



Departamento de
Ingeniería Mecánica
Universidad de Concepción

Comparación entre técnicas de vibraciones y emisiones acústicas para detección de defectos en rodamientos de baja velocidad

Lucas Andrés Cid Oyarzún

Memoria de Título presentada a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Concepción
para optar al título profesional de Ingeniero Civil Mecánico

Profesor guía:
Dr.-Ing. Félix Leaman W.

Julio 2026
Concepción, Chile

©Lucas Andrés Cid Oyarzún

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento

Agradecimientos

Quiero dedicar profundamente estos agradecimientos a mi hermano Joaquín Cid, quien fue la persona que más me apoyó a lo largo de mi vida y que continúa haciéndolo a pesar de su partida. Fue mi compañero de vida durante mis primeros 22 años y también estuvo presente durante una parte importante de mi etapa universitaria.

Cuando a Joaquín le tocó partir el año pasado, tuve muchas dudas sobre si debía continuar en la carrera. Me tomó bastante tiempo retomar adecuadamente mis estudios y recuperar la concentración en los distintos ámbitos de mi vida. Sin embargo, con el paso del tiempo, algo me decía que debía seguir luchando a pesar de lo difícil del proceso, que tenía que ser capaz de continuar y alcanzar mis objetivos, y que, frente a las dificultades y la presión, podía sacar lo mejor de mí. Hoy estoy seguro de que ese algo, o más bien ese alguien, era Joaquín.

Hoy estoy terminando mi etapa universitaria, quizás no de la manera en que me habría gustado, pero sí feliz de haber superado un periodo que se volvió mucho más difícil de lo que alguna vez imaginé. Me siento contento y conforme con lo alcanzado, y le doy gracias a Joaquín por cuidarme, protegerme y darme las fuerzas necesarias para continuar cumpliendo mis metas.

Resumen

El diagnóstico de fallas en rodamientos que operan a baja velocidad representa una tarea compleja, ya que los impactos producidos por los defectos presentan baja energía y pueden quedar enmascarados por el ruido y por otras respuestas dinámicas del sistema. En este trabajo se comparó experimentalmente el desempeño del análisis de vibraciones y de emisiones acústicas para la detección de defectos localizados en la pista exterior de un rodamiento de bolas SKF 1302 ETN9.

Para desarrollar el estudio, se diseñó y construyó un banco de ensayos capaz de operar bajo distintas condiciones de velocidad y carga radial. Se evaluaron un rodamiento sano y tres rodamientos con tamaños progresivos de falla, considerando velocidades de 60, 100, 150, 200 y 250 rpm, junto con cargas nominales de 0, 20 y 40 kg. Para cada condición se realizaron cinco mediciones de aproximadamente 20 s, con lo que se obtuvieron 300 registros experimentales. Las señales de vibración se analizaron directamente en aceleración, mientras que las señales de emisiones acústicas fueron acondicionadas, filtradas y procesadas mediante análisis de envolvente. La comparación se realizó a partir del comportamiento de los espectros, la presencia de la frecuencia característica de falla de la pista exterior y sus armónicos, además de la relación señal-ruido y su desviación estándar.

Los resultados mostraron que la capacidad de detección estuvo condicionada por el tamaño del defecto, la velocidad de giro, la carga aplicada y el nivel de ruido de las señales. Las Fallas 1 y 2 no presentaron diferencias consistentes respecto de la condición sana, por lo que no fue posible establecer una detección confiable para estos niveles de daño. En cambio, la Falla 3 generó una respuesta más clara, especialmente con cargas de 20 y 40 kg y velocidades medias o altas. Bajo estas condiciones, ambas técnicas permitieron identificar el defecto, aunque las emisiones acústicas mostraron, en general, una separación más evidente respecto de la condición sana y una menor variabilidad entre mediciones. Por su parte, las señales de vibración presentaron una mayor influencia de componentes externas asociadas al sistema de transmisión, el cable tensor, la fijación del banco y la red eléctrica.

En conclusión, las emisiones acústicas presentaron un mejor desempeño para detectar el defecto de mayor tamaño bajo condiciones favorables de carga y velocidad, por lo que la hipótesis planteada se considera cumplida dentro del rango experimental estudiado. Sin embargo, este comportamiento no se observó de manera consistente para las fallas de menor tamaño. Además, la interpretación de los resultados requirió considerar el nivel de ruido, la variabilidad entre mediciones y la presencia de componentes externas, por lo que la relación señal-ruido no debe analizarse de manera aislada, sino en conjunto con el comportamiento espectral y la repetibilidad de las señales.

Palabras clave: rodamientos, baja velocidad, vibraciones, emisiones acústicas, detección de fallas, análisis de envolvente, relación señal-ruido.

Abstract

Fault diagnosis in bearings operating at low rotational speeds is a complex task, since the impacts generated by defects have low energy and may be masked by noise and other dynamic responses of the system. This study experimentally compared the performance of vibration analysis and acoustic emission for detecting localized defects on the outer race of an SKF 1302 ETN9 ball bearing.

To conduct the study, a test bench capable of operating under different rotational speed and radial load conditions was designed and constructed. A healthy bearing and three bearings with progressively larger defects were evaluated at rotational speeds of 60, 100, 150, 200, and 250 rpm, under nominal loads of 0, 20, and 40 kg. Five measurements of approximately 20 s were performed for each condition, resulting in a total of 300 experimental records. The vibration signals were analyzed directly in terms of acceleration, whereas the acoustic emission signals were conditioned, filtered, and processed using envelope analysis. The comparison considered the spectral behavior, the presence of the outer-race characteristic fault frequency and its harmonics, as well as the signal-to-noise ratio and its standard deviation.

The results showed that detection capability was influenced by defect size, rotational speed, applied load, and signal noise level. Faults 1 and 2 did not exhibit consistent differences from the healthy condition, preventing reliable detection at these damage levels. In contrast, Fault 3 produced a clearer response, particularly under loads of 20 and 40 kg and at medium or high rotational speeds. Under these conditions, both techniques were able to identify the defect, although acoustic emission generally showed a clearer separation from the healthy condition and lower variability between measurements. Vibration signals, on the other hand, were more strongly affected by external components associated with the transmission system, tensioning cable, test-bench mounting, and electrical mains interference.

In conclusion, acoustic emission showed better performance in detecting the largest defect under favorable load and speed conditions. Therefore, the proposed hypothesis was considered fulfilled within the experimental range studied. However, this behavior was not consistently observed for the smaller defects. Furthermore, the interpretation of the results required consideration of the noise level, measurement variability, and the presence of external components. Consequently, the signal-to-noise ratio should not be analyzed independently, but together with the spectral behavior and repeatability of the signals.

Keywords: bearings, low rotational speed, vibration, acoustic emission, fault detection, envelope analysis, signal-to-noise ratio.

Contenidos

Lista de Figuras	1
Lista de Tablas	5
Nomenclatura	6
1 Introducción	7
1.1 Contexto	7
1.2 Marco teórico	8
1.2.1 Fallas localizadas en rodamientos	8
1.2.2 Análisis de vibraciones	8
1.2.3 Emisión acústica	8
1.2.4 Escalas de detección del daño	9
1.3 Estado del arte	9
1.4 Hipótesis	13
1.5 Objetivos	13
1.5.1 Objetivo general	13
1.5.2 Objetivos específicos	13
2 Metodología	14
2.1 Diseño y selección de componentes principales	14
2.1.1 Selección del rodamiento	14
2.1.2 Eje principal	15
2.1.3 Chumaceras	16
2.1.4 Pletina de tensado	16
2.1.5 Placa soporte del motor	17
2.1.6 Base	18
2.1.7 Correa dentada	18
2.1.8 Polea motriz	19
2.1.9 Dinamómetro digital	20
2.1.10 Cable de acero	21
2.1.11 Ruedas de apoyo	21
2.1.12 Elementos de fijación y unión	22
2.1.13 Motor	22
2.1.14 Polea con rodamiento	23
2.2 Montaje del banco de ensayos	24
2.2.1 Montaje del conjunto del eje, polea, rodamientos y chumaceras	24
2.2.2 Montaje del sistema de transmisión	27
2.2.3 Montaje del sistema de tensado	28
2.3 Instrumentación para las mediciones	29
2.3.1 Medición de vibraciones	29
2.3.2 Medición de emisión acústica	31
2.4 Control y verificación de las condiciones de operación	33
2.4.1 Fuente de alimentación	33
2.4.2 Controlador PWM	33
2.4.3 Tacómetro	34
2.4.4 Fijación adicional del banco durante los ensayos	35
2.5 Inducción controlada de la falla	35

2.6	Estimación de dimensiones de falla	36
2.7	Procedimiento experimental y análisis de señales	38
2.7.1	Procedimiento de medición	38
2.7.2	Procesamiento de señales	39
2.7.3	Análisis mediante aceleración y velocidad	40
2.7.4	Relación señal-ruido	40
2.8	Estimación de la tensión de la correa	40
2.9	Estimación de las fuerzas ejercidas por la polea y la correa	42
2.9.1	Fuerza radial generada por el sistema de carga	42
2.9.2	Fuerza radial generada por la correa	43
2.10	Estimación de las cargas radiales sobre los rodamientos	44
2.10.1	Reacciones en la vista superior	44
2.10.2	Reacciones en la vista frontal	46
2.10.3	Cargas radiales de referencia	47
2.11	Frecuencias de referencia para el análisis espectral	47
3	Resultados	49
3.1	Comparación entre aceleración y velocidad	49
3.2	Análisis visual de espectros representativos	51
3.2.1	Espectros de vibración	51
3.2.2	Espectros de envolvente de emisión acústica	52
3.3	Resultados de SNR	54
3.4	Resultados de vibración	54
3.4.1	Carga nominal de 0 kg	54
3.4.2	Carga nominal de 20 kg	55
3.4.3	Carga nominal de 40 kg	56
3.5	Resultados de emisión acústica	57
3.5.1	Carga nominal de 0 kg	57
3.5.2	Carga nominal de 20 kg	58
3.5.3	Carga nominal de 40 kg	59
3.6	Análisis de la desviación estándar para la condición de 40 kg	60
3.7	Identificación de componentes externas en las señales	62
3.7.1	Componentes asociadas al giro del eje	62
3.7.2	Componente cercana a 50 Hz	64
3.7.3	Componentes asociadas al sistema de transmisión	64
3.7.4	Respuesta del cable tensor	64
3.7.5	Ejemplos de componentes externas en vibración	65
3.7.6	Componentes externas en emisión acústica	66
4	Discusión	68
5	Conclusiones	72
	Referencias	73
	Anexos	75

Lista de Figuras

Figura 1.1	Valores RMS de emisión acústica para defectos pequeños y grandes en la pista exterior, bajo distintas condiciones de velocidad y carga [5].	10
Figura 1.2	Cambio porcentual del valor RMS respecto de la condición sin defecto para emisión acústica y vibración [6].	10
Figura 1.3	Variación del valor RMS de emisión acústica en función de la velocidad del eje para un rodamiento sano y rodamientos con defectos en la pista exterior [7].	11
Figura 1.4	Interacciones del indicador TALAF para vibración y emisión acústica en función de las condiciones de operación y del tamaño del defecto [8]. . . .	12
Figura 1.5	Procesamiento mediante kurtograma y espectro de envolvente para señales de vibración y emisión acústica en un rodamiento de baja velocidad [9]. .	12
Figura 2.1	Rodamiento SKF 1302 ETN9 con pista exterior parcialmente girada.	14
Figura 2.2	Modelo 3D del eje principal del banco de ensayos.	16
Figura 2.3	Modelo 3D de la chumacera especial del banco de ensayos.	16
Figura 2.4	Modelo 3D del conjunto pletina de tensado.	17
Figura 2.5	Modelo 3D del conjunto placa soporte del motor.	17
Figura 2.6	Modelo 3D de la placa base del banco de ensayos.	18
Figura 2.7	Perfil geométrico de una correa dentada GT2.	18
Figura 2.8	Tramo de correa GT2 adherido sobre la zona central del eje principal. . . .	19
Figura 2.9	Polea dentada GT2 de 36 dientes considerada para el sistema motriz. . . .	20
Figura 2.10	Dinamómetro digital utilizado en el banco de ensayos.	21
Figura 2.11	Cable de acero ajustable utilizado en el sistema de tensado.	21
Figura 2.12	Rueda giratoria con vástago roscado M12 y freno [20].	22
Figura 2.13	Motor utilizado en el banco de ensayos.	23
Figura 2.14	Polea con rodamiento 10PA 6PK D125 mm utilizada para la aplicación de carga radial [23].	24
Figura 2.15	Ruedas con perno M12 y freno utilizadas para el apoyo y movilidad del banco.	25
Figura 2.16	Polea con rodamiento utilizada en la zona central del eje.	25
Figura 2.17	Montaje del eje con polea central y rodamientos antes de instalar las chumaceras.	26
Figura 2.18	Conjunto del eje, polea, rodamientos y chumaceras montado sobre la placa base.	26
Figura 2.19	Pernos M6 utilizados para fijar la placa soporte del motor sobre las ranuras de la placa base.	27
Figura 2.20	Sistema de transmisión por correa dentada montado en el banco de ensayos.	27

Figura 2.21 Parte inferior del dinamómetro conectada a los ganchos del cable mediante una argolla metálica.	28
Figura 2.22 Parte superior del dinamómetro conectada al clip metálico y al perno ojo.	28
Figura 2.23 Sistema completo de tensado compuesto por cable de acero, ganchos, argolla, dinamómetro, clip, perno ojo y pletina.	29
Figura 2.24 Acelerómetro PCB 603C01 utilizado para la medición de vibraciones.	29
Figura 2.25 Acelerómetro triaxial HS-109 utilizado para el registro de vibraciones.	30
Figura 2.26 Sistema de adquisición compuesto por el chasis cDAQ-9171 y el módulo NI 9234.	30
Figura 2.27 Registro de las señales de vibración mediante el programa desarrollado en LabVIEW.	31
Figura 2.28 Sensor Vallen VS375-M instalado sobre la chumacera mediante el soporte magnético MAG4M y agente acoplante.	31
Figura 2.29 Preamplificador Vallen AEP3N utilizado para acondicionar la señal de emisión acústica.	32
Figura 2.30 Desacoplador Vallen DCPL2 utilizado en la cadena de medición de emisión acústica.	32
Figura 2.31 Fuente de poder Vulture de corriente continua utilizada para alimentar el motor del banco de ensayos.	33
Figura 2.32 Vista general del banco de ensayos, donde se observa el controlador PWM utilizado para regular la velocidad del motor.	34
Figura 2.33 Tacómetro digital sin contacto UNI-T UT373 utilizado para verificar la velocidad de giro del eje principal.	34
Figura 2.34 Disposición de las prensas utilizadas para mejorar la estabilidad del banco durante los ensayos.	35
Figura 2.35 Herramienta multipropósito rotativa utilizada para inducir la falla.	36
Figura 2.36 Punta diamantada de 3 mm de diámetro utilizada para generar la falla localizada.	36
Figura 2.37 Representación geométrica de un segmento circular utilizado para estimar la profundidad de la falla [35].	37
Figura 2.38 Fallas inducidas en la pista exterior del rodamiento utilizadas para estimar el ancho visible de la huella.	37
Figura 2.39 Representación de una señal portadora modulada por impactos y su envolvente [36].	39
Figura 2.40 Espectro promedio obtenido a partir de las pruebas de impacto realizadas sobre la correa GT2 tensada.	41
Figura 2.41 Diagrama de cuerpo libre de la argolla conectada al dinamómetro.	42
Figura 2.42 Diagrama de cuerpo libre de la polea central sometida a las tensiones del cable.	43

Figura 2.43 Diagrama de cuerpo libre de la zona del eje sometida a las tensiones de la correa de transmisión.	44
Figura 2.44 Diagrama de cuerpo libre del eje en vista superior.	45
Figura 2.45 Diagrama de cuerpo libre del eje en vista frontal.	46
Figura 3.1 Comparación espectral entre el rodamiento sano y la Falla 3 utilizando la señal integrada a velocidad, para 250 rpm y 40 kg de carga indicada. . . .	50
Figura 3.2 Comparación espectral entre el rodamiento sano y la Falla 3 utilizando aceleración, para 250 rpm y 40 kg de carga indicada.	50
Figura 3.3 Espectros de vibración del canal AC0 para la condición sana y la Falla 1, a 60 rpm y con una carga de 0 kg.	51
Figura 3.4 Espectros de vibración del canal AC0 para la condición sana y la Falla 3, a 200 rpm y con una carga de 20 kg.	52
Figura 3.5 Espectros de vibración del canal AC1 para la condición sana y la Falla 3, a 250 rpm y con una carga de 20 kg.	52
Figura 3.6 Espectros de envolvente de emisión acústica del canal AE0 para la condición sana y la Falla 2, a 100 rpm y con una carga de 20 kg.	53
Figura 3.7 Espectros de envolvente de emisión acústica del canal AE0 para la condición sana y la Falla 3, a 100 rpm y con una carga de 20 kg.	53
Figura 3.8 Espectros de envolvente de emisión acústica del canal AE0 para la condición sana y la Falla 3, a 200 rpm y con una carga de 20 kg.	54
Figura 3.9 Valores de SNR obtenidos mediante vibración en el canal AC0 para una carga aplicada de 0 kg.	55
Figura 3.10 Valores de SNR obtenidos mediante vibración en el canal AC1 para una carga aplicada de 0 kg.	55
Figura 3.11 Valores de SNR obtenidos mediante vibración en el canal AC0 para una carga aplicada de 20 kg.	56
Figura 3.12 Valores de SNR obtenidos mediante vibración en el canal AC1 para una carga aplicada de 20 kg.	56
Figura 3.13 Valores de SNR obtenidos mediante vibración en el canal AC0 para una carga aplicada de 40 kg.	57
Figura 3.14 Valores de SNR obtenidos mediante vibración en el canal AC1 para una carga aplicada de 40 kg.	57
Figura 3.15 Valores de SNR obtenidos mediante emisión acústica en el canal AE0 para una carga aplicada de 0 kg.	58
Figura 3.16 Valores de SNR obtenidos mediante emisión acústica en el canal AE1 para una carga aplicada de 0 kg.	58
Figura 3.17 Valores de SNR obtenidos mediante emisión acústica en el canal AE0 para una carga aplicada de 20 kg.	59

Figura 3.18 Valores de SNR obtenidos mediante emisión acústica en el canal AE1 para una carga aplicada de 20 kg.	59
Figura 3.19 Valores de SNR obtenidos mediante emisión acústica en el canal AE0 para una carga aplicada de 40 kg.	60
Figura 3.20 Valores de SNR obtenidos mediante emisión acústica en el canal AE1 para una carga aplicada de 40 kg.	60
Figura 3.21 Comparación del SNR medio y la desviación estándar entre la condición sana y la Falla 3 para el canal AC0, con una carga de 40 kg.	61
Figura 3.22 Comparación del SNR medio y la desviación estándar entre la condición sana y la Falla 3 para el canal AC1, con una carga de 40 kg.	61
Figura 3.23 Comparación del SNR medio y la desviación estándar entre la condición sana y la Falla 3 para el canal AE0, con una carga de 40 kg.	62
Figura 3.24 Comparación del SNR medio y la desviación estándar entre la condición sana y la Falla 3 para el canal AE1, con una carga de 40 kg.	62
Figura 3.25 Espectros del canal AC0 para la Falla 1 y una carga de 20 kg, donde se observan componentes cercanas al quinto orden de giro.	63
Figura 3.26 Espectros del canal AC1 para la condición sana, donde se observan componentes que cambian de posición al variar la velocidad.	63
Figura 3.27 Espectro FFT promedio obtenido mediante el ensayo de impacto sobre el cable tensor con una tensión mínima de montaje.	65
Figura 3.28 Espectros del canal AC0 para la condición sana y una carga nominal de 0 kg, donde aparecen componentes cercanas a 35 y 90 Hz.	65
Figura 3.29 Espectros del canal AC1 para la Falla 2 y una carga de 20 kg, donde se observan componentes asociadas a la dinámica del banco.	66
Figura 3.30 Espectro del canal AE1 para 150 rpm, una carga de 40 kg y la Falla 1, donde aparecen componentes de baja magnitud no asociadas directamente al BPFO.	66
Figura 3.31 Espectro del canal AE0 para 200 rpm, una carga de 40 kg y la Falla 1, donde se observan componentes externas de baja magnitud.	67
Figura 4.1 Disposición de las prensas utilizadas para reducir la vibración del banco durante los ensayos.	69
Figura 4.2 Ejemplo de espectro de emisión acústica para 250 rpm y 40 kg, donde se observa una separación clara entre la condición sana y la Falla 3.	70
Figura 4.3 Espectro de emisión acústica para el canal AE0 a 150 rpm y 20 kg, donde la Falla 3 se reconoce visualmente, aunque el SNR no aumenta respecto de la condición sana.	70

Lista de Tablas

Tabla 2.1	Características principales y frecuencias de referencia del rodamiento SKF 1302 ETN9.	15
Tabla 2.2	Características principales de la correa dentada GT2 utilizada en el sistema de transmisión.	19
Tabla 2.3	Características principales del motor utilizado.	23
Tabla 2.4	Estimación del ancho y profundidad de las fallas inducidas.	37
Tabla 2.5	Condiciones consideradas durante el procedimiento de medición.	38
Tabla 2.6	Reacciones estimadas en los rodamientos a partir del DCL en vista superior.	46
Tabla 2.7	Cargas radiales utilizadas como referencia para los rodamientos.	47
Tabla 2.8	Frecuencias de giro y BPFO utilizadas como referencia para el análisis espectral.	48
Tabla 3.1	Frecuencia de giro del eje y quinto orden para las velocidades ensayadas. .	63
Tabla 3.2	Velocidad lineal y frecuencia de paso de dientes estimadas para la correa GT2.	64

Nomenclatura

AC0	Canal de aceleración instalado en la chumacera correspondiente al rodamiento intervenido.
AC1	Canal de aceleración instalado en la chumacera correspondiente al rodamiento sano de referencia.
AE0	Canal de emisión acústica instalado en la chumacera correspondiente al rodamiento intervenido.
AE1	Canal de emisión acústica instalado en la chumacera correspondiente al rodamiento sano de referencia.
BPFO	Frecuencia de paso de los elementos rodantes por la pista exterior.
DAQ	Sistema de adquisición de datos.
DCL	Diagrama de cuerpo libre.
FFT	Transformada rápida de Fourier.
GT2	Correa dentada sincrónica con paso de 2 mm.
H6/h6	Ajuste dimensional utilizado entre los alojamientos de las chumaceras y los asientos del eje.
IEPE	<i>Integrated Electronics Piezo-Electric.</i>
NI	National Instruments.
PVC	Policloruro de vinilo.
PWM	Modulación por ancho de pulso.
RMS	Valor cuadrático medio.
SNR	Relación señal-ruido.
TALAF	Descriptor utilizado para combinar el contenido energético y el carácter impulsivo de una señal.
TDMS	<i>Technical Data Management Streaming.</i>

1 Introducción

1.1 Contexto

En el ámbito industrial, el mantenimiento reúne las acciones destinadas a conservar o restablecer la capacidad de un equipo para cumplir su función. Su aplicación permite reducir detenciones no programadas, mejorar la seguridad y mantener la continuidad de los procesos productivos.

Según el momento y el criterio con que se realiza la intervención, el mantenimiento puede desarrollarse mediante distintas estrategias. Entre las más utilizadas se encuentran el mantenimiento reactivo, que actúa una vez que ocurre la falla, el mantenimiento preventivo, que considera intervenciones periódicas, y el mantenimiento predictivo, que busca evaluar la condición real del equipo durante su funcionamiento. Mientras el mantenimiento reactivo puede generar mayores tiempos de detención y costos de reparación, el mantenimiento preventivo, aunque reduce parte del riesgo, también puede llevar al reemplazo de componentes que aún se encuentran en condiciones de servicio [1].

Frente a estas limitaciones, el mantenimiento predictivo permite reconocer cambios asociados al deterioro y planificar una intervención de acuerdo con el estado observado, en lugar de depender únicamente de intervalos previamente establecidos. Este enfoque resulta especialmente relevante en equipos cuyo funcionamiento continuo depende del buen estado de sus componentes mecánicos.

Dentro de este grupo se encuentran las máquinas rotatorias, ampliamente utilizadas en motores, bombas, ventiladores, reductores y sistemas de transmisión. Su operación depende de la interacción entre distintos componentes y, entre ellos, los rodamientos cumplen una función esencial, ya que permiten el movimiento relativo y transmiten cargas entre las partes móviles y la estructura de soporte.

El estado de un rodamiento depende de factores como la carga, la lubricación, el montaje y las condiciones de operación. Por esta razón, una alteración en estos aspectos puede favorecer la aparición de daños en las pistas, los elementos rodantes o la jaula, afectando el desempeño y la confiabilidad de la máquina [2]. En consecuencia, su monitoreo constituye una parte importante del mantenimiento predictivo aplicado a equipos rotatorios.

Sin embargo, la detección de fallas en rodamientos se vuelve especialmente compleja cuando estos operan a baja velocidad, ya que las excitaciones asociadas al paso de los elementos rodantes sobre una zona dañada se producen con menor frecuencia y pueden quedar ocultas por el ruido o por otras respuestas dinámicas del sistema. Por lo tanto, la capacidad de identificar el defecto depende tanto de la técnica utilizada como de variables tales como la velocidad, la carga y el tamaño de la falla.

A partir de esta problemática, en este trabajo se busca comparar experimentalmente el análisis de vibraciones y la emisión acústica para detectar defectos localizados en la pista exterior de un rodamiento de bolas que opera a baja velocidad. Para ello, se consideran distintos tamaños de falla, velocidades de giro y cargas radiales, con el propósito de determinar bajo qué condiciones cada técnica permite identificar con mayor claridad la presencia del daño.

1.2 Marco teórico

Para comprender la comparación entre el análisis de vibraciones y la emisión acústica, es necesario revisar cómo se originan y evolucionan las fallas localizadas en los rodamientos, además de la forma en que cada técnica responde frente a estos eventos. Para ello, se presentan los fundamentos asociados al contacto entre los elementos rodantes y las pistas, la generación de impactos y ondas elásticas, y las diferencias entre una respuesta global del sistema y una fuente localizada de daño.

1.2.1 Fallas localizadas en rodamientos

Durante el funcionamiento de un rodamiento, el contacto repetitivo entre los elementos rodantes y las pistas genera esfuerzos sobre sus superficies, los cuales, junto con las condiciones de operación, pueden dar origen a un daño incipiente. Este proceso suele comenzar de manera localizada y a pequeña escala, mediante deformaciones, desgaste o formación de pequeñas grietas, las que pueden aumentar progresivamente hasta producir desprendimiento de material y formar una falla visible sobre la pista.

A medida que el daño aumenta, se genera una discontinuidad sobre la pista. Cuando un elemento rodante atraviesa esta zona, la condición de contacto cambia repentinamente y puede producirse un impacto con los bordes del defecto. Esta excitación se repite durante el giro del rodamiento y, en el caso de una falla ubicada en la pista exterior, se relaciona con la frecuencia de paso de elementos rodantes por la pista exterior o BPFO, cuyo valor depende de la geometría del rodamiento y de su velocidad de rotación [3].

1.2.2 Análisis de vibraciones

La vibración corresponde al movimiento de un cuerpo alrededor de una posición de equilibrio como respuesta a una fuerza de excitación. La magnitud y frecuencia de esta fuerza, junto con las propiedades dinámicas de la estructura, determinan la respuesta observada. Cuando un elemento rodante atraviesa una falla localizada, el impacto generado puede excitar el rodamiento y propagarse hacia los componentes cercanos y el resto de la estructura. Si estos eventos presentan una intensidad suficiente, pueden aparecer en el espectro componentes próximas a las frecuencias características del rodamiento y sus armónicos.

Sin embargo, el acelerómetro no mide directamente el defecto, sino el movimiento que este produce sobre la estructura donde se encuentra instalado. Por ello, la señal también depende de la rigidez del montaje, las resonancias, la trayectoria de transmisión y las demás fuentes de vibración presentes en el sistema. En consecuencia, esta técnica representa una respuesta más global o macroscópica y, en condiciones de baja velocidad, la menor repetición e intensidad de los impactos puede dificultar su identificación respecto de otras componentes presentes en la señal [3].

1.2.3 Emisión acústica

La emisión acústica corresponde a ondas elásticas transitorias generadas por una liberación rápida de energía dentro de un material o en sus superficies de contacto. Estas ondas pueden originarse por procesos localizados como deformación plástica, movimiento de dislocaciones, formación o crecimiento de microgrietas, desprendimiento de partículas, fricción entre asperezas y cambios repentinos en las condiciones de contacto.

En un rodamiento, estos fenómenos pueden presentarse desde las primeras alteraciones microscópicas de las superficies y también cuando los elementos rodantes interactúan con un defecto ya formado. El contacto con la discontinuidad y el impacto con sus bordes pueden liberar energía en intervalos muy breves. Las ondas generadas se propagan a través del material hasta alcanzar el sensor, donde son transformadas en una señal eléctrica para su análisis. Por esta razón, la señal registrada depende de factores como la distancia entre la fuente y el sensor, la geometría del componente, la atenuación durante la propagación y el acoplamiento con la superficie [4].

1.2.4 Escalas de detección del daño

La principal diferencia entre ambas técnicas se encuentra en la escala del fenómeno observado. La emisión acústica puede generarse directamente a partir de procesos microscópicos y localizados, mientras que el análisis de vibraciones registra la respuesta macroscópica que las fuerzas producidas por el defecto generan sobre el rodamiento, la chumacera y el resto de la estructura. Por esta razón, un daño puede presentar actividad localizada sin producir todavía una modificación claramente identificable en el movimiento global del conjunto.

A medida que el defecto aumenta de tamaño, la interacción con los elementos rodantes puede generar impactos más intensos y una respuesta dinámica más evidente. Por lo tanto, ambas técnicas observan el deterioro desde perspectivas diferentes y su respuesta puede cambiar según el tamaño del defecto, la velocidad de giro, la carga aplicada y las características del sistema. A partir de esta diferencia entre una fuente localizada y una respuesta global, en la sección siguiente se presentan investigaciones que han estudiado experimentalmente el comportamiento de ambas técnicas en el diagnóstico de rodamientos [3, 4].

1.3 Estado del arte

A partir de los fundamentos presentados anteriormente, diversas investigaciones han estudiado el uso de vibraciones y emisiones acústicas para detectar fallas en rodamientos. En general, estos trabajos muestran que la respuesta de ambas técnicas depende de la velocidad de giro, la carga, el tamaño del defecto y el procesamiento aplicado. Esta relación es especialmente importante en baja velocidad, donde los impactos son menos frecuentes y pueden quedar ocultos por el ruido o por otras respuestas de la máquina.

Morhain y Mba estudiaron la emisión acústica en rodamientos sometidos a carga radial y con defectos inducidos en las pistas interior y exterior. Para evaluar las señales utilizaron parámetros como RMS, amplitud, energía y número de cuentas. El RMS representa el nivel energético promedio de la señal, mientras que las cuentas indican cuántas veces esta supera un umbral definido, permitiendo estimar la cantidad de eventos registrados [5].

Los resultados mostraron que la emisión acústica permite identificar cambios asociados al daño, aunque su respuesta varía con la velocidad, la carga y el tamaño del defecto. Además, el ruido de fondo y la selección de los parámetros de procesamiento pueden dificultar su interpretación. Por ello, la comparación entre condiciones sanas y defectuosas debe realizarse bajo condiciones de operación equivalentes [5].

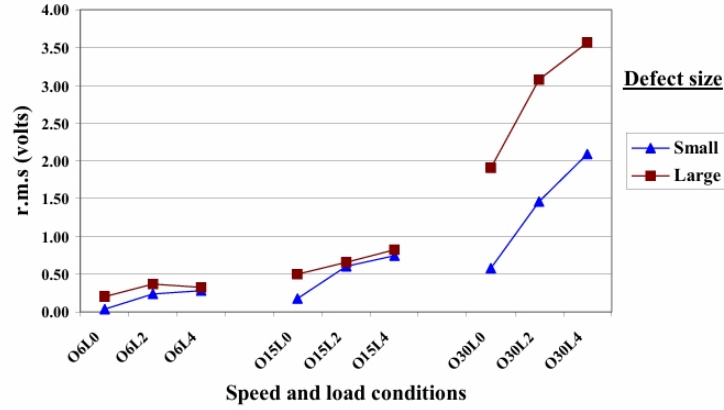


Figura 1.1 Valores RMS de emisión acústica para defectos pequeños y grandes en la pista exterior, bajo distintas condiciones de velocidad y carga [5].

Al-Ghamd y Mba realizaron una comparación directa entre vibraciones y emisiones acústicas para detectar defectos y estimar su tamaño. Los ensayos se efectuaron en un rodamiento de rodillos con daños inducidos en la pista exterior, bajo distintas velocidades y cargas. Para comparar ambas técnicas emplearon indicadores como RMS, amplitud máxima y kurtosis [6].

La kurtosis es un indicador estadístico que permite evaluar el carácter impulsivo de una señal. Su valor puede aumentar cuando aparecen impactos aislados y de alta amplitud, como los producidos por el paso de un elemento rodante sobre un defecto. En este estudio, la emisión acústica mostró mayor sensibilidad frente a la presencia y crecimiento del daño, mientras que la vibración presentó una respuesta menos clara para los defectos pequeños. Además, la duración de los pulsos de emisión acústica mostró relación con el tamaño del defecto [6].

Aunque este trabajo entrega una comparación directa entre ambas técnicas, se realizó con un rodamiento de rodillos y en un rango de velocidades más amplio. Por lo tanto, sus resultados no pueden trasladarse directamente a rodamientos de bolas que operan específicamente a baja velocidad.

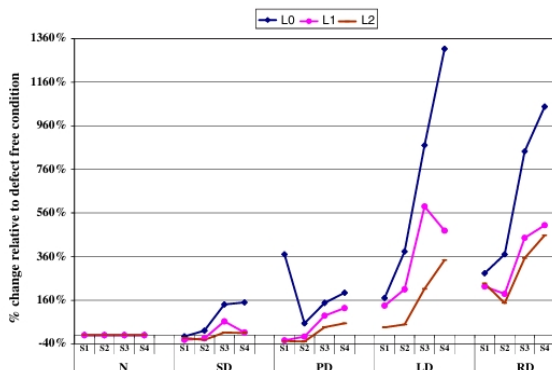


Fig. 14. Percentage change in AE r.m.s.

(a) Emisión acústica.

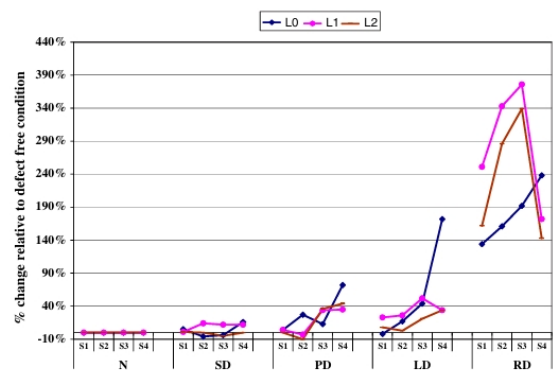


Fig. 15. Percentage change in vibration r.m.s.

(b) Vibración.

Figura 1.2 Cambio porcentual del valor RMS respecto de la condición sin defecto para emisión acústica y vibración [6].

El monitoreo a baja velocidad fue abordado por AlShimmeri, quien evaluó rodamientos operando entre 10 y 100 rpm. En estas condiciones, los impactos producidos por una falla se repiten con menor frecuencia y generan una respuesta vibratoria más débil. El análisis consideró RMS, amplitud, kurtosis y cuentas de emisión acústica para defectos en las pistas interior y exterior [7].

Los resultados indicaron que el RMS y la amplitud permitieron identificar defectos pequeños con mayor claridad que la kurtosis y el número de cuentas. Asimismo, cuando la falla estaba desarrollada, el RMS presentó una relación más consistente con su tamaño. Esto respalda el uso de la emisión acústica en baja velocidad y demuestra que la elección del indicador influye en la capacidad de detección [7].

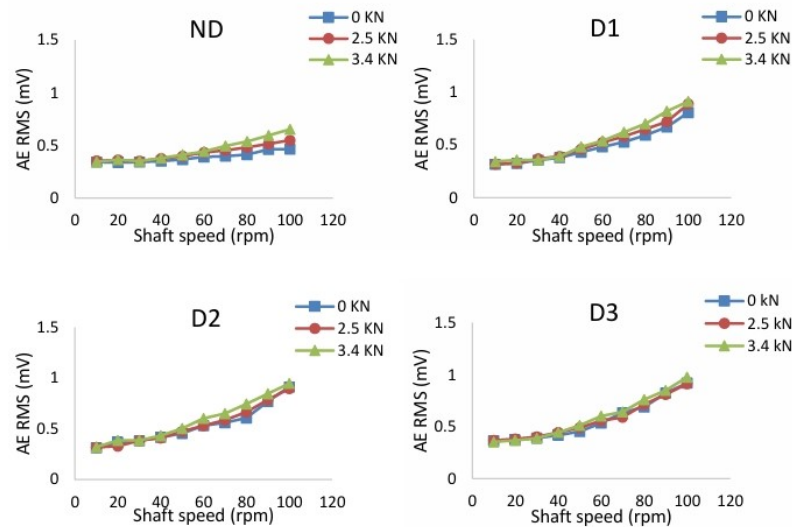
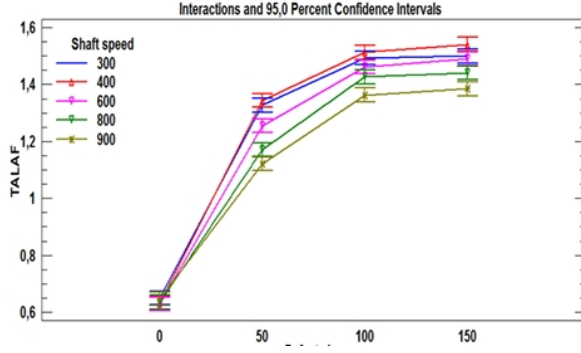


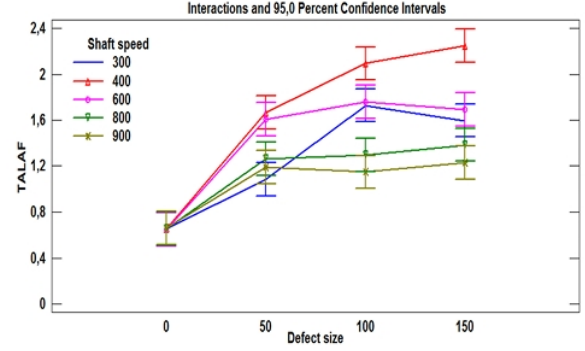
Figura 1.3 Variación del valor RMS de emisión acústica en función de la velocidad del eje para un rodamiento sano y rodamientos con defectos en la pista exterior [7].

Meziani et al. estudiaron el efecto de la velocidad, la carga y el tamaño del defecto sobre las señales de vibración y emisión acústica. Para ello utilizaron indicadores como RMS, kurtosis y TALAF. Este último combina información del nivel energético y del comportamiento impulsivo de la señal para resaltar cambios asociados al daño [8].

El tamaño del defecto fue la variable con mayor influencia en los indicadores, mientras que la carga y la velocidad adquirieron importancia a medida que el daño aumentaba. En general, la vibración mostró un mejor desempeño para seguir la evolución de la falla, mientras que la emisión acústica resultó útil para identificar su presencia, especialmente a baja velocidad. Por lo tanto, ambas técnicas pueden entregar información complementaria [8].



(a) Vibración.



(b) Emisión acústica.

Figura 1.4 Interacciones del indicador TALAF para vibración y emisión acústica en función de las condiciones de operación y del tamaño del defecto [8].

Tang et al. compararon ambas técnicas en rodamientos de baja velocidad mediante análisis de envolvente, kurtograma y seguimiento de orden. El análisis de envolvente permite resaltar modulaciones producidas por impactos repetitivos, mientras que el kurtograma ayuda a seleccionar la banda con mayor contenido impulsivo. Por su parte, el seguimiento de orden relaciona las componentes de la señal con la rotación del eje, lo que resulta útil cuando existen pequeñas variaciones de velocidad [9].

Los autores también propusieron un método para extraer eventos de emisión acústica mediante autocorrelación de corto tiempo, buscando separar los pulsos de la falla de otras componentes. Los resultados mostraron que ambas técnicas pueden utilizarse en el diagnóstico, aunque la claridad de la detección depende en gran medida del filtrado y del procesamiento aplicado [9].

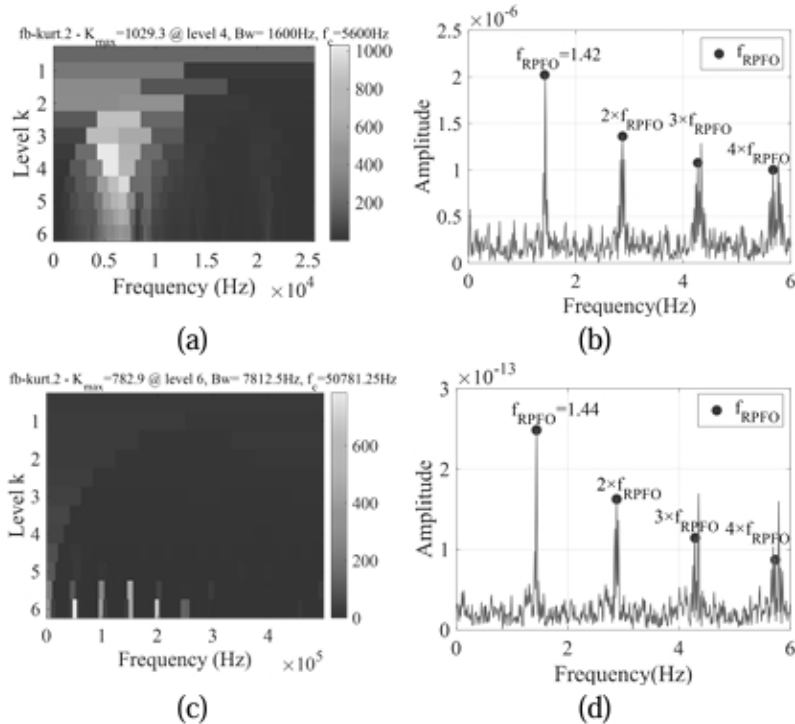


Figura 1.5 Procesamiento mediante kurtograma y espectro de envolvente para señales de vibración y emisión acústica en un rodamiento de baja velocidad [9].

Finalmente, Scheeren et al. analizaron señales de emisión acústica obtenidas durante la aparición natural de daño en rodamientos de baja velocidad y gran tamaño. A diferencia de los estudios anteriores, el deterioro se desarrolló progresivamente durante un ensayo de fatiga. Para identificar eventos repetitivos asociados al daño, los autores agruparon formas de onda de acuerdo con su similitud [10].

Este enfoque representa mejor la evolución real del daño, ya que la falla se desarrolla durante la operación. Sin embargo, los defectos inducidos permiten controlar su tamaño, la carga y la velocidad, por lo que ambos tipos de ensayos entregan información complementaria.

En conjunto, la literatura muestra que el diagnóstico de rodamientos de baja velocidad sigue siendo complejo. La vibración permite identificar frecuencias características y seguir la evolución del daño, mientras que la emisión acústica puede presentar mayor sensibilidad frente a eventos impulsivos y localizados.

A partir de estos antecedentes, esta investigación compara ambas técnicas en un rodamiento SKF 1302 ETN9 con defectos progresivos en la pista exterior, considerando distintas velocidades y cargas radiales, con el fin de determinar en qué condiciones es posible identificar con mayor claridad el BPFO y sus armónicos.

1.4 Hipótesis

Se plantea que la emisión acústica presentará un mejor desempeño que el análisis de vibraciones para detectar fallas en rodamientos de bolas operando a baja velocidad angular, especialmente cuando el defecto sea de menor tamaño o se encuentre en una etapa inicial.

1.5 Objetivos

1.5.1 Objetivo general

Evaluar comparativamente las técnicas de vibraciones y emisiones acústicas para la detección de defectos en rodamientos de bolas de baja velocidad angular.

1.5.2 Objetivos específicos

- Mejorar el banco de ensayos de rodamientos existente mediante la implementación de un sistema de aplicación de carga radial.
- Realizar mediciones de vibración y emisión acústica sobre un rodamiento de bolas considerando defectos de distintos tamaños, niveles de velocidad angular y niveles de carga radial.
- Seleccionar el tipo de preprocesamiento o filtrado a realizar sobre las señales para maximizar la relación señal-ruido en la búsqueda de la componente frecuencial asociada al defecto en los espectros de vibración y en los espectros de envolvente de vibración y emisión acústica.
- Determinar desde qué tamaño del defecto, nivel de velocidad angular y nivel de carga radial es posible identificar la presencia del defecto en los espectros de vibración y en los espectros de envolvente de vibración y emisión acústica, respectivamente.

2 Metodología

La metodología considera el diseño, montaje y puesta en marcha de un banco de ensayos orientado a comparar señales de vibración y emisión acústica en rodamientos operando a baja velocidad angular. Para ello, primero se definieron los componentes principales del sistema mecánico, incluyendo el rodamiento de estudio, el eje, las chumaceras, el sistema de transmisión y el mecanismo de aplicación de carga radial. Luego se estableció la configuración de medición, las condiciones de operación y el procedimiento de procesamiento de señales, con el objetivo de evaluar la respuesta del rodamiento sano y del rodamiento con falla inducida bajo condiciones comparables de velocidad y montaje.

2.1 Diseño y selección de componentes principales

2.1.1 Selección del rodamiento

El rodamiento constituye el componente principal del banco de ensayos, ya que sus dimensiones condicionan el diseño del eje, las chumaceras y el sistema de aplicación de carga radial. Para este estudio se seleccionó el rodamiento SKF 1302 ETN9, correspondiente a un rodamiento autoalineante de bolas con dos hileras y una pista exterior común de geometría esférica. Esta configuración le permite compensar pequeñas desalineaciones angulares entre el eje y los soportes [11].

Su elección se relaciona principalmente con la posibilidad de girar parcialmente la pista exterior respecto del conjunto de bolas y jaula, dejando expuesta una zona de rodadura. De esta forma, fue posible inducir defectos localizados en la pista exterior sin destruir el rodamiento ni alterar completamente su geometría.

En el banco se utilizaron dos rodamientos de la misma designación. Uno se mantuvo en condición sana como referencia, mientras que el otro fue intervenido mediante fallas progresivas en la pista exterior. Esta configuración permitió comparar ambas condiciones bajo una misma geometría de montaje y velocidades de giro equivalentes.



Figura 2.1 Rodamiento SKF 1302 ETN9 con pista exterior parcialmente girada [12].

Las características principales del rodamiento se presentan en la Tabla 2.1. Estos datos se utilizaron para definir la geometría del eje y de las chumaceras, además de establecer las frecuencias de referencia empleadas en el análisis espectral.

Grupo	Parámetro	Valor
Dimensiones y tipo	Designación	SKF 1302 ETN9
	Tipo de rodamiento	Bolas a rótula
	Número de hileras	2
	Diámetro interior, d	15 mm
	Diámetro exterior, D	42 mm
	Ancho, B	13 mm
Capacidad de carga	Carga dinámica básica, C	10,8 kN
	Carga estática básica, C_0	2,6 kN
	Carga límite de fatiga, P_u	0,134 kN
Operación	Velocidad de referencia, n_{ref}	34.000 r/min
	Velocidad límite, n_{lim}	24.000 r/min
	Masa	0,087 kg
Frecuencias a 60 rpm	Frecuencia de giro, f_i	1,000 Hz
	Frecuencia de jaula, f_c	0,385 Hz
	Frecuencia de giro del elemento rodante, f_r	2,017 Hz
	Paso por pista interior, f_{ip}	6,149 Hz
	Paso por pista exterior, f_{ep} o BPFO	3,851 Hz

Tabla 2.1 Características principales y frecuencias de referencia del rodamiento SKF 1302 ETN9 [11, 13].

2.1.2 Eje principal

El eje principal fue diseñado para sostener los rodamientos, transmitir el giro del motor y recibir la carga radial aplicada en la zona central del banco. Para cumplir estas funciones, se consideraron extremos rebajados para el montaje de los rodamientos y una sección central de mayor diámetro, donde se instala la polea de carga.

El eje tiene una longitud total de 200 mm, con extremos de 15 mm de diámetro, correspondientes al diámetro interior del rodamiento SKF 1302 ETN9. Por su parte, la sección central posee 30 mm de diámetro y 140 mm de longitud, lo que permite separar los apoyos y aplicar la carga en la zona media del sistema.

En los asientos de los rodamientos se especificó una tolerancia h6, con el fin de obtener un montaje centrado y con baja holgura, sin dificultar el desmontaje. Esta característica es especialmente importante debido a que el rodamiento intervenido debe retirarse y volver a instalarse durante la generación progresiva de las fallas [14]. Asimismo, el eje incorpora ranuras para seguros Seeger, los cuales mantienen la polea central en su posición y evitan desplazamientos axiales durante el funcionamiento.

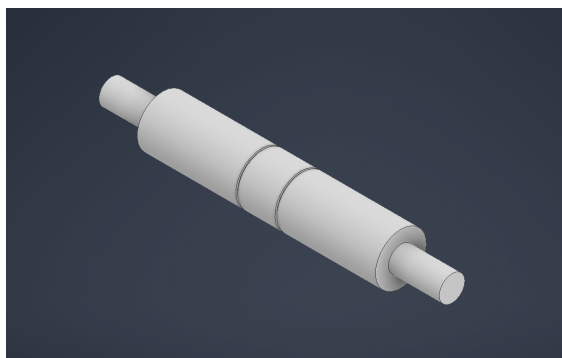


Figura 2.2 Modelo 3D del eje principal del banco de ensayos.

2.1.3 Chumaceras

Las chumaceras fueron diseñadas especialmente para alojar los rodamientos y, al mismo tiempo, proporcionar superficies planas y rígidas para la instalación de los sensores. A diferencia de un soporte comercial, esta geometría facilita el montaje de los acelerómetros y de los sensores de emisión acústica directamente sobre la estructura.

Cada chumacera posee una base de 150 mm de largo y 40 mm de ancho, con perforaciones pasantes de 10 mm para su fijación a la placa base. Además, el cuerpo alcanza una altura de 120 mm e incorpora un alojamiento de 42 mm, correspondiente al diámetro exterior del rodamiento, junto con una abertura central de 38 mm que facilita el montaje del conjunto eje-rodamiento.

Para el alojamiento se adoptó una tolerancia H6, de manera que el aro exterior permanezca centrado y estable durante los ensayos, pero pueda desmontarse manualmente cuando sea necesario intervenir o reemplazar el rodamiento [14].

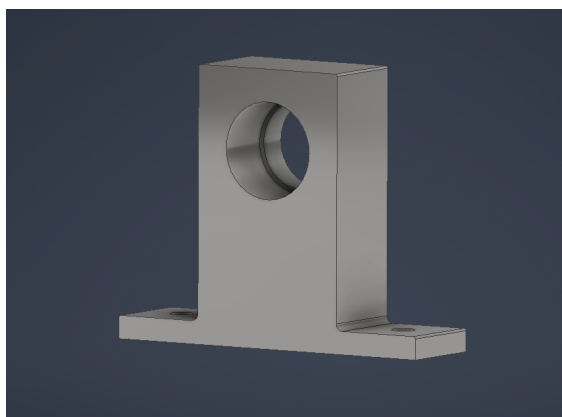


Figura 2.3 Modelo 3D de la chumacera especial del banco de ensayos.

2.1.4 Pletina de tensado

La pletina de tensado forma parte del sistema encargado de aplicar la carga radial sobre el eje. Su función es servir como punto de anclaje para el perno de ojo, el dinamómetro y el cable de acero, permitiendo generar tensión en el conjunto y transmitir la carga hacia la polea central y los rodamientos.

El componente está formado por una base plana y una placa vertical unidas mediante soldadura. La base permite fijar la pletina a la placa principal del banco, mientras que la placa

vertical sostiene el perno de tensado. La base tiene dimensiones de 80 mm de largo, 40 mm de ancho y 10 mm de espesor, con perforaciones para pernos M10. La placa vertical posee 90 mm de altura, 40 mm de ancho y 10 mm de espesor, e incluye una perforación roscada M8 para instalar el perno de ojo.

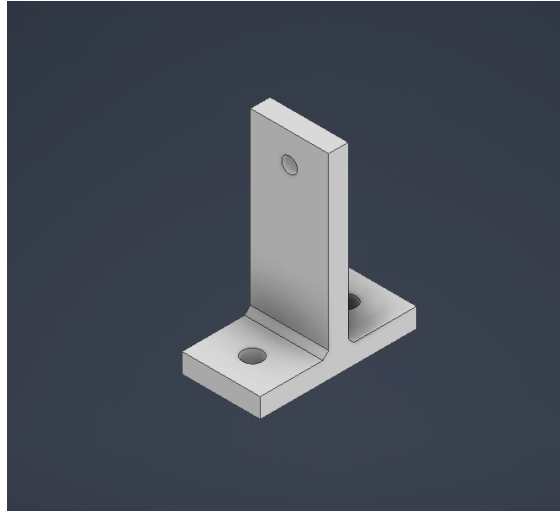


Figura 2.4 Modelo 3D del conjunto pletina de tensado.

La unión entre la base y la placa vertical se realizó mediante soldadura por arco manual con electrodo E6013, aplicando un cordón de filete continuo de 3 mm. De esta manera, esta unión entrega la rigidez necesaria para mantener alineado el sistema de tensado durante la aplicación de la carga.

2.1.5 Placa soporte del motor

La placa de soporte del motor permite fijar el conjunto motriz a la base del banco y mantenerlo alineado con la transmisión por correa. Su diseño considera una placa vertical para montar el motor y una placa horizontal de apoyo, la cual incluye ranuras longitudinales de 6 mm para ajustar la posición del motor y regular la tensión de la correa durante el armado.

La placa vertical posee una abertura central para el paso del eje del motor y perforaciones para los pernos de fijación. Ambas placas se unen mediante soldadura por arco manual con electrodo E6013, utilizando un cordón de 3 mm.



Figura 2.5 Modelo 3D del conjunto placa soporte del motor.

2.1.6 Base

La placa base constituye la estructura principal del banco de ensayos, ya que sobre ella se montan las chumaceras, el sistema de accionamiento y los elementos del mecanismo de carga radial. Su función es proporcionar rigidez y estabilidad al conjunto, manteniendo la alineación entre el eje principal, los soportes de los rodamientos, el motor y el sistema de tensado.

La base tiene 647 mm de largo, 293 mm de ancho y 10 mm de espesor. Además, incorpora perforaciones de 10 mm para la fijación de los componentes estructurales y de 12 mm para el montaje de las ruedas con freno. También posee dos ranuras longitudinales de 6 mm de ancho y 60 mm de recorrido, las cuales permiten ajustar la posición del motor y facilitar la alineación y el tensado de la transmisión.

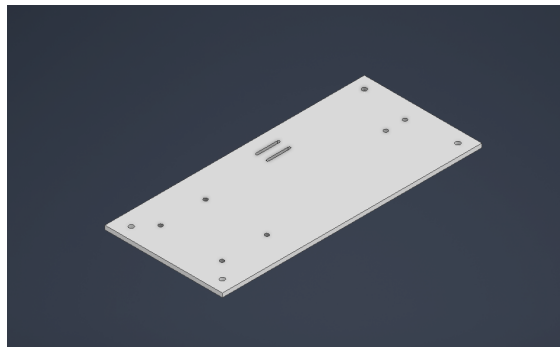
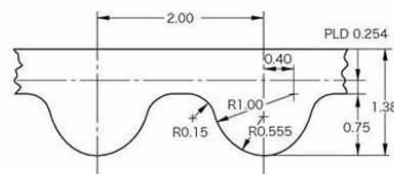


Figura 2.6 Modelo 3D de la placa base del banco de ensayos.

2.1.7 Correa dentada

Para la transmisión de potencia se utilizó una correa dentada GT2, también conocida como 2GT. Este tipo de correa corresponde a una transmisión sincrónica, es decir, transmite el movimiento entre poleas mediante el engrane de sus dientes y no por fricción. Su paso nominal es de 2 mm, valor que corresponde a la distancia entre dientes consecutivos. Debido a esto, permite obtener una transmisión estable, con bajo deslizamiento y adecuada para montajes compactos.

GT2 Timing Belt



Pitch 2mm

Material: Nylon Coverd, Fiberglass Reinforced, Neoprene

Figura 2.7 Perfil geométrico de una correa dentada GT2 [15].

Además de la correa cerrada utilizada para transmitir el movimiento desde el motor, se incorporó un tramo de correa GT2 adherido sobre la zona central del eje principal. Esta

solución permite que el eje tenga una superficie dentada compatible con la correa conductora, por lo que puede funcionar directamente como el elemento conducido del sistema. Para los cálculos del montaje se consideró un diámetro equivalente aproximado de 35 mm en esta zona, tomando en cuenta el diámetro del eje y el espesor de la correa adherida [15].

Parámetro	Valor
Tipo de correa	GT2 cerrada
Paso	2 mm
Longitud	586 mm
Número de dientes	293
Ancho	15 mm
Masa considerada	0,015 kg
Diámetro equivalente en el eje	35 mm

Tabla 2.2 Características principales de la correa dentada GT2 utilizada en el sistema de transmisión.



Figura 2.8 Tramo de correa GT2 adherido sobre la zona central del eje principal.

2.1.8 Polea motriz

Para el sistema motriz se considera una polea dentada GT2 de 36 dientes, cuyo diámetro comercial es de 22,41 mm. Por otra parte, para el eje principal se considera un diámetro equivalente de 35 mm, correspondiente a la zona central del eje más el espesor aproximado generado por la correa dentada adherida sobre esta superficie. Esta consideración permite representar de mejor manera el diámetro real que participa en la transmisión [16].

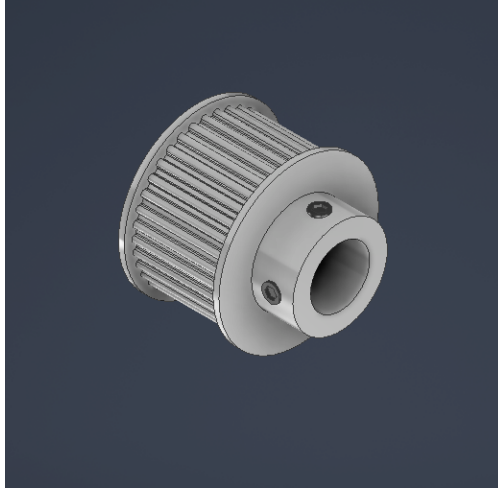


Figura 2.9 Polea dentada GT2 de 36 dientes considerada para el sistema motriz.

Con estos valores, la distancia entre centros se determina mediante la ecuación para una transmisión por correa [17]:

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad (1)$$

donde L corresponde al largo de la correa, C a la distancia entre centros, D al diámetro mayor y d al diámetro menor. Al considerar $L = 586$ mm, $D = 35$ mm y $d = 22,41$ mm, se obtiene:

$$C \approx 247,8 \text{ mm}$$

A partir de este resultado, y considerando el rango de regulación que entregan las ranuras longitudinales, se considera para el diseño de la placa una distancia entre centros de 245 mm, con el objetivo de dejar margen para corregir pequeñas variaciones de fabricación, montaje y tensión de la correa. De esta manera, las ranuras no solo facilitan la instalación del motor, sino que también permiten ajustar su posición hasta obtener una tensión adecuada en la correa dentada.

2.1.9 Dinamómetro digital

Para medir la carga aplicada se utilizó un dinamómetro digital tipo balanza colgante. Este instrumento permite registrar la fuerza de tracción durante el ajuste del sistema de carga radial, lo que facilita repetir condiciones similares en los distintos ensayos. El modelo utilizado corresponde al STC-OE-200, con una capacidad máxima de 200 kg [18].



Figura 2.10 Dinamómetro digital utilizado en el banco de ensayos.

2.1.10 Cable de acero

Para transmitir la carga dentro del sistema de tensado se utiliza un cable de acero ajustable de 2 mm de diámetro y 0,5 m de longitud. Este elemento permite conectar los componentes del mecanismo de carga y transmitir la tensión medida por el dinamómetro hacia la zona central del eje. Además, su condición ajustable facilita el montaje del sistema y permite adaptar la longitud del conjunto durante la instalación.

El cable seleccionado posee una carga segura de trabajo de 50 kg, valor suficiente para las condiciones de ensayo consideradas. Esta capacidad permite trabajar de forma segura dentro del rango de carga definido para el banco, manteniendo un montaje simple y desmontable. [19].



Figura 2.11 Cable de acero ajustable utilizado en el sistema de tensado.

2.1.11 Ruedas de apoyo

Debido al peso del banco de ensayos, se instalaron cuatro ruedas giratorias en la parte inferior de la placa base. Estas ruedas permiten trasladar el conjunto con mayor facilidad durante el montaje, ajuste y almacenamiento del sistema.

Las ruedas seleccionadas son de PVC y cuentan con vástago roscado M12 para su fijación a la estructura. Además, incorporan freno, lo que permite bloquear el banco una vez ubicado en la posición de trabajo y reducir desplazamientos no deseados durante los ensayos [20].



Figura 2.12 Rueda giratoria con vástago roscado M12 y freno [20].

2.1.12 Elementos de fijación y unión

Para el montaje del banco se utilizaron pernos métricos grado 8.8 junto con sus respectivas tuercas y golillas. En total, se consideran seis pernos M10, de los cuales cuatro fijan las chumaceras a la placa base y dos sujetan la pletina del sistema de tensado. Además, se emplean dos pernos M6 para fijar la placa soporte del motor a la base, permitiendo ajustar su posición mediante las ranuras longitudinales.

El motor se fija directamente a su placa mediante cuatro pernos M4 con cabeza cruz, adecuados para el montaje del conjunto motriz. La selección de pernos grado 8.8 entrega una resistencia superior a la requerida por las cargas esperadas durante los ensayos, ya que este grado posee una resistencia mínima a la tracción aproximada de 830 MPa. Con ello, las uniones quedan con un margen adecuado de seguridad y rigidez para mantener estable el banco durante las mediciones [17].

En el sistema de tensado también se incorpora un perno ojo de 8 mm, utilizado como punto de conexión superior. Este elemento se une al dinamómetro mediante un mosquetón metálico de 6 x 60 mm, con capacidad de carga de 70 kg [21].

2.1.13 Motor

El banco de ensayos utiliza un motor de corriente continua modelo 42GP-775 con caja reductora planetaria. Se seleccionó la versión de 24 V, cuya velocidad máxima indicada es de 1600 rpm, valor suficiente para cubrir el rango de operación definido en el eje principal [22].

Este motor fue elegido por su tamaño compacto, disponibilidad comercial y facilidad para regular la velocidad mediante la alimentación eléctrica. El movimiento se transmite al eje principal por medio de una correa dentada GT2, considerando el diámetro de la polea motriz y el diámetro equivalente de la zona conducida del eje. La relación de transmisión se expresa como:

$$n_{eje} = n_{motor} \frac{D_{motriz}}{D_{eje}} \quad (2)$$

Con $D_{motriz} = 22,41$ mm y $D_{eje} = 35$ mm, se obtiene una relación aproximada de 0,64, por lo que el eje principal gira al 64 % de la velocidad de salida del motor. En consecuencia, para alcanzar 250 rpm en el eje se requiere una velocidad cercana a 391 rpm en el motor, valor ampliamente inferior a su capacidad máxima.

Durante los ensayos, la velocidad se verificó directamente en el eje principal, de modo que las condiciones utilizadas en el análisis corresponden a las velocidades reales de operación del banco.

Parámetro	Valor
Tipo de motor	Motor CC con caja reductora planetaria
Modelo	42GP-775
Tensión nominal	24 V
Velocidad máxima indicada	1600 rpm
Tipo de eje	Tipo D
Diámetro del eje	10 mm
Control de velocidad	Regulación de alimentación eléctrica

Tabla 2.3 Características principales del motor utilizado [22].



Figura 2.13 Motor utilizado en el banco de ensayos.

2.1.14 Polea con rodamiento

Para la aplicación de carga radial se considera una polea con rodamiento incorporado, instalada en la zona central del eje principal. Esta polea corresponde al modelo 10PA 6PK D125 mm, con un diámetro exterior de 125 mm y una masa de 0,9 kg.

En el banco de ensayos, este elemento no se utiliza para transmitir movimiento, sino como punto de contacto del sistema de carga radial. Su rodamiento interno permite que la carga aplicada por el cable actúe sobre la zona central del eje sin bloquear su rotación.

La polea permite concentrar la carga en el centro del eje, manteniendo una configuración simple y desmontable para el montaje experimental [23].

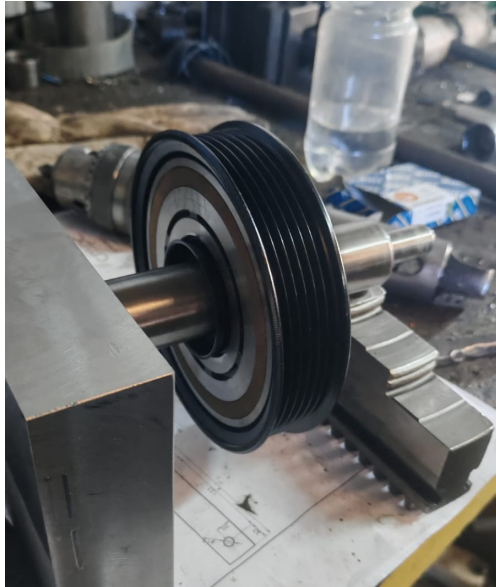


Figura 2.14 Polea con rodamiento 10PA 6PK D125 mm utilizada para la aplicación de carga radial [23].

2.2 Montaje del banco de ensayos

El montaje del banco de ensayos corresponde a la integración de los componentes diseñados y seleccionados previamente, con el fin de sostener los rodamientos, transmitir el movimiento desde el motor y permitir el ajuste de tensión del sistema. El montaje se divide en el conjunto del eje, polea, rodamientos y chumaceras, el sistema de transmisión y el sistema de tensado.

Para las uniones apernadas se consideran pernos métricos de grado 8.8, utilizados en la fijación de ruedas, chumaceras, placa del motor y otros elementos estructurales. Este grado presenta una resistencia mínima a la tracción aproximada de 830 MPa, por lo que resulta adecuado para las solicitaciones del montaje [17].

2.2.1 Montaje del conjunto del eje, polea, rodamientos y chumaceras

El montaje inicia con la instalación de las ruedas en la placa base. Como se mencionó anteriormente, cada rueda incorpora un perno M12 integrado y un mecanismo de freno, lo que permite desplazar el banco cuando sea necesario y fijarlo posteriormente en una posición estable. Para su instalación, el perno de cada rueda atraviesa la placa base desde la parte inferior y se asegura mediante su respectiva tuerca por la parte superior. De esta manera, el banco mantiene movilidad durante el traslado, pero también puede quedar fijo mediante el accionamiento de los frenos.

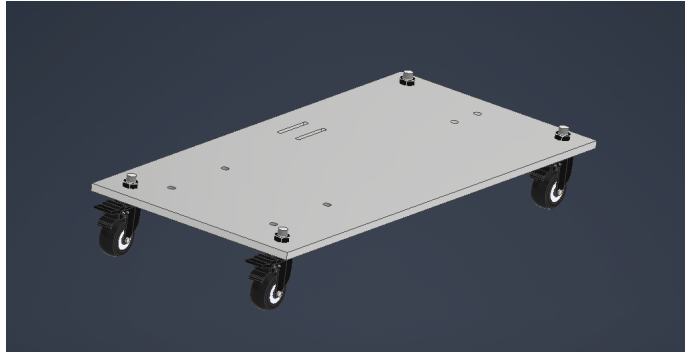


Figura 2.15 Ruedas con perno M12 y freno utilizadas para el apoyo y movilidad del banco.

Luego se continúa con el montaje del eje principal. En primer lugar, se posiciona una polea con rodamiento en la zona central del eje, correspondiente a la sección de mayor diámetro. Una vez ubicada la polea central, se instalan seguros tipo Seeger a ambos lados de la polea, con el objetivo de impedir su desplazamiento lateral durante la operación.

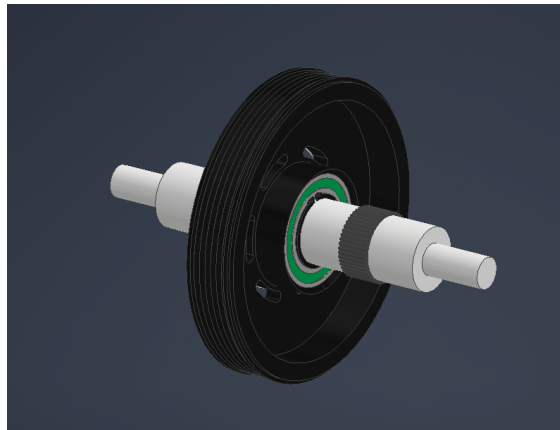


Figura 2.16 Polea con rodamiento utilizada en la zona central del eje.

En la zona central del eje se adhirió un tramo de correa dentada mediante un adhesivo instantáneo. De esta manera, se generó una superficie compatible con la correa cerrada GT2, lo que mejora el contacto entre ambos elementos y reduce el deslizamiento durante el funcionamiento del banco de ensayos.

Una vez ubicada la polea central y adherida la sección de correa dentada, se insertan los rodamientos por ambos extremos del eje. Cada rodamiento avanza hasta hacer contacto con el cambio de sección, el cual actúa como tope geométrico.

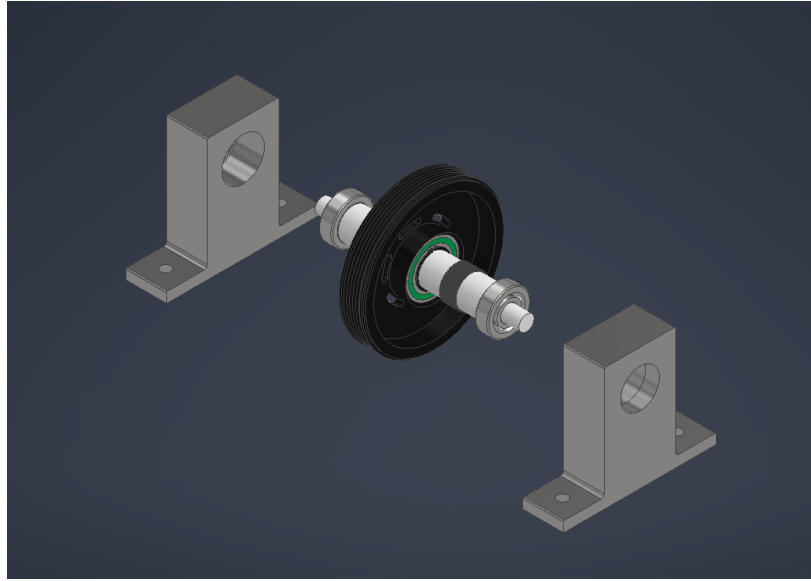


Figura 2.17 Montaje del eje con polea central y rodamientos antes de instalar las chumaceras.

Antes de fijar definitivamente este conjunto sobre la placa base, debe quedar instalada la correa cerrada GT2 en la zona correspondiente, ya que al tratarse de una correa cerrada no puede colocarse posteriormente si el eje y las chumaceras ya se encuentran anclados. Una vez hecho esto, se instalan las chumaceras sobre los rodamientos, también por ambos lados del eje.

Finalmente, el conjunto del eje, polea, rodamientos y chumaceras se posiciona sobre la placa base y se fija mediante pernos M10, utilizando las perforaciones dispuestas en la base de cada soporte.

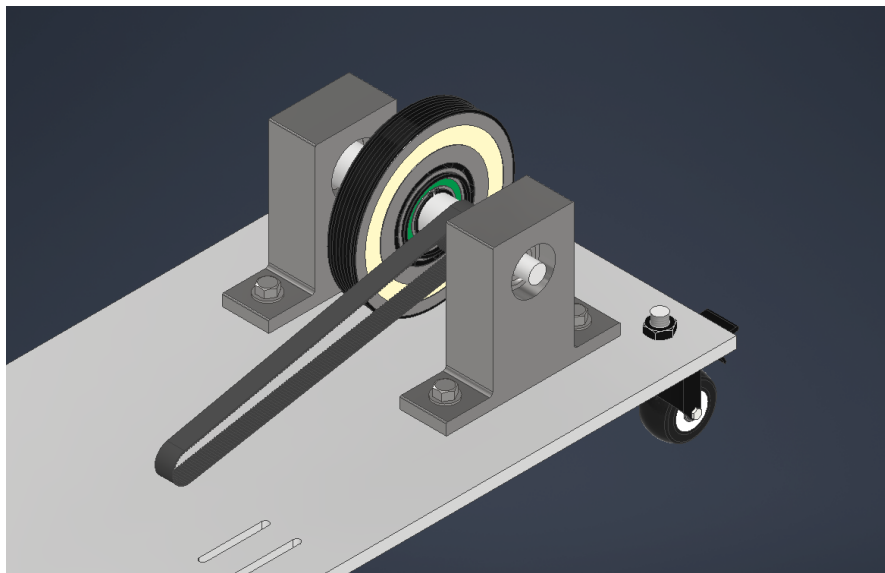


Figura 2.18 Conjunto del eje, polea, rodamientos y chumaceras montado sobre la placa base.

2.2.2 Montaje del sistema de transmisión

Una vez montado el conjunto principal, se incorpora el sistema de transmisión por correa dentada. Este sistema está compuesto por una correa cerrada GT2, una polea dentada motriz instalada en el eje del motor y la zona dentada adherida sobre el eje principal.

En el eje tipo D del motor se instala una polea dentada GT2 de 36 dientes, la cual actúa como polea motriz del sistema. Esta polea transmite el movimiento hacia el eje principal mediante la correa cerrada GT2, generando una transmisión sincronizada y con menor posibilidad de deslizamiento en comparación con una correa lisa.

El motor se monta sobre la placa soporte diseñada para este componente. La fijación del motor a la placa vertical se realiza mediante cuatro pernos de 4 mm, coincidiendo con las perforaciones de montaje del motor. A su vez, la placa soporte del motor se fija sobre las ranuras longitudinales de la placa base mediante dos pernos M6 por la parte inferior.

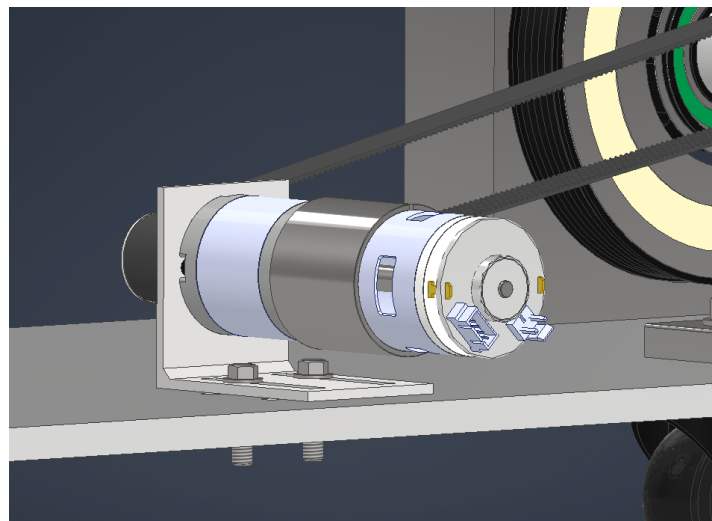


Figura 2.19 Pernos M6 utilizados para fijar la placa soporte del motor sobre las ranuras de la placa base.

Una vez enlazada la correa entre la polea motriz y el eje principal, se regula la posición del motor hasta obtener una tensión adecuada. Finalmente, se aprietan los pernos de fijación de la placa soporte, dejando estabilizado el sistema de transmisión.

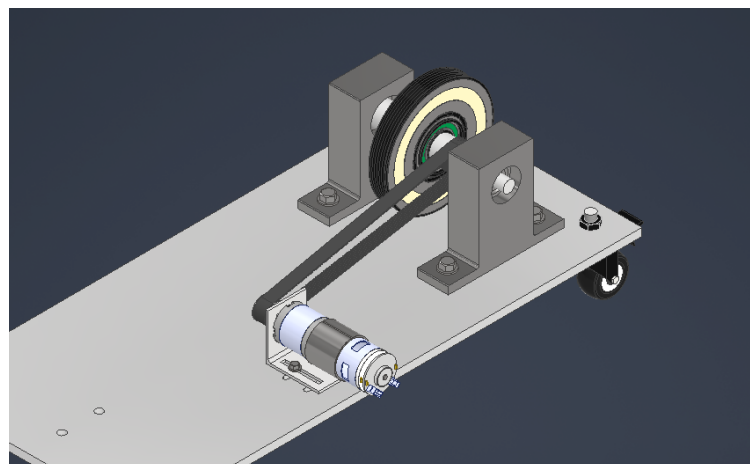


Figura 2.20 Sistema de transmisión por correa dentada montado en el banco de ensayos.

2.2.3 Montaje del sistema de tensado

Luego de montar el sistema de transmisión, se instala el sistema de tensado asociado a la polea central. Para esto, se utiliza un cable de acero. Este cable se dispone alrededor de la polea con rodamiento ubicada en la zona central del eje, de manera que envuelva su contorno exterior y permita tensar el conjunto.

Los ganchos ubicados en los extremos del cable se unen mediante una argolla metálica o aro de acero, la cual se conecta a la parte inferior de un dinamómetro digital.

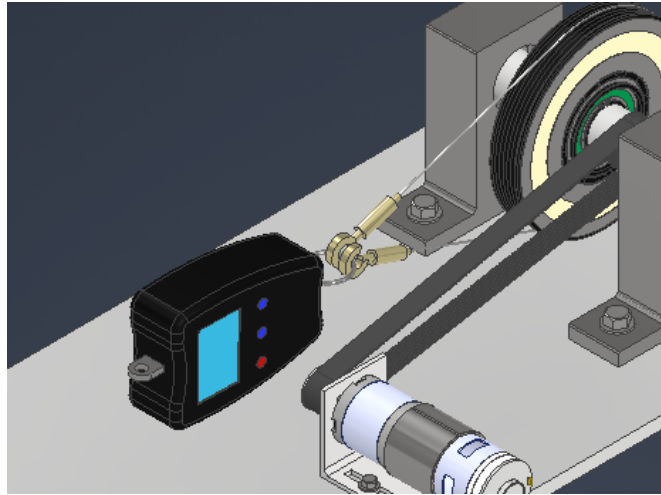


Figura 2.21 Parte inferior del dinamómetro conectada a los ganchos del cable mediante una argolla metálica.

En la parte superior del dinamómetro se instala un clip metálico, el cual permite vincular este componente con el perno ojo. El perno ojo se encuentra unido a la pletina de tensado mediante un agujero roscado. Al girar el perno, este avanza a través de la pletina, provocando el desplazamiento del conjunto y aumentando progresivamente la tensión del cable de acero.

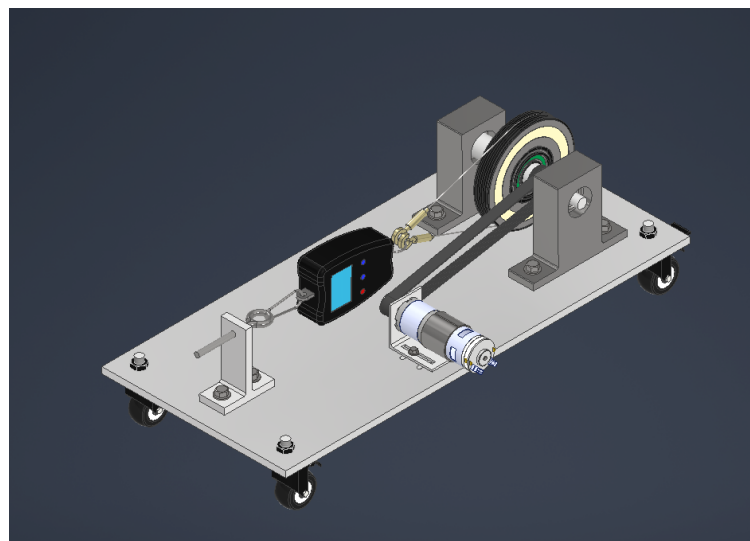


Figura 2.22 Parte superior del dinamómetro conectada al clip metálico y al perno ojo.

Una vez alcanzada la tensión deseada, el perno ojo se fija mediante una tuerca ubicada contra la pletina, con el objetivo de bloquear su posición y mantener estable la tensión aplicada.

De esta forma, el sistema permite regular manualmente el tensado del cable y conservar la condición ajustada durante la operación del banco.

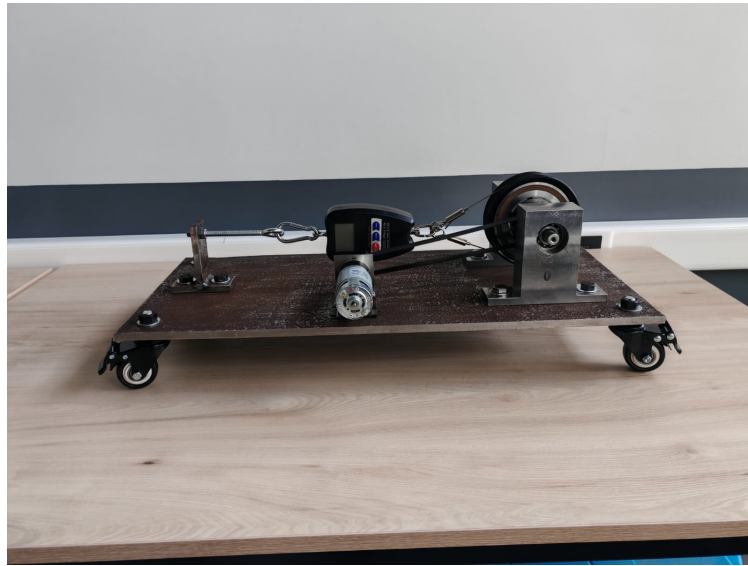


Figura 2.23 Sistema completo de tensado compuesto por cable de acero, ganchos, argolla, dinamómetro, clip, perno ojo y pletina.

2.3 Instrumentación para las mediciones

2.3.1 Medición de vibraciones

Para registrar la respuesta vibratoria del banco se utilizaron un acelerómetro uniaxial PCB 603C01 y un acelerómetro triaxial HS-109. Ambos sensores se instalaron en las superficies laterales de las chumaceras, cerca de los rodamientos, con el propósito de disminuir la atenuación de la vibración antes de alcanzar el punto de medición.

El acelerómetro PCB 603C01 se utilizó como sensor principal en la dirección radial, coincidente con la aplicación de la carga. Su sensibilidad nominal es de 100 mV/g, lo que permite relacionar el voltaje entregado por el sensor con la aceleración registrada durante el funcionamiento del banco [24].



Figura 2.24 Acelerómetro PCB 603C01 utilizado para la medición de vibraciones.

Como complemento, se empleó un acelerómetro triaxial HS-109, también con una sensibil-

idad nominal de 100 mV/g. Este sensor permitió registrar la respuesta vibratoria en tres direcciones ortogonales y observar el comportamiento del sistema desde distintas orientaciones [25].

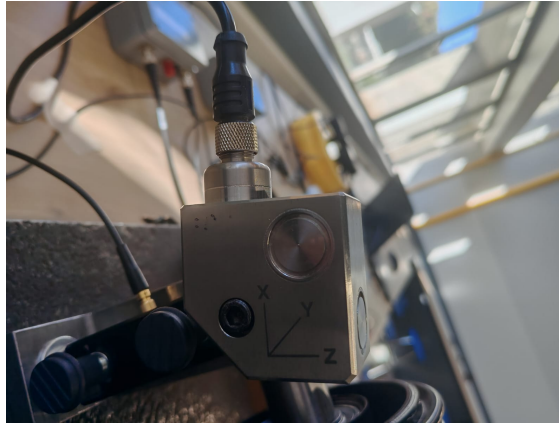


Figura 2.25 Acelerómetro triaxial HS-109 utilizado para el registro de vibraciones.

Las señales de vibración se registraron con un módulo NI 9234 conectado a un chasis cDAQ-9171. Además de digitalizar las señales entregadas por los acelerómetros, el módulo proporcionó la alimentación de corriente constante necesaria para su funcionamiento. Por esta razón, la cadena de medición no requirió preamplificadores externos [26].



Figura 2.26 Sistema de adquisición compuesto por el chasis cDAQ-9171 y el módulo NI 9234.

La frecuencia de muestreo utilizada para las señales de vibración fue de 12,8 kS/s por canal. De acuerdo con el criterio de Nyquist, la frecuencia de muestreo debe ser al menos el doble de la frecuencia máxima que se desea representar. Por lo tanto, esta configuración permite analizar componentes de hasta 6,4 kHz sin superposición espectral [27]. Este rango fue suficiente para el análisis de vibraciones realizado y se encuentra dentro de la capacidad de adquisición del módulo NI 9234.

Finalmente, las señales fueron enviadas al computador y almacenadas en archivos TDMS mediante un programa desarrollado en LabVIEW, entorno gráfico utilizado para la adquisición, visualización y registro de datos experimentales. Para cada combinación de velocidad, carga y estado del rodamiento se realizaron mediciones independientes, utilizadas posteriormente en los análisis temporal y frecuencial.

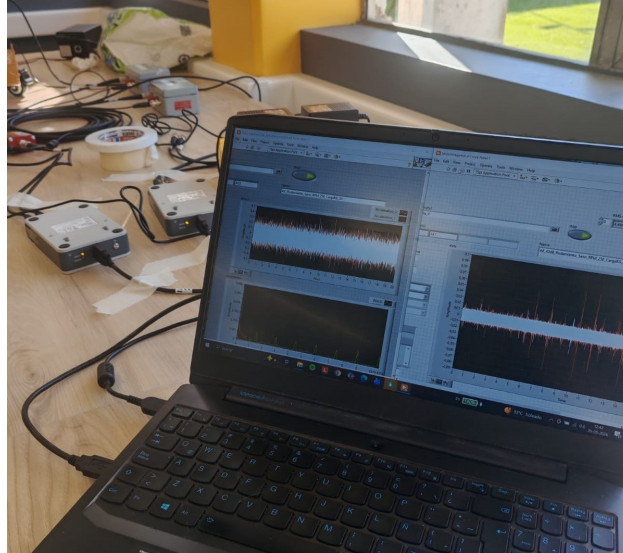


Figura 2.27 Registro de las señales de vibración mediante el programa desarrollado en LabVIEW.

2.3.2 Medición de emisión acústica

Para registrar las señales de emisión acústica se utilizó un sensor Vallen VS375-M, instalado en la superficie lateral de la chumacera correspondiente al rodamiento estudiado. Antes de su montaje se aplicó una capa delgada de agente acoplante, con el propósito de mejorar la transmisión de las ondas elásticas entre la chumacera y el sensor.

El sensor se fijó mediante un soporte magnético Vallen MAG4M, el cual permitió mantener una presión de contacto similar durante las distintas mediciones.

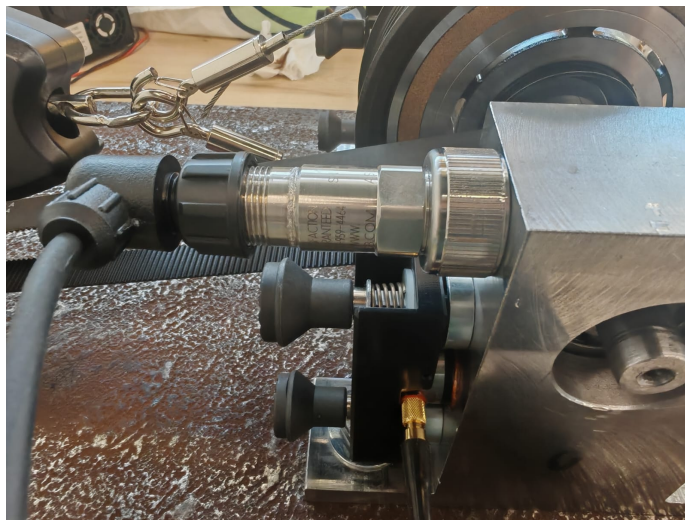


Figura 2.28 Sensor Vallen VS375-M instalado sobre la chumacera mediante el soporte magnético MAG4M y agente acoplante.

El VS375-M es un sensor pasivo cuya zona de mayor sensibilidad se encuentra alrededor de 375 kHz. Debido a la baja amplitud de la señal entregada directamente por el sensor, fue necesario incorporar una etapa de acondicionamiento antes de realizar la adquisición [28].

Para ello se utilizó un preamplificador Vallen AEP3N, instalado próximo al sensor. Su función fue aumentar la amplitud de la señal y facilitar su transmisión hacia el sistema de adquisición con una menor influencia del ruido eléctrico [29].

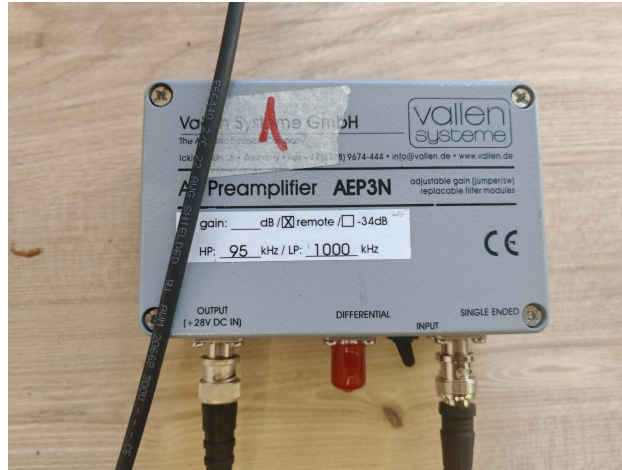


Figura 2.29 Preamplificador Vallen AEP3N utilizado para acondicionar la señal de emisión acústica.

Como la alimentación del preamplificador y la señal se transmiten mediante el mismo cable, se incorporó un desacoplador Vallen DCPL2. Este dispositivo separa la componente continua utilizada para alimentar el preamplificador y entrega al sistema de adquisición la señal variable de emisión acústica [30].



Figura 2.30 Desacoplador Vallen DCPL2 utilizado en la cadena de medición de emisión acústica.

Una vez acondicionada, la señal fue adquirida mediante un módulo NI 9223 instalado en un chasis cDAQ-9171. A diferencia del módulo utilizado para vibraciones, el NI 9223 permite trabajar con una frecuencia de muestreo considerablemente mayor, necesaria para registrar el contenido de alta frecuencia propio de la emisión acústica [31].

La frecuencia de muestreo seleccionada fue de 1 MS/s, equivalente a 1 MHz. Según el criterio de Nyquist, esta frecuencia permite representar componentes de hasta 500 kHz [27]. Debido a que la máxima sensibilidad del sensor se encuentra alrededor de 375 kHz, la frecuencia utilizada fue suficiente para cubrir la zona principal de respuesta del VS375-M [28].

De esta manera, las cadenas de adquisición fueron definidas de acuerdo con el contenido frecuencial de cada técnica. Para vibraciones se utilizó el módulo NI 9234 con una frecuencia de muestreo de 12,8 kS/s, mientras que para emisión acústica se empleó el módulo NI 9223 a 1 MS/s. Esta diferencia fue necesaria porque las señales de emisión acústica presentan contenido en frecuencias mucho mayores que las señales de vibración analizadas.

En síntesis, la cadena de medición de emisión acústica estuvo compuesta por el sensor VS375-M, el soporte magnético MAG4M, el preamplificador AEP3N, el desacoplador DCPL2, el módulo NI 9223, el chasis cDAQ-9171 y el computador. Finalmente, las señales fueron almacenadas en archivos TDMS mediante el programa desarrollado en LabVIEW para su posterior procesamiento temporal y frecuencial.

2.4 Control y verificación de las condiciones de operación

Junto con la instrumentación destinada al registro de señales, el banco incorporó elementos auxiliares para controlar y verificar las condiciones de funcionamiento durante los ensayos.

2.4.1 Fuente de alimentación

La alimentación del motor se realizó mediante una fuente de poder Vulture de corriente continua, con una capacidad máxima de 30 V y 5 A. Este equipo permitió ajustar el voltaje suministrado al sistema motriz y mantener una alimentación estable durante las mediciones [32].

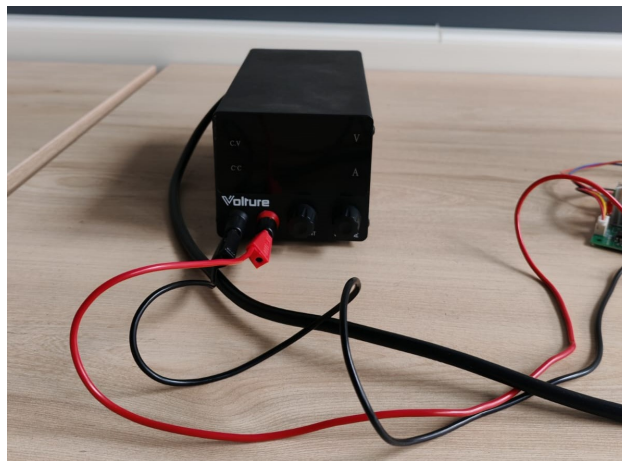


Figura 2.31 Fuente de poder Vulture de corriente continua utilizada para alimentar el motor del banco de ensayos.

2.4.2 Controlador PWM

Entre la fuente de poder y el motor se conectó un controlador por modulación de ancho de pulso, PWM. Mediante este dispositivo fue posible regular manualmente la velocidad del motor antes de cada ensayo, facilitando el ajuste de las distintas condiciones de operación.

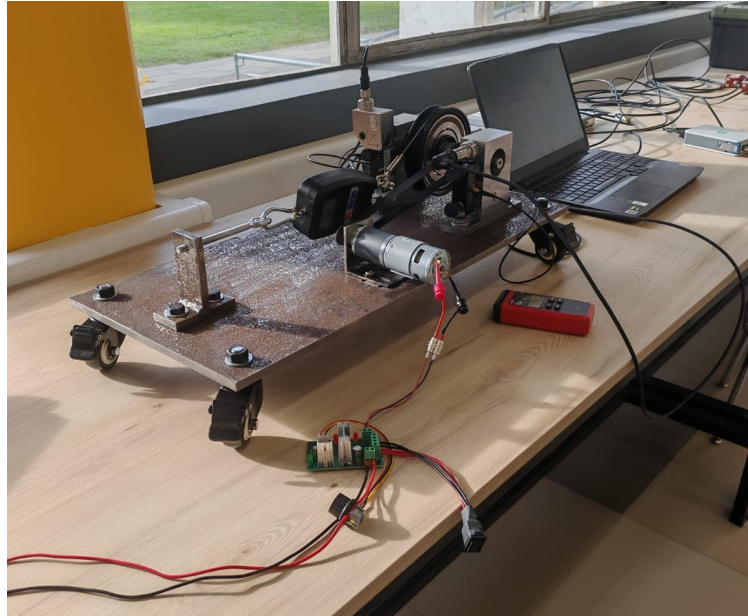


Figura 2.32 Vista general del banco de ensayos, donde se observa el controlador PWM utilizado para regular la velocidad del motor.

2.4.3 Tacómetro

La velocidad de giro se verificó directamente en el eje principal mediante un tacómetro digital sin contacto UNI-T UT373. Este instrumento utiliza un sistema fotoeléctrico para medir la velocidad sin establecer contacto mecánico con el elemento giratorio, lo que permite realizar la comprobación de manera segura y sin alterar el funcionamiento del banco. El equipo presenta un intervalo de medición entre 10 y 99 999 rpm, con una resolución de 0,1 rpm para valores inferiores a 10 000 rpm, por lo que resulta adecuado para las velocidades utilizadas durante los ensayos [33].



Figura 2.33 Tacómetro digital sin contacto UNI-T UT373 utilizado para verificar la velocidad de giro del eje principal.

Antes de iniciar cada medición, la velocidad se ajustó mediante el controlador PWM y se verificó con el tacómetro. Una vez alcanzada y estabilizada la condición requerida, se comenzó el registro simultáneo de las señales de vibración y emisión acústica mediante el

programa desarrollado en LabVIEW. De esta manera, las velocidades utilizadas en el análisis correspondieron a valores comprobados directamente en el eje principal.

2.4.4 Fijación adicional del banco durante los ensayos

Durante las pruebas de funcionamiento se observó que el banco presentaba vibraciones globales elevadas, debido principalmente a que la estructura se encontraba apoyada sobre ruedas con freno. Si bien estas ruedas permiten trasladar el montaje, no entregan una fijación completamente rígida durante la operación.

Para mejorar la estabilidad del banco durante las mediciones, se utilizaron dos prensas mecánicas que sujetaron la estructura a la mesa de trabajo. Una de ellas se ubicó en el costado cercano a una de las chumaceras, mientras que la otra se instaló en la zona posterior del banco, próxima a la pletina de tensado.

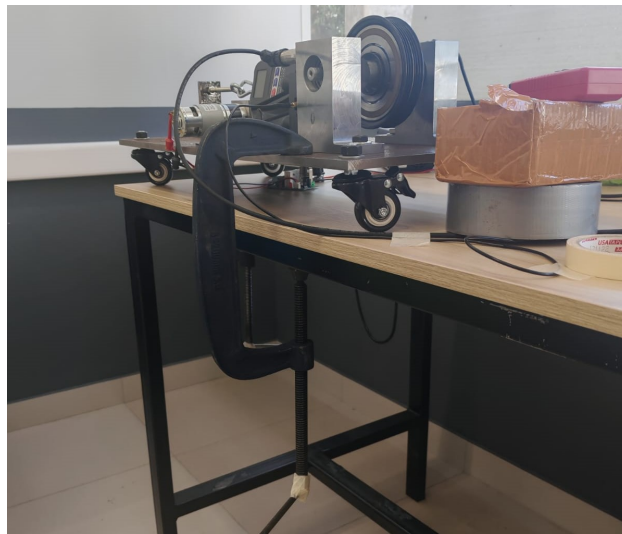


Figura 2.34 Disposición de las prensas utilizadas para mejorar la estabilidad del banco durante los ensayos.

Esta fijación adicional permitió reducir el movimiento global del conjunto y mantener condiciones de ensayo más estables durante la adquisición de las señales.

2.5 Inducción controlada de la falla

Para generar el defecto se intervino de manera localizada la pista exterior del rodamiento SKF 1302 ETN9 mediante una herramienta multipropósito rotativa equipada con una punta diamantada de 3 mm de diámetro. Este tipo de accesorio permite trabajar sobre materiales duros y, junto con la regulación de velocidad de la herramienta, facilita controlar la zona intervenida [34].



Figura 2.35 Herramienta multipropósito rotativa utilizada para inducir la falla [34].



Figura 2.36 Punta diamantada de 3 mm de diámetro utilizada para generar la falla localizada.

El procedimiento consistió en generar una marca localizada sobre la pista exterior, reinstalar el rodamiento en el banco y realizar las mediciones correspondientes. Después de cada etapa, el rodamiento se retiró para aumentar progresivamente el tamaño del defecto y repetir los ensayos bajo las mismas condiciones de montaje.

De esta manera, fue posible comparar la respuesta del rodamiento sano y defectuoso, además de evaluar cómo cambian las señales de vibración y emisión acústica a medida que aumenta el daño, manteniendo controladas la velocidad angular y la carga radial.

2.6 Estimación de dimensiones de falla

Para caracterizar el tamaño de las fallas inducidas en la pista exterior del rodamiento, se realizó una estimación geométrica a partir de las fotografías obtenidas durante el procedimiento experimental. En cada imagen se utilizó la regla como referencia visual para estimar el ancho aproximado de la huella generada sobre la pista.

Las fallas fueron realizadas mediante una punta diamantada redonda de 3 mm de diámetro, por lo que se consideró que la sección transversal de la huella puede aproximarse como un segmento circular. Bajo esta suposición, el ancho visible de la falla corresponde a la cuerda del segmento, mientras que la profundidad se estima como la sagita del arco [35].

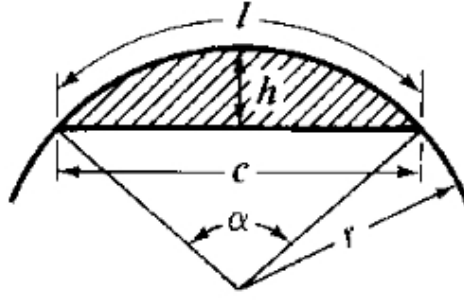


Figura 2.37 Representación geométrica de un segmento circular utilizado para estimar la profundidad de la falla [35].

La profundidad aproximada de la falla se calcula mediante:

$$h = R - \sqrt{R^2 - \left(\frac{b}{2}\right)^2} \quad (3)$$

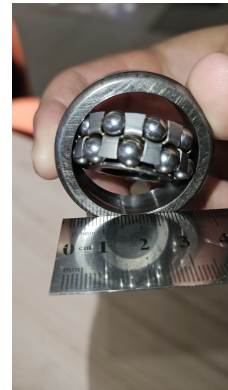
donde h corresponde a la profundidad estimada de la falla, R es el radio de la punta diamantada y b es el ancho visible de la huella. Como la punta utilizada posee un diámetro de 3 mm, se considera $R = 1,5$ mm.



(a) Falla 1.



(b) Falla 2.



(c) Falla 3.

Figura 2.38 Fallas inducidas en la pista exterior del rodamiento utilizadas para estimar el ancho visible de la huella.

A partir de la inspección visual de las imágenes, se estimaron los anchos de falla y sus profundidades equivalentes utilizando la Ecuación 3. Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 2.4.

Tabla 2.4 Estimación del ancho y profundidad de las fallas inducidas.

Condición	Ancho estimado b [mm]	Profundidad estimada h [mm]
Falla 1	0,5	0,02
Falla 2	0,9	0,07
Falla 3	1,3	0,15

Los valores obtenidos corresponden a una estimación aproximada, ya que el ancho de cada falla fue determinado a partir de fotografías. Sin embargo, permiten representar el aumento progresivo del tamaño del defecto utilizado durante los ensayos.

2.7 Procedimiento experimental y análisis de señales

2.7.1 Procedimiento de medición

El procedimiento de medición se desarrolló con el objetivo de registrar señales de vibración y emisión acústica bajo distintas condiciones de operación del rodamiento. Para ello, se consideraron diferentes velocidades de giro, niveles de carga radial y estados de daño.

En primer lugar, se instaló en el banco el rodamiento correspondiente a la condición evaluada, ya fuera sano o con una de las fallas inducidas. Luego, se ajustó la velocidad del eje mediante la fuente de poder y el controlador PWM del motor. Antes de iniciar cada registro, la velocidad fue verificada con el tacómetro digital.

Una vez establecida la velocidad de giro, se aplicó la carga radial mediante el sistema de tensado y el dinamómetro digital. Para cada velocidad se consideraron cargas indicadas de 0, 20 y 40 kg, mientras que las velocidades evaluadas fueron 60, 100, 150, 200 y 250 rpm.

Las señales se registraron mediante cuatro canales. Los canales AC0 y AE0 correspondieron a los sensores instalados en la chumacera del rodamiento intervenido, considerado como el rodamiento de interés. Por su parte, los canales AC1 y AE1 correspondieron a los sensores ubicados en la chumacera del rodamiento sano, utilizado como referencia durante los ensayos. De esta forma, fue posible comparar la respuesta obtenida en ambos apoyos bajo una misma condición de operación.

Para cada combinación de estado del rodamiento, velocidad y carga se realizaron cinco mediciones independientes, con una duración aproximada de 20 s por registro. Considerando cuatro estados del rodamiento, cinco velocidades, tres niveles de carga y cinco repeticiones, se obtuvo un total de 300 mediciones experimentales.

Finalmente, las mediciones repetidas de cada condición se utilizaron para obtener espectros promedio. Este procedimiento permitió reducir la influencia de variaciones puntuales entre registros y obtener una representación más estable de la respuesta vibratoria y acústica del sistema.

Variable experimental	Valores considerados
Estado del rodamiento	Sano, Falla 1, Falla 2 y Falla 3
Velocidad de giro	60, 100, 150, 200 y 250 rpm
Carga indicada en dinamómetro	0, 20 y 40 kg
Mediciones por condición	5
Duración aproximada por medición	20 s
Total de mediciones	300
Canales del rodamiento intervenido	AC0 y AE0
Canales del rodamiento sano	AC1 y AE1
Señales registradas	Vibración y emisión acústica

Tabla 2.5 Condiciones consideradas durante el procedimiento de medición.

2.7.2 Procesamiento de señales

El procesamiento de las señales se realizó con el objetivo de analizar la respuesta del rodamiento en el dominio de la frecuencia. Esto permite observar componentes asociadas al giro del eje, a la transmisión por correa y a posibles frecuencias características de falla.

La transformada de Fourier permite representar una señal medida en el tiempo a partir de su contenido frecuencial. Para una señal continua $f(t)$, su transformada $F(w)$ se expresa como:

$$F(w) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t)e^{-j2\pi wt} dt \quad (4)$$

donde $f(t)$ corresponde a la señal en el dominio del tiempo, $F(w)$ es la representación en el dominio de la frecuencia, w es la frecuencia en Hz y t es el tiempo.

Sin embargo, las señales registradas durante los ensayos corresponden a datos discretos y finitos. Por esta razón, el procesamiento se realiza mediante la transformada discreta de Fourier, expresada como:

$$F[k] = \sum_{n=0}^{N-1} f[n]e^{-j\frac{2\pi kn}{N}} \quad (5)$$

donde $F[k]$ representa el contenido frecuencial discreto de la señal, $f[n]$ es la señal medida, N es el número total de muestras, n es el índice temporal y k es el índice frecuencial [27].

En el caso de emisión acústica, se aplicó un procesamiento adicional debido a que esta señal se registra en un rango de frecuencia más alto que la vibración convencional. Primero se aplicó un filtro pasa alto con frecuencia de corte de 50 kHz, con el fin de atenuar componentes de baja frecuencia asociadas al funcionamiento general del banco.

Luego, a la señal filtrada se le calculó la envolvente mediante la transformada de Hilbert. Este procedimiento permite obtener una señal asociada a las variaciones de amplitud de la señal de alta frecuencia. En defectos de rodamientos, los impactos repetitivos pueden modular una señal portadora de alta frecuencia, por lo que el análisis de envolvente permite extraer información periódica asociada al paso de los elementos rodantes sobre la falla [27].

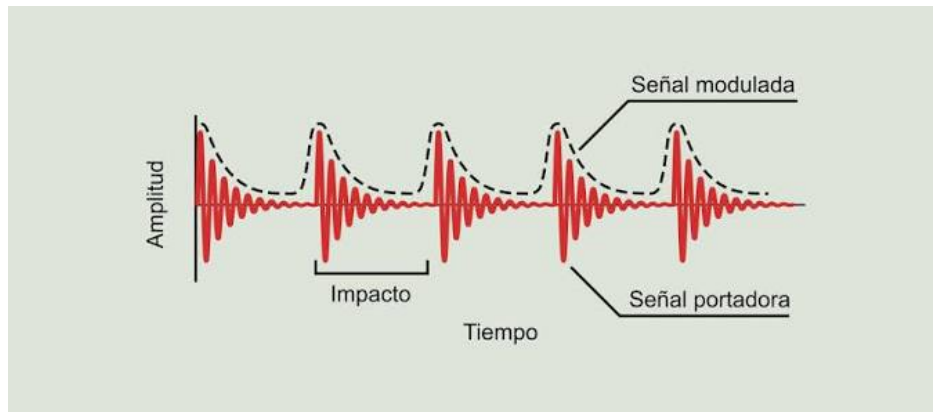


Figura 2.39 Representación de una señal portadora modulada por impactos y su envolvente [36].

Finalmente, se aplicó la FFT a la envolvente, obteniendo el espectro de envolvente. De esta forma, el procesamiento de emisión acústica permitió relacionar el contenido de alta frecuencia captado por el sensor con componentes periódicas asociadas al funcionamiento del rodamiento [27].

2.7.3 Análisis mediante aceleración y velocidad

Las señales de vibración fueron registradas mediante acelerómetros, por lo que la variable medida directamente corresponde a aceleración. Esta variable es útil para observar impactos y cambios rápidos en la respuesta dinámica del sistema, condición relevante para el análisis de defectos localizados en rodamientos.

Sin embargo, en máquinas rotatorias también es común analizar la vibración en términos de velocidad, ya que esta puede entregar un espectro más uniforme y facilitar la interpretación de algunas componentes mecánicas. Por esta razón, en este trabajo se evaluarán ambos parámetros, aceleración y velocidad, para determinar cuál permite identificar con mayor claridad las componentes asociadas a la falla.

La conversión desde aceleración a velocidad se realiza mediante integración digital. Para una componente sinusoidal, esta relación puede expresarse como [37]:

$$V_0 \text{ (mm/s)} = \frac{9800 A_0 \text{ (g)}}{2\pi f \text{ (Hz)}} \quad (6)$$

donde V_0 corresponde a la velocidad vibratoria, A_0 a la amplitud de aceleración y f a la frecuencia.

2.7.4 Relación señal-ruido

Para evaluar qué tan clara aparece la componente asociada a la falla en la pista exterior se utilizó la relación señal-ruido, SNR. Este indicador compara la amplitud del peak de interés con el nivel de ruido presente en una zona cercana del espectro, de modo que un valor mayor representa una mejor diferenciación de la componente analizada.

El SNR se calculó en decibeles mediante:

$$SNR \text{ (dB)} = 20 \log_{10} \left(\frac{A_{\text{peak}}}{A_{\text{ruido}}} \right) \quad (7)$$

donde A_{peak} corresponde a la amplitud del peak evaluado y A_{ruido} al promedio del ruido en una banda cercana [38].

Para cada velocidad se calculó el BPFO teórico y luego se buscó el peak experimental dentro de una ventana de tolerancia. Esta ventana permitió considerar pequeños desplazamientos causados por variaciones de velocidad o por la resolución espectral, evitando al mismo tiempo seleccionar componentes alejadas de la frecuencia esperada. De esta manera, el SNR permite comparar la claridad de la falla entre las distintas velocidades, cargas y tamaños de defecto.

2.8 Estimación de la tensión de la correa

La tensión de la correa se estimó a partir de su frecuencia natural, para lo cual se realizaron varios impactos sobre el tramo libre de la correa GT2. La respuesta fue registrada con

el micrófono de un teléfono celular y luego procesada mediante la transformada rápida de Fourier, promediando los espectros para reducir el efecto del ruido y destacar las componentes que aparecieron de forma repetitiva [3].

El espectro promedio presentó su mayor amplitud en 91,5 Hz, valor que se consideró como la frecuencia natural dominante del tramo de correa.

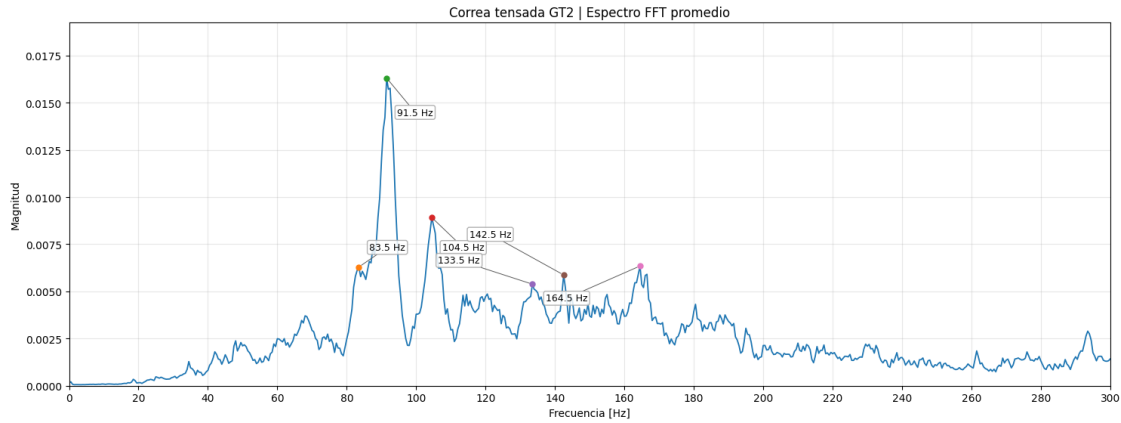


Figura 2.40 Espectro promedio obtenido a partir de las pruebas de impacto realizadas sobre la correa GT2 tensada.

La longitud efectiva corresponde al tramo recto comprendido entre los puntos de tangencia con las poleas y no a la longitud total de la correa. Para una transmisión abierta se estimó mediante [17]:

$$l = \frac{1}{2} \sqrt{4C^2 - (D - d)^2} \quad (8)$$

donde (C) es la distancia entre centros calculada previamente, mientras que (D) y (d) corresponden a los diámetros de las poleas mayor y menor, respectivamente.

Utilizando $C \approx 247,8$ mm, una polea motriz de 36 dientes y un diámetro equivalente de 35 mm en el eje, la longitud libre del tramo de correa se estimó como:

$$l \approx 247,36 \text{ mm} = 0,24736 \text{ m} \quad (9)$$

La tensión estática se calculó mediante la relación basada en la frecuencia natural del tramo libre [39]:

$$T_B = 4m_l l^2 f_n^2 \quad (10)$$

donde T_B corresponde a la tensión de la correa, m_l a su masa lineal, l a la longitud libre y f_n a la frecuencia natural.

La masa lineal se estimó a partir de la masa y longitud total de la correa:

$$m_l = \frac{0,015}{0,586} \approx 0,0256 \text{ kg/m}$$

Utilizando:

$$l = 0,24736 \text{ m}$$

$$f_n = 91,5 \text{ Hz}$$

se obtuvo una tensión aproximada de:

$$T_B \approx 52,5 \text{ N}$$

Este valor corresponde a la tensión estimada en cada tramo y se utilizó posteriormente para representar la acción de la transmisión sobre el eje.

2.9 Estimación de las fuerzas ejercidas por la polea y la correa

Para realizar el análisis estático del eje se determinaron las fuerzas radiales generadas por el mecanismo de carga y por la correa de transmisión. En ambos casos, la fuerza se transmite mediante dos ramales, por lo que se utilizaron diagramas de cuerpo libre para analizar cómo sus tensiones actúan sobre el eje.

2.9.1 Fuerza radial generada por el sistema de carga

Primero se analizó la argolla conectada al dinamómetro, sobre la cual actúan las tensiones de los dos ramales del cable y, en sentido contrario, la fuerza indicada por el instrumento.

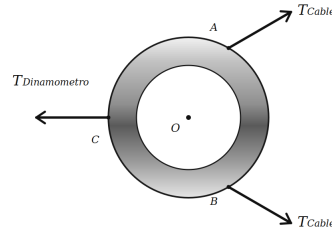


Figura 2.41 Diagrama de cuerpo libre de la argolla conectada al dinamómetro.

Debido a la disposición simétrica del sistema, las componentes verticales de las tensiones se anulan, mientras que las horizontales se suman. Por lo tanto, cada componente horizontal corresponde a la mitad de la fuerza indicada por el dinamómetro:

$$T_{\text{Cable},x} = \frac{T_{\text{Dinamómetro}}}{2}$$

Al aplicar este resultado sobre la polea central, ambas componentes horizontales actúan en la misma dirección y generan la fuerza radial R_C .

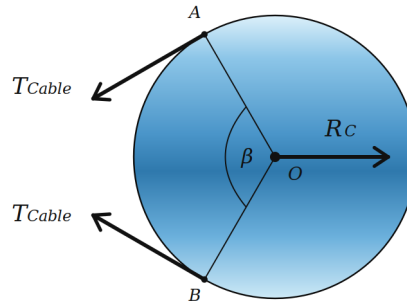


Figura 2.42 Diagrama de cuerpo libre de la polea central sometida a las tensiones del cable.

La fuerza radial corresponde entonces a la suma de las dos componentes:

$$R_C = 2 \left(\frac{T_{\text{Dinamómetro}}}{2} \right) = T_{\text{Dinamómetro}}$$

De esta manera, la fuerza radial aplicada en el centro de la polea es igual a la lectura del dinamómetro expresada en newton. Para convertir las condiciones de 20 y 40 kg se utilizó $F = mg$, considerando $g = 9,81 \text{ m/s}^2$:

$$20 \text{ kg} \rightarrow 20(9,81) = 196,2 \text{ N}$$

$$40 \text{ kg} \rightarrow 40(9,81) = 392,4 \text{ N}$$

En la condición nominal de 0 kg no se aplicó una carga adicional mediante el sistema tensor, aunque los rodamientos permanecieron sometidos a la acción de la transmisión.

2.9.2 Fuerza radial generada por la correa

La tensión obtenida mediante la frecuencia natural corresponde a 52,5 N por cada tramo de la correa. Para determinar la fuerza total transmitida al eje se analizó la zona central donde se encuentra adherida la sección de correa GT2.

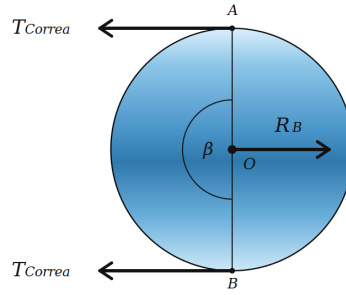


Figura 2.43 Diagrama de cuerpo libre de la zona del eje sometida a las tensiones de la correa de transmisión.

Para simplificar el análisis se consideró un ángulo de contacto de 180° , por lo que ambos tramos se asumieron paralelos y actuando en la misma dirección. En consecuencia, la fuerza radial equivalente corresponde a la suma de sus tensiones:

$$R_B = 2T_{\text{Correa}}$$

Al reemplazar la tensión estimada se obtiene:

$$R_B = 2(52,5) = 105 \text{ N}$$

Por lo tanto, la correa de transmisión aplica sobre el eje una fuerza radial aproximada de 105 N.

2.10 Estimación de las cargas radiales sobre los rodamientos

Para estimar las cargas radiales que actúan sobre los rodamientos se realizó un análisis estático simplificado del eje, considerando las fuerzas aplicadas en la vista superior y el peso propio del conjunto en la vista frontal. A partir de ambos diagramas de cuerpo libre se determinaron las reacciones R_A y R_B generadas en los apoyos durante las distintas condiciones de ensayo.

2.10.1 Reacciones en la vista superior

En la vista superior actúan la fuerza generada por el sistema de tensado, denominada F_{Cable} , y la fuerza producida por la correa de transmisión, denominada F_{Correa} . Ambas se transmiten al eje en la misma dirección, mientras que los rodamientos ubicados en los puntos A y B generan las reacciones R_A y R_B .

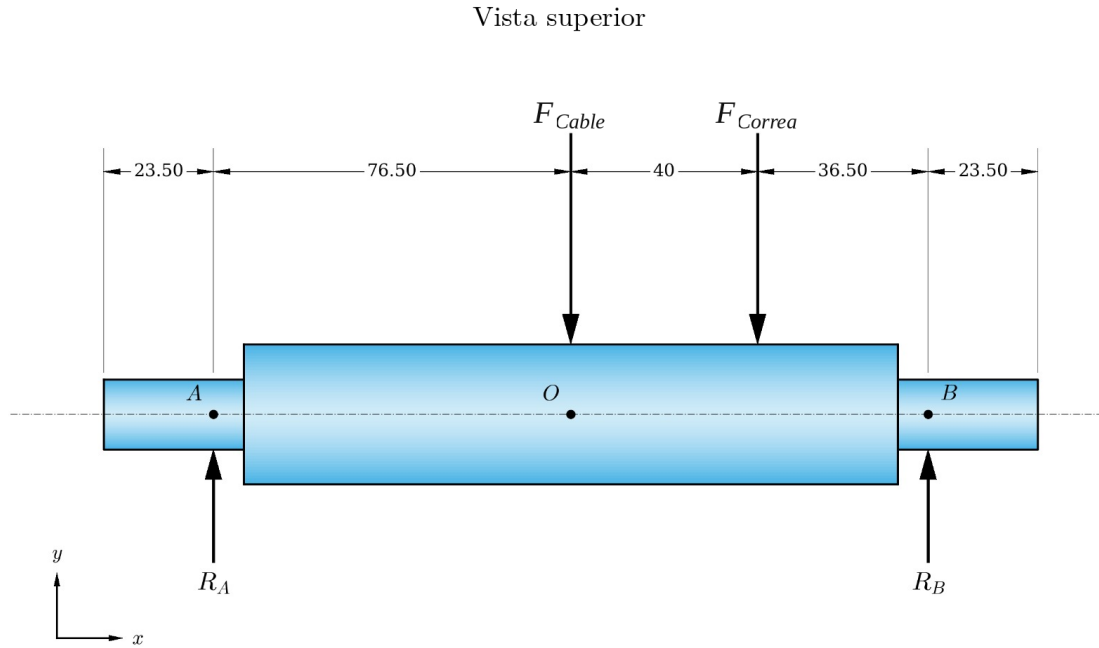


Figura 2.44 Diagrama de cuerpo libre del eje en vista superior.

Como se determinó anteriormente, la fuerza radial transmitida por el sistema de carga es igual a la lectura del dinamómetro expresada en newton:

$$F_{\text{Cable}} = F_{\text{Dinamómetro}} = mg$$

donde m corresponde a la carga indicada por el dinamómetro y $g = 9,81 \text{ m/s}^2$. De esta manera, las condiciones de ensayo equivalen a:

$$0 \text{ kg} \rightarrow 0 \text{ N}$$

$$20 \text{ kg} \rightarrow 20(9,81) = 196,2 \text{ N}$$

$$40 \text{ kg} \rightarrow 40(9,81) = 392,4 \text{ N}$$

Por otra parte, la prueba de impacto permitió estimar una tensión de 52,5 N en cada tramo de la correa. Como ambos tramos actúan en la misma dirección sobre el eje, la fuerza resultante es:

$$F_{\text{Correa}} = 2(52,5) = 105 \text{ N}$$

Esta fuerza se consideró constante para todas las condiciones de ensayo.

De acuerdo con el diagrama, la distancia entre los apoyos es de 153 mm. La fuerza F_{Cable} se aplica a 76,5 mm del apoyo A, mientras que F_{Correa} actúa a 116,5 mm del mismo punto.

Al aplicar equilibrio de momentos respecto de A, la reacción en el apoyo B se obtiene mediante:

$$R_B = \frac{F_{\text{Cable}}(76,5) + F_{\text{Correa}}(116,5)}{153}$$

Luego, mediante el equilibrio de fuerzas, la reacción en el apoyo A se calcula como:

$$R_A = F_{\text{Cable}} + F_{\text{Correa}} - R_B$$

Los resultados obtenidos para cada condición se presentan en la Tabla 2.6.

Carga indicada	F_{Cable} [N]	F_{Correa} [N]	R_A [N]	R_B [N]
0 kg	0,0	105,0	25,0	80,0
20 kg	196,2	105,0	123,1	178,1
40 kg	392,4	105,0	221,2	276,2

Tabla 2.6 Reacciones estimadas en los rodamientos a partir del DCL en vista superior.

Las condiciones de 0, 20 y 40 kg corresponden a las lecturas seleccionadas en el dinamómetro y no a las cargas recibidas directamente por cada rodamiento. Estas últimas corresponden a las reacciones R_A y R_B .

2.10.2 Reacciones en la vista frontal

En la vista frontal se consideró el efecto del peso propio del eje y de la polea central. Como ambos elementos se encuentran ubicados aproximadamente en la zona media entre los apoyos, su peso se distribuye de manera similar entre los dos rodamientos.

Vista frontal

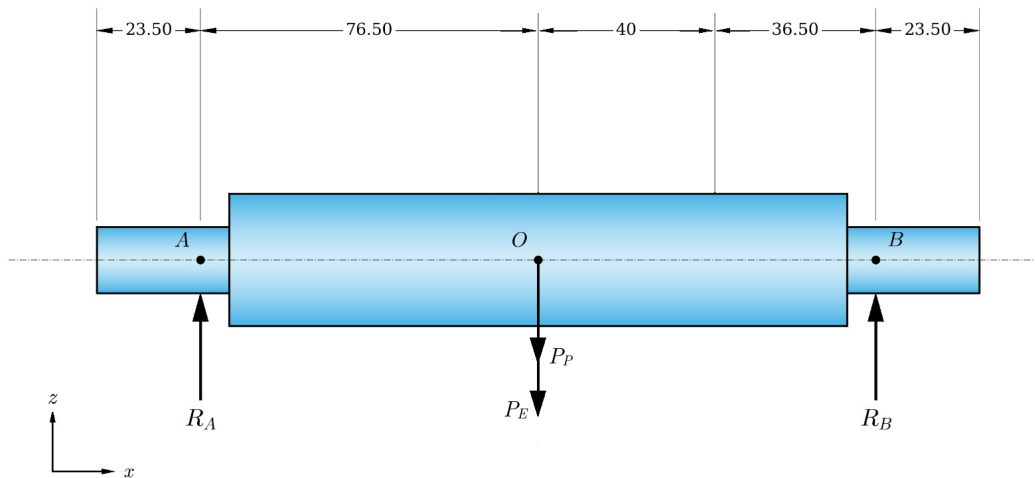


Figura 2.45 Diagrama de cuerpo libre del eje en vista frontal.

La masa aproximada del eje es de 0,86 kg, mientras que la polea central posee una masa cercana a 0,9 kg. Por lo tanto, la masa total del conjunto es:

$$m_{\text{Total}} = 0,86 + 0,90 = 1,76 \text{ kg}$$

El peso correspondiente resulta:

$$P_{\text{Total}} = 1,76(9,81) = 17,27 \text{ N}$$

Debido a la posición aproximadamente central del conjunto, la reacción vertical se distribuye entre ambos apoyos:

$$R_{A,\text{vertical}} = R_{B,\text{vertical}} = \frac{17,27}{2} = 8,64 \text{ N}$$

Este valor es reducido en comparación con las reacciones obtenidas en la vista superior, especialmente para las condiciones de 20 y 40 kg. Por esta razón, el peso propio se utilizó como comprobación complementaria y no se incorporó en la comparación principal de las cargas de ensayo.

2.10.3 Cargas radiales de referencia

Las cargas radiales utilizadas como referencia corresponden a las reacciones obtenidas en la vista superior, ya que en ese plano actúan las fuerzas principales del sistema de tensado y de la transmisión.

Carga indicada	R_A [N]	Equivalente [kg]	R_B [N]	Equivalente [kg]
0 kg	25,0	2,6	80,0	8,2
20 kg	123,1	12,5	178,1	18,2
40 kg	221,2	22,5	276,2	28,2

Tabla 2.7 Cargas radiales utilizadas como referencia para los rodamientos.

Los valores expresados en kilogramos corresponden únicamente a la masa equivalente obtenida al dividir cada fuerza por la aceleración de gravedad, mientras que las cargas físicas sobre los rodamientos se expresan en newton.

Incluso cuando el dinamómetro indica 0 kg, los rodamientos permanecen sometidos a una carga radial debido a la tensión de la correa de transmisión. Por lo tanto, las condiciones de 0, 20 y 40 kg representan niveles de carga radial baja, media y alta, respectivamente, y no una ausencia total de sollicitación.

2.11 Frecuencias de referencia para el análisis espectral

Para interpretar los espectros se definieron como referencias la frecuencia de giro del eje y la frecuencia característica de falla en la pista exterior, conocida como BPFO. Estas permiten distinguir entre componentes asociadas al funcionamiento normal del banco y posibles indicios del defecto inducido.

El BPFO representa la frecuencia con que los elementos rodantes pasan sobre un punto fijo de la pista exterior. Cuando existe una falla localizada, este contacto repetitivo puede generar impactos que aparecen en torno al BPFO o en algunos de sus armónicos.

Para el rodamiento SKF 1302 ETN9 se utilizó como referencia la frecuencia de sobrepaso de un punto en la pista exterior, f_{ep} , indicada por SKF para una velocidad de 60 rpm [13]:

$$BPFO_{60} = f_{ep} = 3,851 \text{ Hz}$$

Para las demás velocidades, el BPFO se calculó considerando una variación lineal con la velocidad de giro:

$$BPFO_n = BPFO_{60} \left(\frac{n}{60} \right) \quad (11)$$

donde n corresponde a la velocidad del eje en rpm. Los valores utilizados durante el análisis se presentan en la Tabla 2.8.

Velocidad [rpm]	Frecuencia de giro [Hz]	<i>BPFO</i> [Hz]
60	1,000	3,851
100	1,667	6,418
150	2,500	9,628
200	3,333	12,837
250	4,167	16,046

Tabla 2.8 Frecuencias de giro y BPFO utilizadas como referencia para el análisis espectral.

Debido a que el rodamiento posee dos hileras de bolas, algunas componentes asociadas al defecto pueden aparecer con mayor claridad en los armónicos del BPFO y no solo en la frecuencia fundamental. Por esta razón, durante el análisis se consideraron tanto el BPFO como sus múltiplos.

Además, se incorporaron líneas verticales en los espectros para marcar el BPFO, sus armónicos y la frecuencia de giro, calculada mediante:

$$f_{\text{giro}} = \frac{n}{60} \quad (12)$$

De este modo, los peaks observados se compararon con ambas referencias antes de asociarlos directamente a la falla.

3 Resultados

En esta sección se presentan los resultados obtenidos a partir de las señales de vibración y emisión acústica registradas durante los ensayos. El análisis se organizó considerando el estado del rodamiento, la velocidad de giro, la carga aplicada y el canal de medición utilizado.

En primer lugar, se compararon las señales de aceleración y velocidad con el propósito de seleccionar la representación más adecuada para el análisis de vibraciones. Luego, se revisaron algunos espectros representativos de vibración y de envolvente de emisión acústica, considerando condiciones favorables y desfavorables para la detección. Este análisis permitió observar directamente las diferencias entre la condición sana y las condiciones con falla alrededor del BPFO y sus armónicos.

Posteriormente, se analizaron los valores de relación señal-ruido, SNR, obtenidos para las distintas condiciones experimentales. Finalmente, se revisaron algunas componentes espectrales que no se relacionaron directamente con las frecuencias características del rodamiento, con el fin de evitar interpretaciones incorrectas.

3.1 Comparación entre aceleración y velocidad

Antes de realizar la comparación general de los resultados de vibración, se evaluó la respuesta obtenida directamente en aceleración y la señal integrada a velocidad. El objetivo fue determinar cuál de estas dos representaciones permitía distinguir con mayor claridad la condición sana de una condición con falla.

Para esta evaluación se seleccionó una de las condiciones de ensayo más exigentes, correspondiente a una velocidad de 250 rpm, una carga de 40 kg indicada por el dinamómetro y el defecto de mayor tamaño, denominado Falla 3. De acuerdo con el análisis estático realizado previamente, bajo esta condición las cargas radiales estimadas fueron aproximadamente 22,5 kg en el rodamiento *A* y 28,2 kg en el rodamiento *B*.

A una velocidad de 250 rpm, la frecuencia de giro del eje corresponde a 4,167 Hz, mientras que la frecuencia característica de falla de la pista exterior, BPFO, es de 16,046 Hz. Estos valores se utilizaron como referencia para identificar posibles componentes asociadas al defecto y sus armónicos.

En la Figura 3.1 se presenta el espectro obtenido a partir de la señal integrada a velocidad. En este caso se observan algunas componentes próximas a los armónicos del BPFO. Sin embargo, la diferencia entre el rodamiento sano y la condición con Falla 3 no se aprecia con claridad en todo el intervalo analizado. Además, el proceso de integración aumenta la influencia relativa de las componentes de baja frecuencia, lo que puede dificultar la identificación de algunos peaks asociados al defecto.

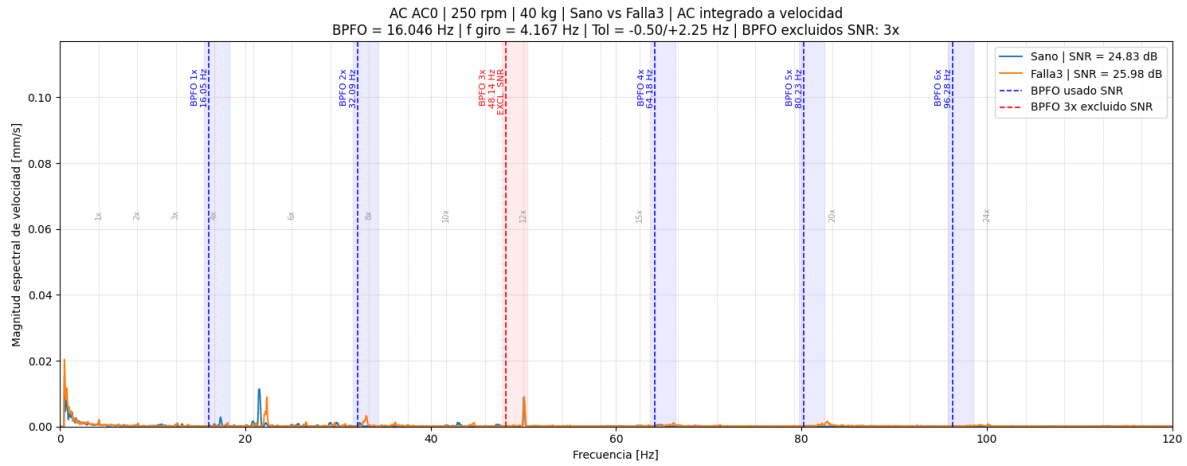


Figura 3.1 Comparación espectral entre el rodamiento sano y la Falla 3 utilizando la señal integrada a velocidad, para 250 rpm y 40 kg de carga indicada.

Esta tendencia también se observó en los valores de SNR. Para la señal integrada a velocidad, el SNR fue de 24,83 dB en la condición sana y de 25,98 dB en la condición con Falla 3. La diferencia entre ambas condiciones fue de 1,15 dB, por lo que la separación obtenida fue reducida.

En cambio, al analizar directamente la señal de aceleración, la condición con Falla 3 presentó peaks más definidos y una mayor separación respecto del rodamiento sano. Esta diferencia se observó principalmente en zonas cercanas a algunos armónicos del BPFO.

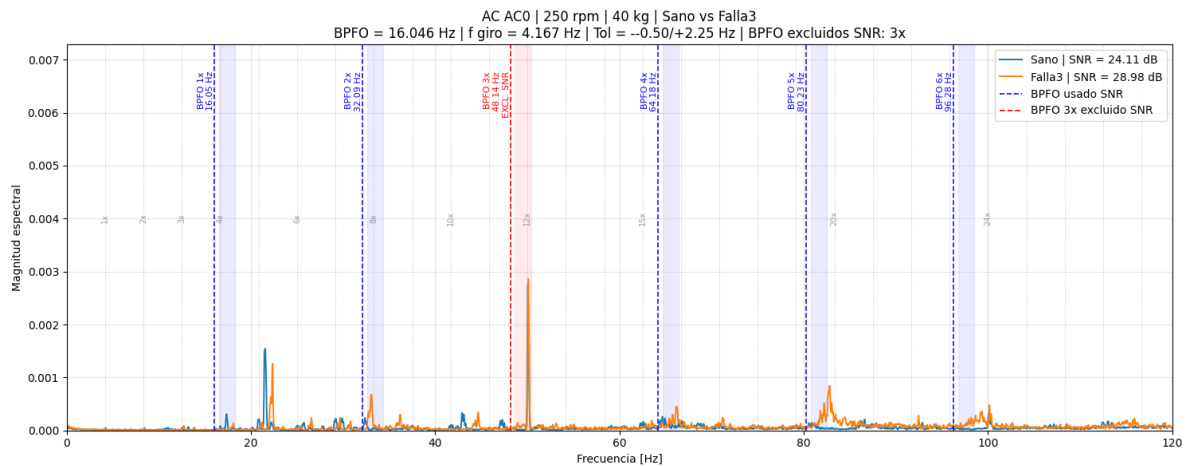


Figura 3.2 Comparación espectral entre el rodamiento sano y la Falla 3 utilizando aceleración, para 250 rpm y 40 kg de carga indicada.

En aceleración, el SNR aumentó desde 24,11 dB para la condición sana hasta 28,98 dB para la Falla 3. Esto representa una diferencia de 4,87 dB, considerablemente mayor que la obtenida mediante la señal integrada a velocidad.

Para esta comparación se excluyó del cálculo de SNR la zona correspondiente al tercer armónico del BPFO, debido a la presencia de una componente externa cercana a 50 Hz. Esta componente no se atribuyó directamente al defecto del rodamiento y podía aumentar artificialmente el valor del indicador. Por esta razón, dicha zona no se utilizó como criterio principal para diferenciar entre la condición sana y la condición con falla.

A partir de estos resultados, se seleccionó la aceleración como variable principal para el análisis de vibraciones. Esta representación permitió observar una diferencia más clara entre las condiciones analizadas y presentó una mayor variación del SNR frente al crecimiento de la falla.

3.2 Análisis visual de espectros representativos

Para complementar la comparación general de los resultados, se seleccionaron algunos espectros de vibración y de envolvente de emisión acústica correspondientes a condiciones favorables y desfavorables para la detección. El objetivo fue observar directamente las diferencias entre la condición sana y las condiciones con falla alrededor del BPFO y sus armónicos, antes de analizar de forma conjunta los valores de SNR.

3.2.1 Espectros de vibración

En el canal AC0, a 60 rpm, con una carga de 0 kg y para la Falla 1, se observa una condición desfavorable para la detección. Los espectros de ambas condiciones permanecen próximos en la mayor parte del intervalo analizado y no presentan una separación clara alrededor del BPFO ni de sus armónicos. Además, el SNR disminuye desde 20,60 dB para la condición sana hasta 19,76 dB para la condición con falla. Esto indica que, bajo una combinación de baja velocidad, ausencia de carga adicional y defecto pequeño, la vibración no permite identificar con claridad la presencia del daño.

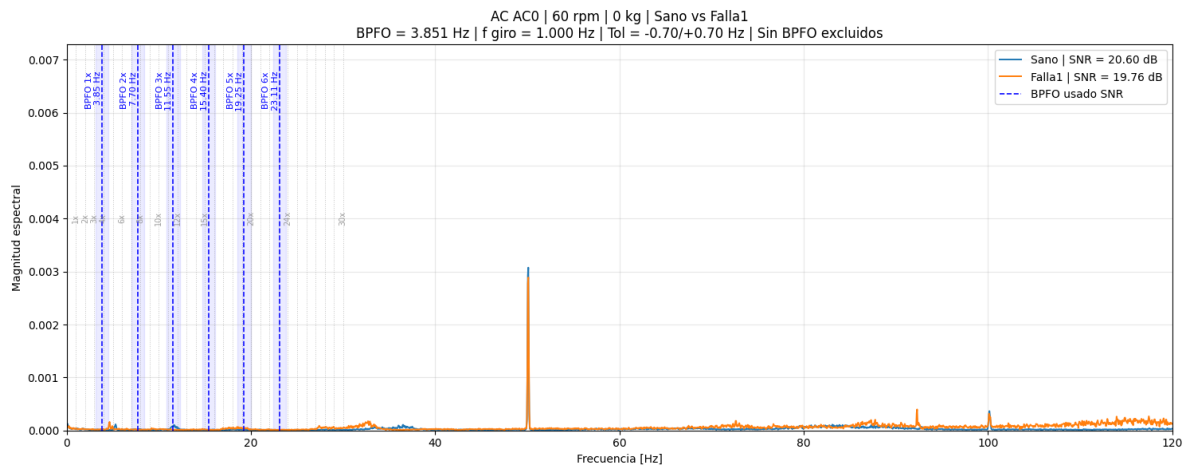


Figura 3.3 Espectros de vibración del canal AC0 para la condición sana y la Falla 1, a 60 rpm y con una carga de 0 kg.

Al aumentar la velocidad y la carga, comienzan a observarse diferencias más evidentes. Para el canal AC0, a 200 rpm, con una carga de 20 kg y la Falla 3, el SNR aumenta desde 21,37 dB hasta 23,76 dB. Sin embargo, también aparecen componentes importantes que no coinciden directamente con el BPFO, especialmente en zonas cercanas a 17 y 50 Hz. Por esta razón, aunque la condición con falla presenta una mayor actividad espectral, su interpretación debe considerar la influencia de otras respuestas generadas por el banco de ensayos.

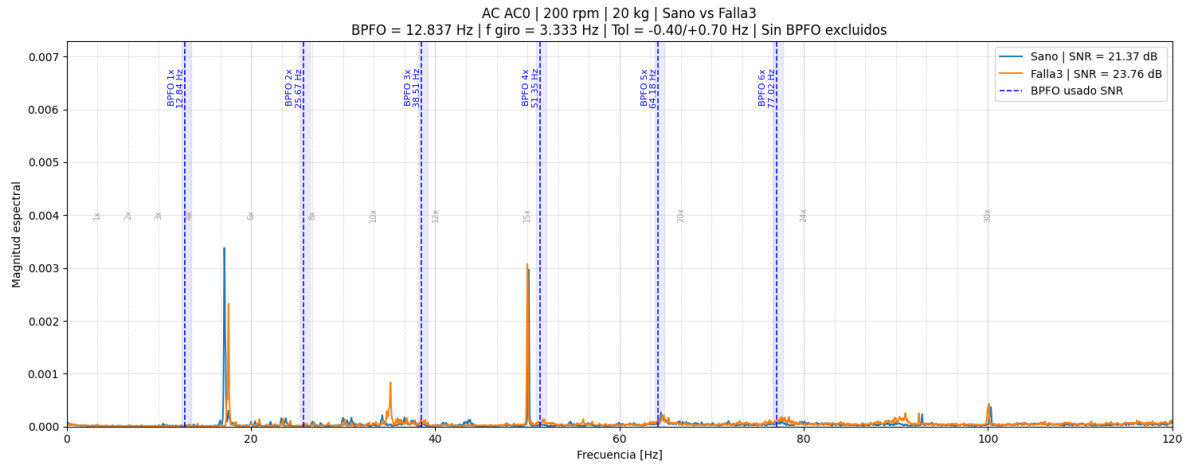


Figura 3.4 Espectros de vibración del canal AC0 para la condición sana y la Falla 3, a 200 rpm y con una carga de 20 kg.

En un caso más favorable para la vibración, correspondiente al canal AC1, a 250 rpm, con una carga de 20 kg y la Falla 3, se observa una mayor separación entre ambas condiciones. El SNR aumenta desde 24,87 dB para la condición sana hasta 27,35 dB para la condición con falla. Aunque todavía aparecen componentes externas, la mayor actividad espectral asociada a la Falla 3 permite distinguirla con mayor claridad.

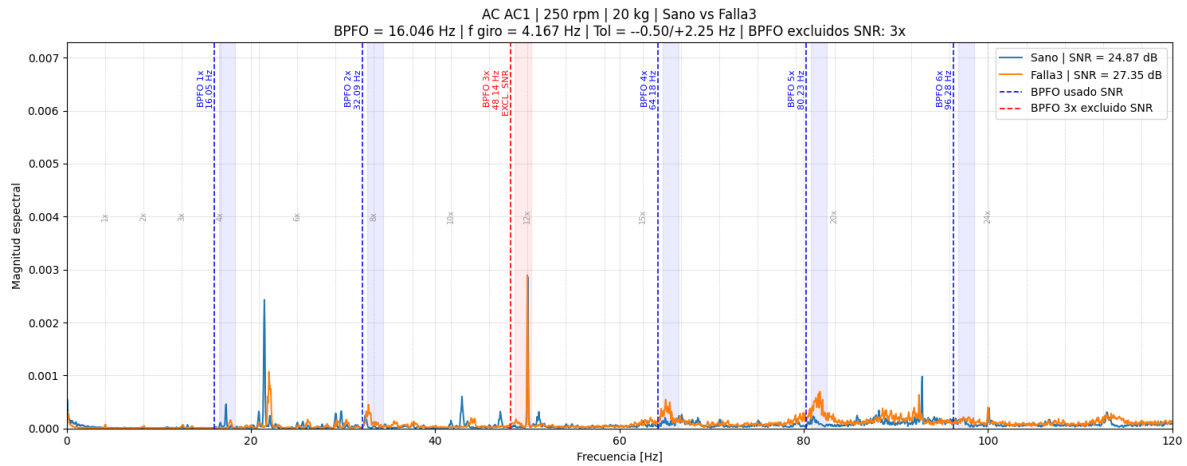


Figura 3.5 Espectros de vibración del canal AC1 para la condición sana y la Falla 3, a 250 rpm y con una carga de 20 kg.

3.2.2 Espectros de envoltorio de emisión acústica

En las señales de emisión acústica también se identificaron condiciones desfavorables para la detección. En el canal AE0, a 100 rpm, con una carga de 20 kg y la Falla 2, los espectros de ambas condiciones permanecen prácticamente superpuestos en la mayor parte del intervalo analizado. El SNR aumenta solamente desde 19,87 dB hasta 20,20 dB, lo que representa una diferencia de 0,33 dB. Además, no se observan peaks claramente diferenciados alrededor del BPFO ni de sus armónicos. Esto indica que, para un defecto de tamaño intermedio y bajo esta condición de velocidad y carga, la emisión acústica no permite identificar el daño de manera clara.

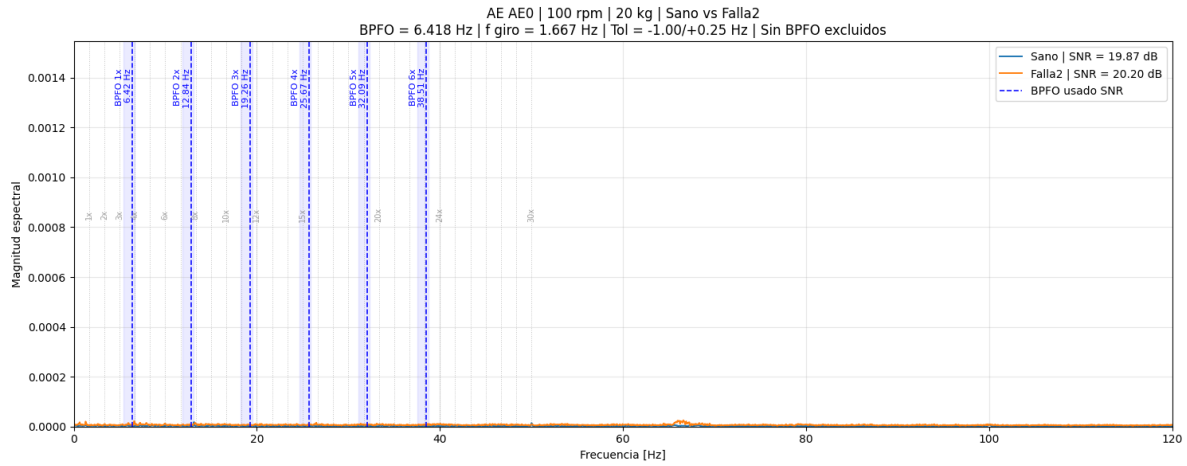


Figura 3.6 Espectros de envoltura de emisión acústica del canal AE0 para la condición sana y la Falla 2, a 100 rpm y con una carga de 20 kg.

Para el mismo canal, velocidad y carga, pero considerando la Falla 3, la respuesta cambia de manera importante. La condición con falla presenta una mayor actividad alrededor de varios armónicos del BPFO y el SNR aumenta desde 19,87 dB hasta 24,90 dB, lo que corresponde a una diferencia de 5,03 dB. Este resultado muestra que, bajo una misma condición de operación, el aumento del tamaño del defecto mejora considerablemente la capacidad de detección mediante emisión acústica.

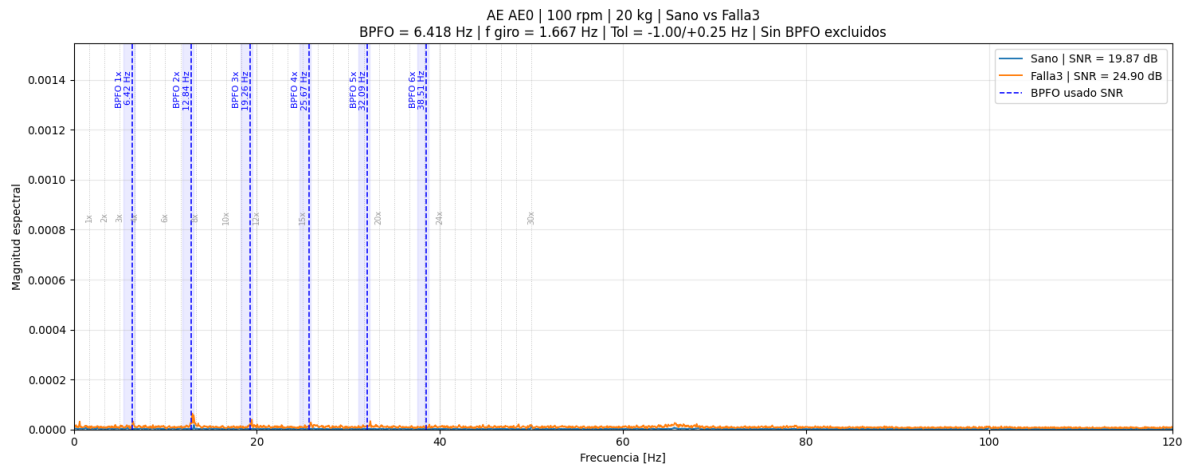


Figura 3.7 Espectros de envoltura de emisión acústica del canal AE0 para la condición sana y la Falla 3, a 100 rpm y con una carga de 20 kg.

Una de las separaciones más claras entre ambas condiciones se observa en el canal AE0, a 200 rpm, con una carga de 20 kg y la Falla 3. En este caso, aparecen peaks importantes en varios armónicos del BPFO y un aumento general del nivel espectral. El SNR aumenta desde 20,84 dB para la condición sana hasta 30,15 dB para la condición con falla, lo que representa una diferencia de 9,31 dB. Esta condición corresponde a uno de los casos más favorables para la detección mediante emisión acústica.

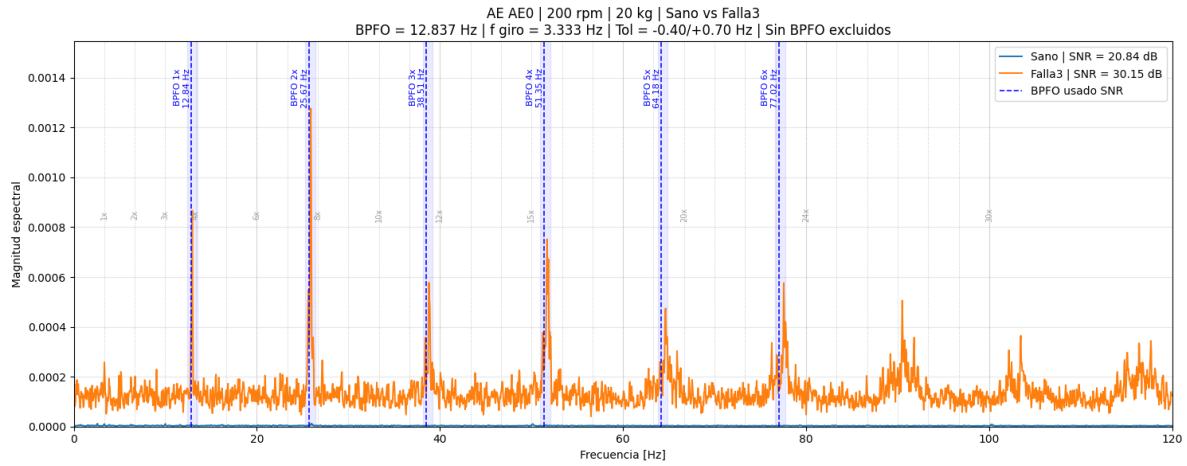


Figura 3.8 Espectros de envoltorio de emisión acústica del canal AE0 para la condición sana y la Falla 3, a 200 rpm y con una carga de 20 kg.

En conjunto, estos ejemplos muestran que la respuesta espectral depende del tamaño del defecto, la velocidad de giro, la carga aplicada y la técnica de medición. En las condiciones menos favorables, los espectros no presentan diferencias consistentes. En cambio, al aumentar el tamaño de la falla, la velocidad o la carga, la separación tiende a hacerse más evidente. Además, los espectros de vibración presentan una mayor influencia de componentes externas, mientras que los espectros de envoltorio de emisión acústica muestran, en las condiciones favorables, una respuesta más claramente relacionada con el BPFO y sus armónicos.

3.3 Resultados de SNR

En esta sección se presentan los valores medios de relación señal-ruido, SNR, obtenidos para las señales de vibración y emisión acústica. Los resultados se organizan de acuerdo con la técnica de medición, el canal utilizado y la carga indicada por el dinamómetro. En cada gráfico se compara la condición sana con las Fallas 1, 2 y 3 para las velocidades de 60, 100, 150, 200 y 250 rpm.

Para facilitar la lectura, cada canal se presenta en una figura independiente. En vibración se analizan los canales AC0 y AC1, mientras que en emisión acústica se consideran los canales AE0 y AE1. El análisis se centra en identificar las condiciones en las que las fallas presentan valores de SNR superiores a la condición sana y en observar si esta diferencia se mantiene al variar la velocidad y la carga.

3.4 Resultados de vibración

3.4.1 Carga nominal de 0 kg

Para la condición de 0 kg, en los canales AC0 y AC1 no se aprecia una separación clara entre la condición sana y las fallas. Las curvas se mantienen próximas y se cruzan en distintas velocidades, por lo que no es posible identificar una tendencia consistente asociada al crecimiento del defecto.

Aunque en algunos puntos aparecen diferencias puntuales, estas no se mantienen a lo largo de todo el intervalo de velocidades. En consecuencia, bajo este nivel de carga la señal de vibración no permite distinguir de manera confiable el estado del rodamiento.

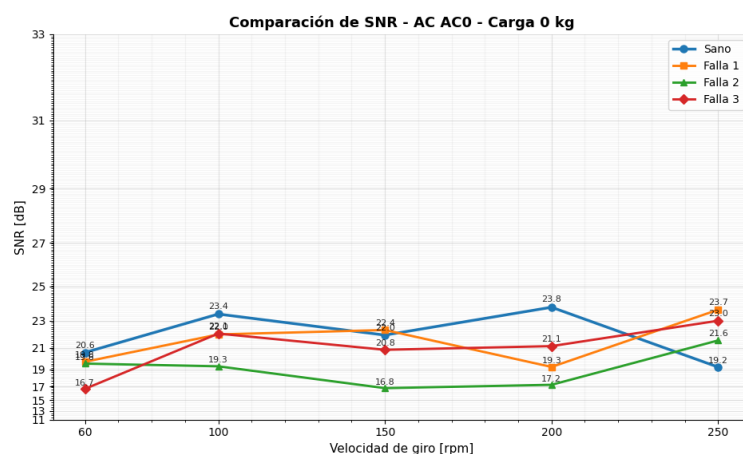


Figura 3.9 Valores de SNR obtenidos mediante vibración en el canal AC0 para una carga aplicada de 0 kg.

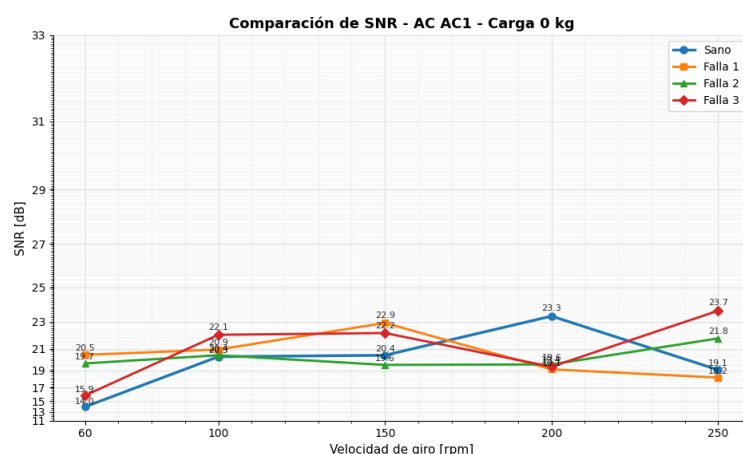


Figura 3.10 Valores de SNR obtenidos mediante vibración en el canal AC1 para una carga aplicada de 0 kg.

3.4.2 Carga nominal de 20 kg

Con una carga de 20 kg comienzan a observarse diferencias más visibles entre las condiciones evaluadas. En el canal AC1, la Falla 3 presenta una separación importante a 200 rpm y se mantiene por sobre las demás condiciones a 250 rpm.

En las velocidades más bajas, los valores continúan siendo similares y no se observa un orden claro entre la condición sana y las fallas. Esto indica que la carga intermedia favorece la aparición de cambios en la respuesta vibratoria, aunque la detección sigue dependiendo de la velocidad y del tamaño del defecto.

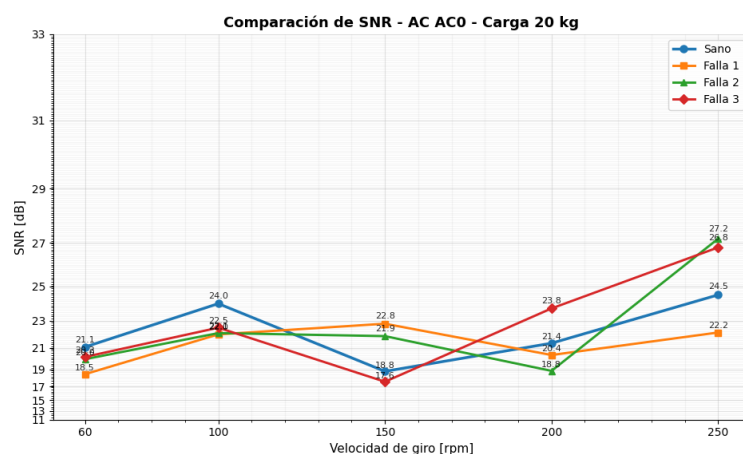


Figura 3.11 Valores de SNR obtenidos mediante vibración en el canal AC0 para una carga aplicada de 20 kg.

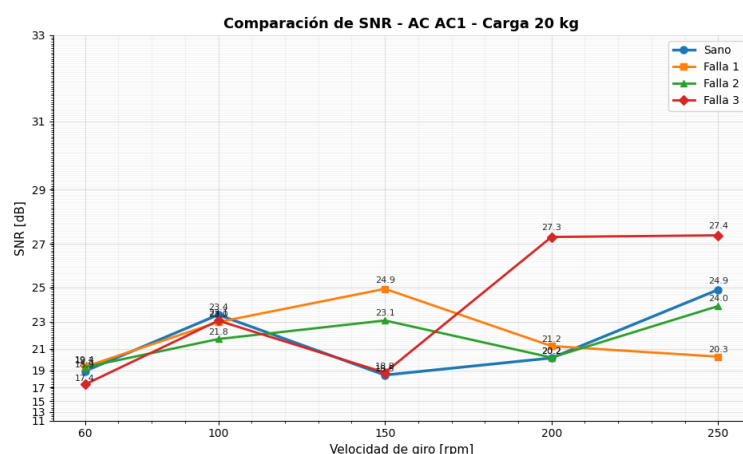


Figura 3.12 Valores de SNR obtenidos mediante vibración en el canal AC1 para una carga aplicada de 20 kg.

3.4.3 Carga nominal de 40 kg

Para la carga de 40 kg se observa la respuesta más clara de vibración. En ambos canales, la Falla 3 comienza a separarse de las demás condiciones desde velocidades medias y alcanza sus mayores diferencias a 250 rpm.

En AC0, la Falla 3 presenta valores superiores desde 100 rpm y aumenta de forma importante a 250 rpm. En AC1 se observa una tendencia similar, con una separación progresiva a medida que aumenta la velocidad.

Las Fallas 1 y 2 presentan una respuesta menos uniforme y, en varias velocidades, permanecen próximas a la condición sana. Por lo tanto, la vibración permite identificar con mayor claridad el defecto de mayor tamaño cuando coinciden una carga elevada y velocidades medias o altas.

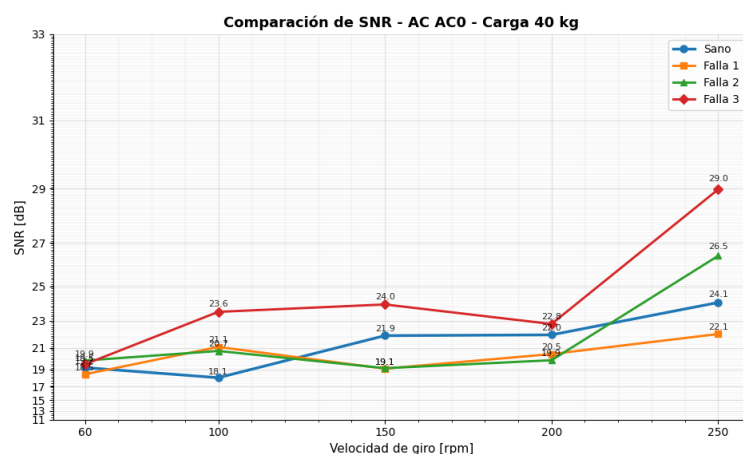


Figura 3.13 Valores de SNR obtenidos mediante vibración en el canal AC0 para una carga aplicada de 40 kg.

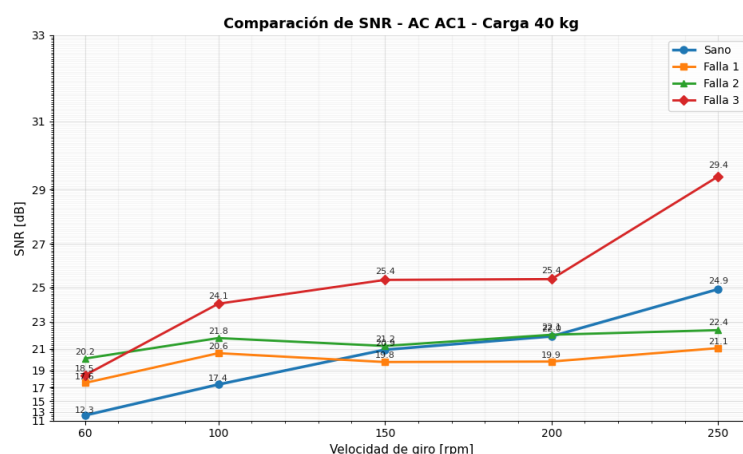


Figura 3.14 Valores de SNR obtenidos mediante vibración en el canal AC1 para una carga aplicada de 40 kg.

3.5 Resultados de emisión acústica

3.5.1 Carga nominal de 0 kg

Para la condición de 0 kg, la emisión acústica presenta algunas diferencias entre la condición sana y las fallas, principalmente en las velocidades más altas.

En AE0, la Falla 2 aumenta a 200 rpm y, a 250 rpm, tanto la Falla 2 como la Falla 3 presentan valores superiores a la condición sana. En AE1, las diferencias son menores y las curvas se mantienen relativamente próximas.

En consecuencia, bajo este nivel de carga la emisión acústica registra cambios asociados a las fallas, aunque la separación todavía no es estable en ambos canales.

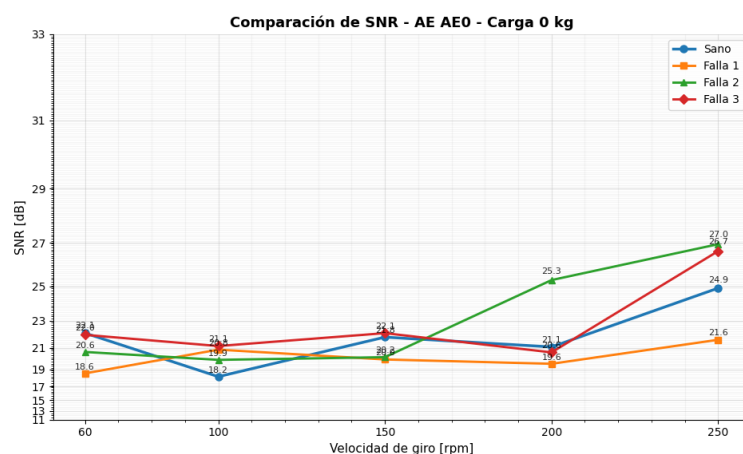


Figura 3.15 Valores de SNR obtenidos mediante emisión acústica en el canal AE0 para una carga aplicada de 0 kg.

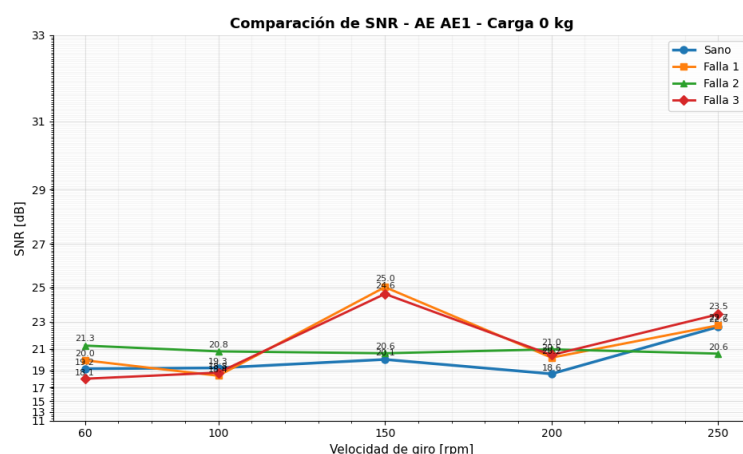


Figura 3.16 Valores de SNR obtenidos mediante emisión acústica en el canal AE1 para una carga aplicada de 0 kg.

3.5.2 Carga nominal de 20 kg

Con una carga de 20 kg, la Falla 3 se diferencia con mayor claridad en ambos canales. En AE0 presenta valores superiores a las demás condiciones en varias velocidades y alcanza una separación importante a 200 rpm.

En AE1 se observa una respuesta similar. La diferencia más evidente también aparece a 200 rpm, donde la Falla 3 alcanza un valor considerablemente mayor que la condición sana y que las Fallas 1 y 2. A 250 rpm, esta condición continúa mostrando un SNR superior.

Estos resultados indican que, con una carga intermedia, la emisión acústica permite identificar claramente el defecto de mayor tamaño, especialmente a velocidades altas.

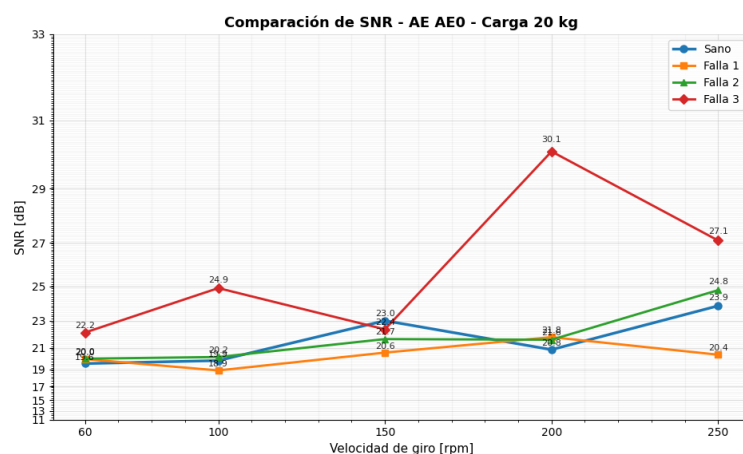


Figura 3.17 Valores de SNR obtenidos mediante emisión acústica en el canal AE0 para una carga aplicada de 20 kg.

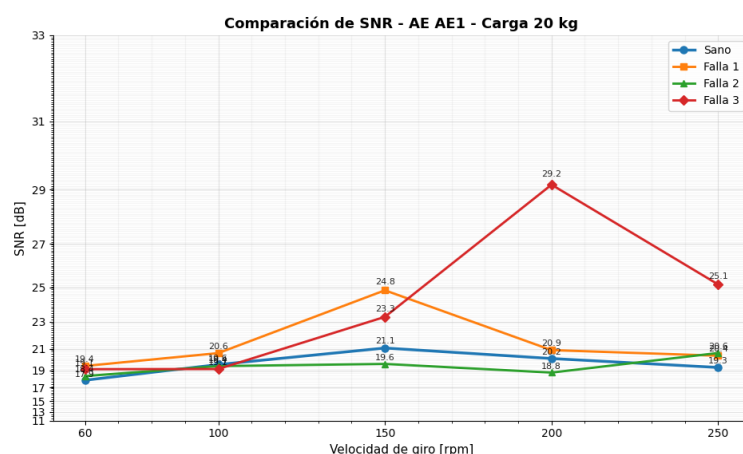


Figura 3.18 Valores de SNR obtenidos mediante emisión acústica en el canal AE1 para una carga aplicada de 20 kg.

3.5.3 Carga nominal de 40 kg

Para la carga de 40 kg se obtiene la separación más clara en emisión acústica. En AE0, la Falla 3 presenta los mayores valores de SNR en todas las velocidades y aumenta de manera general a medida que se incrementa la velocidad de giro.

En AE1 se observa la misma tendencia. Desde 150 rpm, la Falla 3 se separa claramente de la condición sana y de las fallas de menor tamaño, alcanzando su mayor valor a 250 rpm.

Las demás condiciones se mantienen relativamente próximas entre sí y no presentan un aumento comparable. Por lo tanto, la combinación de carga alta y mayor velocidad permite distinguir de forma clara y consistente la Falla 3 mediante emisión acústica.

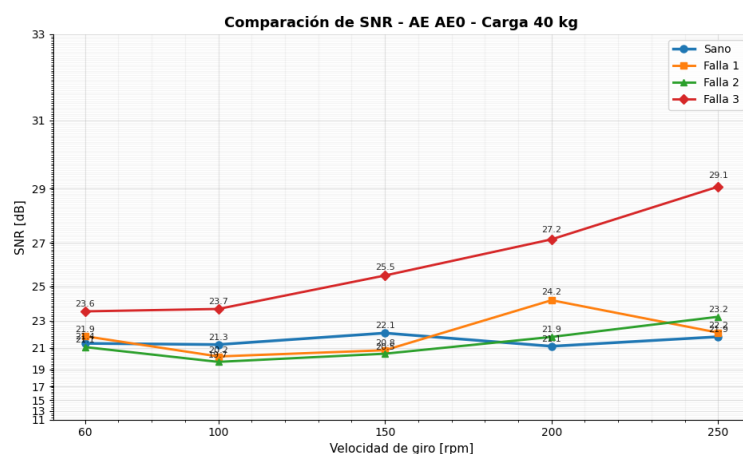


Figura 3.19 Valores de SNR obtenidos mediante emisión acústica en el canal AE0 para una carga aplicada de 40 kg.

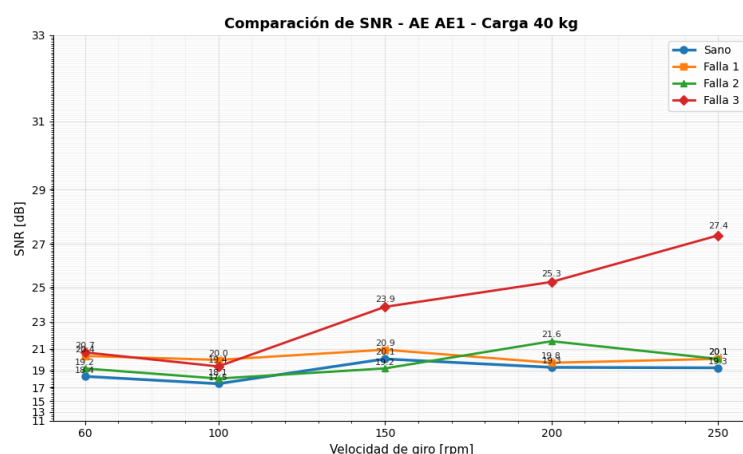


Figura 3.20 Valores de SNR obtenidos mediante emisión acústica en el canal AE1 para una carga aplicada de 40 kg.

3.6 Análisis de la desviación estándar para la condición de 40 kg

Para complementar la comparación de los valores medios de SNR, se analizó la desviación estándar correspondiente a la condición más favorable para la detección, definida por una carga de 40 kg y la Falla 3. Bajo esta condición, tanto las señales de vibración como las de emisión acústica permiten diferenciar el rodamiento con falla respecto de la condición sana, especialmente al aumentar la velocidad de giro.

En los canales de vibración AC0 y AC1, la Falla 3 presenta valores medios de SNR superiores a los del rodamiento sano en la mayor parte del intervalo analizado. Sin embargo, sus desviaciones estándar aumentan de manera importante en algunas velocidades, particularmente a 150 y 200 rpm. Esto indica que, aunque la falla puede identificarse mediante vibración bajo condiciones favorables, la respuesta presenta una mayor variabilidad entre las mediciones repetidas.

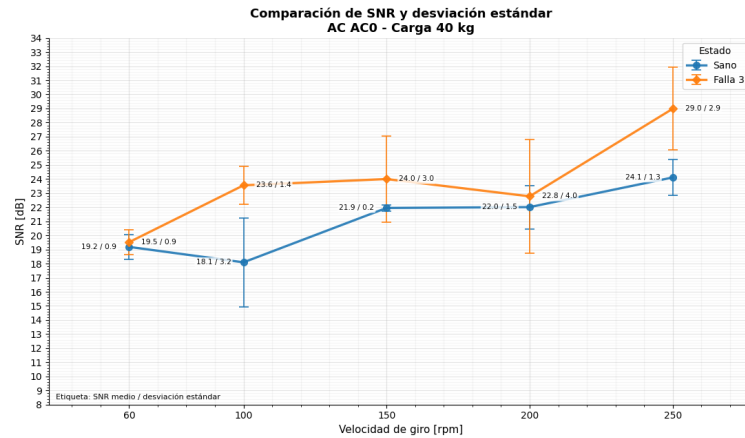


Figura 3.21 Comparación del SNR medio y la desviación estándar entre la condición sana y la Falla 3 para el canal AC0, con una carga de 40 kg.

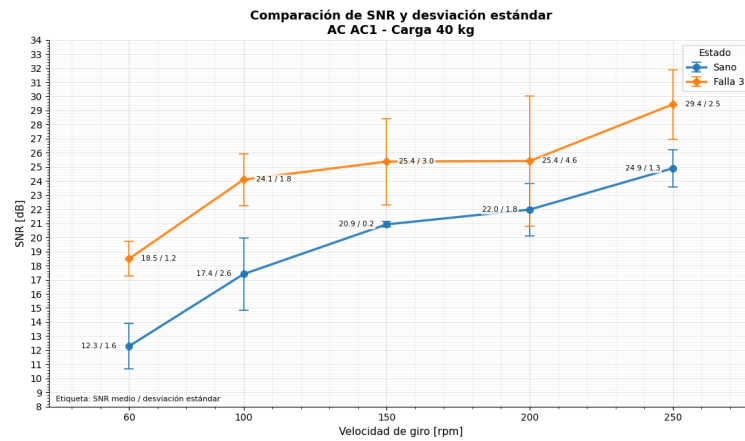


Figura 3.22 Comparación del SNR medio y la desviación estándar entre la condición sana y la Falla 3 para el canal AC1, con una carga de 40 kg.

En los canales de emisión acústica AE0 y AE1, la Falla 3 también se mantiene por sobre la condición sana y la diferencia aumenta de manera general con la velocidad. Además, las desviaciones estándar asociadas a la falla son notoriamente menores que las observadas en vibración en la mayoría de las velocidades. Esta menor dispersión indica que los valores de SNR obtenidos mediante emisión acústica fueron más estables y repetibles.

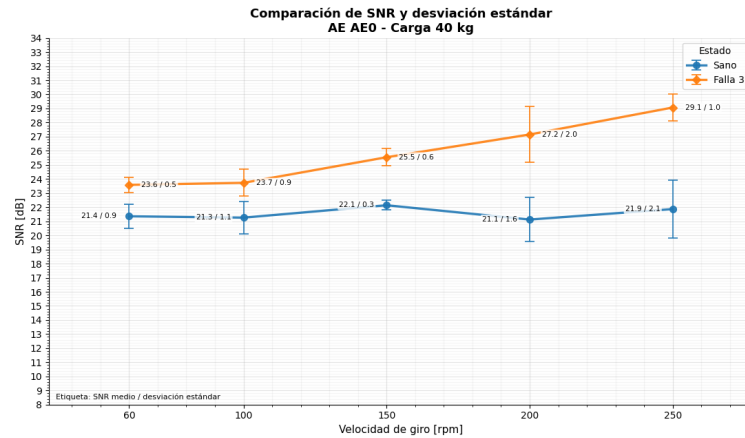


Figura 3.23 Comparación del SNR medio y la desviación estándar entre la condición sana y la Falla 3 para el canal AE0, con una carga de 40 kg.

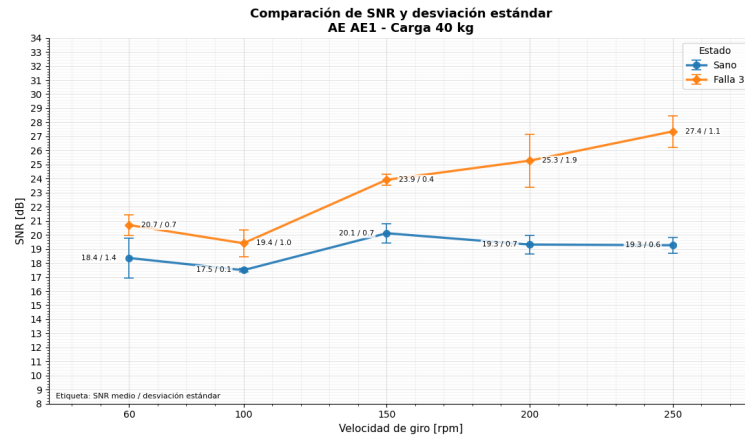


Figura 3.24 Comparación del SNR medio y la desviación estándar entre la condición sana y la Falla 3 para el canal AE1, con una carga de 40 kg.

Por lo tanto, ambas técnicas permiten detectar la Falla 3 cuando se combinan una carga elevada y velocidades medias o altas. No obstante, la emisión acústica presenta una respuesta más favorable, ya que entrega una mayor separación respecto de la condición sana junto con una menor variabilidad entre mediciones. En cambio, la vibración logra identificar la falla, pero sus resultados son más sensibles a las variaciones propias del ensayo.

3.7 Identificación de componentes externas en las señales

Durante la revisión de los espectros se identificaron componentes que no seguían directamente el comportamiento esperado del BPFO. Estas respuestas aparecieron tanto en condiciones sanas como con falla y se relacionaron principalmente con el giro del eje, el sistema de transmisión, el cable tensor, la alimentación eléctrica y la dinámica propia del banco. Su identificación permitió evitar que peaks generados por otros elementos del montaje fueran interpretados como evidencia directa de una falla en el rodamiento.

3.7.1 Componentes asociadas al giro del eje

Una de las respuestas observadas con mayor frecuencia apareció cerca del quinto orden de giro del eje. Para las velocidades ensayadas, esta componente se encuentra entre 5,00 y

20,83 Hz, como se presenta en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1 Frecuencia de giro del eje y quinto orden para las velocidades ensayadas.

Velocidad [rpm]	1x eje [Hz]	5x eje [Hz]
60	1,00	5,00
100	1,67	8,33
150	2,50	12,50
200	3,33	16,67
250	4,17	20,83

Los peaks cercanos a estas frecuencias cambian de posición al variar la velocidad, lo que indica que se encuentran relacionados con la rotación del eje. Una posible fuente corresponde a la interacción entre la correa de transmisión y el tramo de correa GT2 adherido al eje. Debido a que este tramo fue cortado e instalado manualmente, puede presentar pequeñas irregularidades geométricas capaces de generar excitaciones periódicas.

Estas componentes aparecen tanto en condiciones sanas como con falla. Por esta razón, no se atribuyeron directamente al defecto del rodamiento.

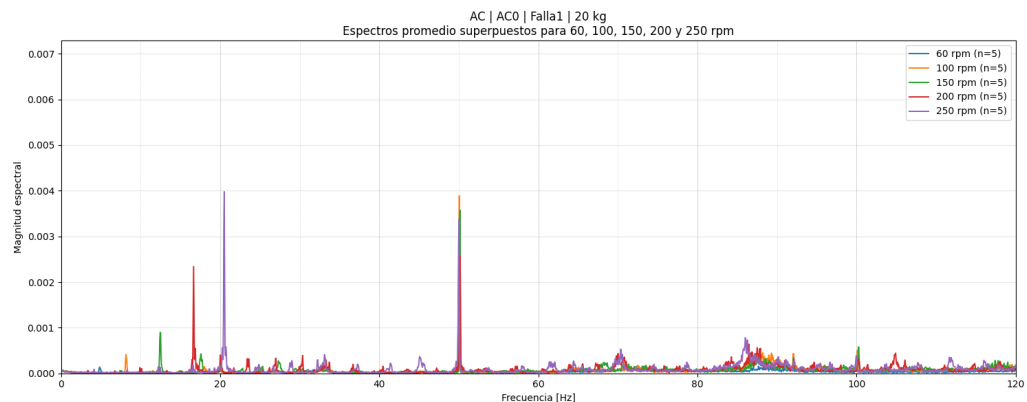


Figura 3.25 Espectros del canal AC0 para la Falla 1 y una carga de 20 kg, donde se observan componentes cercanas al quinto orden de giro.

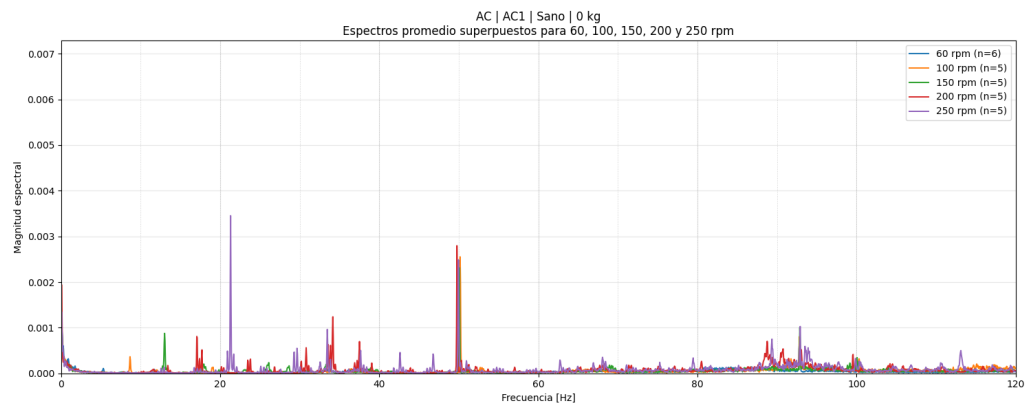


Figura 3.26 Espectros del canal AC1 para la condición sana, donde se observan componentes que cambian de posición al variar la velocidad.

3.7.2 Componente cercana a 50 Hz

En los espectros de aceleración también se observó una componente próxima a 50 Hz. En Chile, la red eléctrica opera a una frecuencia nominal de 50 Hz, por lo que esta respuesta puede introducirse a través de la fuente de poder, el motor, el cableado, las conexiones eléctricas o el sistema de adquisición [40].

Esta zona requiere especial precaución porque, a 250 rpm, el tercer armónico del BPFO se encuentra próximo a 48 Hz. Debido a esta cercanía, un peak alrededor de 50 Hz podría confundirse con una componente relacionada con la falla. Por esta razón, esta frecuencia no se utilizó de manera aislada como indicador del estado del rodamiento en el análisis de las señales de aceleración.

3.7.3 Componentes asociadas al sistema de transmisión

La frecuencia de paso de los dientes de la correa se estimó utilizando un diámetro equivalente del eje con la correa adherida de aproximadamente 35 mm y un paso GT2 de 2 mm. La velocidad lineal y la frecuencia de paso de dientes se calcularon mediante:

$$v = \frac{\pi D n}{60}, \quad f_{\text{dientes}} = \frac{v}{p} \quad (13)$$

Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 3.2.

Velocidad [rpm]	Velocidad lineal [m/s]	f_{dientes} [Hz]
60	0,110	55,0
100	0,183	91,6
150	0,275	137,4
200	0,367	183,3
250	0,458	229,1

Tabla 3.2 Velocidad lineal y frecuencia de paso de dientes estimadas para la correa GT2.

Para 100 rpm, la frecuencia de paso de dientes estimada corresponde a 91,6 Hz. Este valor coincide aproximadamente con la componente de 91,5 Hz identificada previamente en la respuesta de la correa tensada. Por esta razón, los peaks observados alrededor de 90 Hz se consideraron posibles respuestas del sistema de transmisión y no evidencia directa de una falla en el rodamiento.

3.7.4 Respuesta del cable tensor

Para identificar posibles componentes externas generadas por el sistema de carga, se realizó un ensayo de impacto sobre el cable tensor instalado en el banco.

Aunque no se aplicó una de las cargas nominales mediante el dinamómetro, el cable mantuvo una tensión mínima para conservar su alineación. Esta condición no fue medida directamente, pero se estima equivalente a una carga aproximada de entre 1 y 2 kg, por lo que el ensayo corresponde a una condición de baja tensión y no de tensión nula.

El espectro presentó un peak dominante cercano a 131 Hz, junto con componentes alrededor de 34,5, 48,0, 57,0, 105,5 y 142,5 Hz. Esto indica que la respuesta del cable contiene varias frecuencias asociadas a su tensión, condiciones de apoyo e interacción con el resto del sistema.

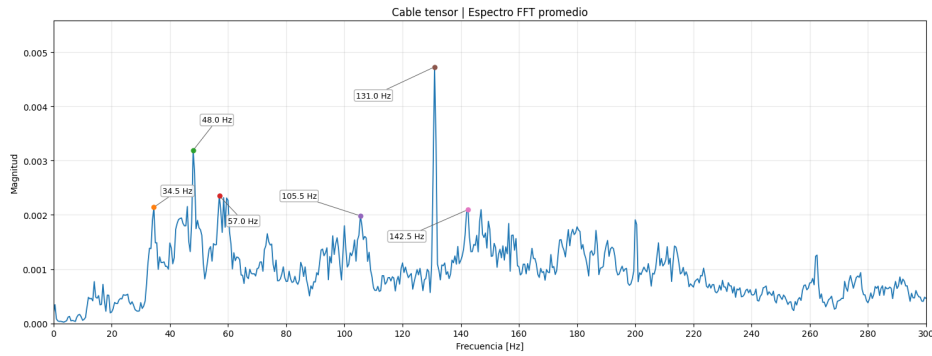


Figura 3.27 Espectro FFT promedio obtenido mediante el ensayo de impacto sobre el cable tensor con una tensión mínima de montaje.

Por lo tanto, las componentes cercanas a 35, 48, 105, 131 y 142 Hz deben analizarse con precaución, ya que podrían provenir del cable tensor y no directamente del rodamiento.

3.7.5 Ejemplos de componentes externas en vibración

En los espectros de aceleración se observaron componentes cercanas a 35 Hz y en la zona próxima a 90 Hz. La primera puede estar influenciada por la respuesta del cable tensor, mientras que la segunda coincide con la frecuencia natural estimada de la correa tensada y con la frecuencia de paso de dientes calculada para 100 rpm.

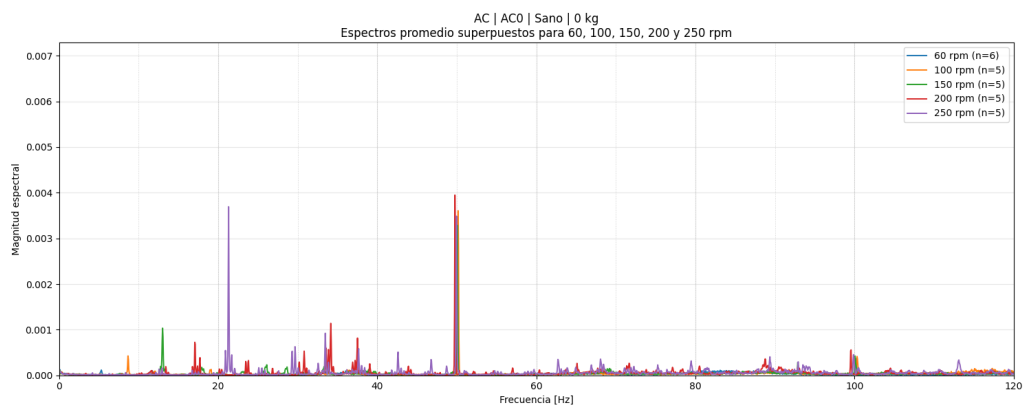


Figura 3.28 Espectros del canal AC0 para la condición sana y una carga nominal de 0 kg, donde aparecen componentes cercanas a 35 y 90 Hz.

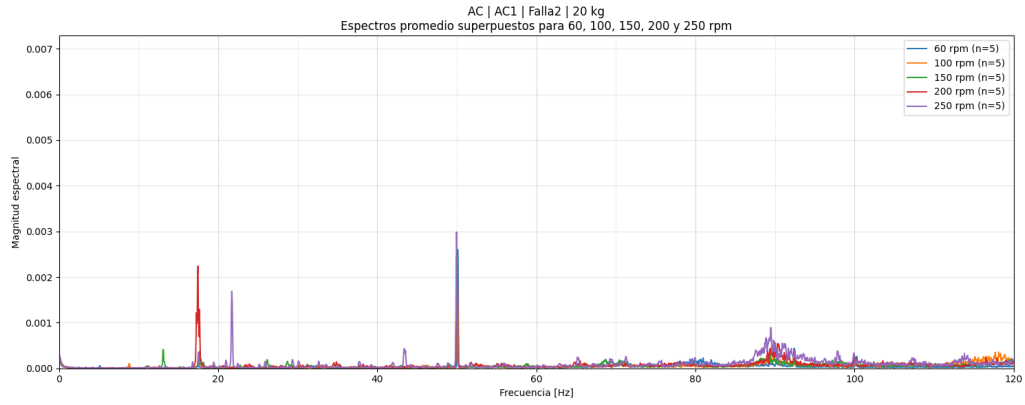


Figura 3.29 Espectros del canal AC1 para la Falla 2 y una carga de 20 kg, donde se observan componentes asociadas a la dinámica del banco.

La presencia de estas respuestas en distintas velocidades y estados del rodamiento indica que no deben asociarse automáticamente con el defecto. Su origen puede encontrarse en la transmisión, el sistema de carga o alguna respuesta estructural propia del montaje.

3.7.6 Componentes externas en emisión acústica

En las señales de emisión acústica, las componentes externas fueron menos notorias que en los espectros de aceleración. Se observaron algunas respuestas de baja magnitud cerca de la frecuencia de giro, en valores próximos a 0,5 Hz y en la zona comprendida entre 90 y 100 Hz.

Las componentes de muy baja frecuencia pueden estar relacionadas con pequeñas variaciones de velocidad, modulaciones lentas o efectos propios del procesamiento de envolvente. Por otra parte, entre 90 y 100 Hz coinciden con la componente identificada previamente en el sistema de transmisión.

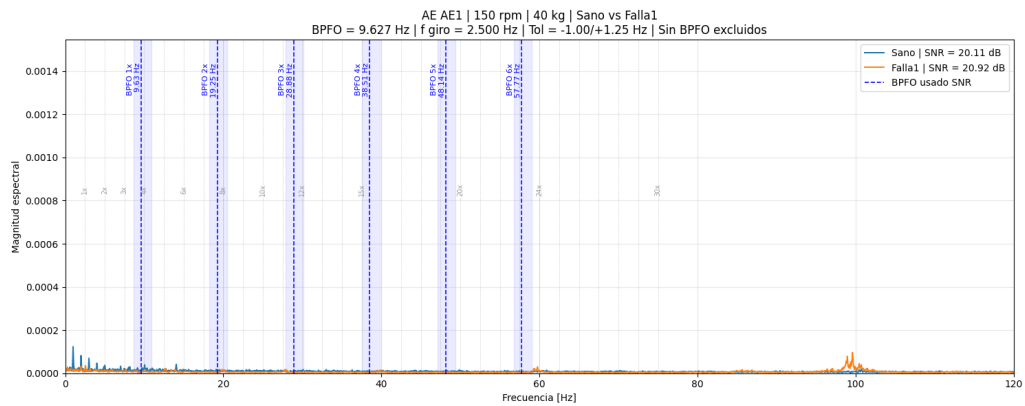


Figura 3.30 Espectro del canal AE1 para 150 rpm, una carga de 40 kg y la Falla 1, donde aparecen componentes de baja magnitud no asociadas directamente al BPFO.

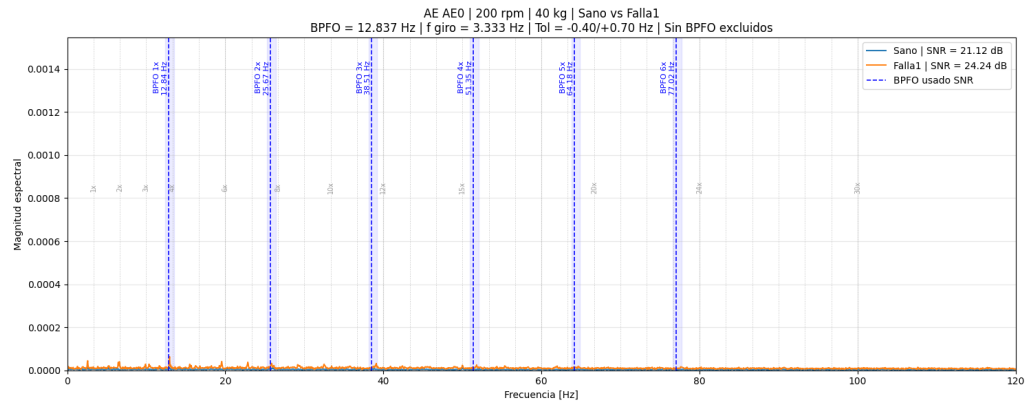


Figura 3.31 Espectro del canal AE0 para 200 rpm, una carga de 40 kg y la Falla 1, donde se observan componentes externas de baja magnitud.

4 Discusión

Los resultados muestran que la detección del defecto depende de la velocidad de giro, la carga radial, el tamaño de la falla, la técnica de medición y el nivel de ruido presente en las señales. En general, la Falla 3 presentó la respuesta más clara respecto de la condición sana, debido a que correspondía al defecto de mayor tamaño. Sin embargo, su identificación no fue igualmente evidente en todas las condiciones de ensayo.

En la condición de carga de 0 kg, la separación entre el rodamiento sano y las condiciones con falla fue menos definida, ya que bajo esta condición, el contacto de los elementos rodantes con la zona dañada pudo generar impactos de menor energía o menos repetitivos, los cuales quedaron parcialmente ocultos por el ruido y las respuestas propias del banco. Esto explica la mayor variabilidad de los valores de SNR y la ausencia de una tendencia uniforme con el tamaño del defecto. No obstante, las señales de emisión acústica permitieron reconocer la Falla 3 a las velocidades más altas, incluso bajo esta condición de carga nominal.

Al aumentar la carga radial a 20 y 40 kg, la respuesta asociada al defecto se hizo más evidente. Una carga mayor favorece el contacto entre las bolas y la zona dañada de la pista exterior, aumentando la energía y la repetitividad de los impactos. Este efecto fue especialmente claro para la Falla 3 en velocidades medias y altas, tanto en las mediciones de vibración como en las de emisión acústica.

En vibración, la técnica permitió reconocer cambios asociados al defecto, pero su interpretación fue más compleja debido a la presencia de componentes externas. Los valores de SNR no siempre aumentaron de forma uniforme con el tamaño de la falla y, en algunas velocidades, las diferencias respecto de la condición sana fueron reducidas o incluso se invirtieron. Esto indica que el indicador también estuvo influido por la transmisión, el sistema de carga, la fijación del banco y otras respuestas estructurales del montaje.

Además, el canal AC1 presentó en algunas condiciones una separación más clara que AC0, aunque este último estaba instalado en la chumacera correspondiente al rodamiento intervenido. Una posible explicación se relaciona con las prensas utilizadas para estabilizar el banco, ya que una de ellas se encontraba próxima al sensor AC0. Esta fijación pudo actuar como una restricción local y modificar la transmisión de las vibraciones hacia el sensor. En cambio, AC1 se encontraba en una zona más alejada de las prensas y posiblemente menos restringida desde el punto de vista estructural, lo que pudo favorecer el registro de una respuesta vibratoria más evidente en algunas condiciones.



Figura 4.1 Disposición de las prensas utilizadas para reducir la vibración del banco durante los ensayos.

Las principales componentes externas encontradas en vibración correspondieron al quinto orden de giro del eje, la frecuencia de la red eléctrica cercana a 50 Hz y respuestas próximas a 35 y 90 Hz. Estas componentes aparecieron en diferentes estados del rodamiento y no siguieron necesariamente la evolución del BPFO, por lo que no se consideraron evidencia directa de falla.

La componente cercana al quinto orden de giro pudo estar relacionada con irregularidades del tramo de correa GT2 adherido manualmente al eje. El corte y la unión de este tramo pueden haber producido pequeñas diferencias en el paso de los dientes, discontinuidades en la unión, acumulaciones de adhesivo o variaciones locales del diámetro efectivo. Al interactuar periódicamente con la correa de transmisión, estas irregularidades pueden generar excitaciones repetitivas y manifestarse como órdenes o armónicos de la velocidad de giro, entre ellos la componente cercana a $5x$.

Por otra parte, la respuesta próxima a 50 Hz fue tratada con especial precaución a 250 rpm, debido a que el tercer armónico del BPFO se encuentra alrededor de 48 Hz. La cercanía entre ambas frecuencias dificultaba distinguir si la energía medida provenía del defecto o de una interferencia asociada a la red eléctrica. Por esta razón, el tercer armónico del BPFO fue excluido del cálculo de SNR para las señales de aceleración en esta condición. También se consideraron las posibles contribuciones del cable tensor y de la transmisión en las zonas cercanas a 35 y 90 Hz.

La presencia de estas respuestas externas dificultó la selección de la tolerancia utilizada alrededor del BPFO. Una tolerancia demasiado estrecha podía excluir peaks asociados al defecto, mientras que una tolerancia excesiva podía incorporar componentes ajenas al rodamiento. Por esta razón, el SNR de vibración se utilizó como un indicador complementario y no como un criterio único de diagnóstico.

En emisión acústica, la Falla 3 presentó una respuesta más clara y ordenada, principalmente bajo carga radial. La condición de 40 kg fue la más favorable, ya que ambos canales mostraron una separación más evidente respecto de la condición sana, especialmente a medida que aumentó la velocidad. Esto indica que los impactos producidos por el paso de las bolas sobre el defecto se volvieron más repetitivos y energéticos, facilitando su detección mediante esta técnica.

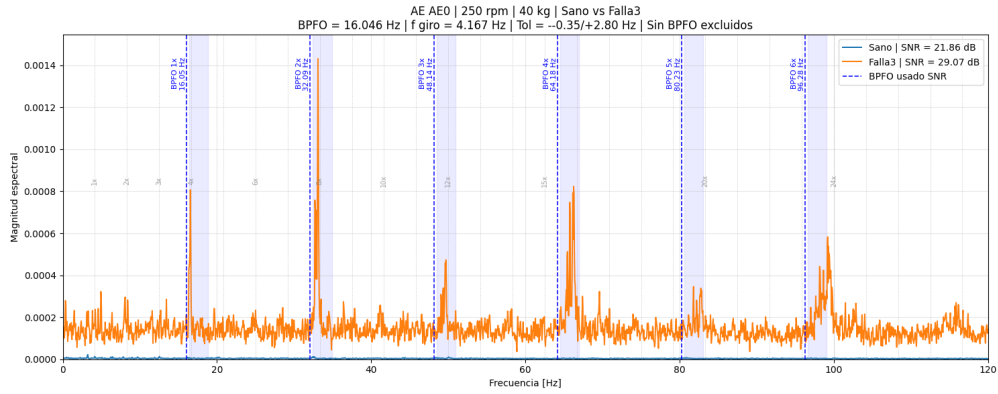


Figura 4.2 Ejemplo de espectro de emisión acústica para 250 rpm y 40 kg, donde se observa una separación clara entre la condición sana y la Falla 3.

El análisis de la desviación estándar confirmó esta diferencia bajo la condición de 40 kg. Aunque tanto la vibración como la emisión acústica permitieron detectar la Falla 3, los canales de vibración presentaron una mayor dispersión entre las mediciones, especialmente en algunas velocidades medias. En cambio, los valores obtenidos mediante emisión acústica mostraron desviaciones estándar menores en la mayoría de las velocidades. Esto indica que, además de entregar una separación más clara respecto de la condición sana, las emisiones acústicas presentaron una respuesta más estable y repetible.

Sin embargo, el SNR no siempre aumentó en la misma proporción que la claridad visual de los espectros. Este indicador depende de la amplitud de los peaks asociados al BPFO, pero también del nivel de ruido de fondo. Por lo tanto, una señal con falla puede presentar peaks más visibles y, al mismo tiempo, un SNR similar o inferior al de la condición sana si el ruido general también aumenta.

Este comportamiento se observó en el canal AE0 a 150 rpm y 20 kg. En esta condición, la Falla 3 presentó una mayor actividad alrededor de los armónicos del BPFO, pero su SNR fue de 22,40 dB, ligeramente inferior a los 22,99 dB obtenidos para la condición sana.

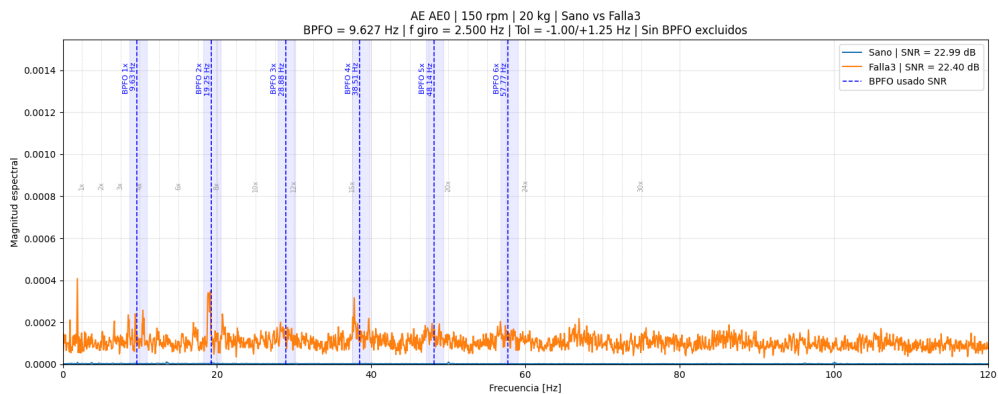


Figura 4.3 Espectro de emisión acústica para el canal AE0 a 150 rpm y 20 kg, donde la Falla 3 se reconoce visualmente, aunque el SNR no aumenta respecto de la condición sana.

El aumento del ruido en emisión acústica pudo estar relacionado con el método empleado para inducir el defecto. La intervención mediante una herramienta rotativa pudo dejar pequeñas partículas metálicas dentro del rodamiento o producir una evolución inicial de los bordes

de la falla. Durante el funcionamiento, estos elementos pudieron generar microimpactos, fricción localizada y otros eventos impulsivos adicionales. Debido a la sensibilidad de la emisión acústica frente a eventos de alta frecuencia, estas respuestas pudieron elevar el nivel de ruido de fondo.

La geometría del rodamiento también pudo influir en la distribución de los peaks. El SKF 1302 ETN9 posee dos hileras de bolas dispuestas de forma intercalada. En varios espectros de emisión acústica, la respuesta de la Falla 3 no estuvo dominada únicamente por el BPFO fundamental, sino también por armónicos superiores, especialmente algunos armónicos pares. Esto sugiere que la identificación del defecto debe considerar el conjunto de armónicos y no solamente la frecuencia fundamental.

Al comparar ambas técnicas, la vibración permitió detectar la falla bajo condiciones favorables, principalmente para la Falla 3 con carga elevada y mayor velocidad. No obstante, presentó mayor sensibilidad frente a las condiciones estructurales del banco y a la presencia de componentes externas. Por otro lado, la emisión acústica mostró una respuesta más clara, estable y repetible para la falla de mayor tamaño, especialmente con una carga de 40 kg.

En consecuencia, los resultados apoyan la hipótesis planteada. Las emisiones acústicas presentaron un mejor desempeño para evidenciar la Falla 3 en condiciones de carga media y alta, pero esta ventaja no fue igualmente clara para los defectos de menor tamaño.

Finalmente, el diagnóstico no debe basarse únicamente en la presencia de un peak cercano al BPFO o en un valor individual de SNR. Es necesario comprobar si la componente también aparece en la condición sana, si cambia con la velocidad, si coincide con órdenes del eje o con frecuencias externas, y si su comportamiento es consistente con la carga y el tamaño del defecto.

5 Conclusiones

Se puede concluir que el estudio permitió comparar experimentalmente las técnicas de vibración y emisión acústica para la detección de defectos en la pista exterior de un rodamiento operando a baja velocidad. En términos generales, la capacidad de detección estuvo condicionada por el tamaño de la falla, la carga radial, la velocidad de giro y el nivel de ruido presente en las señales.

La Falla 3 presentó la respuesta más clara, mientras que las Fallas 1 y 2 no siempre lograron diferenciarse de la condición sana. En la condición nominal de 0 kg, la separación fue menos evidente; no obstante, la emisión acústica permitió reconocer la Falla 3 en algunas velocidades altas. Posteriormente, al aumentar la carga a 20 y 40 kg, los impactos generados por el paso de las bolas sobre la zona dañada se hicieron más repetitivos y energéticos, por lo que la detección mejoró, especialmente en velocidades medias y altas.

Por una parte, la vibración permitió identificar la Falla 3 bajo las condiciones más favorables. Sin embargo, su principal dificultad estuvo asociada a la presencia de impulsos y componentes externas provenientes del sistema de transmisión, el cable tensor, la fijación del banco y la red eléctrica. Estas respuestas podían coincidir o ubicarse próximas al BPFO y sus armónicos, interfiriendo en la interpretación de los espectros y en el cálculo del SNR.

Por otra parte, la emisión acústica presentó una separación más clara entre la condición sana y la Falla 3, principalmente con una carga de 40 kg. Asimismo, sus valores de SNR mostraron desviaciones estándar menores en la mayoría de las velocidades, lo que indica una respuesta más estable y repetible que la obtenida mediante vibración. En este caso, la principal dificultad estuvo relacionada con el aumento del ruido de fondo, ya que este podía disminuir el SNR aun cuando los peaks asociados a la falla fueran visibles.

La elección de tolerancias adecuadas alrededor del BPFO y sus armónicos fue fundamental para obtener resultados representativos. Una tolerancia demasiado estrecha podía excluir peaks asociados al defecto debido a pequeñas variaciones de velocidad o desplazamientos espectrales. En cambio, una tolerancia demasiado amplia podía incorporar energía proveniente de componentes externas, aumentando artificialmente el valor calculado. Por esta razón, las tolerancias se seleccionaron buscando incluir la respuesta vinculada al defecto sin incorporar frecuencias ajenas al rodamiento. Además, cuando existió una interferencia evidente, como la cercanía entre el tercer armónico del BPFO y la componente eléctrica de 50 Hz a 250 rpm, dicho armónico fue excluido del cálculo de SNR en las señales de aceleración.

En consecuencia, el SNR fue útil para comparar las condiciones de ensayo, pero no resultó suficiente como único criterio de diagnóstico. Su interpretación debió complementarse con la forma del espectro, la ubicación de los peaks, su desviación estándar y la comparación con la condición sana. De igual manera, se observó que la respuesta del defecto no se concentró únicamente en el BPFO fundamental, sino también en armónicos superiores, especialmente algunos armónicos pares, posiblemente debido a la geometría de doble hilera del rodamiento SKF 1302 ETN9.

Finalmente, se concluye que la hipótesis planteada se cumple, ya que la emisión acústica mostró una mayor capacidad que la vibración para detectar la falla en condiciones de baja velocidad. Esta ventaja fue especialmente evidente para la Falla 3 bajo cargas de 20 y 40 kg, donde se obtuvo una separación más clara, estable y repetible respecto de la condición sana.

Referencias

- [1] G. Barrientos Rios, C. Canales Cardenas, and M. Razeto Migliario, *Análisis y prevención de fallas en equipos industriales*. Concepción, Chile: Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Concepción, 2025.
- [2] SKF, *Daño de rodamientos y análisis de fallas*. SKF, 2017.
- [3] G. D. White, *Introducción al análisis de vibraciones*. Azima DLI, 2010.
- [4] A. Gallego and W. Martínez, *Emisión acústica: Niveles I y II, ensayos no destructivos*. Madrid, España: Fundación Confemetal, 2006.
- [5] A. Morhain and D. Mba, “Bearing defect diagnosis and acoustic emission,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, vol. 217, no. 4, pp. 257–272, 2003.
- [6] A. M. Al-Ghamd and D. Mba, “A comparative experimental study on the use of acoustic emission and vibration analysis for bearing defect identification and estimation of defect size,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 20, no. 7, pp. 1537–1571, 2006.
- [7] F. AlShimmeri, *Diagnosis of Low-Speed Bearing Degradation Using Acoustic Emission Techniques*. PhD thesis, Cranfield University, Cranfield, United Kingdom, 2017.
- [8] S. Meziani, D. Zarour, and M. Thomas, “Experimental study for early detection of bearing defects by vibration and acoustic emission,” in *Proceedings of the 23rd French Congress of Mechanics*, (Lille, France), 2017.
- [9] L. Tang, X. Wu, D. Wang, and X. Liu, “A comparative experimental study of vibration and acoustic emission on fault diagnosis of low-speed bearing,” *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, vol. 72, no. 3529211, pp. 1–11, 2023.
- [10] B. Scheeren, M. L. Kaminski, and L. Pahlavan, “Acoustic emission monitoring of naturally developed damage in large-scale low-speed roller bearings,” *Structural Health Monitoring*, vol. 23, no. 1, pp. 360–382, 2024.
- [11] SKF, *1302 ETN9 Self-Aligning Ball Bearing*. SKF, 2026.
- [12] Wych Bearings, “1302 ETN9 open SKF self-aligning ball bearing,” 2026.
- [13] SKF, *SKF Product Select: Bearing Calculation Report for 1302 ETN9*. SKF, 2026. Reporte de cálculo de las frecuencias características del rodamiento para una velocidad de 60 rpm.
- [14] American National Standards Institute, “Preferred metric limits and fits,” 1979.
- [15] Naylamp Mechatronics, “Correa dentada GT2 de paso 2 mm,” 2026.
- [16] AliExpress, “Polea dentada GT2 de 36 dientes,” 2026.
- [17] R. G. Budynas and J. K. Nisbett, *Shigley’s Mechanical Engineering Design*. New York, NY, USA: McGraw-Hill, 9 ed., 2011.
- [18] Sodimac, “Balanza colgante digital portátil de 200 kg,” 2026.
- [19] AliExpress, “Cable de acero ajustable con ganchos para una carga de 50 kg,” 2026.
- [20] Mercado Libre Chile, “Ruedas giratorias de PVC con vástago roscado y freno,” 2026.

- [21] Sodimac, “Mosquetón metálico de 6 por 60 mm,” 2026.
- [22] AliExpress, “Motor de corriente continua 42GP-775 con caja reductora planetaria,” 2026.
- [23] Mercado Libre Chile, “Polea con rodamiento 10PA 6PK de 125 mm de diámetro,” 2026.
- [24] PCB Piezotronics, *Model 603C01 ICP Accelerometer Installation and Operating Manual*. PCB Piezotronics, Depew, NY, USA, 2024.
- [25] Hansford Sensors, *HS-109 Series Triaxial Industrial Accelerometer*. Hansford Sensors, High Wycombe, United Kingdom, 2026.
- [26] National Instruments, *NI 9234 Sound and Vibration Input Module and cDAQ-9171 CompactDAQ Chassis Specifications*. National Instruments, Austin, TX, USA, 2026.
- [27] A. V. Oppenheim, R. W. Schaffer, and J. R. Buck, *Discrete-Time Signal Processing*. Upper Saddle River, NJ, USA: Prentice Hall, 2 ed., 1999.
- [28] Vallen Systeme GmbH, *VS375-M Acoustic Emission Sensor Data Sheet*. Vallen Systeme GmbH, Wolfratshausen, Germany, 2015.
- [29] Vallen Systeme GmbH, *AEP3N Acoustic Emission Preamplifier Specifications*. Vallen Systeme GmbH, Wolfratshausen, Germany, 2026.
- [30] Vallen Systeme GmbH, *DCPL2 Decoupling Unit Specifications*. Vallen Systeme GmbH, Wolfratshausen, Germany, 2026.
- [31] National Instruments, *NI 9223 and sbRIO-9223 Specifications*. National Instruments, Austin, TX, USA, 2026.
- [32] Vulture, “Fuente de alimentación de corriente continua de 30 v y 5 a,” 2026.
- [33] UNI-T, *UT373 Mini Tachometer User Manual*. UNI-T, 2026.
- [34] Bauker, *Manual de instrucciones: Kit de herramienta multipropósito*. Bauker, 2022.
- [35] E. Oberg, F. D. Jones, H. L. Horton, and H. H. Ryffel, *Machinery’s Handbook*. New York, NY, USA: Industrial Press, 27 ed., 2004.
- [36] Power-MI, “Demodulación o análisis de envolvente,” 2026.
- [37] P. Saavedra G., *Adquisición de datos*. Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Concepción, Concepción, Chile, 2025. Material de curso.
- [38] National Institute of Standards and Technology, “NIST speech signal-to-noise ratio measurements,” 2015.
- [39] SKF, *SKF Belt Frequency Meter User Manual*. SKF, 2012.
- [40] Superintendencia de Electricidad y Combustibles, “Pliego técnico normativo RPTD n.º 01: Tensiones y frecuencias nominales,” 2021.

Anexos

