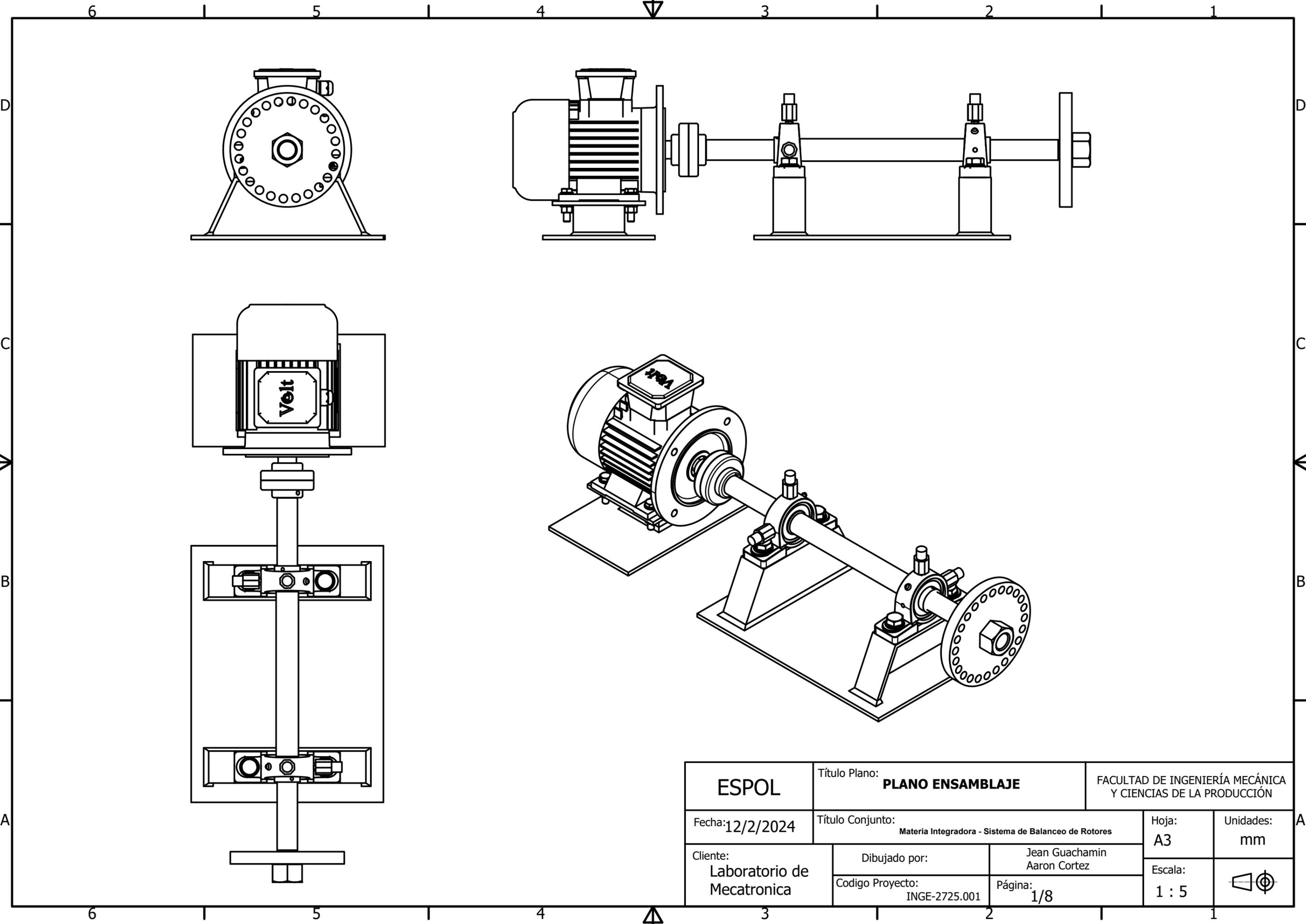
**Figura B.1**

*Banco de Prueba Renderizado*



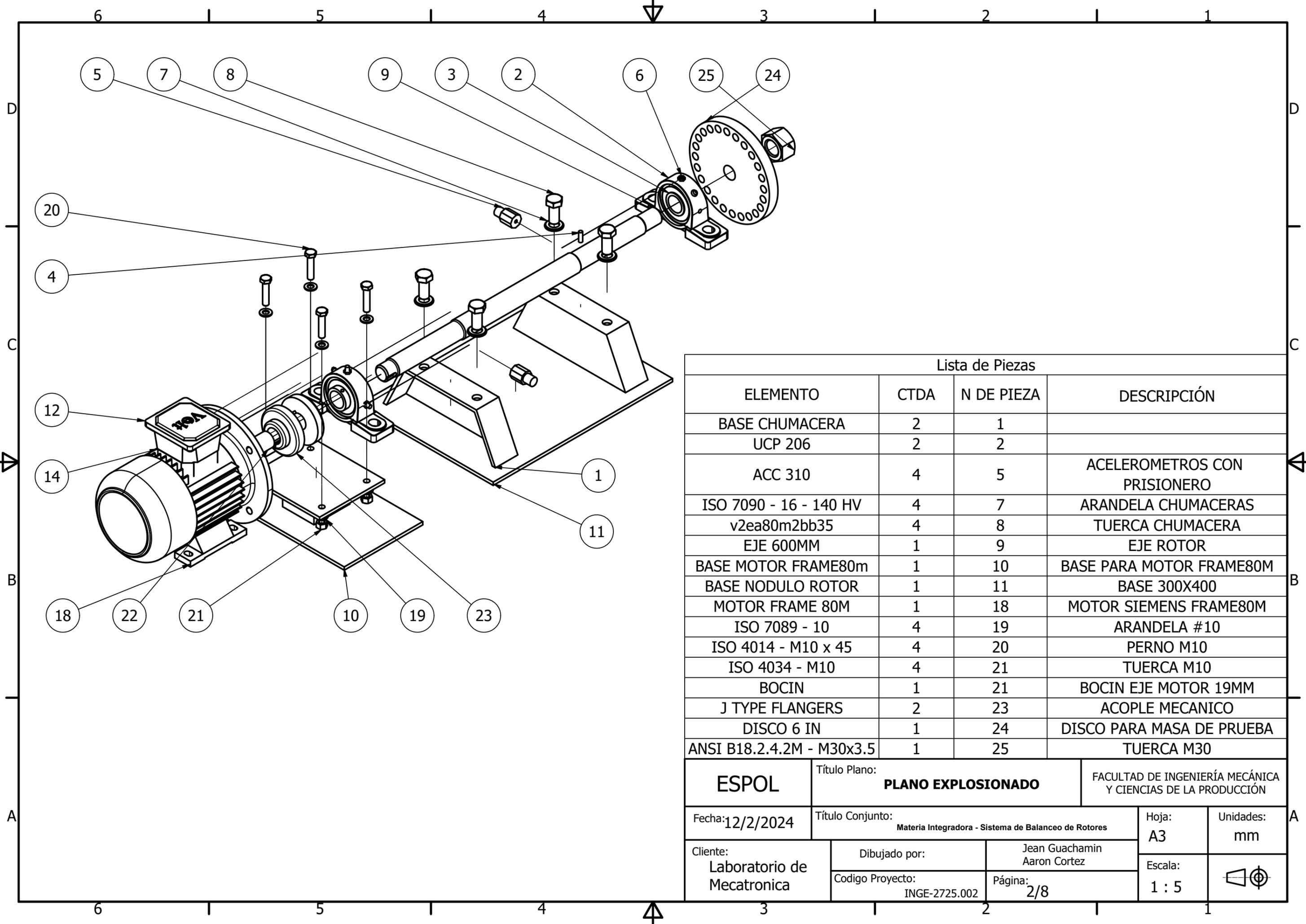
Se muestra el banco de prueba con todas sus partes mecánicas y piezas renderizada en Inventor 2023.

**INGE-2725.001      Plano ensamblaje**



<p>ESPOL</p>	<p>Título Plano: <b>PLANO ENSAMBLAJE</b></p>	<p>FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN</p>		
<p>Fecha: 12/2/2024</p>	<p>Título Conjunto: Materia Integradora - Sistema de Balanceo de Rotores</p>		<p>Hoja: A3</p>	<p>Unidades: mm</p>
<p>Cliente: Laboratorio de Mecatronica</p>	<p>Dibujado por:</p>	<p>Jean Guachamin Aaron Cortez</p>		
	<p>Codigo Proyecto: INGE-2725.001</p>	<p>Página: 1/8</p>		

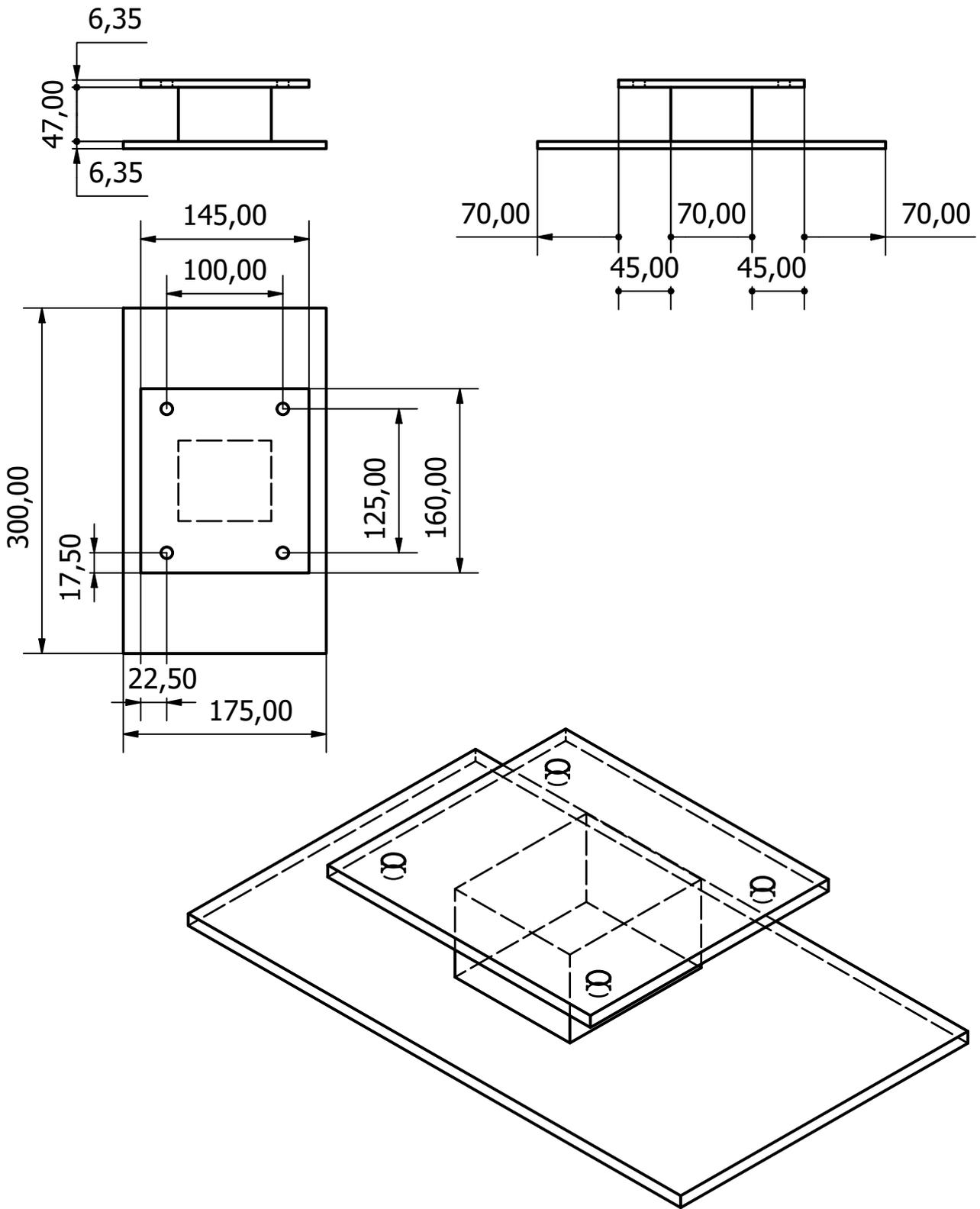
**INGE-2725.002      Plano explosionado**



Lista de Piezas			
ELEMENTO	CTDA	N DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
BASE CHUMACERA	2	1	
UCP 206	2	2	
ACC 310	4	5	ACELEROMETROS CON PRISIONERO
ISO 7090 - 16 - 140 HV	4	7	ARANDELA CHUMACERAS
v2ea80m2bb35	4	8	TUERCA CHUMACERA
EJE 600MM	1	9	EJE ROTOR
BASE MOTOR FRAME80m	1	10	BASE PARA MOTOR FRAME80M
BASE NODULO ROTOR	1	11	BASE 300X400
MOTOR FRAME 80M	1	18	MOTOR SIEMENS FRAME80M
ISO 7089 - 10	4	19	ARANDELA #10
ISO 4014 - M10 x 45	4	20	PERNO M10
ISO 4034 - M10	4	21	TUERCA M10
BOCIN	1	21	BOCIN EJE MOTOR 19MM
J TYPE FLANGERS	2	23	ACOPLE MECANICO
DISCO 6 IN	1	24	DISCO PARA MASA DE PRUEBA
ANSI B18.2.4.2M - M30x3.5	1	25	TUERCA M30

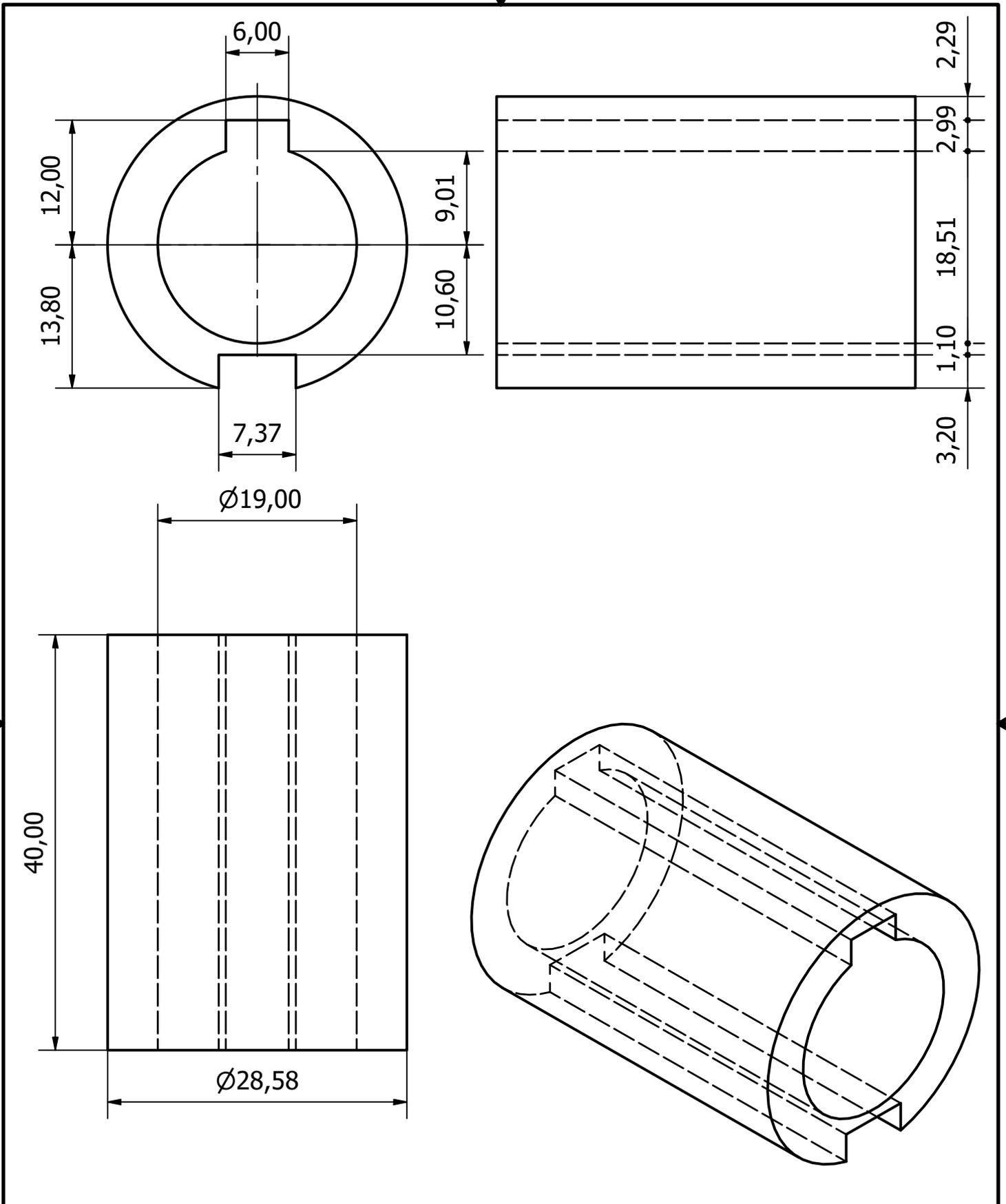
ESPOL	Título Plano: <b>PLANO EXPLOSIONADO</b>		FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN	
	Fecha: 12/2/2024	Título Conjunto: Materia Integradora - Sistema de Balanceo de Rotores		Hoja: A3
Cliente: Laboratorio de Mecatronica	Dibujado por: Jean Guachamin Aaron Cortez	Codigo Proyecto: INGE-2725.002	Página: 2/8	Unidades: mm
	Escala: 1 : 5			

**INGE-2725.003      Base motor 80M**



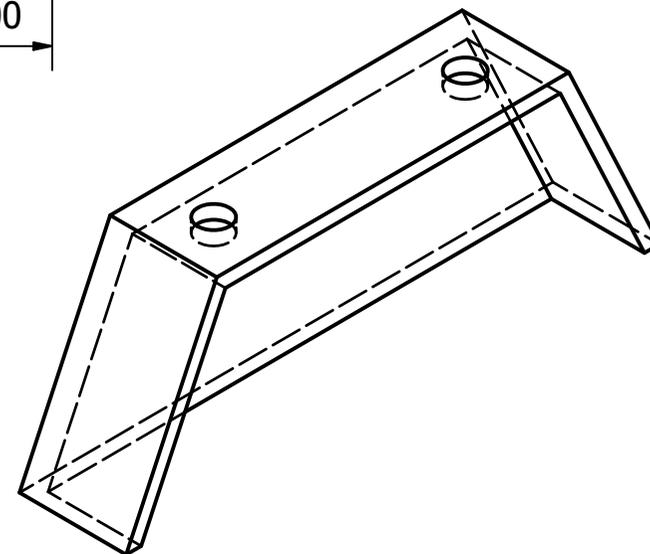
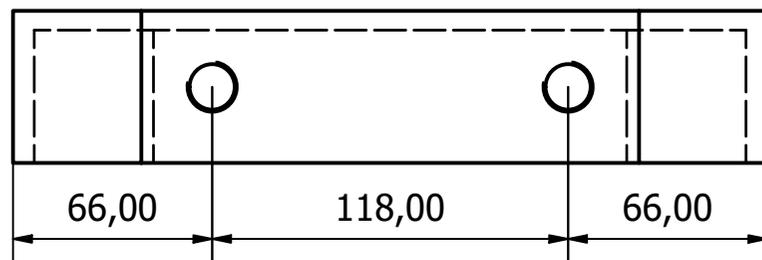
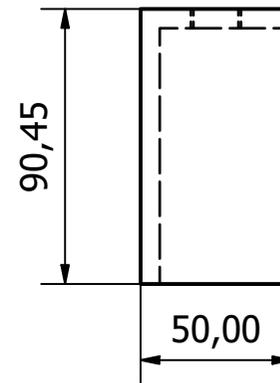
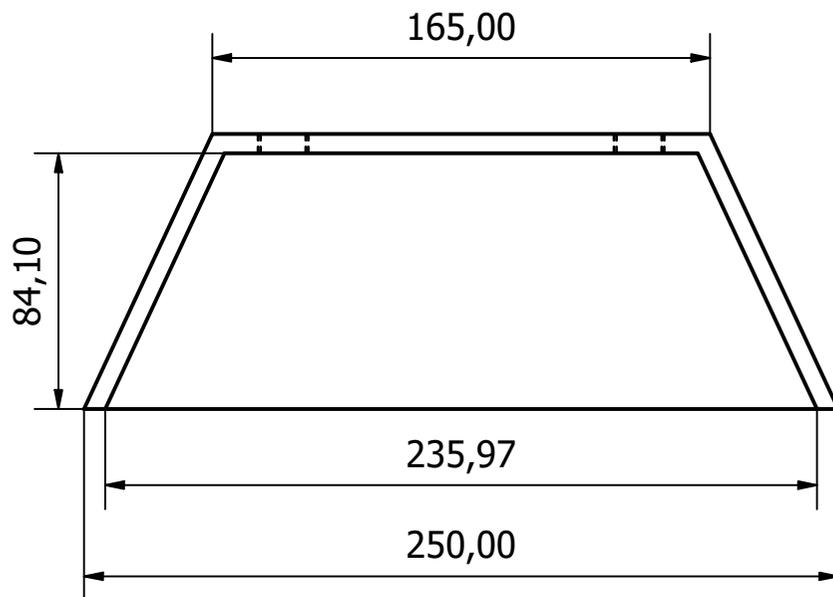
<b>ESPOL</b>	Título Plano: <b>BASE MOTOR 80M</b>	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN	
Fecha: 1/11/2025	Título Conjunto: <b>Materia Integradora - Sistema de Balanceo de Rotores</b>		Hoja: <b>A4</b>
Cliente: <b>Laboratorio de Mecatronica</b>	Dibujado por: Jean Guachamin Aaron Cortez	Página: <b>3/8</b>	Escala: <b>1 : 5</b>
Codigo Proyecto: INGE-2725.003		Unidades: mm 	

**INGE-2725.004      Bocín**



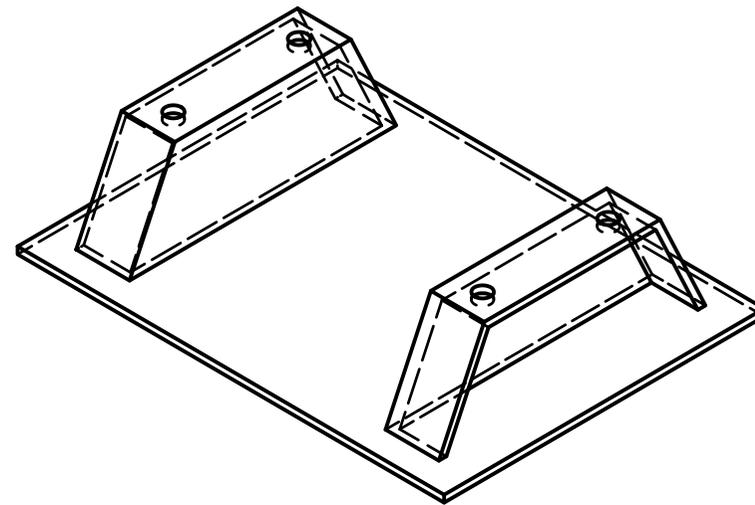
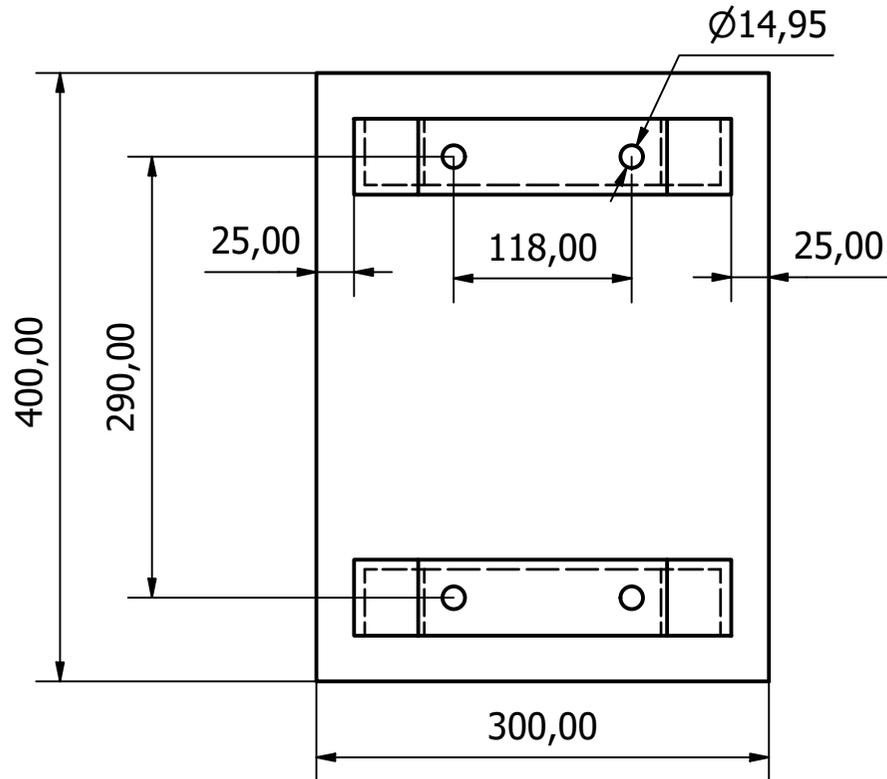
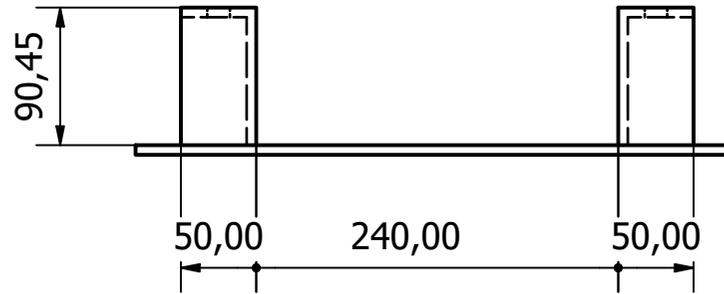
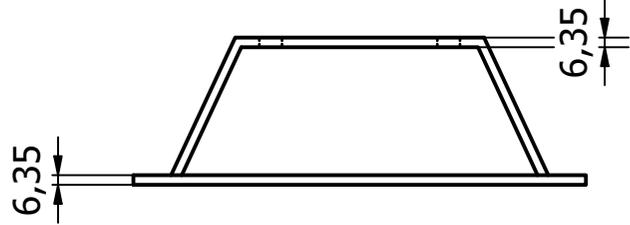
<b>ESPOL</b>	Título Plano: <b>BOCIN</b>		FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN	
Fecha: 12/5/2024	Título Conjunto: Materia Integradora - Sistema de Balanceo de Rotores		Hoja: A4	Unidades: mm
Cliente: Laboratorio de Mecatronica	Dibujado por:	Jean Guachamin Aaron Cortez		Escala: 2 : 1
	Codigo Proyecto: INGE-2725.004	Página: 4/8		

**INGE-2725.005      Base chumacera**



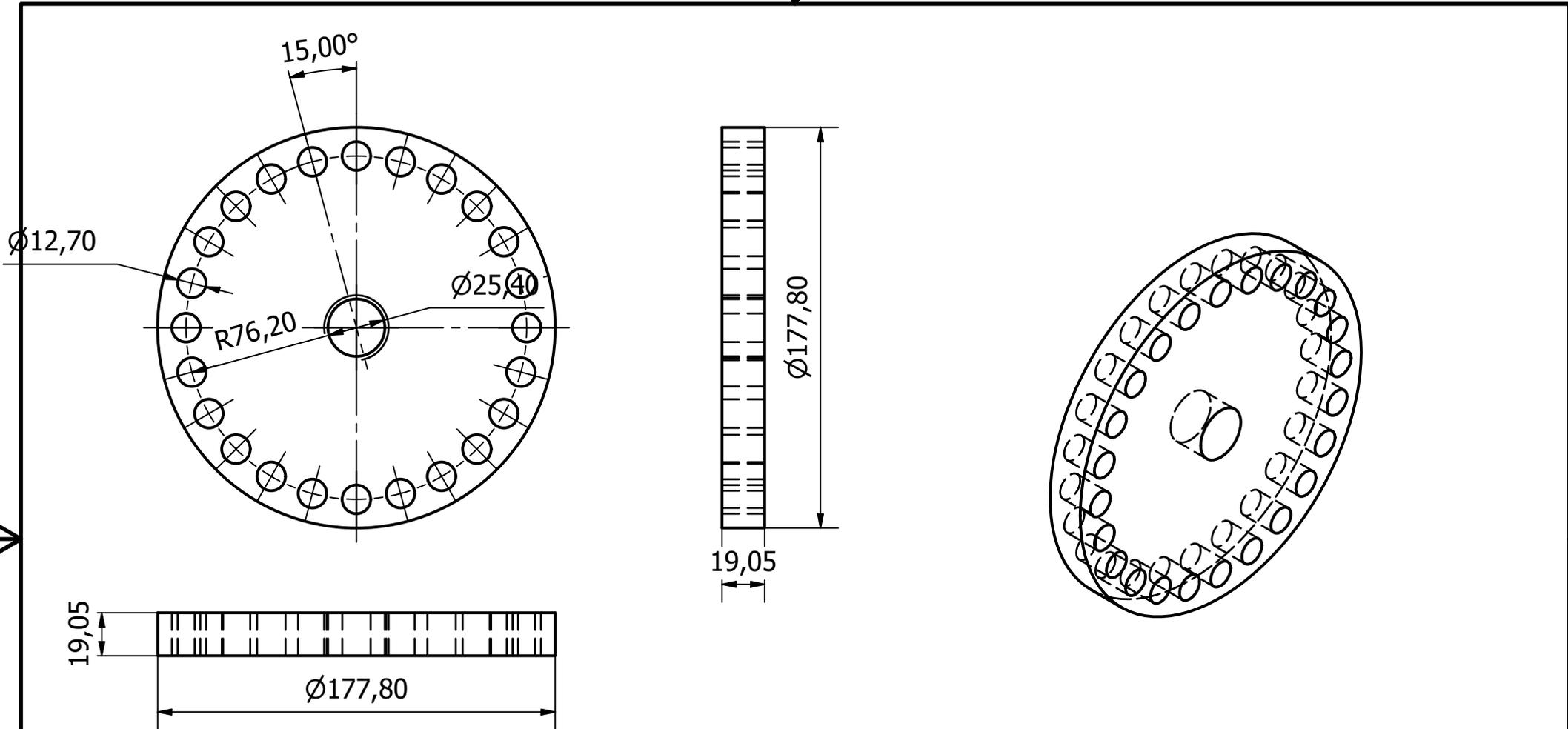
ESPOL	Título Plano: <b>BASE CHUMACERA</b>		FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN	
	Fecha: 1/11/2025	Título Conjunto: Materia Integradora - Sistema de Balanceo de Rotores		Hoja: <b>A4</b>
Cliente: Laboratorio de Mecatronica	Dibujado por:	Jean Guachamin Aaron Cortez		Unidades: mm
	Codigo Proyecto: INGE-2725.005	Página:	5/8	
			Escala: 1 : 2.5	

**INGE-2725.006      Base modulo rotor**



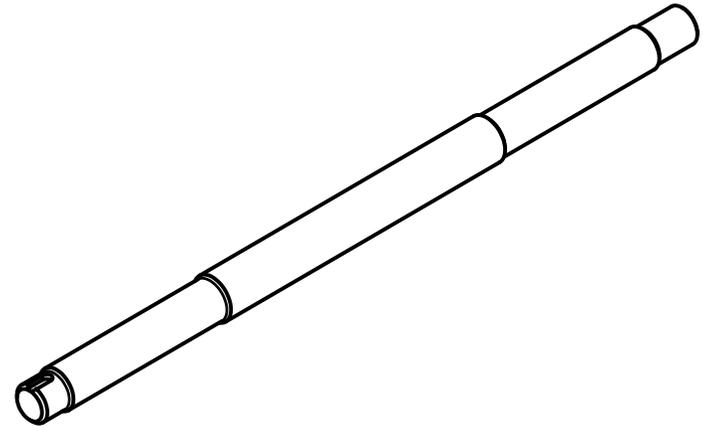
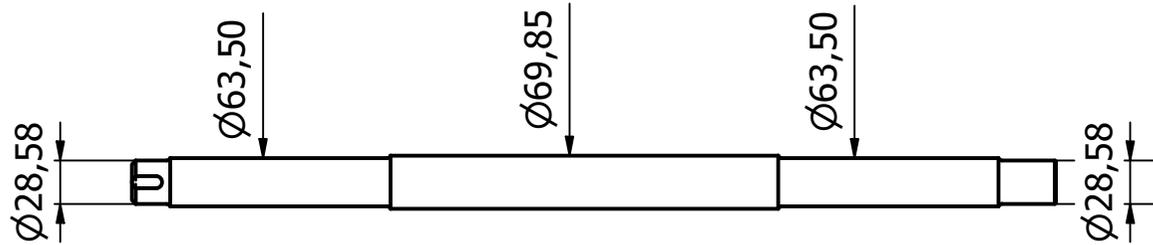
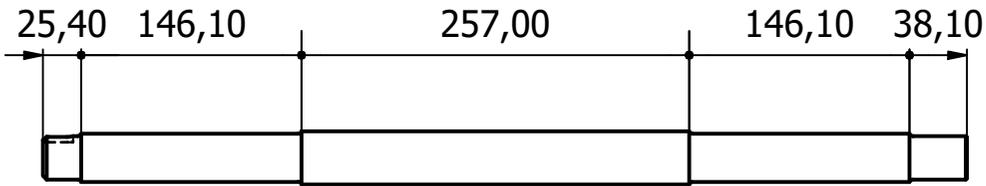
<b>ESPOL</b>	Título Plano: <b>BASE MODULO ROTOR</b>		FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		
	Fecha: 12/2/2024	Título Conjunto: Materia Integradora - Sistema de Balanceo de Rotores		Hoja: <b>A4</b>	Unidades: mm
Cliente: Laboratorio de Mecatronica	Dibujado por:	Jean Guachamin Aaron Cortez		Escala: <b>1 : 5</b>	
	Codigo Proyecto: INGE-2725.006	Página: <b>6/8</b>			

**INGE-2725.007      Disco volante**



<b>ESPOL</b>	Título Plano: <b>DISCO VOLANTE</b>		FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN	
	Fecha: 11/19/2024	Título Conjunto: Materia Integradora - Sistema de Balanceo de Rotores		Hoja: <b>A4</b>
Cliente: <b>Laboratorio de Mecatronica</b>	Dibujado por:	Jean Guachamin Aaron Cortez		Unidades: mm
	Codigo Proyecto: INGE-2725.007	Página: 7/8		
			Escala: <b>1 : 2.5</b>	

**INGE-2725.008 Eje 600 mm**



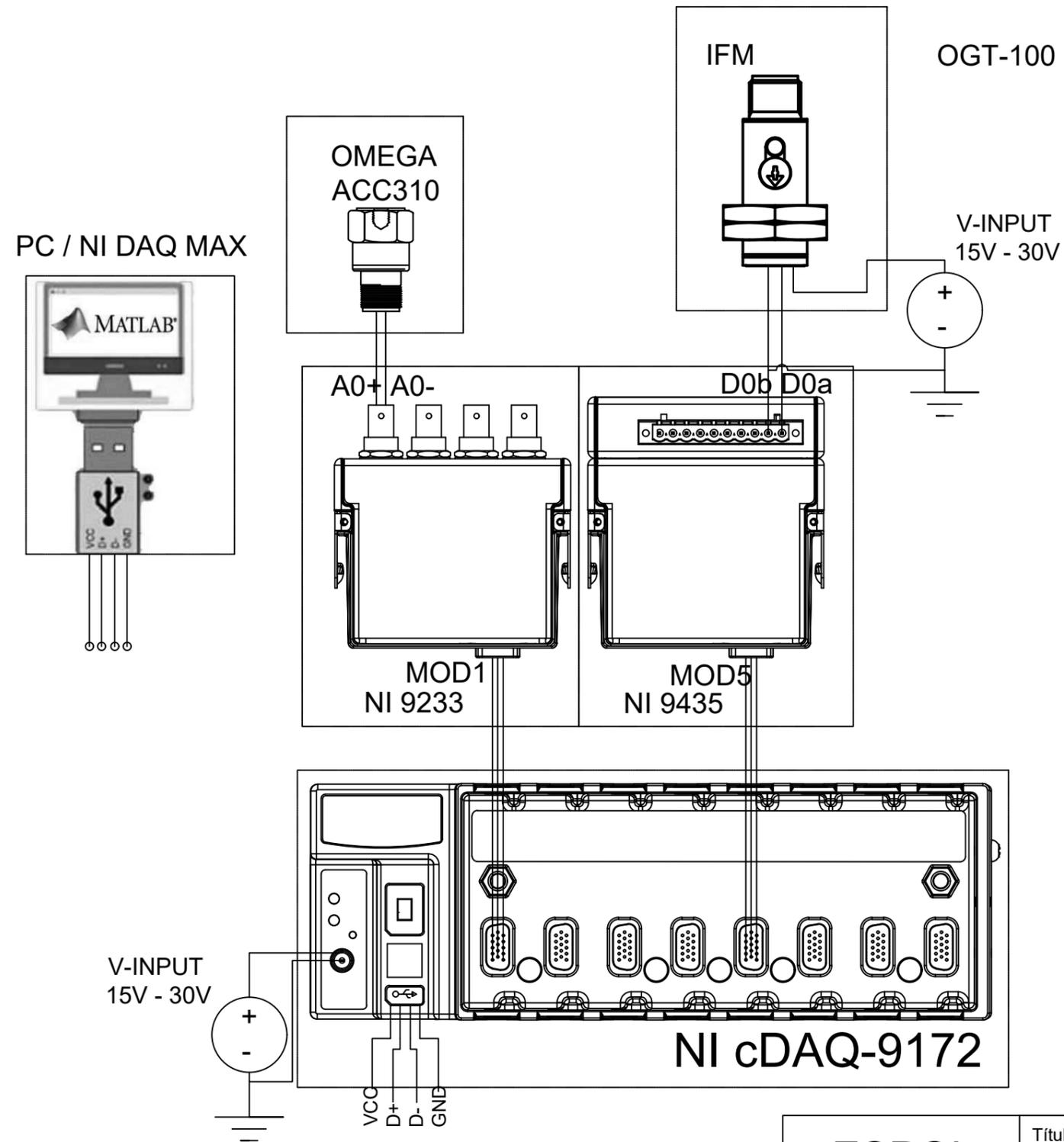
<b>ESPOL</b>	Título Plano: <b>EJE 600MM</b>		FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		
	Fecha: 12/11/2024	Título Conjunto: Materia Integradora - Sistema de Balanceo de Rotores		Hoja: <b>A4</b>	Unidades: mm
Cliente: Laboratorio de Mecatronica	Dibujado por:	Jean Guachamin Aaron Cortez		Escala: <b>1 : 5</b>	
	Codigo Proyecto: INGE-2725.008	Página: <b>8/8</b>			

## **APÉNDICE C**

### **Plano electrónico**

En este apéndice presenta el diagrama de conexiones eléctricas entre todos los componentes o equipos electrónicos de nuestro proyecto. Se muestran ilustraciones de cada uno de los sensores y dispositivos electrónicos con sus respectivas conexiones para formar el sistema de balanceo de rotores. Este diagrama otorga una visión clara de las conexiones necesarias para la recopilación de datos para el funcionamiento del sistema.

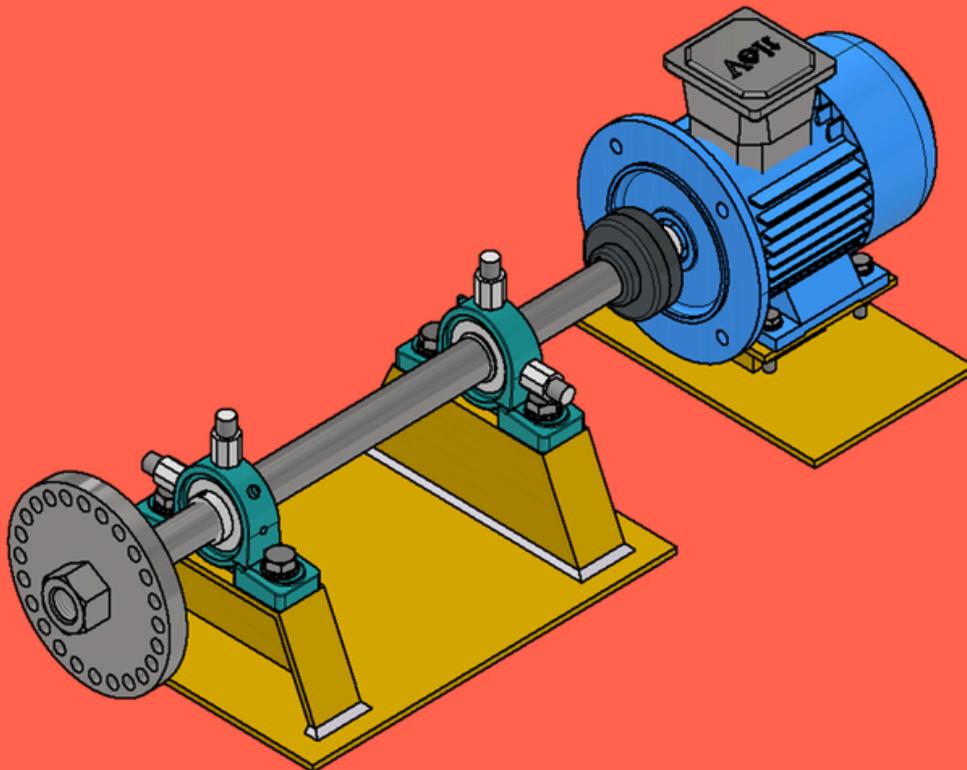
**INGE-2725.009      Plano electrónico**



<b>ESPOL</b>	Título del plano: <b>Plano electrónico</b>		FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN	
	Fecha: 12/02/2024	Título del conjunto: Materia Integradora - Sistema de Balanceo de Rotores		Hoja: <b>A3</b>
Cliente: Laboratorio de Mecatrónica	Dibujado por:	Jean Carlos Guachamin Aarón Cortez		Unidades: mm
	Código de proyecto: INGE-2725.009	Página: <b>1/1</b>		

# **MANUAL DE ENSAMBLAJE Y OPERACIÓN**

## **SISTEMA DE BALANCEO DE ROTORES MEDIANTE ANÁLISIS DE VIBRACIONES**



**Por: Aarón Cortez y  
Jean Carlos Guachamin**

**1era Edición, 2025**

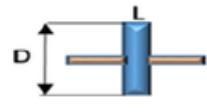
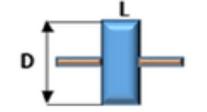
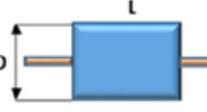
# Contenido

1. Limitaciones.....	1
2. Conexiones electrónicas.....	2
2.1 Lista de equipos.....	2
2.2 Instrucciones.....	2
3. Ensamblaje del banco de pruebas.....	3
3.1 Lista de equipos.....	3
3.2 Instrucciones.....	3
4. Configuración de Software y Hardware.....	4
4.1 Instrucciones.....	4
5. Operación.....	5
5.1 Instrucciones.....	5
6. Solución a problemas.....	6

# 1. Limitaciones y aclaraciones

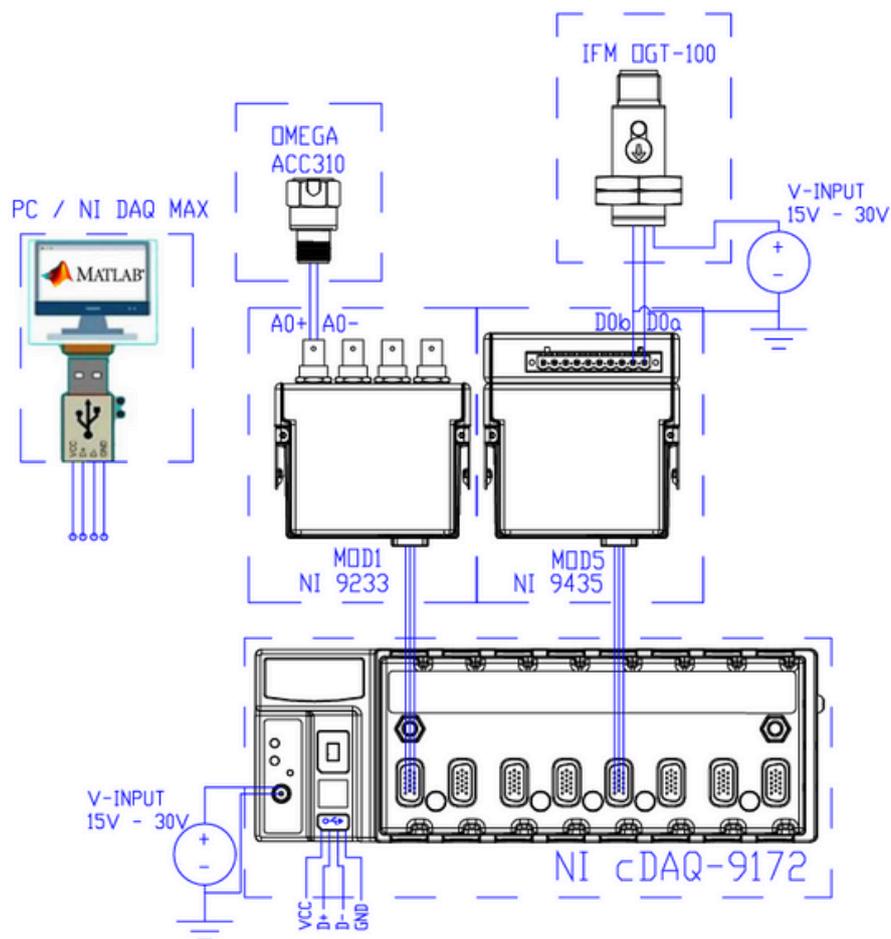
Antes de operar este equipo para alguna demostración, debe tener en cuenta ciertas limitaciones y aclaraciones de este proyecto, ya que por la falta de estas pueden surgir mal interpretaciones del funcionamiento del proyecto o mala operación de los equipos.

- Este proyecto realiza únicamente balanceo en un plano ya que la relación L/D es menor a 0.5, por lo que las rpms de trabajo deben ser menor a 1000 rpm.

ROTOR \ MODELO	RELACIÓN L/D	MODELO DE BALANCEO		
		UN PLANO	DOS PLANOS	MÚLTIPLES PLANOS
	Menor que 0.5	Hasta 1000 RPM	Superior a 1000 RPM	NO
	Mayor que 0.5 Y Menor que 2	Hasta 150 RPM	150-2000 RPM Superior a 70% Vel. Crítica	Superior a 2000 RPM Superior a 70% Vel. Crítica
	Mayor que 2	Hasta 100 RPM	Superior a 100 RPM y Hasta el 70% Vel. Crítica	Superior a 70% Vel. Crítica

- El proyecto calcula una masa de balance a una posición angular, pero no la posición radial. Recordemos que la fuerza producida debido al desbalance es directamente proporcional a la masa, radio y velocidad angular cuadrada. La distancia al eje a la que se coloca la masa de balance influye en la cantidad de corrección que se necesita.
- El método utilizado en este proyecto, método vectorial, no se limita a colocar una masa igual y opuesta a la masa desbalanceada, sino que trata de encontrar la combinación exacta de masa y posición que contrarreste el **efecto del desbalance** del todo el sistema. Es decir, el vector de la masa de balance debe tener una magnitud tal que contrarreste la vibración y un ángulo de aplicación adecuado que dependa de la geometría del sistema.
- El proceso de balanceo es un proceso iterativo en el que la amplitud de las vibraciones se va reduciendo en cierta medida en cada iteración hasta alcanzar un valor aceptable.
- La señal de las vibraciones se filtra para obtener una mejor representación de las amplitudes y fase de las vibraciones debido al desbalance, pero puede darse el caso que haya vibraciones ajenas al desbalance que estén a la misma frecuencia o cercanas y se sumen a los datos filtrados. Por eso deben recordar que la calidad de los datos dependerá de la calidad del filtrado.

## 2. Conexiones electrónicas



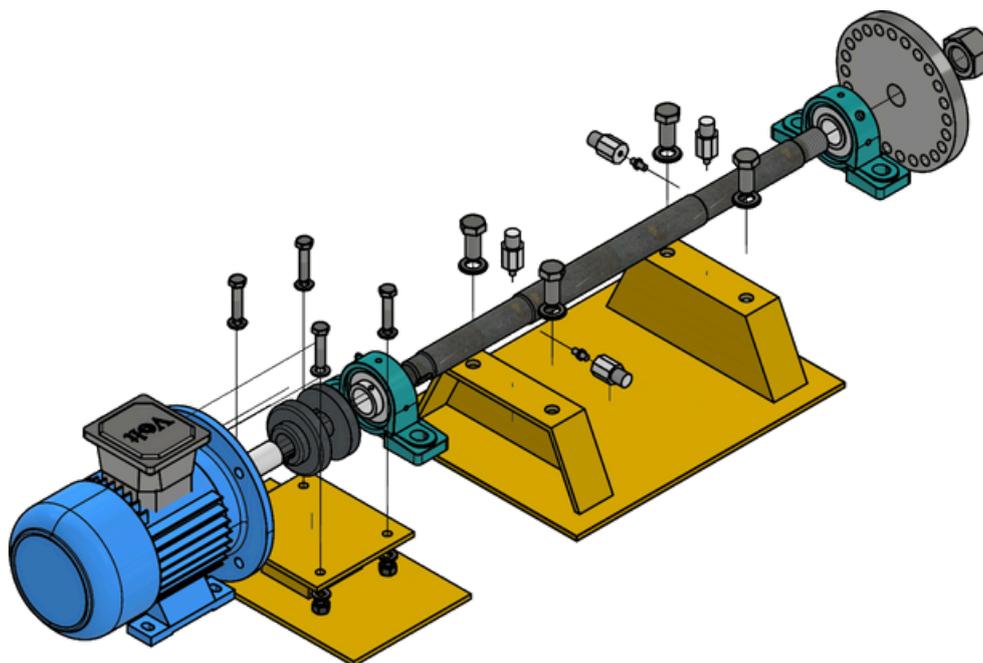
### 2.1 Listado de equipos:

- Tarjeta de adquisición de datos NI cDAQ-9172 (chasis).
- Módulo analógico NI-9233.
- Módulo digital NI-9435.
- Acelerómetro OMEGA ACC310.
- Sensor fotoeléctrico IFM OGT-100.
- Computadora.

### 2.2 Instrucciones:

- El módulo digital NI-9435 se recomienda conectarlo en el slot 5 o 6 de la tarjeta de adquisición de datos NI cDAQ-9172, ya que estos están hechos especialmente para señales digitales.
- El módulo analógico NI-9233 se recomienda conectarlo en el slot 1 de la tarjeta de adquisición de datos NI cDAQ-9172, ya que así está configurado en el código.
- El módulo digital NI-9435 no puede alimentar al sensor fotoeléctrico IFM OGT-100, por lo que debe alimentar el sensor con una fuente externa. El módulo digital, la fuente de alimentación y el sensor deben tener la misma referencia (GND).

## 3. Ensamblaje del banco de pruebas



### 3.1 Listado de componentes:

- Motor SIEMENS 80M IMB3.
- Eje de 600 mm.
- Chumaceras de piso UCP206 20.
- LoveJoy J type – 5J 1-1/8".
- Bocín 19mm : 28.58mm.
- Disco volante de inercia de 24/25 perforaciones.
- Contratuerca.
- Pernos.
- Arandelas.
- Base de motor.
- Base de chumaceras.
- Prisioneros para los acelerómetros.

### 3.2 Instrucciones

- En caso de querer ocupar los acelerómetros en el eje radial horizontal de las chumaceras, debe remover la arandela que está debajo del prisionero de esa posición.
- En caso de querer cambiar algún componente del ensamblaje, revise y adapte el ensamblaje a las medidas del componente cambiado.
- La posición del sensor óptico marca el punto de referencia, pero el sentido de giro del motor y del incremento de los grados (horario o anti-horario) afecta a los cálculos de la posición de balance.

## 4. Configuración de software y hardware

### 4.1 Instrucciones

- El computador debe tener instalado la versión del driver de NI MAX compatible con el chasis. Para el chasis NI cDAQ-9172, la versión compatible es la 17.5.
- El computador debe tener instalado la versión de MATLAB compatible con el driver de NI MAX. Para la versión 17.5 de NI MAX, la versión de MATLAB compatible son las de 2016b hasta 2018b.
- Instalar en MATLAB el paquete de Data Acquisition Toolbox. Revisar la documentación del Data Acquisition Toolbox para comprobar la conexión de MATLAB con el chasis, el estado de los módulos y sus funciones.
- Descargar y tener listos los scripts `Captura_de_datos.m` y `Calculo_de_masa_balance.m` del repositorio compartido en la tesis de este documento.
- En el script `Captura_de_datos.m`, revisar que la configuración de los módulos y sus puertos sea la realizada en físico.
- Para la aplicación de balanceo en un solo plano, se concluyó que se puede realizar con un único acelerómetro, así que puede únicamente configurar un solo canal analógico.
- Una vez se ejecute la primera captura de datos, se crearan en la misma carpeta archivos con los datos de cada sensor. Modificar el for de procesamiento de datos dependiendo de la cantidad de sensores usados. Modificar los nombres de los archivos para no perder la información.
- En el script `Calculo_de_masa_de_balance.m`, la posición inicial es la fase de vibración, es decir, es el ángulo entre el sensor fotoeléctrico y el acelerómetro.
- En el script `Calculo_de_masa_de_balance.m`, la posición de ensayo es el ángulo de posición de la masa de prueba con respecto a la marca del sensor fotoeléctrico.
- En el script `Calculo_de_masa_de_balance.m`, asegúrese de que el archivo está llamando a los archivos creados según la prueba realizada.
- Tomar en cuenta el sentido de giro del motor ya que este puede cambiar la referencia o desfase de los sensores en el sistema.

#### **Nota:**

En caso de necesitar más detalles, revise los comentarios realizados en el código o la documentación de esta tesis.

# 5. Operación

## 5.1 Instrucciones

- **Preparación del equipo:** Instalar los sensores y conectarlos a la tarjeta de adquisición de datos y al programa MATLAB.
- **Colocación de referencia:** Antes de iniciar el proceso de balanceo, marcar un punto de referencia en el rotor. Durante la rotación, esta marca permanecerá estacionaria bajo la luz del sensor fotoeléctrico.
- **Medición inicial:** Hacer girar el rotor a su velocidad normal y ejecutar el script Captura de datos para registrar la magnitud de la vibración debido al desbalance original  $m_o$  en la chumacera utilizando el analizador de vibraciones. Esta magnitud corresponde al vector OA, mientras que su dirección se determina por la posición en la que se observa la marca del sensor fotoeléctrico. Llamar al archivo de datos capturados "mo.mat".
- **Prueba con masa de ensayo:** Detener el rotor y añadir una masa de prueba  $m_e$  en cualquier punto de la cara del disco volante de inercia.
- **Segunda medición:** Reiniciar la rotación del rotor y ejecutar nuevamente el script Captura de datos para registrar la nueva amplitud de vibración generada por  $m_o + m_e$ . Este nuevo valor define el vector OB. Llamar al archivo de datos capturados "me.mat".
- **Cálculo de la masa de balanceo:** Se ejecuta el script de calculo de masa de balance para determinar la masa, en gramos, de balanceo  $m_b$ . Antes de ejecutar el script, debe colocar la posición de la masa de prueba en la variable, posiciónEnsayo y la magnitud de la masa de prueba en la variable  $m_{ensayo}$ .
- **Análisis gráfico:** Se muestra la representación de los vectores OA y OB en una hoja polar y se determina gráficamente el vector AB junto con el ángulo beta, que corresponde a la diferencia angular entre OA y AB.
- **Corrección del desbalance:** Retirar la masa de ensayo  $m_e$  y colocar la masa de balanceo  $m_b$  en una nueva posición. Esta posición se obtiene trasladando la ubicación original de  $m_e$  un ángulo beta en el sentido contrario al movimiento de la marca observada bajo la luz del sensor fotoeléctrico (contraria al giro del motor). Editar en el script Calculo de masa de balance según el sentido de giro.
- **Verificación del balanceo:** Medir el desbalance residual ejecutando nuevamente el script de Captura de datos. Si este supera los valores permisibles según la tabla de tolerancias, repetir el procedimiento hasta alcanzar un balance adecuado. Llamar al archivo "mb.mat".

## 6. Solución a problemas

Durante la instalación y preparación del proyecto se pueden presentar algunos problemas o errores . Presentaremos algunos de los problemas que se han presentado y sus respectivas soluciones.

- En caso de que el chasis no aparezca en el software de NI MAX como conectado, revise las siguientes opciones:
  - a. Revisar que esté encendido el chasis.
  - b. Revisar que el puerto USB de la PC funcione bien.
  - c. Comprobar que aparezca el chasis conectado en el administrador de dispositivos de Windows. En caso de no aparecer ahí, instalar manualmente el driver desde el administrador de dispositivos.
- El módulo digital 9403 se descartó ya que no cuenta con contadores internos y solo puede leer señales digitales bajo demanda. En caso de querer cambiar el módulo digital NI 9435, asegurarse de usar un módulo digital que cuente con las funciones de contador.
- En caso de que MATLAB no reconozca alguno de los módulos colocados en el chasis, revise las siguientes opciones:
  - a. Asegurarse de que los módulos estén bien conectados.
  - b. Revisar que los módulos aparezcan conectados en el software NI MAX.
  - c. En caso de aparecer desconectados en el software NI MAX, diríjase al desplegable a la izquierda, de click derecho en el respectivo módulo y reinicie el módulo.
  - d. En caso de aparecer conectado en el software NI MAX, en el desplegable a la izquierda, de click derecho en el chasis y seleccione refresh para comprobar que estén conectados y luego cierre la aplicación de MATLAB y vuelva a abrirla.

**Manual de usuario  
para proyecto integrador INGE - 2725  
2024 - 2025**

**En caso de dudas, contacte con el docente técnico a cargo del laboratorio de mecatrónica de la universidad Escuela Politécnica Superior del Litoral.**