

Escuela Superior Politécnica del Litoral

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

Desarrollo de un sistema para la detección de fallos en rodamientos de motores
eléctricos
INGE-2525

Proyecto Integrador

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero en Mecatrónica

Presentado por:

Byron José Jiménez Briones

Cesar Bolívar Granja Chávez

Guayaquil - Ecuador

Año: 2024

Dedicatoria

Dedico este proyecto con todo cariño a mi familia, cuyo apoyo constante ha sido mi pilar y mi fortaleza a lo largo de este camino. A mis amigos, en especial a Byron Jiménez, cuya colaboración ha sido esencial para alcanzar esta meta. Este logro es también suyo, reflejo del trabajo en equipo y del esfuerzo conjunto que nos ha unido en cada etapa del proyecto.

César Granja.

Dedicatoria

Es un inmenso placer dedicar este proyecto a quienes han estado incondicionalmente a mi lado. A mi madre, mi padre y mi hermana, quienes han sido mi fuente diaria de inspiración, les expreso mi más profundo agradecimiento. A Dios, por iluminar mi camino en los momentos más difíciles y darme la fuerza necesaria para seguir adelante. Quiero también extender esta dedicatoria a mis compañeros y amigos, en especial a César Granja y Nathaly G., quienes, tanto dentro como fuera de la carrera, me han apoyado y alentado a superar cada desafío de esta etapa de mi vida. Este proyecto es el fruto del esfuerzo compartido de todos los que han hecho posible la realización de este logro.

Byron Jiménez

Agradecimientos

Quiero expresar mi más profundo agradecimiento a mi familia, por su amor y apoyo incondicional, que han sido mi motivación durante todo este proceso. Agradezco enormemente a mi compañero Byron Jiménez, con quien he compartido no solo las responsabilidades sino también los desafíos y los logros de este camino. Mi gratitud es también para el Ph.D. Bryan Puruncajas, al Ph.D. Marcelo Fajardo y al Ing. Gabriel Murillo, cuya guía experta y soporte académico han sido fundamentales para el éxito de nuestro proyecto. Su asesoramiento ha enriquecido significativamente nuestra experiencia y ha sido crucial en la culminación de nuestra investigación.

César Granja.

Agradecimientos

Mi más sincero agradecimiento, principalmente a mis padres, Byron y Sandra, quienes con su amor y apoyo incondicional han sido mi mayor fortaleza, así como a mi hermana Cinthya, por ser una fuente constante de inspiración. A Dios, por darme la fortaleza necesaria para seguir adelante y superar los momentos difíciles. Quiero también agradecer especialmente a César Granja, Katherine J. y a Nathaly G. , quienes han estado tanto en los momentos complicados como en los más felices de esta etapa de mi vida. Sin su apoyo, esto no habría sido posible. Mi gratitud es también para el Ph.D. Bryan Puruncajas y el Ph.D. Marcelo Fajardo, quienes, con su conocimiento, han sido fundamentales para la culminación exitosa de este proyecto.

Byron Jiménez.

Declaración Expresa

Nosotros César Bolívar Granja Chávez y Byron José Jiménez Briones acordamos y reconocemos que:

La titularidad de los derechos patrimoniales de autor (derechos de autor) del proyecto de graduación corresponderá al autor o 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, 22 de mayo del 2024.



César Bolívar Granja
Chávez



Byron José Jiménez
Briones

Evaluadores

Marcelo Fajardo, Ph.D.

Profesor de Materia

Bryan Puruncajas, Ph.D.

Tutor de proyecto

Resumen

El presente proyecto tiene como objetivo desarrollar un sistema para la detección de fallos en los rodamientos de motores eléctricos industriales, mediante el análisis de vibraciones utilizando técnicas de procesamiento de señales. Se planteó como hipótesis que la Densidad Espectral de Potencia (PSD) sería capaz de identificar diferencias significativas entre un rodamiento sano y uno defectuoso. El desarrollo del proyecto incluyó la implementación de un sistema de adquisición de datos utilizando acelerómetros uniaxiales estratégicamente dispuestos en un motor monofásico. Los datos obtenidos fueron procesados en MATLAB® para identificar los picos de frecuencia asociados a los defectos en los rodamientos. Las pruebas experimentales mostraron que el sistema detectó con precisión las anomalías en los rodamientos dañados, observándose mayor dispersión en las frecuencias de picos para rodamientos con daños avanzados. Los resultados obtenidos validan el uso del análisis de PSD como una técnica efectiva para el diagnóstico de fallos en rodamientos. El sistema propuesto mejora la planificación del mantenimiento y permite reducir el tiempo de inactividad de los motores eléctricos, optimizando los costos operativos.

Palabras Clave: Vibración, análisis espectral, rodamientos, motores eléctricos.

Abstract

This project aims to develop a system for detecting failures in industrial electric motor bearings through vibration analysis using signal processing techniques. The hypothesis proposed that Power Spectral Density (PSD) could identify significant differences between a healthy and a faulty bearing. The project development included the implementation of a data acquisition system using uniaxial accelerometers strategically placed on a single-phase motor. The data obtained was processed in MATLAB® to identify frequency peaks associated with bearing defects. Experimental tests showed that the system accurately detected anomalies in damaged bearings, with greater frequency peak dispersion in bearings with advanced damage. The results validate the use of PSD analysis as an effective technique for fault diagnostic in bearings. The proposed system improves maintenance planning and reduces downtime of electric motors, optimizing operational costs.

Keywords: Vibrations, spectral analysis, bearings, electric motors.

Índice general

Resumen.....	I
Abstract.....	II
Índice general.....	III
Abreviaturas.....	VI
Simbología.....	VII
Índice de figuras.....	VIII
Índice de tablas.....	XI
Índice de planos.....	XII
Capítulo 1.....	1
1. Introducción.....	2
1.1 Descripción del problema.....	3
1.2 Justificación del problema.....	4
1.3 Objetivos.....	5
1.3.1 Objetivo general.....	5
1.3.2 Objetivos específicos.....	5
1.4 Marco teórico.....	6
1.4.1 Motores eléctricos industriales.....	6
1.4.2 Fallos presentes en los rodamientos de motores.....	7
1.4.3 Norma de medición y evaluación de vibraciones de máquinas rotativas.....	11
1.4.4 Lugares de medición de vibraciones en máquinas rotativas.....	12
1.4.5 Fundamentos de vibraciones en motores eléctricos (Análisis espectral).....	13
1.4.6 Estado del arte.....	16
Capítulo 2.....	18
2. Metodología.....	19
2.1 Selección de la alternativa de solución.....	19
2.1.1 Alternativas de solución.....	19
2.1.2 Análisis de viabilidad y selección de alternativa.....	21
2.2 Requerimientos de diseño.....	24
2.3 Proceso de diseño.....	25
2.4 Diseño conceptual.....	26
2.5 Diseño Mecánico.....	27
2.5.1 Diseño mecánico de soportes para los sensores y configuración del sistema.....	27

2.5.2	Material y geometría de los soportes	30
2.5.3	Selección de la carga para el motor	32
2.6	Diseño Electrónico.....	34
2.6.1	Puntos críticos de vibración y orientación de los sensores (acelerómetros).....	34
2.6.2	Acelerómetros disponibles y sistema de adquisición de datos.	35
2.6.3	Diagrama electrónico de la arquitectura de la adquisición de datos	35
2.7	Diseño del sistema computacional.....	37
2.7.1	Software de análisis de datos	37
2.7.2	Algoritmo de identificación del fallo en el rodamiento	37
2.7.3	Funcionamiento del algoritmo de identificación del fallo en el rodamiento	38
2.8	Diseño Eléctrico.....	44
2.8.1	Motor seleccionado.....	44
2.8.2	Parámetros eléctricos del motor.....	45
2.8.3	Dispositivos de arranque.....	47
2.8.4	Configuración y ajuste del diagrama de arranque.....	47
2.8.5	Componentes Principales.....	50
2.8.6	Cálculo de la corriente máxima usada por el sistema	50
Capítulo 3	52
3.	Resultados y análisis	53
3.1	Descripción de la prueba experimental.....	53
3.2	Manufactura y adhesión de soporte del acelerómetro al motor monofásico	55
3.3	Banco de pruebas	57
3.4	Prueba de concepto del banco de pruebas.....	59
3.5	Sistema mecánico.....	62
3.6	Sistema eléctrico	65
3.7	Sistema electrónico	67
3.8	Sistema computacional	68
3.8.1	Resultados de pruebas con el rodamiento sano.....	68
3.8.2	Resultados de pruebas con el primer rodamiento dañado.....	78
3.8.3	Resultados de pruebas con el segundo rodamiento dañado	83
3.9	Análisis estadístico de los resultados obtenidos	88
3.9.1	Rodamiento sano.....	89
3.9.2	Primer rodamiento dañado.....	91

3.9.3 Segundo rodamiento dañado.....	93
3.10 Conclusión de análisis estadístico.....	95
3.11 Costos del proyecto.....	96
Capítulo 4.....	98
4. Conclusiones y recomendaciones	99
4.1 Conclusiones	99
4.2 Recomendaciones	100
Referencias.....	101
Apéndices.....	103

Abreviaturas

AC	Corriente alterna
BPFO	Frecuencia de paso de elemento rodante exterior
BPFI	Frecuencia de paso de elemento rodante interior
BSF	Frecuencia de rotación del elemento rodante
CWT	Transformada wavelet continua
DC	Corriente directa
ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
FTF	Frecuencia fundamental de la jaula
ISO	Organización Internacional de Estandarización
MATLAB [®]	Matrix Laboratory
NI	National Instruments
PSD	Densidad espectral de potencia

Simbología

α	Ángulo de contacto del rodamiento
A	Corriente (Amperios)
B	Diámetro del elemento rodante (b_d)
dB/Hz	Decibelios por Hertz (Unidad de densidad espectral de potencia)
f_r	Velocidad del eje de rotación en Hz
g	Aceleración debido a la gravedad (9.80 m/s ²)
Hz	Hertz (Frecuencia)
I_P	Momento de inercia de la polea
I_R	Momento de inercia del rotor
m_P	Masa de la polea
N	Número de elementos rodantes del rodamiento
N-m	Newton-metro (Unidad de torque)
P	Diámetro de paso del rodamiento (p_d)
r_P	Radio de la polea
V	Voltaje

Índice de figuras

Figura 1.1 <i>Proceso de fatiga en rodamientos: inicio y evolución de microfisuras</i>	8
Figura 1.2 <i>Desgaste abrasivo en rodamiento de rodillos a rótula por lubricación deficiente</i> ..	8
Figura 1.3 <i>Corrosión en rodamientos expuestos a elementos químicos y humedad</i>	9
Figura 1.4 <i>Deformación plástica en rodamiento de rodillos cilíndricos por sobrecargas</i>	10
Figura 1.5 <i>Erosión eléctrica en rodamiento: daños por pasaje de corriente</i>	10
Figura 1.6 <i>Frecuencia de fallos en un espectro de frecuencia</i>	15
Figura 2.1 <i>Metodología de diseño</i>	25
Figura 2.2 <i>Esquema conceptual de los soportes de los acelerómetros y el motor</i>	26
Figura 2.3 <i>Plano preliminar de la disposición de componentes</i>	27
Figura 2.4 <i>Ubicación de los sensores en base a la norma ISO 20816-3:2022</i>	28
Figura 2.5 <i>Geometría del soporte (Plano en mm sin escala)</i>	31
Figura 2.6 <i>Posición de rodamientos del motor monofásico escogido</i>	34
Figura 2.7 <i>Diagrama electrónico para la adquisición de datos</i>	36
Figura 2.8 <i>Diagrama de flujo de la explicación y uso del algoritmo</i>	39
Figura 2.9 <i>Pseudocódigo de configuración de sesión NI y DAQ-mx</i>	40
Figura 2.10 <i>Pseudocódigo de cálculo de frecuencias características del rodamiento</i>	41
Figura 2.11 <i>Diagrama de los elementos del rodamiento</i>	41
Figura 2.12 <i>Pseudocódigo de visualización de datos en tiempo real</i>	43
Figura 2.13 <i>Pseudocódigo del análisis de vibraciones y diagnóstico de fallo</i>	43
Figura 2.14 <i>Pseudocódigo de presentación de resultados</i>	44
Figura 2.15 <i>Curva de desempeño en carga del motor escogido</i>	46
Figura 2.16 <i>Diagrama de control y fuerza para el motor monofásico</i>	48
Figura 3.1 <i>Rodamientos 6203 con presencia de fallos</i>	54
Figura 3.2 <i>Diagrama de flujo de la manufactura y adhesión de los soportes</i>	56
Figura 3.3 <i>Modelado del prototipo del banco de pruebas</i>	57
Figura 3.4 <i>Banco de pruebas final</i>	58
Figura 3.5 <i>Banco de pruebas para la prueba de concepto del sistema de detección del fallo en rodamientos</i>	60
Figura 3.6 <i>Configuración de conexiones para el motor 220 V monofásico</i>	60
Figura 3.7 <i>Comprobación de la velocidad constante del motor</i>	61
Figura 3.8 <i>Diagrama de conexión entre hardware y software</i>	62
Figura 3.9 <i>Montaje mecánico</i>	64

Figura 3.10 Banco eléctrico de conexión para la toma de 220V.....	65
Figura 3.11 Parámetros eléctricos medidos en el motor para el rodamiento sano, primer rodamiento dañado y segundo rodamiento dañado.....	66
Figura 3.12 Sistema de adquisición de datos.....	68
Figura 3.13 Datos obtenidos de la lectura de parámetros de aceleración del rodamiento sano en 100 segundos.....	69
Figura 3.14 Datos obtenidos de la lectura de parámetros de aceleración del rodamiento sano en el primer segundo.....	70
Figura 3.15 Señal filtrada de aceleración para el primer segundo.....	71
Figura 3.16 Señal escalada de aceleración para el primer segundo.....	72
Figura 3.17 Señal escalada de aceleración para el intervalo de 100 segundos.....	72
Figura 3.18 Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el Canal 1 del rodamiento sano. ..	74
Figura 3.19 Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el Canal 2 del rodamiento sano. ..	75
Figura 3.20 Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el Canal 3 del rodamiento sano. ..	75
Figura 3.21 Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el Canal 4 del rodamiento sano. ..	76
Figura 3.22 Resultado del análisis de los picos en las frecuencias encontradas en el rodamiento sano.....	78
Figura 3.23 Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el Canal 1 del primer rodamiento dañado.....	79
Figura 3.24 Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el Canal 2 del primer rodamiento dañado.....	80
Figura 3.25 Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el Canal 3 del primer rodamiento dañado.....	80
Figura 3.26 Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el Canal 4 del primer rodamiento dañado.....	81
Figura 3.27 Resultado del análisis de los picos en las frecuencias encontradas en el primer rodamiento dañado del primer experimento.....	83
Figura 3.28 Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el Canal 1 del segundo rodamiento dañado.....	84
Figura 3.29 Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el Canal 2 del segundo rodamiento dañado.....	85
Figura 3.30 Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el Canal 3 del segundo rodamiento dañado.....	85

Figura 3.31 <i>Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el Canal 4 del segundo rodamiento dañado</i>	86
Figura 3.32 <i>Resultado del análisis de los picos en las frecuencias encontradas en el segundo rodamiento dañado del primer experimento</i>	88

Índice de tablas

Tabla 2.1 <i>Comparación de alternativas para la detección de fallos en motores.</i>	20
Tabla 2.2 <i>Definición de los criterios de diseño</i>	21
Tabla 2.3 <i>Criterios de diseño</i>	22
Tabla 2.4 <i>Matriz de decisión de las alternativas de diseño.</i>	23
Tabla 2.5 <i>Requerimiento de diseño.</i>	24
Tabla 2.6 <i>Matriz de decisión para la selección de material para soporte del acelerómetro.</i> .	30
Tabla 2.7 <i>Características de la polea.</i>	33
Tabla 2.8 <i>Especificaciones del motor Truper.</i>	45
Tabla 2.9 <i>Componentes del diagrama de control y fuerza del motor monofásico.</i>	49
Tabla 3.1 <i>Descripción de la simbología de la Figura 3.4.</i>	59
Tabla 3.2 <i>Resultados estadísticos del rodamiento sano de los diez experimentos realizados.</i>	89
Tabla 3.3 <i>Parámetros estadísticos calculados de los picos de frecuencia para el primer rodamiento dañado.</i>	91
Tabla 3.4 <i>Parámetros estadísticos calculados de los picos de frecuencia para el segundo rodamiento dañado.</i>	93
Tabla 3.5 <i>Costos del proyecto.</i>	96

Índice de planos

INGE-2525.001	Diagrama eléctrico.
INGE-2525.002	Diagrama electrónico.
INGE-2525.003	Ensamble del banco de pruebas
INGE-2525.004	Plano de soporte de acelerómetro

Capítulo 1

1. INTRODUCCIÓN

En la industria moderna, los motores eléctricos representan una parte crítica de la maquinaria en sectores como la manufactura, el transporte y la generación de energía. Estos motores son fundamentales para el funcionamiento eficiente y continuo de los procesos productivos, lo que subraya la importancia de mantener su operatividad óptima [1]. Sin embargo, el mantenimiento de estos motores puede ser costoso, especialmente para detectar y reparar algún fallo en componentes como los rodamientos, esenciales para su operación.

El fallo en los rodamientos de los motores eléctricos es una de las principales causas de averías en estas máquinas. Esto se debe a factores como la fatiga del material, la falta de lubricación, o la presencia de contaminantes, los cuales pueden llevar a un fallo tal como la inutilización del motor si no se detectan a tiempo [2]. Tradicionalmente, el monitoreo del estado de los rodamientos se ha realizado mediante inspecciones periódicas preventivas. Sin embargo, estas inspecciones pueden no ser suficientes para prevenir interrupciones no planificadas en la producción.

La detección de un fallo mediante el análisis de vibraciones ofrece una solución viable a este problema. Esta técnica permite identificar anomalías en el funcionamiento del motor, analizando las señales de vibración generadas por el equipo en operación [3]. A pesar de sus beneficios, la implementación de sistemas de monitoreo basados en vibraciones enfrenta desafíos en términos de coste, complejidad y adaptabilidad a diferentes entornos industriales.

En respuesta a estos desafíos, el proyecto propone el desarrollo de un sistema mecatrónico funcional y robusto que integre hardware y software especializado para la detección del fallo en rodamientos de motores eléctricos. Este sistema no solo busca mejorar la precisión y la fiabilidad del diagnóstico del fallo, sino también ofrecer una solución escalable y fácilmente integrable en entornos industriales reales.

1.1 Descripción del problema

En países de Latinoamérica como Ecuador, los motores eléctricos son componentes fundamentales para una amplia variedad de aplicaciones, por lo que la fiabilidad de estos motores es importante para mantener la eficiencia operativa y minimizar los tiempos de inactividad. Sin embargo, uno de los desafíos más significativos es la detección y prevención del fallo en los rodamientos, que representan aproximadamente el 44% de los fallos totales en motores eléctricos industriales [4].

En el ámbito industrial, especialmente en equipos críticos como los motores de gran potencia, los rodamientos suponen desafíos logísticos y financieros considerables. Estos componentes esenciales, que pueden medir varios metros de diámetro, usualmente no están disponibles en inventarios estándar y requieren fabricación bajo pedido [5].

Un fallo en dichos rodamientos no solo puede implicar costos de reemplazo que oscilan entre decenas de miles y más de cien mil dólares, sino también largos tiempos de espera para su adquisición y reemplazo. Este tiempo de espera puede tener un impacto crítico en la producción y operatividad de la maquinaria. Por ejemplo, un rodamiento híbrido de alto rendimiento de menor tamaño puede costar entre 5000 y 30000 dólares, destacando la importancia económica de estos componentes y la necesidad de mantenimiento efectivo para evitar paradas prolongadas y costosas [6].

Los rodamientos están sujetos a condiciones operativas exigentes que pueden llevar a su degradación prematura. Factores como la sobrecarga, la falta de lubricación adecuada, la contaminación y las vibraciones excesivas pueden contribuir al fallo de los rodamientos, afectando la vida útil del motor y causando interrupciones costosas en la producción. Un fallo en los rodamientos puede reducir la vida útil de un motor hasta en un 70% y puede representar hasta un 10% del costo total de mantenimiento [7].

Las técnicas tradicionales de mantenimiento, que a menudo dependen de revisiones periódicas, tienden a detectar problemas demasiado tarde, cuando el daño ya es significativo, lo que resulta en paradas imprevistas y costos elevados de reparación [7]. En este contexto, aunque las revisiones periódicas son importantes, se hace necesario complementar estos métodos con tecnologías avanzadas de monitoreo y diagnóstico de fallos que permitan un mantenimiento más preciso.

Es así como esta tesis se centra en desarrollar y validar un sistema de detección del fallo en motores eléctricos basado en el análisis de vibraciones, para integrarlo en las operaciones del Laboratorio de Mecatrónica (cliente), que servirá como entorno de prueba inicial. Este laboratorio, asociado con una reconocida institución de educación y tecnología de Ecuador, ha facilitado el acceso a los recursos y la infraestructura necesaria para llevar a cabo este proyecto.

1.2 Justificación del problema

El desarrollo de un sistema de detección del fallo en rodamientos mediante análisis de vibraciones es importante debido a su potencial para transformar el enfoque tradicional de mantenimiento en la industria. Frente a métodos convencionales como el mantenimiento correctivo o revisiones periódicas, que suelen ser económicamente ineficientes [3]. Este sistema promete un enfoque dinámico, permitiendo acciones de diagnóstico, monitoreo y mantenimiento ante la presencia de un fallo que pueden evitar costosas reparaciones y paradas de producción no planificadas.

Los métodos tradicionales de mantenimiento, como las inspecciones periódicas y los reemplazos programados, a menudo no detectan problemas a tiempo. Así, como un fallo en los rodamientos no intervenido oportunamente disminuye la eficiencia operativa del motor y puede causar un consumo energético mayor y desgaste de otras partes mecánicas [1]. Este incremento en el mantenimiento y la energía necesaria representa un costo considerable para las industrias, que podría evitarse mediante técnicas más avanzadas del monitoreo de condición.

El uso de tecnologías como el análisis de vibraciones para el monitoreo en tiempo real de los rodamientos ofrece una respuesta rápida y precisa. Dicha tecnología permite detectar un fallo crítico en el rodamiento, facilitando intervenciones precisas y oportunas, fundamentales en términos monetarios y en la reducción del impacto ambiental por mal uso de recursos [8].

Por lo tanto, la justificación de desarrollar e implementar un sistema de detección del fallo basado en análisis de vibraciones es clara. No solo mejora la confiabilidad y eficiencia de los motores eléctricos en aplicaciones industriales críticas, sino que también representa un avance significativo en las prácticas de mantenimiento, ofreciendo ahorros considerables en costos y mejorando la seguridad general de las operaciones industriales.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general

Implementar un sistema mecatrónico que use análisis de vibraciones para detectar en tiempo real un fallo en los rodamientos de un motor eléctrico industrial mediante acelerómetros.

1.3.2 Objetivos específicos

1. Desarrollar el sistema de adquisición de datos y el montaje mecánico para la instalación de acelerómetros en un motor eléctrico, asegurando precisión y estabilidad en la captura de datos.
2. Diseñar un algoritmo de análisis de vibraciones para detectar un fallo en los rodamientos, integrando técnicas de procesamiento de señales y filtrado.
3. Efectuar un análisis de rendimiento del sistema diseñado mediante pruebas experimentales en un motor eléctrico industrial, recopilando y evaluando los datos de vibración para la detección del fallo en los rodamientos.

1.4 Marco teórico

El sector industrial depende en gran medida de la fiabilidad y eficiencia de los motores eléctricos. Con ello, surgen nuevas tecnologías para mejorar y mantener la operatividad de estos sistemas, permitiendo un aumento en la eficiencia operativa y la reducción del fallo mecánicos. El marco teórico presentado a continuación proporciona una comprensión de los componentes y métodos implicados en la detección del fallo de rodamientos en motores eléctricos, destacando cada conjunto de técnicas y proceso, desde los fundamentos del motor y el análisis de vibraciones hasta las tecnologías de sensores y software necesarios.

1.4.1 Motores eléctricos industriales

Los motores industriales generalmente del tipo monofásicos y trifásicos desempeñan roles clave en la conversión de energía eléctrica en energía mecánica, pero sus principios de operación y aplicaciones presentan notables diferencias. Los motores monofásicos, a diferencia de los trifásicos, requieren un sistema auxiliar, como un capacitor de arranque o un devanado adicional, para iniciar el movimiento rotativo del rotor. Esto se debe a la ausencia de un campo magnético rotatorio inicial, lo que los obliga a depender de estos sistemas auxiliares para generar el par de arranque necesario. En cambio, los motores trifásicos generan un campo magnético giratorio continuo de manera inherente, gracias a la disposición de sus bobinas alimentadas por tres fases de corriente alterna, lo que elimina la necesidad de componentes adicionales para el arranque y mejora su eficiencia operativa.

Desde una perspectiva de aplicación, los motores monofásicos son comúnmente utilizados en entornos industriales y comerciales donde la demanda de potencia es menor y se busca simplicidad y facilidad de mantenimiento.

Estos motores, que operan con una sola fase de corriente alternan, son ideales para equipos que no requieren grandes niveles de potencia, como herramientas eléctricas,

electrodomésticos, ventiladores, y bombas de agua. Su diseño simple los hace más accesibles y económicos, pero esta simplicidad también puede ser un factor limitante. Por ejemplo, los motores monofásicos son más susceptibles a ciertos tipos de fallos, como el desgaste prematuro de rodamientos y problemas relacionados con el arranque, en comparación con los motores trifásicos.

Su diseño simple los hace más accesibles y económicos, pero esta simplicidad también puede ser un factor limitante. Por ejemplo, los motores monofásicos son más susceptibles a ciertos tipos de fallos, como el desgaste prematuro de rodamientos y problemas relacionados con el arranque, en comparación con los motores trifásicos. Los motores trifásicos, por su diseño más complejo y equilibrado, ofrecen una mayor robustez y fiabilidad, especialmente en aplicaciones industriales que requieren un funcionamiento continuo y una mayor capacidad de carga. Además, la eficiencia energética y el rendimiento constante de los motores trifásicos en comparación con los monofásicos los hace más adecuados para aplicaciones de alta potencia y procesos industriales pesados, donde la fiabilidad y el mantenimiento reducido son críticos [9].

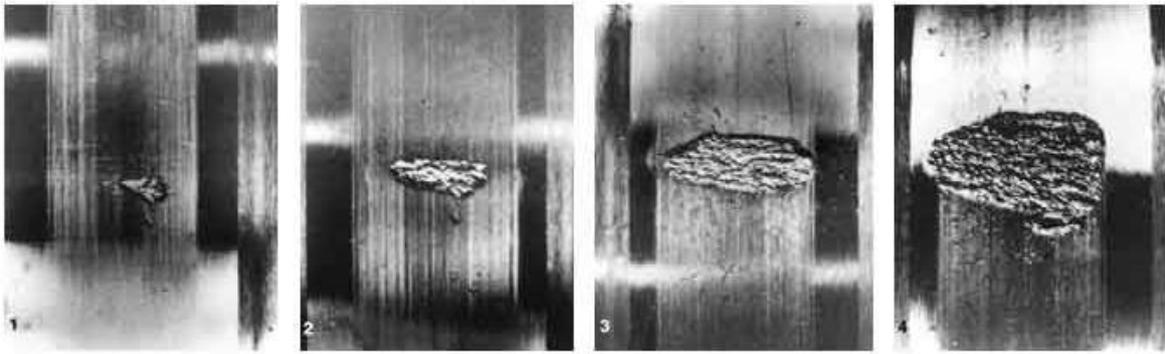
1.4.2 Fallos presentes en los rodamientos de motores

Los rodamientos son componentes críticos en motores eléctricos, permitiendo el movimiento rotacional con fricción mínima. Sin embargo, están expuestos a condiciones adversas que pueden llevar a fallos [7] tales como:

Fatiga del material. Resulta de tensiones cíclicas que causan microfisuras en el material del rodamiento.

Figura 1.1

Proceso de fatiga en rodamientos: inicio y evolución de microfisuras [4]

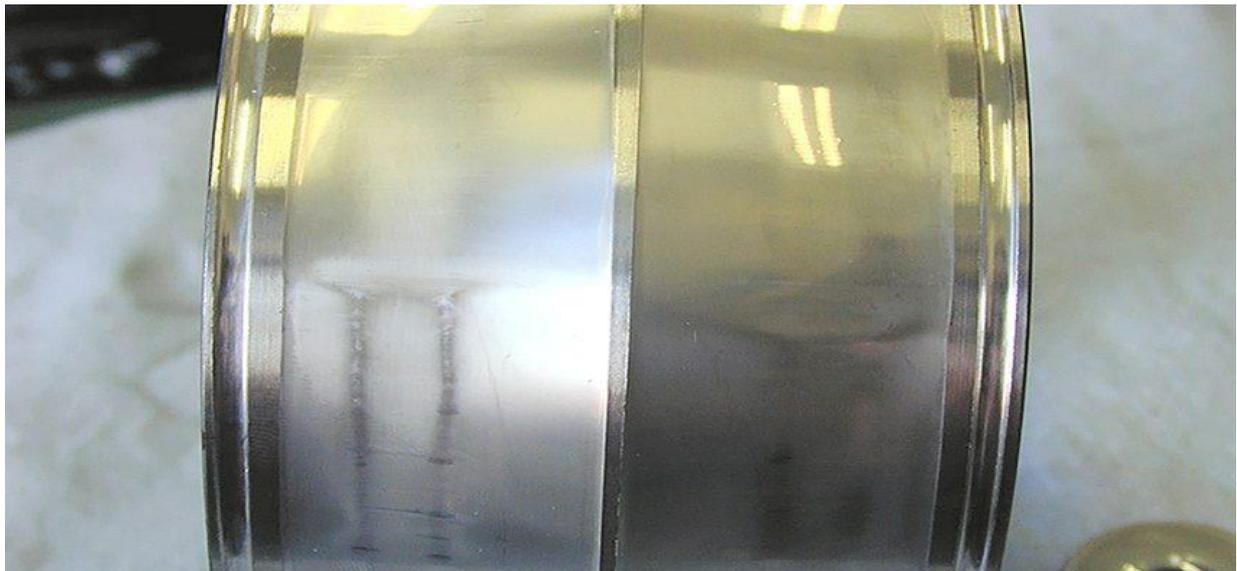


Nota: Evolución de los daños por fatiga en las superficies de contacto de los rodamientos rodantes.

Desgaste. Puede ser abrasivo o adhesivo, causado por partículas contaminantes o lubricación inadecuada.

Figura 1.2

Desgaste abrasivo en rodamiento de rodillos a rótula por lubricación deficiente [4]



Nota: Ejemplo de desgaste abrasivo en la superficie interna de un rodamiento de rodillos a rótula, resultado de una lubricación insuficiente y la existencia de partículas abrasivas.

Corrosión. Debido a la humedad o contaminantes químicos.

Figura 1.3

Corrosión en rodamientos expuestos a elementos químicos y humedad [4]

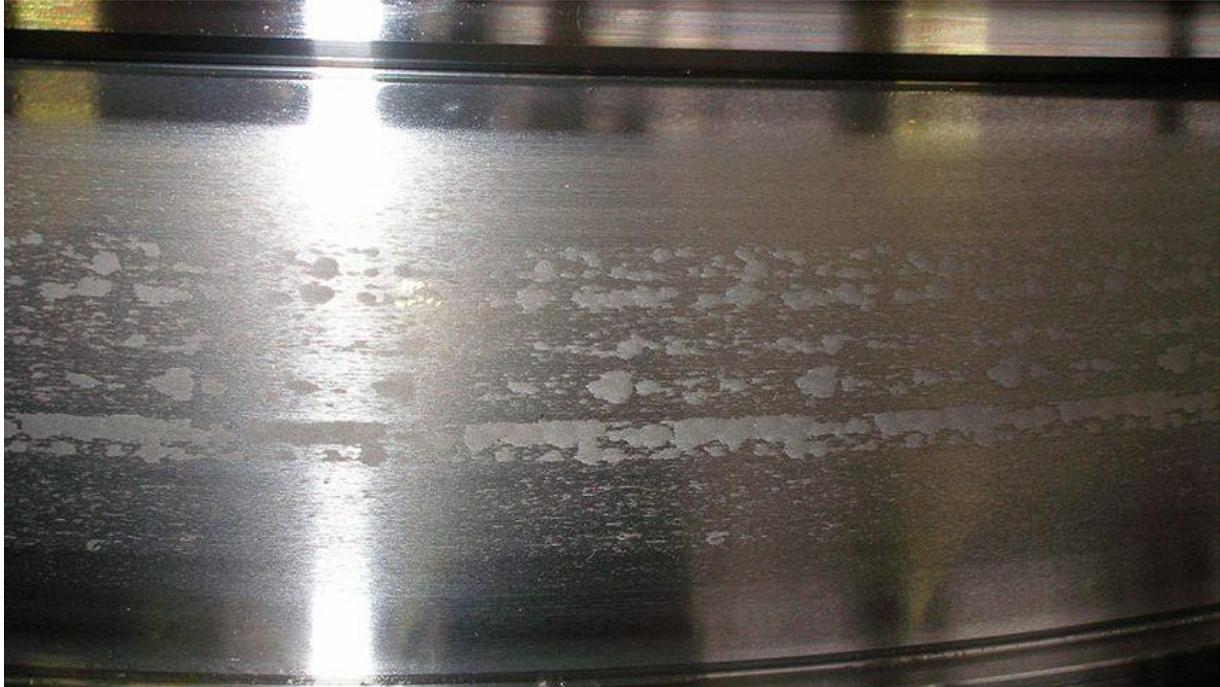


Nota: Corrosión blanca por ataque ácido producida por fatiga por contacto rodante, (a) maquinaria para papel, (b) compresores, (c) etapas de baja velocidad y (d) alta velocidad en cajas de engranajes de turbinas eólicas.

Deformación plástica. Causada por sobrecargas o impactos.

Figura 1.4

Deformación plástica en rodamiento de rodillos cilíndricos por sobrecargas[4]

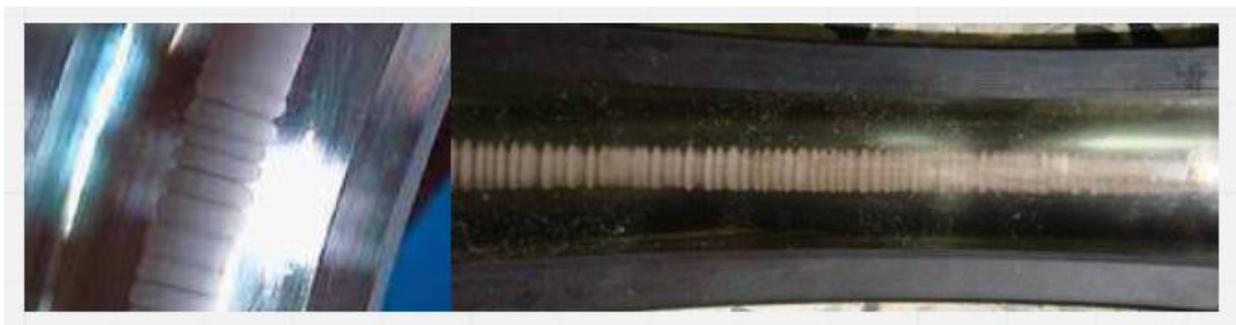


Nota: Ejemplo de deformación en la superficie con franjas descascaradas a lo largo de la pista de rodadura, producidas por un desgaste irregular en el aro interior de un rodamiento de rodillos cilíndricos.

Erosión eléctrica. Ocurre cuando hay una corriente eléctrica que pasa a través del rodamiento, creando cráteres y daños superficiales.

Figura 1.5

Erosión eléctrica en rodamiento: daños por pasaje de corriente [4]



Nota: Erosión eléctrica en la banda de rodadura de un rodamiento.

Observación: Esta tesis se centrará exclusivamente en detectar la presencia de un fallo en el componente del rodamiento, sin entrar en detalles sobre el tipo de daño subyacente. Es decir, el enfoque principal será determinar si el rodamiento está funcionando correctamente o si presenta alguna anomalía, sin identificar específicamente la naturaleza del daño, como desgaste, corrosión, deformación plástica o erosión eléctrica.

1.4.3 Norma de medición y evaluación de vibraciones de máquinas rotativas

La norma ISO 20816-3:2022 establece los criterios y procedimientos para la medición y evaluación de las vibraciones mecánicas en maquinaria industrial acoplada con velocidades de operación entre 120 RPM y 30000 RPM. Este estándar proporciona una guía integral para asegurar que las vibraciones se mantengan dentro de límites aceptables, evitando así daños a la maquinaria y garantizando su operación segura y eficiente [11].

La norma detalla los procedimientos de medición y el equipo necesario para llevar a cabo estas evaluaciones. Algunos de los puntos que se incluyen son:

Ubicación de las medidas. Las mediciones se realizan en partes no giratorias y giratorias de la maquinaria [11], asegurando que los puntos de medición representen adecuadamente la vibración del componente evaluado.

Equipos de medición. Se especifica el uso de transductores no contactantes para mediciones en partes giratorias y acelerómetros para partes no giratorias, los cuales pueden ser del tipo uniaxial, biaxial o triaxial de acuerdo con la configuración seleccionada.

Condiciones operativas. Las mediciones deben realizarse cuando la máquina esté en condiciones operativas normales, asegurando que los resultados sean representativos del comportamiento típico de la máquina.

La norma ISO 20816-3:2022 especifica estrictamente que las mediciones deben hacerse in situ, bajo condiciones de operación, esto incluye realizar las mediciones cuando el rotor y

los cojinetes hayan alcanzado sus temperaturas normales y la máquina esté funcionando a velocidad, voltaje, y carga típica especificadas por el fabricante del motor [11].

1.4.4 Lugares de medición de vibraciones en máquinas rotativas

La norma ISO 20816-3:2022 establece que, para asegurar una evaluación precisa de las vibraciones en las partes no giratorias de máquinas rotativas, los siguientes son los lugares típicos donde se deben colocar los sensores de vibración [11]:

Carcasa del motor. Medir las vibraciones en la carcasa puede ayudar a detectar vibraciones transmitidas desde el rotor y otras partes giratorias. Es útil para identificar problemas estructurales o de montaje.

Soportes de cojinetes. Ubicar sensores en los soportes de los cojinetes es importante, ya que estos componentes son críticos para el funcionamiento del motor y están directamente influenciados por las condiciones de operación del rotor.

Estructura de montaje. Puede proporcionar información sobre cómo las vibraciones se transmiten por el sistema, es útil para identificar resonancias y otros problemas dinámicos.

En este caso, las mediciones cerca de los cojinetes son más sensibles a las vibraciones generadas por algún fallo local, como fisuras o desgastes en las pistas del rodamiento. Esto permite una detección más precisa y específica de los problemas. En paralelo, las mediciones obtenidas con acelerómetros uniaxiales también pueden hacerse en diferentes zonas ortogonales de la carcasa del motor u otras partes estructurales que reaccionen a las fuerzas dinámicas transferidas desde los componentes giratorios en las áreas de los cojinetes [12], describiendo así la vibración global de la máquina rotativa.

1.4.5 Fundamentos de vibraciones en motores eléctricos (Análisis espectral)

El análisis espectral de vibraciones es una técnica esencial para diagnosticar el estado de los motores eléctricos. Este método se basa en la descomposición de las señales de vibración en sus componentes frecuenciales, permitiendo la identificación de anomalías específicas asociadas con un fallo en los rodamientos [13]. Las frecuencias que pueden analizarse en este sentido son:

Frecuencia fundamental y armónicas. Se identifican la frecuencia fundamental, que está relacionada directamente con la velocidad de rotación del motor, y sus armónicas. Un aumento en la amplitud de estas frecuencias puede ser indicativo de problemas como el desequilibrio o la desalineación del motor [14].

Frecuencias características del fallo en rodamientos. Para diagnosticar un fallo en los rodamientos, se monitorean frecuencias específicas conocidas como frecuencias características del fallo [14]. Las cuales dependen de la velocidad del eje de rotación f_r en Hz, el número de elementos rodantes del rodamiento N , el diámetro del elemento rodante B , el diámetro de paso del rodamiento P y el ángulo de contacto del rodamiento α . Entre ellas se incluye:

BPFO (Frecuencia de paso de bola en la pista externa). La frecuencia f_o indica defectos en la pista externa del rodamiento. Su ecuación viene dada por:

$$BPFO = f_o = N \frac{f_r}{2} \left(1 - \frac{B}{P} \cos(\alpha) \right) \quad (1.1)$$

BPFI (Frecuencia de paso de bola en la pista interna). La frecuencia f_i señala defectos en la pista interna del rodamiento. Su ecuación viene dada por:

$$BPFI = f_i = N \frac{f_r}{2} \left(1 + \frac{B}{P} \cos(\alpha) \right) \quad (1.2)$$

BSF (Frecuencia de giro de la bola). La frecuencia f_s se asocia con un fallo en las bolas del rodamiento. Su ecuación viene dada por:

$$BSF = f_s = \left(\frac{P}{B}\right) \frac{f_r}{2} \left(1 - \left(\frac{B}{P}\right)^2 \cos^2(\alpha)\right) \quad (1.3)$$

FTF (Frecuencia de paso de jaula). La frecuencia f_c está relacionada con un fallo en la jaula del rodamiento. Su ecuación viene dada por:

$$FTF = f_c = \frac{f_r}{2} \left(1 - \frac{B}{P} \cos(\alpha)\right) \quad (1.4)$$

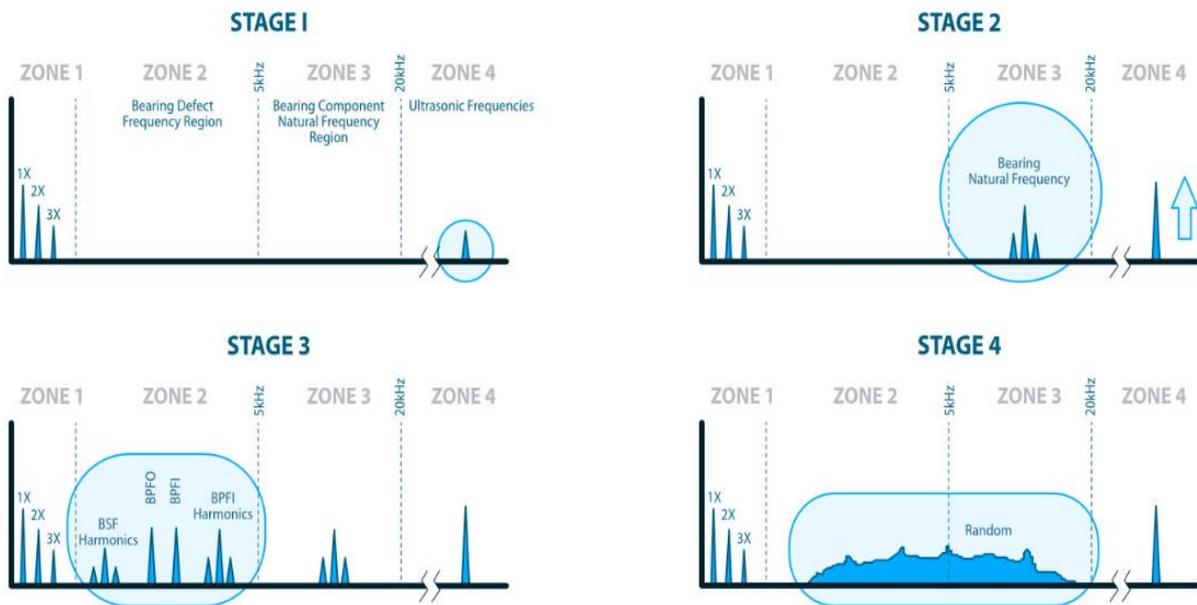
Las anteriores frecuencias de las ecuaciones (1.1), (1.2), (1.3) y (1.4) se calculan en función de las características geométricas del rodamiento y la velocidad de rotación del motor, proporcionando indicadores precisos sobre el estado de los rodamientos.

Un ejemplo del análisis de frecuencias en rodamientos es su clasificación por etapas según el nivel de daño, como se muestra en la Figura 1.6, en la Etapa I y II, los defectos iniciales en los rodamientos solo son detectables mediante técnicas de alta frecuencia, que operan en el rango de 20 a 40 kHz, correspondiente a frecuencias de ultrasonido.

Cuando el defecto progresa a la Etapa III, los patrones de fallo más evidentes emergen en el espectro de baja frecuencia, generalmente por debajo de 5 kHz, donde los armónicos específicos pueden señalar fallos en las pistas interior, exterior del rodamiento, así como fallos en los elementos rodantes y deterioros en la jaula del rodamiento. Finalmente, en la Etapa IV, aunque la energía de alta frecuencia comienza a disminuir debido al desgaste avanzado, las vibraciones de baja frecuencia aumentan significativamente, indicando un deterioro crítico que precede al fallo total del rodamiento [12].

Figura 1.6

Frecuencia de fallos en un espectro de frecuencia por etapas de deterioro [10]



Nota. Esta imagen representa un espectro de frecuencia típico para la detección del fallo en un rodamiento de acuerdo con la etapa del daño presente.

En este contexto, los picos en la Figura 1.6, indican frecuencias con una potencia vibracional significativamente mayor que el nivel de referencia establecido. Esto se puede visualizar mediante la amplitud, la cual corresponde a la magnitud de la potencia vibracional detectada en función de la frecuencia, y se representa como la altura de los picos en el espectro de frecuencias. Generalmente, se considera que si los picos de amplitud son en magnitud a 25 dB/Hz o 30 dB/Hz [10], entonces estos son indicativos de anomalías o fallos en los componentes evaluados. Estos niveles de referencia representan umbrales críticos por encima de los cuales las vibraciones son consideradas inusuales o problemáticas.

1.4.6 Estado del arte

Técnicas avanzadas de análisis y procesamiento de datos.

Entre las técnicas avanzadas de análisis se encuentra el análisis de Densidad Espectral de Potencia (PSD), que mide la potencia de las vibraciones distribuidas en función de la frecuencia. La PSD permite identificar y cuantificar las frecuencias que corresponden al fallo en los rodamientos y otros componentes del motor, proporcionando una representación detallada de cómo la energía de la señal se distribuye a través de diferentes frecuencias [15].

Posteriormente, se aplica la Transformada de Fourier para obtener el espectro de frecuencias de la señal preprocesada. La PSD se calcula a partir de este espectro utilizando métodos como Welch, Período-grama o máxima entropía [16]. Luego, se realiza un análisis de frecuencias para identificar y cuantificar frecuencias específicas que permiten detectar el fallo.

Por lo cual, este método facilita la detección de patrones anómalos y permite una evaluación precisa de la condición del motor. Dentro de este contexto, Ribeiro y Areias demostraron que el análisis de PSD es eficaz para detectar y clasificar condiciones de operación anómalas, incluyendo desbalance, holgura mecánica y el fallo en rodamientos [13]. Además, confirmaron la utilidad del PSD en el mantenimiento predictivo y en la toma de decisiones de mantenimiento.

Otra técnica avanzada es el filtrado de wavelet, que permite descomponer la señal de vibración en componentes de tiempo-frecuencia. A diferencia de la Transformada de Fourier, el análisis de wavelet captura la información temporal y frecuencial, muy útil para detectar transitorios y eventos cortos, e impactos o fallos incipientes en los rodamientos [17].

El procedimiento general para el filtrado de wavelet incluye varios pasos importantes. Primero, se capturan las señales de vibración mediante sensores. Estas señales adquiridas se filtran para eliminar el ruido y las interferencias no deseadas, utilizando filtros pasa-banda para centrarse en las frecuencias de interés [18]. Luego, se aplica la Transformada Wavelet Continua (CWT) a la señal preprocesada, descomponiéndola en componentes de tiempo-frecuencia. Asimismo, se aíslan las características temporales importantes en la señal, mejorando la capacidad de detectar eventos o fallos específicos. Y como último paso, se evalúan los resultados del filtrado de wavelet para valorar el estado del sistema y detectar cualquier comportamiento anómalo.

En síntesis, la PSD se destaca por su capacidad para ofrecer una representación precisa de cómo se distribuye la energía de vibración en función de la frecuencia, facilitando la identificación de frecuencias específicas asociadas con fallos en rodamientos y otros componentes del motor. Debido a su capacidad para revelar picos en la distribución espectral, la PSD permite detectar patrones anómalos y evaluar el estado de un motor con gran precisión. Además, la eficiencia computacional de la PSD, al utilizar métodos como Welch y Períodograma, permite procesar grandes volúmenes de datos rápidamente, lo que resulta en un análisis continuo y efectivo sin requerir recursos computacionales extensivos [13].

Capítulo 2

2. METODOLOGÍA

En este capítulo se explica el procedimiento usado para realizar el proyecto, cumpliendo con los objetivos planteados. Se detallan los pasos seguidos desde la selección de la alternativa de acuerdo con los requerimientos del cliente, funcionalidad y capacidad, pasando por la identificación de los parámetros de diseño, hasta llegar a la selección de los elementos mecánicos, electrónicos-eléctricos y de programación.

2.1 Selección de la alternativa de solución

La selección de la alternativa de solución es un paso crítico que determina la efectividad y viabilidad del proyecto. Este proceso comenzó con una evaluación de la tecnología disponible y las necesidades específicas del cliente.

2.1.1 Alternativas de solución

El primer paso en la selección de la alternativa de solución fue realizar una revisión detallada de la tecnología de monitoreo disponible por el cliente, así como las posibles configuraciones.

Análisis de la complejidad del sistema. Se analizó la complejidad del sistema, considerando diversos aspectos. Esto incluyó evaluar la cantidad y tipo de acelerómetros necesarios para cada configuración propuesta y las diferencias en la configuración de los motores, y cómo estos afectan la complejidad de la instalación y operación del sistema de monitoreo de vibraciones.

Estudios de caso y aplicaciones prácticas. Se investigaron estudios de caso y aplicaciones prácticas de las tecnologías existentes tales como las presentadas anteriormente en el Capítulo 1. Además, se tomó en cuenta la tecnología disponible por el cliente para adaptar adecuadamente las alternativas a sus capacidades y necesidades específicas.

Así, a partir de la problemática descrita, se presentan tres alternativas de solución para detectar el fallo en rodamientos de motores eléctricos. Estas alternativas se detallan en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1

Comparación de alternativas para la detección de fallos en motores

Alternativa	Descripción
1	Uso de acelerómetros uniaxiales para el análisis de vibraciones de los rodamientos en un motor monofásico con 4 acelerómetros.
2	Uso de acelerómetros uniaxiales para el análisis de vibraciones de los rodamientos en un motor trifásico con 2 acelerómetros.
3	Uso de un único acelerómetro uniaxial para el análisis de vibraciones de los rodamientos en un motor DC.

Nota. Esta tabla compara diferentes alternativas para el proyecto. Cada alternativa presenta una configuración diferente en términos de tipo de motor y número de acelerómetros utilizados.

2.1.2 Análisis de viabilidad y selección de alternativa

Una vez identificadas las alternativas, se realizó un análisis de viabilidad técnica y económica. Este análisis incluyó:

Evaluación de costos. Se calcularon los costos asociados con cada alternativa, incluyendo los costos iniciales de adquisición de equipos, costos de instalación y costos de mantenimiento. Se compararon estos costos con el presupuesto disponible para el proyecto.

Estudio de viabilidad técnica. Se identificaron los posibles riesgos asociados con cada alternativa, como la obsolescencia tecnológica, la falta de soporte técnico y la complejidad de integración.

De esta forma para poder seleccionar la alternativa según los requisitos del cliente, se hizo un análisis con los criterios de diseño detallados en la siguiente Tabla 2.2.

Tabla 2.2

Definición de los criterios de diseño

Criterio	Descripción
Disponibilidad de componentes	El sistema debe ser construido con piezas y elementos disponibles en el mercado nacional.
Facilidad de uso	El sistema debe ser fácil de operar y mantener por los usuarios.
Costo	Se deben minimizar los costos del proyecto sin afectar su funcionalidad.
Precisión	El sistema debe proporcionar una detección precisa y confiable de los fallos en los rodamientos.
Robustez	El sistema debe ser robusto y capaz de operar en entornos industriales adversos.
Seguridad	El sistema debe ser seguro para los operarios y minimizar el riesgo de accidentes.

Nota. Esta tabla describe los criterios de diseño esenciales para el proyecto, asegurando así que el sistema sea efectivo, económico y seguro para su implementación en entornos industriales.

De forma paralela, Tabla 2.3 presenta los resultados del análisis llevado a cabo para determinar la prioridad y el peso asignados a cada criterio al seleccionar entre las tres alternativas propuestas mediante el método de comparación por pares con $\Sigma +1$. La prioridad de los criterios se ha establecido de la siguiente manera: en primer lugar, se encuentra la precisión y el costo, seguida por la robustez y la seguridad, las cuales tienen la misma importancia. Posteriormente, se ubican la facilidad de uso y la disponibilidad de componentes, que también comparten el mismo nivel de prioridad.

Tabla 2.3

Criterios de diseño

Criterio	Disponibilidad de componentes	Facilidad de uso	Costo	Precisión	Robustez	Seguridad	$\Sigma+1$	Ponderación
Disponibilidad de componentes	-	0	0	1	1	1	4	0.14
Facilidad de uso	1	-	0	0	1	0.5	3.5	0.12
Costo	1	1	-	1	1	0.5	5.5	0.19
Precisión	1	1	1	-	1	1	6	0.20
Robustez	1	1	0.5	1	-	0.5	5	0.17
Seguridad	1	1	1	0.5	1	-	5.5	0.19
Suma							29.5	

Nota. Esta tabla evalúa y pondera los criterios de diseño del proyecto, la ponderación ayuda a determinar la importancia relativa de cada criterio en el diseño del sistema.

Finalmente, tras establecer los criterios de diseño, se analizó cada alternativa según dichos criterios. En la matriz de decisión de la Tabla 2.4 se determinó cual alternativa satisface los requisitos de solución planteados.

Tabla 2.4*Matriz de decisión de las alternativas de diseño*

Criterio/Alternativa	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Disponibilidad de Componentes	0.06	0.03	0.04
Facilidad de Uso	0.06	0.08	0.05
Costo	0.04	0.02	0.03
Precisión	0.05	0.03	0.03
Robustez	0.03	0.02	0.03
Seguridad	0.04	0.08	0.04
Suma:	0.54	0.51	0.44

Nota. Esta tabla muestra la matriz de decisión de las alternativas de diseño para determinar cuál alternativa satisface mejor los requisitos planteados.

En este caso la Alternativa 1, que implica usar 4 acelerómetros uniaxiales para analizar vibraciones en motores monofásicos, se fundamenta en un análisis detallado de ingeniería que considera aspectos críticos. Esta configuración dado el número de acelerómetros cubre locaciones de medición importantes para analizar el estado de los rodamientos, sustancial para detectar con precisión el fallo en el rodamiento.

Desde una perspectiva técnica, una distribución estratégica de varios sensores maximiza la capacidad de monitorización, proporcionando datos puntuales que facilitan diagnósticos fidedignos para el mantenimiento preventivo del motor eléctrico. Aunque requiere una inversión inicial más elevada y una instalación más compleja, esta alternativa ofrece beneficios significativos en términos de fiabilidad operativa, reducción de costos asociados a fallos inesperados, y mejora en la seguridad y eficiencia global del equipo industrial.

2.2 Requerimientos de diseño

En esta sección se resumen los principales requerimientos de diseño identificados considerando las expectativas del cliente y las especificaciones técnicas para el proyecto, esta información se muestra en la Tabla 2.5.

Tabla 2.5

Requerimiento de diseño

Requerimiento	Descripción
Rango de frecuencia	El sistema debe medir vibraciones en un rango amplio de frecuencias, de 2 Hz a 20 kHz.
Amplitud de vibración	Detectar vibraciones de baja y alta amplitud de acuerdo con la sensibilidad de 100mV/g.
Resolución y precisión	Módulo de adquisición con resolución de al menos 24 bits para el ADC, con 4 canales de entrada y precisión de ± 0.3 dB.
Velocidad de muestreo	Muestreo mínimo de 40 kS/s para cumplir con el teorema de Nyquist a la máxima frecuencia de 20 kHz.
Mecanizado del soporte	Soportes diseñados para minimizar vibraciones adicionales del motor eléctrico, con tolerancias de ± 1 mm.
Protección eléctrica	Dispositivos de protección para corrientes de hasta 10 A y protección contra sobretensiones de hasta 350 V.
Compatibilidad del hardware con software de análisis	Integración del hardware con el software de análisis de datos para procesamiento y diagnóstico.
Algoritmo de procesamiento	Desarrollo del algoritmo para el análisis de datos con una buena precisión en la detección del fallo en el rodamiento.

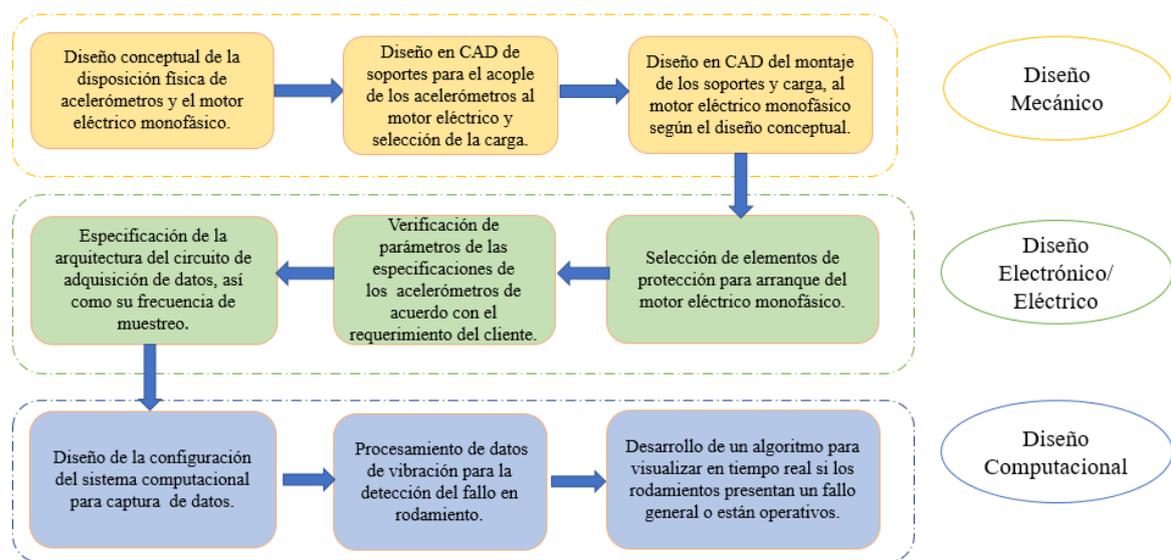
Nota. Esta tabla detalla los requerimientos para un sistema de detección del fallo en rodamientos, incluyendo rango amplio de frecuencia, alta precisión y compatibilidad con software de análisis.

2.3 Proceso de diseño

Para la ejecución de la solución de la alternativa seleccionada se requirió un proceso minucioso que involucró diversas etapas de diseño y sus correspondientes áreas de trabajo. El diagrama de flujo en la Figura 2.1 ilustra la metodología empleada, para cumplir satisfactoriamente con los requerimientos del cliente.

Figura 2.1

Metodología de diseño



Nota. El diagrama de flujo de la figura ilustra el proceso de diseño mecatrónico realizado para esquematizar la metodología de la solución seleccionada.

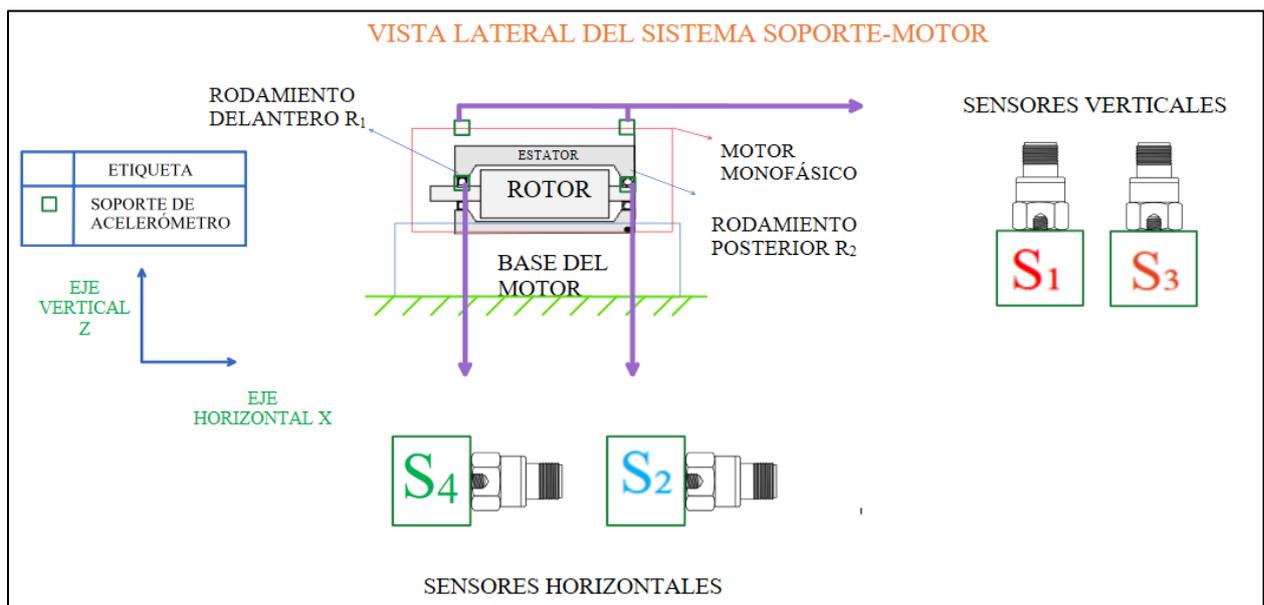
El diagrama anterior describe un proceso detallado para desarrollar un sistema mecatrónico de análisis de vibraciones en un motor eléctrico monofásico, considerando el diseño mecánico y electrónico-eléctrico, y el desarrollo de algoritmos de detección del fallo del rodamiento. Cada etapa se enfoca en resolver de manera eficiente los desafíos específicos relacionados con la detección y análisis del fallo para su posterior integración y validación en el CAPÍTULO 3.

2.4 Diseño conceptual

El diseño conceptual es una fase importante que establece la base para el desarrollo detallado del sistema. En esta etapa, se muestra un concepto inicial del sistema motor-soporte. Este esquema sirvió como una guía visual y conceptual para el diseño detallado de la parte mecánica.

Figura 2.2

Esquema conceptual de los soportes de los acelerómetros y el motor



Nota. La figura ilustra un esquema conceptual preliminar de los soportes de los acelerómetros y el motor.

La Figura 2.2 ilustra un esquema conceptual de un sistema de montaje diseñado para un motor y un par de acelerómetros en cada eje, para radial vertical (S₁, S₃) y para el radial horizontal (S₂, S₄). En el esquema, se distinguen los componentes esenciales del sistema. El motor eléctrico se representa con los soportes donde se colocarán un par de acelerómetros por cada zona: delantera y posterior del chasis del motor, correspondientes a la dirección en la que se medirán vibración radial horizontal y vertical, permitiendo señalar la orientación de estos sensores.

El motor eléctrico está montado en una base horizontal que proporciona estabilidad y alineación correcta. Posteriormente, para fijar los acelerómetros a su respectivo soporte, este deberá contar con un orificio de montaje roscado en su parte inferior. Este orificio permitirá la sujeción segura del acelerómetro al chasis, asegurando que el conjunto permanezca estable durante el funcionamiento y la toma de mediciones.

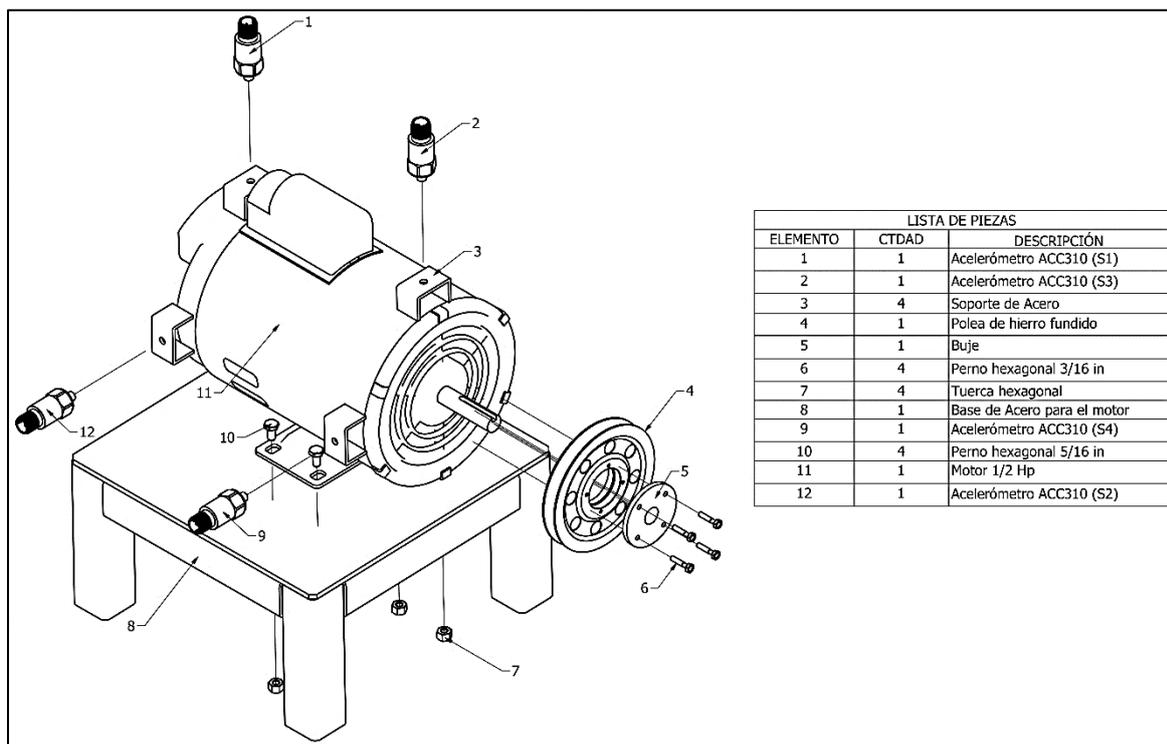
2.5 Diseño Mecánico

2.5.1 Diseño mecánico de soportes para los sensores y configuración del sistema.

Se dibujó un plano preliminar de la disposición de los componentes en una vista explotada, incluyendo la ubicación de los sensores con sus respectivos soportes en el motor. El plano mostrado a continuación facilita la planificación del montaje y la integración de los componentes.

Figura 2.3

Plano preliminar de la disposición de componentes



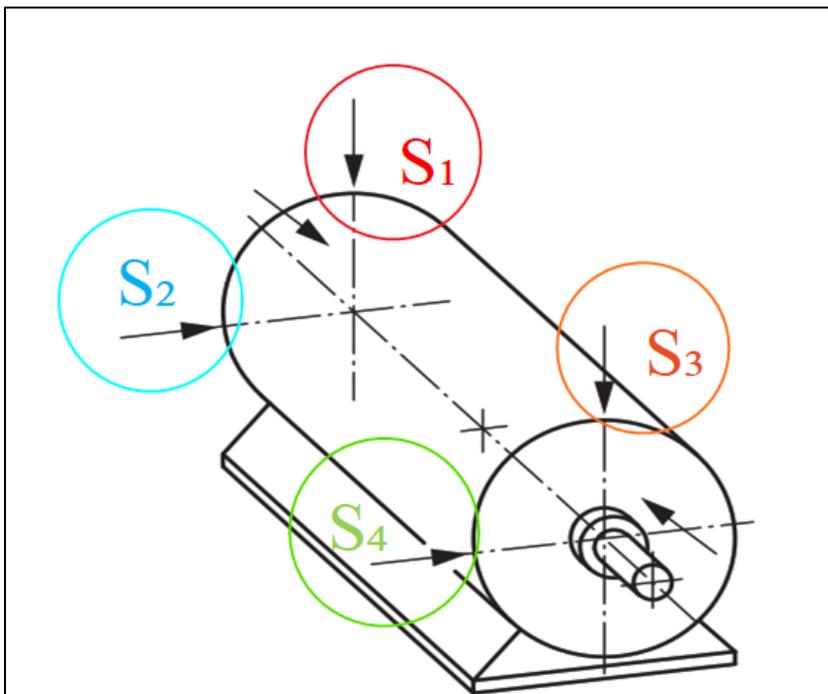
Nota. La figura que se presenta es un plano en una vista explotada, lo que proporciona la visualización de la ubicación de cada componente.

El plano anterior se desarrolló a partir de un ensamblaje en un software de diseño asistido por computadora para visualizar la integración de los componentes mecánicos y electrónicos necesarios, mismo que se muestra a continuación.

El sistema presentado en la Figura 2.3 fue diseñado para el análisis de vibraciones en un motor eléctrico, compuesto por un motor eléctrico que genera vibraciones, una carga estática simulada por una polea, y un conjunto de acelerómetros montados en el chasis del motor, de la primera alternativa cual se puede definir que el equipo contará con 4 sensores (S_1, S_2, S_3, S_4), mismas que permiten analizar las vibraciones producidas por los rodamientos en ambos ejes, tanto radial vertical como radial horizontal.

Figura 2.4

Ubicación de los sensores en base a la norma ISO 20816-3:2022



Nota. La imagen muestra una predisposición de los ejes radiales para establecer las directrices de la ubicación de los acelerómetros en un motor eléctrico.

De acuerdo con la Figura 2.4, los pares de sensores ubicados en la dirección correspondientes a S_1 y S_3 permiten detectar el desgaste en la pista interna, externa del rodamiento y defectos en los elementos rodantes, ya que genera vibraciones características del BPFI, BPFO y BSF.

Mientras que los acelerómetros S_2 y S_4 ubicados de forma ortogonal a S_1 y S_3 (90° con respecto al eje radial vertical) tienen esta configuración en el chasis del motor ya que permiten detectar generalmente desgastes en la jaula del rodamiento asociada con la frecuencia FTF. Adicionalmente, al separar los sensores en ángulos perpendiculares, se reduce la posibilidad de interferencia cruzada entre las lecturas, lo que permite obtener datos claros y precisos de las mediciones de vibración. Finalmente, no se considera medir vibraciones en el eje axial debido a que su contribución es menor debido al tipo de rodamiento utilizado (ángulo de contacto 0°), que muestra una menor influencia en la dirección axial en comparación con las direcciones radiales.

2.5.2 Material y geometría de los soportes

Los soportes para los sensores fueron diseñados con un material y geometría específicos para garantizar su estabilidad y minimizar las interferencias. Para el caso de la selección del material, se realizó la siguiente matriz de decisión mostrada en la Tabla 2.6.

Tabla 2.6

Matriz de decisión para la selección de material para soporte del acelerómetro

Criterio	Ponderación	ACERO AISI/SAE 1020	ALUMINIO 6061	BRONCE CDA 844	Unidades
Resistencia mecánica	25%	80	60	60	MPa
Facilidad de mecanizado	20%	90	90	50	Puntuación de 0 a 100
Peso	10%	70	40	60	Densidad (kg/m ³)
Costo	15%	40	60	80	Costo relativo
Durabilidad	10%	85	70	75	Puntuación de 0 a 100
Rigidez (Modulo de Young)	20%	210	70	115	GPa

Nota. Esta tabla compara Acero AISI/SAE 1020, Aluminio 6061 y Bronce CDA 844 basado en criterios como resistencia mecánica, facilidad de mecanizado, peso, costo, durabilidad y rigidez para seleccionar el material óptimo del soporte del acelerómetro.

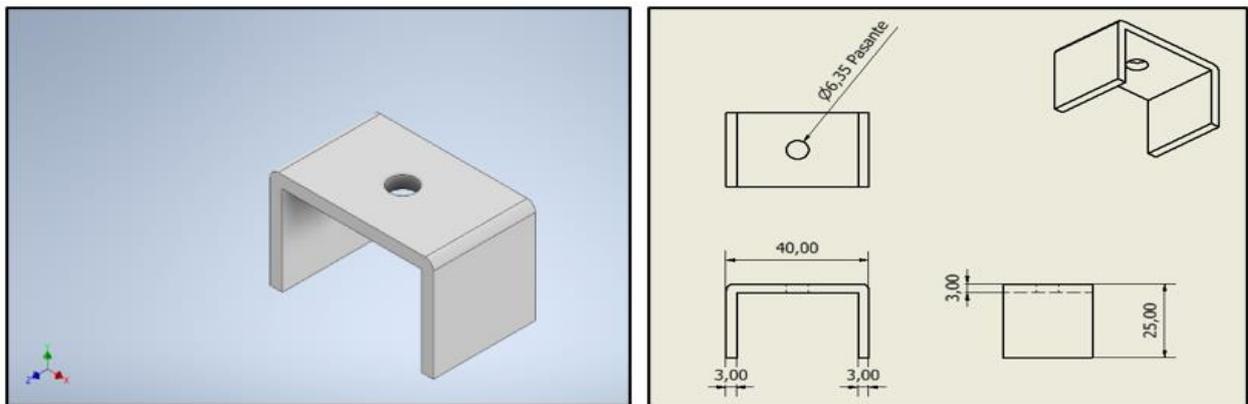
En base a la anterior matriz se eligió al Acero AISI / SAE 1020 debido a que es un material resistente para el fabricar los soportes además de su facilidad en el mecanizado. Este material ofrece una combinación de resistencia mecánica y bajo peso, lo que facilita su instalación en el motor. Además, el Acero AISI / SAE 1020 en comparación con el Aluminio 6061 y el Bronce CDA 844 posee la mayor rigidez, lo cual implica que tiende a transmitir las vibraciones de manera más eficiente. Esto significa que las vibraciones se propagarán a través del material con menor atenuación al ser adherida en el chasis del motor.

En este caso, se recomienda la utilización de soldadura epoxi para unir el soporte de acero AISI/SAE 1020 al chasis del motor ya que ofrece alta resistencia, adhesión universal y resistencia a las vibraciones.

Diseño de la geometría. Se diseño el soporte con una geometría optimizada para reducir la transmisión de vibraciones no deseadas y asegurar una fijación firme de los acelerómetros. Esto incluyó el uso de elementos de fijación permanente para adaptar los soportes al motor eléctrico.

Figura 2.5

Geometría del soporte (Plano en mm sin escala)



Nota. La imagen muestra el soporte para el acelerómetro, compuesto por una sola pieza con sus medidas en mm sin escalado.

En este caso en la Figura 2.5, la geometría rectangular con un agujero pasante de 1/4" (6.35 mm) permite fijar el tornillo de montaje del acelerómetro al soporte mediante una tuerca hexagonal 1/4"-28 rosca fina UNF en la parte inferior. Esta tuerca asegura el acelerómetro en su lugar con un adecuado torque de fijación correspondiente a 2.8 N-m (25 in-lb) [19], evitando así vibraciones y manteniendo la alineación correcta del acelerómetro sobre la superficie del soporte para mediciones precisas en el mayor rango de frecuencia permisible para el acelerómetro.

2.5.3 Selección de la carga para el motor

En el contexto del proyecto, se propone utilizar una polea como carga estática. Esta selección se basa en varias consideraciones técnicas y prácticas debido a que existen numerosas aplicaciones de motores monofásicos donde la carga es estática, en las cuales el motor debe proporcionar un par constante o mantener una velocidad fija para asegurar la estabilidad del sistema tales como ventiladores industriales, compresores de aire y electrodomésticos.

En este caso, el momento de inercia de la polea I_P debe ser lo suficientemente bajo para que el motor pueda arrancar y detenerse sin problemas significativos de aceleración o desaceleración. Esto es importante porque un momento de inercia elevado podría causar dificultades en el control del motor, afectando su rendimiento y eficiencia. Asumiendo que la polea es un disco sólido de masa m_P y radio r_P , el momento de inercia se puede calcular usando la siguiente ecuación:

$$I_P = \frac{1}{2} m_P r_P^2 \quad (2.1)$$

Idealmente, el momento de inercia de la polea I_P de la ecuación (2.1) debería ser menor en comparación con el momento de inercia del rotor del motor I_R para minimizar el impacto en el rendimiento del motor, es decir que:

$$I_P < I_R \quad (2.2)$$

De acuerdo con el fabricante del motor escogido, el momento de inercia del rotor del motor eléctrico tiene un valor de $I_R = 0.090 \text{ kg m}^2$. Por lo que para poder determinar las dimensiones adecuadas de la polea se fija el valor de su masa en $m_P = 4 \text{ kg}$. Este valor se ha seleccionado según las especificaciones del diseño y las limitaciones de material disponibles.

Así aplicando la inecuación (2.2) para hallar el valor del radio r_p de la polea se tiene que:

$$I_p < I_R$$

$$\frac{1}{2} m_p r_p^2 < 0.090 \text{ kg m}^2$$

$$\frac{1}{2} (4 \text{ kg}) r_p^2 < 0.090 \text{ kg m}^2$$

$$r_p^2 < 0.045 \text{ m}^2$$

$$r_p < 0.212 \text{ m}$$

Por lo cual el radio de la polea debería ser como máximo de $r_p = 21.2 \text{ cm}$

En el mercado ecuatoriano, la polea que más se ajusta a las especificaciones detalladas anteriormente se muestra a continuación en la Tabla 2.7:

Tabla 2.7

Características de la polea

Característica	Descripción
Material	Hierro fundido
Peso	4 kg
Diámetro	17 cm
Diseño	Tipo B 6.7" A BK77H
Buje	BU007 5/8" HX5/8"

Nota. Esta tabla describe las características de una polea de hierro, incluyendo datos sobre el peso, diámetro, diseño y buje específicos.

Las características geométricas de la polea descrita anteriormente proporcionan una inercia suficiente para representar condiciones de carga estática sin sobrecargar el motor, puesto que el torque nominal corresponde a 2.03 Nm, lo que permite usar la frecuencia máxima del motor, de 28,75 Hz en el eje del motor.

2.6 Diseño Electrónico

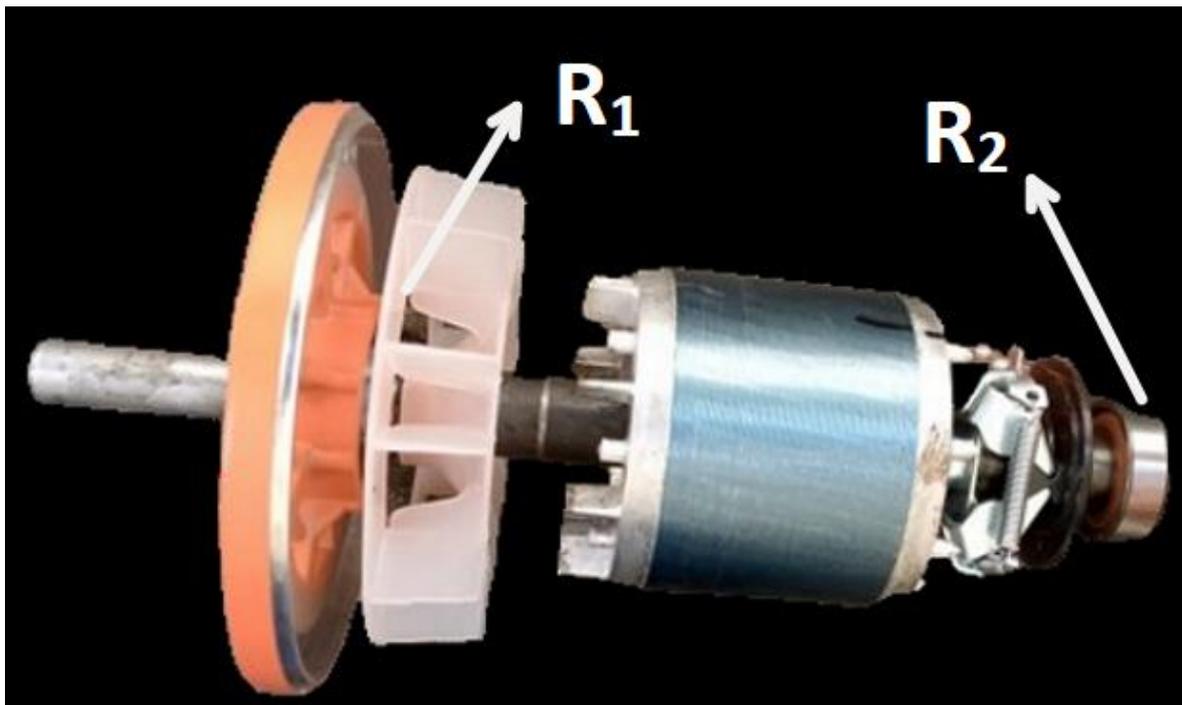
El posicionamiento estratégico de los acelerómetros es fundamental para capturar las vibraciones más significativas del motor. Para el diseño electrónico se consideraron los siguientes aspectos:

2.6.1 Puntos críticos de vibración y orientación de los sensores (acelerómetros).

Se identificaron los puntos críticos del motor donde se espera que las vibraciones sean más pronunciadas, como cerca de los rodamientos y en la carcasa del motor. Esto incluyó la instalación de sensores en los ejes radiales horizontal y vertical para obtener una perspectiva completa del comportamiento vibratorio de los rodamientos del motor, esto es visualizado en la Figura 2.6. Esto se decidió a su vez considerando la posición relativa de los respectivos rodamientos tanto el delantero R_1 como el rodamiento posterior R_2 mostrados en la Figura 2.6.

Figura 2.6

Posición de rodamientos del motor monofásico escogido



Nota. Esta imagen muestra la ubicación relativa en el rotor del motor eléctrico tanto para el rodamiento delantero como posterior.

2.6.2 Acelerómetros disponibles y sistema de adquisición de datos.

Los acelerómetros Omega ACC310 son dispositivos de medición de alta sensibilidad diseñados específicamente para capturar vibraciones en maquinaria industrial. Estos sensores tienen una sensibilidad de referencia de 100 mV/g a 100 Hz, lo que permite detectar incluso las más mínimas vibraciones que podrían indicar un fallo incipiente en los rodamientos.

El Módulo NI-9233 es una solución especializada para la adquisición de señales acústicas y de vibración que se caracteriza por su capacidad de integración con sensores IEPE, como los acelerómetros Omega ACC310. Este módulo cuenta con cuatro canales de entrada analógica con una tasa de muestreo de hasta 51.2 kS/s por canal, lo que garantiza la captura precisa de datos de alta frecuencia para el proyecto. Su amplio rango dinámico y la alta resolución de 24 bits permiten registrar con precisión las variaciones sutiles en las señales de vibración además cuenta con un filtrado para minimizar el ruido durante la captura de datos.

El chasis cDAQ-9172-NI es el componente central del sistema de adquisición de datos, proporcionando el soporte necesario para el módulo NI-9233 y la conexión directa a la computadora con la versión del controlador DAQ-mx V.17.5. Este chasis tiene capacidad para ocho módulos, lo que ofrece flexibilidad para futuras expansiones del sistema. Además, está diseñado para facilitar la sincronización y el enrutamiento de señales, lo que es esencial para la precisión en la recopilación de datos en aplicaciones críticas como la detección del fallo en rodamientos.

2.6.3 Diagrama electrónico de la arquitectura de la adquisición de datos

La descripción de la conexión del sistema de adquisición de datos mostrada en la Figura 2.7, comienza con los acelerómetros Omega ACC310. Estos cuatro acelerómetros, etiquetados como S₁, S₂, S₃ y S₄, están conectados al módulo NI-9233 a través cuatro cables de acelerómetro de 2 pines MIL a BNC.

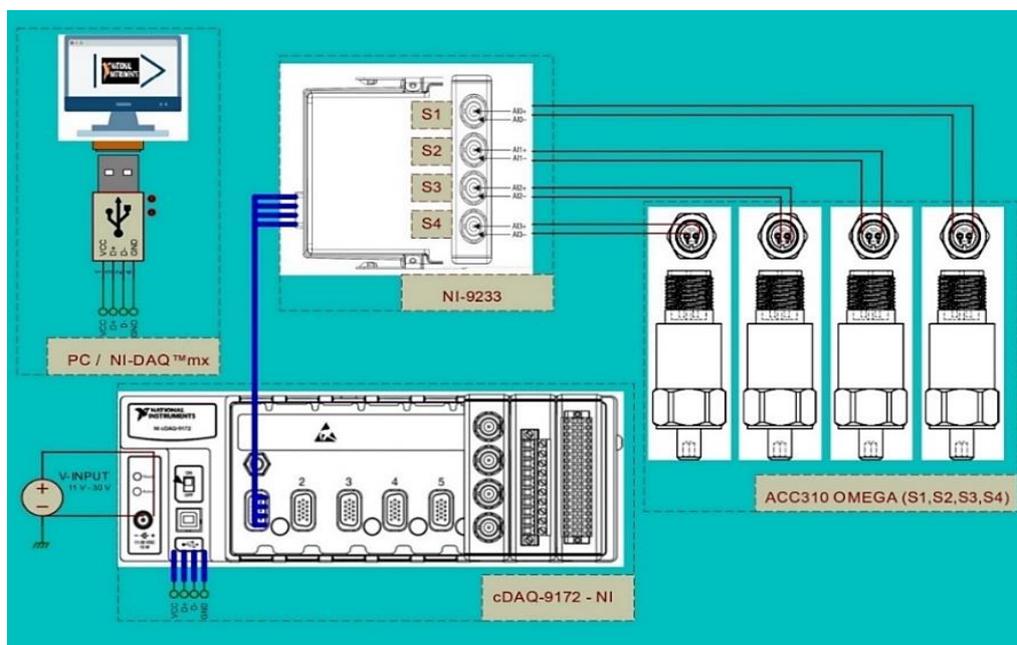
Las salidas de cada acelerómetro se vinculan a los respectivos cuatro canales de entrada del NI-9233, designados como AI0+, AI0-, AI1+, AI1-, AI2+, AI2-, AI3+ y AI3-. Este módulo se inserta en la primera ranura del chasis cDAQ-9172-NI, lo cual facilita su integración y funcionamiento dentro del sistema de adquisición de datos.

A su vez, el chasis cDAQ-9172-NI proporciona el soporte físico y la interfaz necesaria para conectar el módulo NI-9233 a la computadora (PC). Este chasis, alimentado con un rango de voltaje de entrada de 11 V a 30 V, se conecta a la computadora mediante un cable USB 2.0, asegurando una transferencia de datos estable y eficiente.

Por último, la PC con el controlador DAQ-mx es el componente final del sistema, equipado con el software y los controladores DAQ-mx, la computadora recibe los datos de vibración capturados por el módulo NI-9233. El software instalado en la computadora permite la visualización, análisis y almacenamiento de los datos de vibración, facilitando así la detección del fallo en los rodamientos.

Figura 2.7

Diagrama electrónico para la adquisición de datos



Nota. La imagen muestra las conexiones entre los componentes del diseño de la arquitectura de adquisición de datos, así como su respectiva alimentación de funcionamiento para el cDAQ.

2.7 Diseño del sistema computacional

El diseño del sistema computacional involucró el desarrollo de algoritmos y selección del software para el procesamiento y análisis de las señales de vibración como plataforma principal.

2.7.1 Software de análisis de datos

Dada la compatibilidad del sistema con los acelerómetros y el chasis NI, se procede a emplear a MATLAB[®] R2018b como software de análisis de datos debido adicionalmente a su entorno de desarrollo integrado, lo cual facilita la programación y el diseño de algoritmos complejos. Además, dicha versión se destaca por su capacidad para manejar datos de alta frecuencia, lo cual es decisivo para capturar y analizar señales rápidamente cambiantes. Puesto que MATLAB[®] R2018b posee una extensa biblioteca de funciones, estas proporcionan herramientas robustas para análisis matemático, y en la disponibilidad de Toolboxes especializados tales como el *Data Acquisition Toolbox*.

Éste último es fundamental para el procesamiento de señales y análisis específicos requeridos en el proyecto, asegurando así una solución integral y adecuada para la evaluación de datos en tiempo real.

2.7.2 Algoritmo de identificación del fallo en el rodamiento

Para el algoritmo se puede analizar la viabilidad de los modelos paramétricos y de los no paramétricos para detectar el fallo en un rodamiento, con respecto a los primeros, implican suposiciones previas sobre la forma de los datos o la distribución subyacente. Estos modelos utilizan un número fijo de parámetros, que se ajustan durante el proceso de entrenamiento para modelar la relación entre las variables de entrada y salida de manera eficiente. Sin embargo, pueden ser limitados si las condiciones operativas del sistema cambian o si ocurren algún fallo no anticipado.

Por otro lado, los modelos no paramétricos no hacen suposiciones específicas sobre la forma del modelo subyacente. Estos modelos son especialmente útiles en situaciones donde el conocimiento sobre el sistema es limitado o cuando los datos no se ajustan a distribuciones conocidas. Un enfoque no paramétrico prominente en la detección de fallos es el uso de la Densidad Espectral de Potencia (PSD).

Así entonces la PSD ofrece un enfoque más flexible y con menos suposiciones del sistema. La PSD en este contexto es útil para identificar patrones anómalos en los datos de vibración de los rodamientos, indicativos de problemas como desgaste, desalineación o un fallo inminente. Al transformar las señales de vibración del dominio del tiempo al dominio de la frecuencia, la PSD permite analizar cómo la energía de la vibración se distribuye a través de diferentes frecuencias.

Una ventaja principal de la PSD frente a los modelos paramétricos es su capacidad para detectar cambios en la energía de las frecuencias que corresponden a fallos específicos. Por ejemplo, un incremento en la frecuencia que coincide con la frecuencia característica de un fallo en rodamientos puede detectarse incluso antes de que el fallo se vuelva severo.

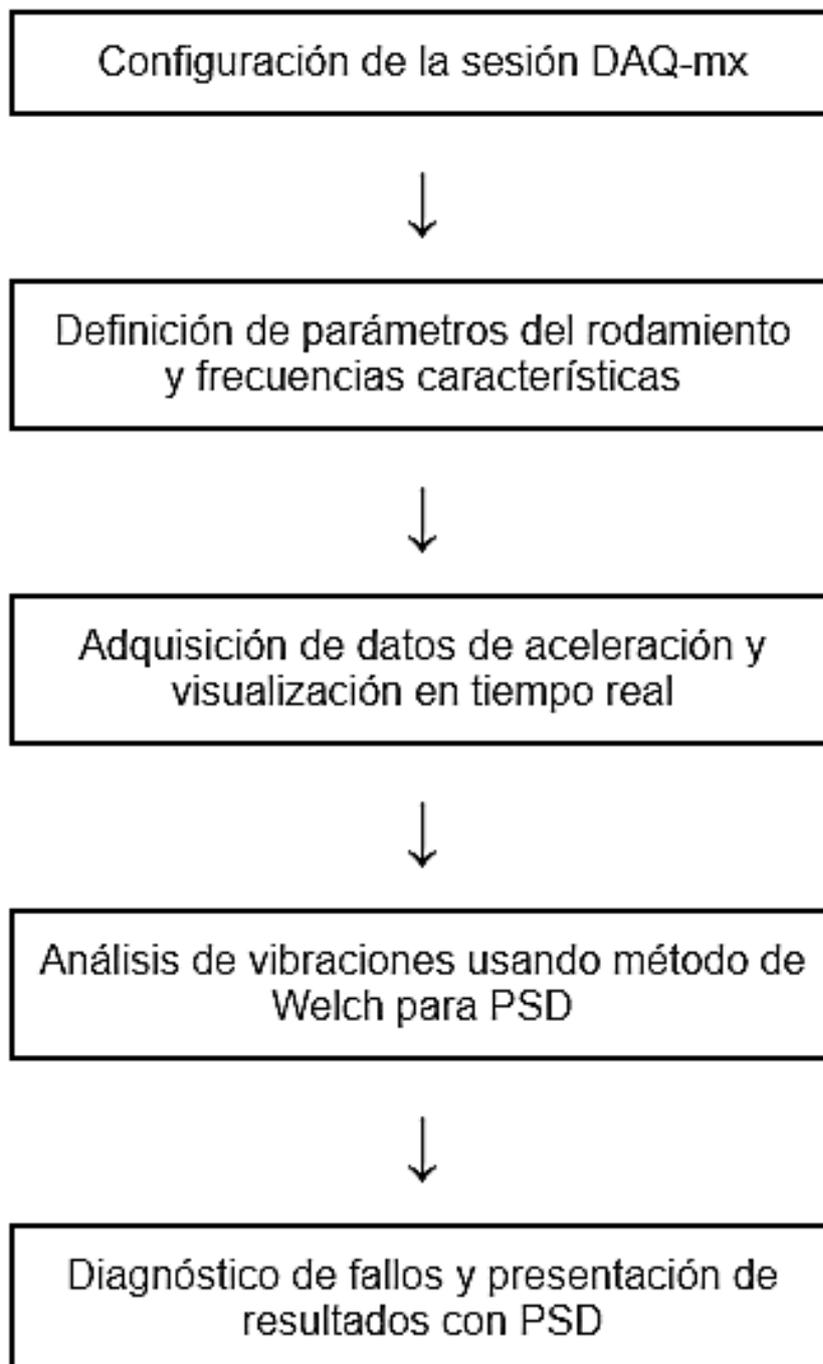
Esto proporciona una oportunidad para realizar mantenimientos en el sistema antes de que el fallo evolucione y cause daños mayores o paradas no planificadas. En conclusión, aunque los modelos paramétricos tienen su lugar en aplicaciones bien entendidas y con condiciones estables, la PSD para el proyecto ofrece una flexibilidad y robustez superiores para la detección de fallos en entornos dinámicos y complejos tales como el de la industria.

2.7.3 Funcionamiento del algoritmo de identificación del fallo en el rodamiento

Este algoritmo tiene como objetivo detectar fallos en rodamientos mediante la adquisición y análisis de datos de vibración. A continuación, se detalla el proceso en la Figura 2.8 desde la configuración del sistema de adquisición de datos hasta la presentación de resultados para un diagnóstico efectivo.

Figura 2.8

Diagrama de flujo de la explicación y uso del algoritmo.



Nota. En la imagen se muestra el diagrama de flujo que representa la explicación y uso del algoritmo de diagnóstico de fallos en rodamientos a través de la configuración DAQ y análisis de vibraciones en MATLAB®.

Configuración de sesión NI y DAQ-mx. El primer paso en el desarrollo del algoritmo implica la configuración de una sesión de adquisición de datos (DAQ) utilizando DAQ-mx V17.5, dado que permite la interacción directa con el hardware de NI con el software de análisis de datos escogido. Esta configuración incluye la selección de los canales de aceleración, la frecuencia de muestreo en 50kHz y otros parámetros necesarios para la adquisición continua de datos en tiempo real. La sesión DAQ-mx está diseñada para capturar las señales de vibración de los sensores de aceleración montados en el motor, proporcionando datos críticos necesarios para el monitoreo y análisis del estado del motor.

Figura 2.9

Pseudocódigo de configuración se sesión NI y DAQ-mx

1 Configuración de sesión NI y DAQ-mx
1: Iniciar DAQ-mx y conectar con el hardware.
2: for cada canal de aceleración do
3: Establecer frecuencia de muestreo a 50 kHz.
4: Configurar parámetros del canal (sensibilidad, filtro).
5: end for
6: Habilitar la adquisición de datos en modo continuo.

Frecuencias características del rodamiento. Una vez configurada la sesión DAQ-mx en MATLAB[®], se procede a definir los parámetros específicos del rodamiento, tales como la velocidad del eje del motor, el número de elementos rodantes, y las dimensiones relevantes del rodamiento. A partir de estos parámetros, se computan las frecuencias características del rodamiento (BFPO, BFPI, BSF, FTF) así como sus respectivos armónicos desde (1x hasta 10x). Generalmente, los armónicos hasta el décimo son los más relevantes para identificar los picos producidos por fallos en el rodamiento.

Figura 2.10

Pseudocódigo de cálculo de frecuencias características del rodamiento

Cálculo de frecuencias características del rodamiento

2 Cálculo de frecuencias características

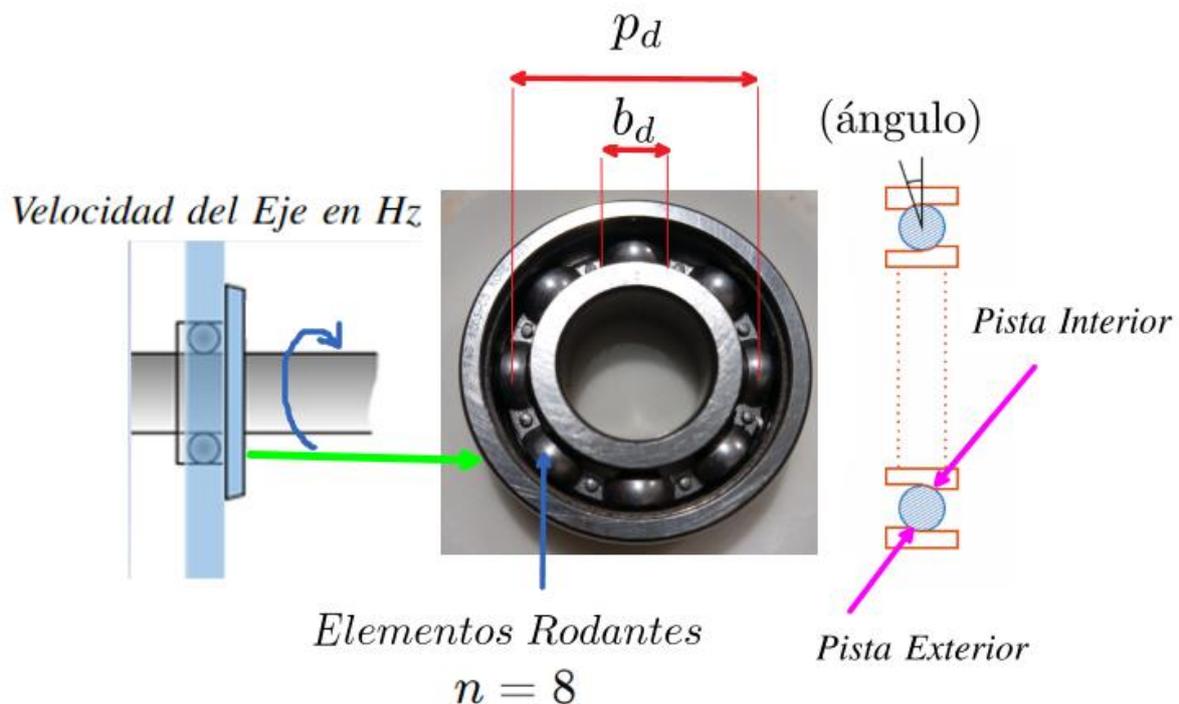
```

1: function FRECUENCIAS(velocidadEje, elementosRodantes)
2:    $bpfo \leftarrow elementosRodantes \times velocidadEje / 2 \times (1 - b_d/p_d \times \cos(\text{ángulo}))$ 
3:    $bpfi \leftarrow elementosRodantes \times velocidadEje / 2 \times (1 + b_d/p_d \times \cos(\text{ángulo}))$ 
4:    $ftf \leftarrow velocidadEje / 2 \times (1 - b_d/p_d \times \cos(\text{ángulo}))$ 
5:    $bsf \leftarrow velocidadEje / 2 \times p_d/b_d \times (1 - (b_d/p_d \times \cos(\text{ángulo}))^2)$ 
6:   return  $bpfo, bpfi, ftf, bsf$ 
7: end function

```

Figura 2.11

Diagrama de los elementos del rodamiento



Nota. En la imagen muestra una vista superior y lateral de un rodamiento 6203, donde se destaca su número de elementos rodantes, las cuales giran sobre las pistas interior y exterior del rodamiento, permitiendo así un movimiento suave.

En este contexto se representan los parámetros geométricos específicos del rodamiento utilizados en el pseudocódigo como p_d siendo equivalente al diámetro de paso del rodamiento P y a b_d representando al diámetro de los elementos rodantes B . Para el caso del rodamiento 6203 se tienen los siguientes parámetros, cabe mencionar que el ángulo de contacto es 0° debido a que es un rodamiento radial:

$$\begin{cases} P = p_d = 28.5 \text{ mm} \\ B = b_d = 6.35 \text{ mm} \\ N = n = 8 \end{cases}$$

Reemplazando los correspondientes valores en las ecuaciones de frecuencia de fallo se tienen las siguientes expresiones en función de la velocidad de rotación en Hz del eje f_r :

$$BPFO = f_o = 3.108f_r \quad (2.3)$$

$$BPFI = f_i = 4.891f_r \quad (2.4)$$

$$BSF = f_s = 2.132f_r \quad (2.5)$$

$$FTF = f_c = 0.388f_r \quad (2.6)$$

Ahora sustituyendo la velocidad de rotación correspondiente al motor en las ecuaciones (2.3), (2.4), (2.5) y (2.6), y considerando una velocidad de rotación de $f_r = 28.75 \text{ Hz}$ es decir 1725 RPM, las frecuencias de fallo del rodamiento corresponden a:

$$BPFO = f_o = 89.35 \text{ Hz}$$

$$BPFI = f_i = 140.61 \text{ Hz}$$

$$BSF = f_s = 61.29 \text{ Hz}$$

$$FTF = f_c = 11.15 \text{ Hz}$$

Visualización de datos en tiempo real. A medida que los datos de aceleración se adquieren continuamente a través de la sesión DAQ-mx en el Toolbox del software escogido. Posteriormente, se genera un vector de tiempo que permite visualizar los datos de aceleración en tiempo real y se crean gráficos dinámicos para cada canal de aceleración, actualizándolos continuamente para mostrar las señales de vibración capturadas. Esta visualización en tiempo real permite a los usuarios monitorear el estado del motor y detectar cualquier anomalía de manera inmediata, facilitando una respuesta rápida y eficiente a cualquier problema detectado.

Figura 2.12*Pseudocódigo de visualización de datos en tiempo real*

3 Visualización de datos en tiempo real

- 1: **while** datos disponibles **do**
 - 2: Leer datos del acelerómetro.
 - 3: Calcular el vector de tiempo desde el inicio hasta el punto actual.
 - 4: Actualizar gráficos en tiempo real para visualizar la vibración.
 - 5: **end while**
-

Análisis de vibraciones y diagnóstico de fallos. El análisis de vibraciones se realiza utilizando el método de Welch para calcular el espectro de densidad de potencia (PSD). Los resultados del análisis de vibraciones se presentan en gráficos de PSD para cada canal, con los picos señalados y líneas verticales que indican las frecuencias características del rodamiento y sus respectivas armónicas. Así entonces, el diagnóstico del fallo se realiza comparando las frecuencias de los picos con las frecuencias características calculadas, ayudando a identificar anomalías específicas en el rodamiento.

Figura 2.13*Pseudocódigo del análisis de vibraciones y diagnóstico de fallo.*

4 Análisis de vibraciones y diagnóstico de fallos

- 1: Calcular PSD utilizando el método de Welch para cada canal.
 - 2: **for** cada frecuencia en PSD **do**
 - 3: **if** frecuencia es un pico y está cerca de una frecuencia característica **then**
 - 4: Marcar como posible fallo.
 - 5: **end if**
 - 6: **end for**
-

Presentación de resultados. Finalmente, los gráficos de PSD para cada canal incluyen los picos encontrados y las líneas de frecuencia características. La presencia de estas frecuencias características en el espectro de vibración permite inferir la presencia de fallos en el rodamiento y determinar así mediante el algoritmo si existe un fallo en el rodamiento. La combinación de visualización en tiempo real y análisis de vibraciones proporciona una herramienta robusta para el monitoreo y diagnóstico de fallos en motores, mejorando la eficiencia y la confiabilidad del mantenimiento.

Figura 2.14

Pseudocódigo de presentación de resultados

5 Presentación de resultados
1: for cada canal do
2: Graficar PSD con picos y frecuencias características resaltadas.
3: if detecta frecuencias de fallo then
4: Alertar sobre posible fallo en rodamiento.
5: end if
6: end for

2.8 Diseño Eléctrico

El diseño eléctrico del sistema se compone para el arranque del motor monofásico, ya que se requiere para proteger los componentes eléctricos y mecánicos del motor, reduciendo el estrés durante el arranque.

2.8.1 Motor seleccionado

Se investigó las opciones locales motores monofásicos que cumplieran los requisitos previamente explicados. Finalmente, se eligió el motor de la marca Truper ½ Hp, cuyas especificaciones se muestran en la Tabla 2.2.8.

Tabla 2.2.8*Especificaciones del motor Truper*

Especificación	Valor
Potencia	0.5 HP (0.37 kW)
Tensión nominal	110V / 220 V
Corriente nominal	8.8A / 4.4 A
Frecuencia	60 Hz
Velocidad nominal	1725 rpm
Torque nominal	2.03 Nm
Factor de servicio	1.15
Grado de protección	IP21
Masa aproximada	9 kg

Nota. Lista las características técnicas del motor utilizado en las pruebas, incluyendo detalles como potencia, tensión y frecuencia.

2.8.2 Parámetros eléctricos del motor

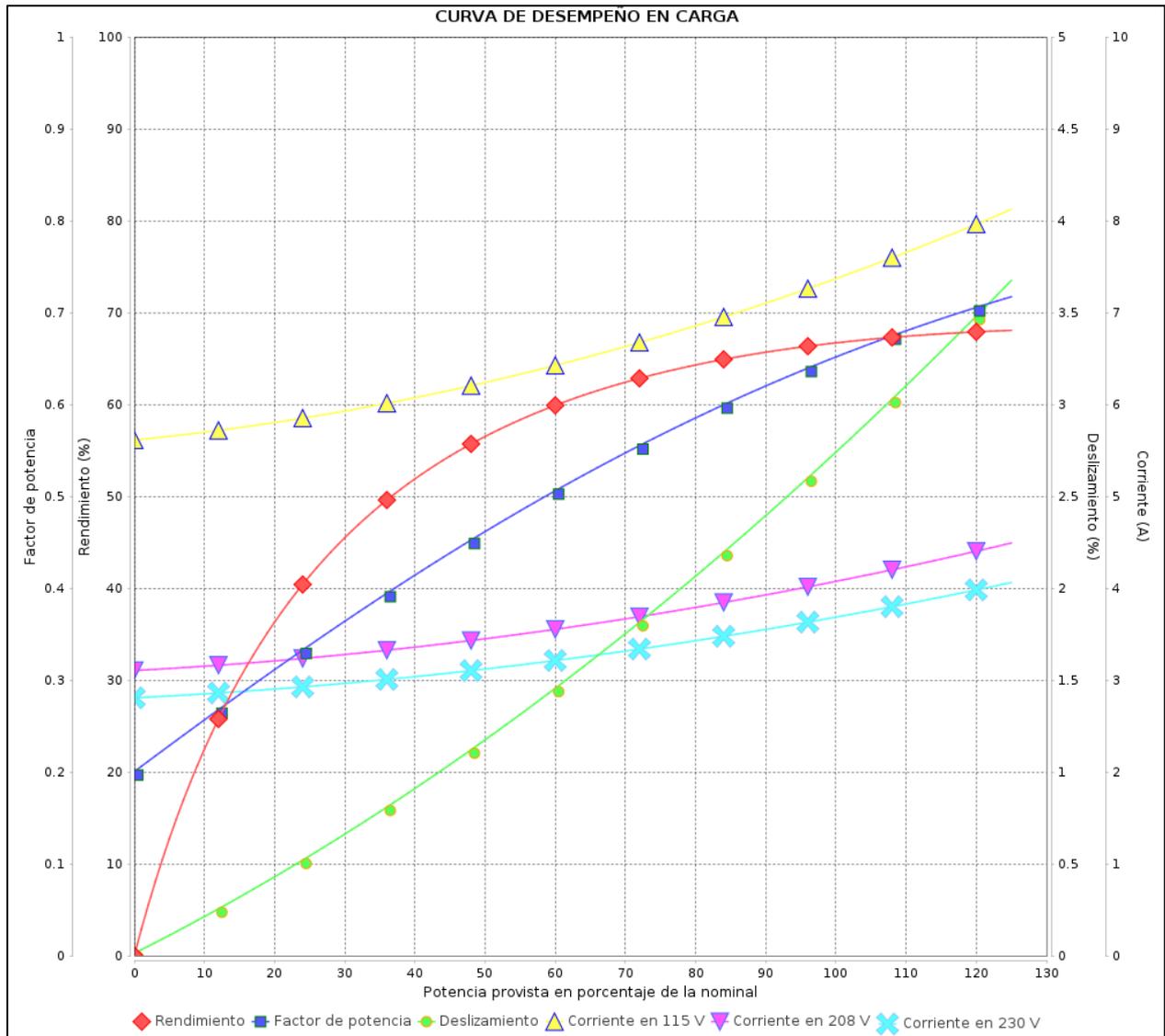
Para diseñar un sistema efectivo de arranque, se realizó la verificación de la placa del motor escogido, mismas que se muestran a continuación.

Corriente, Voltaje, Potencia y Curva de desempeño. Se considera la corriente máxima de arranque del motor correspondiente a 4.4 A bajo una tensión de 230V. Dado que la corriente de arranque suele ser más grande que la corriente nominal del motor, se requiere adecuar un sistema de fuerza y control para el manejo del motor. Con respecto a la potencia, se escogió para este proyecto un motor monofásico de ½ HP.

Con respecto a la curva de desempeño en carga del motor escogido mostrada en la Figura 2.15, se tiene que para el punto de operación definido un rendimiento del 55% y un factor de potencia de 0.65. Para la condición nominal en la sección de Diseño Mecánico se tiene el torque máximo definido de 2.03 Nm a la velocidad nominal de 1725 rpm. Dado que la carga es estática, es decir menor que la carga máxima, como ocurre en condiciones de operación estáticas o con cargas reducidas, el motor consume menos corriente. La corriente esperada en esta situación será proporcional a la carga real aplicada.

Figura 2.15

Curva de desempeño en carga del motor escogido.



Nota. La imagen muestra la curva de desempeño en carga tanto para la conexión de 115V como para 230V.

La Figura 2.15 en general ilustra el comportamiento de un motor eléctrico a medida que se incrementa la carga, mostrando varias curvas importantes. Estas incluyen el rendimiento y el factor de potencia, que representan la eficiencia del motor en la conversión de energía eléctrica en mecánica, destacando un punto óptimo de rendimiento. También se muestra cómo la corriente eléctrica demandada aumenta con la carga y varía según el voltaje de alimentación. Además, la curva de deslizamiento refleja la diferencia entre la velocidad teórica y la real del

motor bajo carga, donde un menor deslizamiento indica una operación más cercana a la velocidad máxima del motor.

2.8.3 Dispositivos de arranque

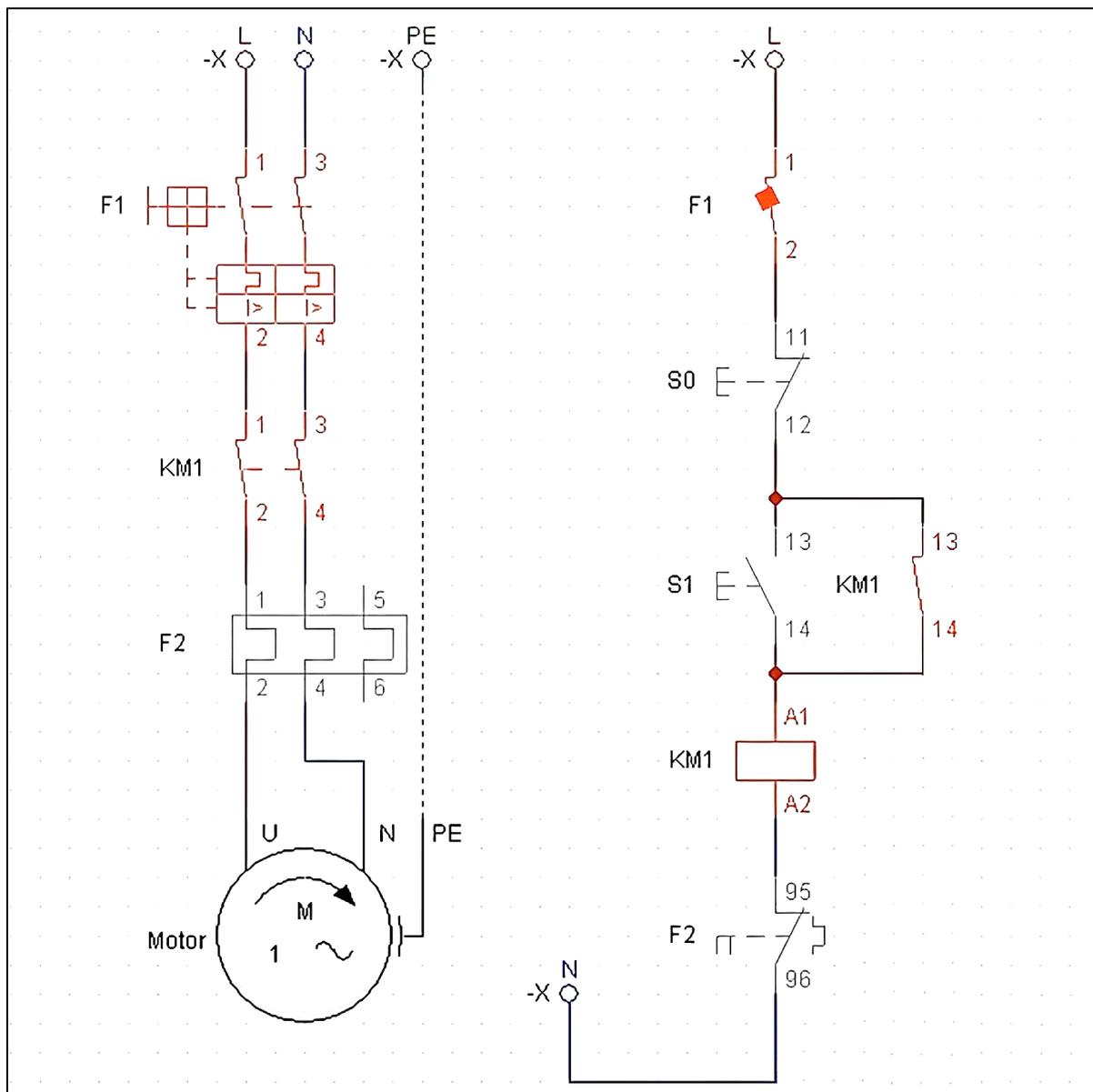
Para implementar el arranque del motor monofásico, se optó por diseñar un diagrama de fuerza y control. La elección garantiza un inicio sin impactos bruscos, protegiendo los devanados del motor y extendiendo su vida útil.

2.8.4 Configuración y ajuste del diagrama de arranque

El arranque mediante un diagrama de fuerza y control en un motor monofásico implica la interacción de componentes como pulsadores, contactor, relés de protección y la fuente de control.

Figura 2.16

Diagrama de control y fuerza para el motor monofásico



Nota. Esta imagen muestra el diagrama de control y fuerza para un motor monofásico, representando los componentes, las conexiones que permiten el control y la alimentación del motor.

El diagrama mostrado en la Figura 2.16 representa el sistema de control y fuerza utilizado para el arranque de un motor monofásico, incluyendo varios componentes clave para su funcionamiento seguro y eficiente. Los fusibles (F1 y F2) se emplean para proteger el circuito contra sobrecorriente y cortocircuitos, asegurando que solo la corriente adecuada fluya

hacia el motor. El contactor (KM1) actúa como un interruptor controlado que, al ser energizado, permite conectar la fuente de alimentación al motor y al ser desenergizado la desconecta, facilitando así el control del arranque y la parada del motor. Los pulsadores de arranque (S0) y paro (S1) son cruciales para la operación manual del sistema, S0 al ser presionado, activa el contactor permitiendo que el motor se ponga en marcha, mientras que S1 interrumpe la corriente al contactor, deteniendo el motor.

Estos elementos están diseñados para interactuar de manera que se maximice la eficiencia del arranque del motor, minimizando el estrés mecánico y eléctrico en los componentes. Los componentes seleccionados para esta aplicación se muestran a continuación en la siguiente Tabla 2.9:

Tabla 2.9

Componentes del diagrama de control y fuerza del motor monofásico

Componente	Descripción	Modelo
Motor monofásico	Motor eléctrico de inducción monofásico de 230V.	Motor Truper® 1/2 Hp baja velocidad, 1725 rpm a 60 Hz
Contactor	Contactor electromecánico para controlar el encendido y apagado del motor.	CAMSCO 220V 60 Hz
Botón de arranque (Start)	Pulsador normalmente abierto (NO) para iniciar el motor.	-
Botón de paro (Stop)	Pulsador normalmente cerrado (NC) para detener el motor.	-
Relé térmico	Relé térmico adicional para protección de sobrecarga, independiente del guardamotor.	Sirius 3RU2916-3AA01
Interruptor de protección (Disyuntor)	Disyuntor para proteger el circuito de cortocircuitos y sobrecorriente.	SIEMENS 5S63220-7 MCB C20

Nota. Esta tabla enumera los componentes del diagrama de control y fuerza para un motor monofásico detallando modelos específicos utilizados para cada componente.

2.8.5 Componentes Principales

Disyuntor General (Siemens 5SJ6320-7KS). Este disyuntor actúa como el punto de control principal para la energía que entra al sistema, ofreciendo protección integral contra sobrecargas y cortocircuitos. Su capacidad para interrumpir el flujo eléctrico previene daños a los componentes más sensibles del sistema.

Disyuntor y Protector Térmico (Sirius 3RU2916-3AA01). Proporciona una segunda capa de seguridad específicamente para el motor, asegurando que cualquier aumento inesperado de temperatura o corriente sea detectado y tratado rápidamente para evitar el sobrecalentamiento o fallos mecánicos.

Contactador (CAMSCO 220V 60 Hz). Facilita el control remoto del suministro eléctrico al motor, permitiendo un encendido y apagado seguro y eficiente sin necesidad de intervención manual directa. Este componente es crucial para pruebas que requieren múltiples ciclos de encendido y apagado del motor.

Mando de Control. Este dispositivo ofrece una interfaz de usuario para la manipulación directa del sistema, permitiendo al operador encender a través de un selector o detener completamente el sistema con una botonera en caso de emergencia.

Cableado. Se utilizó cable calibre 12 para todas las conexiones principales, asegurando una adecuada capacidad de carga y reduciendo el riesgo de calentamiento excesivo o pérdida de energía.

2.8.6 Cálculo de la corriente máxima usada por el sistema

Dado que el motor tiene dos tensiones nominales posibles (110V y 220V), la corriente nominal también varía:

- $I_{110V} = 8.8 A$
- $I_{220V} = 4.4 A$

Cálculo de la corriente máxima considerando el factor de servicio

El factor de servicio (1.15) indica que el motor puede operar a un 15% más de su capacidad nominal de forma segura.

Corriente máxima a 110V:

$$I_{110V} \times \text{Factor de Servicio} = 8.8 \text{ A} \times 1.15 = 10.12 \text{ A} \quad (2.7)$$

Corriente máxima a 220V:

$$I_{220V} \times \text{Factor de Servicio} = 4.4 \text{ A} \times 1.15 = 5.06 \text{ A} \quad (2.8)$$

Justificación de la selección de componentes

La selección se basa en la necesidad de manejar adecuadamente la corriente máxima que puede generar el motor ofreciendo la protección necesaria contra sobrecorrientes. El disyuntor Siemens 5SJ6320-7KS es adecuado para cualquiera de estas tensiones, ya que soporta corrientes de 20 A, cuyo valor es superior al calculado. Además, el contactor CAMSCO 220V 60 Hz fue seleccionado para manejar las corrientes nominales del motor, tanto en 110V (8.8 A) como en 220V (4.4 A), cumpliendo con los requisitos industriales. Finalmente, el cableado se realizó con cable calibre 12 (AWG), el cual soporta hasta 20 A, asegurando que no se sobrecalentará durante la operación normal del motor, garantizando así la seguridad del sistema eléctrico.

Capítulo 3

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

Los resultados y análisis que se presentan a continuación son el producto de una validación realizada mediante una prueba de concepto. Esta prueba ha sido fundamental para verificar la viabilidad y eficacia de la solución propuesta, asegurando que los datos obtenidos reflejen de manera precisa el rendimiento y la aplicabilidad de la metodología desarrollada en el anterior capítulo.

3.1 Descripción de la prueba experimental

La prueba experimental se realizó para validar el funcionamiento del algoritmo desarrollado para detectar el fallo en rodamientos. Este proceso se estructuró en varias etapas para evaluar la eficacia del sistema en diferentes condiciones. Es importante que los ensayos se realicen a una velocidad constante del motor, para evitar variaciones en las frecuencias de fallo del rodamiento que podrían surgir de aceleraciones o desaceleraciones excesivas, dado que estas frecuencias dependen directamente de la velocidad de rotación del eje del motor.

En la fase de prueba para el *rodamiento sano*, se utilizó un rodamiento que se encontraba en condiciones óptimas, sin ningún daño ni desgaste visible. Este rodamiento funcionó como referencia para establecer una línea base del comportamiento esperado del sistema bajo condiciones normales. Se instaló en la parte posterior del motor monofásico para realizar la prueba. Durante esta fase, el algoritmo se ejecutó mientras el motor operaba de manera estable. Se capturaron y analizaron datos de vibración del rodamiento sano para confirmar que el sistema podía identificar correctamente una condición sin fallas.

Para las pruebas con los *rodamientos dañados*, se emplearon dos rodamientos, cada uno con daños visibles en ambas pistas: exterior e interior. Estos daños incluían desgastes por corrosión, y pequeñas fracturas en las superficies de contacto. Los rodamientos dañados se colocaron en la parte posterior del motor monofásico, en la misma posición que el rodamiento sano, para asegurar una comparabilidad precisa.

Figura 3.1

Rodamientos 6203 con presencia de fallos



Nota. La imagen muestra dos rodamientos (A: primer rodamiento dañado, B: segundo rodamiento dañado) que presentan un deterioro caracterizado en las pistas de rodadura. Las carcasas exhiben corrosión y oxidación, producto de un ambiente de trabajo contaminado o falta de mantenimiento.

Ambos rodamientos de la Figura 3.1 presentan un desgaste evidente, estas irregularidades son producto una fatiga del material acelerada por condiciones operativas adversas. Probablemente los elementos rodantes y la jaula también presenten daños no visibles

en la imagen por el sello que tienen, pueden ser desgaste o deformaciones, lo que contribuiría a la mayor dificultad de rotación y al aumento de la fricción que se percibe al girar el rodamiento dañado.

En la primera prueba, se ejecutó el algoritmo con el primer rodamiento dañado, que presentaba un deterioro menos severo tanto en la pista exterior como en la interior. Aunque el rodamiento mostraba daños, estos eran menos pronunciados en comparación con el segundo rodamiento. Durante esta fase, se capturaron y analizaron datos de vibración para evaluar la capacidad del algoritmo para identificar y diferenciar las fallas en ambas pistas del rodamiento menos deteriorado.

En la segunda prueba, se repitió el proceso con el segundo rodamiento dañado, que presentaba daños más severos en ambas pistas en comparación con el primer rodamiento. Los resultados obtenidos se compararon con los datos del rodamiento sano y del primer rodamiento dañado para confirmar la efectividad del algoritmo en la detección del fallo en rodamientos con daños similares, pero en diferentes grados de severidad y ubicaciones.

Para el análisis, se realizaron 10 pruebas de 100 segundos cada una para cada rodamiento. Esta duración se eligió para proporcionar una resolución de frecuencia adecuada en el PSD, permitiendo identificar y distinguir componentes espectrales con precisión y evaluar detalladamente las vibraciones y diagnóstico de fallos en los rodamientos.

3.2 Manufactura y adhesión de soporte del acelerómetro al motor monofásico

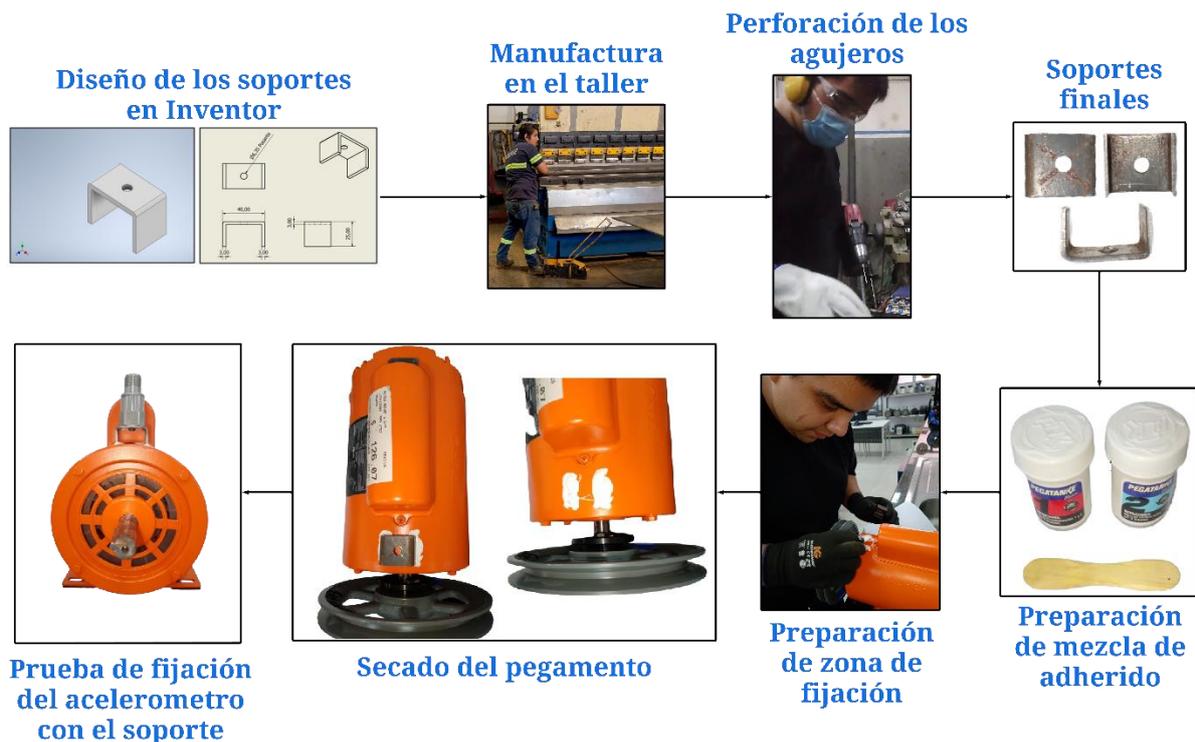
Para la fabricación de los soportes para los sensores, se emplearon métodos de manufactura específicos para asegurar precisión y funcionalidad mostrados en la Figura 3.2. El Acero AISI/SAE 1020 fue inicialmente cortado utilizando una cizalla de metal en frío, que proporcionó cortes precisos según las dimensiones del diseño.

Luego, las piezas cortadas se sometieron a un proceso de doblado en una prensa de doblado, lo que permitió formar las bases del soporte con las geometrías rectangulares necesarias. Posteriormente, se realizó el taladrado de agujeros pasantes de 1/4" (6.35 mm) utilizando una máquina de taladro para asegurar la correcta colocación y tamaño de las perforaciones.

La fijación de las bases de los acelerómetros al motor se llevó a cabo con pegamento epóxico en las posiciones ortogonales destinadas para los sensores. El adhesivo se aplicó de manera cuidadosa para garantizar una unión sólida y estable en cada punto de contacto. Este tipo de pegamento es ideal para soportar tensiones y vibraciones, asegurando que las bases de los sensores permanezcan firmes pese a los movimientos y vibraciones del motor. De esta manera, se asegura que los sensores mantengan su alineación en todas las orientaciones durante el funcionamiento del motor.

Figura 3.2

Diagrama de flujo de la manufactura y adhesión de los soportes



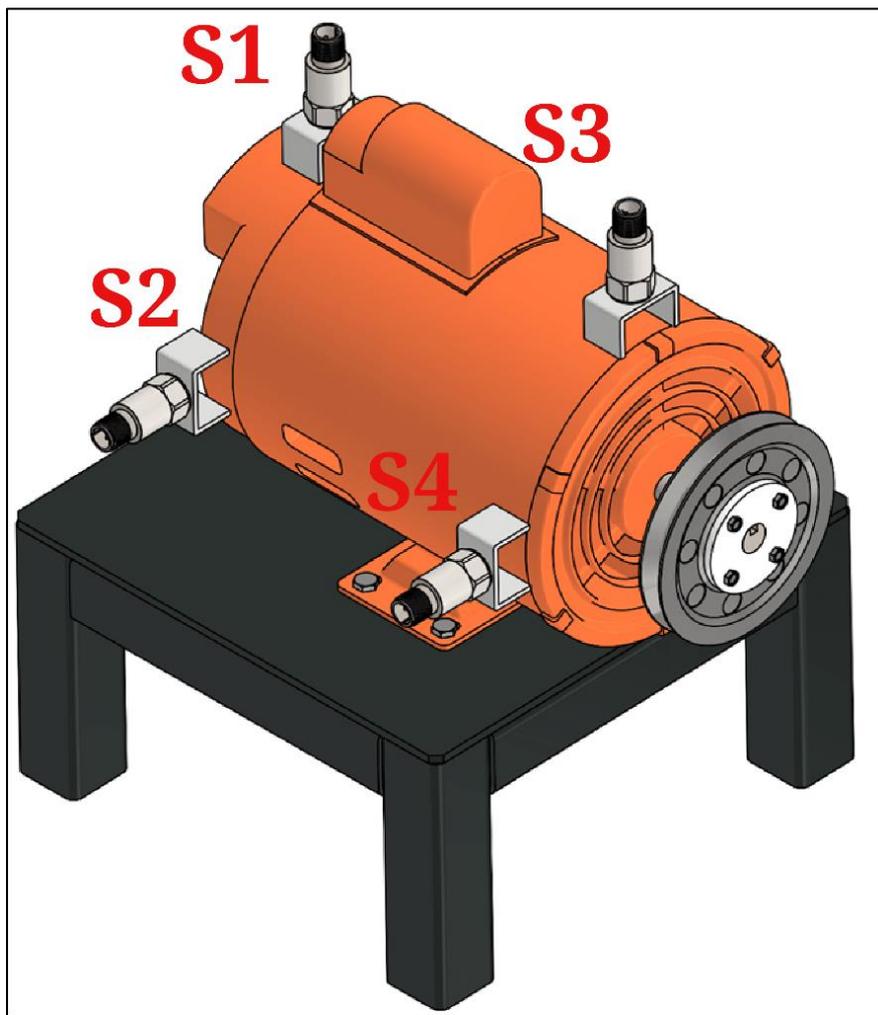
Nota. Este diagrama detalla el proceso utilizado para fabricar y adherir los soportes de los sensores al motor, mostrando cada paso desde el corte inicial hasta la aplicación final del pegamento epóxico.

3.3 Banco de pruebas

Los componentes diseñados y seleccionados para el banco de pruebas fueron ensamblados en CAD, dando lugar a un prototipo que se modeló como se muestra en la siguiente Figura 3.3.

Figura 3.3

Modelado del prototipo del banco de pruebas

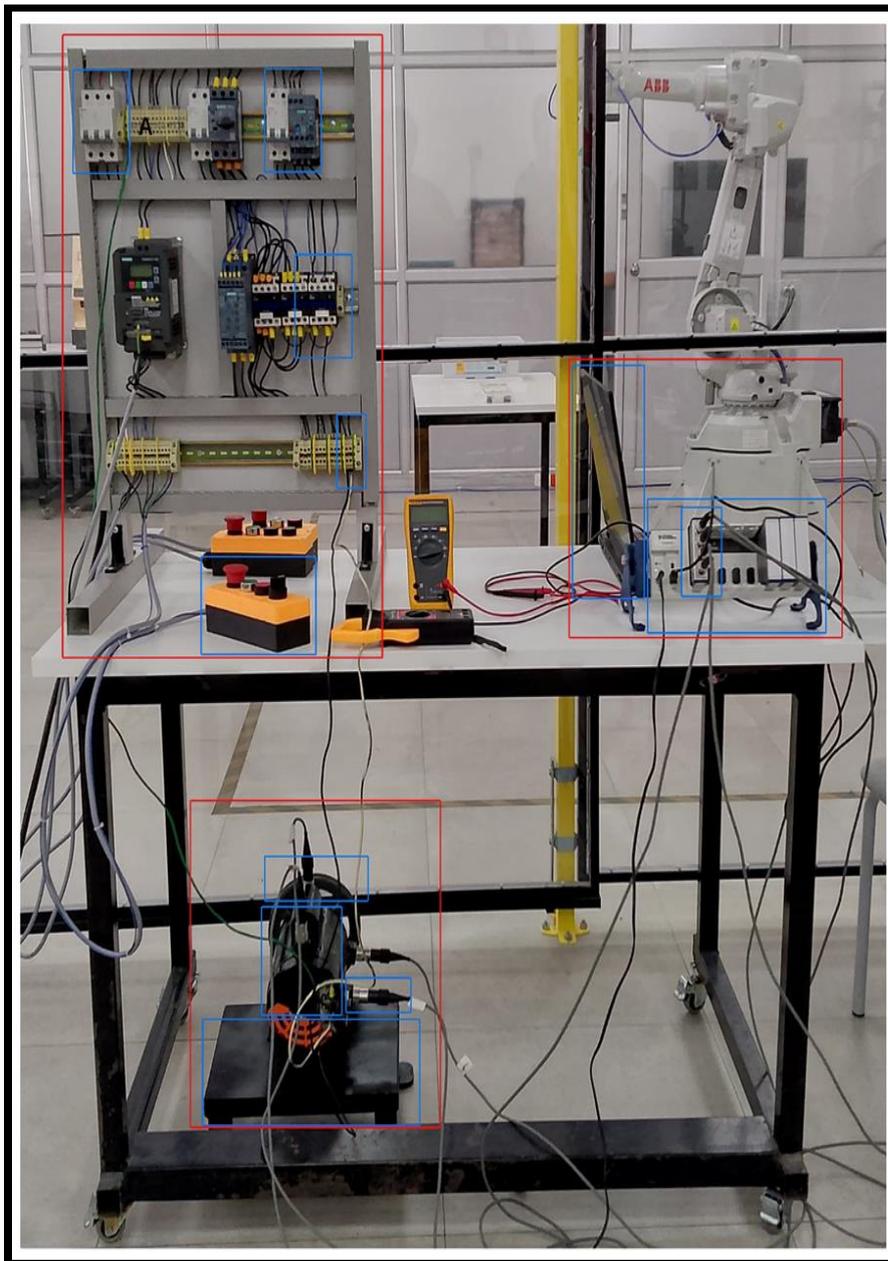


Nota. Presenta el diseño completo del banco de pruebas modelado en CAD, reflejando la integración de componentes mecánicos, electrónicos y eléctricos.

Paralelamente, a continuación, se ilustra en la Figura 3.4 el prototipo para validar el funcionamiento del proyecto. El ensamblaje final del banco de pruebas refleja el diseño mecánico, electrónico, eléctrico y de programación basado en la metodología a escala real, y la Tabla 3.1 que describe cada componente.

Figura 3.4

Banco de pruebas final



Nota. Muestra el ensamblaje final del banco de pruebas, listo para la realización de experimentos y validaciones de la funcionalidad del sistema.

Tabla 3.1

Descripción de la simbología de la Figura 3.4

Simbología	Componente	Descripción
A	Disyuntor general (Siemens 5SJ6320-7KS)	Interrumpe el suministro eléctrico ante sobrecargas.
B	Disyuntor y relé térmico (Sirius 3RU2916-3AA01)	Protege contra sobrecargas y da protección térmica al motor monofásico.
C	Contactador (CAMSCO 220V 60 Hz)	Conecta y desconecta la corriente al motor.
D	Módulo de conexión	Facilita las conexiones eléctricas entre el banco y las fases del motor.
E	Mando de control	Interfaz para control manual del sistema.
F	Laptop	Configura y monitorea el sistema.
G	Chasis NI-9172	Aloja módulos de adquisición de datos.
H	Módulo NI-9233	Módulo para recopilación de señales analógicas.
I	Polea	Carga mecánica en pruebas de motor.
J	Motor Truper® 1/2 Hp	Objeto de estudio para análisis de vibración.
K	Sensor de vibración empernado (ACC-310)	Capta vibraciones del motor para detectar anomalías.
L	Base de motor	Soporte estructural para el motor.

Nota. Proporciona una explicación detallada de cada componente etiquetado en la Figura 3.4, asegurando una comprensión clara de los elementos involucrados en el banco de pruebas.

3.4 Prueba de concepto del banco de pruebas

La Figura 3.5 muestra el sistema desarrollado para la validación del funcionamiento de nuestro proyecto. El ensamblaje final presenta el diseño mecatrónico basándose en el modelado hecho en Inventor a escala real.

Figura 3.5

Banco de pruebas para la prueba de concepto del sistema de detección del fallo en rodamientos

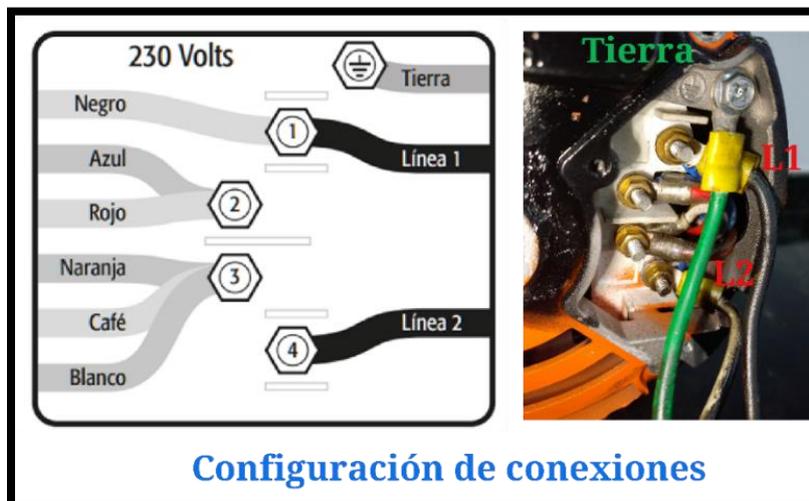


Nota. Ilustra el montaje experimental utilizado para demostrar la viabilidad del sistema diseñado para detectar fallos en rodamientos.

Además, se validaron datos del sistema como velocidad constante del motor medida con ayuda de un tacómetro obteniendo 1725 RPM aproximadamente y configuración de conexiones para el motor 220 V monofásico como se aprecian en las Figura 3.6 y Figura 3.7.

Figura 3.6

Configuración de conexiones para el motor 220 V monofásico



Nota. Muestra la configuración detallada de las conexiones eléctricas implementadas para alimentar el motor monofásico a 220 V.

Figura 3.7

Comprobación de la velocidad constante del motor

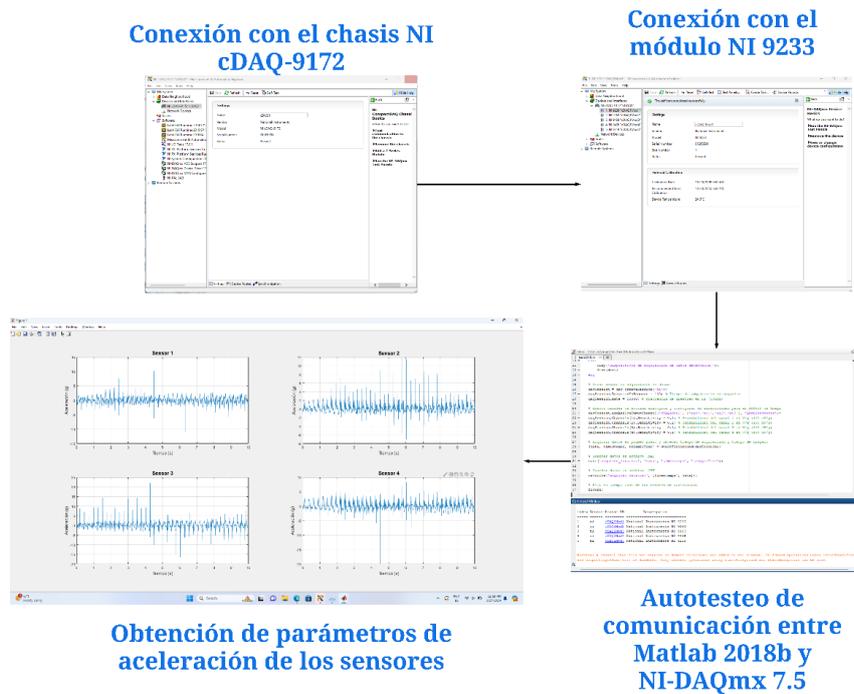


Nota. Verificación de la estabilidad en la velocidad del motor, crucial para analizar vibraciones y detectar con precisión el fallo en los rodamientos.

De forma paralela, se verificó la conexión del equipo de adquisición de datos con el software a emplear como lo detalla la Figura 3.8.

Figura 3.8

Diagrama de conexión entre hardware y software



Nota. Diagrama que explica cómo se conectan los componentes de hardware con el software utilizado para recopilar y analizar datos durante las pruebas.

3.5 Sistema mecánico

El sistema mecánico mostrado en la Figura 3.9 consta de un motor monofásico de 4 polos y 1/2 HP, fijado a una base de acero con cuatro pernos [5/16" G5-UNC] y tuercas hexagonales SAE G5 de rosca gruesa. Esta configuración garantiza una sujeción firme y estable, minimizando cualquier movimiento indeseado durante la operación del motor. La polea de hierro está acoplada al eje del motor con un buje de 5/8" HX5/8".

El sistema también incluye cuatro acelerómetros, colocados para medir aceleraciones en los ejes radiales horizontal y vertical. Cada acelerómetro está montado en una base individual, y estas bases están fijadas a la estructura general utilizando pernos removibles de 1/4"-28 y tuercas hexagonales SAE G5 de rosca fina.

El uso de pernos removibles y tuercas de rosca fina refleja proporciona una mayor resistencia a aflojamientos, asegurando estabilidad y precisión en las mediciones. En este caso,

la conexión empernada de los acelerómetros Omega ACC310 es la que tiene la frecuencia de resonancia fundamental más alta (>40 kHz), lo cual es necesario para mantener la integridad estructural y garantizar mediciones precisas de las señales de aceleración.

En este sentido, tanto la norma ISO 5348:2021 como el manual del Acelerómetro ACC310 establece directrices para la conexión mecánica de equipos de medición como acelerómetros, enfatizando la importancia de la estabilidad y resistencia en las conexiones. La utilización de pernos removibles, como se especifica en esta norma, es consistente con la necesidad de mantener una alta frecuencia de resonancia fundamental. Esta especificación asegura que el acelerómetro no se vea afectado por resonancias estructurales que podrían comprometer la precisión del análisis de la PSD.

Tanto las bases del motor como las de los acelerómetros están fabricadas en acero AISI/SAE 1020. El sistema de cableado conecta los acelerómetros al módulo NI 9233 mediante cables de 2 pines MIL a BNC, asegurando una transmisión adecuada de las señales de aceleración permitiendo un análisis eficiente de los datos.

Figura 3.9*Montaje mecánico*

Nota. La figura ilustra el montaje completo del sistema mecánico, resaltando la disposición de los acelerómetros y la robustez de la estructura para soportar operaciones continuas y mediciones precisas.

La base del sistema mecánico, con un peso aproximado de 12 kilogramos, está fabricada en acero AISI/SAE 1020 con un espesor de 5 mm. Este diseño robusto se construyó mediante un proceso de soldadura para asegurar una estructura sólida que minimiza las vibraciones excesivas del motor. La base está dimensionada para mantener la estabilidad del motor durante su operación, evitando movimientos indeseados que podrían afectar el rendimiento. El uso de

acero con este espesor y el método de fabricación proporcionan una plataforma estable y resistente, crucial para garantizar mediciones precisas y prolongar la vida útil del equipo.

3.6 Sistema eléctrico

El sistema eléctrico del proyecto se seleccionó para asegurar una operación eficiente y segura del banco de pruebas. Este sistema que se visualiza en la Figura 3.10 se compone de componentes encargados de distribuir y regular el flujo eléctrico hacia el motor. La configuración eléctrica fue meticulosamente escogida para soportar las demandas operativas del motor y para proporcionar protección contra posibles sobrecargas o cortocircuitos que pudieran surgir durante los experimentos.

Figura 3.10

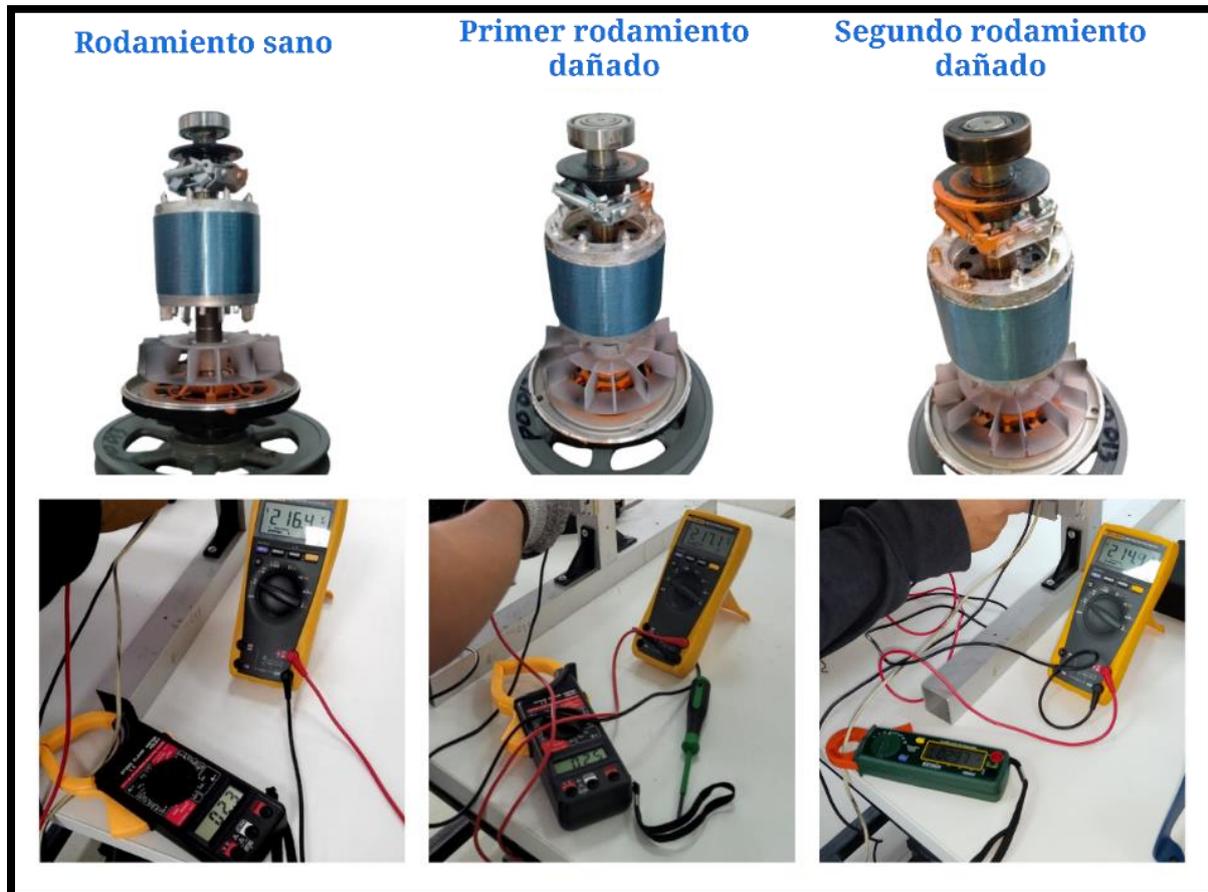
Banco eléctrico de conexión para la toma de 220V



Nota. Muestra la configuración eléctrica del banco de pruebas, diseñada para conectar de manera segura el sistema a una fuente de alimentación de 220V monofásico.

Figura 3.11

Parámetros eléctricos medidos en el motor para el rodamiento sano, primer rodamiento dañado y segundo rodamiento dañado



Nota. Esta figura muestra las mediciones eléctricas realizadas durante las pruebas con rodamientos en condiciones sanas y dos niveles de daño.

En el contexto de las pruebas realizadas en el banco de pruebas mostradas en la Figura 3.11, se detectaron variaciones importantes en los parámetros eléctricos al comparar rodamientos en distintas condiciones de salud. Las mediciones de tensión y corriente mostraron que, para el rodamiento sano, se observaron valores de 216.4 V y una corriente de 2.3 A, lo cual refleja un funcionamiento eficiente y dentro de los estándares normales. En el caso del primer rodamiento dañado, la tensión aumentó levemente a 217.1 V y la corriente a 2.5 A, indicando un mayor esfuerzo del motor debido al desgaste y daño en el rodamiento. Finalmente, para el segundo rodamiento dañado, los valores registrados fueron de 214.1 V y una corriente significativamente mayor de 2.97 A, lo que sugiere un incremento aún mayor en

la resistencia mecánica y un consumo eléctrico más elevado. Estos resultados evidencian cómo las condiciones físicas de los rodamientos influyen directamente en el consumo eléctrico y el rendimiento del sistema.

3.7 Sistema electrónico

La Figura 3.12 ilustra el sistema de adquisición de datos operando a una frecuencia de muestreo de 50 kHz, destacando la integración de los componentes para una medición precisa de las vibraciones. Los acelerómetros Omega ACC310 (S1, S2, S3 y S4) están conectados al módulo NI-9233 a través de cables de 2 pines MIL a BNC, asegurando una vinculación específica y fiable para cada canal del módulo.

Esta disposición facilita la captura de datos de vibración con alta precisión y coherencia. El módulo NI-9233 se encuentra montado en el chasis cDAQ-9172-NI, que proporciona tanto el soporte estructural como la interfaz de conexión con la computadora. El chasis opera con un rango de voltaje de 11 V a 30 V y está vinculado a la PC mediante un cable USB 2.0, garantizando una transferencia de datos fluida y eficiente.

La computadora, equipada con el controlador DAQ-mx y el software compatible, gestiona la recepción y el procesamiento de los datos de vibración. Esta configuración permite la visualización detallada y el almacenamiento de los datos, facilitando un diagnóstico preciso de fallos en los rodamientos y asegurando una monitorización efectiva del sistema.

La compatibilidad entre MATLAB[®] 2018b y el controlador DAQ-mx V.17.5 permite una integración sin problemas, optimizando el análisis de datos en los estudios avanzados de diagnóstico empleando la PSD.

Figura 3.12*Sistema de adquisición de datos*

Sistema de adquisición de datos

Nota. Se muestran los componentes del sistema de adquisición de datos constituida del chasis cDAQ-9272 y el Módulo 9233 para la obtención y análisis de la información de los acelerómetros.

3.8 Sistema computacional

Para realizar un análisis exhaustivo del comportamiento vibratorio del sistema, se utilizó Live Editor en MATLAB[®] 2018b ya que permite ejecutar scripts en un entorno interactivo. Esta plataforma no solo facilita la escritura y edición del código, sino que también permite visualizar de manera simultánea los resultados y las salidas generadas por el algoritmo en tiempo real a través de un Live Script. La adquisición de datos se llevó a cabo mediante *Data Acquisition Toolbox*, el Live Script desarrollado se adjunta en un repositorio en el Apéndice de este proyecto.

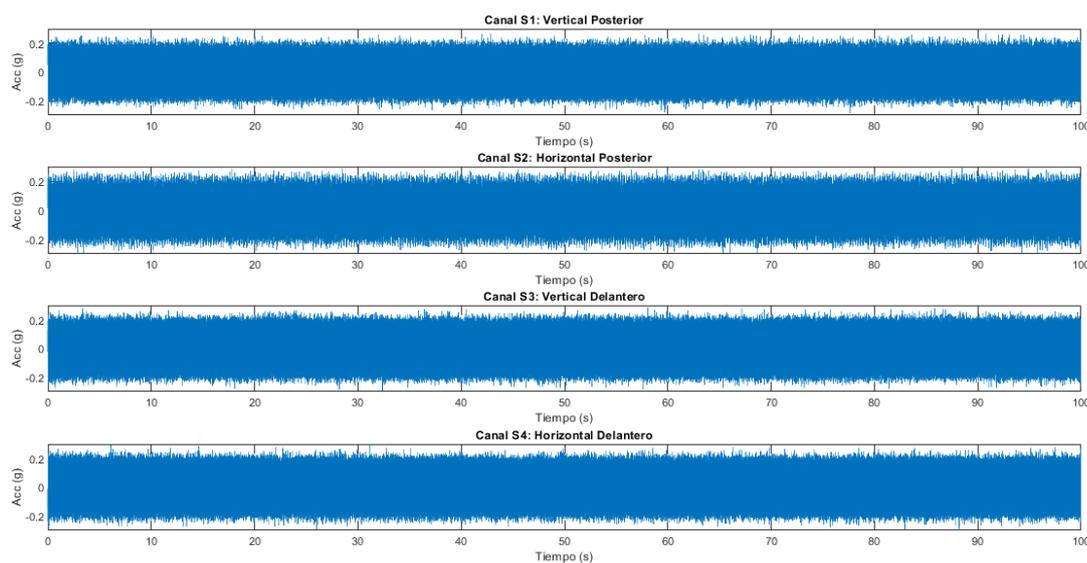
3.8.1 Resultados de pruebas con el rodamiento sano

La gráfica de la Figura 3.13 que se presenta a continuación muestra cuatro señales obtenidas del *Data Acquisition Toolbox* de MATLAB[®], cada una correspondiente a la lectura

de un acelerómetro uniaxial ubicado en un punto específico del motor monofásico. Los cuatro canales representan las mediciones de los sensores (S_1 , S_2 , S_3 , S_4) en unidades de aceleración g. Las variaciones en la amplitud de estas señales indican cambios en la intensidad de las vibraciones.

Figura 3.13

Datos obtenidos de la lectura de parámetros de aceleración del rodamiento sano en 100 segundos



Nota. Presenta una serie temporal de los datos de vibración recopilados del rodamiento en buen estado, usada para analizar el comportamiento bajo condiciones normales.

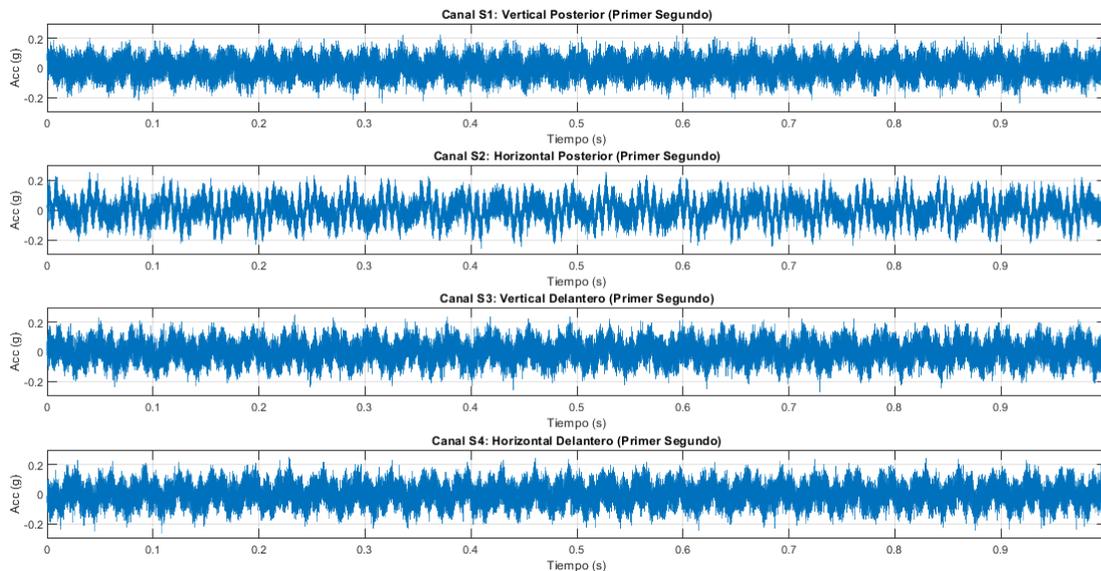
De forma paralela, se observó el primer segundo de datos para cada canal para apreciar la forma de onda detalladamente. Aunque el sistema ya había alcanzado un estado estable, esta observación inicial fue necesaria para confirmar que el comportamiento de la señal era consistente y que no había anomalías evidentes.

La gráfica Figura 3.14 del primer segundo de la permitió una visualización clara y menos compleja de la señal, facilitando la identificación de patrones y fluctuaciones que podrían haber sido ocultos en periodos más largos. Los valores de la aceleración (representada

en el eje Y, y medida en g) fluctúan aproximadamente entre un mínimo de $-0.2g$ y un máximo de $0.2g$ en el tiempo (representado en el eje X).

Figura 3.14

Datos obtenidos de la lectura de parámetros de aceleración del rodamiento sano en el primer segundo



Nota. Proporciona un vistazo detallado al primer segundo de datos recogidos, enfocándose en las características iniciales de la señal de vibración.

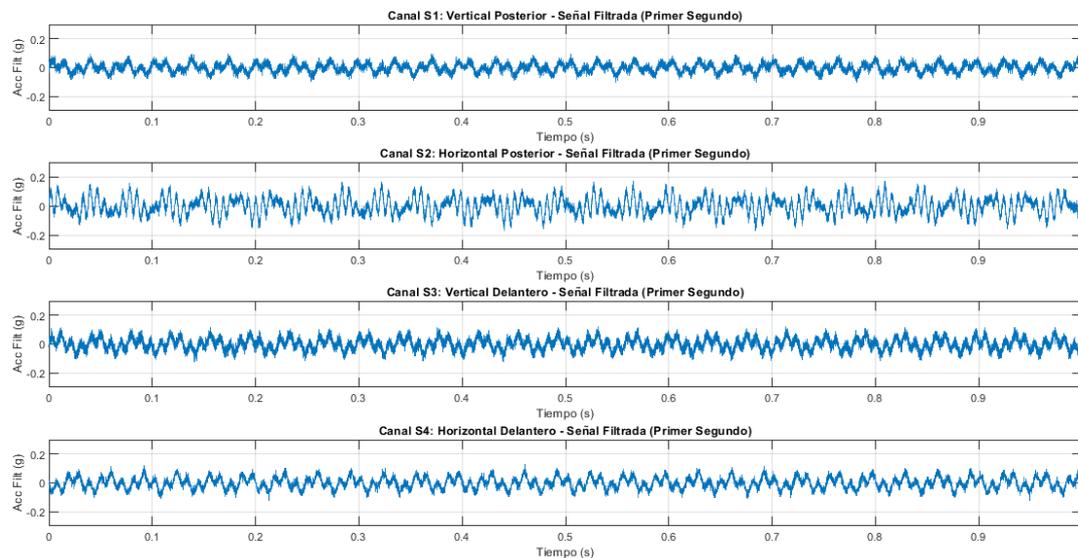
A continuación, en la Figura 3.15 se muestra el resultado de aplicar un filtro pasa-bajos con una frecuencia de corte de 5000 Hz directamente a la señal de aceleración. Este filtro ha permitido enfocar el análisis en las frecuencias relevantes para la detección de fallos en los rodamientos, ya que estas frecuencias suelen estar por debajo de este umbral.

Al atenuar las componentes de alta frecuencia y las resonancias no deseadas, el filtro ha reducido el ruido y las interferencias en la señal de aceleración, facilitando una evaluación más precisa de las vibraciones asociadas a defectos en el rodamiento.

El resultado presenta una señal de aceleración más clara y centrada en las frecuencias de interés, mejorando la capacidad para identificar patrones específicos de fallos.

Figura 3.15

Señal filtrada de aceleración para el primer segundo

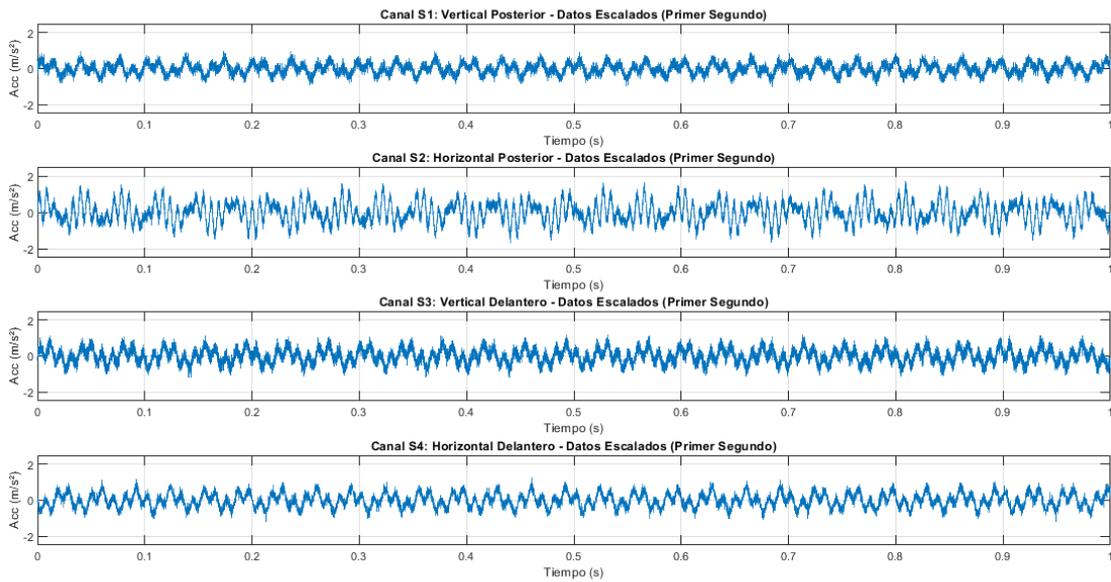


Nota. Muestra la señal de aceleración después de aplicar un filtro pasa-bajos, destacando las frecuencias críticas para la detección de fallos en el rodamiento.

Posteriormente, en la gráfica Figura 3.16 y Figura 3.17 se realiza un escalado, que convierte la señal filtrada de aceleración medida en g a metros por segundo al cuadrado (m/s^2) utilizando la gravedad estándar de $9.807 m/s^2$. Este ajuste convierte los datos de aceleración expresados a unidades físicas, proporcionando una representación más adecuada de la magnitud de la aceleración.

Figura 3.16

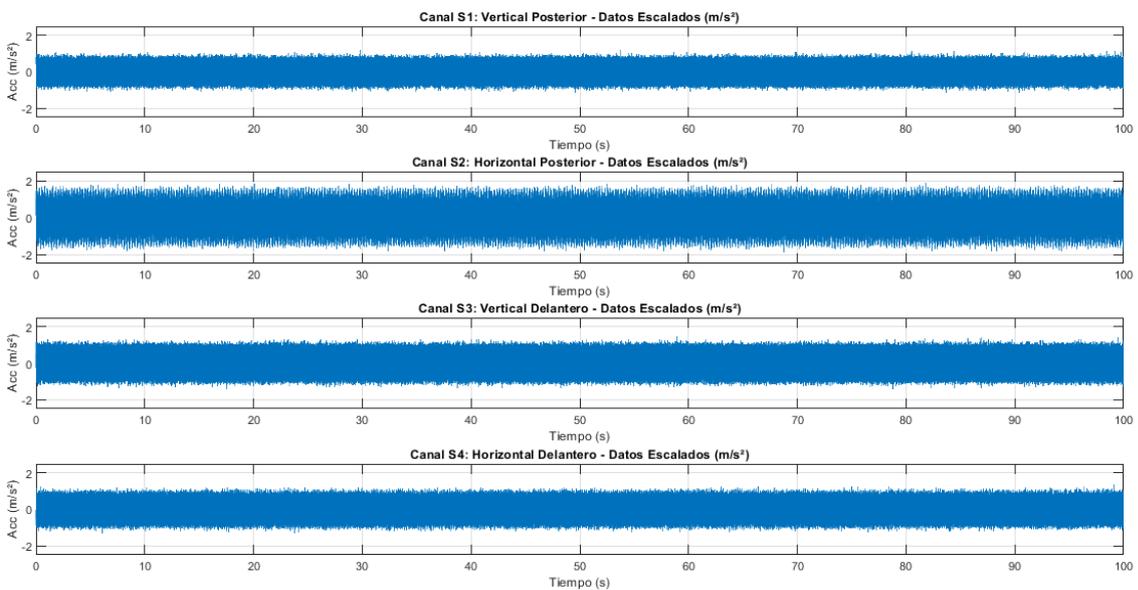
Señal escalada de aceleración para el primer segundo



Nota. La figura exhibe la aceleración escalada en m/s^2 para un segundo, cuya señal es ajustada multiplicando por la gravedad para reflejar la intensidad real del movimiento en términos físicos.

Figura 3.17

Señal escalada de aceleración para el intervalo de 100 segundos



Nota. La figura exhibe la aceleración escalada en m/s^2 para la muestra completa de 100 segundos, cuya señal es ajustada multiplicando por la gravedad para reflejar su magnitud real.

Consiguientemente se muestra el análisis de la Densidad Espectral de Potencia para el intervalo de 100 segundos, utilizando el método de Welch con ventanas de 262144 muestras y un 75% de superposición. La PSD se calcula para cada canal y se grafica en función de la frecuencia, mostrando la distribución de la energía de la señal a través de diferentes frecuencias.

Se establece en el algoritmo que, si el número de los armónicos de las frecuencias detectadas es mayor a 2 considerando todos los canales de medición, entonces se considera una posible indicación de fallo en el rodamiento. La presencia de múltiples picos en frecuencias armónicas cercanas a las frecuencias características de fallos en uno de los canales refuerza la evidencia de que el rodamiento podría estar experimentando problemas.

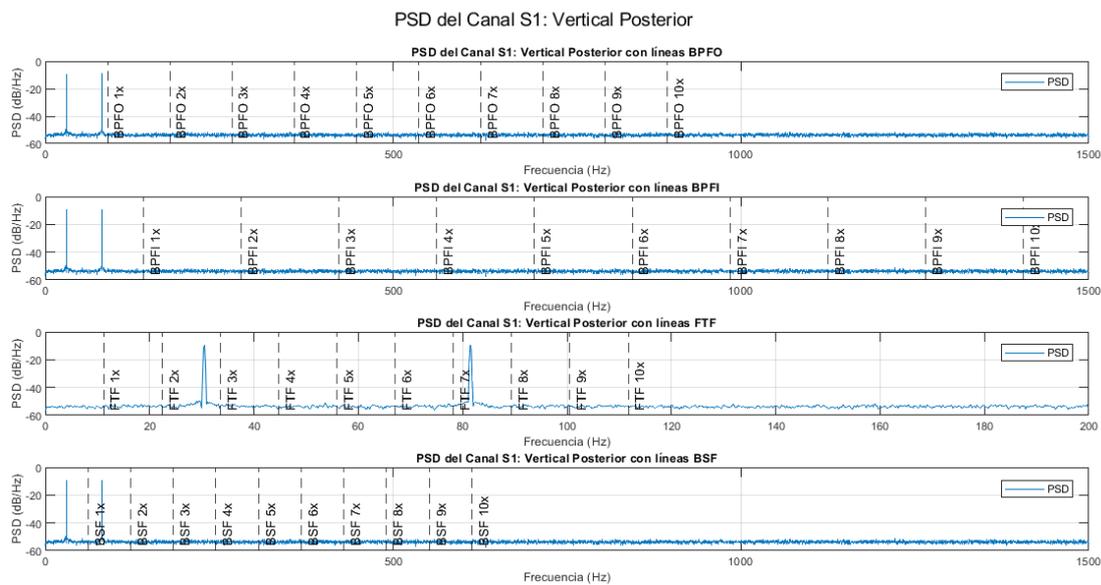
En los gráficos mostrados a continuación, el eje horizontal representa la frecuencia en Hertz (Hz) y el eje vertical muestra la densidad espectral de potencia en decibelios por Hertz (dB/Hz). Las líneas verticales indican las frecuencias características de fallos en rodamientos y sus respectivos armónicos. Se estableció un rango de amplitud en la PSD con un valor superior a 25 dB para la detección de picos para mejorar la precisión del análisis, usualmente este parámetro es empleado tal como se cita en el Capítulo 1, ya que un mayor nivel de amplitud en la PSD en dB/Hz a una frecuencia específica indica que esa frecuencia tiene una mayor cantidad de energía en la señal de vibración.

Este rango se define con el objetivo de identificar picos que sean notablemente más prominentes en comparación con el ruido de fondo y las fluctuaciones menores. Además de esta forma se asegura el algoritmo que los picos que se detectan son lo suficientemente fuertes y significativos para ser considerados relevantes, excluyendo así picos que podrían ser el resultado de interferencias o ruido, que generalmente tienen amplitudes menores.

Como tal en los cuatro canales analizados (Figura 3.18, Figura 3.19, Figura 3.20, Figura 3.21), se observa una consistencia en el patrón de la densidad espectral de potencia (PSD). En cada canal no se identifican picos en frecuencias características asociadas a fallos en los rodamientos.

Figura 3.18

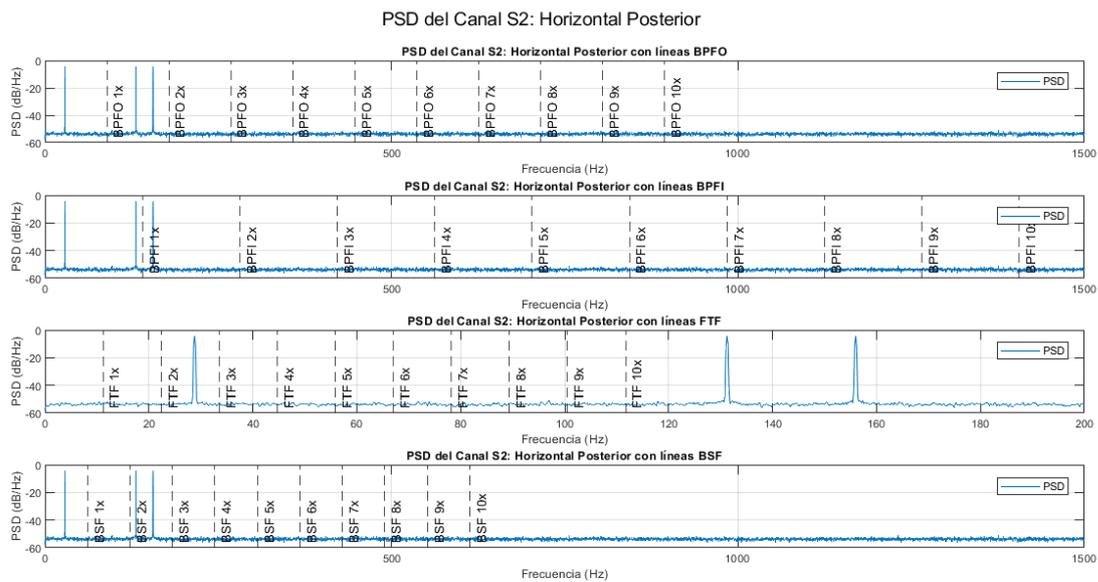
Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el Canal 1 del rodamiento sano



Nota. La figura muestra la distribución de la energía de la señal en función de la frecuencia para el primer canal, sin evidencia de picos en las frecuencias características de fallos en los rodamientos.

Figura 3.19

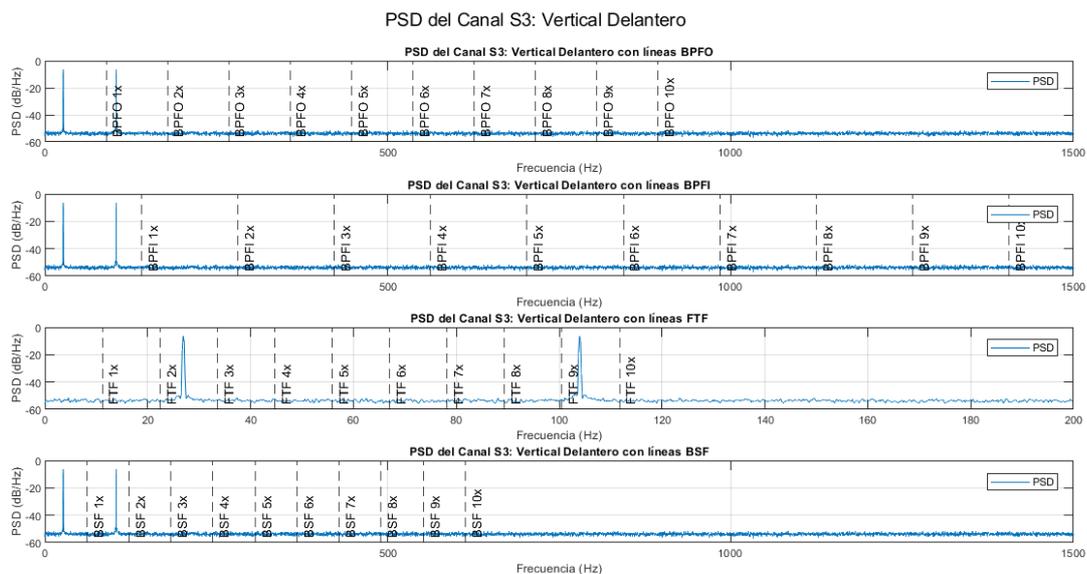
Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el Canal 2 del rodamiento sano



Nota. La figura ilustra la PSD del segundo canal, destacando la consistencia con el comportamiento esperado de un rodamiento en buen estado.

Figura 3.20

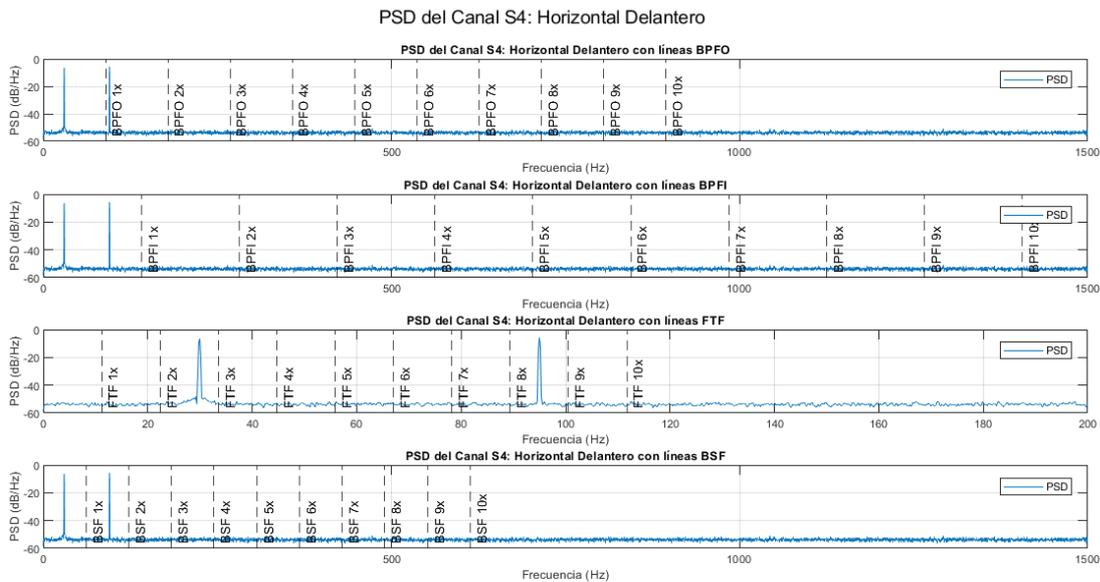
Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el Canal 3 del rodamiento sano



Nota. La figura presenta la PSD correspondiente al tercer canal, sin detección de picos significativos en las frecuencias de fallos típicas.

Figura 3.21

Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el Canal 4 del rodamiento sano



Nota. La figura muestra la PSD del cuarto canal, corroborando la ausencia de fallos mediante la uniformidad en la distribución de la energía a lo largo de las frecuencias.

Cabe destacar que, debido a la posible formación de bandas laterales alrededor de los picos de frecuencia, generalmente se establece un umbral porcentual del $\pm 2\%$ alrededor de cada frecuencia armónica. Este umbral determina la proximidad entre las frecuencias detectadas y las frecuencias armónicas.

Esta decisión se justifica debido a los deslizamientos que pueden ocurrir en el motor durante la medición. Estos deslizamientos provocan variaciones en la velocidad real del motor en comparación con su velocidad teórica, lo que a su vez afecta las frecuencias de fallo esperadas.

Estas variaciones pueden dar lugar a la formación de bandas laterales alrededor de los picos de frecuencia principales, desviando ligeramente las frecuencias detectadas de sus valores armónicos ideales. Al aplicar dicho umbral se puede asegurar que las frecuencias detectadas que caen dentro de este rango sean consideradas como coincidentes con las

armónicas esperadas, permitiendo una detección más precisa de fallos en presencia de deslizamiento.

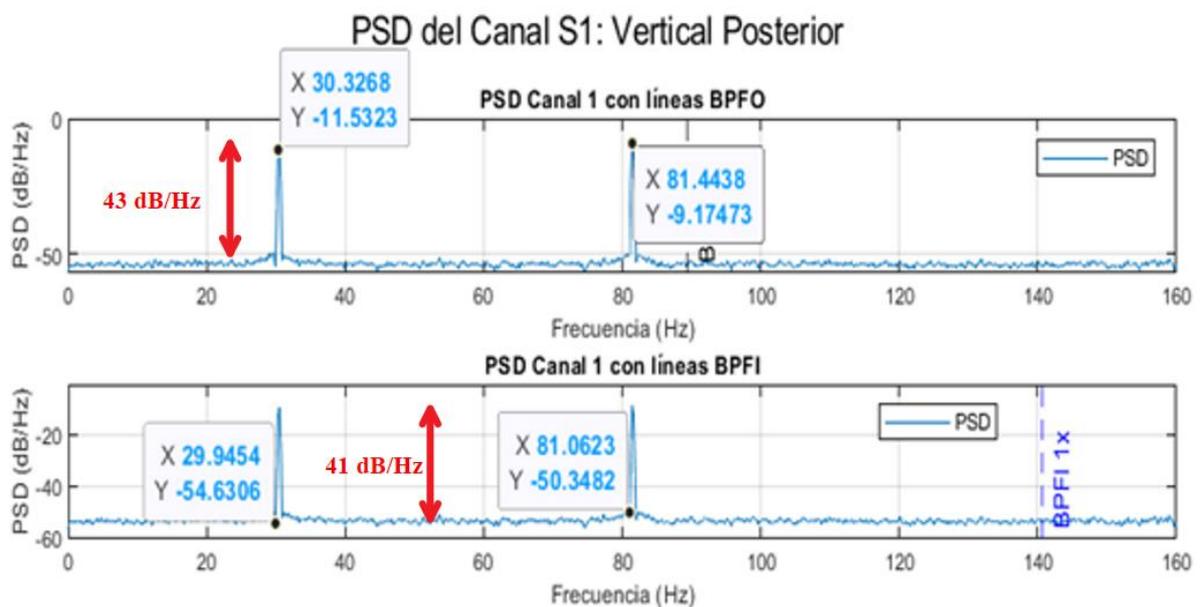
Así, para la huella espectral del rodamiento sano, la ausencia de estos picos sugiere que no hay fallos evidentes en los rodamientos bajo las condiciones de operación actuales. Las frecuencias predominantes observadas en la PSD deben estar relacionadas con el funcionamiento normal del motor, y no con defectos en los rodamientos.

Esta uniformidad entre los canales refuerza la idea de que no hay fallos significativos, ya que, de existir un defecto, se esperaría detectar picos en las frecuencias características y en sus armónicos en al menos uno de los canales. Los picos detectados se muestran como salida del algoritmo tras la estimación del PSD.

Los picos detectados que cumplen con la primera condición se muestran a continuación en la Figura 3.22, en este caso se muestran los valores de los picos del canal S₁, los cuales corresponden de forma exacta a 30.5176 Hz y 81.4438 Hz.

Figura 3.22

Visualización de las frecuencias picos encontradas y su amplitud en la PSD



Nota. La figura muestra las frecuencias picos encontrados en el primer canal, su respectiva comparación con los valores de los armónicos de las frecuencias de fallo del rodamiento y el valor de la amplitud superior al umbral establecido.

En la gráfica se observan picos pronunciados que superan el umbral de 25 dB/Hz.

Estos picos indican la presencia de componentes frecuenciales significativas en la señal asociados con la velocidad del motor y sus demás componentes.

Figura 3.23

Resultado del análisis de los picos en las frecuencias encontradas en el rodamiento sano

Frecuencias de los picos para el Canal 1:	30.5176	81.4438	
Frecuencias de los picos para el Canal 2:	28.8010	131.2256	156.0211
Frecuencias de los picos para el Canal 3:	26.8936	103.9505	
Frecuencias de los picos para el Canal 4:	29.9454	94.9860	
Comparación para el Canal 1:	Canal 1: Ninguna frecuencia detectada está dentro de la región de frecuencias características.		
Comparación para el Canal 2:	Canal 2: Ninguna frecuencia detectada está dentro de la región de frecuencias características.		
Comparación para el Canal 3:	Canal 3: Ninguna frecuencia detectada está dentro de la región de frecuencias características.		
Comparación para el Canal 4:	Canal 4: Ninguna frecuencia detectada está dentro de la región de frecuencias características.		
No se ha detectado ningún fallo en el rodamiento en ninguno de los canales.			

Nota. La figura muestra las frecuencias picos por cada canal, y su respectiva comparación con los valores de los armónicos de las frecuencias de fallo del rodamiento.

Conjuntamente como se demuestra en la Figura 3.23, los datos sugieren que el motor monofásico está operando normalmente, sin signos claros de fallos en los rodamientos. Aunque siempre es recomendable considerar posibles fallos menores o en frecuencias no cubiertas por el análisis (ultrasonido), los resultados obtenidos hasta ahora aluden que el estado de los rodamientos es adecuado.

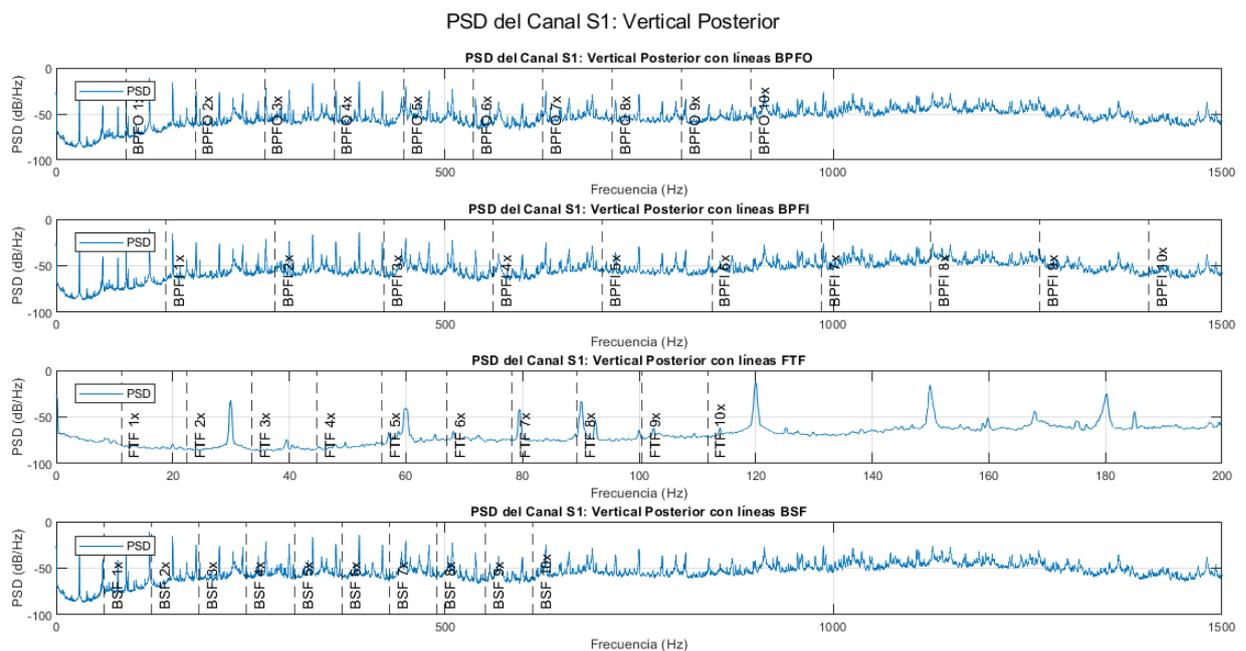
3.8.2 Resultados de pruebas con el primer rodamiento dañado

En la evaluación del primer rodamiento dañado, se realizó a cabo un análisis de la Densidad Espectral de Potencia (PSD) para cada uno de los cuatro canales de medición. Este

análisis es importante para identificar la distribución de energía en función de la frecuencia y detectar la presencia de picos en las frecuencias características de fallos en los rodamientos. Las figuras (Figura 3.24, Figura 3.25, Figura 3.26, Figura 3.27) presentadas a continuación muestran los resultados obtenidos para cada canal, demostrando la aparición de picos que presentan la presencia de daños en el rodamiento. Estos picos mostrados en la Figura 3.29 son indicativos de resonancias o defectos específicos en el rodamiento, lo cual es fundamental para confirmar el estado de deterioro del componente.

Figura 3.24

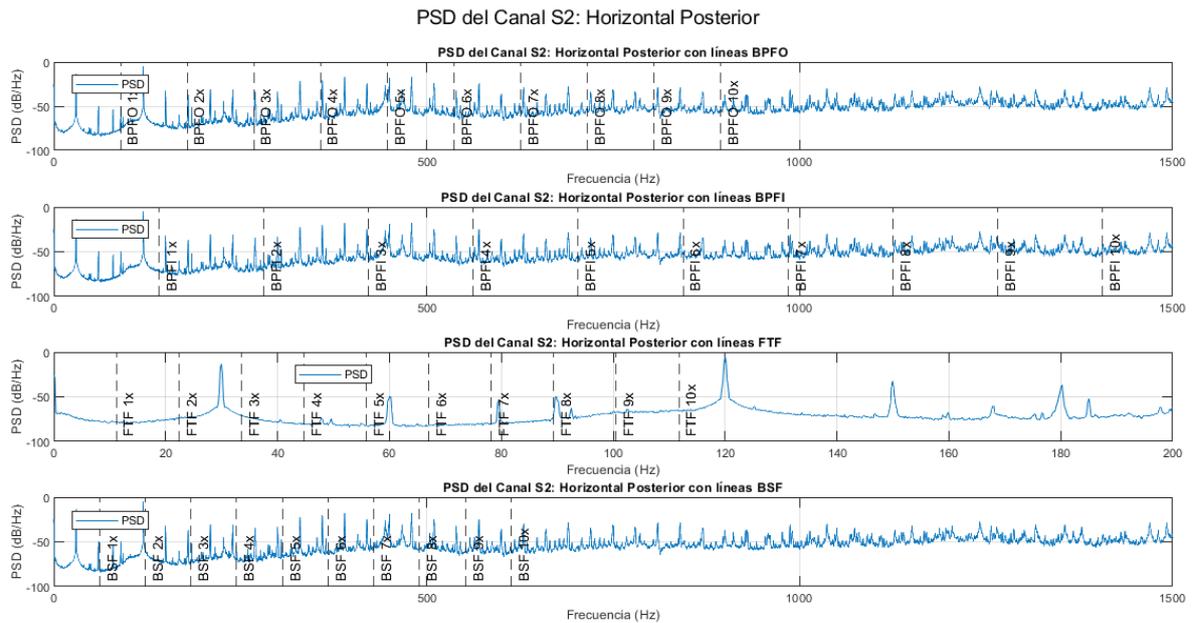
Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el Canal 1 del primer rodamiento dañado



Nota. La figura muestra la distribución de la energía de la señal en función de la frecuencia para el primer canal, revelando picos en las frecuencias características de fallos en los rodamientos, sugiriendo la presencia de daños en el rodamiento.

Figura 3.25

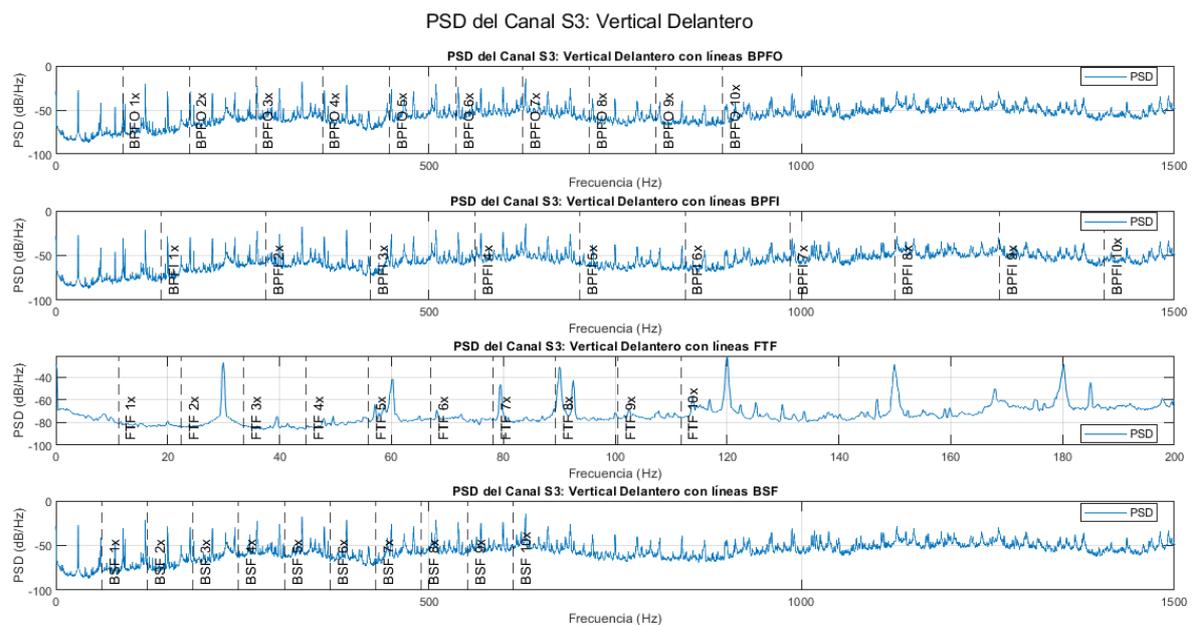
Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el Canal 2 del primer rodamiento dañado



Nota. En la figura del segundo canal, se observa una distribución de energía que incluye picos en las frecuencias asociadas con fallos en los rodamientos.

Figura 3.26

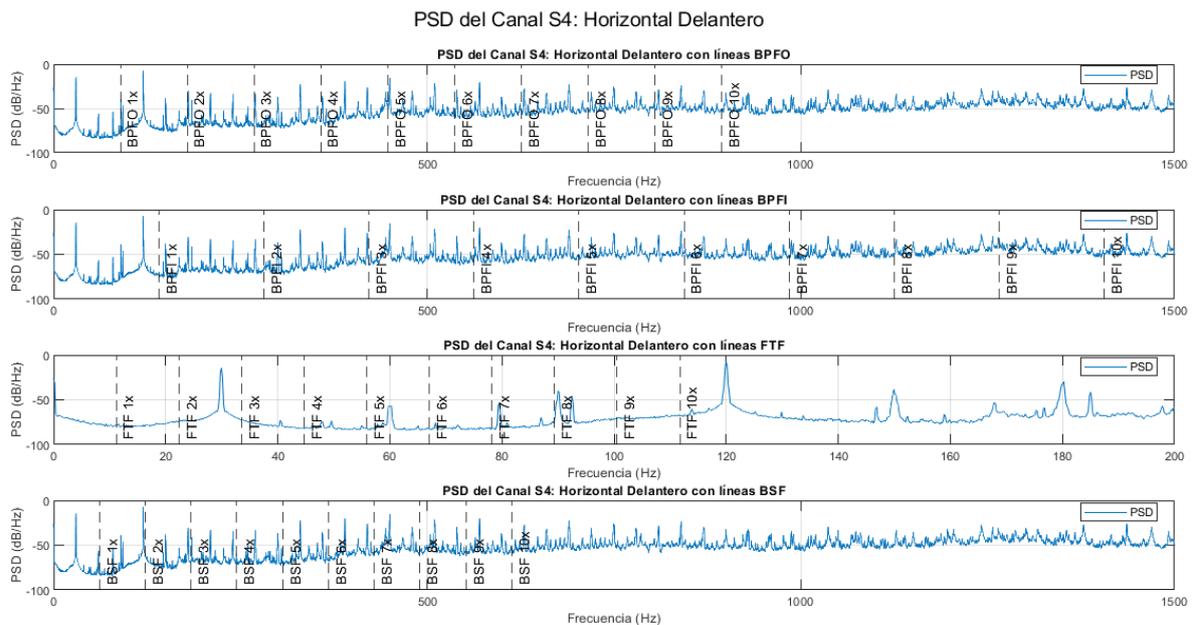
Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el Canal 3 del primer rodamiento dañado



Nota. La figura correspondiente al tercer canal muestra una distribución espectral con picos en las frecuencias características de fallos en los rodamientos.

Figura 3.27

Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el Canal 4 del primer rodamiento dañado

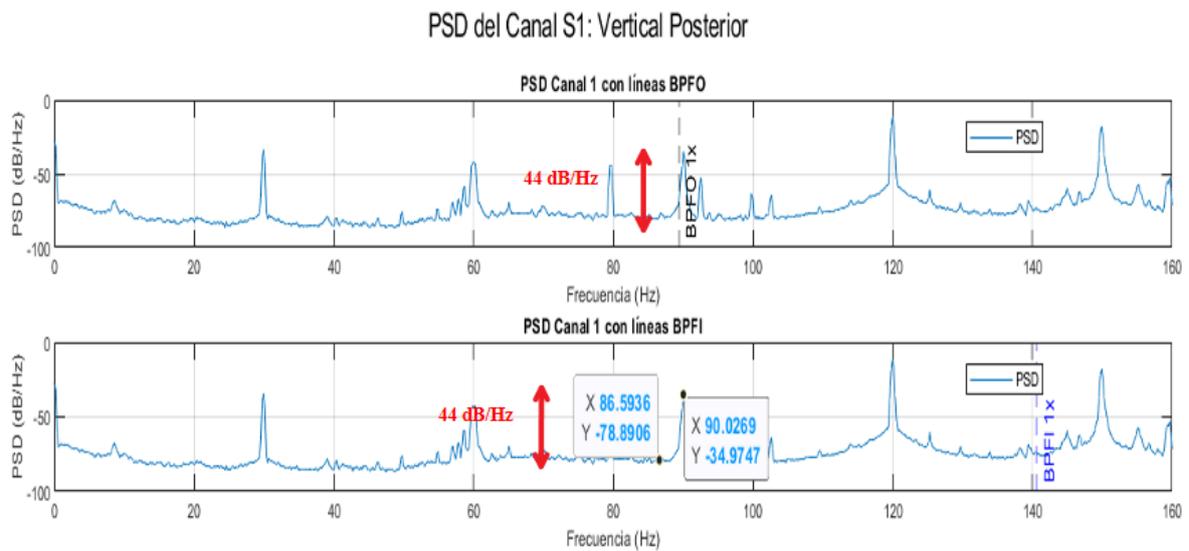


Nota. Para el cuarto canal, la distribución de la energía en función de la frecuencia también presenta picos en las frecuencias asociadas con fallos en los rodamientos.

El análisis de la Densidad Espectral de Potencia (PSD) del primer rodamiento dañado, realizado en cuatro canales de medición, muestra de manera consistente picos en las frecuencias características de fallos en rodamientos, con amplitudes superiores en promedio a 40 dB/Hz en cada canal. Estos picos mostrados en la Figura 3.28 indican claramente la presencia de daño en el rodamiento y confirman que los defectos son evidentes y consistentes en todos los puntos de medición. La uniformidad de estos resultados a través de los cuatro canales refuerza la certeza de los hallazgos y proporciona una base sólida para la evaluación del estado del componente.

Figura 3.28

Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el Canal 1 del primer rodamiento dañado



Nota. La figura muestra las frecuencias picos encontrados en el primer canal, en este caso se aprecia que una frecuencia corresponde al fallo del primer armónico del BPFO, siendo este con un valor de amplitud de 44dB/Hz.

Además, se aprecia la aplicación del umbral del $\pm 2\%$ ya que no cae exactamente en la línea de referencia del BPFO X1 calculada teóricamente. Es decir que la proximidad de los picos observados a las frecuencias teóricas predichas, junto con su amplitud significativa, sugiere que el umbral aplicado es adecuado para identificar correctamente los defectos, los cuales pueden apreciarse en la comparación por canal realizada en la Figura 3.28 .

Figura 3.29

Resultado del análisis de los picos en las frecuencias encontradas en el primer rodamiento dañado del primer experimento

Frecuencias de los picos para el Canal 1:														
1.0e+03 *														
0.0299	0.0900	0.1200	0.1499	0.1802	0.2100	0.2277	0.2399	0.2598	0.2699	0.2998	0.3302	0.3416	0.3477	0.3599
Frecuencias de los picos para el Canal 2:														
1.0e+03 *														
0.0299	0.1200	0.1499	0.1802	0.2100	0.2399	0.2699	0.3002	0.3302	0.3599	0.3899	0.4198	0.4442	0.4454	0.4457
Frecuencias de los picos para el Canal 3:														
1.0e+03 *														
0.0299	0.0900	0.1200	0.1499	0.1802	0.2100	0.2277	0.2399	0.2598	0.2699	0.2998	0.3294	0.3302	0.3599	0.3893
Frecuencias de los picos para el Canal 4:														
1.0e+03 *														
0.0299	0.0900	0.1200	0.1499	0.1802	0.1850	0.2100	0.2399	0.2699	0.2998	0.3302	0.3899	0.4198	0.4442	0.4501
Comparación para el Canal 1:														
Canal 1: Frecuencia detectada 90.03 Hz está cerca del armónico 1 (89.38 Hz) para BPFO														
Canal 1: Frecuencia detectada 419.81 Hz está cerca del armónico 3 (421.87 Hz) para BPFI														
Canal 1: Frecuencia detectada 90.03 Hz está cerca del armónico 8 (89.38 Hz) para FTF														
Comparación para el Canal 2:														
Canal 2: Frecuencia detectada 180.24 Hz está cerca del armónico 2 (178.75 Hz) para BPFO														
Canal 2: Frecuencia detectada 419.81 Hz está cerca del armónico 3 (421.87 Hz) para BPFI														
Comparación para el Canal 3:														
Canal 3: Frecuencia detectada 90.03 Hz está cerca del armónico 1 (89.38 Hz) para BPFO														
Canal 3: Frecuencia detectada 570.11 Hz está cerca del armónico 4 (562.49 Hz) para BPFI														
Canal 3: Frecuencia detectada 90.03 Hz está cerca del armónico 8 (89.38 Hz) para FTF														
Canal 3: Frecuencia detectada 617.98 Hz está cerca del armónico 10 (613.15 Hz) para BSF														
Comparación para el Canal 4:														
Canal 4: Frecuencia detectada 90.03 Hz está cerca del armónico 1 (89.38 Hz) para BPFO														
Canal 4: Frecuencia detectada 419.81 Hz está cerca del armónico 3 (421.87 Hz) para BPFI														
Canal 4: Frecuencia detectada 90.03 Hz está cerca del armónico 8 (89.38 Hz) para FTF														
Canal 4: Frecuencia detectada 185.01 Hz está cerca del armónico 3 (183.94 Hz) para BSF														
Se ha detectado al menos un posible fallo en el rodamiento en uno o más canales.														

Nota. La figura muestra el análisis de frecuencia del primer rodamiento dañado: Se muestran los picos de frecuencia y su relación con los armónicos de falla, confirmando la presencia de daño en el componente por cada canal del primer experimento.

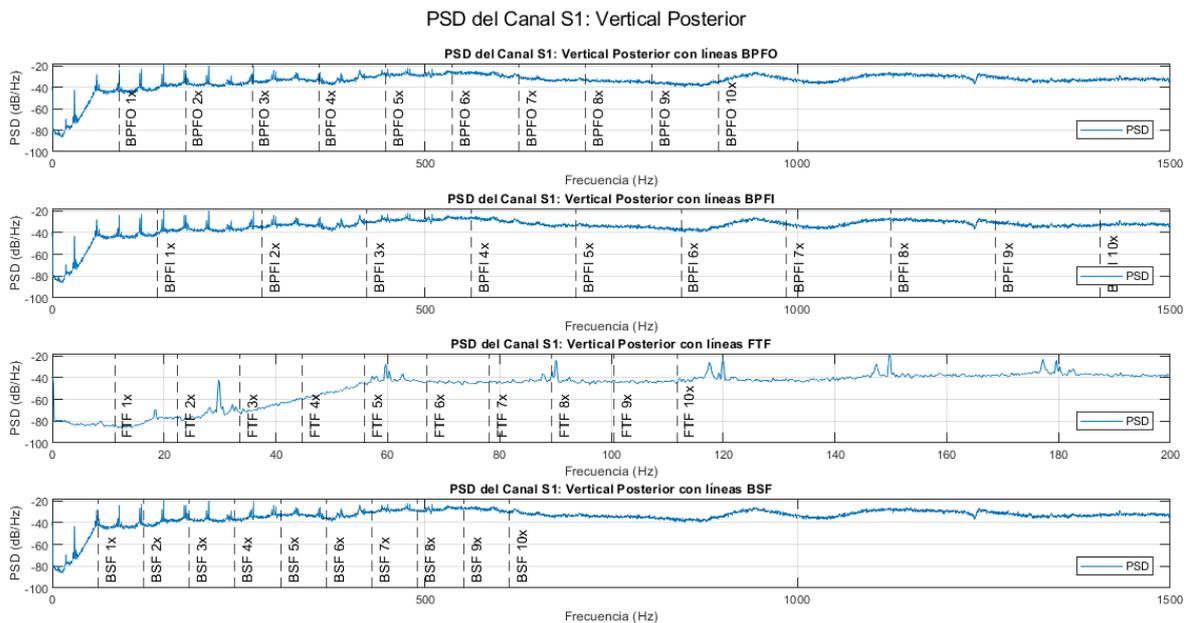
3.8.3 Resultados de pruebas con el segundo rodamiento dañado

El análisis de la Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el segundo rodamiento dañado permite una evaluación detallada de la distribución de energía en diferentes frecuencias, con el objetivo de identificar picos asociados a fallos en el rodamiento. Las gráficas correspondientes a cada canal de medición se presentan a continuación, revelando picos significativos en las frecuencias características de fallos, lo que sugiere la existencia de daños

en el rodamiento más graves. Este análisis es esencial para comprender el grado de deterioro del segundo rodamiento y para comparar los resultados con los obtenidos en el primer rodamiento dañado.

Figura 3.30

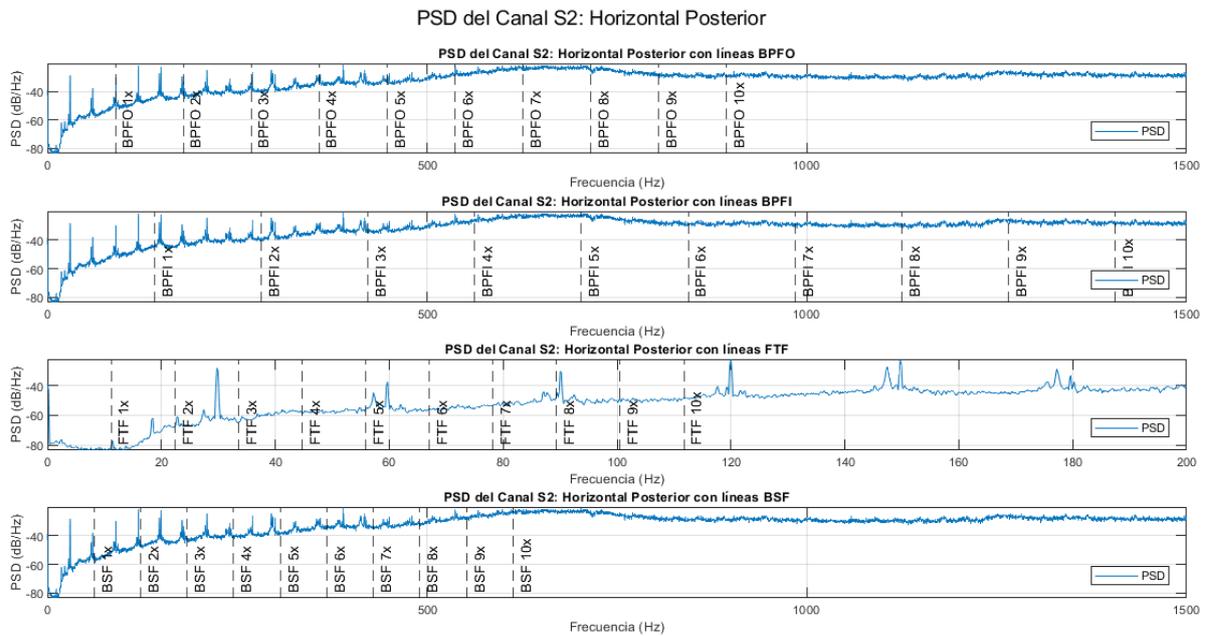
Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el Canal 1 del segundo rodamiento dañado



Nota. La figura muestra la distribución de la energía de la señal en función de la frecuencia para el primer canal, revelando picos en las frecuencias características de fallos en los rodamientos, sugiriendo la presencia de daños en el rodamiento.

Figura 3.31

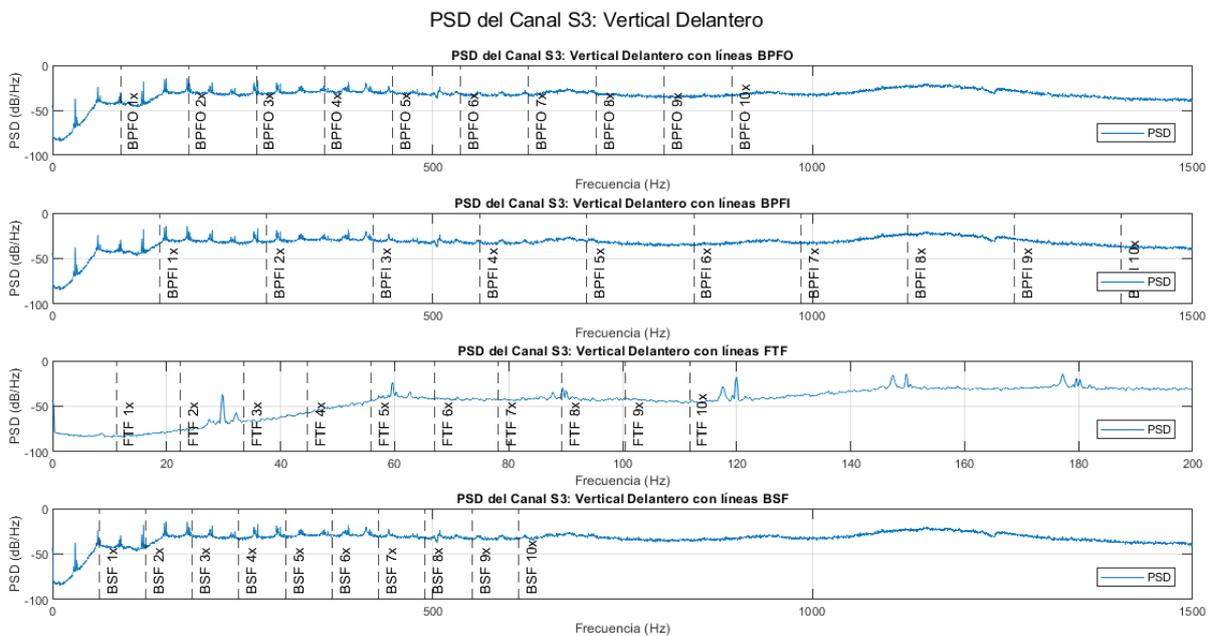
Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el Canal 2 del segundo rodamiento dañado



Nota. En la figura del segundo canal, se observa una distribución de energía que incluye picos en las frecuencias asociadas con fallos en los rodamientos.

Figura 3.32

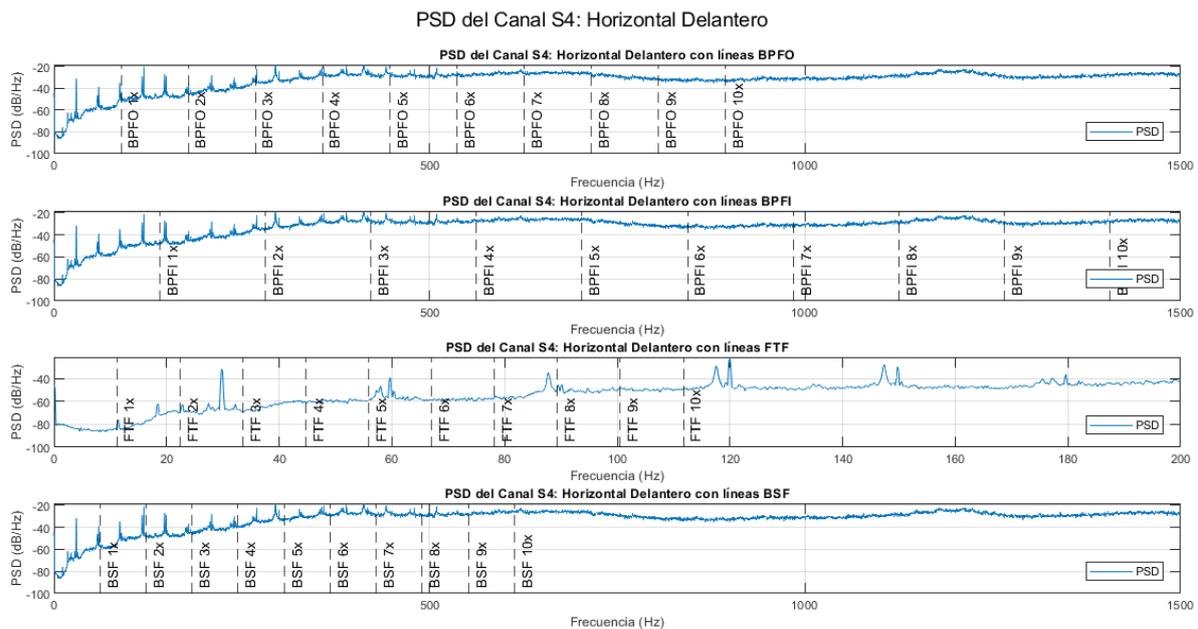
Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el Canal 3 del segundo rodamiento dañado



Nota. En la figura del tercer canal, se observa una distribución de energía que incluye picos en las frecuencias asociadas con fallos en los rodamientos.

Figura 3.33

Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el Canal 4 del segundo rodamiento dañado



Nota. En la figura del cuarto canal, se observa una distribución de energía que incluye picos en las frecuencias asociadas con fallos en los rodamientos.

De forma similar, se aprecian picos en las frecuencias características de fallos en rodamientos en el análisis de la Densidad Espectral de Potencia (PSD) del primer rodamiento dañado, realizado en los cuatro canales de medición.

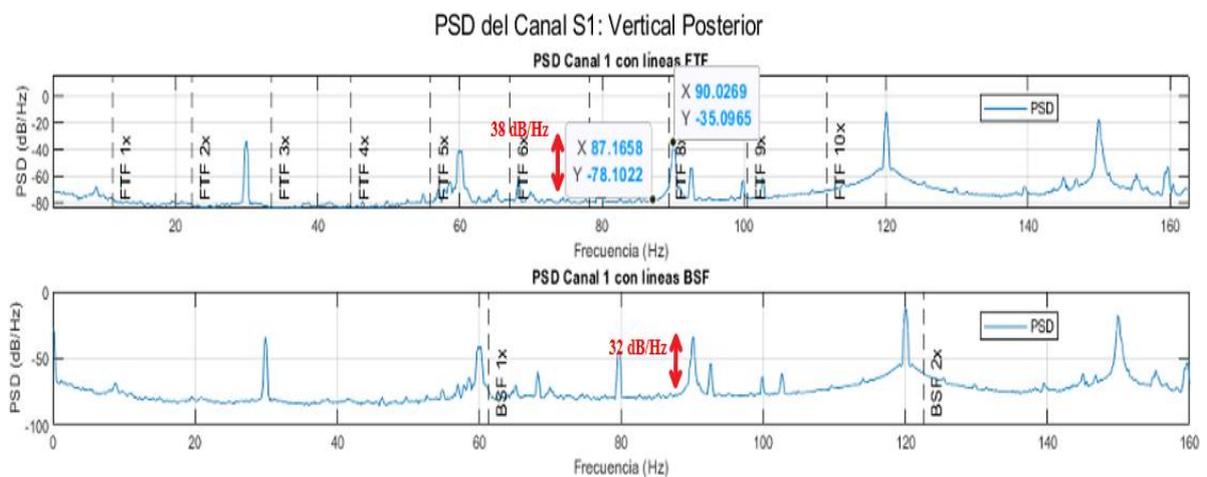
En este análisis, las amplitudes superan en promedio los 25 dB/Hz en cada canal, lo que sugiere una transferencia significativa de energía a las frecuencias características de los defectos presentes en el rodamiento. La amplitud de la PSD en este caso puede interpretarse como un indicador del grado de daño acumulado en el rodamiento.

A medida que un rodamiento sufre un deterioro más severo, los defectos mecánicos, como los daños en las superficies de contacto, generan mayores vibraciones y, por ende, liberan más energía en forma de ruido estructural y vibracional. Esto se traduce en un desplazamiento del nivel de la PSD hacia valores más altos, actuando como un *offset* en el espectro de frecuencias.

Los picos mostrados en la Figura 3.28 hacen referencia la presencia de daño en la jaula del rodamiento a través de la frecuencia FTF. Esta observación se refuerza al analizar la ejecución del algoritmo, que revela una uniformidad en los resultados a lo largo de los cuatro canales de medición, como se muestra en la Figura 3.35. La consistencia de los picos en todas las frecuencias analizadas proporciona del daño en la jaula del rodamiento, consolidando la validez de los hallazgos a través de múltiples puntos de medición

Figura 3.34

Densidad Espectral de Potencia (PSD) para el Canal 1 del segundo rodamiento dañado



Nota. La figura muestra las frecuencias picos encontrados en el primer canal, en este caso se aprecia que una frecuencia corresponde al fallo del octavo armónico del FTF, siendo este con un valor de amplitud de 32 dB/Hz y 38 dB/Hz.

Esto a su vez se puede atribuir a la mayor cantidad de energía que es disipada en forma de vibraciones, lo cual es capturado por los sensores y reflejado en la PSD. La consistencia de estos picos mostrados en la Figura 3.35 a lo largo de los cuatro canales de medición refuerza la fiabilidad de los resultados y confirma que el daño en el rodamiento es significativo y afecta de manera uniforme las frecuencias características del sistema. Estos hallazgos proporcionan

una base técnica robusta para evaluar el estado del rodamiento y la necesidad de intervención o reemplazo.

Figura 3.35

Resultado del análisis de los picos en las frecuencias encontradas en el segundo rodamiento dañado del primer experimento

Frecuencias de los picos para el Canal 1:																	
1.0e+03 *																	
0.0298	0.0572	0.0580	0.0589	0.0597	0.0603	0.0612	0.0628	0.0824	0.0877	0.0889	0.0895	0.0900	0.0914	0.0919	0.0925	0.0931	0.0948
Frecuencias de los picos para el Canal 2:																	
1.0e+03 *																	
0.0298	0.0572	0.0597	0.0877	0.0895	0.0900	0.1177	0.1200	0.1217	0.1474	0.1497	0.1505	0.1514	0.1528	0.1612	0.1757	0.1772	0.1797
Frecuencias de los picos para el Canal 3:																	
1.0e+03 *																	
0.0298	0.0572	0.0580	0.0589	0.0597	0.0603	0.0612	0.0628	0.0637	0.0654	0.0692	0.0706	0.0718	0.0738	0.0847	0.0877	0.0895	0.0900
Frecuencias de los picos para el Canal 4:																	
1.0e+03 *																	
Columns 1 through 3.276																	
0.0298	0.0597	0.0877	0.0895	0.1175	0.1200	0.1474	0.1497	0.1505	0.1772	0.1797	0.1820	0.2003	0.2020	0.2054	0.2064	0.2077	0.2094
Columns 3.277 through 3.298																	
4.4186	4.4138	4.4167	4.4249	4.4363	4.4367	4.4373	4.4380	4.4479	4.4491	4.4527	4.4540	4.4569	4.5227				
Comperación para el Canal 1:																	
Canal 1: Frecuencia detectada 87.74 Hz está cerca del armónico 1 (89.38 Hz) para BFFO																	
Canal 1: Frecuencia detectada 139.62 Hz está cerca del armónico 1 (140.62 Hz) para BFFI																	
Canal 1: Frecuencia detectada 87.74 Hz está cerca del armónico 8 (89.38 Hz) para FTf																	
Canal 1: Frecuencia detectada 60.27 Hz está cerca del armónico 1 (61.31 Hz) para BSF																	
Comperación para el Canal 2:																	
Canal 2: Frecuencia detectada 87.74 Hz está cerca del armónico 1 (89.38 Hz) para BFFO																	
Canal 2: Frecuencia detectada 277.14 Hz está cerca del armónico 2 (281.25 Hz) para BFFI																	
Canal 2: Frecuencia detectada 87.74 Hz está cerca del armónico 8 (89.38 Hz) para FTf																	
Canal 2: Frecuencia detectada 121.69 Hz está cerca del armónico 2 (122.63 Hz) para BSF																	
Comperación para el Canal 3:																	
Canal 3: Frecuencia detectada 87.74 Hz está cerca del armónico 1 (89.38 Hz) para BFFO																	
Canal 3: Frecuencia detectada 138.47 Hz está cerca del armónico 1 (140.62 Hz) para BFFI																	
Canal 3: Frecuencia detectada 87.74 Hz está cerca del armónico 8 (89.38 Hz) para FTf																	
Canal 3: Frecuencia detectada 60.27 Hz está cerca del armónico 1 (61.31 Hz) para BSF																	
Comperación para el Canal 4:																	
Canal 4: Frecuencia detectada 87.74 Hz está cerca del armónico 1 (89.38 Hz) para BFFO																	
Canal 4: Frecuencia detectada 276.76 Hz está cerca del armónico 2 (281.25 Hz) para BFFI																	
Canal 4: Frecuencia detectada 87.74 Hz está cerca del armónico 8 (89.38 Hz) para FTf																	
Canal 4: Frecuencia detectada 181.96 Hz está cerca del armónico 3 (183.94 Hz) para BSF																	
Conclusion del estado del rodamiento: Se ha detectado al menos un posible fallo en el rodamiento en uno o más canales.																	

Nota. La figura muestra el análisis de frecuencia del segundo rodamiento dañado: Se muestran los picos de frecuencia y su relación con los armónicos de falla, confirmando la presencia de daño en el componente por cada canal del segundo experimento.

3.9 Análisis estadístico de los resultados obtenidos

En el presente análisis, se ha evaluado un conjunto de datos de frecuencias de pico obtenidas de las pruebas experimentales. Los datos están organizados de tal forma que se puede apreciar las estadísticas descriptivas con el objetivo de obtener una visión detallada de la distribución de los datos. Estos cálculos permiten evaluar la variabilidad y la tendencia central

de las frecuencias de pico y las amplitudes, proporcionando una comprensión detallada del comportamiento de los rodamientos.

3.9.1 Rodamiento sano

Tabla 3.2

Resultados estadísticos del rodamiento sano de los diez experimentos realizados

Rango de frecuencia (Hz)	Media (Hz)	Desviación Estándar (Hz)	Rango (Hz)	Curtosis	Asimetría
(26.89 - 31.85)	29.04	1.19	4.96	2.84	0.24
(81.44 - 152.02)	105.26	14.48	70.57	4.48	1.08

Nota. La tabla muestra los resultados estadísticos de dos rangos de frecuencia para el análisis del rodamiento sano en diez experimentos.

En ingeniería, la media de las frecuencias de pico se interpreta como el valor central de las vibraciones predominantes en el sistema. Para el rodamiento sano, se han identificado dos rangos de frecuencia significativos mostrados en la Tabla 3.2:

Primer rango de frecuencias (26.89 - 31.85 Hz)

El primer rango indica que las vibraciones se concentran en torno a los 29 Hz, con una baja variabilidad, lo que sugiere un funcionamiento estable y controlado. Este rango corresponde a la resonancia de la velocidad del eje del motor, con vibraciones concentradas y baja variabilidad, lo que indica un funcionamiento estable y controlado, propio de un rodamiento en buen estado. La baja desviación estándar indica que las frecuencias de vibración están bien distribuidas en torno a la media, mientras que la curtosis cercana a 3 y la asimetría cercana a cero sugieren una distribución relativamente uniforme, sin grandes desviaciones extremas. Esto es indicativo de un rodamiento en buen estado, sin irregularidades significativas. Por ello, la estabilidad de las frecuencias en este rango respalda la hipótesis de

que un rodamiento sano debe exhibir una distribución estrecha de las frecuencias de vibración en condiciones normales.

Segundo rango de frecuencias (81.44 - 152.02 Hz):

Este rango muestra una mayor dispersión de las frecuencias de pico, lo que sugiere un comportamiento vibratorio más complejo en altas frecuencias, posiblemente debido a resonancias de los componentes del motor o efectos dinámicos en el sistema. La mayor curtosis indica que hay frecuencias que se desvían significativamente de la media, y la asimetría positiva sugiere la presencia de algunos picos elevados, lo que podría ser un indicativo de elementos del sistema que requieren atención. Este comportamiento destaca la necesidad de un monitoreo constante en este rango, ya que podría ser un área crítica para el diagnóstico temprano de fallos.

3.9.2 Primer rodamiento dañado

Tabla 3.3

Parámetros estadísticos calculados de los picos de frecuencia para el primer rodamiento dañado

Frecuencia (Hz)	Media (Hz)	Desviación Estándar (Hz)	Máximo (Hz)	Mínimo (Hz)	Rango (Hz)	Curtosis	Asimetría
BPFO X1	90.04	0.05	90.22	90.03	0.19	12.08	3.33
BPFO X2	180.16	0.14	180.24	179.86	0.38	3.17	-1.24
BPFO X3	269.95	0.11	270.08	269.89	0.19	1.50	0.71
BPFI X3	419.83	0.16	420.00	419.62	0.38	1.47	-0.19
BPFI X4	566.10	3.88	570.30	558.09	12.21	2.76	-0.60
FTF X7	79.58	0.08	79.73	79.54	0.19	3.25	1.50
FTF X8	90.04	0.05	90.22	90.03	0.19	15.06	3.75
BSF X1	60.27	0	60.27	60.27	0	-	-
BSF X3	185.04	0.07	185.20	185.01	0.19	5.65	2.16
BSF X4	244.90	0	244.90	244.90	0	-	-
BSF X5	304.99	0	304.99	304.99	0	-	-
BSF X6	366.48	1.99	367.89	365.07	2.82	1.00	-6.04E-14
BSF X10	624.54	0.22	624.67	624.28	0.39	1.50	-0.71

Nota. La tabla muestra los resultados estadísticos de las frecuencias para el análisis del primer rodamiento dañado en diez experimentos.

En este análisis, se han evaluado los picos de frecuencia obtenidos del primer rodamiento dañado. Los resultados estadísticos se resumen en la Tabla 3.3:

Análisis BPFO del primer rodamiento dañado

Para el primer rodamiento dañado, los resultados de BPFO muestran una alta concentración de las frecuencias en torno a sus medias, con baja desviación estándar. La alta curtosis y la asimetría positiva en BPFO X1, con una media de 90.04 Hz y una desviación estándar de 0.05 Hz, indican la presencia de picos agudos en la distribución, lo que sugiere daños significativos en la pista exterior del rodamiento. En BPFO X2, con una media de 180.16 Hz y una desviación estándar de 0.14 Hz, aunque la curtosis es menor y la asimetría es negativa, la desviación estándar más alta sugiere una mayor variabilidad en la frecuencia, lo que podría indicar un daño gradual.

Análisis BPF1 del primer rodamiento dañado

En BPF1, las frecuencias en el primer rodamiento dañado muestran baja variabilidad en X3, con una media de 419.83 Hz y una desviación estándar de 0.16 Hz, y una distribución cercana a la normal, lo que podría sugerir un daño menor en esta frecuencia. Sin embargo, en X4, con una media de 566.10 Hz y una desviación estándar de 3.88 Hz, la mayor desviación estándar y una distribución más sesgada sugieren un daño más considerable en la pista interior, indicando un comportamiento vibratorio más complejo y severo.

Análisis FTF del primer rodamiento dañado

Los datos de FTF para el primer rodamiento dañado indican una alta concentración de las frecuencias en torno a las medias, con curtosis y asimetría altas, especialmente en X8, donde la media es de 90.04 Hz y la desviación estándar es de 0.05 Hz. Esto sugiere la existencia de picos significativos en las vibraciones asociadas con la jaula del rodamiento, lo que podría indicar un daño concentrado en la jaula.

Análisis BSF del primer rodamiento dañado

Para el primer rodamiento dañado, la BSF muestra alta curtosis y asimetría en X3, con una media de 185.04 Hz y una desviación estándar de 0.07 Hz, lo que indica picos agudos en

la distribución de frecuencias, sugiriendo la presencia de daños en las bolas del rodamiento. En X6, con una media de 366.48 Hz y una desviación estándar de 1.99 Hz, la mayor desviación estándar con una distribución más simétrica está asociada con un desgaste más continuo y menos localizado, lo que podría reflejar un daño progresivo en el tiempo.

3.9.3 Segundo rodamiento dañado

Tabla 3.4

Parámetros estadísticos calculados de los picos de frecuencia para el segundo rodamiento dañado

Frecuencia (Hz)	Media (Hz)	Desviación Estándar (Hz)	Máximo (Hz)	Mínimo (Hz)	Rango (Hz)	Curtosis	Asimetría
BPFO X1	88.08	0.27	89.45	87.74	1.71	17.49	3.14
BPFI X1	138.81	1.18	142.67	137.90	4.77	6.40	2.02
FTF X5	55.52	0.46	56.27	54.93	1.34	1.74	0.26
FTF X6	66.38	0.54	66.76	65.99	0.77	1	0
FTF X7	78.77	0	78.77	78.77	0	-	-
FTF X8	88.12	0.36	89.45	87.74	1.71	11.32	2.76
BSF X1	60.32	0.287	61.99	60.27	1.72	34.03	5.75
BSF X2	121.53	1.44	124.36	120.54	3.82	3.63	1.50

Nota. La tabla muestra los resultados estadísticos de las frecuencias para el análisis del segundo rodamiento dañado en diez experimentos.

El segundo rodamiento dañado fue analizado utilizando los mismos parámetros que el primer rodamiento dañado, con los resultados estadísticos resumidos en la Tabla 3.4:

Análisis BPFO del segundo rodamiento dañado

En el segundo rodamiento dañado, BPFO muestra una media cercana a la obtenida en el primer rodamiento, específicamente 88.08 Hz, pero con una mayor desviación estándar de 0.27 Hz. La alta curtosis y asimetría positiva sugieren la presencia de picos elevados en la distribución de frecuencias, lo que podría indicar la existencia de daños más severos en la pista exterior, con una mayor variabilidad en la frecuencia que refleja un comportamiento vibratorio más irregular.

Análisis BPFI del segundo rodamiento dañado

En el segundo rodamiento dañado, BPFI X1 muestra una mayor dispersión de las frecuencias en comparación con el primer rodamiento, con una media de 138.81 Hz y una desviación estándar de 1.18 Hz. La curtosis y asimetría elevadas sugieren picos significativos en la distribución. Esto indica que la pista interior podría estar experimentando un daño considerable, reflejándose en una mayor variabilidad y una distribución más sesgada hacia frecuencias elevadas.

Análisis FTF del segundo rodamiento dañado

En FTF, el segundo rodamiento dañado muestra diferentes niveles de variabilidad según la frecuencia analizada. Las frecuencias FTF X5 y X6 presentan medias de 55.52 Hz y 66.38 Hz, respectivamente, con desviaciones estándar bajas de 0.46 Hz y 0.54 Hz, y una distribución casi simétrica, lo que sugiere un daño leve o moderado. En contraste, FTF X8, con una media de 88.12 Hz y una desviación estándar de 0.36 Hz, muestra una curtosis y asimetría significativamente más altas, lo que indica la presencia de picos elevados en la vibración, sugiriendo un posible daño severo en la jaula del rodamiento en este rango de frecuencia.

Análisis BSF del segundo rodamiento dañado

Para el segundo rodamiento dañado, BSF muestra una alta curtosis y asimetría en X1, con una media de 60.32 Hz y una desviación estándar de 0.287 Hz, lo que sugiere picos extremadamente agudos y una distribución altamente sesgada, indicativo de un daño severo en las bolas del rodamiento. En X2, con una media de 121.53 Hz y una desviación estándar de 1.44 Hz, la mayor desviación estándar y una distribución menos extrema sugieren un daño más moderado, pero aún significativo, reflejando la necesidad de atención en esta frecuencia para evitar fallos mayores.

3.10 Conclusión de análisis estadístico

El análisis estadístico de las frecuencias de pico obtenidas en las pruebas ha revelado un comportamiento vibratorio consistente y repetible en las condiciones evaluadas. Para el rodamiento sano, se observó una distribución estable y controlada de las frecuencias, indicando un funcionamiento normal, mientras que, en los rodamientos dañados, las variaciones en las frecuencias y las características estadísticas, como la alta curtosis y asimetría, reflejan un incremento en la severidad de los daños. La precisión en la repetibilidad de los resultados sugiere que el sistema de medición es robusto y confiable.

Sin embargo, para validar la exactitud de los datos obtenidos, sería necesario comparar estos resultados con mediciones de otros equipos similares o de referencia. Esto permitiría asegurar que los valores registrados no solo son precisos en términos de repetibilidad, sino también exactos en un contexto más amplio de análisis comparativo. Por tanto, aunque se puede afirmar que el sistema es preciso en su medición, la exactitud de los datos aún debe ser corroborada mediante estudios adicionales que involucren diferentes equipos y condiciones de prueba.

3.11 Costos del proyecto

Tabla 3.5

Costos del proyecto

Categoría	Descripción	Costo Unitario (USD)	Cantidad	Costo Total (USD)
Equipo mecánico	Motor Truper® 1/2 Hp	200.00	1	200.00
	Pernos	0.17	12	2.04
	Tuerca	0.02	12	0.24
	Manufactura de los soportes	1.00	8	8.00
	Manufactura de la base	55.00	1	55.00
Equipo electrónico	Chasis NI-9172	350.00	1	350.00
	Módulo NI-9233	2000.00	1	2000.00
	Sensores de vibración ACC-310	100.00	4	400.00
	Cables para sensores	100.00	4	400.00
	Tuercas para sensores	0.15	4	0.60
Equipo eléctrico	Disyuntores (Siemens 5SJ6320-7KS)	100.00	1	100.00
	Protector térmico (Sirius 3RU2916-3AA01)	23.70	1	23.70
	Contactador (CAMSCO 220V 60 Hz)	80.00	1	80.00
	Mando de control	150.00	1	150.00
	Cable calibre 12	6.00	1	6.00
Equipo computacional	Licencias MATLAB® 2018b	1000.00	1	1000.00
Materiales consumibles	Pegamento, lijas, pintura, etc.	70.00	1	70.00
Herramientas	Diversas herramientas	150.00	1	150.00
Mano de obra	Recurso humano	500.00	2	1000.00
TOTAL				5895.58

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 3.5 detalla la estructura de costos asociados con este proyecto. A continuación, se proporciona una descripción de cada categoría de gastos:

Equipo mecánico. Incluye todos los componentes mecánicos necesarios para el ensamble del banco de pruebas.

Equipo electrónico. Comprende los dispositivos electrónicos y sensores requeridos para la recopilación y análisis de datos.

Equipo eléctrico. Involucra los componentes necesarios para la distribución y manejo seguro de la electricidad en el banco de pruebas.

Equipo computacional. Se refiere a las licencias de software necesarias para el procesamiento y análisis de los datos recopilados.

Materiales consumibles. Agrupa los materiales de uso único o consumibles que se requieren para la construcción y mantenimiento del banco de pruebas.

Herramientas. Incluye herramientas diversas utilizadas en la construcción y ajuste del sistema.

Mano de obra. Incluye el pago a los ingenieros que desarrollaron el proyecto, este costo refleja la inversión en el talento humano necesario para el diseño y ejecución del proyecto.

Capítulo 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

Teniendo en cuenta el objetivo general del proyecto, a continuación, se presentan las conclusiones derivadas de los resultados previamente expuestos:

- Se logró desarrollar un sistema mecatrónico basado en el análisis de vibraciones que detecta con precisión el fallo en los rodamientos de motores eléctricos industriales. La implementación del algoritmo de Densidad Espectral de Potencia (PSD) permitió identificar anomalías en las vibraciones, diferenciando claramente entre un rodamiento sano y rodamientos dañados, lo que respalda la validez del método para la detección del fallo.
- La elección y disposición estratégica de los acelerómetros en el motor acorde a la normativa, así como la integración del sistema de adquisición de datos con MATLAB[®], proporcionaron resultados consistentes y confiables. El sistema mostró ser robusto y capaz de operar en condiciones industriales, cumpliendo con los requerimientos de precisión y estabilidad para la captura de datos.
- El análisis estadístico de las frecuencias de pico en los rodamientos dañados muestra que el primer rodamiento presenta señales de daño con variabilidad controlada, mientras que el segundo rodamiento revela una mayor dispersión y picos más extremos, indicativos de un daño más avanzado. Estas observaciones confirman que las métricas de frecuencia pueden monitorear eficazmente la progresión del daño, validando su utilidad como un indicador confiable para la detección temprana de fallos. Aunque la repetibilidad de los resultados indica alta precisión, es necesario comparar estos datos con mediciones de otros equipos para confirmar su exactitud y la eficacia general del sistema.
- Este proyecto representa un avance significativo en las prácticas de mantenimiento dentro del sector industrial. La capacidad del sistema para diagnosticar el fallo en los rodamientos contribuye a mejorar la fiabilidad y la eficiencia operativa de los motores eléctricos, reduciendo el tiempo de inactividad y prolongando la vida útil de los equipos.

4.2 Recomendaciones

- Sería beneficioso ampliar este estudio para incluir motores trifásicos, evaluando la eficacia del sistema de detección en un entorno más complejo y con diferentes configuraciones de rodamientos.
- Se recomienda la optimización del algoritmo de detección para incluir técnicas de machine learning que permitan un diagnóstico aún más preciso, identificando no solo la presencia de un fallo, sino también su tipo y severidad.
- Es necesario realizar pruebas a largo plazo en entornos industriales reales para validar la durabilidad y efectividad del sistema en condiciones de operación continua, asegurando su adaptabilidad a diferentes tipos de maquinaria.
- Se recomienda comparar los resultados obtenidos con los de otros equipos similares de medición para comprobar la exactitud del sistema y asegurar que no solo es preciso, sino también exacto en diferentes contextos y aplicaciones.
- En futuras investigaciones, debería explorarse la capacidad del sistema para detectar otros tipos de fallos mecánicos en motores eléctricos, como desalineaciones o desequilibrios, ampliando así el alcance de las aplicaciones del sistema desarrollado.

REFERENCIAS

- [1] M. Fernández Cabanas, M. García Melero, G. Alonso Orcajo, J. M. Cano Rodríguez, y J. Solares Sariego, “Técnicas para el mantenimiento y diagnóstico de máquinas eléctricas rotativas”, p. 368, 1998, Consultado: el 10 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://books.google.com.pe/books?hl=es&lr=&id=X3p4bZfoqgEC&oi=fnd&pg=PA1&dq=mantenimiento+predictivo+en+industria+electrica&ots>
- [2] R. Karakolev y L. Dimitrov, “Analysis of electrical motor mechanical failures due to bearings”, en IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Institute of Physics Publishing, ago. 2018. doi: 10.1088/1757-899X/393/1/012064.
- [3] C. A. Correa, M. Julián, A. E. Galvis, y J. I. Mena Perea, “Implementación de analítica de datos para el mantenimiento predictivo de motores eléctricos.”, *Institución Universitaria Pascual Bravo*, 2023, Consultado: el 10 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://repositorio.pascualbravo.edu.co/handle/pascualbravo/2303>
- [4] SKF®, “Bearing damage and failure analysis”, © *SKF Group*, vol. PUB BU/I3 14219/2 EN, jun. 2017.
- [5] G. Frumușanu, C. Afteni, y V. Păunoiu, “Estimation of Roller Bearings Manufacturing Cost by Causal Identification and Comparative Assessment – Case Study Performed on Industrial Data”, *International Journal of Modeling and Optimization*, pp. 114–120, ago. 2020, doi: 10.7763/IJMO.2020.V10.757.
- [6] W. B. Rowe, “Hydrostatic, Aerostatic and Hybrid Bearing Design”, *Hydrostatic, Aerostatic and Hybrid Bearing Design*, pp. 1–333, ene. 2012, doi: 10.1016/C2011-0-07331-3.
- [7] M. Mowry, “The true cost of bearing lubrication”, 2023. [En línea]. Disponible en: www.igus.com/drylin
- [8] S. Yusuf, D. J. Brown, A. MacKinnon, y R. Papanicolaou, “Fault classification improvement in industrial condition monitoring via hidden markov models and naïve bayesian modeling”, en *ISIEA 2013 - 2013 IEEE Symposium on Industrial Electronics and Applications*, 2013, pp. 75–80. doi: 10.1109/ISIEA.2013.6738971.
- [9] R. R. G. M. J. G. Efraín Barragán, “Programa de mantenimiento a equipo e inspección a calderas”, abr. 2018, Consultado: el 10 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: <http://reini.utcv.edu.mx:80/handle/123456789/348>
- [10] H. Saruhan, S. Saridemir, A. Çiçek, y I. Uygur, “Vibration analysis of rolling element

- bearings defects”, *Journal of Applied Research and Technology*, vol. 12, núm. 3, pp. 384–395, jun. 2014, doi: 10.1016/S1665-6423(14)71620-7.
- [11] International Organization for Standardization, “ISO 20816-3:2022 – Mechanical vibration — Measurement and evaluation of machine vibration”, Part 3: Industrial machinery with a power rating above 15 kW and operating speeds between 120 r/min and 30 000 r/min. Consultado: el 6 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.iso.org/standard/78311.html>
- [12] S. S. Rao, “Mechanical Vibrations Fifth Edition”, 2011, Consultado: el 20 de mayo de 2024. [En línea]. Disponible en: www.pearsonhighered.com
- [13] R. F. Ribeiro Junior, I. A. dos S. Areias, y G. F. Gomes, “Fault detection and diagnosis using vibration signal analysis in frequency domain for electric motors considering different real fault types”, *Sensor Review*, vol. 41, núm. 3, pp. 311–319, ene. 2021, doi: 10.1108/SR-02-2021-0052.
- [14] D. Morinigo-Sotelo, *International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion : Pisa, Italy, June 14-16, 2010 : SPEEDAM 2010*. 2010.
- [15] A. Oppenheim y G. Verghese, “Power Spectral Density”.
- [16] A. Martini, S. Schmidt, y W. Del Pozzo, “Maximum Entropy Spectral Analysis: a case study”, jun. 2021, [En línea]. Disponible en: <http://arxiv.org/abs/2106.09499>
- [17] D. Łuczak, “Machine Fault Diagnosis through Vibration Analysis: Continuous Wavelet Transform with Complex Morlet Wavelet and Time–Frequency RGB Image Recognition via Convolutional Neural Network”, *Electronics (Switzerland)*, vol. 13, núm. 2, ene. 2024, doi: 10.3390/electronics13020452.
- [18] D. T. L. Lee y A. Yamamoto, “Wavelet analysis: theory and applications”, *Hewlett Packard journal*, 1994, Consultado: el 20 de mayo de 2024. [En línea]. Disponible en: <http://shiftright.com/mirrors/www.hpl.hp.com/hpjournal/94dec/dec94a6.pdf>
- [19] Omega Engineering Inc., “General Purpose Accelerometer ACC310 | MOUNTING”. Consultado: el 6 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://es.omega.com/pptst/ACC310.html>

APÉNDICES

Figura A.2

Parámetros estadísticos calculados de los picos de frecuencia para el rodamiento sano.

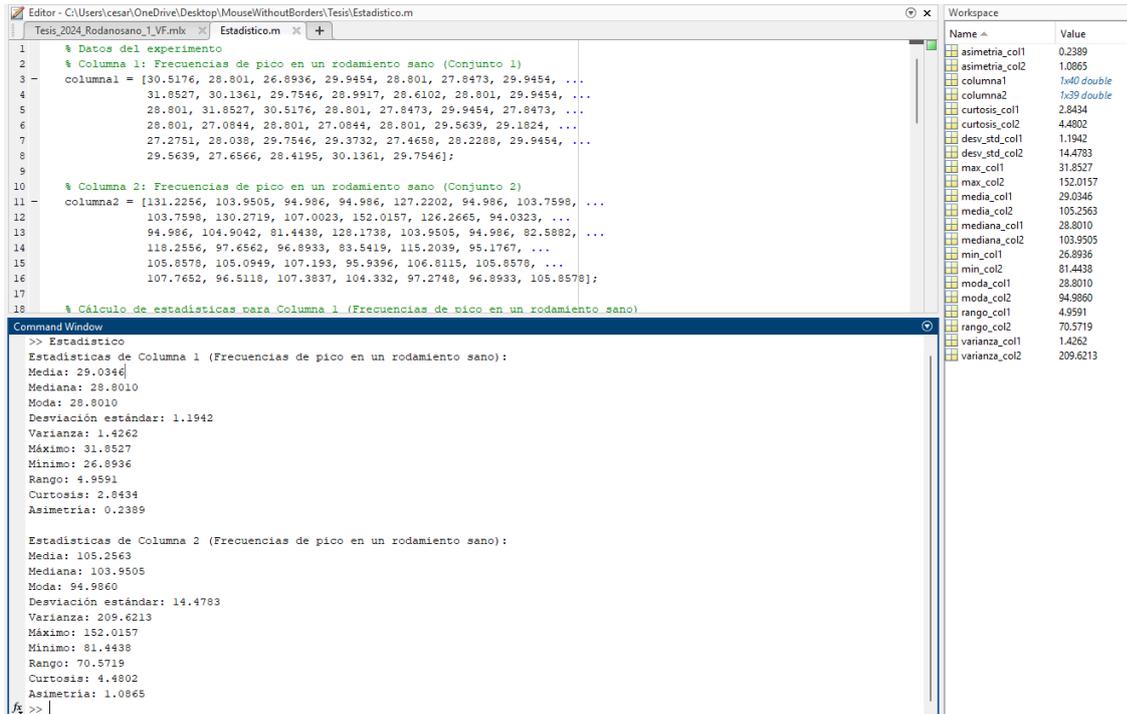


Figura A.3

Parámetros estadísticos calculados de los picos de frecuencia BPF0 para el rodamiento dañado 1.

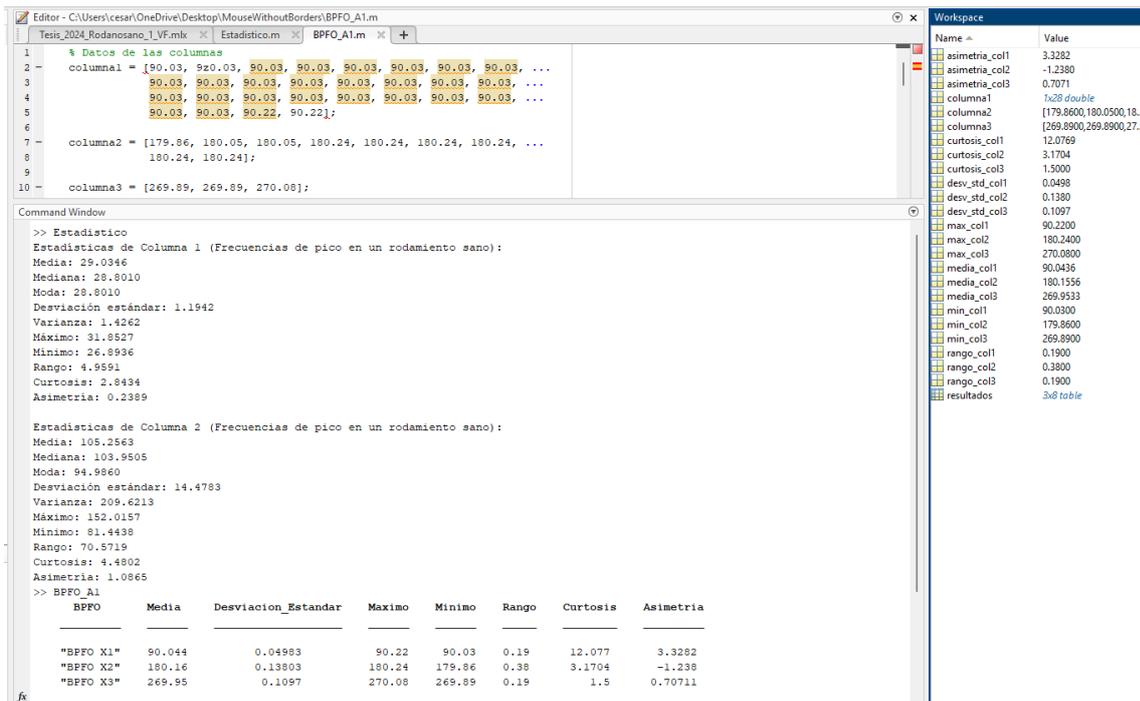


Figura A.4

Parámetros estadísticos calculados de los picos de frecuencia BPF1 para el rodamiento dañado 1.

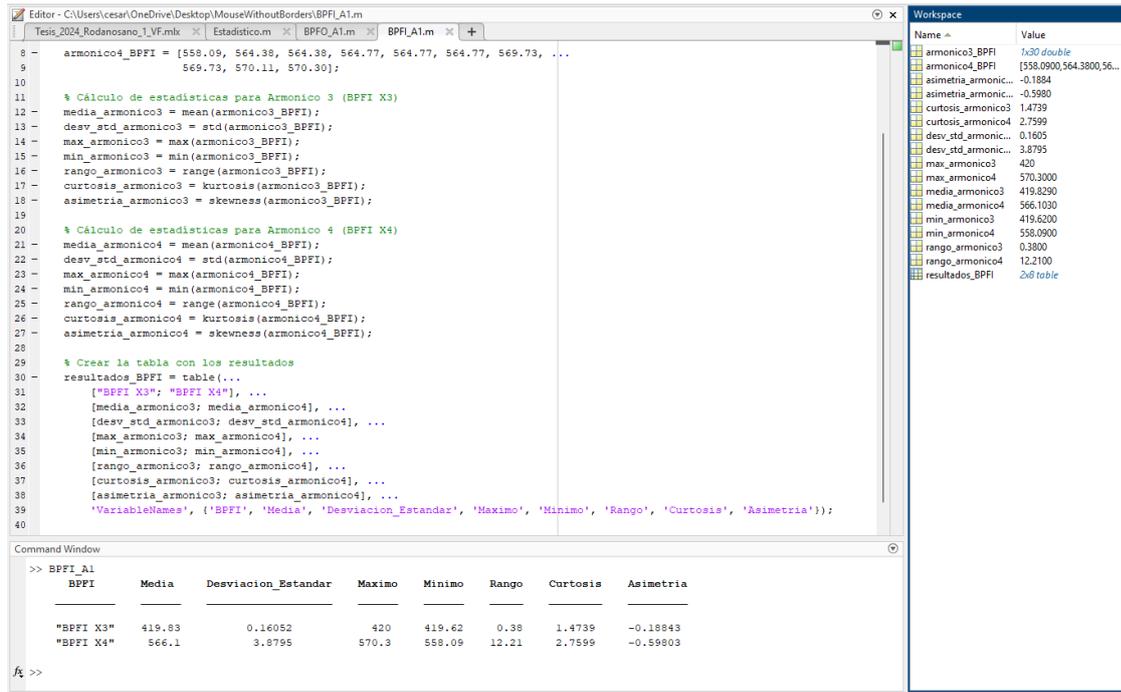


Figura A.5

Parámetros estadísticos calculados de los picos de frecuencia FTF para el rodamiento dañado 1.

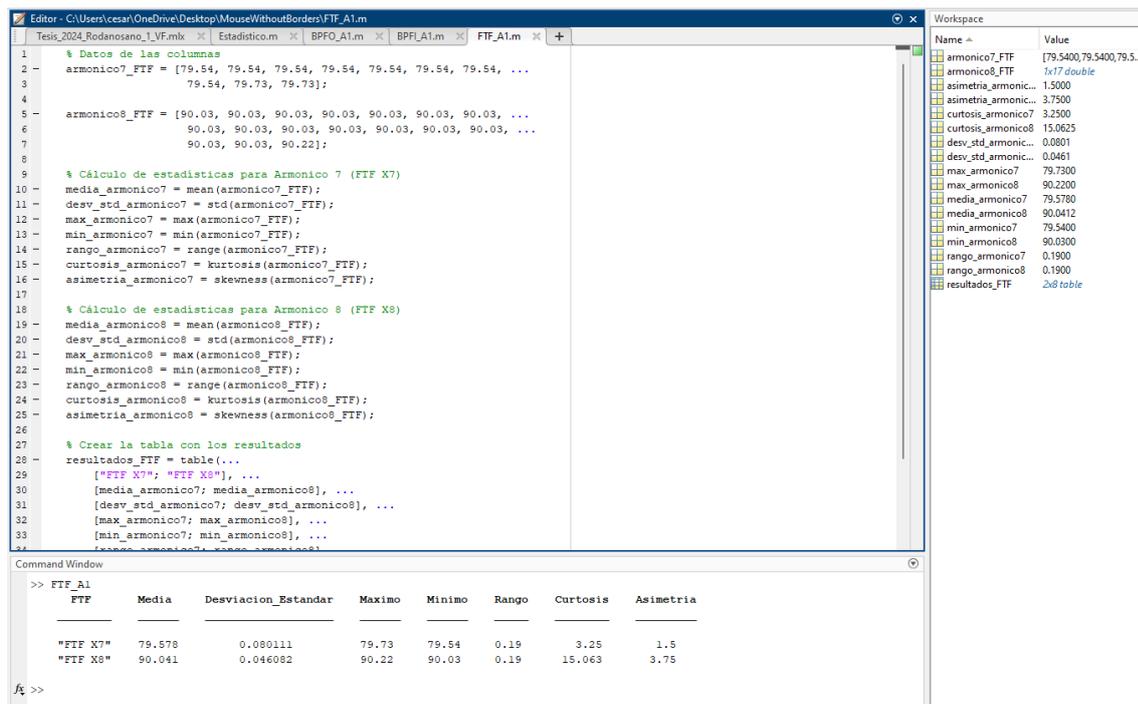


Figura A.6

Parámetros estadísticos calculados de los picos de frecuencia BSF para el rodamiento dañado 1.

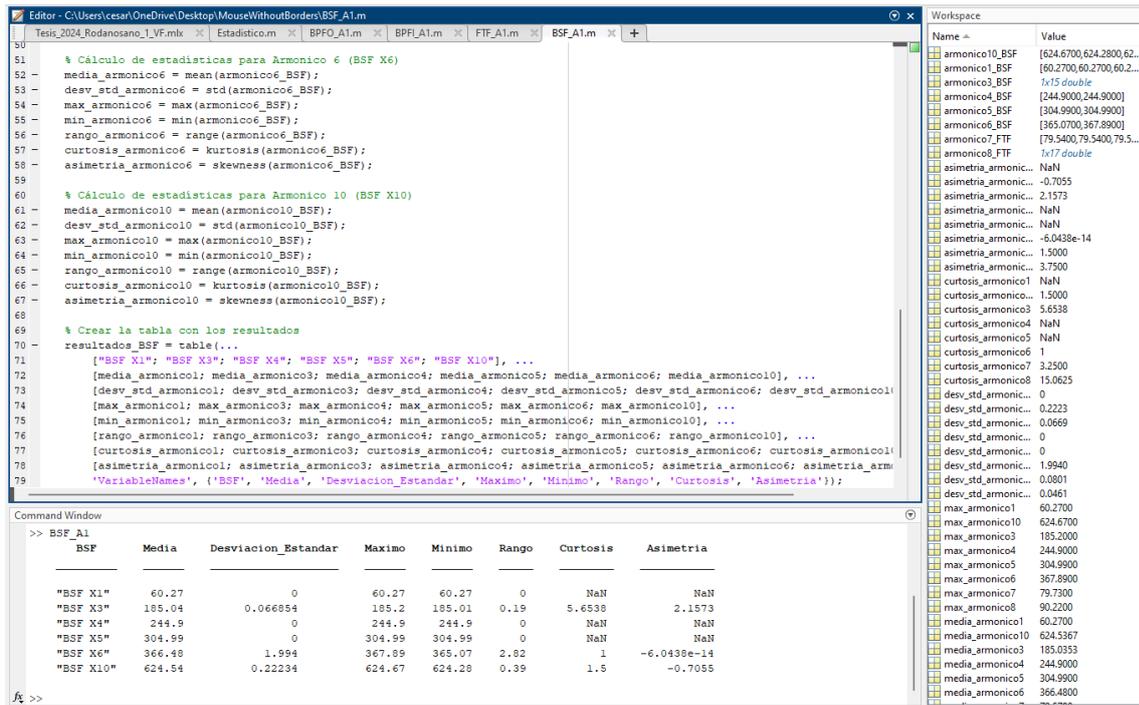


Figura A.7

Parámetros estadísticos calculados de los picos de frecuencia BPFO para el rodamiento dañado 2.

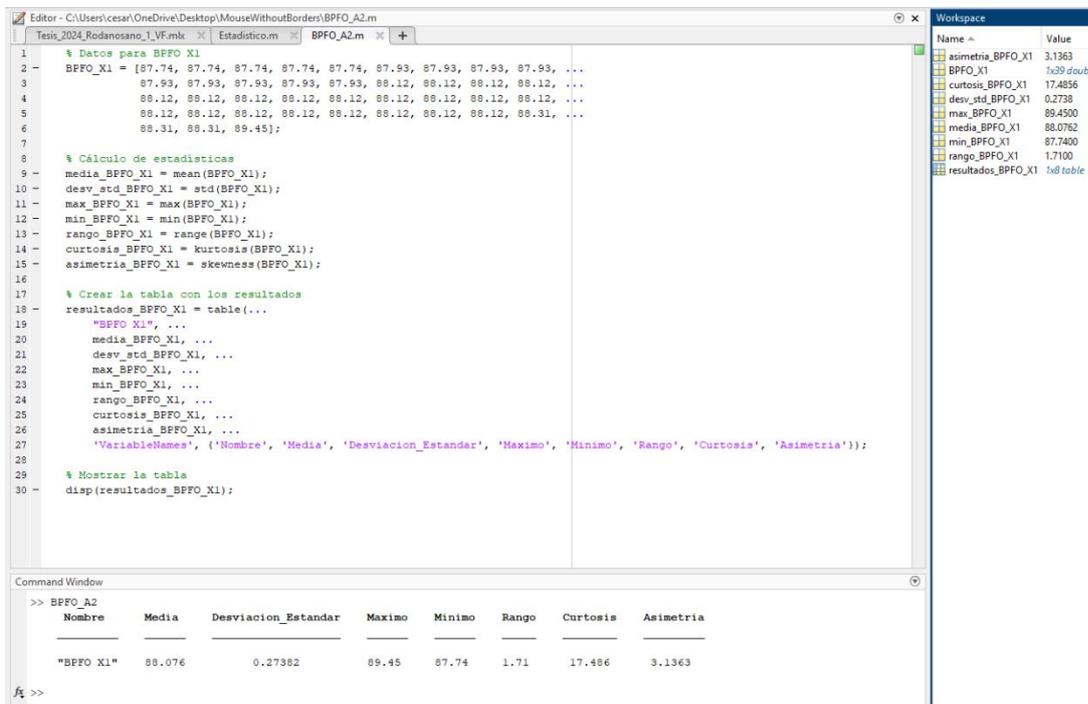


Figura A.8

Parámetros estadísticos calculados de los picos de frecuencia BPFi para el rodamiento dañado 2.

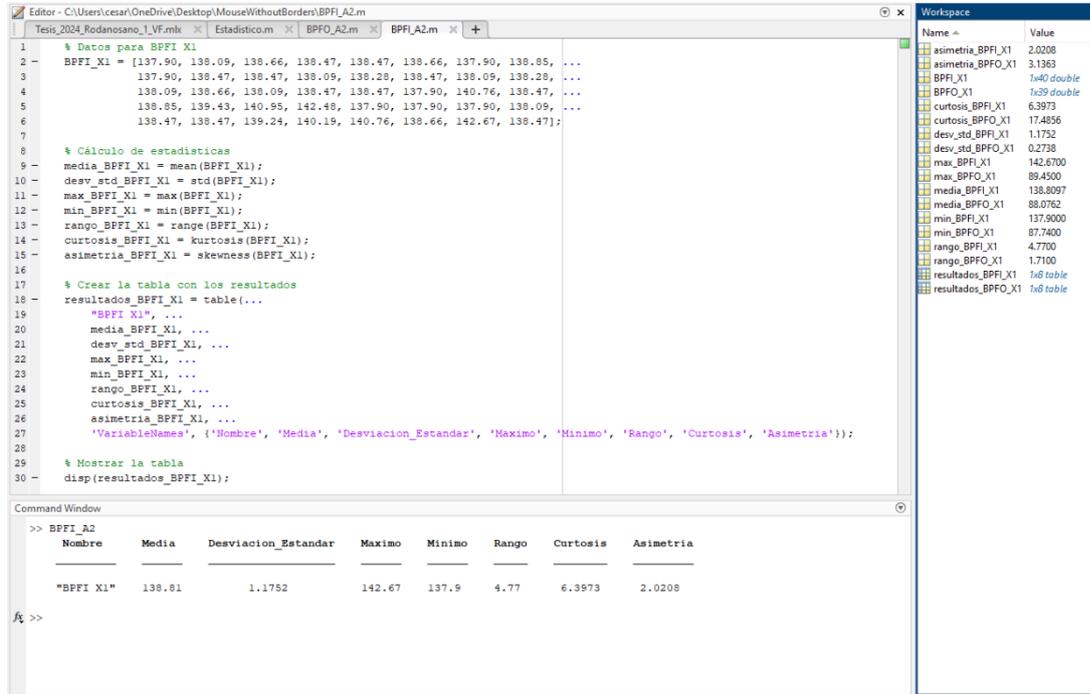


Figura A.9

Parámetros estadísticos calculados de los picos de frecuencia FTF para el rodamiento dañado 2.

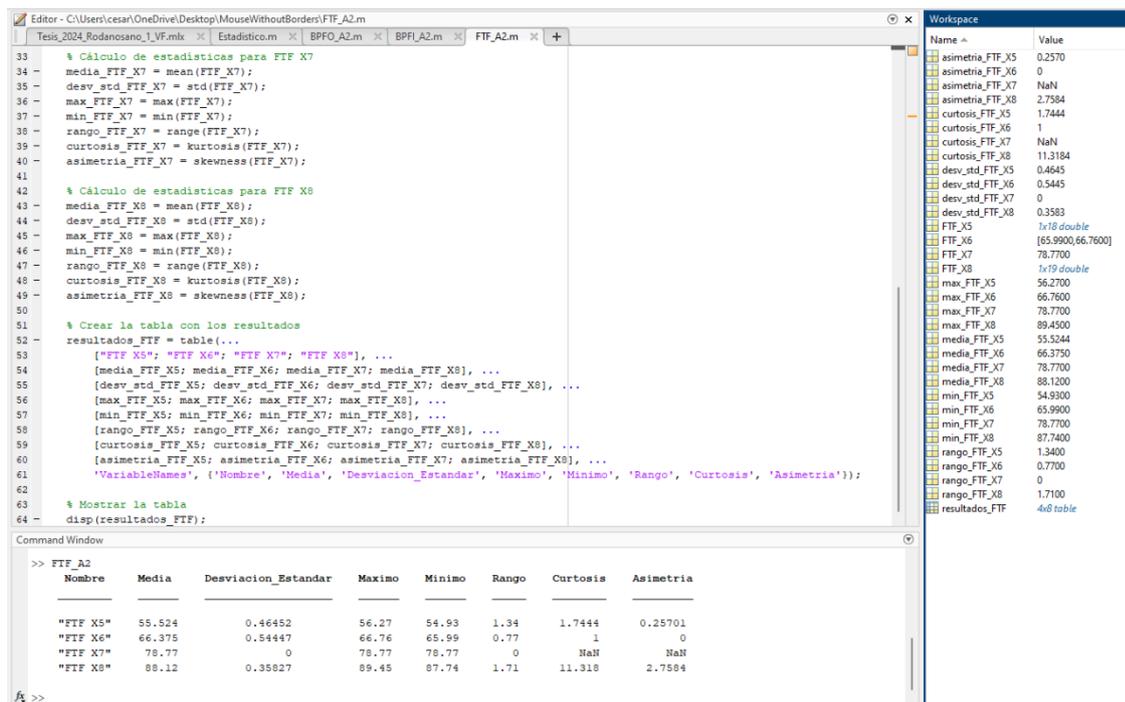
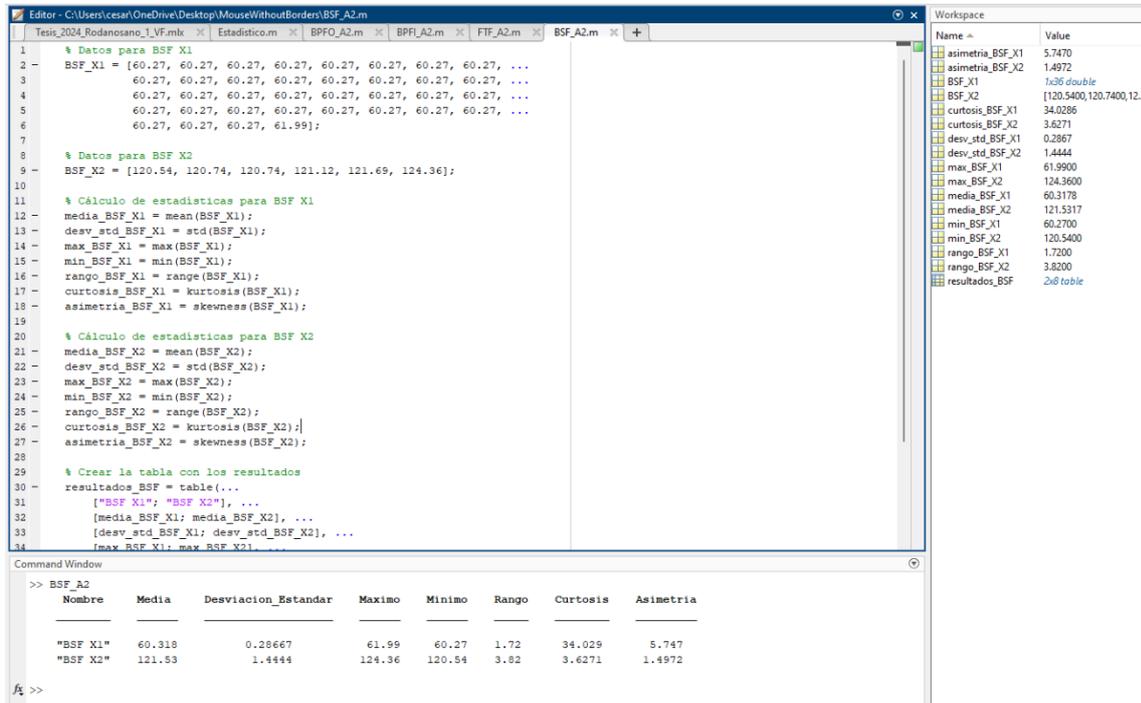


Figura A.10

Parámetros estadísticos calculados de los picos de frecuencia BSF para el rodamiento dañado 2.

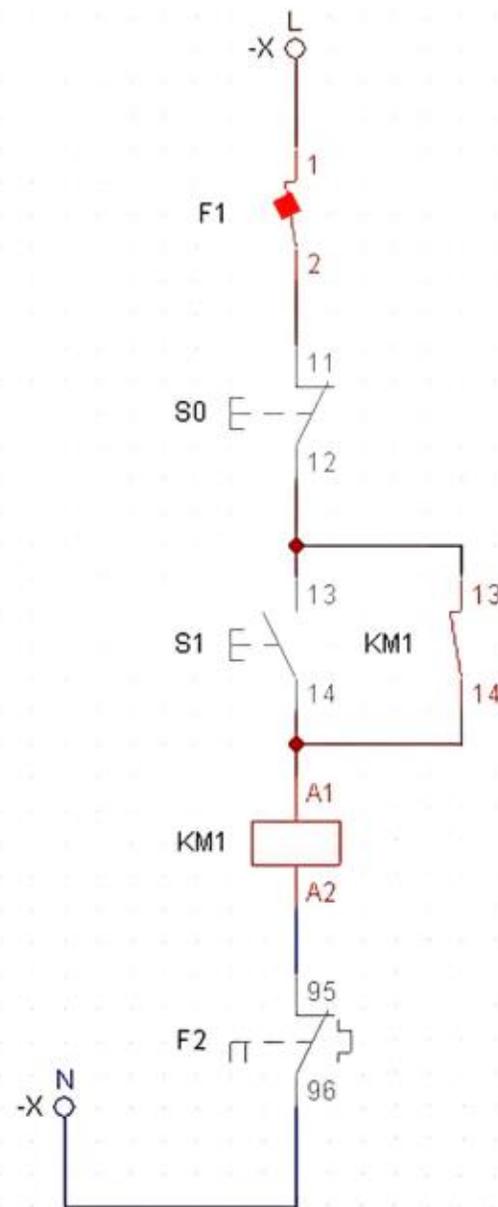
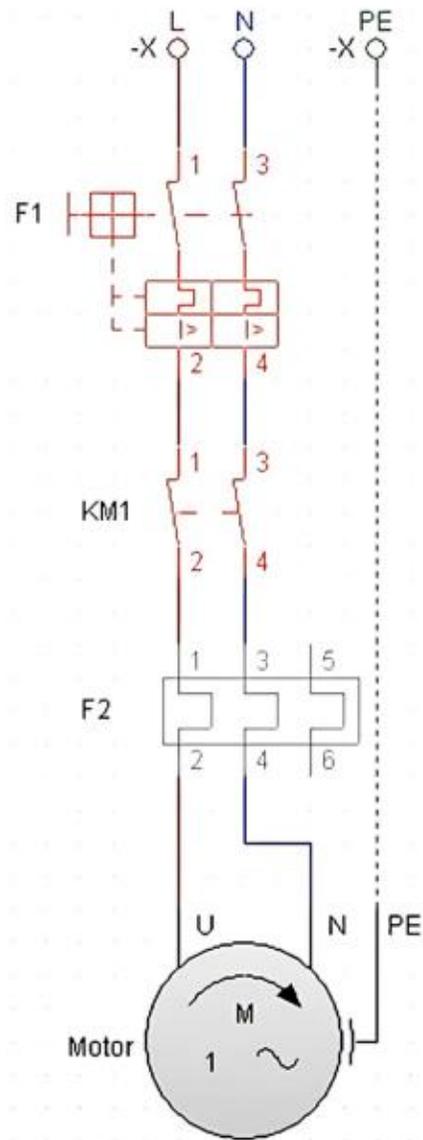


APÉNDICE B

Diagrama esquemático eléctrico

Este apéndice contiene el diagrama esquemático que detalla el circuito eléctrico del proyecto. El diagrama muestra cómo se organizan y conectan todos los componentes eléctricos, incluidos los disyuntores, contactores y otros dispositivos de control, para garantizar la operatividad y seguridad del motor eléctrico utilizado en las pruebas.

INGE-2525.001 Diagrama eléctrico.



Dibujado Por: BJJB - CBGC

Fecha: 17/08/2024

A3

Revisado Por:

Título: DIAGRAMA ELÉCTRICO

INGE-2525.001

espol

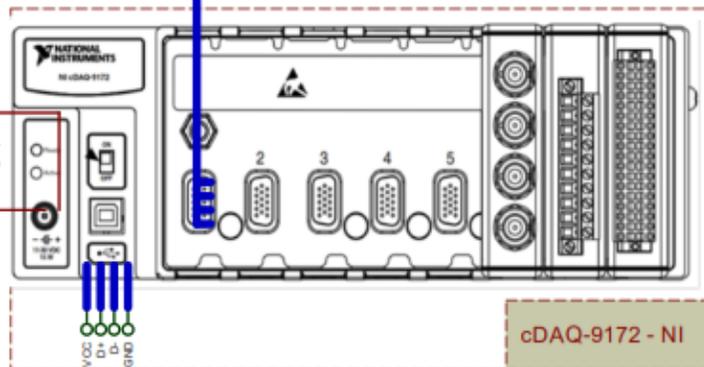
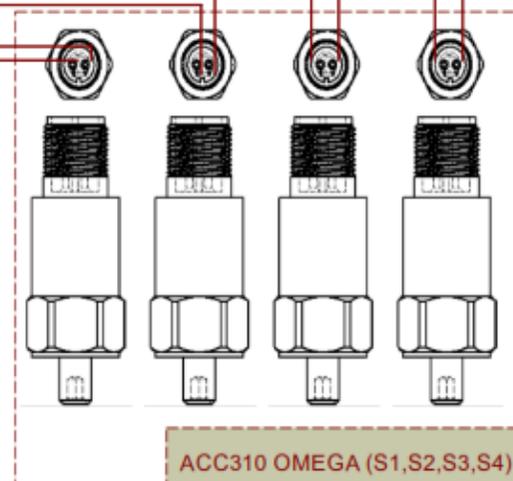
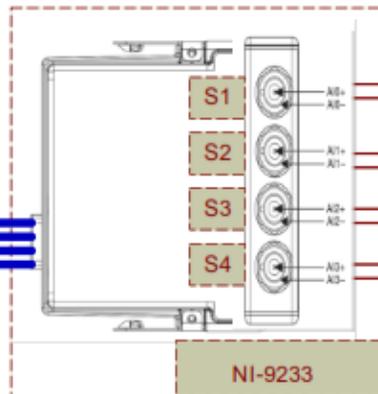
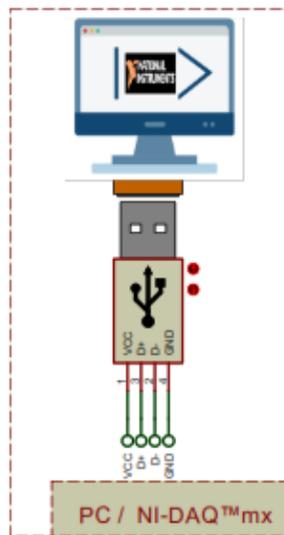
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN
INGENIERÍA MECATRÓNICA

APÉNDICE C

Diagrama esquemático electrónico

En este apéndice se muestra el diagrama esquemático de la configuración electrónica empleada en el proyecto. Se ilustra cómo los componentes electrónicos, incluidos sensores, módulos de adquisición de datos y otros dispositivos, están interconectados para formar el sistema de monitoreo y análisis de vibraciones. Este diagrama proporciona una visión clara de la disposición y las conexiones necesarias para la recopilación de datos y el funcionamiento del sistema.

INGE-2525.002 Diagrama electrónico.



Dibujado Por: BJJB - CBGC	Fecha: 17/08/2024	A3
Revisado Por:	Título: DIAGRAMA ELECTRÓNICO	INGE-2525.002
 FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN INGENIERÍA MECATRÓNICA		

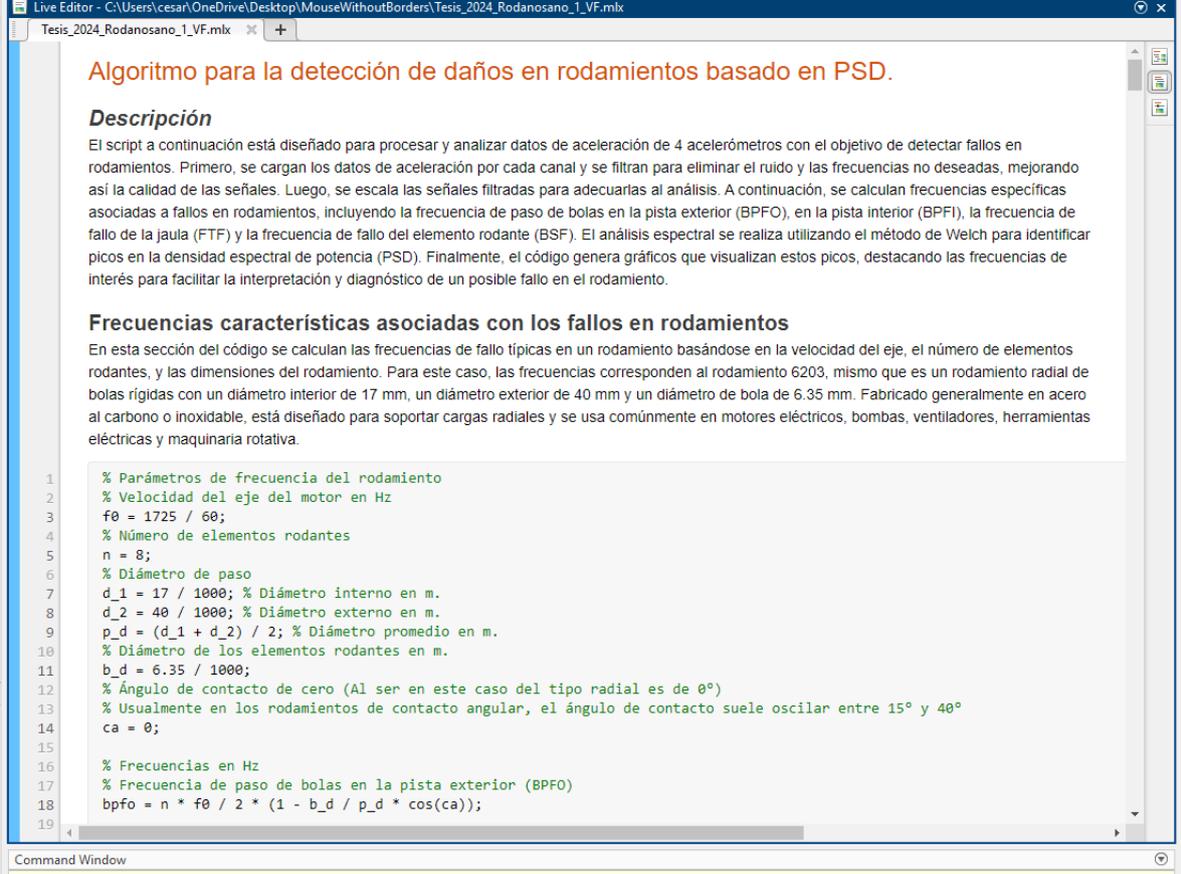
APÉNDICE D

Algoritmo en Matlab

Este apéndice presenta el código y la descripción del algoritmo desarrollado en MATLAB®. Se explica cómo el algoritmo procesa y analiza las señales de vibración captadas por los acelerómetros para identificar fallas en los rodamientos del motor eléctrico. Incluye también detalles sobre las técnicas de filtrado y análisis espectral aplicadas para optimizar la detección de anomalías en tiempo real.

Figura D.1

Algoritmo para la detección de daños en rodamientos basado en PSD.



Algoritmo para la detección de daños en rodamientos basado en PSD.

Descripción

El script a continuación está diseñado para procesar y analizar datos de aceleración de 4 acelerómetros con el objetivo de detectar fallos en rodamientos. Primero, se cargan los datos de aceleración por cada canal y se filtran para eliminar el ruido y las frecuencias no deseadas, mejorando así la calidad de las señales. Luego, se escala las señales filtradas para adecuarlas al análisis. A continuación, se calculan frecuencias específicas asociadas a fallos en rodamientos, incluyendo la frecuencia de paso de bolas en la pista exterior (BPFO), en la pista interior (BPFI), la frecuencia de fallo de la jaula (FTF) y la frecuencia de fallo del elemento rodante (BSF). El análisis espectral se realiza utilizando el método de Welch para identificar picos en la densidad espectral de potencia (PSD). Finalmente, el código genera gráficos que visualizan estos picos, destacando las frecuencias de interés para facilitar la interpretación y diagnóstico de un posible fallo en el rodamiento.

Frecuencias características asociadas con los fallos en rodamientos

En esta sección del código se calculan las frecuencias de fallo típicas en un rodamiento basándose en la velocidad del eje, el número de elementos rodantes, y las dimensiones del rodamiento. Para este caso, las frecuencias corresponden al rodamiento 6203, mismo que es un rodamiento radial de bolas rígidas con un diámetro interior de 17 mm, un diámetro exterior de 40 mm y un diámetro de bola de 6.35 mm. Fabricado generalmente en acero al carbono o inoxidable, está diseñado para soportar cargas radiales y se usa comúnmente en motores eléctricos, bombas, ventiladores, herramientas eléctricas y maquinaria rotativa.

```
1  % Parámetros de frecuencia del rodamiento
2  % Velocidad del eje del motor en Hz
3  f0 = 1725 / 60;
4  % Número de elementos rodantes
5  n = 8;
6  % Diámetro de paso
7  d_1 = 17 / 1000; % Diámetro interno en m.
8  d_2 = 40 / 1000; % Diámetro externo en m.
9  p_d = (d_1 + d_2) / 2; % Diámetro promedio en m.
10 % Diámetro de los elementos rodantes en m.
11 b_d = 6.35 / 1000;
12 % Ángulo de contacto de cero (Al ser en este caso del tipo radial es de 0°)
13 % Usualmente en los rodamientos de contacto angular, el ángulo de contacto suele oscilar entre 15° y 40°
14 ca = 0;
15
16 % Frecuencias en Hz
17 % Frecuencia de paso de bolas en la pista exterior (BPFO)
18 bpfo = n * f0 / 2 * (1 - b_d / p_d * cos(ca));
19
```

Repositorio:

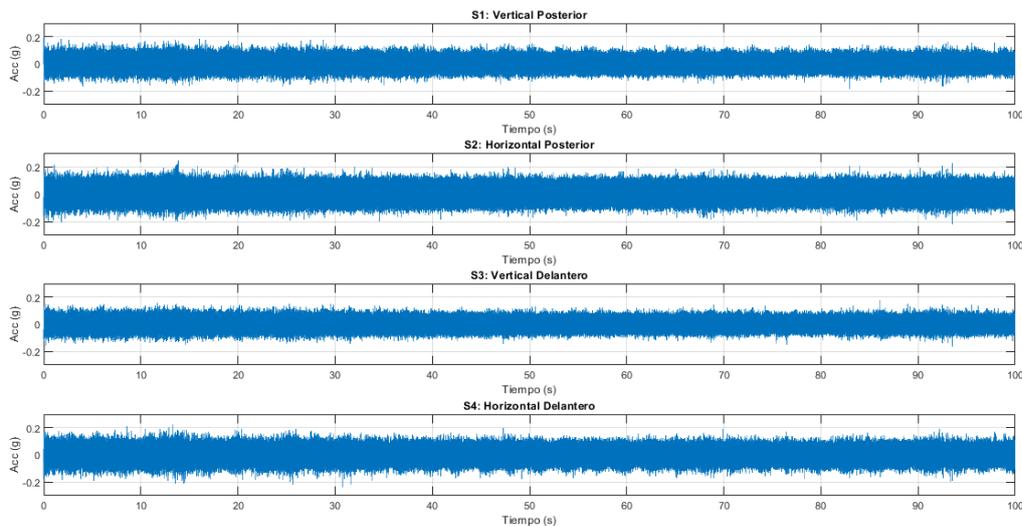
https://espolec-my.sharepoint.com/:f/g/personal/byjibrio_espolec/EqCguiParJhKnvGuU9RcJd8BJXbkzPmXCqIe1a3PI0Whzg?e=6T7dcp

D.1 Señales procesadas y filtradas del primer rodamiento dañado

La gráfica que se presenta a continuación en la Figura D.2 muestra las señales obtenidas para el primer rodamiento dañado. Cada señal corresponde a la lectura de un acelerómetro uniaxial ubicado en un punto específico del motor monofásico. En comparación con el rodamiento sano, se observan variaciones significativas en la frecuencia de las señales, aunque de magnitud similar en amplitud, lo que sugiere la presencia de vibraciones anómalas características de un rodamiento dañado.

Figura D.2

Datos obtenidos de la lectura de parámetros de aceleración del primer rodamiento dañado en 100 segundos.

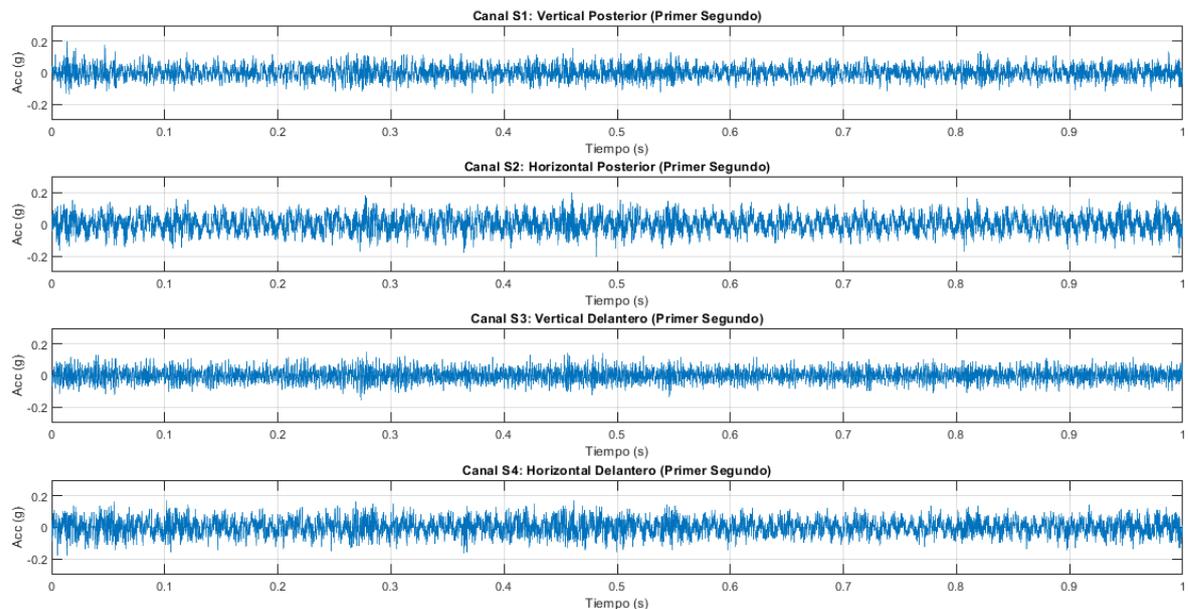


Nota. Se presenta una serie temporal de los datos de aceleración recopilados del primer rodamiento dañado, usada para analizar el comportamiento bajo condiciones de fallo.

Como en el caso del rodamiento sano, se analizó el primer segundo de datos para cada canal como se logra ver en la Figura D.3. Aunque las amplitudes de aceleración se mantienen en rangos similares al sano, en el primer rodamiento dañado, se evidencian patrones irregulares y fluctuaciones más pronunciadas que indican defectos. Las variaciones en la señal son significativas, reflejando las anomalías generadas por los fallos.

Figura D.3

Datos obtenidos de la lectura de parámetros de aceleración del primer rodamiento dañado en el primer segundo.

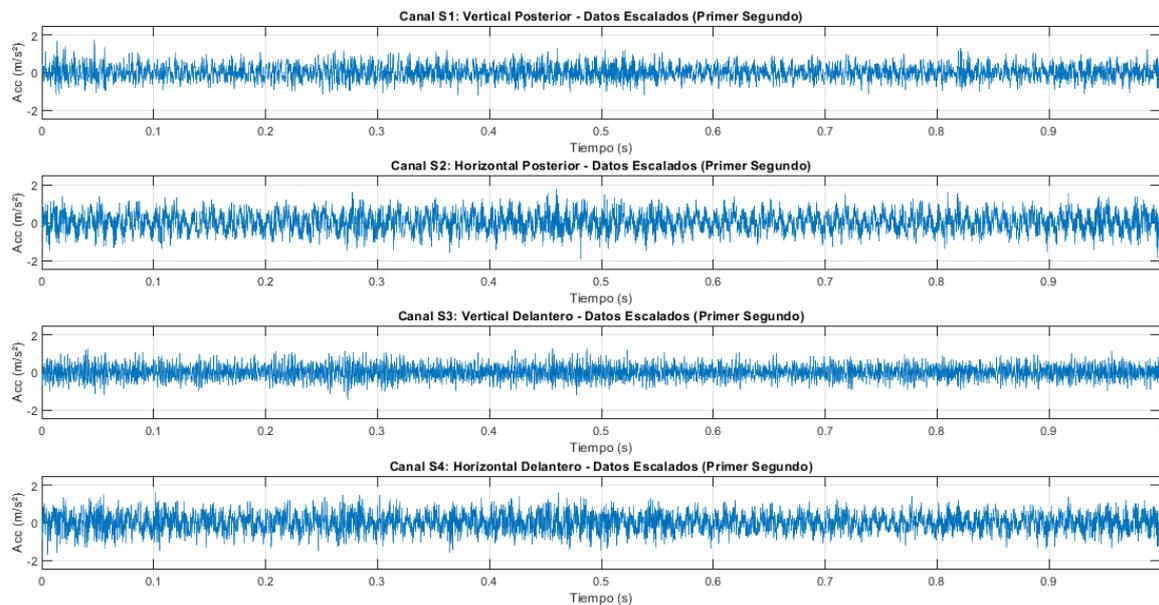


Nota. Se muestra una visualización del primer segundo de datos, destacando las características anómalas en la señal de vibración que están asociadas con defectos en el rodamiento.

Posteriormente en la Figura D.4, tras la aplicación del filtro pasa-bajos de 5000Hz y el correspondiente de escalado de la aceleración medida en g a metros por segundo al cuadrado (m/s^2), se tiene la siguiente señal que muestra variaciones más amplias y patrones de vibración consistentes con la presencia de fallos, sugiriendo un aumento en la intensidad de las vibraciones anómalas, aunque la amplitud global sigue siendo similar a la observada en el rodamiento sano.

Figura D.4

Señal filtrada y escalada de aceleración para el primer segundo del primer rodamiento dañado.

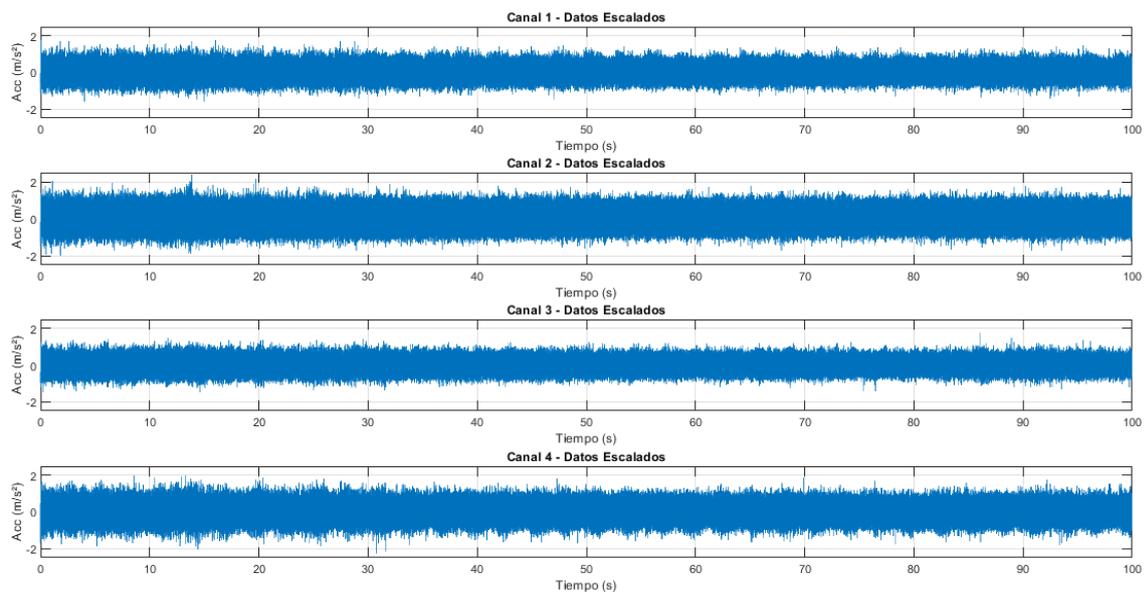


Nota. La figura muestra la aceleración tanto filtrada como escalada en m/s^2 del primer rodamiento dañado.

Finalmente, la siguiente Figura D.5 muestra la señal de aceleración del primer rodamiento dañado, filtrada y escalada a metros por segundo al cuadrado (m/s^2) para toda la longitud de muestreo de los datos. Esta visualización permite observar las características de la vibración durante 100 segundos, destacando las variaciones en la señal que indican daños en el rodamiento.

Figura D.5

Señal filtrada y escalada de aceleración para los 100 segundos del primer rodamiento dañado.



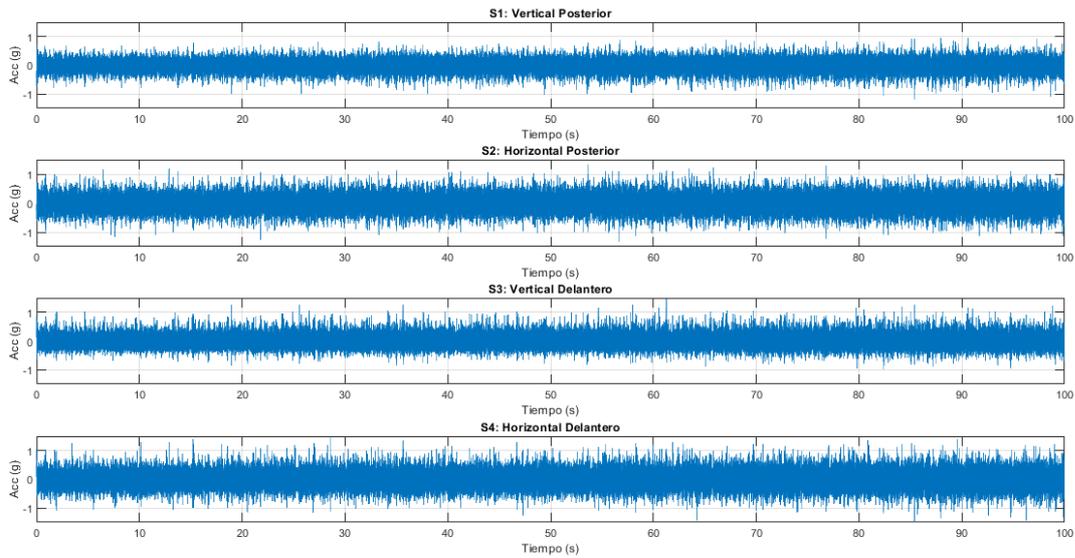
Nota. La figura muestra la aceleración tanto filtrada como escalada en m/s^2 del primer rodamiento dañado.

D.2 Señales procesadas y filtradas del segundo rodamiento dañado

De forma similar al análisis realizado para el primer rodamiento dañado, se evaluaron los primeros 100 segundos de la señal obtenida para el segundo rodamiento. Los resultados muestran un comportamiento de vibración con amplitudes significativamente más altas, con valores de aceleración que fluctúan entre $-1.5g$ y $1.5g$. Estas variaciones indican una intensificación considerable de las vibraciones, atribuible a un deterioro avanzado del segundo rodamiento. Los resultados específicos se presentan a continuación.

Figura D.6

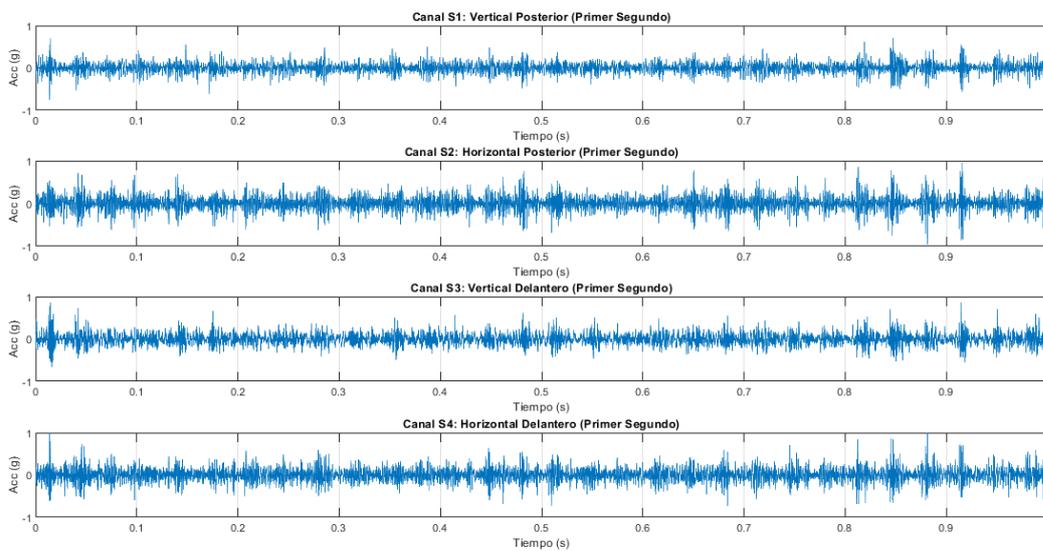
Datos obtenidos de la lectura de parámetros de aceleración del segundo rodamiento dañado en 100 segundos.



Nota. La figura muestra una serie temporal de los datos de aceleración recopilados del segundo rodamiento dañado, utilizada para examinar el comportamiento bajo condiciones de fallo.

Figura D.7

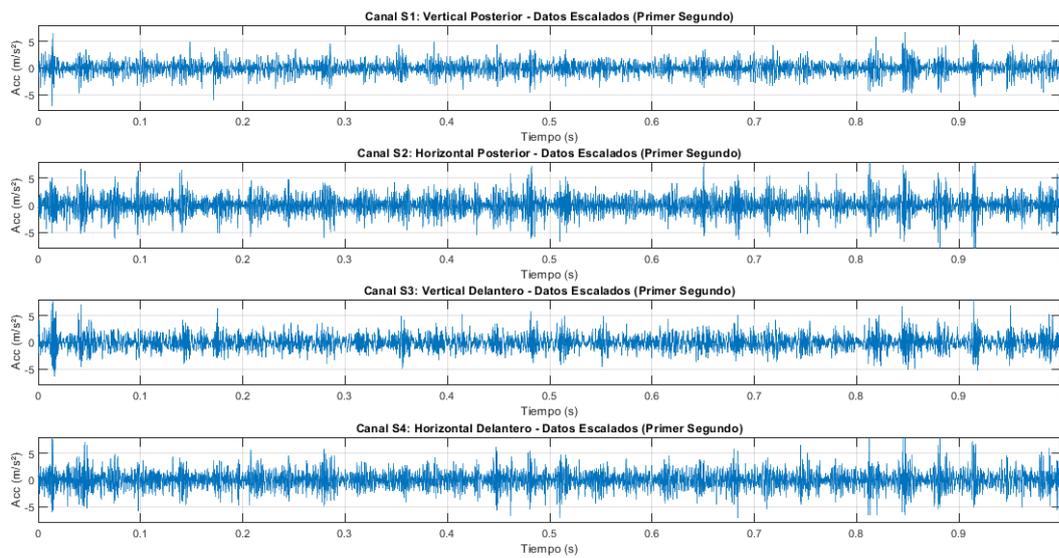
Datos obtenidos de la lectura de parámetros de aceleración del segundo rodamiento dañado en el primer segundo.



Nota. Se muestra una visualización del primer segundo de datos, destacando las características anómalas en la señal de vibración asociadas con defectos en el rodamiento.

Figura D.8

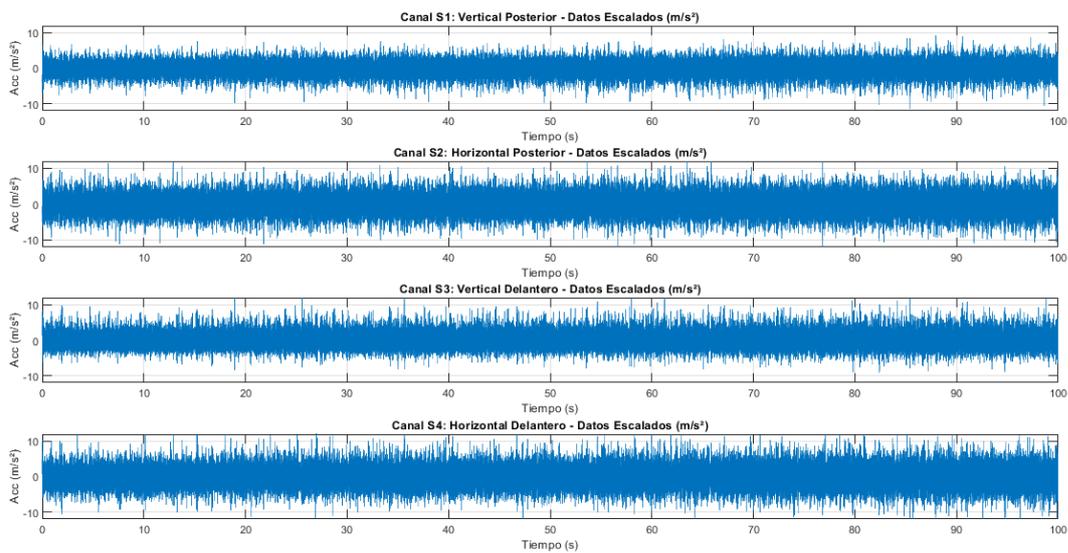
Señal filtrada y escalada de aceleración de un 1 seg. para el segundo rodamiento dañado.



Nota. La figura muestra la aceleración tanto filtrada como escalada en m/s^2 del segundo rodamiento dañado en 1 segundo.

Figura D.9

Señal filtrada y escalada de aceleración para los 100 seg. del segundo rodamiento dañado.



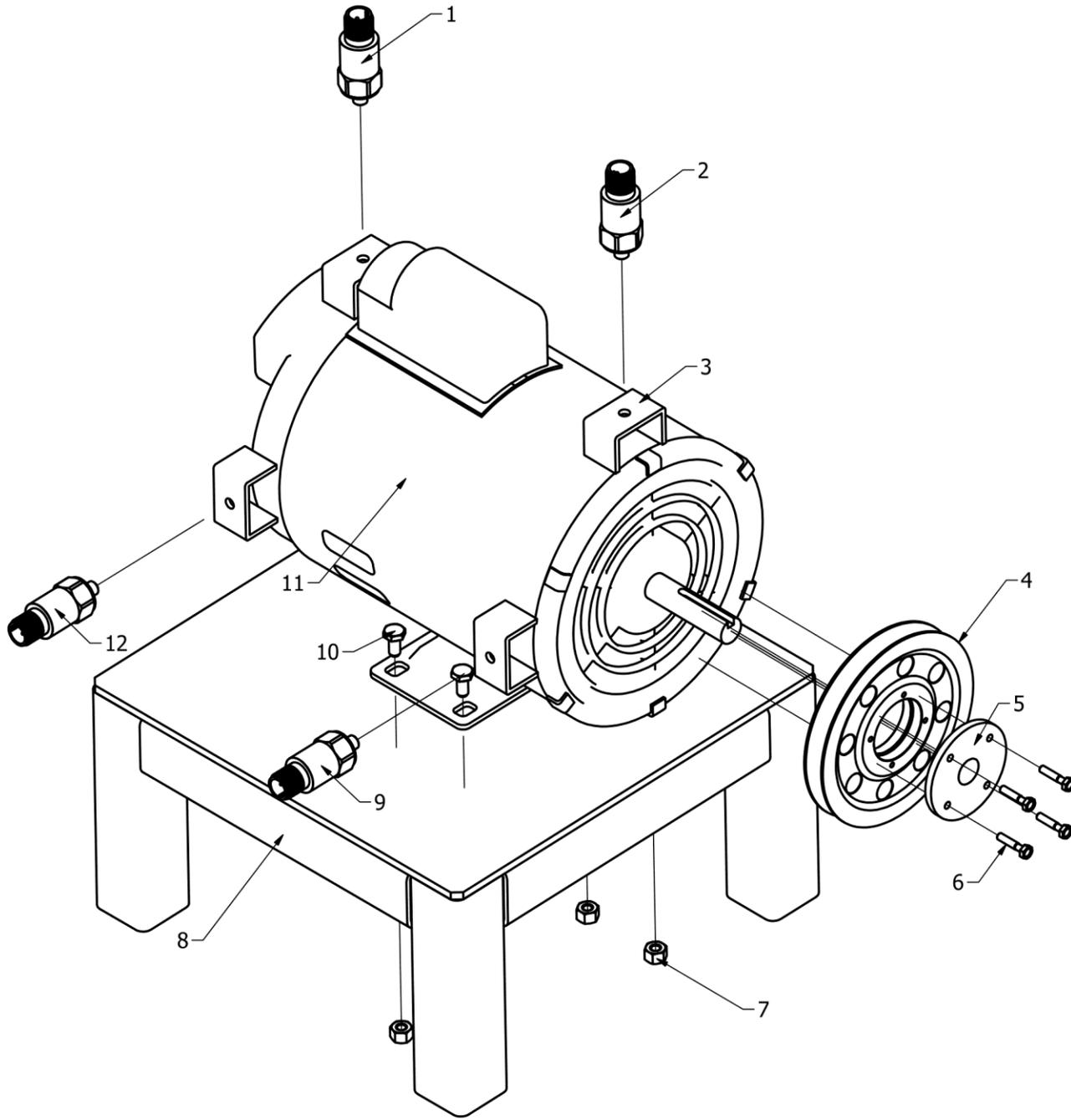
Nota. La figura muestra la aceleración tanto filtrada como escalada en m/s^2 del segundo rodamiento dañado en 100 segundos.

APÉNDICE E

Planos de piezas mecánicas y ensamblajes

Este apéndice contiene los planos detallados de todas las piezas mecánicas y ensamblajes utilizados en el proyecto. Los documentos incluyen dimensiones, tolerancias y especificaciones de materiales necesarios para la fabricación y montaje de los componentes mecánicos del sistema. Se proveen vistas detalladas y esquemas para facilitar la comprensión y la replicación del soporte, elemento clave en futuros trabajos o aplicaciones similares.

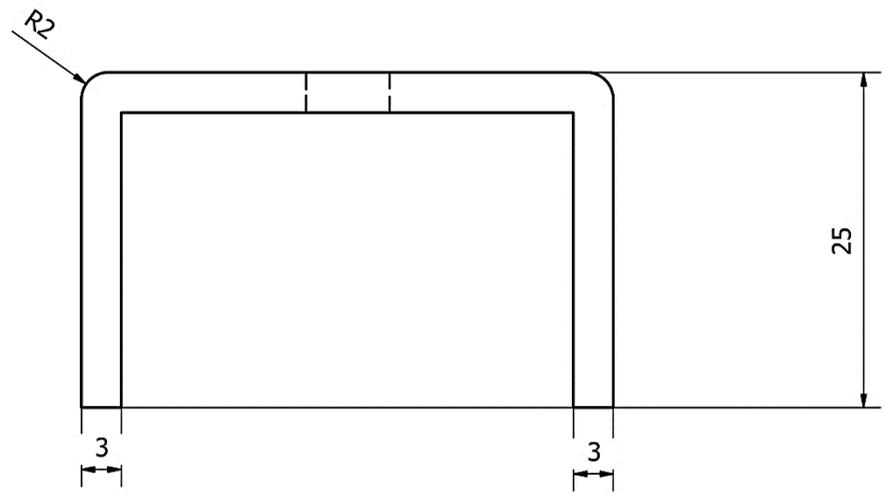
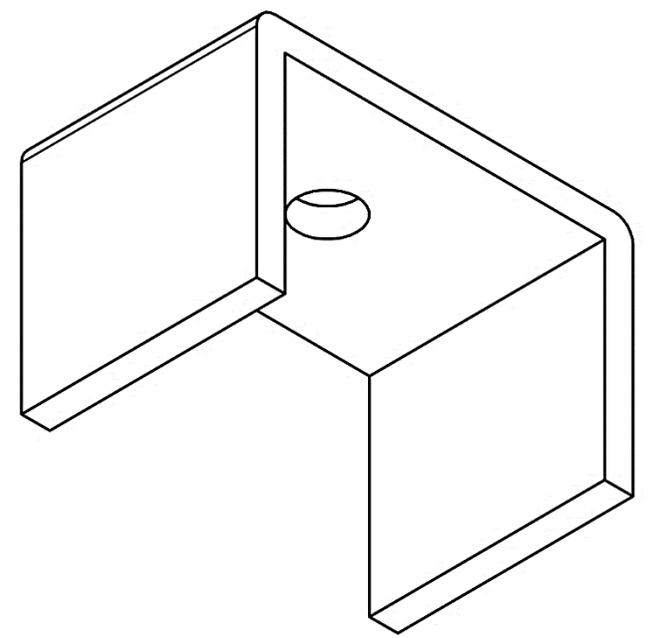
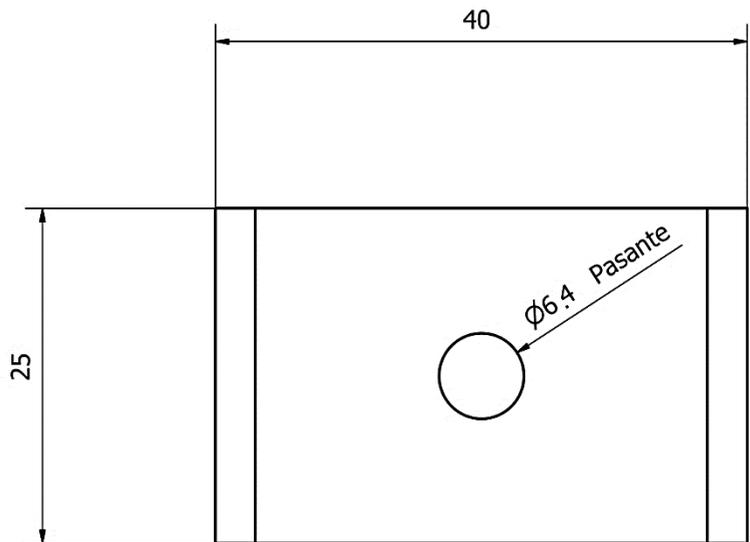
INGE-2525.003 **Ensamble del banco de pruebas**



LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CTDAD	DESCRIPCIÓN
1	1	Acelerómetro ACC310 (S1)
2	1	Acelerómetro ACC310 (S3)
3	4	Soporte de Acero
4	1	Polea de hierro fundido
5	1	Buje
6	4	Perno hexagonal 3/16 in
7	4	Tuerca hexagonal
8	1	Base de Acero para el motor
9	1	Acelerómetro ACC310 (S4)
10	4	Perno hexagonal 5/16 in
11	1	Motor 1/2 Hp
12	1	Acelerómetro ACC310 (S2)

Diseñado por BJJB - CBGC	Revisado por	Aprobado por	Denominación
Fecha 17/08/2024	xx/xx/xxx	xx/xx/xxxx	Ensamble del Banco de Pruebas
Escuela Superior Politécnica del Litoral			Código del plano INGE-2525.003
Tolerancias Lineal: 1		Angular: 0.1	Escala 1 : 3
			Materiales Varios

INGE-2525.004 Plano de soporte de acelerómetro



Diseñado por BJJB - CBGC	Revisado por xx/xx/xxx	Aprobado por xx/xx/xxxx	Denominación Plano de soporte de acelerómetro
Fecha 17/08/2024			Código del plano INGE-2525.004
Escuela Superior Politécnica del Litoral			Tolerancias Lineal: 0.1mm Angular: 0.1°
			Escala 2 : 1
			Materiales ACERO