



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA CIVIL MECÁNICA

DIAGNÓSTICO DE FALLAS INCIPIENTES MEDIANTE LA VARIACIÓN ANGULAR INSTANTÁNEA

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

JAVIER ANTONIO SÁNCHEZ MORETTI

PROFESOR GUÍA:

VIVIANA MERUANE NARANJO

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:

GUILLERMO JIMÉNEZ ESTÉVEZ

EDUARDO SALAMANCA HENRÍQUEZ

SANTIAGO DE CHILE

2014

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO
POR: JAVIER ANTONIO SÁNCHEZ MORETTI
FECHA DE PUBLICACIÓN: 2014
PROF. GUÍA: VIVIANA MERUANE NARANJO

“DIAGNÓSTICO DE FALLAS INCIPIENTES MEDIANTE LA VARIACIÓN ANGULAR INSTANTÁNEA”

En este trabajo se desarrolla una metodología innovadora para la detección de fallas en un sistema rotatorio mediante la variación de la velocidad angular instantánea (VAI).

El contexto de trabajo se enmarca dentro de análisis predictivo, el que tiene como fin anticiparse a las fallas y tomar medidas antes del colapso equipo. Existen modos de fallas que son imposibles o muy difíciles de detectar mediante los métodos de análisis de vibraciones tradicionales. Es por esto que se pretende estudiar la sensibilidad de las vibraciones torsionales a distintos tipos de fallas, las que se obtienen mediante una metodología TIMS (Time Interval Measurement System). Mediante 3 sensores periféricos y un codificador, se mide la variación angular instantánea (VAI). Estos datos se filtran y mediante algoritmos computacionales se llevan a coordenadas de movimientos laterales ($x(t)$ e $y(t)$) y torsional ($\theta(t)$). Luego, se realiza un análisis espectral de los datos, obteniendo $\theta(\omega)$, $x(\omega)$ e $y(\omega)$). Finalmente se compara el comportamiento de la componente torsional $\theta(\omega)$, respecto a los movimientos laterales $x(\omega)$ e $y(\omega)$; y además se observa la sensibilidad del torsional en diferentes casos de fallas.

Los resultados obtenidos muestran, en la mayoría de los casos, una importancia bastante baja de la vibración torsional respecto a las vibraciones laterales. Sólo en 2 de las 11 fallas inducidas se puede observar una sensibilidad significativamente mayor de la vibración torsional respecto a la vibración lateral, siendo la falla en un álabe de la turbina la más sensible. Considerando lo anterior, se hace necesario, en próximos estudios, seguir profundizando en la caracterización de las fallas en álabes de turbina, ya sea por picadura, grietas o desgaste.

En vibraciones mecánicas no existe una metodología que entregue la mejor información sobre todas las fallas existentes. Algunas fallas son detectadas de forma más temprana y con mayor claridad por ciertas metodologías, otras en cambio son difíciles e incluso imposibles de detectar con estos métodos. Por lo que para entender las diferentes fallas en un sistema, se hace necesario complementar

la información mediante diversas metodologías, con el objetivo de tener una información más clara y precisa sobre el sistema analizado.

A mi madre, abuelos y amigos.

Agradecimientos

Quisiera agradecer a todos aquellos que cooperaron de alguna u otra forma en la realización de este trabajo.

Al personal de Molina: JC Salgado, Bernardo, Don Oriel, por su ayuda en la construcción de las piezas necesarias para el montaje de la memoria.

A José; técnico de Calán; al profesor Patricio Mena y al Fondo Basal, proyecto PBFO6, por la construcción del codificador en el CNC de Calán.

A Don Villa, técnico del laboratorio de máquinas de Electro-tecnologías, por su ayuda generando la falla en el motor.

A los profesores de la Comisión: Profesores Guillermo Jiménez y Eduardo Salamanca.

A la Profesora Viviana Meruane; por su preocupación, paciencia y compromiso con la enseñanza, no sólo conmigo sino que con todos sus alumnos.

A mis amigos Felipe Antimán, Fernando Becerra, Daniel Espinosa, Felipe Mancilla, Héctor Pérez, Karim Pichara y Sebastián Román por su compañía, amistad y consejos.

Agradezco a mi familia por su apoyo incondicional y preocupación en cada instante de mi vida, ya que sin ellos seguramente no estaría escribiendo esto.

Tabla de Contenido

1	Introducción y Objetivos	1
1.1	Introducción	1
1.2	Objetivos	2
1.2.1	Objetivo General	2
1.2.2	Objetivos Específicos	2
2	Antecedentes	3
2.1	Mantenimiento Predictivo.....	3
2.1.1	Curva P-F	4
2.2	Análisis Espectral	6
2.3	Falla.....	9
2.3.1	Desbalance	9
2.3.2	Desalineación	10
2.3.3	Eje doblado	11
2.3.4	Soltura	12
2.3.5	Holguras en elementos rotativos.....	12
2.3.6	Grieta.....	13
2.3.7	Rodamiento.....	14
2.3.8	Roce.....	16
2.3.9	Motor.....	17
2.4	Torsional	21
2.5	Codificador.....	22
2.6	Sensores	24
2.7	TIMS	25
2.8	Relaciones Geométricas.....	28
2.9	Matriz de Transformación.....	31
3	Medición Experimental.....	33
3.1	Montaje	33
3.2	Pruebas	35
3.3	Metodología	41
4	Resultados y Análisis.....	43

4.1	Sistemas Sanos	44
4.2	Sistemas con Falla	46
4.2.1	Sistema Desbalanceado	46
4.2.2	Sistema Desalineado	49
4.2.3	Roce Continuo.....	52
4.2.4	Roce Alterno.....	55
4.2.5	Grieta en el Eje	58
4.2.6	Picadura en Pista Externa de Rodamiento.....	61
4.2.7	Grieta en Álabes de Turbina.....	66
4.2.8	Sin un Álabes de Turbina	69
4.2.9	Soltura de Pernos.....	72
4.2.10	Soltura de Porta Peso.....	75
4.2.11	Picadura Barra del Rotor del Motor	78
4.3	Resumen de fallas	83
5	Conclusiones.....	84
	Bibliografía	85
	Anexo	87

Índice de Tablas

Tabla 1: Componentes Banco de Pruebas.....	33
Tabla 2: Configuración sistema en 5 Hz.....	43
Tabla 3: Configuración sistema en 15 Hz.....	43
Tabla 4: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 5 Hz en desbalance....	47
Tabla 5: Comparación entre valores RMS: con desbalance y sano a 5 Hz.....	47
Tabla 6: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 15 Hz en desbalance. .	48
Tabla 7: Comparación entre valores RMS: con desbalance y sano a 15 Hz.	48
Tabla 8: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 5 Hz en desalineamiento.	49
Tabla 9: Comparación entre valores RMS: con desalineamiento y sano a 5 Hz.	50
Tabla 10: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 15 Hz en desalineamiento.	51
Tabla 11: Comparación entre valores RMS: con desalineamiento y sano a 15 Hz. ..	51
Tabla 12: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 5 Hz en roce continuo.	52
Tabla 13: Comparación entre valores RMS: con roce continuo y sano a 5 Hz.	53
Tabla 14: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 15 Hz en roce continuo.	54
Tabla 15: Comparación entre valores RMS: con roce continuo y sano a 15 Hz.	54
Tabla 16: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 5 Hz en roce alterno. .	55
Tabla 17: Comparación entre valores RMS: con roce alterno y sano a 5 Hz.	56
Tabla 18: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 15 Hz en roce alterno.	57
Tabla 19: Comparación entre valores RMS: con falla y sano a 15 Hz.....	57
Tabla 20: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 5 Hz en grieta de eje.	58
Tabla 21: Comparación entre valores RMS: con grieta de eje y sano a 5 Hz.....	59
Tabla 22: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 15 Hz en grieta de eje.	60
Tabla 23: Comparación entre valores RMS: con grieta de eje y sano a 15 Hz.	60
Tabla 24: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 5 Hz en picadura de pista de rodamiento.....	61
Tabla 25: Comparación entre valores RMS: con picadura de pista de rodamiento y sano a 5 Hz.	62
Tabla 26: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 15 Hz en picadura de pista de rodamiento.....	63
Tabla 27: Comparación entre valores RMS: con picadura de pista de rodamiento y sano a 15 Hz.	63

Tabla 28: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 5 Hz en grieta de álabe de turbina.	66
Tabla 29: Comparación entre valores RMS con grieta en álabe de turbina y sano a 5 Hz.....	67
Tabla 30: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 15 Hz en grieta álabe de turbina.....	68
Tabla 31: Comparación entre valores RMS con grieta en álabe de turbina y sano a 15 Hz.....	68
Tabla 32: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 5 Hz sin un álabe de turbina.....	69
Tabla 33: Comparación entre valores RMS entre sin un álabe de turbina y sano a 5 Hz.....	70
Tabla 34: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 15 Hz sin un álabe de turbina.....	71
Tabla 35: Comparación entre valores RMS: sin un álabe de turbina y sano a 15 Hz.	71
Tabla 36; Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 5 Hz en soltura de pernos.	72
Tabla 37: Comparación entre valores RMS: con soltura de pernos y sano a 5 Hz... 73	73
Tabla 38: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 15 Hz en soltura de pernos.	74
Tabla 39: Comparación entre valores RMS: con soltura de pernos y sano a 15 Hz. 74	74
Tabla 40: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 5 Hz en soltura de porta pesos.	75
Tabla 41: Comparación entre valores RMS: con soltura de porta pesos y sano a 5 Hz.....	76
Tabla 42: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 15 Hz en soltura de porta pesos.	77
Tabla 43: Comparación entre valores RMS: con soltura de porta pesos y sano a 15 Hz.....	77
Tabla 44; Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 5 Hz en falla de motor.	78
Tabla 45: Comparación entre valores RMS: con falla de motor y sano a 5 Hz.	79
Tabla 46: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 15 Hz en falla de motor.	80
Tabla 47: Comparación entre valores RMS: con falla de motor y sano a 15 Hz.....	80
Tabla 48: Resumen de sensibilidad por falla.....	83

Índice de Figuras

Figura 1: Monitoreo de vibraciones.	4
Figura 2: Gráfico P-F.....	5
Figura 3: Esquema de un análisis espectral.....	6
Figura 4: Ejemplo gráfico espectral.	7
Figura 5: Ejemplo gráfico espectral desbalance.	10
Figura 6: Ejemplo de gráfico espectral en desalineación.	10
Figura 7: Desalineación angular.	11
Figura 8: Desalineación paralelo.	11
Figura 9: Ejemplo gráfico espectral eje doblado.	12
Figura 10: Elemento con holgura.....	13
Figura 11: Ejemplo gráfico espectral grieta en eje.	14
Figura 12: Elementos de rodamiento.....	14
Figura 13: Medidas referenciales rodamiento.	15
Figura 14: Partes motor.....	17
Figura 15: Porcentajes de fallas en motor.....	19
Figura 16: Ejemplo de bandas laterales.	20
Figura 17: a) Vista 3D, donde se muestra la torsión del eje b) Vista 2D con torsional, donde se muestra punto antes y después de la torsión.	21
Figura 18: Codificador a) Vista 3D b) Vista 2D.	22
Figura 19: Montaje teórico codificador con sensor.	23
Figura 20: Ejemplo posicionamiento proximetro.	24
Figura 21: Esquema de funcionamiento del proximetro.....	24
Figura 22: Relación gráfica entre datos de referencia y ensayos.	25
Figura 23: Ubicación de sensores.	26
Figura 24: Esquema entre sensor y codificador sin movimiento lateral.....	28
Figura 25: Esquema Movimientos Laterales a) Movimiento en el eje x b) Movimiento en el eje y.	29
Figura 26: Múltiples sensores.....	31
Figura 27: Esquema montaje experimental.....	33
Figura 28: Banco de pruebas.	35
Figura 29: Montaje de desbalance.	35
Figura 30: Montaje de desalineación.....	36
Figura 31: Montaje de roce continuo.	36
Figura 32: Montaje de roce alterno.....	37
Figura 33: Montaje de grieta de eje.	37
Figura 34: Picadura de rodamiento.	38
Figura 35: Montaje de grieta en álabe de turbina.....	38
Figura 36: Montaje turbina sin álabe.	39
Figura 37: Montaje de soldadura de pernos.	39

Figura 38: Falla de barras del rotor del motor.	40
Figura 39: Esquema metodológico.	41
Figura 40: Flujo de información.	42
Figura 41: Gráfico de densidad espectral 5 Hz sano.	44
Figura 42: Gráfico de densidad espectral 15 Hz (sano).	45
Figura 43: Gráfico de densidad espectral a 5 Hz con desbalance.	46
Figura 44: Gráfico de densidad espectral a 15 Hz con desbalance.	47
Figura 45: Gráfico de densidad espectral a 5 Hz desalineado.	49
Figura 46: Gráfico de densidad espectral a 15 Hz desalineado.	50
Figura 47: Gráfico de densidad espectral 5 Hz con roce continuo.	52
Figura 48: Gráfico de densidad espectral 15 Hz con roce continuo.	53
Figura 49: Gráfico de densidad espectral 5 Hz con roce alterno.	55
Figura 50: Gráfico de densidad espectral 15 Hz con roce alterno.	56
Figura 51: Gráfico de densidad espectral 5 Hz con grieta en eje.	58
Figura 52: Gráfico de densidad espectral 15 Hz con grieta en eje.	59
Figura 53: Gráfico de densidad espectral 5 Hz con picadura en rodamiento, según VAI.	61
Figura 54: Gráfico de densidad espectral 15 Hz con picadura en rodamiento, según VAI.	62
Figura 55: Gráfico de densidad espectral 5 Hz medido en base a acelerómetro.	64
Figura 56: Gráfico de densidad espectral 15 Hz medido en base a acelerómetro.	64
Figura 57: Gráfico de densidad espectral 5 Hz con grieta en álabe de turbina.	66
Figura 58: Gráfico de densidad espectral 15 Hz con picadura en álabe de la turbina	67
Figura 59: Gráfico de densidad espectral 5 Hz sin un álabe de turbina.	69
Figura 60: Gráfico de densidad espectral 15 Hz sin un álabe de turbina.	70
Figura 61: Gráfico de densidad espectral 5 Hz con soltura de pernos.	72
Figura 62: Gráfico de densidad espectral 15 Hz con soltura de pernos.	73
Figura 63: Gráfico de densidad espectral 5 Hz con soltura del porta peso.	75
Figura 64: Gráfico de densidad espectral 15 Hz con soltura del porta peso.	76
Figura 65: Gráfico de densidad espectral 5 Hz con picadura en barra de rotor del motor, según VAI.	78
Figura 67: Gráfico de densidad espectral 15 Hz con picadura en barra de rotor del motor.	79
Figura 67: Análisis Espectral Motor a 5 Hz con acelerómetro.	81
Figura 68: Análisis Espectral Motor a 15 Hz con acelerómetro.	81

1 Introducción y Objetivos

1.1 Introducción

En el contexto de la prevención de daños en máquinas industriales, está cada vez más presente el concepto de *mantención predictiva*, el cual consiste en conocer el comportamiento de un equipo mediante *sintomatología*, ya sea por vibraciones, temperatura, análisis de aceite, etc. De esta manera se pueden identificar fallas de forma temprana, evitando la falla catastrófica del sistema.

Los sistemas de análisis de vibración en maquinarias rotatorias suelen hacerse mediante análisis espectral; ya sea en ejes radiales, axiales o incluso torsionales. Este último, además de ser el menos común, según diversos estudios, podría llegar a entregar información valiosa para la prevención de algunas fallas, como por ejemplo: falla en álabes de turbina o falla en rotores de motor[1][2]. Sin embargo, al realizar mediciones para el diagnóstico de fallas mediante la componente torsional, se hace necesario limitar la velocidad angular de la máquina rotatoria a menos de un 70% de la velocidad nominal. Esto se hace con el propósito de minimizar las vibraciones laterales y acentuar la vibración torsional.

Este trabajo se centra precisamente en la componente torsional del eje. Contraria a la metodología común, en este caso no es necesario limitar la velocidad de rotación, ya que justamente la metodología permite desacoplar las vibraciones torsionales de los desplazamientos laterales (los cuales son indeseados en los análisis tradicionales vía torsional).

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Se pretende desarrollar una metodología para el análisis de vibraciones mecánicas, encontrando amplitudes en frecuencias características asociadas a modos de fallas. Todo esto basándose en la componente torsional del sistema, y comprobar la sensibilidad de la componente respecto a las vibraciones laterales.

1.2.2 Objetivos Específicos

Diseñar y construir una rueda codificadora y un banco de pruebas que permita adquirir datos experimentales bajo distintos escenarios de fallas en un sistema rotor.

Desarrollar un algoritmo para el diagnóstico de fallas en base a vibraciones laterales y torsional.

Comparar los resultados de diversos modos de fallas, centrándose principalmente en la componente torsional respecto a las componentes laterales tradicionales.

2 Antecedentes

2.1 Mantenimiento Predictivo

Debido a estrictas normativas de calidad y competitividad, en la actualidad las empresas se han visto obligadas a transformar sus sistemas y estrategias de mantenimiento. Esto supone un cambio desde estrategias preventivas y correctivas a estrategias predictivas; donde se busca aumentar la vida, disponibilidad y confiabilidad de un sistema; y así abaratar costos en la empresa y aumentar la seguridad.

El mantenimiento predictivo es un tipo de mantenimiento basado en la condición de sus componentes, lo que permite detectar fallas lo antes posible, con el fin de tener tiempo suficiente para corregirlas sin daño en la producción. Esta técnica puede ser usada tanto con la maquinaria en marcha como en detención, dependiendo del monitoreo que este siendo utilizado.

El mantenimiento predictivo puede basarse en diferentes parámetros, como por ejemplo: monitoreo de temperatura, aceite, ruido y vibraciones; siendo este último el que permite detectar más del 80% de los problemas presentados en los equipos industriales.

El monitoreo de vibraciones, consta de dos partes principales: la adquisición de datos y la interpretación. Para hacer el análisis de vibraciones se pueden tener diversos criterios de comparación, que van desde normativa nacional o internacional, hasta evaluaciones de tendencia.[3]

En la *Figura 1* se puede apreciar un esquema sobre los diversos criterios usados para el monitoreo de maquinarias mediante vibraciones mecánicas. En el capítulo de análisis espectral se explica cada método y el que se elige para este trabajo.

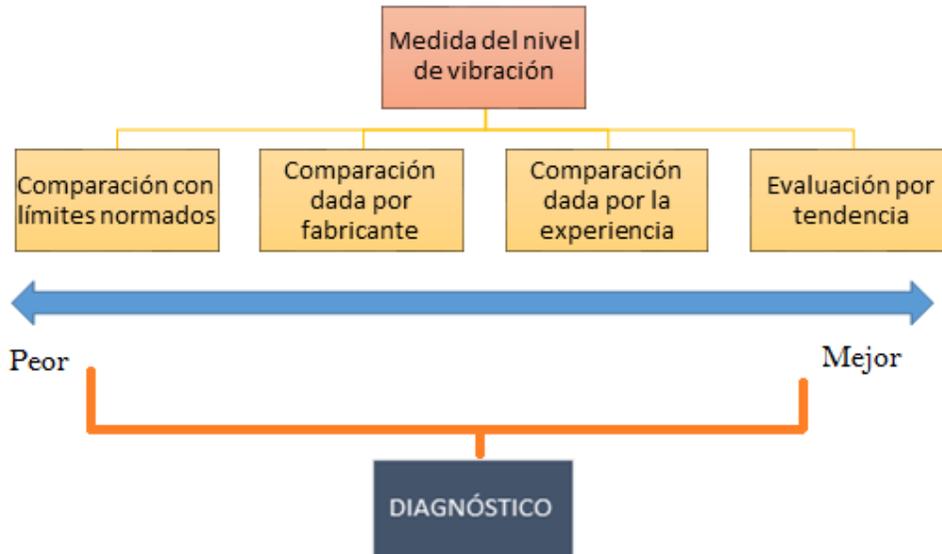


Figura 1: Monitoreo de vibraciones.[3]

2.1.1 Curva P-F

En el transcurso de la vida de un componente, maquinaria o equipo; la mayoría de las fallas que se generan no ocurren repentinamente. Existen diferentes etapas, con tiempos variables, donde la falla se desarrolla. Por esto, se hace necesario encontrar un criterio donde se establezca un punto de partida de la falla (punto de falla potencial), con el fin de prevenir la ocurrencia de una falla funcional. En gran parte de los casos, existen técnicas de monitoreo (aceite, vibraciones, temperatura, etc.), donde es posible detectar una falla antes que se expanda lo suficiente para hacerla catastrófica.

La *Figura 2* muestra una curva que representa cómo se manifiesta la falla en el transcurso de funcionamiento de una máquina. A esta curva se le llama curva P-F. Este gráfico muestra el desarrollo de la falla, pasando por el punto “P” (punto de falla potencial), donde es posible detectarla, hasta el punto “F” (punto de falla funcional), donde existe una falla funcional del equipo.

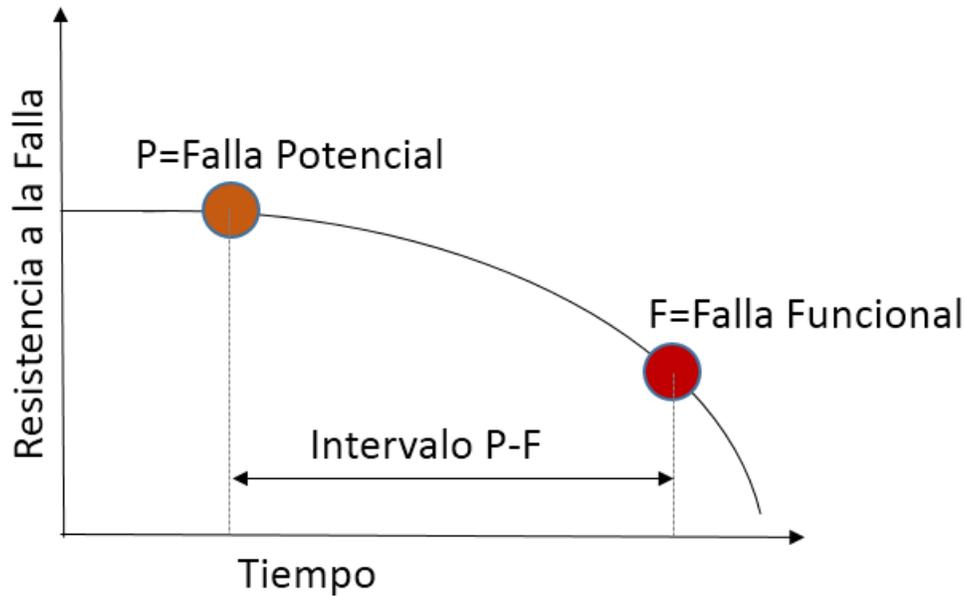


Figura 2: Gráfico P-F.

El tiempo transcurrido o el número de ciclos ocurridos entre los puntos “P” y “F” se conoce como intervalo P-F y es de suma importancia en la mantención preventiva, ya que el periodo con que debiesen hacerse las inspecciones a los equipos, idealmente debe ser menor a este intervalo, con el fin de alcanzar a tomar medidas oportunas en caso de falla.

Las técnicas de monitoreo en mantenimiento predictivo tratan anticiparse a la falla, para hacer posible la intervención oportuna del equipo, antes que exista una falla funcional irreparable. Es por esto, que en la técnicas de monitoreo por vibración, es importante que la variable con la cual se analicen los gráficos espectrales sea suficientemente sensible para observar oportunamente la falla potencial.[4]

2.2 Análisis Espectral

Las señales de las vibraciones se encuentran en el dominio temporal, en este espacio se encuentra la información acerca del comportamiento de cada componente de la máquina analizada. En este dominio se puede obtener fácilmente el valor RMS (Root Mean Square) del sistema, el cual es un parámetro tradicional para comparar niveles de vibración.

El gran problema que se presenta en el dominio temporal, es que la mayor información se encuentra contenida de forma muy compleja, por lo que es muy difícil ver su comportamiento característico. Es por esto que existe otra forma para realizar estudios de vibraciones, llamado análisis en frecuencia o análisis espectral, donde se llevan los datos desde un dominio temporal a un dominio espectral, o de frecuencia, a través de una herramienta matemática llamada transformada de Fourier, creando así, un gráfico de amplitud y frecuencia más fácil de analizar en la mayoría de las ocasiones.

El éxito de este análisis depende de una correcta interpretación de los datos obtenidos, tomando principal interés tanto en los peaks, como en las frecuencias que se producen estos; tal como se aprecia esquemáticamente en la *Figura 3*. [5][6]

Las frecuencias en los espectros suelen denotarse como armónicos, es decir, múltiplos de la frecuencia de giro del sistema 1X, 2X, 3X, etc., sub armónicos: 0.5X, 0.3X, 0.8X, etc., o medios armónicos: 1.5X, 2.5X, etc. Por ejemplo, si un peak se encuentra a 2X, en un sistema que gira a 50 Hz, eso quiere decir que ese peak se encuentra a 2 veces la frecuencia de giro del sistema, 100 Hz.

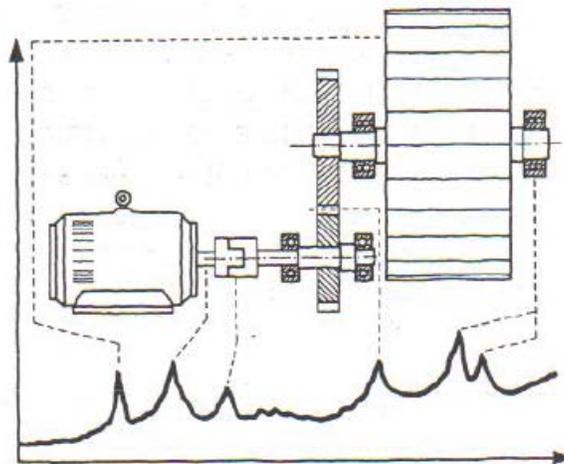


Figura 3: Esquema de un análisis espectral.[5]

Los pasos comunes en el análisis de vibración son:

- ♦ **Identificación de los peaks de vibración en el espectro:** Se debe identificar en el gráfico espectral los peaks de primer orden (1X), es decir aquella amplitud que se encuentre en la frecuencia de rotación del sistema y poner atención en sus armónicos, es decir los múltiplos de la frecuencia de rotación, por ejemplo 3x.
- ♦ **Diagnóstico de la máquina:** Se debe relacionar la gravedad de los problemas en la máquina con las amplitudes y relación entre las frecuencias de los peaks de vibraciones.

En la *Figura 4* se puede ver un ejemplo de un gráfico espectral relacionando sus armónicos.



Figura 4: Ejemplo gráfico espectral.

Existen cuatro formas de determinar cuál es el nivel adecuado para el funcionamiento correcto de una máquina como se muestra en la *Figura 1*.

- ♦ **Comparación límites normados:** En este método se elige una norma que está hecha en base a la experiencia de otros sistemas, las cuales pueden ser normas nacionales o internacionales, como por ejemplo la ISO (International Organization for Standarization) da un estándar de niveles de vibraciones aceptables mediante el valor RMS (Root Mean Square) de la señal.[7]
- ♦ **Comparación dada por el fabricante:** Este método se basa en recopilar la información y compararla mediante los datos que entregue el fabricante.

Cabe señalar que la vibración varía dependiendo de las condiciones de operación.

- ♦ **Comparación entre máquinas iguales:** Se pueden comparar máquinas iguales, tomando como referencia una máquina sana o que opera en condiciones óptimas. Si una máquina está fallando se compara su espectro con el de la máquina sana y se podría llegar a ver o ratificar esta falla, asociando frecuencias y amplitudes. Cabe destacar que este método es el que se usa en este trabajo.
- ♦ **Evaluación por tendencia:** Esta es la mejor forma para evaluar y tener un registro histórico de funcionamiento de la máquina, ya que periódicamente se va recopilando información, y a partir de estos datos se puede ir comparando constantemente la condición de la máquina mediante análisis espectral.

2.3 Falla

Una falla ocurre cuando un componente deja de funcionar como es requerido. Éstas Pueden ser clasificadas mediante su modo, causa, efecto, consecuencia y/o mecanismo.

- ♦ **Modo:** El modo es el efecto palpable u observable por el cual un componente falla, por ejemplo una picadura en un rodamiento.
- ♦ **Causa:** La causa de una falla puede ser intrínseca, ya sea por el deterioro de un componente o extrínseca, debido al mal uso que se le ha dado al equipo. En general se puede clasificar en causa física, humana y latente.
- ♦ **Efecto:** Son los efectos de la falla que pueden ser percibidos en un equipo, por ejemplo: ruido, vibración, aumento de presión, etc.
- ♦ **Consecuencia:** Cada falla trae consecuencias pudiendo ser de tipo medioambiental, de sustentabilidad, económica, de salud, entre otras.
- ♦ **Mecanismo:** Es el proceso mecánico, eléctrico, químico u otro que resulta en una falla.

Muchos modos de falla presentan características particulares en sus gráficos espectrales. Si se compara un equipo sano con uno que presenta un modo de falla se pueden notar ciertas diferencias de amplitud relacionadas con alguna frecuencia en específico, las cuales pasan a formar parte de su caracterización.[7]

2.3.1 Desbalance

La vibración debido al desbalance del rotor es el problema más común en máquinas rotatorias. Todo desbalance presenta un peak en la frecuencia 1X del gráfico espectral. Esto se puede apreciar en la *Figura 5*.

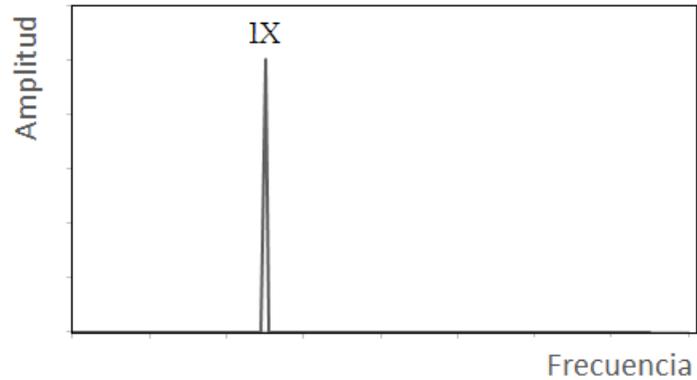


Figura 5: Ejemplo gráfico espectral desbalance.

2.3.2 Desalineación

La desalineación es uno de los problemas más comunes en máquinas rotativas y se debe a la dificultad que presenta alinear 2 ejes con sus respectivos apoyos.

Existen diferentes tipos de clasificación de desalineación, clasificados tanto por posición según eje, como por causas.

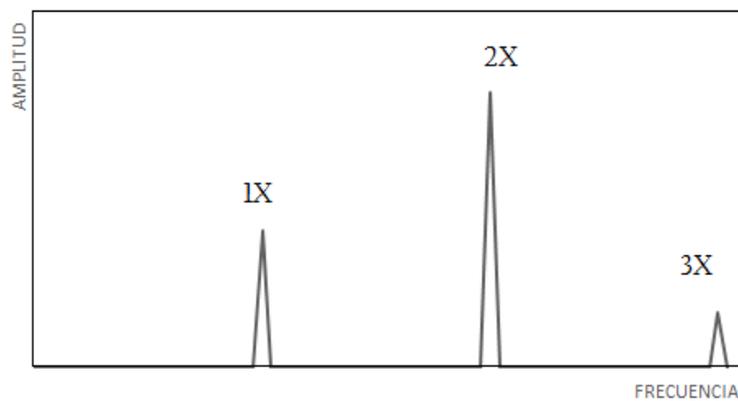


Figura 6: Ejemplo de gráfico espectral en desalineación.

- ♦ **Desalineación angular:** Los ejes acoplados no están en el mismo ángulo respecto a la horizontal (*Figura 7*). En este tipo de desalineación son característicos los peaks 1X, 2X y 3X siendo posiblemente más notorio el 2X, en dirección axial, como se muestra en la *Figura 6*.

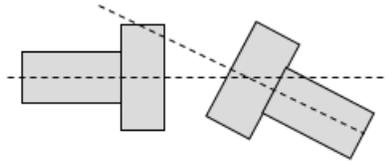


Figura 7: Desalineación angular.

- ♦ **Desalineación paralelo:** Pese a que se encuentran alineados al mismo ángulo respecto a la horizontal, sus ejes no están a la misma altura (*Figura 8*). En este tipo de desalineación son característicos los peaks 1X, 2X y 3X siendo posiblemente más notorio el 2X, en dirección radial. Esto se aprecia en la *Figura 6*.

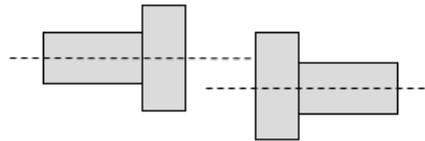


Figura 8: Desalineación paralelo.

2.3.3 Eje doblado

Este modo es una forma de desbalance y en su espectro la componente 2X se puede distinguir claramente. En este tipo de fallas, las vibraciones axiales pueden llegar a ser mayores o más notorias que las radiales. Normalmente se aprecian claras las componentes 1X y 2X (*Figura 9*).

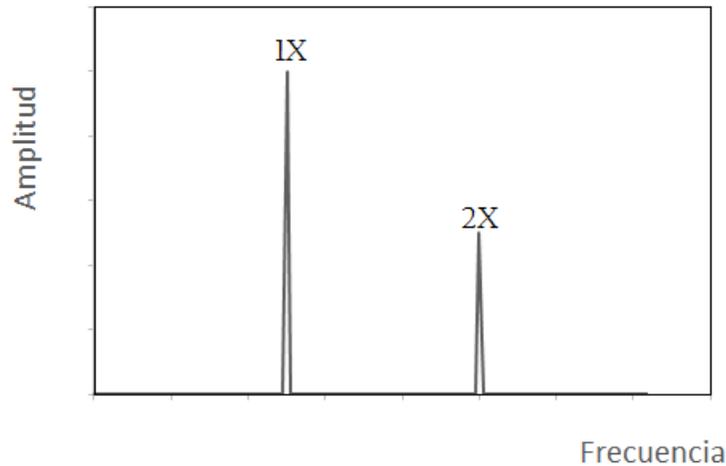


Figura 9: Ejemplo gráfico espectral eje doblado.

Hay que diferenciar 2 situaciones:

- ✦ Si la componente 1X es dominante entonces el eje está doblado cerca del centro.
- ✦ Si la componente 2X es dominante entonces el eje está doblado en sus extremos.

2.3.4 Soltura

La soltura de componentes es otra forma común de falla en un equipo. Esta falla se refleja principalmente en un gráfico espectral radial mediante múltiplos armónicos. A medida que la soltura aumenta empiezan a aparecer líneas espectrales sub armónicas, $1/2X$, $1/3X$, $1/4X$ son las más comunes.

2.3.5 Holguras en elementos rotativos

Este tipo de falla (*Figura 10*) se caracteriza por presentar un espectro con bandas anchas relacionadas con la frecuencia de giro del motor, puede observarse armónicos 1X, 2X, 3 X, etc; subarmónicos $1/2X$ y medios armónicos 1.5X, 2.5X, 3.5X, etc.

Dependiendo de la seriedad del problema se puede clasificar en:

- ✦ Holgura incipiente: Se observan claramente 1X, 2X, 3X, 4X y 5X, con armónicos superiores en menor escala.

- ♦ Holgura Potencialmente seria: el primer armónico aumenta su amplitud considerablemente y aparecen medios armónicos de baja amplitud.
- ♦ Holgura seria: Aumento de amplitud de armónicos y medios armónicos.
- ♦ Holgura severa: Se caracteriza por presentar armónicos, subarmónicos y medios armónicos de tal forma de formar una banda ancha de energía.

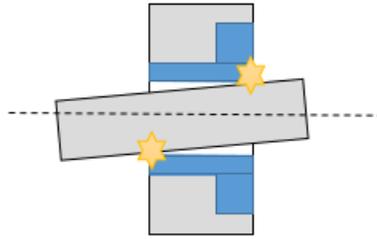


Figura 10: Elemento con holgura.

2.3.6 Grieta

Una grieta genera pérdida de rigidez en el rotor en la dirección perpendicular a ésta. Es por esto que en un gráfico espectral se pueden observar cambios respecto a un sistema sano, es decir sin fallas.

Existen dos síntomas fundamentales de grieta en el eje, el primero es el cambio de amplitud y fase de $1X$, se genera una flexión en el eje. El siguiente síntoma es la ocurrencia de la frecuencia $2X$ (*Figura 11*), la causa de esta componente es debido a la asimetría en la rigidez de un eje horizontal sobre el cual, pueden estar actuando fuerzas radiales como por ejemplo la gravedad.

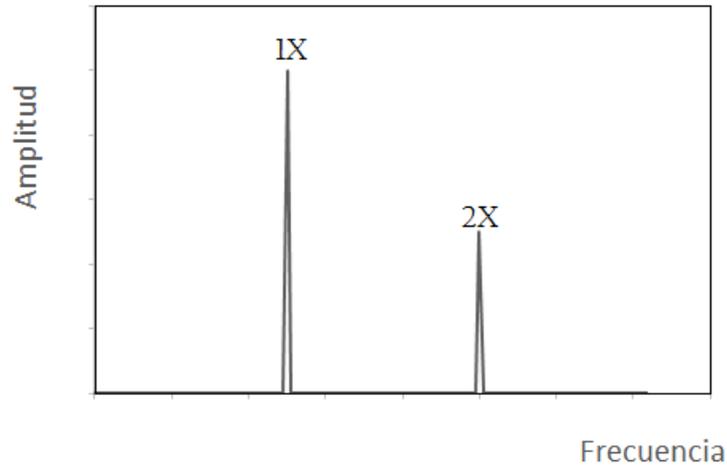


Figura 11: Ejemplo gráfico espectral grieta en eje.

2.3.7 Rodamiento

Los rodamientos son elementos fundamentales en máquinas rotatorias. Su vida útil depende de varios factores, entre ellos: la carga, velocidad de trabajo, lubricación, montaje, temperatura, etc.

En la *Figura 12* se pueden apreciar los componentes principales de un rodamiento.

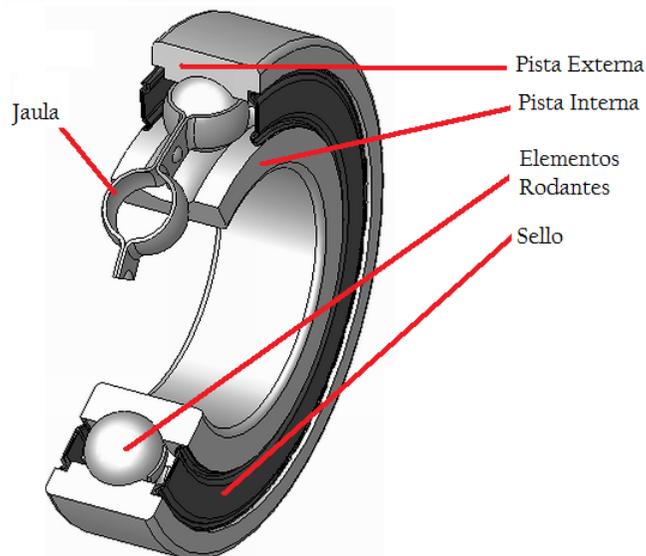


Figura 12: Elementos de rodamiento.

Además las medidas características se pueden apreciar en la *Figura 13*.

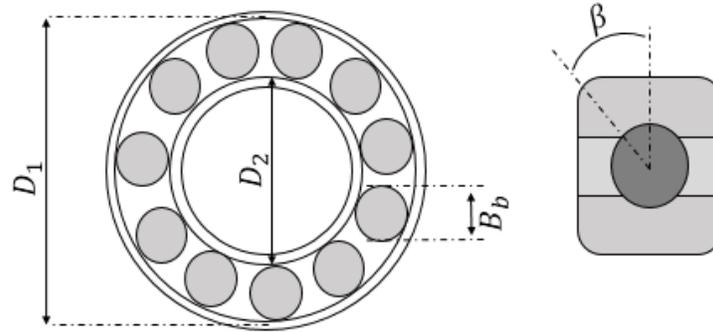


Figura 13: Medidas referenciales rodamiento.

donde:

D_1 : Diámetro pista externa.

D_2 : Diámetro pista interna.

B_D : Diámetro elemento rodante.

β : Ángulo de contacto.

N_a : Número de elementos rodantes.

$P_D = \frac{(D_1 + D_2)}{2}$: Diámetro medio del rodamiento.

RPM: Velocidad de giro eje.

El deterioro de cada uno de los elementos genera una o varias frecuencias características en los espectros. Las frecuencias de deterioro de un rodamiento son:

- ♦ **BPFO (Ball Pass Frequency Outer Race)**: o frecuencia de deterioro de la pista exterior. Físicamente es el número de bolas o rodillos que pasan por un punto de la pista exterior cada vez que el eje realiza un giro completo.

$$BPFO = RPM \cdot \frac{N_a}{2} \cdot \left(1 - \frac{B_D}{P_D} \cdot \cos(\beta)\right) \quad (7)$$

- ♦ **BPFI (Ball Pass Frequency Inner Race):** o frecuencia de deterioro de la pista interior. Físicamente es el número de bolas o rodillos que pasan por un punto de la pista interior cada vez que el eje realiza un giro completo.

$$BPFI = RPM \cdot \frac{N_a}{2} \cdot \left(1 + \frac{B_D}{P_D} \cdot \cos(\beta)\right) \quad (8)$$

- ♦ **BSF (Ball Spin Frequency):** o frecuencia de deterioro de los elementos rodantes. Físicamente es el número de giros que realiza una bola del rodamiento cada vez que el eje realiza un giro completo.

$$BSF = RPM \cdot \frac{P_D}{B_D} \cdot \left(1 - \left(\frac{B_D}{P_D} \cdot \cos(\beta)\right)^2\right) \quad (9)$$

- ♦ **FTF (Fundamental Train Frequency):** o frecuencia fundamental de tren o de deterioro de la jaula. Físicamente es el número de giros que realiza la jaula del rodamiento cada vez que el eje realiza un giro completo. [8]

$$FTF = RPM \cdot \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{B_D}{P_D} \cdot \cos(\beta)\right) \quad (10)$$

2.3.8 Roce

Otra forma común de fallo es el roce, el cual aparece en su forma más común cuando existe un contacto entre uno o más componentes rotatorios. La forma más común de expresarse es mediante la componente 1X.

También el roce puede aparecer en un múltiplo específico de la rotación del eje, por ejemplo en el caso del golpeteo de un álabe en una turbina que posee n álabes, el diagrama espectral debiesen mostrar líneas espectrales en la componente nX. [9][10]

2.3.9 Motor

Un motor asíncrono de inducción es el que es usado en esta experiencia. El rotor está constituido por varias barras conductoras dispuestas paralelamente al eje del motor y por dos anillos conductores en los extremos (*Figura 14*).

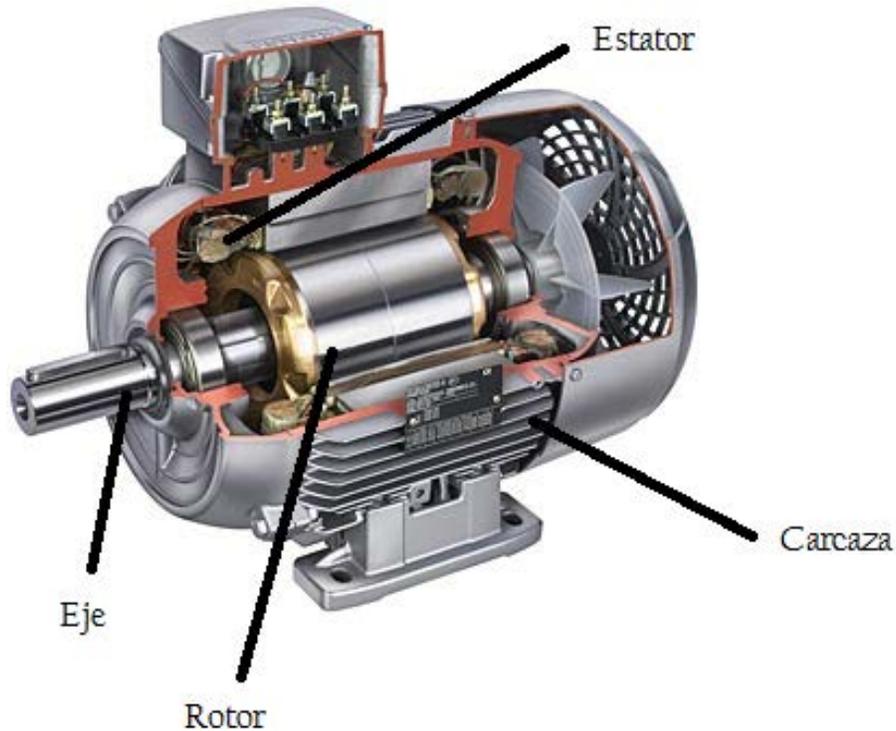


Figura 14: Partes motor.

El estator consta de un conjunto de bobinas, de modo que cuando la corriente las atraviesa, se forma un campo magnético rotatorio cercano al estator. Esto induce una corriente en el rotor, que crea su propio campo magnético. La interacción entre ambos campos produce un giro en el rotor. Cabe destacar que no existe una conexión eléctrica directa entre estator y rotor.[11]

Para entender sobre las fallas en este tipo de motores es necesario definir ciertos parámetros.

- ♦ **FL:** Frecuencia de la red (en Chile 50 Hz o 3000 rpm).
- ♦ **P:** Número de polos del motor (normalmente par 2, 4, 6, etc.). El que se usa en este trabajo es 2.

- ♦ **Ns:** Velocidad síncrona. Velocidad de rotación del campo magnético y la velocidad que el rotor trata de lograr pero nunca alcanza, debido al roce entre componentes.

$$N_s = \frac{2 \cdot F_L}{P} \cdot 60 \quad (11)$$

- ♦ **FS:** Frecuencia de deslizamiento.

$$F_s = N_s - RPM \quad (12)$$

- ♦ **FPP:** Frecuencia de paso de polo.

$$F_{PP} = P \cdot F_s \quad (13)$$

- ♦ **WSPF:** Frecuencia de paso de bobinado (Winding Slots Pass Frequency). N° de bobinados del estator por la velocidad de rotación.
- ♦ **RBPF:** Frecuencia de paso de barra (Rotor Bar Pass Frequency). N° barras del rotor por la velocidad de rotación.

Las fallas en los motores pueden ser en diversos componentes, en la *Figura 15* se puede apreciar la tendencia de fallas más comunes. [12]

Fallas en motores

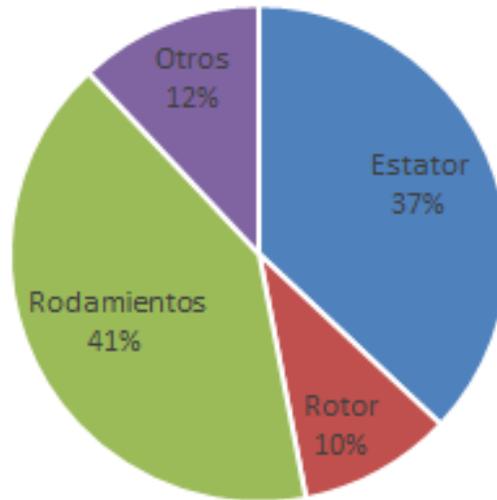


Figura 15: Porcentajes de fallas en motor.[12]

Las barras de rotor o anillos de cortocircuito rotos o rajados; juntas en mal estado entre las barras del rotor y los anillos de cortocircuito; o las laminaciones cortocircuitadas del rotor producen una alta vibración a la velocidad de funcionamiento $1x$ RPM con bandas laterales de frecuencia de paso de polo (F_{PP}). Además, estos problemas generan frecuentemente bandas laterales a F_{PP} en torno al segundo, tercer, cuarto y quinto armónico de la velocidad de funcionamiento. La separación o apertura de barras del rotor está indicada por bandas laterales (un ejemplo de banda lateral se muestra en la *Figura 16*) al doble de la frecuencia de línea ($2x F_L$) en torno a la frecuencia de paso de barra del rotor (RBPF) y/o sus armónicos. Frecuentemente, ocasiona altos niveles en $2x$ RBPF con sólo una pequeña amplitud en $1x$ RBPF. El arco inducido eléctricamente entre las barras rotas del rotor y los anillos finales muestra frecuentemente unos altos niveles en $2x$ RBPF (con bandas laterales $2x F_L$); pero poco o ningún aumento de amplitudes en $1x$ RBPF.[13]

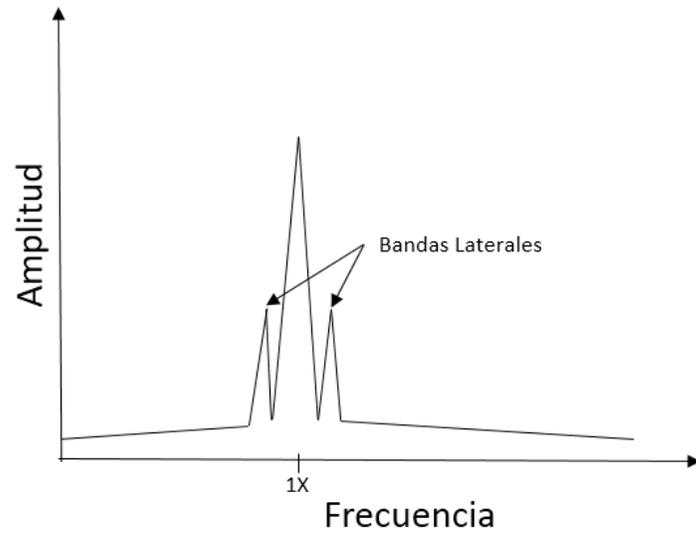


Figura 16: Ejemplo de bandas laterales. [14]

2.4 Torsional

Debido a múltiples razones como por ejemplo desbalanceamiento, roces, problemas en el motor; es posible generar una torsión en un sistema de eje rotatorio. Esta torsión se debe a que existe un cambio en la suma neta de torques en el eje axial del sistema de forma instantánea.

Para este trabajo se pretende medir las pequeñas fluctuaciones o desequilibrios torsionales mediante el ángulo que se crea en el eje axial. A este ángulo se le llama torsional o variación angular instantánea (VAI); es decir el ángulo formado por la acción de una torsión respecto a un eje. Cabe destacar que el ángulo se asocia a un plano específico, el cual para este trabajo es aquel donde se ubica el codificador. Para aclarar gráficamente este ángulo, se puede observar la *Figura 17*.

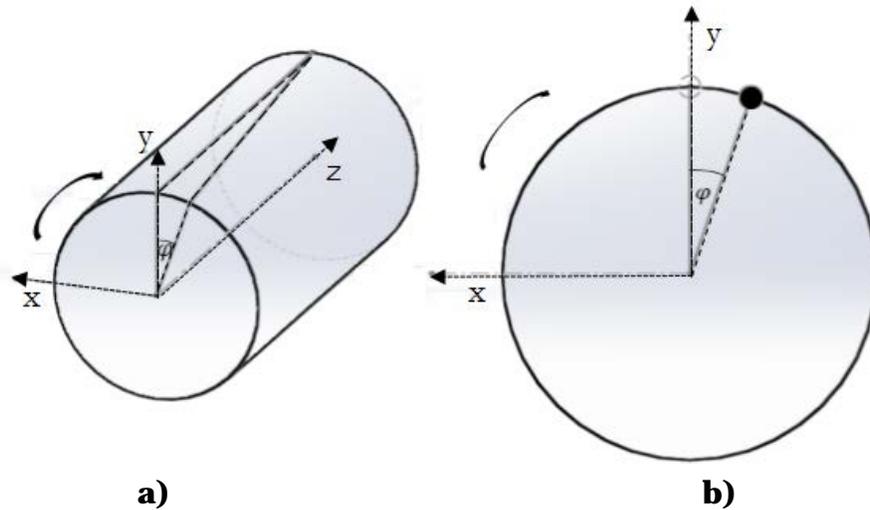


Figura 17: a) Vista 3D, donde se muestra la torsión del eje b) Vista 2D con torsional, donde se muestra punto antes y después de la torsión.

2.5 Codificador

Un codificador, también llamado encoder, es un dispositivo cuyo objetivo es convertir información desde un formato a otro, ya sea para medir velocidad, posición, aceleración, etc.

Para este trabajo el codificador busca medir ángulos barridos respecto al paso del tiempo. El codificador debe ser de un material metálico (en este caso duraluminio), ya que se trabaja con sensores de proximidad que generan una inducción de corriente y por lo tanto, sólo es posible medir mediante materiales metálicos (o conductores). En las *Figura 18* y *Figura 19* se pueden apreciar la forma y el posicionamiento del codificador respecto al sensor.

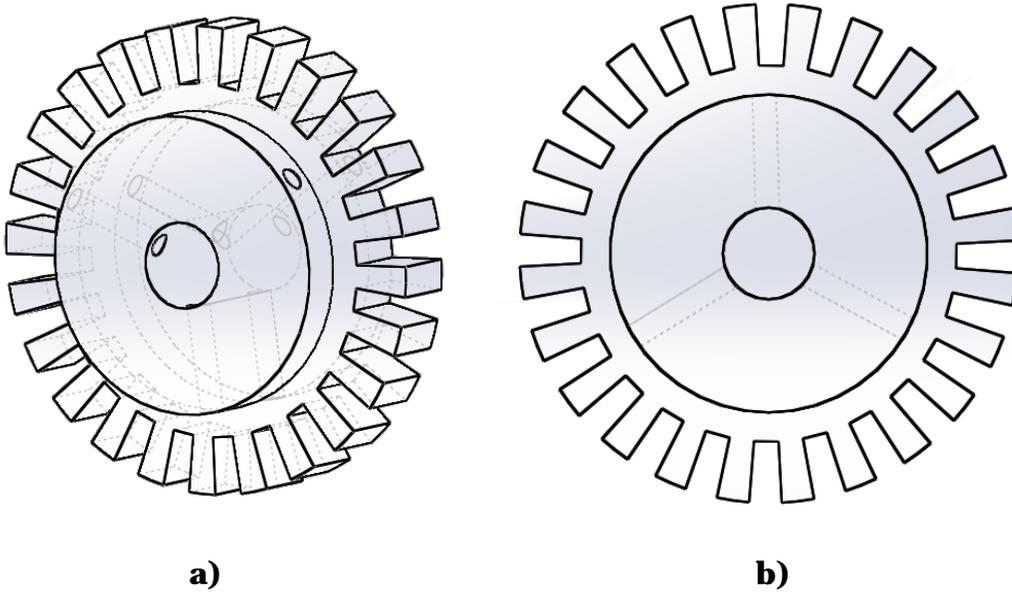


Figura 18: Codificador a) Vista 3D b) Vista 2D.

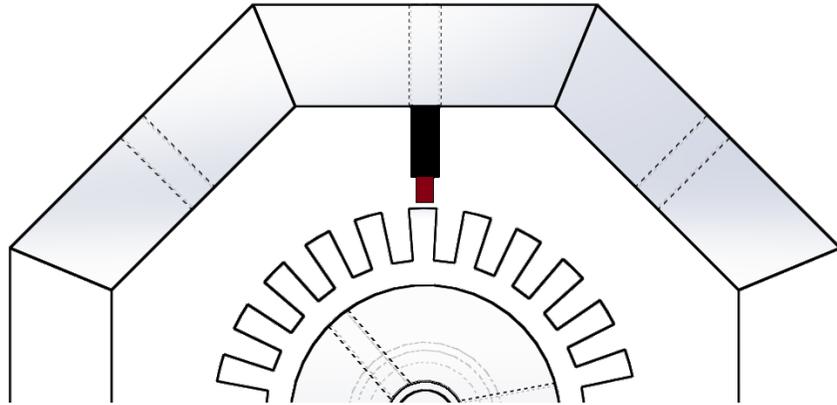


Figura 19: Montaje teórico codificador con sensor.

2.6 Sensores

Los sensores usados para este trabajo son sensores de desplazamiento o conocidos también como proxímetros, los cuales se usan en sistemas de bajas frecuencias (menores a 1000 Hz). Los proxímetros (*Figura 20 y Figura 21*) se usan para medir desplazamiento axial o radial en ejes. Se instalan normalmente en zonas perimetrales cercanas al eje de giro, y detectan el desplazamiento del eje en relación a su posición de anclaje, por medio de cambios de voltaje. [15] [16]

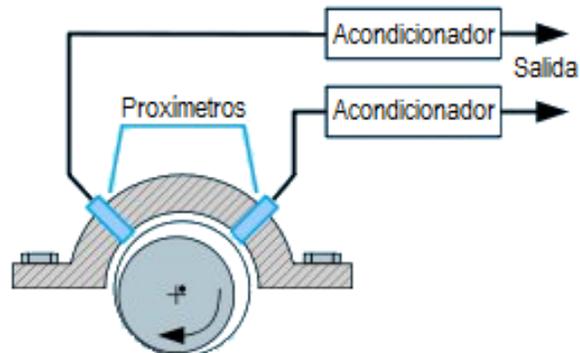


Figura 20: Ejemplo posicionamiento proxímetro.

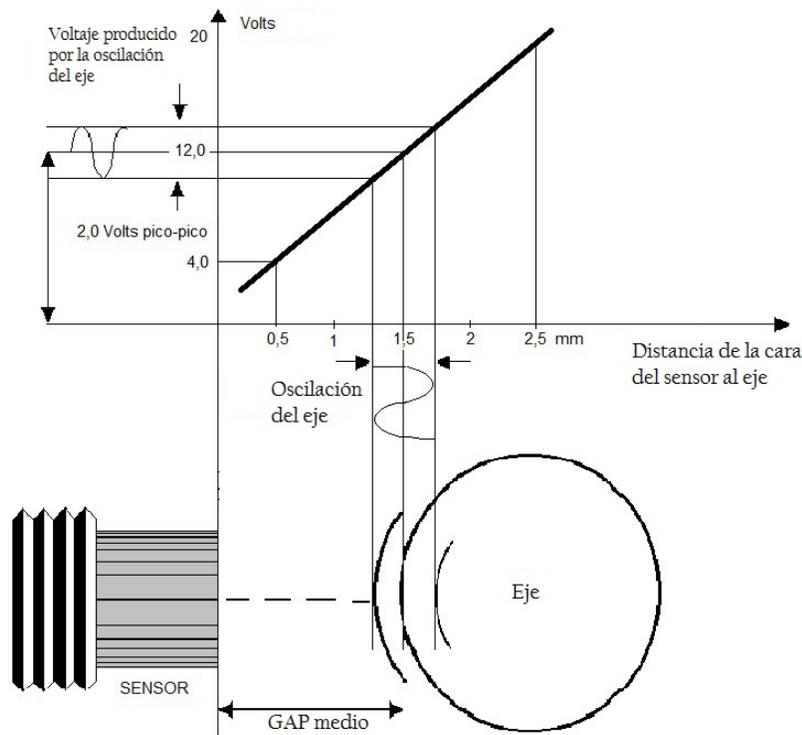


Figura 21: Esquema de funcionamiento del proxímetro. [16]

2.7 TIMS

La Metodología TIMS o Time Interval Measurement System, es una herramienta que busca determinar la velocidad angular de giro del sistema, al medir intervalos de tiempo en base a un tiempo de referencia, como por ejemplo conociendo la velocidad angular de giro del sistema.

$$t_{ref} = \frac{n}{N \cdot f_{eje}} \quad (1)$$

donde:

t_{ref} : Tiempo de referencia.

n : Contador de paso de dientes.

N : Número total de dientes en la rueda.

f_{eje} : Frecuencia referencial de giro del eje.

En la *Figura 22* se aprecia gráficamente los tiempos referenciales y los tiempos reales.

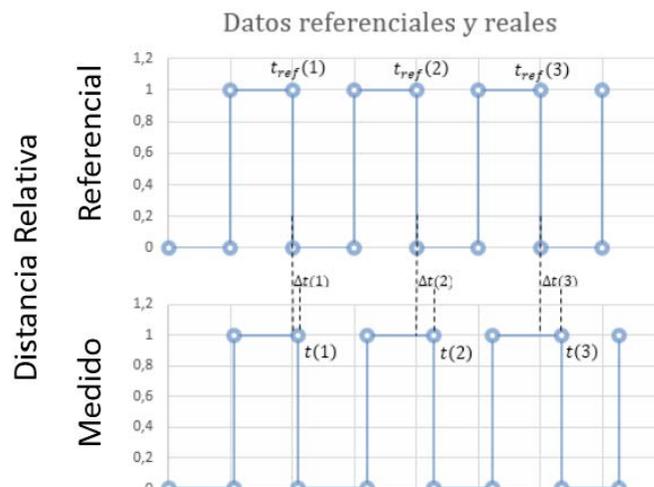


Figura 22: Relación gráfica entre datos de referencia y ensayos.

De esto se puede apreciar que existe un “gap” o diferencia entre el tiempo de referencia y el tiempo medido, es decir.

$$\Delta t(n) = t_{codificador}(n) - t_{ref}(n) \quad (2)$$

donde:

$t_{codificador}$: Tiempo medido por el sensor por cada paso de diente.

t_{ref} : Tiempo de referencia.

n : Contador de paso de dientes.

Cabe señalar que la forma de tomar estos datos es mediante un sensor proximal, donde se registra la distancia que existe entre el lugar de medición y la superficie a medir. Por lo que se puede apreciar que existe una correspondencia entre el paso de un diente y el paso numérico de 1 al 0.

La vista lateral del sistema y la ubicación de un sensor se pueden apreciar en la *Figura 22*.

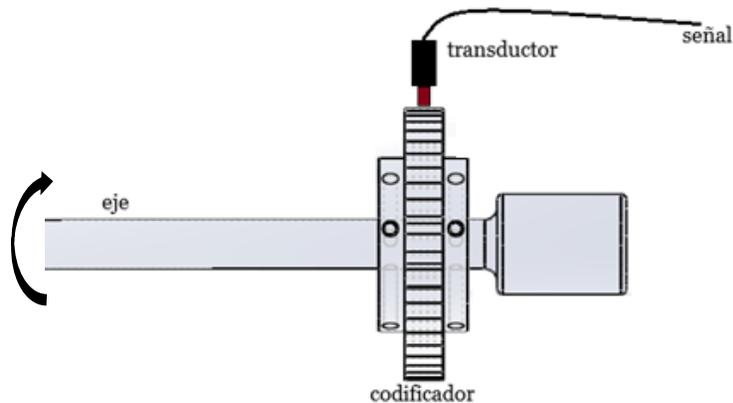


Figura 23: Ubicación de sensores.

Con los tiempos referenciales y los tiempos adquiridos por las señales que entrega el sensor, se puede conocer la variación angular en función del n-ésimo diente.

$$\theta(n) = \Delta t(n) \cdot f_{eje} \cdot 2 \cdot \pi \quad (3)$$

Además existe un paso de referencia, el cual mediante el número total de dientes y la frecuencia del eje se puede establecer como:

$$\Delta t_{paso} = \frac{1}{f_{eje} \cdot N} \quad (4)$$

donde:

f_{eje} : Frecuencia al cual gira el eje.

N : Número total de dientes.

Finalmente, mediante las *ecuaciones 5 y 6*, se puede tener la información de la variación angular en función del tiempo y el tiempo en función del paso del n-ésimo diente, lo que posteriormente es fundamental en el procesamiento del análisis espectral.[17]

$$\theta(t(n)) = \theta(n) \quad (5)$$

$$t(n) = \Delta t_{paso} \cdot n \quad (6)$$

2.8 Relaciones Geométricas

La clave de este método reside en establecer una relación entre los movimientos laterales del eje y la medición de la velocidad angular instantánea. Para esto se hace necesario suponer que la variación angular instantánea, medida con un codificador, se puede descomponer en una componente torsional y movimientos o laterales, es decir: movimiento en el eje x y movimiento en el eje y .

$$\theta = \theta_{real} + \Delta\theta_{lateral} \quad (14)$$

En la *Figura 24* se puede apreciar la relación que existe entre el codificador y el sensor sin un movimiento lateral, esto se muestra para dar contexto a la relación geométrica.

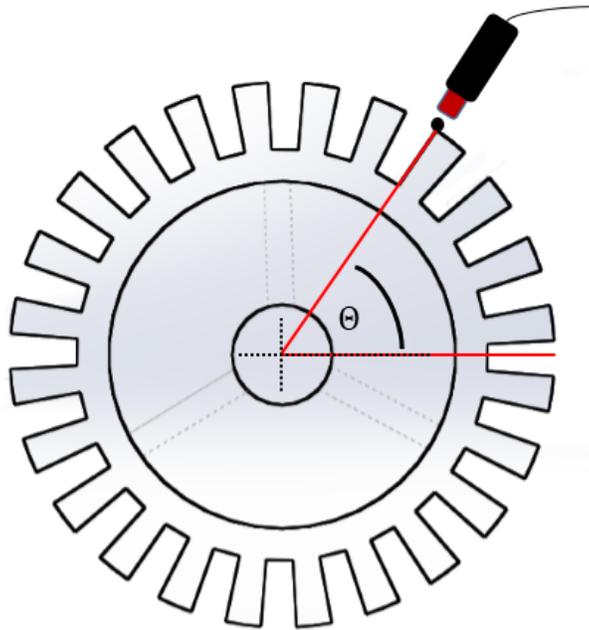


Figura 24: Esquema entre sensor y codificador sin movimiento lateral.

Debido a movimientos en el eje lateral x ; y el eje lateral y , existe una variación angular, la cual se puede apreciar en el siguiente esquema.

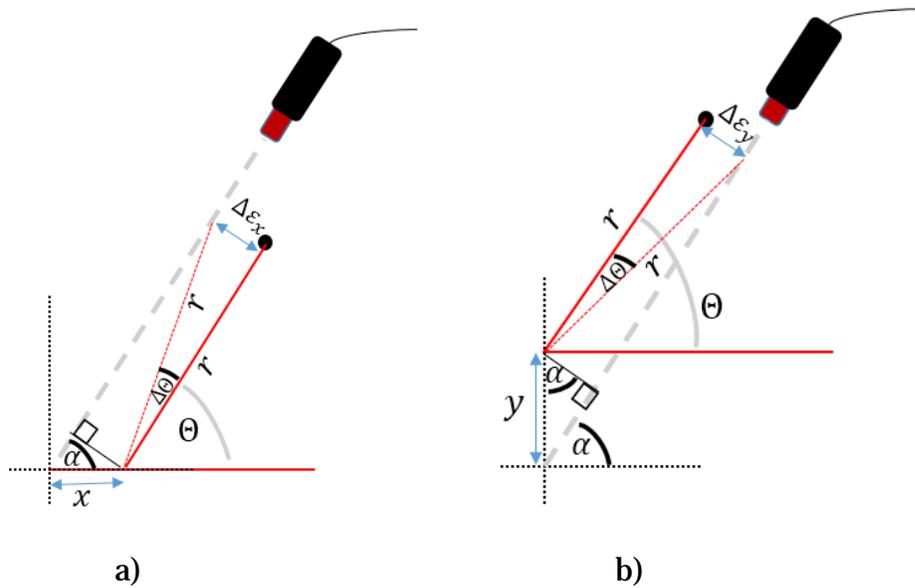


Figura 25: Esquema Movimientos Laterales a) Movimiento en el eje x b) Movimiento en el eje y.

Si se toma el caso de la *Figura 25.a*, se puede apreciar que un movimiento positivo en el eje x genera una torsión artificial $\Delta\theta_x$, y un movimiento positivo en el eje y (*Figura 25.b*) genera una torsión artificial $\Delta\theta_y$. Además existe un ángulo α formado entre el eje horizontal y el eje del sensor. El radio externo del codificador se denota con la letra r .

El movimiento positivo en el eje x produce un desplazamiento $\Delta\epsilon_x$, donde:

$$\Delta\epsilon_x = x \cdot \sin(\alpha) = r \cdot \sin(\Delta\theta_x) \quad (15)$$

Debido a lo pequeño del ángulo ($\beta \rightarrow 0$) se puede aproximar de la forma $\sin(\beta) \approx \beta$ con lo que:

$$\Delta\epsilon_x = x \cdot \sin(\alpha) = r \cdot \Delta\theta_x \quad (16)$$

$$\Delta\theta_x = \frac{x}{r} \cdot \sin(\alpha) \quad (17)$$

Para el caso del movimiento positivo en el eje y , *Figura 24.b*, se tiene que:

$$\Delta\varepsilon_y = y \cdot \cos(\alpha) = r \cdot \sin(\Delta\theta_y) \quad (18)$$

Con $\sin(\beta) \approx \beta$ para $\beta \rightarrow 0$.

$$\Delta\varepsilon_y = y \cdot \cos(\alpha) = r \cdot \Delta\theta_y \quad (19)$$

$$\Delta\theta_y = \frac{y}{r} \cdot \cos(\alpha) \quad (20)$$

En la *Figura 25* se aprecia que un movimiento positivo en el eje x produce un retardo en la toma de datos del sensor y un movimiento positivo en el eje y produce una toma prematura de datos, por lo que tomando en cuenta esto se puede establecer la siguiente relación. [17]

$$\theta(t_i)_{reg} = \theta(t_i) - \Delta\theta_x + \Delta\theta_y \quad (21)$$

Reemplazando.

$$\theta(t_i)_{reg} = \theta(t_i) - \frac{x_i}{r} \cdot \sin(\alpha) + \frac{y_i}{r} \cdot \cos(\alpha) \quad (22)$$

2.9 Matriz de Transformación

Al existir 3 componentes (las componentes laterales x , y ; y además θ) en los cuales se puede descomponer la torsional registrada (θ_{reg}) se hace necesario 3 mediciones independientes entre sí, para obtener una matriz que relacione estas variables, las cuales se traducen en tres sensores diferentes ubicados con 3 ángulos α distintos.

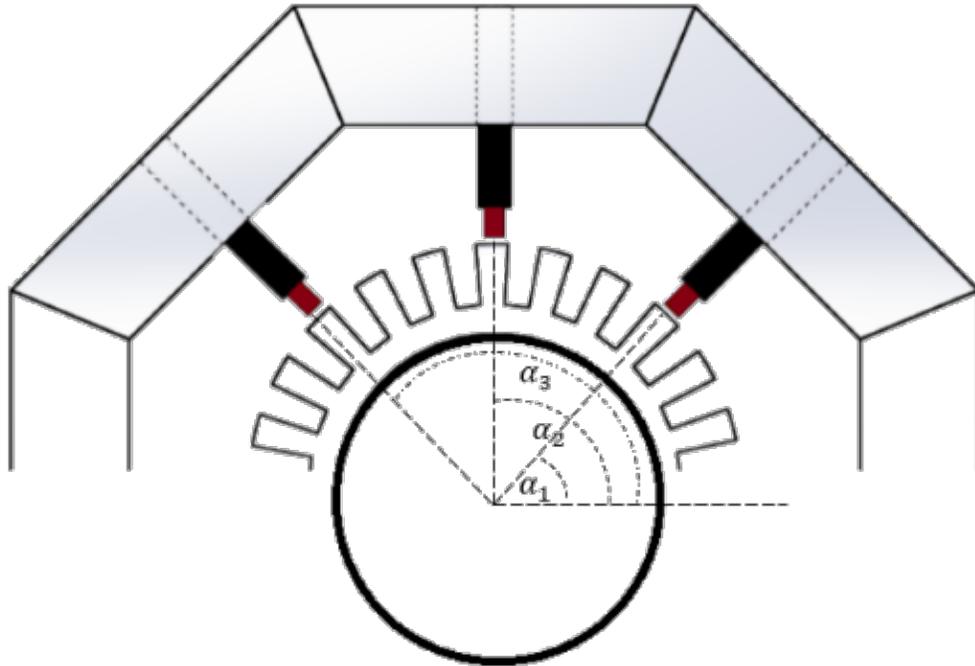


Figura 26: Múltiples sensores.

Por lo que según esta configuración, *Figura 25*, se tiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\theta_1(t_i)_{reg} = \theta(t_i) - \frac{x_i}{r} \cdot \sin(\alpha_1) + \frac{y_i}{r} \cdot \cos(\alpha_1) \quad (23)$$

$$\theta_2(t_i)_{reg} = \theta(t_i) - \frac{x_i}{r} \cdot \sin(\alpha_2) + \frac{y_i}{r} \cdot \cos(\alpha_2) \quad (24)$$

$$\theta_3(t_i)_{reg} = \theta(t_i) - \frac{x_i}{r} \cdot \sin(\alpha_3) + \frac{y_i}{r} \cdot \cos(\alpha_3) \quad (25)$$

Combinando las ecuaciones 23, 24 y 25 se establece la siguiente ecuación matricial.

$$\begin{pmatrix} \theta_1(t_i)_{reg} \\ \theta_2(t_i)_{reg} \\ \theta_3(t_i)_{reg} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & \frac{-\sin(\alpha_1)}{r} & \frac{\cos(\alpha_1)}{r} \\ 1 & \frac{-\sin(\alpha_2)}{r} & \frac{\cos(\alpha_2)}{r} \\ 1 & \frac{-\sin(\alpha_3)}{r} & \frac{\cos(\alpha_3)}{r} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta(t_i) \\ x(t_i) \\ y(t_i) \end{pmatrix} \quad (26)$$

Para ir desde las componentes torsionales registradas $\theta_k(t_i)_{reg}$ a $y(t_i)$, $x(t_i)$ y $\theta(t_i)$, se tiene que.

$$\begin{pmatrix} \theta(t_i) \\ x(t_i) \\ y(t_i) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & \frac{-\sin(\alpha_1)}{r} & \frac{\cos(\alpha_1)}{r} \\ 1 & \frac{-\sin(\alpha_2)}{r} & \frac{\cos(\alpha_2)}{r} \\ 1 & \frac{-\sin(\alpha_3)}{r} & \frac{\cos(\alpha_3)}{r} \end{pmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} \theta_1(t_i)_{reg} \\ \theta_2(t_i)_{reg} \\ \theta_3(t_i)_{reg} \end{pmatrix} \quad (27)$$

Por lo que además de los datos obtenidos, es necesario definir los ángulos y el radio del codificador. [17]

3 Medición Experimental

3.1 Montaje

Para la realización de este trabajo se cuenta con un banco de pruebas, *Figura 27*, el cual permite realizar el montaje de las fallas que se pretenden estudiar. [9]

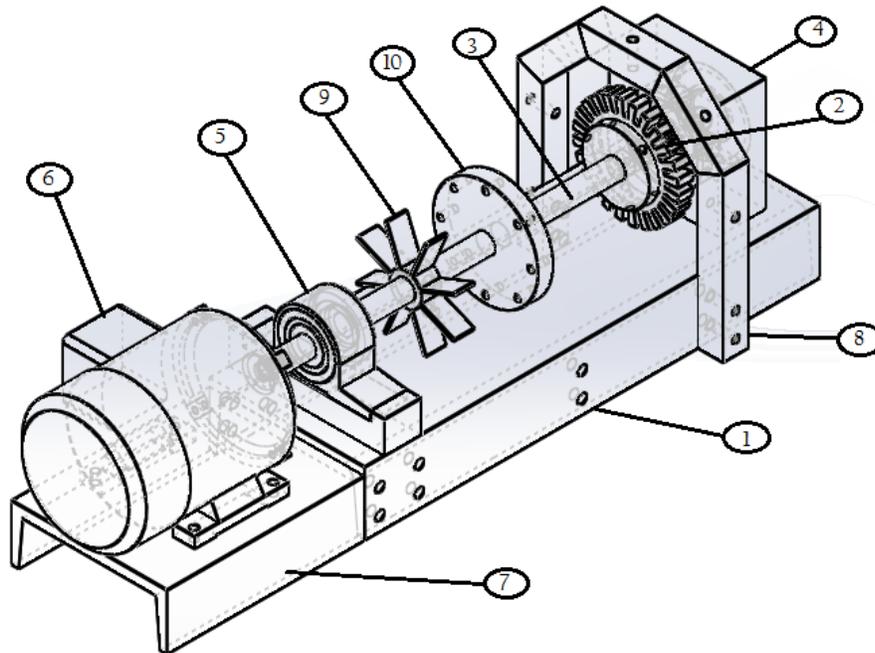


Figura 27: Esquema montaje experimental.

Tabla 1: Componentes Banco de Pruebas.

ITEM	DESCRIPCIÓN
1	Base apoyo sistema rotatorio
2	Codificador
3	Eje de ϕ 19 mm
4	Rodamiento
5	Rodamiento de pedestal
6	Motor de 1,1 [kW]
7	Base apoyo motor
8	Soporte para sensores
9	Turbina
10	Porta peso

- ✦ **Base del sistema rotatorio:** Es la base donde se encuentra el eje principal junto con los componentes de apoyo y toma de datos, mide aproximadamente 400 mm de largo.
- ✦ **Codificador:** Consta de 24 dientes y 106 mm de diámetro externo.
- ✦ **Eje:** Posee un largo de 400 mm aproximadamente y un diámetro de 19 mm, se encuentra apoyado en dos descansos y conectado mediante un acople al motor.
- ✦ **Rodamientos:** Se encuentran en los extremos del eje para soporte del sistema que da la posibilidad de rotar libremente.
- ✦ **Motor:** Motor de potencia 1,5 HP y 50 Hz. Se encuentra acoplado al eje y conectado a un variador de frecuencia.
- ✦ **Soporte para sensores:** Se encuentra sujeto a la base del sistema rotatorio y sirve para posicionar los sensores radiales al eje. Existen 5 posiciones donde los sensores pueden ser sujetos, es decir 5 ángulos diferentes respecto a la horizontal.
- ✦ **Turbina:** Esta es una simulación de una turbina de 8 álabes.
- ✦ **Porta pesos:** En este disco se ubican pesos para simular el desbalance y también se usa para simular la soltura del porta pesos.

3.2 Pruebas

Las pruebas realizadas en este trabajo son generadas en base de 2 frecuencias de giro diferentes, 5 Hz y 15 Hz.

- ✦ **Sistema Sano:** Es el sistema con el cual se comparan los diferentes casos a estudiar, mostrado en la *Figura 28*.



Figura 28: Banco de pruebas.

- ✦ **Desbalance:** Como se muestra en la *Figura 29*, esta prueba consiste en la colocación de una masa de 82.2 gr. en uno de los orificios del porta pesos, lo que genera un desbalance de masa en el sistema.



Figura 29: Montaje de desbalance.

- ♦ **Desalineación:** El montaje del sistema desalineado paralelamente, como muestra la *Figura 30*, consiste en elevar la plataforma que sustenta el sistema de giro por sobre la que sostiene el motor, esto produce una diferencia entre el centro del eje del motor y el centro del eje del sistema de aproximadamente 1,5 [mm].



Figura 30: Montaje de desalineación.

Roce Continuo: Se posiciona un elemento rígido que interactúa constantemente con el eje del sistema provocando un roce continuo (*Figura 31*).



Figura 31: Montaje de roce continuo.

- ♦ **Roce Alterno:** Se posiciona un elemento rígido alrededor del eje que topa en cada una vuelta con una barra ubicada en el porta pesos, como se muestra en la *Figura 32*.



Figura 32: Montaje de roce alternativo.

- ♦ **Grieta eje:** Se posee un eje con una grieta ya generada. La grieta está dispuesta perpendicular al eje (*Figura 33*).



Figura 33: Montaje de grieta de eje.

- ♦ **Picadura rodamiento pista externa:** Se poseen 2 rodamientos de similares características, uno sano y otro con picadura en pistas externa, tal como se muestra esquemáticamente en la *Figura 34*.



Figura 34: Picadura de rodamiento.

- ♦ **Grieta en álabe de turbina:** Se poseen 2 turbinas de similares características, una sana y otra con una grieta en un álabe (*Figura 35*).



Figura 35: Montaje de grieta en álabe de turbina.

- ♦ **Sin un álabe:** A la turbina (8 álabes) se le quita un álabe para conocer el comportamiento de esta falla, como se aprecia en la *Figura 36*.



Figura 36: Montaje turbina sin álabe.

- ♦ **Soltura de Pernos:** Se sueltan los pernos de anclaje del rodamiento de soporte (*Figura 37*).

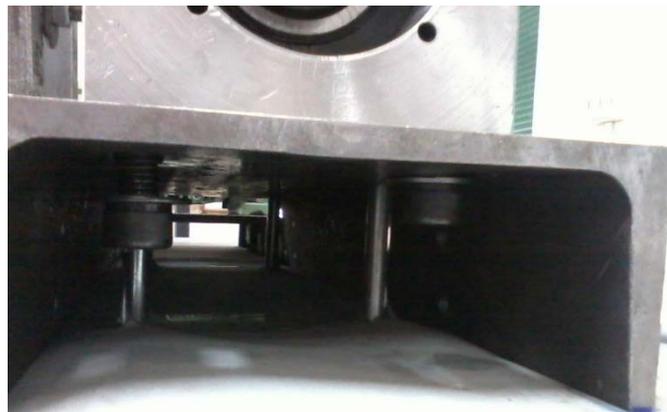


Figura 37: Montaje de soltura de pernos.

- ♦ **Soltura de Porta Peso:** Se suelta el porta peso quedando este sin sujeción al eje, por lo que al girar el sistema se crea un juego entre el eje y el porta pesos.

- ♦ **Falla del motor:** Una de las fallas donde se plantea la sensibilidad de la componente torsional es en el rompimiento de una de las barras del rotor de un motor asíncrono (*Figura 38*).



Figura 38: Falla de barras del rotor del motor.

3.3 Metodología

La metodología seguida en este trabajo de título se muestra en la *Figura 39*.



Figura 39: Esquema metodológico.

- ✦ **Diseño y manufactura del banco de pruebas:** Es la base para la toma de datos, antes de esto no se puede hacer nada de lo propuesto.
- ✦ **Toma de datos del sistema sano:** Se toman los datos y se hace un análisis espectral para caracterizar el sistema sano.
- ✦ **Toma de datos del sistema con fallas:** Una vez tomados los datos del sistema sin fallas se procede a generar fallas particulares al sistema y obtener así los datos y el análisis espectral del sistema mediante el algoritmo creado (Anexo).
- ✦ **Comparación espectral entre ejes x e y y con la componente torsional:** Como se tienen los datos tanto del sistema sano como los datos de los sistemas fallados, se procede a comparar la sensibilidad de estas fallas respecto a la torsional y las componentes x e y.
- ✦ **Conclusión:** Ya con los resultados se puede observar si la componente torsional y el método implementado en este trabajo permiten responder lo planteado en los objetivos.

Otro aspecto importante en la metodología a seguir es el proceso de la información, es decir el punto que se encuentra entre la toma de datos y la comparación espectral. En la *Figura 40* se aprecia esquemáticamente el flujo de la información entre la toma de datos y el análisis espectral.

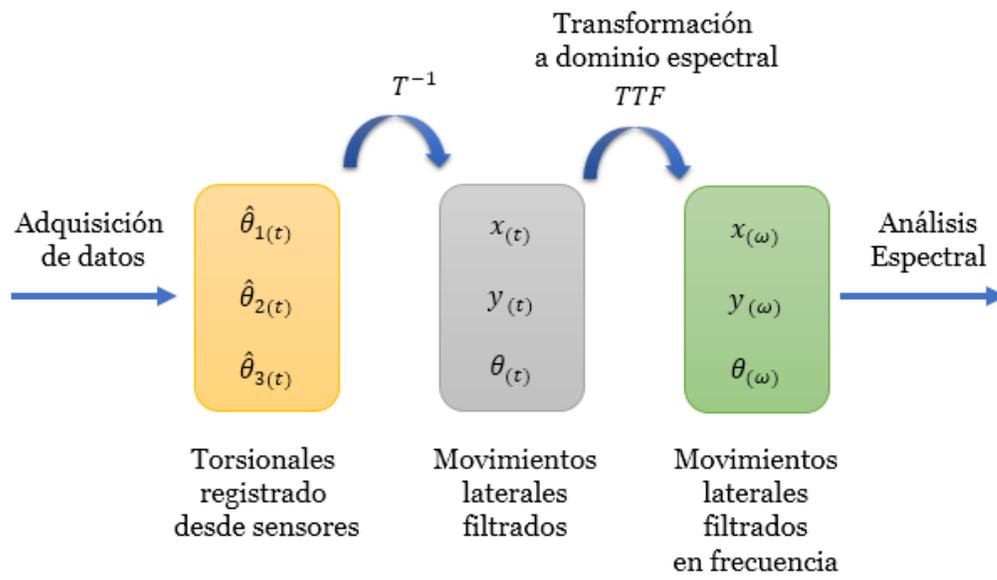


Figura 40: Flujo de información.

4 Resultados y Análisis

A continuación se muestran los resultados experimentales de diversos estados del sistema, los resultados se presentan con la frecuencia normalizada a la frecuencia de giro, tanto para 5 Hz como 15 Hz.

La configuración general del sistema se aprecia en la *Tabla 2*, donde se puede apreciar el diámetro del codificador, la frecuencia de giro del eje, la frecuencia de adquisición de los datos y los ángulos donde se posicionan los sensores de acuerdo a lo mostrado en la *Figura 26*.

Tabla 2: Configuración sistema en 5 Hz.

Variable	medida	Unidad
Diámetro codificador	106	mm
Frecuencia de giro eje	≈ 5	Hz
Frecuencia adquisición datos	6	kHz
Ángulo 1er sensor	Pi/4	rad
Ángulo 2do sensor	Pi/2	rad
Ángulo 3er sensor	3Pi/4	rad

Tabla 3: Configuración sistema en 15 Hz.

Variable	medida	Unidad
Diámetro codificador	106	mm
Frecuencia de giro eje	≈ 15	Hz
Frecuencia adquisición datos	6	kHz
Ángulo 1er sensor	Pi/4	rad
Ángulo 2do sensor	Pi/2	rad
Ángulo 3er sensor	3Pi/4	rad

4.1 Sistemas Sanos

Este sistema (*Figura 41 y Figura 42*) se usa como base para la comparación con el resto de los sistemas, por lo que en las próximas figuras se muestran, tanto el sistema sano como el sistema enfermo, en un mismo gráfico.

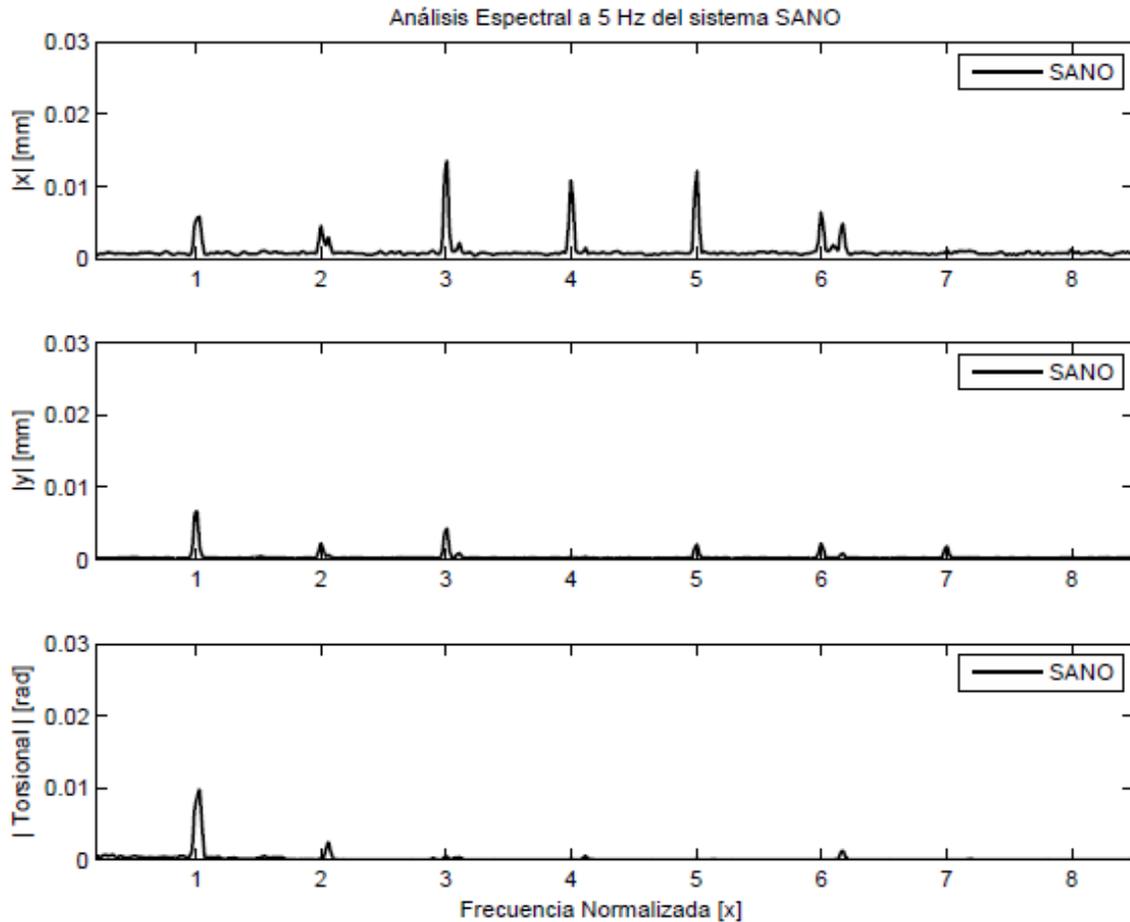


Figura 41: Gráfico de densidad espectral 5 Hz sano.

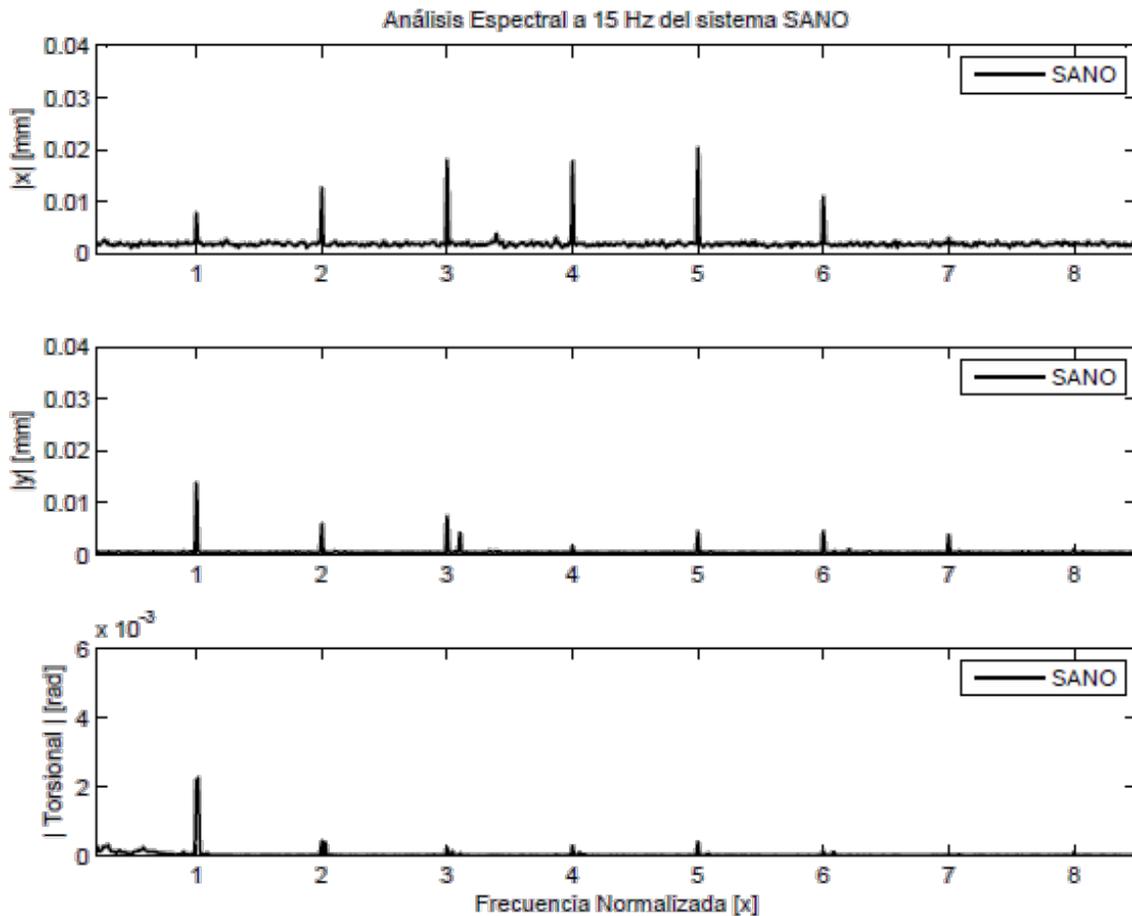


Figura 42: Gráfico de densidad espectral 15 Hz (sano).

Se puede apreciar en ambos gráficos la existencia de peaks en los armónicos, lo que indica que el montaje no es perfecto. Posiblemente exista desbalance, desalineamiento y holguras. Sin embargo, este sistema sirve como comparación respecto al resto de las fallas, que igualmente poseen estos desajustes. Además se puede apreciar una diferencia de vibración en los gráficos x e y , esto se puede explicar a la diferencia de rigidez que poseen las orientaciones x e y .

El valor promedio RMS y la desviación estándar porcentual de las mediciones del sistema sano, girando a 5 Hz, son: en x 0.09 ($\pm 5\%$); en y 0.045 ($\pm 4\%$) y en θ 0.0012 ($\pm 15\%$). En el caso de 15 Hz, son: en x 0.13 ($\pm 4\%$); en y 0.054 ($\pm 4\%$) y en θ 0.0005 ($\pm 8\%$). Cabe destacar que la cantidad de muestras, para cada frecuencia de giro, fue de 30 mediciones de aproximadamente 10 segundos cada una.

4.2 Sistemas con Falla

En base a los resultados obtenidos se comparan los gráficos espectrales. Para esto se compara el sistema sano y cada sistema enfermo en todos sus componentes (desde *Figura 43* hasta *Figura 68*), es decir, componentes laterales (x e y) y la componente torsional, para frecuencias de giro de 5 Hz y 15 Hz.

Además en cada caso se muestra tablas comparativas (*Tablas 4 a 47*), donde la falla provoca un cambio significativo en los armónicos (por sobre un 10% en el cambio del peak) o donde el armónico a tratar posee una amplitud considerable respecto al resto de los peaks; y donde se aprecia la relación entre los valores RMS entre un sistema sano y otro con falla.

4.2.1 Sistema Desbalanceado

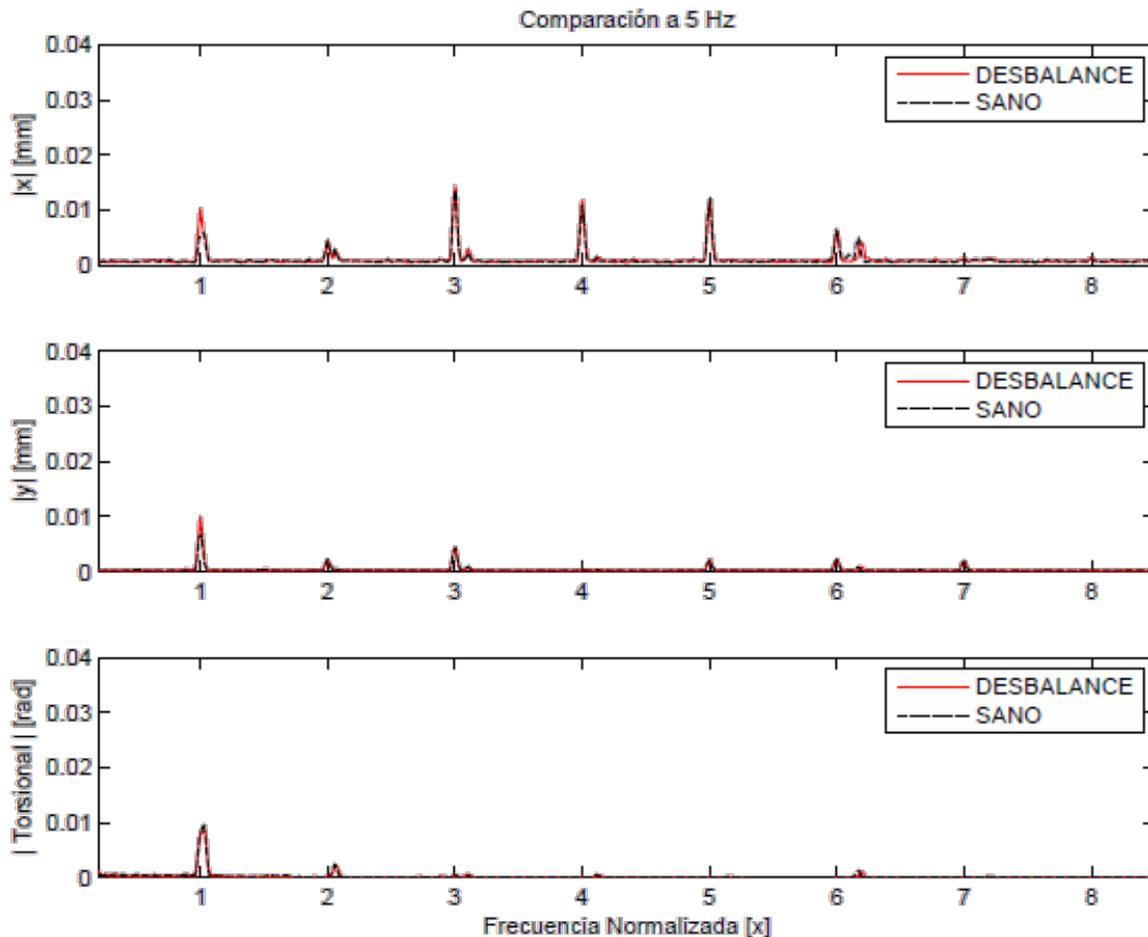


Figura 43: Gráfico de densidad espectral a 5 Hz con desbalance.

Tabla 4: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 5 Hz en desbalance.

Eje/Armónico	1X
X	77%
Y	48%
θ	-13%

Tabla 5: Comparación entre valores RMS: con desbalance y sano a 5 Hz.

Relación RMS	
$\frac{X_{RMS\ CON\ FALLA}}{X_{RMS\ SANO}}$	1.13
$\frac{Y_{RMS\ CON\ FALLA}}{Y_{RMS\ SANO}}$	1.11
$\frac{\theta_{RMS\ CON\ FALLA}}{\theta_{RMS\ SANO}}$	0.95

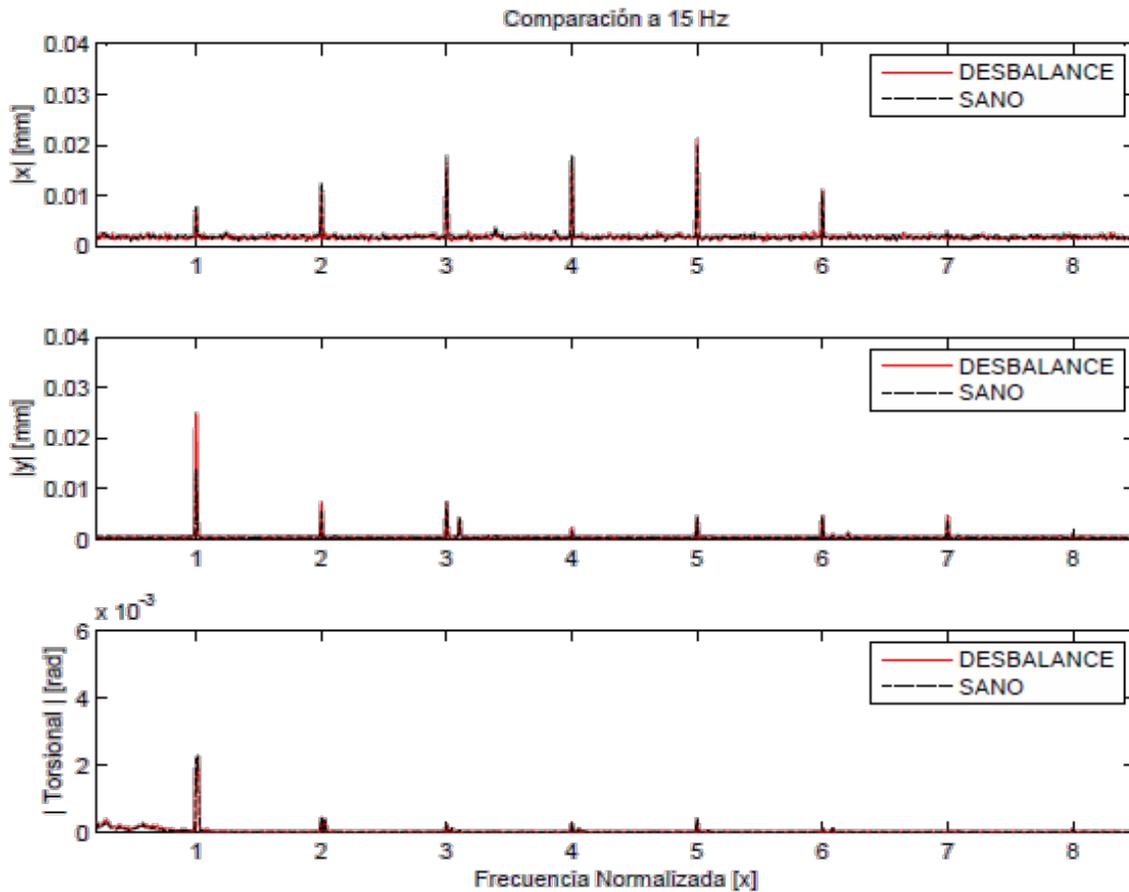


Figura 44: Gráfico de densidad espectral a 15 Hz con desbalance.

Tabla 6: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 15 Hz en desbalance.

Eje/Armónico	1X	2X
X	-	-
Y	80%	24%
θ	-	-

Tabla 7: Comparación entre valores RMS: con desbalance y sano a 15 Hz.

Relación RMS	
$\frac{X_{RMS\ CON\ FALLA}}{X_{RMS\ SANO}}$	0.98
$\frac{Y_{RMS\ CON\ FALLA}}{Y_{RMS\ SANO}}$	1.37
$\frac{\theta_{RMS\ CON\ FALLA}}{\theta_{RMS\ SANO}}$	0.96

Se puede apreciar claramente en las *Tablas 4 y 6*, que tanto en los 5 Hz como en los 15 Hz, la sensibilidad de las componentes laterales *x* e *y*, en 1X juegan un rol mucho más importante que la componente torsional θ , en donde la falla no produce ningún cambio significativo.

4.2.2 Sistema Desalineado

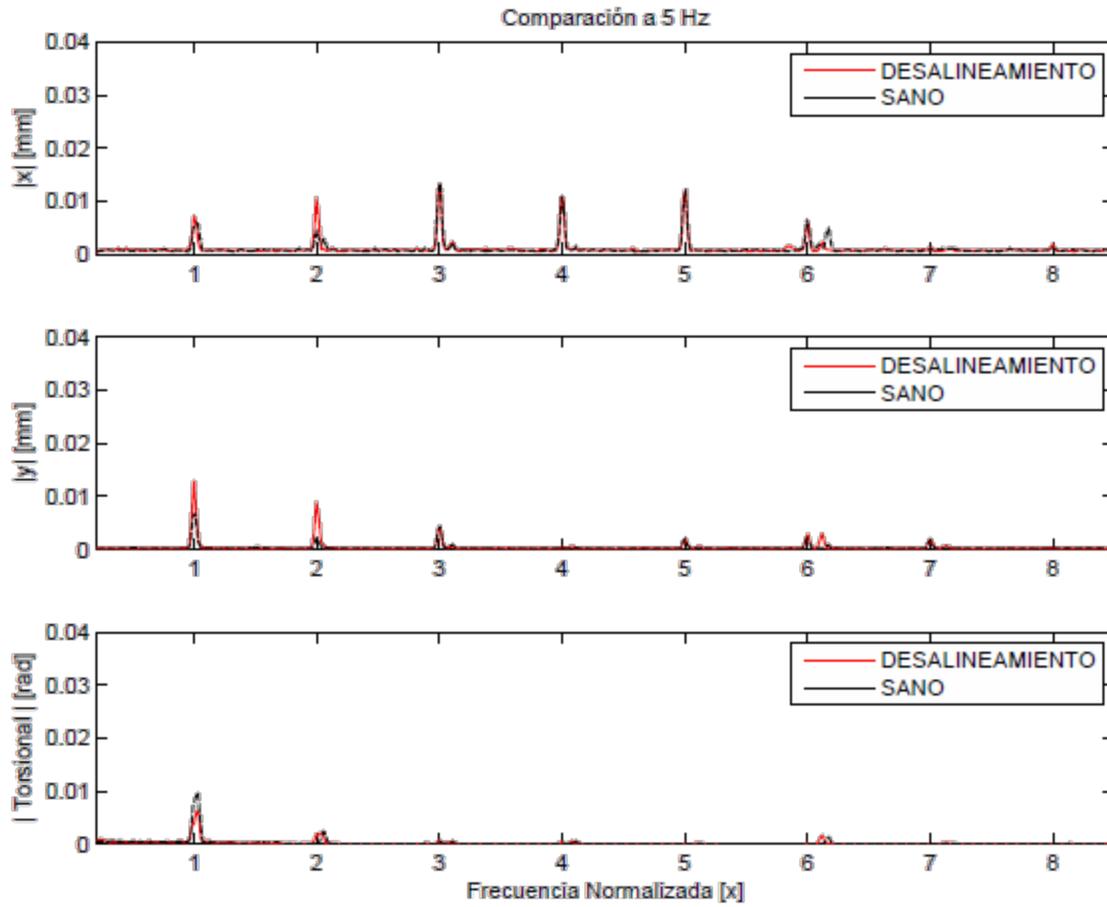


Figura 45: Gráfico de densidad espectral a 5 Hz desalineado.

Tabla 8: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 5 Hz en desalineamiento.

Eje/Armónico	1X	2X
X	24%	134%
Y	92%	271%
θ	-36%	-

Tabla 9: Comparación entre valores RMS: con desalineamiento y sano a 5 Hz.

Relación RMS	
$\frac{X_{RMS\ CON\ FALLA}}{X_{RMS\ SANO}}$	1.04
$\frac{Y_{RMS\ CON\ FALLA}}{Y_{RMS\ SANO}}$	1.64
$\frac{\theta_{RMS\ CON\ FALLA}}{\theta_{RMS\ SANO}}$	0.75

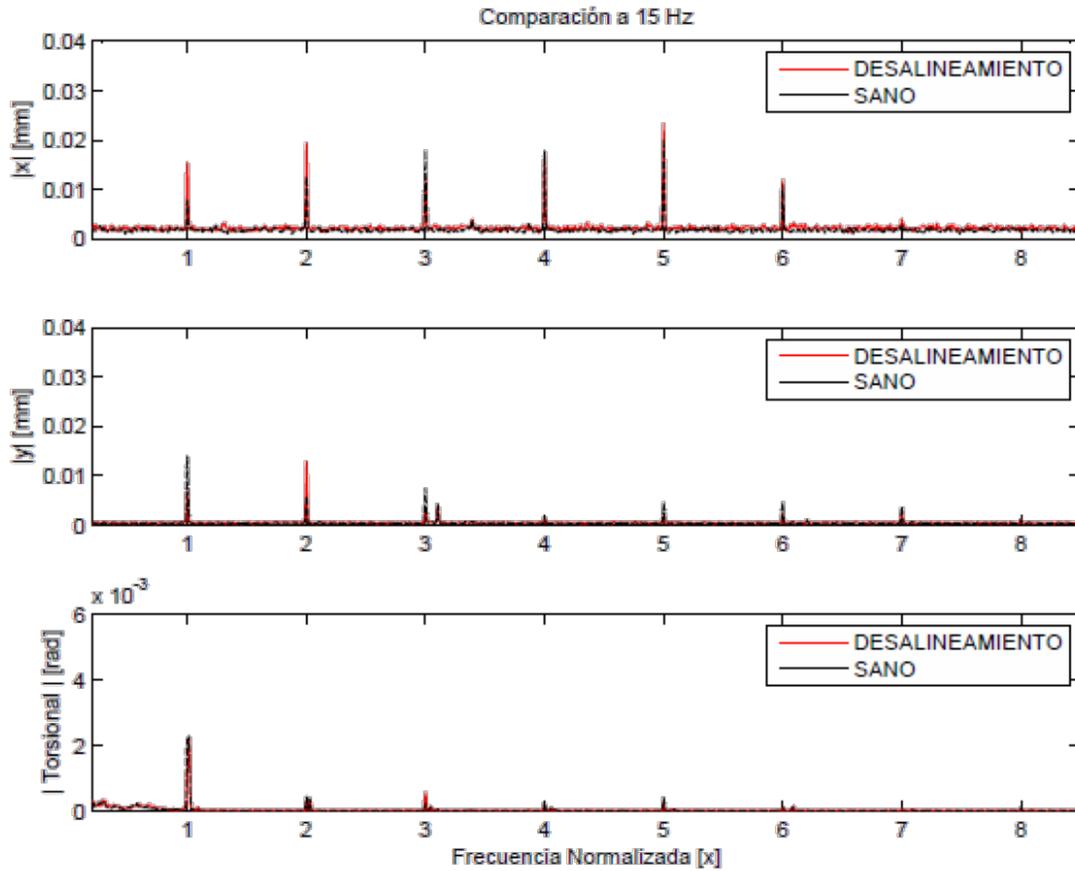


Figura 46: Gráfico de densidad espectral a 15 Hz desalineado.

Tabla 10: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 15 Hz en desalineamiento.

Eje/Armónico	1X	2X	3X	5X	6X
X	97%	58%	-26%	18%	13%
Y	-50%	138%	-48%	-44%	-43%
θ	-	-	129%	-	-

Tabla 11: Comparación entre valores RMS: con desalineamiento y sano a 15 Hz.

Relación RMS	
$\frac{X_{RMS\ CON\ FALLA}}{X_{RMS\ SANO}}$	1.18
$\frac{Y_{RMS\ CON\ FALLA}}{Y_{RMS\ SANO}}$	0.91
$\frac{\theta_{RMS\ CON\ FALLA}}{\theta_{RMS\ SANO}}$	0.91

En el caso del desalineamiento en 5 Hz se puede apreciar claramente que el aumento de peak más significativo corresponde al 1X y 2X, siendo éste último el más significativo (*Tabla 8*).

En el caso de 15 Hz (*Tabla 10*), también se puede apreciar un cambio significativo de peaks en los armónicos 1X y 2X (casos laterales). El caso del armónico 3X torsional, debido a la baja amplitud de éste respecto al 1X, una pequeña fluctuación puede generar grandes cambios por lo que no debiese ser un parámetro tan importante a considerar. Además se observa claramente, tanto en 5 Hz como 15 Hz que el desalineamiento principal se encuentra en el eje *y* ya que existe un mayor incremento porcentual del armónico 2X respecto a la dirección *x*.

Nuevamente en esta falla, las componentes radiales *x* e *y*, preponderan por sobre la componente torsional θ .

4.2.3 Roce Continuo

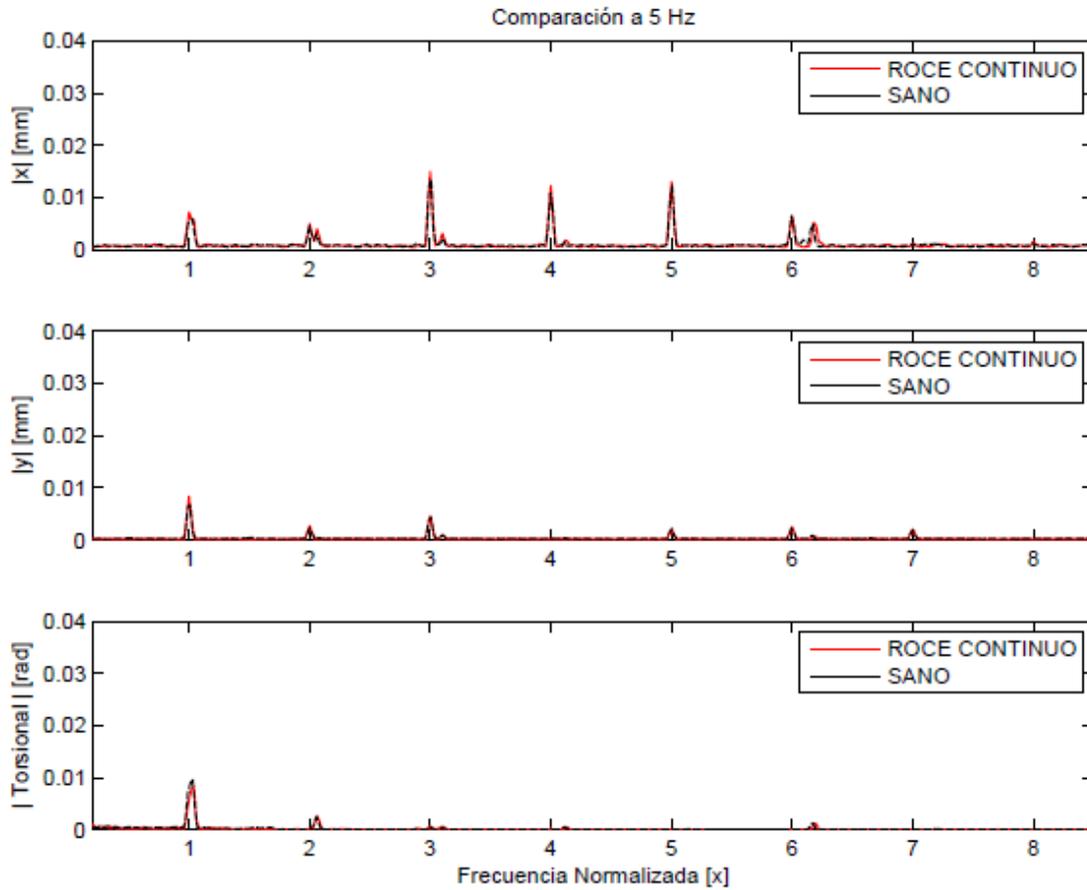


Figura 47: Gráfico de densidad espectral 5 Hz con roce continuo.

Tabla 12: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 5 Hz en roce continuo.

Eje/Armónico	1X
X	23%
Y	25%
θ	-16%

**Tabla 13: Comparación entre valores RMS:
con roce continuo y sano a 5 Hz.**

Relación RMS	
$\frac{X_{RMS\ CON\ FALLA}}{X_{RMS\ SANO}}$	1.04
$\frac{Y_{RMS\ CON\ FALLA}}{Y_{RMS\ SANO}}$	1.04
$\frac{\theta_{RMS\ CON\ FALLA}}{\theta_{RMS\ SANO}}$	0.86

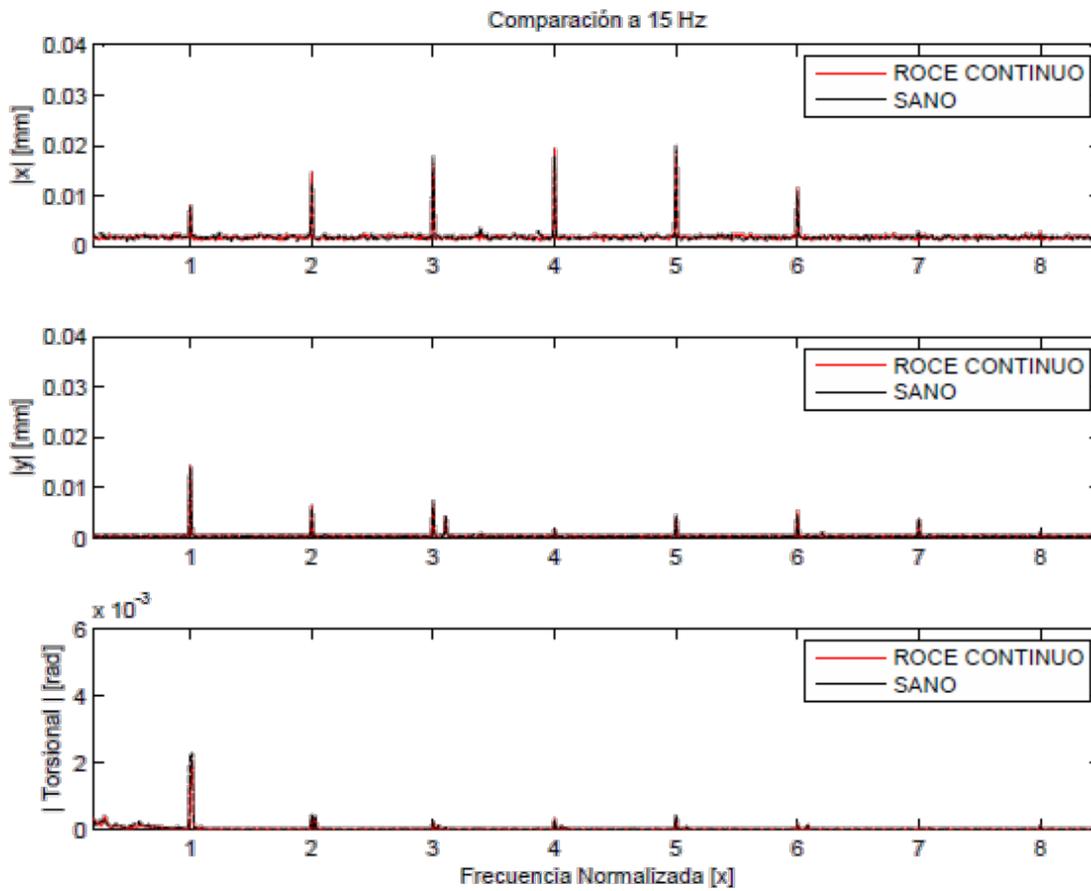


Figura 48: Gráfico de densidad espectral 15 Hz con roce continuo.

Tabla 14: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 15 Hz en roce continuo.

Eje/Armónico	2X	3X
X	17%	-
Y	-	-11%
θ	-	-

Tabla 15: Comparación entre valores RMS: con roce continuo y sano a 15 Hz.

Relación RMS	
$\frac{X_{RMS\ CON\ FALLA}}{X_{RMS\ SANO}}$	1.00
$\frac{Y_{RMS\ CON\ FALLA}}{Y_{RMS\ SANO}}$	1.00
$\frac{\theta_{RMS\ CON\ FALLA}}{\theta_{RMS\ SANO}}$	0.90

El caso de roce continuo se puede apreciar un cambio en la experiencia de 5 Hz en el armónico 1X. El caso de la experiencia de 15 Hz es algo menos notorio, no se aprecian grandes diferencias en los datos (*Tablas 12 y 14*).

Según la experiencia realizada, el torsional no es mejor indicador que las componentes x e y de roce continuo; posiblemente debido a que, pese a que el roce se interpone en el giro del eje y genera un aumento de torque que es persistente en el tiempo, no se aprecian torques instantáneos, lo que sí se reflejaría en los gráficos.

4.2.4 Roce Alterno

Esta falla se compara con un desbalance ya que es el sistema base para provocar la falla de roce alterno.

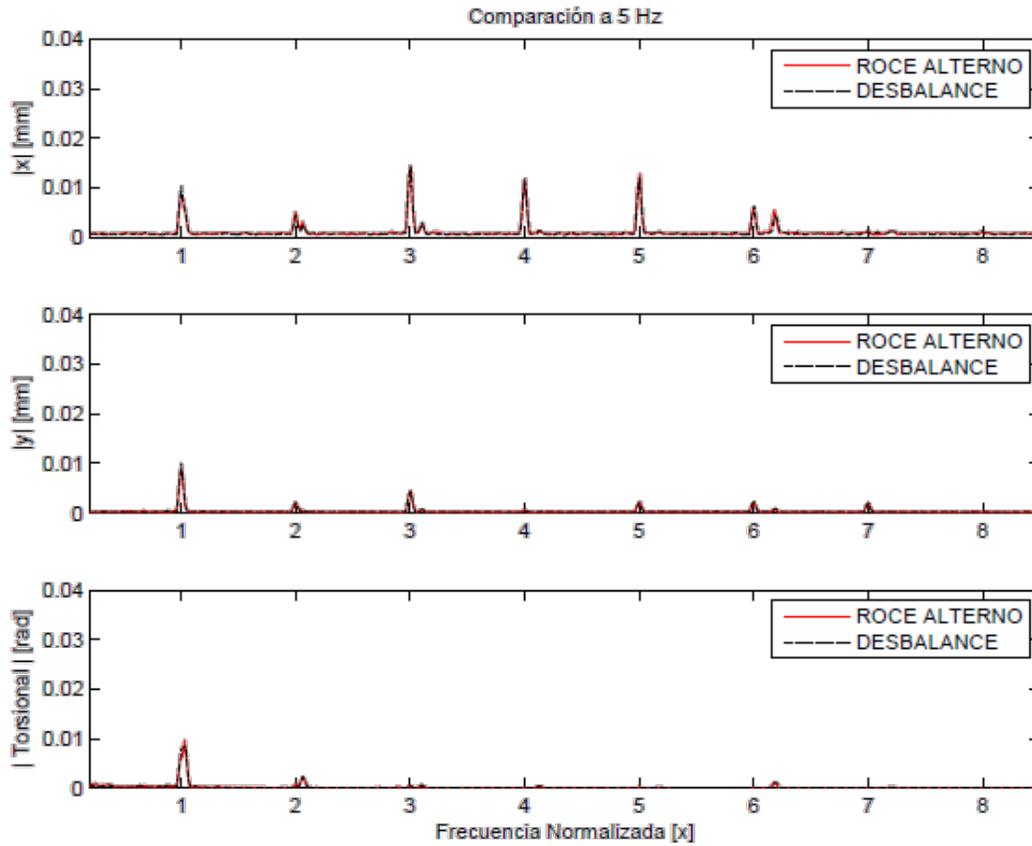


Figura 49: Gráfico de densidad espectral 5 Hz con roce alterno.

Tabla 16: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 5 Hz en roce alterno.

Eje/Armónico	1X	2X
X	-10%	17%
Y	-	-
θ	15%	-

**Tabla 17: Comparación entre valores RMS:
con roce alterno y sano a 5 Hz.**

Relación RMS	
$\frac{X_{RMS\ CON\ FALLA}}{X_{RMS\ SANO}}$	1.03
$\frac{Y_{RMS\ CON\ FALLA}}{Y_{RMS\ SANO}}$	1.01
$\frac{\theta_{RMS\ CON\ FALLA}}{\theta_{RMS\ SANO}}$	0.94

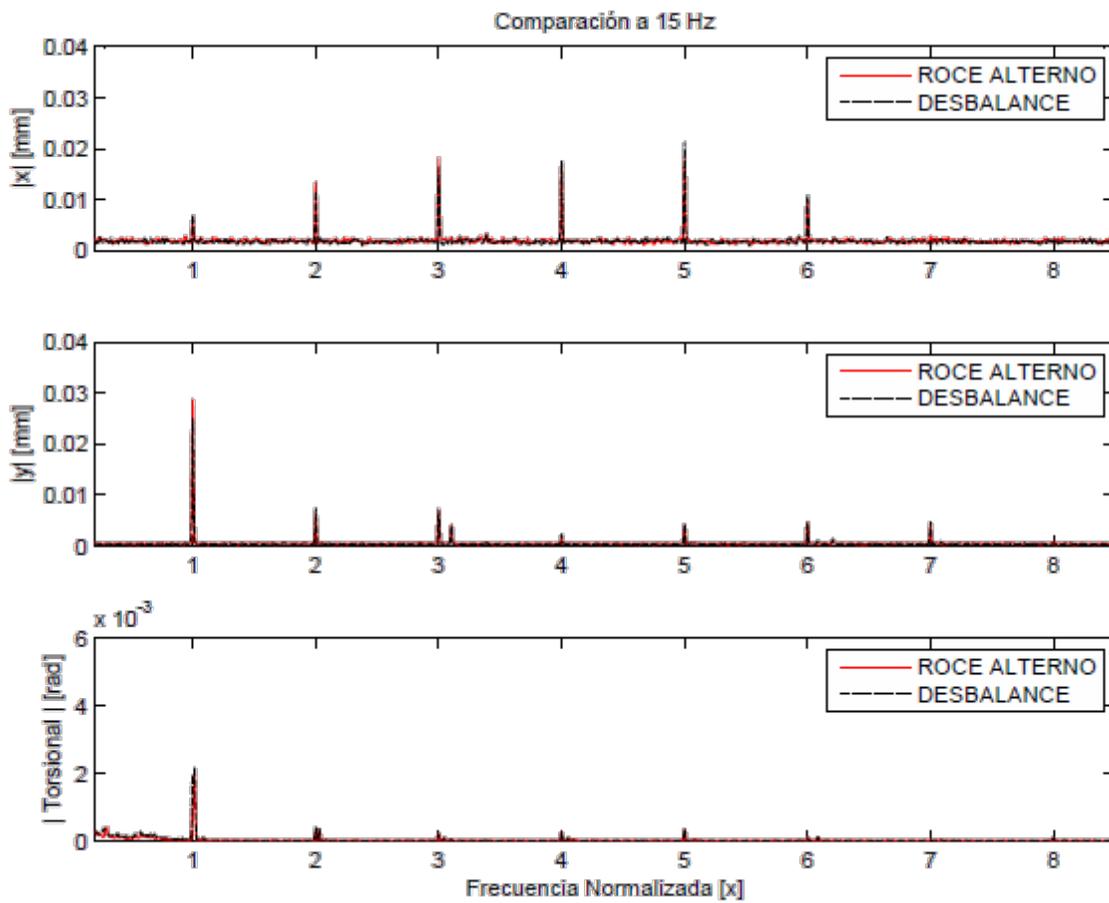


Figura 50: Gráfico de densidad espectral 15 Hz con roce alterno.

Tabla 18: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 15 Hz en roce alterno.

Eje/Armónico	1X	2X	3X
X	-	20%	11%
Y	15%	-	-
θ	-	-	-

Tabla 19: Comparación entre valores RMS: con falla y sano a 15 Hz.

Relación RMS	
$\frac{X_{RMS\ CON\ FALLA}}{X_{RMS\ SANO}}$	1.04
$\frac{Y_{RMS\ CON\ FALLA}}{Y_{RMS\ SANO}}$	1.04
$\frac{\theta_{RMS\ CON\ FALLA}}{\theta_{RMS\ SANO}}$	0.87

En el roce alterno se puede interpretar como un pequeña perturbación que debiese ocurrir cada un giro.

En el caso de 5 Hz se puede apreciar que en el torsional (*Tablas 16 y 18*), específicamente en el armónico 1X se refleja la variación más notoria, lo que es bastante esperable, ya que se generan torques instantáneos que perturban el giro normal del sistema. En el caso de 15 Hz, el resultado no es notorio, ni predecible. Una posible explicación es que, como resultado de la corta duración de la perturbación inducida; el codificador no logra captar de buena forma la señal, por su velocidad de giro y tamaño del diente. Sin embargo debido a la baja amplitud y al no presentarse una tendencia clara tanto en 5 Hz como en 15 Hz, la evidencia no es del todo concluyente.

4.2.5 Grieta en el Eje

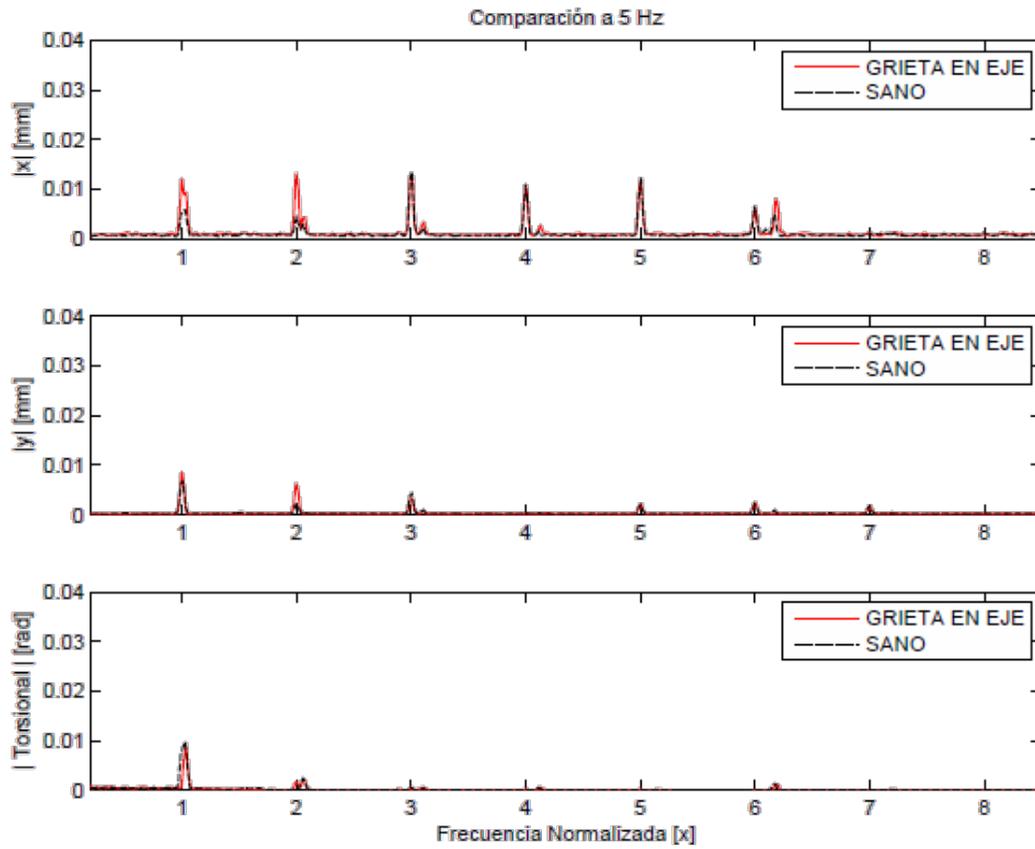


Figura 51: Gráfico de densidad espectral 5 Hz con grieta en eje.

Tabla 20: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 5 Hz en grieta de eje.

Eje/Armónico	1X	2X	3X
X	105%	189%	-
Y	26%	178%	-25%
θ	-	-15%	-

Tabla 21: Comparación entre valores RMS: con grieta de eje y sano a 5 Hz.

Relación RMS	
$\frac{X_{RMS\ CON\ FALLA}}{X_{RMS\ SANO}}$	1.25
$\frac{Y_{RMS\ CON\ FALLA}}{Y_{RMS\ SANO}}$	1.20
$\frac{\theta_{RMS\ CON\ FALLA}}{\theta_{RMS\ SANO}}$	0.75

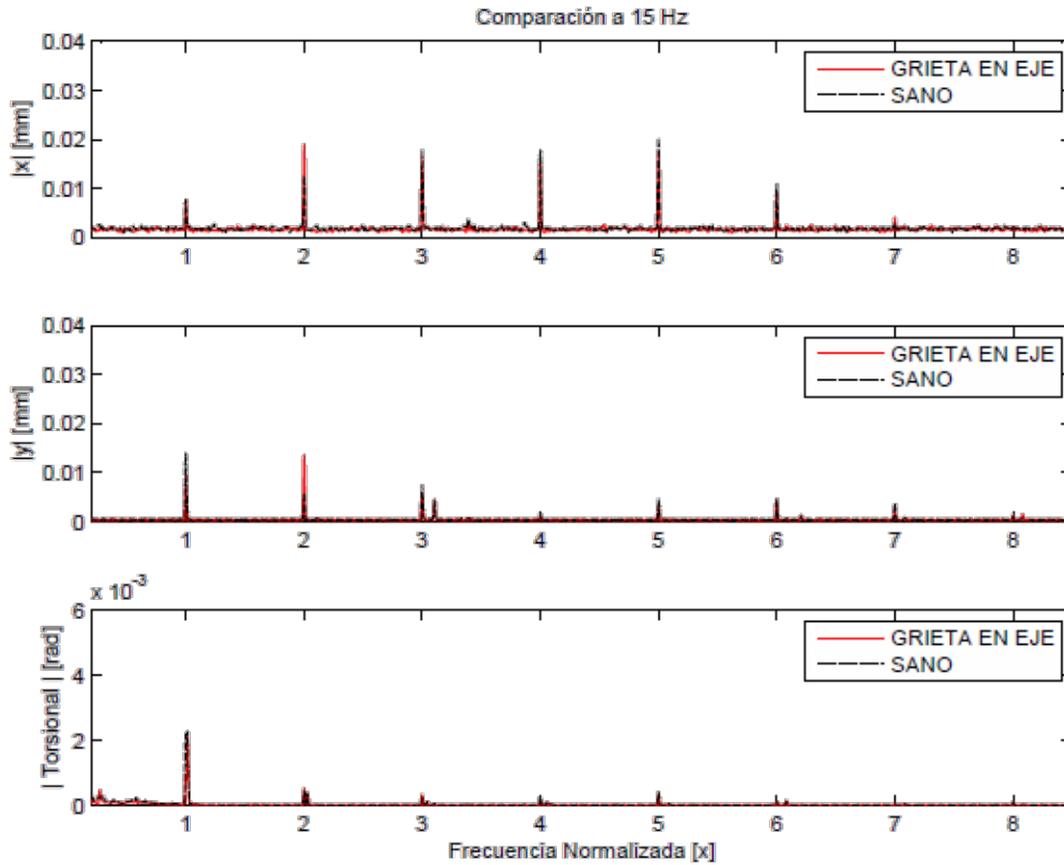


Figura 52: Gráfico de densidad espectral 15 Hz con grieta en eje.

Tabla 22: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 15 Hz en grieta de eje.

Eje/Armónico	1X	2X	3X
X	-	50%	-
Y	-31%	129%	-19%
θ	-	20%	-17%

Tabla 23: Comparación entre valores RMS: con grieta de eje y sano a 15 Hz.

Relación RMS	
$\frac{X_{RMS\ CON\ FALLA}}{X_{RMS\ SANO}}$	0.95
$\frac{Y_{RMS\ CON\ FALLA}}{Y_{RMS\ SANO}}$	0.95
$\frac{\theta_{RMS\ CON\ FALLA}}{\theta_{RMS\ SANO}}$	0.81

En la grieta, tanto en 5 Hz como en 15 Hz se aprecia una clara tendencia al incremento principalmente del armónico 2X (*Tablas 20 y 22*). Las componentes laterales son más marcadas que la componente torsional que es casi imperceptible a la falla. Existe también una disminución en el nivel de vibración torsional que se puede apreciar claramente.

Es importante notar que se produce un aumento del armónico pero no del nivel RMS. Por lo tanto, en este caso, medir el nivel RMS no es útil.

4.2.6 Picadura en Pista Externa de Rodamiento

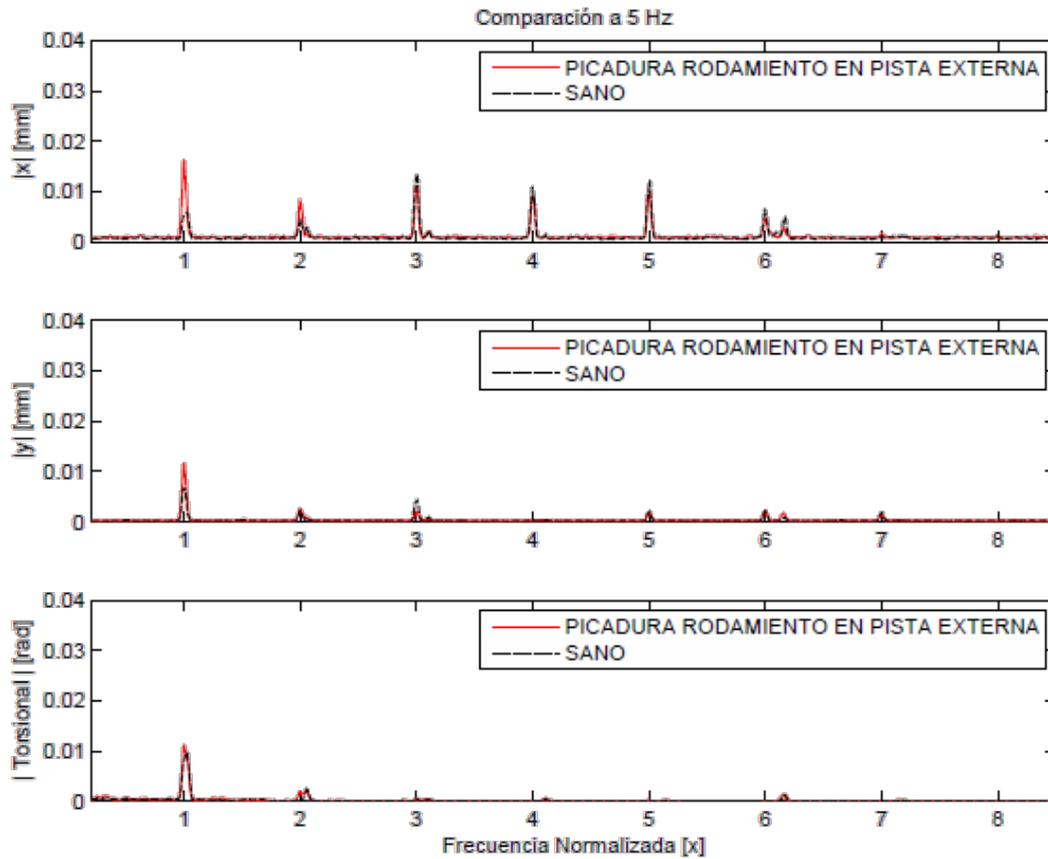


Figura 53: Gráfico de densidad espectral 5 Hz con picadura en rodamiento, según VAI.

Tabla 24: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 5 Hz en picadura de pista de rodamiento.

Eje/Armónico	1X	2X	3X
X	179%	83%	-18%
Y	74%	-	-54%
θ	14%	-	-

Tabla 25: Comparación entre valores RMS: con picadura de pista de rodamiento y sano a 5 Hz.

Relación RMS	
$\frac{X_{RMS\ CON\ FALLA}}{X_{RMS\ SANO}}$	1.08
$\frac{Y_{RMS\ CON\ FALLA}}{Y_{RMS\ SANO}}$	1.28
$\frac{\theta_{RMS\ CON\ FALLA}}{\theta_{RMS\ SANO}}$	1.09

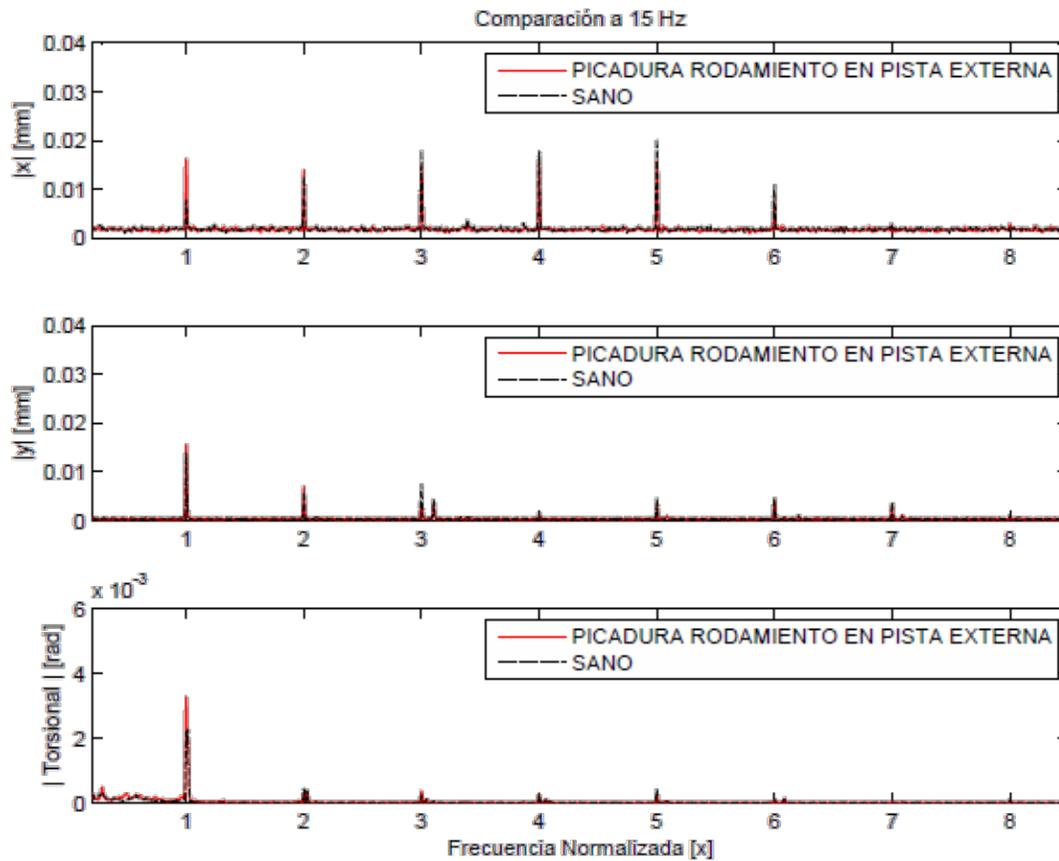


Figura 54: Gráfico de densidad espectral 15 Hz con picadura en rodamiento, según VAI.

Tabla 26: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 15 Hz en picadura de pista de rodamiento.

Eje/Armónico	1X	2X	3X
X	105%	14%	-11%
Y	14%	29%	-47%
θ	41%	-	75%

Tabla 27: Comparación entre valores RMS: con picadura de pista de rodamiento y sano a 15 Hz.

Relación RMS	
$\frac{X_{RMS\ CON\ FALLA}}{X_{RMS\ SANO}}$	0.97
$\frac{Y_{RMS\ CON\ FALLA}}{Y_{RMS\ SANO}}$	0.97
$\frac{\theta_{RMS\ CON\ FALLA}}{\theta_{RMS\ SANO}}$	1.16

Para comparar los datos anteriores, se realiza una medición con acelerómetros, ubicados directamente sobre la carcasa del rodamiento en los ejes x e y . Los resultados se pueden ver en la *Figura 55* y *Figura 56*, donde se aprecian claramente, en la envolvente de la señal espectral, las componentes BPFO y múltiplos, tanto para 5 Hz como 15 Hz. Es posible notar que estas frecuencias características no son posibles de observar en la metodología de VAI.

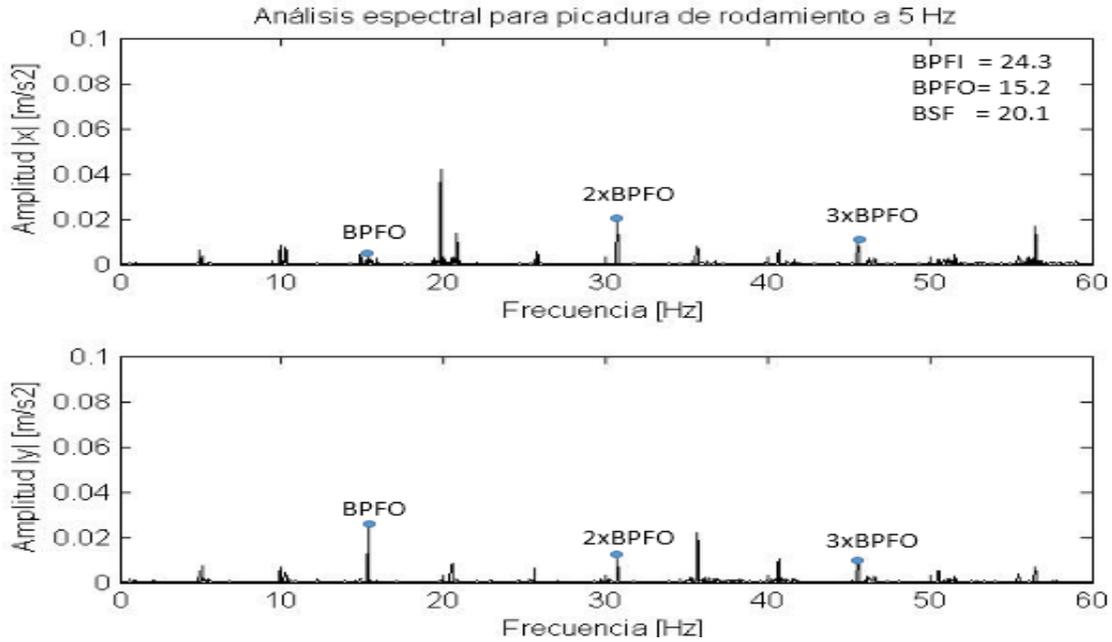


Figura 55: Gráfico de densidad espectral 5 Hz medido en base a acelerómetro.

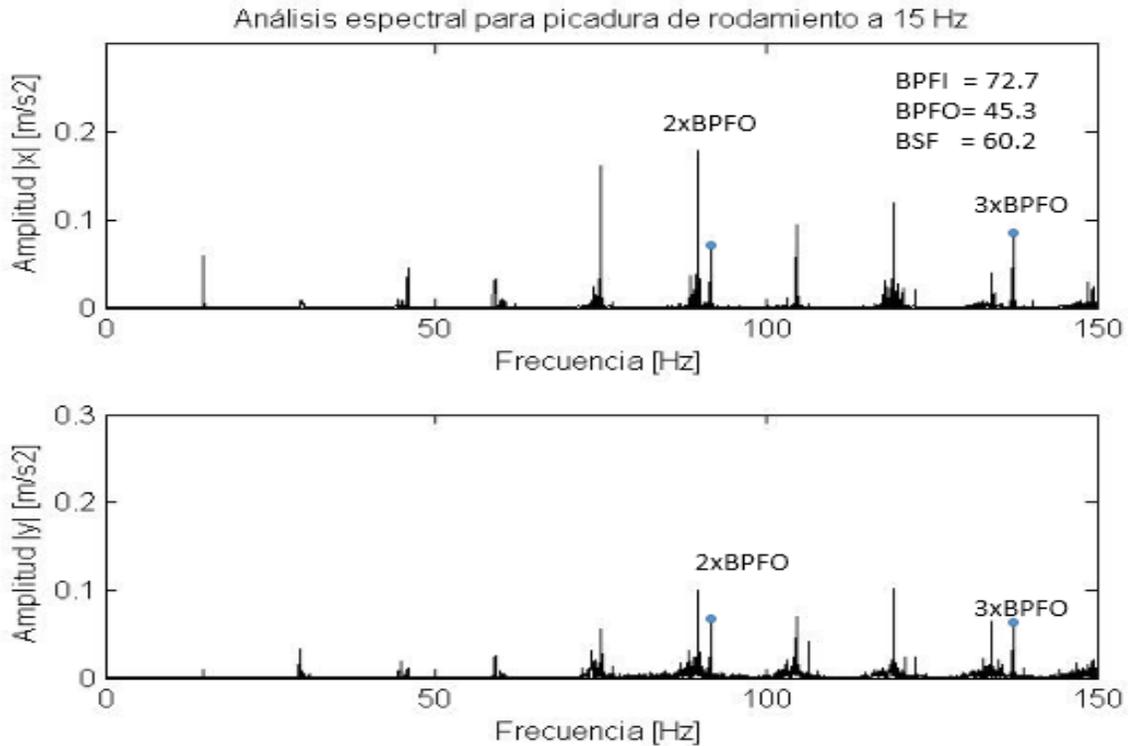


Figura 56: Gráfico de densidad espectral 15 Hz medido en base a acelerómetro.

Analizando la situación de esta falla con la metodología VAI, no existe una certeza en estos resultados, ya que no se observan las frecuencias características de fallas en rodamiento (BPFO, BPFI, etc). Una explicación podría ser debido a la resolución del gráfico, el que no es lo suficientemente apto para captarlas. A priori, se puede ver un aumento significativo (*Tablas 24 y 26*) principalmente en la componente 1X. En el caso de 15 Hz existe un aumento notorio en la componente torsional, sin embargo, debido a su baja amplitud no es posible concluir nada al respecto.

No existe una clara tendencia para concluir que el torsional es mejor o es más sensible a picaduras en rodamiento; es más, la evidencia no es concluyente y se podría tender a pensar que la componente torsional no es más sensible que las componentes laterales.

Una de explicación para la no caracterización de esta falla, es que debido al corto periodo que se produce el pulso producido por la picadura y debido al tamaño del diente, esta señal no es captada por el método, por lo que no es posible reflejarla en el gráfico, pero sí se puede apreciar en la metodología tradicional.

4.2.7 Grieta en Álabo de Turbina

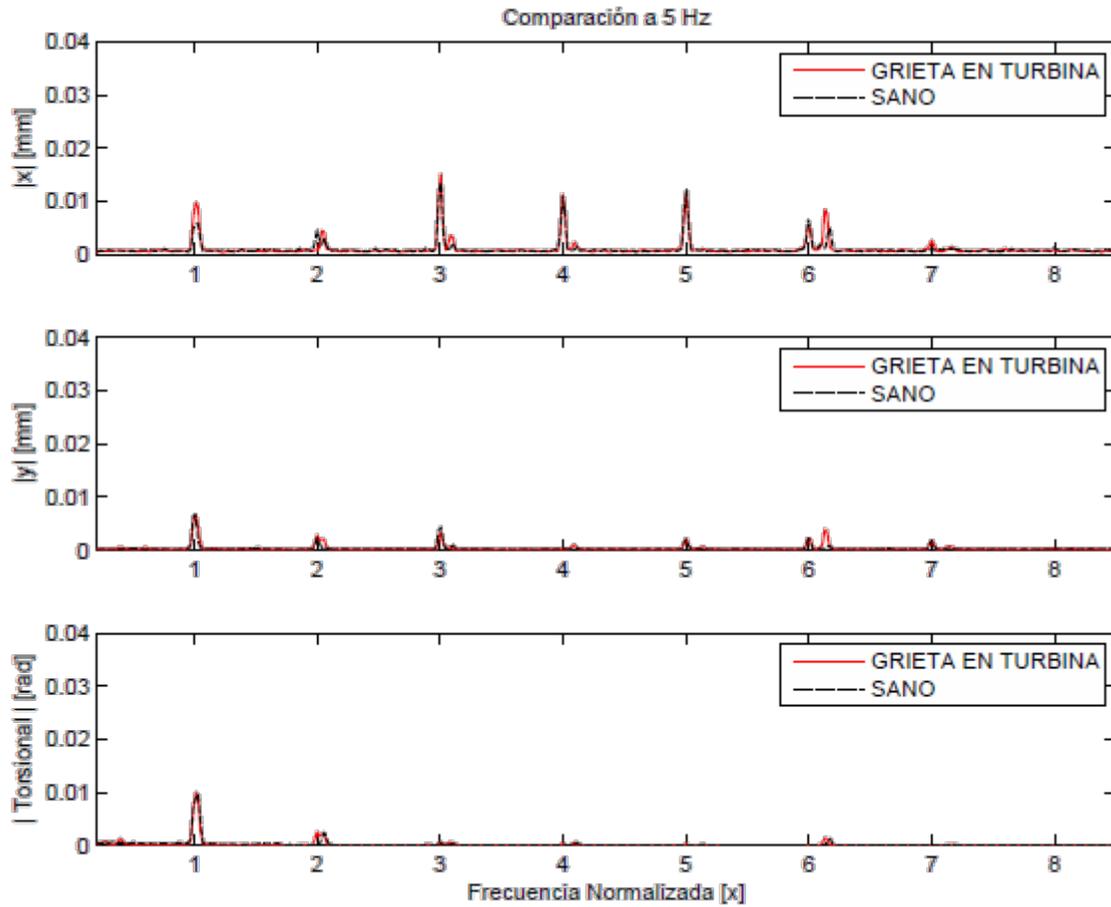


Figura 57: Gráfico de densidad espectral 5 Hz con grieta en álabo de turbina.

Tabla 28: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 5 Hz en grieta de álabo de turbina.

Eje/Armónico	1X	2X	3X
X	64%	-	15%
Y	-	18%	-19%
θ	-	-	-

Tabla 29: Comparación entre valores RMS: con grieta en álabe de turbina y sano a 5 Hz.

Relación RMS	
$\frac{X_{RMS\ CON\ FALLA}}{X_{RMS\ SANO}}$	1.13
$\frac{Y_{RMS\ CON\ FALLA}}{Y_{RMS\ SANO}}$	1.08
$\frac{\theta_{RMS\ CON\ FALLA}}{\theta_{RMS\ SANO}}$	1.02

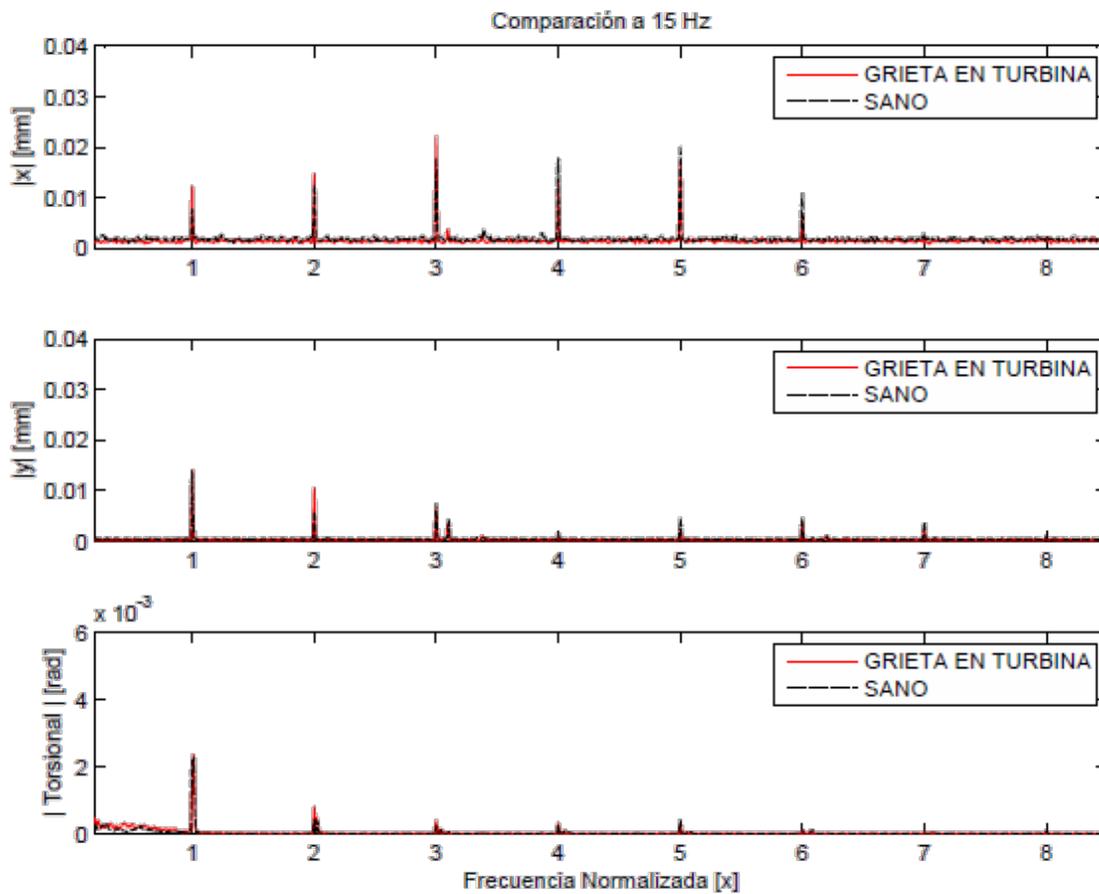


Figura 58: Gráfico de densidad espectral 15 Hz con picadura en álabe de la turbina.

Tabla 30: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 15 Hz en grieta álabe de turbina.

Eje/Armónico	1X	2X	3X	4X	5X	6X
X	54%	20%	23%	-22%	-16%	-36%
Y	-	95%	-	-	-	-
θ	-	80%	75%	-	-	-

Tabla 31: Comparación entre valores RMS: con grieta en álabe de turbina y sano a 15 Hz.

Relación RMS	
$\frac{X_{RMS\ CON\ FALLA}}{X_{RMS\ SANO}}$	1.14
$\frac{Y_{RMS\ CON\ FALLA}}{Y_{RMS\ SANO}}$	0.90
$\frac{\theta_{RMS\ CON\ FALLA}}{\theta_{RMS\ SANO}}$	1.02

En esta falla, según los datos obtenidos (*Tablas 28 y 30*), se observar una clara sensibilidad en el eje x , el cual se refleja en el aumento de amplitud en el armónico 1X.

La componente torsional aumenta su amplitud en la experiencia de 15 Hz en los armónicos 2X y 3X. Sin embargo, la amplitud de esta es bastante pequeña por lo que una pequeña fluctuación podría provocar un gran error.

Pese a lo anterior, se puede observar que la componente torsional no entrega ni más, ni mejor información que las componentes x e y .

4.2.8 Sin un Ábabe de Turbina

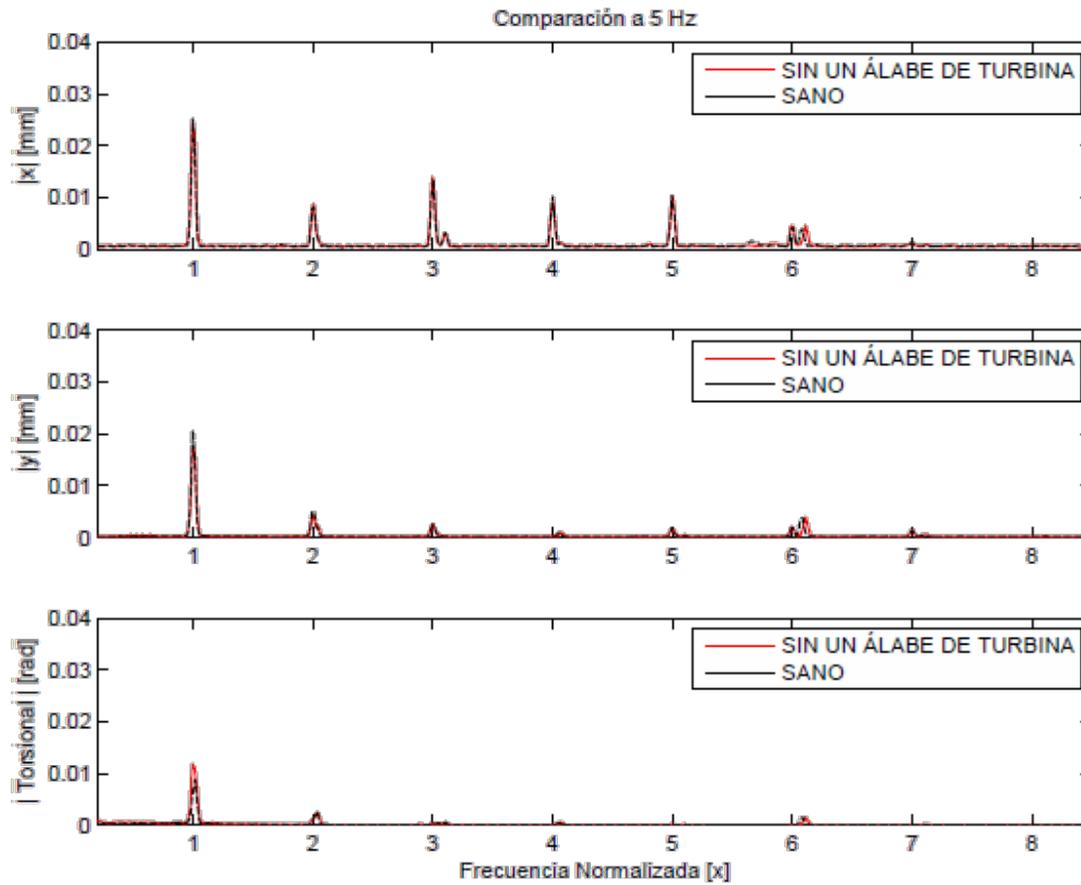


Figura 59: Gráfico de densidad espectral 5 Hz sin un ábabe de turbina.

Tabla 32: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 5 Hz sin un ábabe de turbina.

Eje/Armónico	1X
X	-
Y	-14%
θ	35%

Tabla 33: Comparación entre valores RMS: entre sin un álabe de turbina y sano a 5 Hz.

Relación RMS	
$\frac{X_{RMS\ CON\ FALLA}}{X_{RMS\ SANO}}$	1.05
$\frac{Y_{RMS\ CON\ FALLA}}{Y_{RMS\ SANO}}$	0.95
$\frac{\theta_{RMS\ CON\ FALLA}}{\theta_{RMS\ SANO}}$	1.49

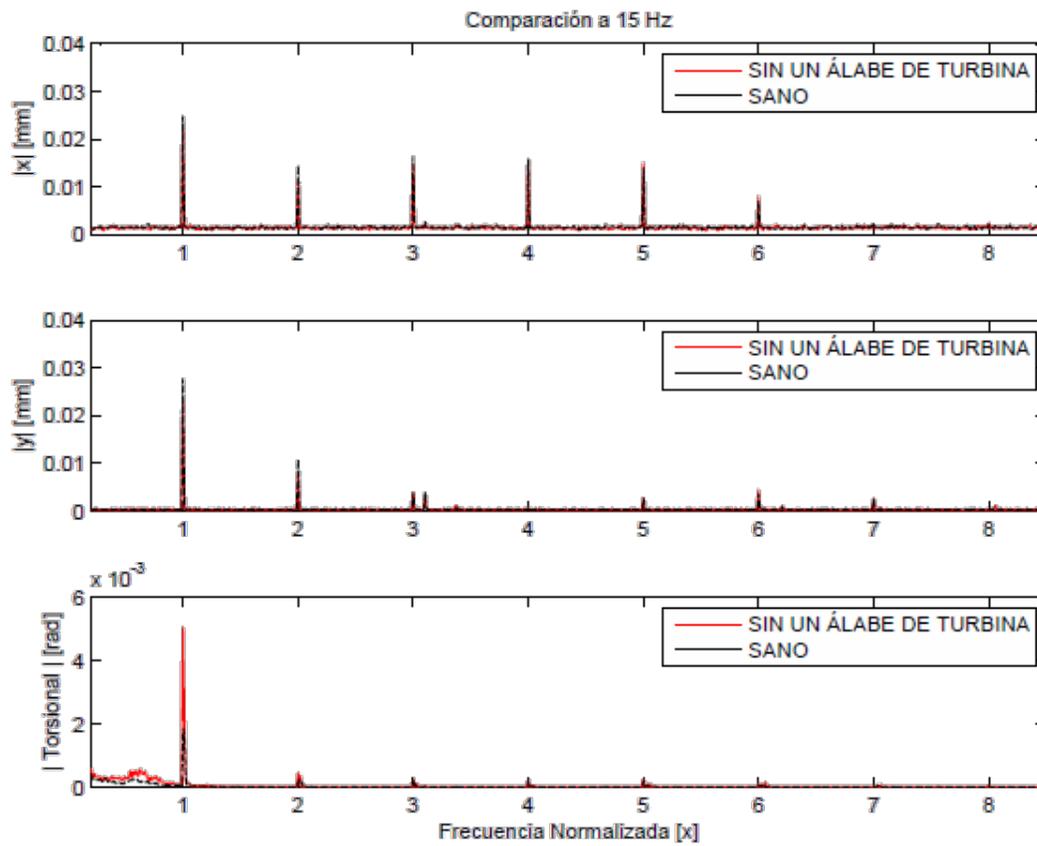


Figura 60: Gráfico de densidad espectral 15 Hz sin un álabe de turbina.

Tabla 34: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 15 Hz sin un álabe de turbina.

Eje/Armónico	1X	2X
X	-	-13%
Y	-12%	-25%
θ	167%	50%

Tabla 35: Comparación entre valores RMS: sin un álabe de turbina y sano a 15 Hz.

Relación RMS	
$\frac{X_{RMS\ CON\ FALLA}}{X_{RMS\ SANO}}$	0.97
$\frac{Y_{RMS\ CON\ FALLA}}{Y_{RMS\ SANO}}$	0.90
$\frac{\theta_{RMS\ CON\ FALLA}}{\theta_{RMS\ SANO}}$	1.42

En esta falla se puede observar (*Tablas 32 y 34*) la preponderancia que tiene el torsional respecto a las otras componentes; tanto en 5 Hz y de forma más clara, en 15 Hz. La componente que se ve más afectada es la componente 1X. Además se puede apreciar que en las componentes laterales el cambio de las amplitudes en los armónicos es bastante menor, incluso casi imperceptible. Además el nivel de vibración aumenta claramente en la torsional respecto a los otros componentes.

Esto se puede explicar debido al cambio de rigidez torsional y a la masa que resulta de quitar un álabe (10,2 gr) a la turbina. Este fenómeno afecta directamente en la componente torsional, pero no así, a las componentes laterales.

4.2.9 Soltura de Pernos

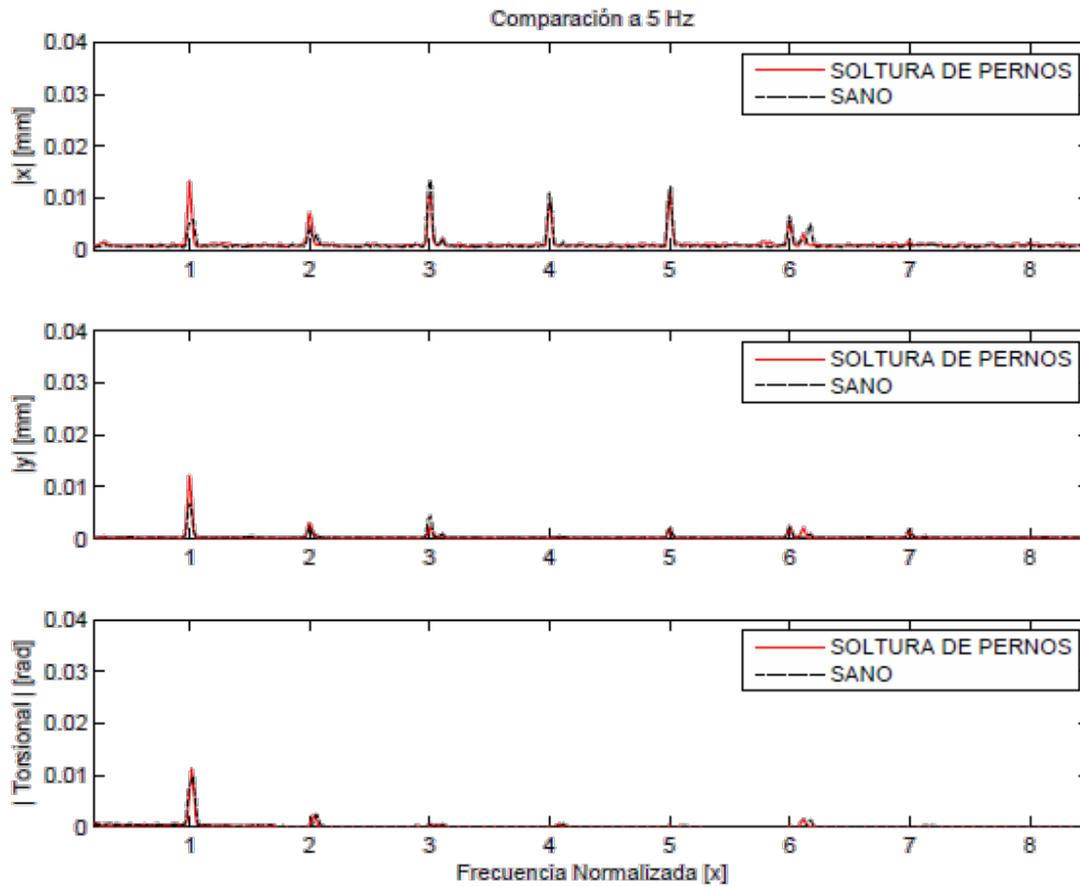


Figura 61: Gráfico de densidad espectral 5 Hz con soltura de pernos.

Tabla 36; Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 5 Hz en soltura de pernos.

Eje/Armónico	1X	2X	3X
X	118%	55%	-21%
Y	83%	25%	-50%
θ	24%	-	-

**Tabla 37: Comparación entre valores RMS:
con soldura de pernos y sano a 5 Hz.**

Relación RMS	
$\frac{X_{RMS\ CON\ FALLA}}{X_{RMS\ SANO}}$	1.02
$\frac{Y_{RMS\ CON\ FALLA}}{Y_{RMS\ SANO}}$	1.30
$\frac{\theta_{RMS\ CON\ FALLA}}{\theta_{RMS\ SANO}}$	0.90

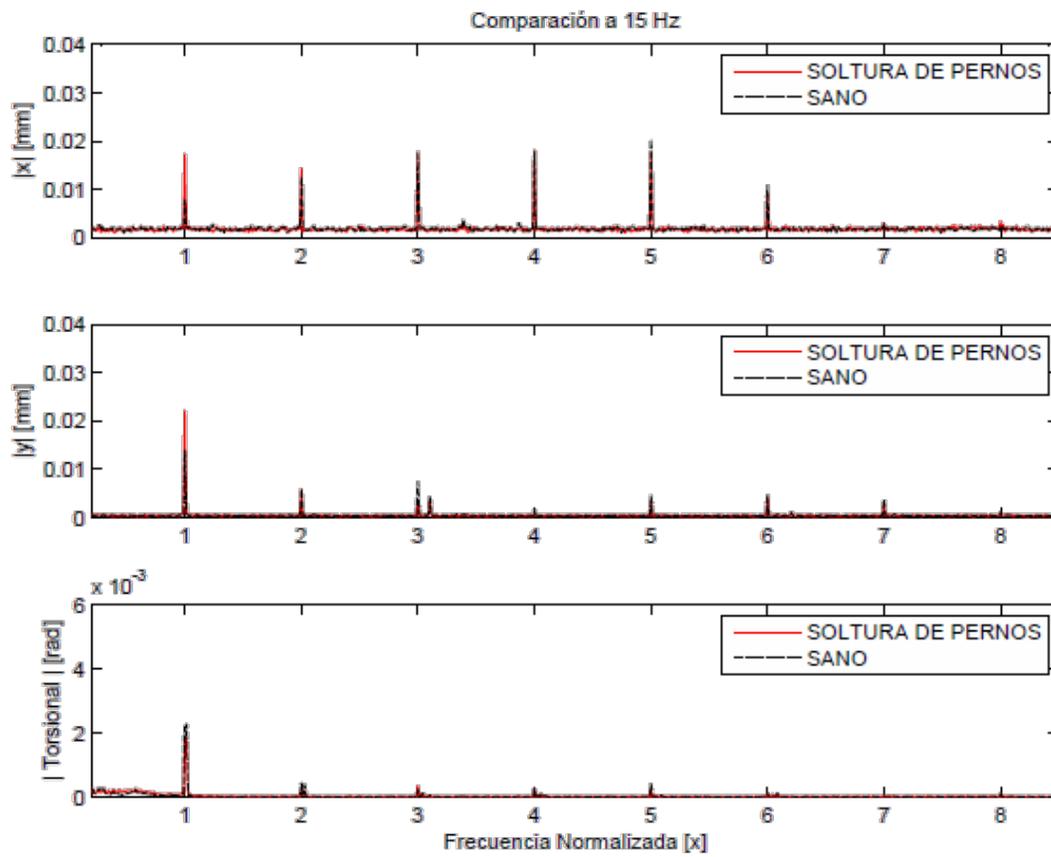


Figura 62: Gráfico de densidad espectral 15 Hz con soldura de pernos.

Tabla 38: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 15 Hz en soltura de pernos.

Eje/Armónico	1X	2X	3X
X	114%	19%	-
Y	63%	-	-46%
θ	-8%	-	50%

Tabla 39: Comparación entre valores RMS: con soltura de pernos y sano a 15 Hz.

Relación RMS	
$\frac{X_{RMS\ CON\ FALLA}}{X_{RMS\ SANO}}$	0.98
$\frac{Y_{RMS\ CON\ FALLA}}{Y_{RMS\ SANO}}$	1.11
$\frac{\theta_{RMS\ CON\ FALLA}}{\theta_{RMS\ SANO}}$	1.00

En la soltura de perno (*Tablas 36 y 38*) preponderan claramente las componentes laterales x e y , en particular el armónico 1X. El torsional se mantiene bastante insensible a la falla en casi todos sus armónicos, a excepción del caso 15 Hz a 3X, el cual posee una amplitud pequeña, esto no genera confiabilidad para el análisis, ya que una pequeña fluctuación podría generar un gran porcentaje de cambio.

4.2.10 Soltura de Porta Peso

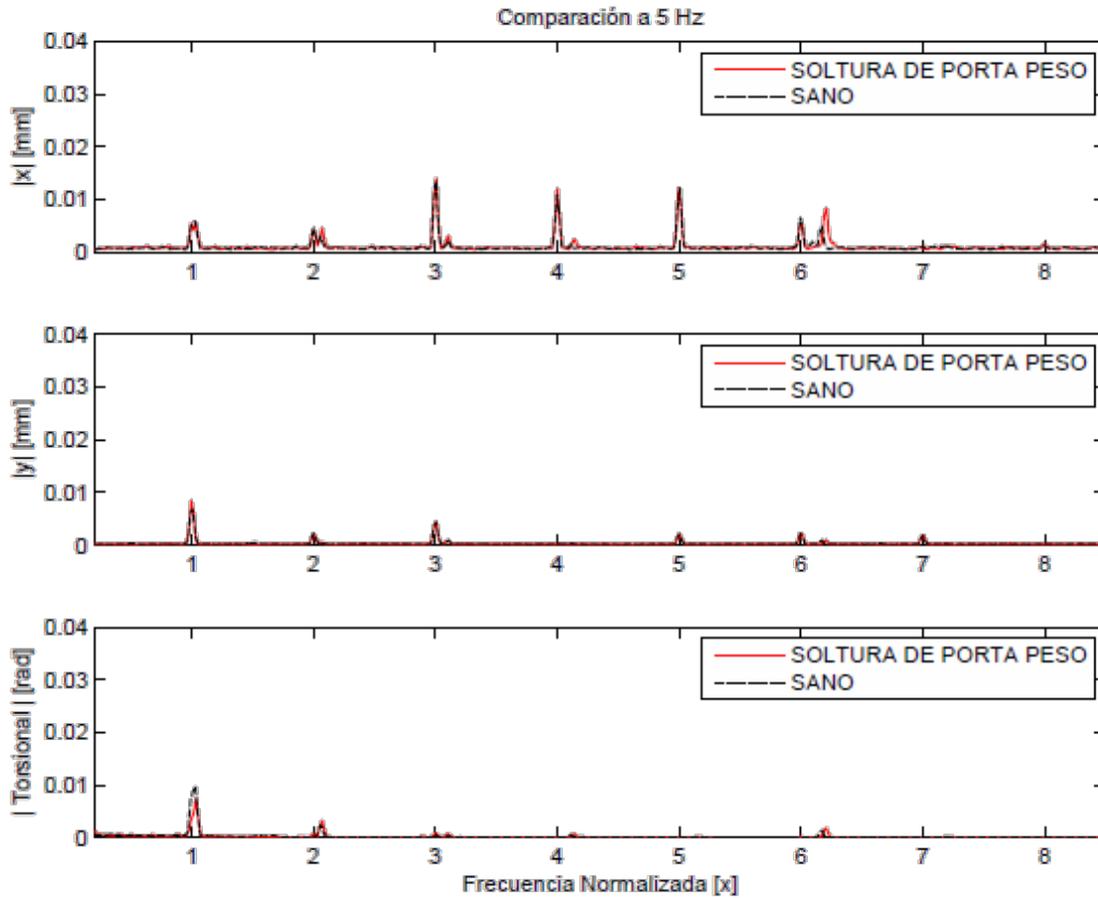


Figura 63: Gráfico de densidad espectral 5 Hz con soltura del porta peso.

Tabla 40: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 5 Hz en soltura de porta pesos.

Eje/Armónico	1X	2X
X	-	-
Y	20%	-
θ	-21%	20%

Tabla 41: Comparación entre valores RMS: con soldura de porta pesos y sano a 5 Hz.

Relación RMS	
$\frac{X_{RMS\ CON\ FALLA}}{X_{RMS\ SANO}}$	1.04
$\frac{Y_{RMS\ CON\ FALLA}}{Y_{RMS\ SANO}}$	1.07
$\frac{\theta_{RMS\ CON\ FALLA}}{\theta_{RMS\ SANO}}$	0.71

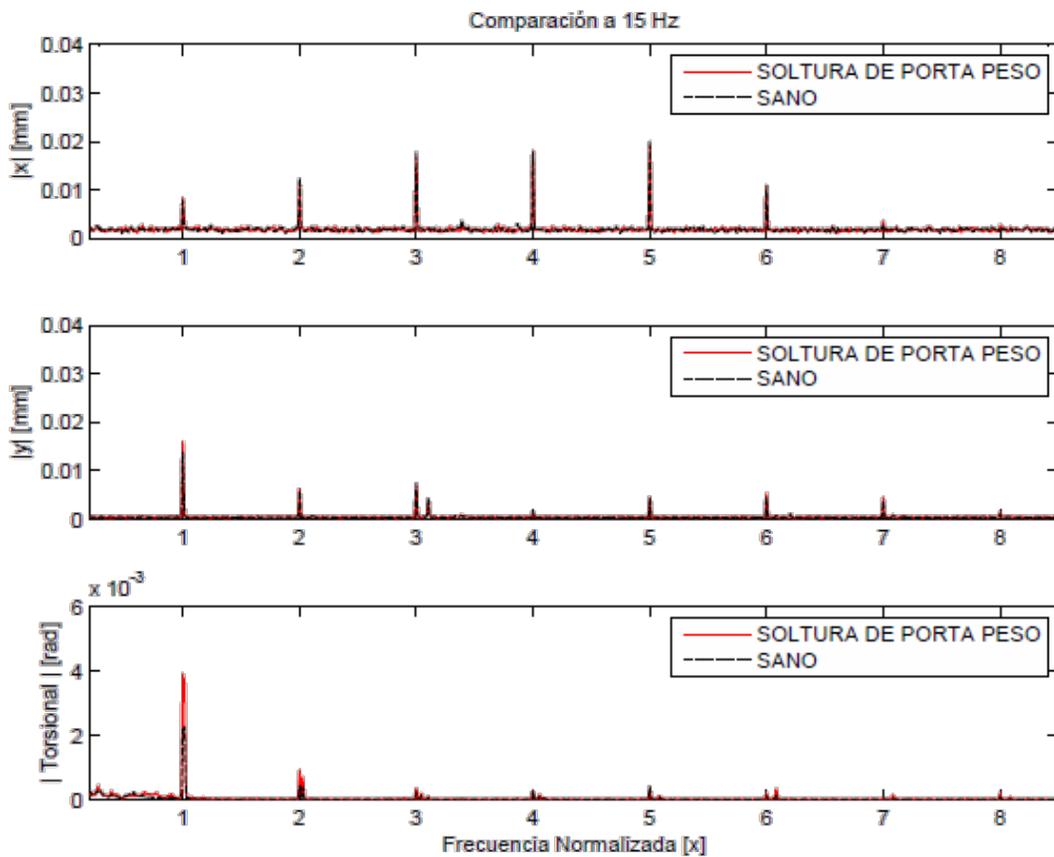


Figura 64: Gráfico de densidad espectral 15 Hz con soldura del porta peso.

Tabla 42: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 15 Hz en soltura de porta pesos.

Eje/Armónico	1X	2X	3X
X	-	-	-
Y	14%	-	-
θ	42%	52%	25%

Tabla 43: Comparación entre valores RMS: con soltura de porta pesos y sano a 15 Hz.

Relación RMS	
$\frac{X_{RMS\ CON\ FALLA}}{X_{RMS\ SANO}}$	1.00
$\frac{Y_{RMS\ CON\ FALLA}}{Y_{RMS\ SANO}}$	1.04
$\frac{\theta_{RMS\ CON\ FALLA}}{\theta_{RMS\ SANO}}$	1.48

La soltura del porta peso, según los datos (*Tablas 42 y 40*), entrega un aumento bastante significativo en la componente torsional, tanto en 1X, 2X y 3X, siendo el más notorio el caso del 2X. Las componentes laterales no se ve tan afectadas por esta falla por lo que el torsional se ve como una herramienta útil y sensible para este tipo de fallas.

Una posible explicación es que debido al juego que existe entre el porta pesos y el giro del eje, se produzcan contactos que generen torques instantáneos, lo cual hace que el eje se tuerza en cada contacto.

4.2.11 Picadura Barra del Rotor del Motor

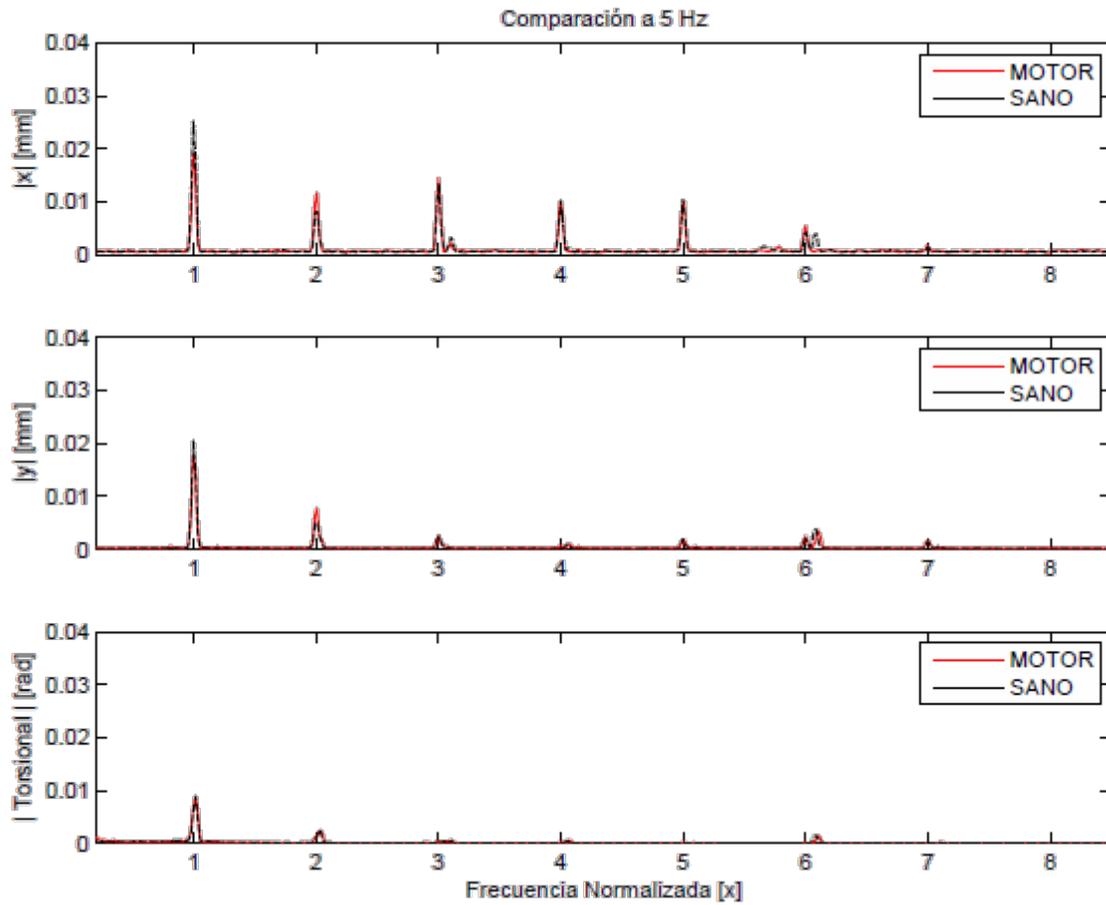


Figura 65: Gráfico de densidad espectral 5 Hz con picadura en barra de rotor del motor, según VAI.

Tabla 44; Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 5 Hz en falla de motor.

Eje/Armónico	1X	2X	3X	6X
X	-24%	40%	13%	43%
Y	-11%	56%	-	-
θ	-	-	-	-

**Tabla 45: Comparación entre valores RMS:
con falla de motor y sano a 5 Hz.**

Relación RMS	
$\frac{X_{RMS\ CON\ FALLA}}{X_{RMS\ SANO}}$	0.94
$\frac{Y_{RMS\ CON\ FALLA}}{Y_{RMS\ SANO}}$	0.98
$\frac{\theta_{RMS\ CON\ FALLA}}{\theta_{RMS\ SANO}}$	1.09

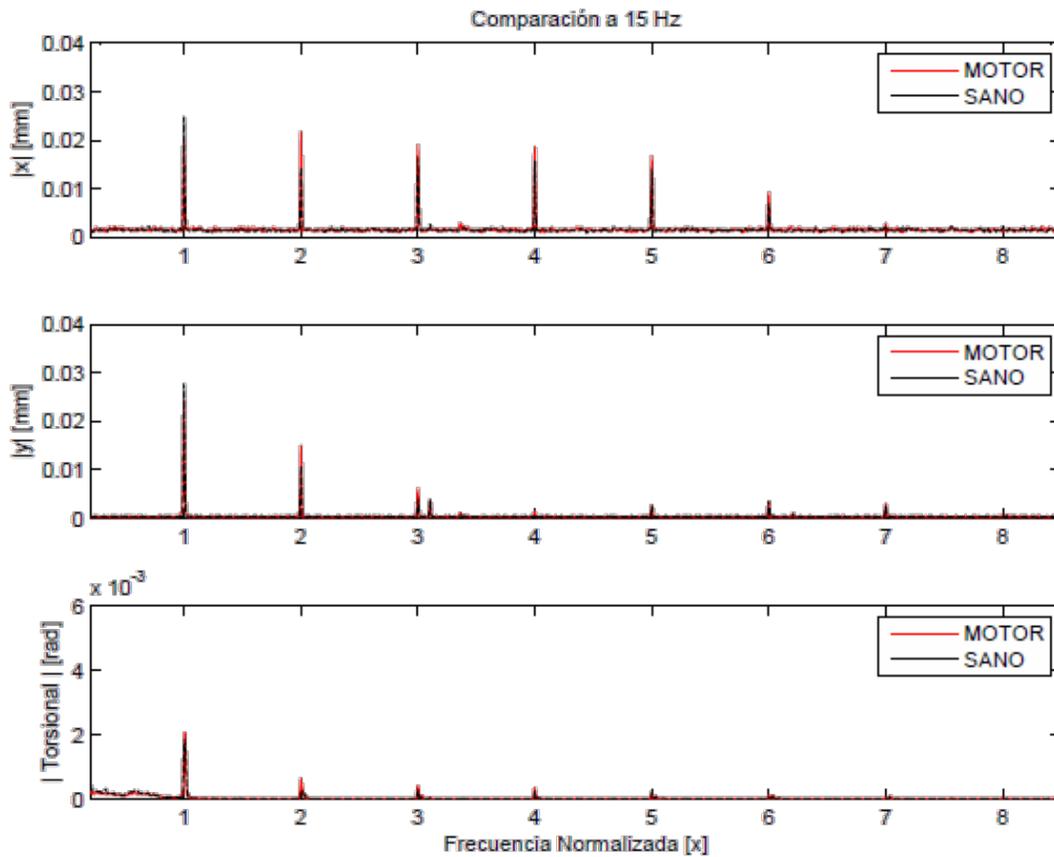


Figura 66: Gráfico de densidad espectral 15 Hz con picadura en barra de rotor del motor.

Tabla 46: Aumento porcentual de amplitud en armónicos a 15 Hz en falla de motor.

Eje/Armónico	1X	2X	3X	4X	5X	6X
X	-14%	55%	18%	19%	21%	33%
Y	-10%	44%	57%	-	-	-
θ	12%	133%	17%	-	-	-

Tabla 47: Comparación entre valores RMS: con falla de motor y sano a 15 Hz.

Relación RMS	
$\frac{X_{RMS\ CON\ FALLA}}{X_{RMS\ SANO}}$	1.10
$\frac{Y_{RMS\ CON\ FALLA}}{Y_{RMS\ SANO}}$	1.05
$\frac{\theta_{RMS\ CON\ FALLA}}{\theta_{RMS\ SANO}}$	0.78

En la falla en barras del rotor del motor se puede apreciar un aumento en la mayoría de los armónicos (*Tablas 46 y 44*), tanto para 5 Hz como para 15 Hz. Principalmente se ve un aumento significativo en los armónicos 2X y 3X donde llama la atención el armónico 2X del torsional en 15 Hz. Pese a esto, la amplitud alcanzada debido a la falla no es significativa respecto a la componente 1X.

Según los datos mostrados, el torsional no es más sensible que los componentes laterales *x* e *y* en este tipo de falla.

Para observar las frecuencias características de la falla F_{pp} , o frecuencia de paso de polo, se hizo un análisis tradicional, montando un acelerómetro en el motor. Los resultados se pueden ver en la *Figura 68*, donde se muestra el motor girando a 15 Hz.

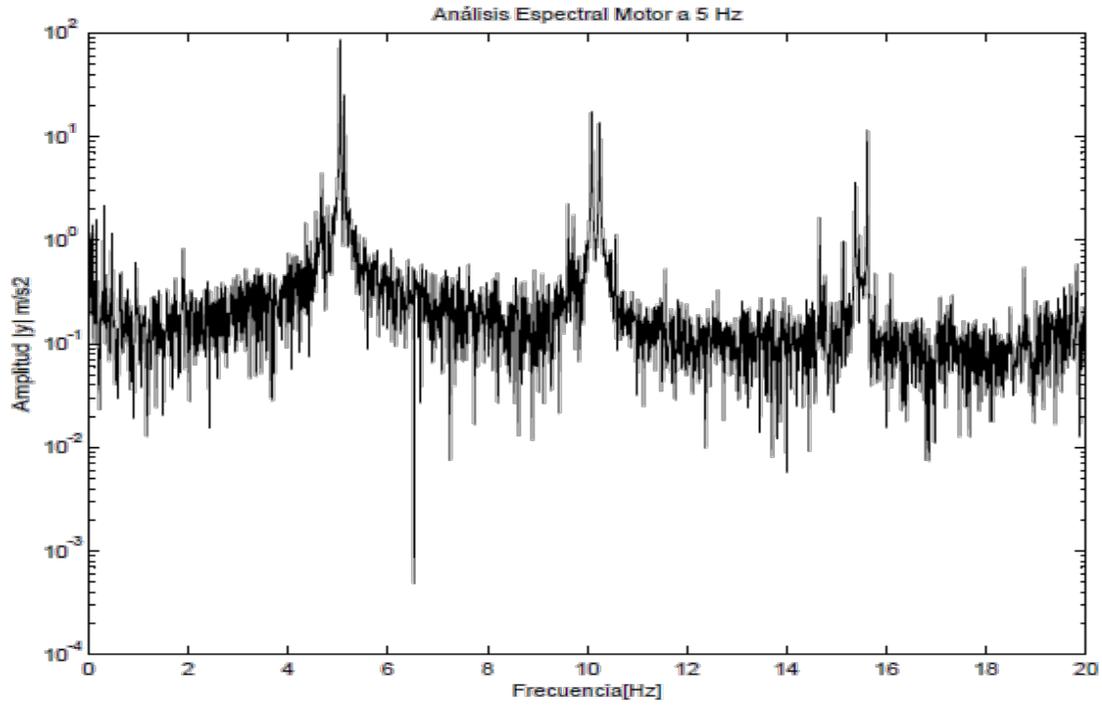


Figura 67: Análisis Espectral Motor a 5 Hz con acelerómetro.

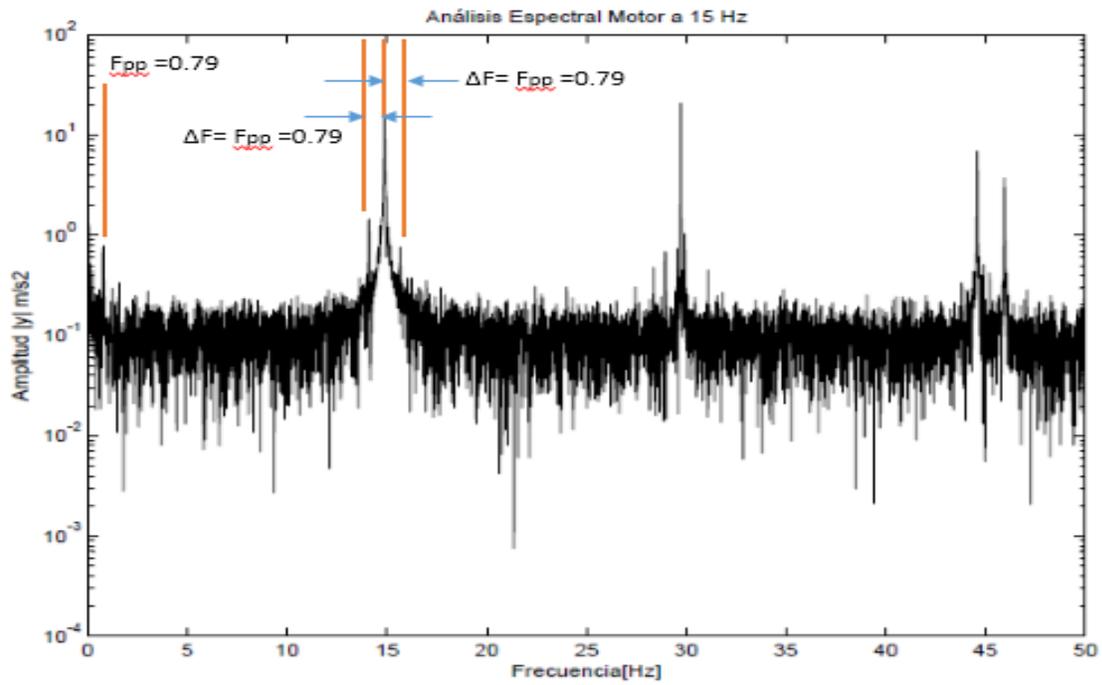


Figura 68: Análisis Espectral Motor a 15 Hz con acelerómetro.

Se puede apreciar claramente la F_{pp} , tanto como componente en el espectro, como banda lateral en el armónico 1X en 15 Hz; no así en 5 Hz, debido a la poca vibración que se genera este giro. Esto puede ser un indicio que la metodología usada no entrega de mejor forma la información para poder predecir este daño con certeza. Esto se explica, al igual que en el caso de falla en rodamiento, a que pulso que genera la falla es tan corto que la misma filtración de datos y el tamaño del diente del codificador hacen que la información se haga difusa o simplemente no aparezca.

4.3 Resumen de fallas

En la *Tabla 48* se resume la componente y el armónico más sensible para cada falla.

Tabla 48: Resumen de sensibilidad por falla.

Falla	Principal componente afectada	Principales armónicos afectados
Desbalance	Laterales x - y	1X
Desalineamiento	Laterales x - y	1X y 2X
Roce continuo	-	-
Roce alterno	-	-
Grieta en eje	Laterales x - y	1X y 2X
Picadura en rodamiento	Con acelerómetro	-
Grieta en álabe de turbina	Laterales x - y	1X y 2X
Sin álabe de turbina	Torsional	1X
Soltura porta pesos	Torsional	2X
Falla en motor	Con acelerómetro	-

Se puede apreciar que las fallas más sensibles a la componente torsional son la fallas donde la turbina carece de un álabe y la soltura del porta pesos, en los armónicos 1X y 2X respectivamente. Además en el primer caso (sin un álabe de turbina) se puede apreciar (*Tablas 33 y 35*) un claro cambio del valor RMS, el cual aumenta en cerca de un 50%, lo que no es tan notorio en el resto de los casos.

5 Conclusiones

La mayor parte de las fallas estudiadas en este trabajo coincide con lo que la bibliografía pertinente señala, es decir, que la torsional sólo es más sensible en ciertos casos. En los casos donde el torsional no es sensible, los datos obtenidos por el sistema estudiado, son menos prácticos de obtener y no entregan mejor información que un análisis de vibración tradicional.

Por el contrario, en las fallas que si hubo mayor sensibilidad por parte del torsional; como son la turbina sin un álabe, el roce alterno y la soltura del porta pesos; se puede apreciar mucho más claro la sensibilidad del torsional.

Existen otras fallas donde frecuencias características específicas no fueron captadas por el sistema en estudio, como son los casos de la picadura en pistas de rodamiento y las fallas en el rotor del motor. Esto posiblemente se debe a que estas fallas generan pulsaciones de corta duración por lo que la metodología no es capaz de captar estas perturbaciones y quedan difusas en la filtración de los datos. En estos casos las fallas se detectan claramente usando acelerómetros fijos en el sistema rotor.

Se puede concluir que existen fallas sensibles a la vibración torsional, donde el método resulta ser bastante más sensible respecto a vibraciones laterales. Sin embargo, es menos práctico que un análisis de vibración tradicional, por lo que según esta experiencia, no es una forma adecuada para detectar la mayor parte de los casos de fallas. Resultaría interesante profundizar en el estudio de las fallas que se obtuvieron resultados satisfactorios, generando arreglos de fallas en álabes y/o solturas de diversos componentes que estén sujetos a rotación.

No existe una forma de análisis de vibraciones que sea altamente sensible a todo tipo de fallas. Algunas metodologías son efectivas en múltiples casos, en cambio otras, son efectivas en casos específicos; por lo que complementar diferentes metodologías resulta crucial para el avance en la detección de fallas tempranas. Por lo tanto, como se ve en este trabajo, la metodología VAI podría complementarse perfectamente con otras metodologías tradicionales, aportando con mayor información del sistema, para tomar mejores decisiones.

Bibliografía

- [1] A. a. Gubran and J. K. Sinha, “Shaft instantaneous angular speed for blade vibration in rotating machine,” *Mech. Syst. Signal Process.*, pp. 1–13, Mar. 2013.
- [2] C. Talbot and P. Saavedra, “Diagnóstico de barras rotas en un motor de inducción,” *XV Congr. Chil. Ing. MECÁNICA*, pp. 150–156, 2012.
- [3] SINAI, “Mantenimiento Predictivo.” [En línea]. Disponible: <http://www.sinais.es/Recursos/Mantenimiento/Tendencias-actuales/mantenimiento-predictivo.html>. [Consultado: 02-Sep-2013].
- [4] D. Plucknette, “Empujando su esfuerzo de mantenimiento.” [En línea]. Disponible: <http://confiabilidad.net/articulos/empujando-su-esfuerzo-de-mantenimiento/>. [Consultado: 19-Sep-2013].
- [5] R. Pascual, *Análisis de Vibraciones en Máquinas Rotatorias*. Santiago, Chile, 2011, p. 503.
- [6] SINAI, “Análisis Espectral.” [En línea]. Disponible: http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/fundamentos/analisis_espectral.html. [Consultado: 03-Sep-2013].
- [7] V. M. Naranjo, *Vibraciones Mecánicas Apuntes para el curso ME4701*. Santiago, 2011, p. 143.
- [8] SINAI, “Rodamientos.” [En línea]. Disponible: <http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/rodamientos/rodamientos.html>. [Consultado: 13-Sep-2013].
- [9] J. E. Gonzáles, “Desarrollo de un sistema de monitoreo de la condición mediante análisis de vibraciones en central microhidráulica,” Universidad de Chile, Santiago, Chile, 2013.
- [10] SINAI, “Curso de Vibraciones.” [En línea]. Disponible: <http://www.sinais.es/curso-vibraciones.html>. [Consultado: 13-Sep-2013].
- [11] SINAI, “Motor.” [En línea]. Disponible: http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/motores/frecuencias_motores.html. [Consultado: 25-Sep-2013].

- [12] SINAI, “Componentes y frecuencias de interés.” [En línea]. Disponible: http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/motores/frecuencias_motores.html. [Consultado: 25-Sep-2013].
- [13] SINAI, “Fallas motor.” [En línea]. Disponible: http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/motores/diagnostico_motores.html. [Consultado: 25-Sep-2013].
- [14] G. White, “Monitoreo de la Barra del Rotor por Análisis de la Corriente del Motor.” [En línea]. Disponible: <http://azimadli.com/vibman-spanish/monitoreodelabarradelrotorporanlisisdelacorrientedelmotor.htm>. [Consultado: 25-Jan-2014].
- [15] SINAI, “Transductores de desplazamiento.” [En línea]. Disponible: <http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/se>. [Consultado: 03-Sep-2013].
- [16] V. Control, “TRANSDUCTOR DE PROXIMIDAD.” [En línea]. Disponible: https://www.vibrocontrol.com.br/transductores_proximidad.html. [Consultado: 25-Jan-2014].
- [17] M. W. Trethewey and M. S. Lebold, “Separation of lateral and torsional shaft vibration via a multiple sensor Time Interval Measurement System,” *ISMA*, pp. 1373–1386, 2012.

Anexo

```
clc,clear
close all;

%%%%%%%%% ÁNGULOS A USAR %%%%%%%%%%

angulos=[45 90 135]

ab=21 %numero de prueba

load(['C:\Users\javier\Desktop\ME6809\....SEGUNDA\21\' num2str(ab)
'.MAT'])%CARGO DATOS DE PRUEBA

D=106;%mm Diámetro encoder
r=D/2; %mm% RADIO ENCODER

%%%%%%%%% ÁNGULOS PASADOS A RADIANES %%%%%%%%%%
a1=angulos(1)*pi()/180;
a2=angulos(2)*pi()/180;
a3=angulos(3)*pi()/180;

N=24*2; %Dientes Y ESPACIOS;
sam=6;%%%%%%%%% NÚMERO DE INTERPOLACIONES %%%%%%%%%%

A=abs(Data(:, :));%CARGO DATOS
A2(:,1)=detrend(A(:,1));%CENTRO DATOS
A2(:,2)=detrend(A(:,2));
A2(:,3)=detrend(A(:,3));

A1(:,1)=interp(A2(:,1),sam);%INTERPOLO DATOS
A1(:,2)=interp(A2(:,2),sam);
A1(:,3)=interp(A2(:,3),sam);
B1=zeros(length(A1(:,1)),3);
tiemp=zeros(length(A1(:,1)),3);

%%%%%%%%% CREO TIEMPOS DE REGISTRO %%%%%%%%%%
for f=1:3
for i=1:length(A1(:,f))
tiemp(i,f)=(i-1)*Interval/sam;
end
end
%%%%%%%%% BUSCO EL TIEMPO TAL QUE A=0 %%%%%%%%%%
for fq=1:3
w=1;
for i=2:length(A1(:,fq))
if (A1(i-1,fq)*A1(i,fq)<0)
t0=tiemp(i-1,fq);
t1=tiemp(i,fq);
```

```

        A0=A1(i-1,fq);
        Af=A1(i,fq);
        tp(w,fq)=t0-(A0*(t1-t0)/(Af-A0));
        w=w+1;
    end
end
end

%%%%%%%% TIEMPO INICIAL 0 %%%%%%%%%
tenco(:,1)=tp(:,1);
tenco(:,2)=tp(:,2);
tenco(:,3)=tp(:,3);

%%%%%%%% BUSCO DIFERENCIAS DE TIEMPOS ENTRE DIENTES %%%%%%%%%
for f=1:3
for l=2:length(tenco(:,f))-1
    dif(l-1,f)=(tenco(l,f)-tenco(l-1,f));
end
end

%%%%%%%% FRECUENCIA PROMEDIO %%%%%%%%%
prom=mean(mean(dif));
prome(1)=mean(dif(:,1));
prome(2)=mean(dif(:,2));
prome(3)=mean(dif(:,3));
dstn(1)=std(dif(:,1));
dstn(2)=std(dif(:,2));
dstn(3)=std(dif(:,3));
frecmean(1)=(1/(prome(1)*N));
frecmean(2)=(1/(prome(2)*N));
frecmean(3)=(1/(prome(3)*N));

BPMI=4.928*mean(frecmean);
BPMO=3.072*mean(frecmean);
FTF=0.384*mean(frecmean);
BSF=4.0783*mean(frecmean);

%%%%%%%% Acá veo el dt=tenco-tref Y EL TIEMPO DE REFERENCIA
$$$$$$$$

dt=zeros(length(tenco(:,1)),3);
tref=zeros(length(tenco(:,1)),3);
for s=0:length(tenco)-1
    tref(s+1,1)=s/(N*frecmean(1));
    tref(s+1,2)=s/(N*frecmean(2));
    tref(s+1,3)=s/(N*frecmean(3));
end

tref(:,1)=tref(:,1)+tp(1,1);
tref(:,2)=tref(:,2)+tp(1,2);
tref(:,3)=tref(:,3)+tp(1,3);

%%%%%%%% ÁNGULO TEÓRICO %%%%%%%%%
dt(:,:)=tenco(:,:)-tref(:,:);

```

```

ang(:,1)=dt(:,1)*frecmean(1)*2*pi();
ang(:,2)=dt(:,2)*frecmean(2)*2*pi();
ang(:,3)=dt(:,3)*frecmean(3)*2*pi();

for ti=1:3
SampleRate=tref(2,1)-tref(1,1);
Fs=1/SampleRate; %frecuencia de muestreo
Wn=[1]/(Fs/2); %filtrar frecuencias fuera del rango [25-50]Hz
[b1,a4] = butter(5,Wn,'high');
Hd = dfilt.df2t(b1,a4);
ang(:,ti)=filter(Hd,ang(:,ti)); %datos es la señal a filtrar
ang(:,ti)=detrend(ang(:,ti));
end

%%%%%%%%% CREACIÓN ESPECTRO DE LOS ÁNGULOS (SÓLO PARA VERLO)
%%%%%%%%%
[fr(:,1),espectro(:,1)]=fft((ang(:,1)),(tref(:,1)));
[fr(:,2),espectro(:,2)]=fft((ang(:,2)),(tref(:,2)));
[fr(:,3),espectro(:,3)]=fft((ang(:,3)),(tref(:,3)));

%%%%%%%%% TRANSFORMADA %%%%%%%%%%

Tm1=transf(r,a1,a2,a3);

%%%%%%%%% CANTIDAD DE VENTANAS CAN %%%%%%%%%%
can=10;
g=0;
while mod(length(ang(:,1))-g,can)~=0
    g=g+1;
end

cant=length(ang(:,1))-g;%%%%%%%%% CANTIDAD DE DATOS A TOMAR PARA QUE
SEA DIVISIBLE POR CAN %%%%%%%%%%

%%%%%%%%% CREACIÓN X Y Y TORSIONAL TEMPORALES %%%%%%%%%%

for
i=1:cant%%%%%%%%%
%%%%%%%%%

    x(i)=ang(i,1)*Tm1(1,1)+ang(i,2)*Tm1(1,2)+ang(i,3)*Tm1(1,3);
    y(i)=ang(i,1)*Tm1(2,1)+ang(i,2)*Tm1(2,2)+ang(i,3)*Tm1(2,3);
    angr(i)=ang(i,1)*Tm1(3,1)+ang(i,2)*Tm1(3,2)+ang(i,3)*Tm1(3,3);

end

%%%%%%%%% CENTRAR CON DETREND %%%%%%%%%%

x=x';

x(:,1)=detrend(x(:,1));

```

```

y=y';

y(:,1)=detrend(y(:,1));

angr=angr';

angr(:,1)=detrend(angr(:,1));

%%%% LARGOS DE VECTORES %%%%%%%%%%%
xlarg=length(x);
ylarg=length(y);
angrlarg=length(angr);

Fil=0:0.005:8.5; %%% PASO DE FRECUENCIA QUE BUSCO
%%%%%%%%%%
Exf=0;Eyf=0;
Eangrf=0;

%%%% CADA DIVISIÓN FILTRO CON HANNING %%%%%%%%%%%
for t=1:can
xl(1:xlarg/can,t)=x(((xlarg*(t-
1))/can)+1:(xlarg*t)/can).*hann(((xlarg)/can));
% xl(:,t)=detrend(xl(:,t));
yl(1:ylarg/can,t)=y(((ylarg*(t-
1))/can)+1:(ylarg*t)/can).*hann(((ylarg)/can));
% yl(:,t)=detrend(yl(:,t));
angr1(1:angrlarg/can,t)=angr(((angrlarg*(t-
1))/can)+1:(angrlarg*t)/can).*hann(((angrlarg)/can));
% angr1(:,t)=detrend(angr1(:,t));

SampleRate=tref(2,1)-tref(1,1);
Fs=1/SampleRate; %frecuencia de muestreo
Wn=[1]/(Fs/2); %filtrar frecuencias fuera del rango [25-50]Hz
[b1,a4] = butter(5,Wn,'high');
Hd = dfilt.df2t(b1,a4);
xl(:,t)=filter(Hd,xl(:,t)); %datos es la señal a filtrar
xl(:,t)=detrend(xl(:,t));
yl(:,t)=filter(Hd,yl(:,t)); %datos es la señal a filtrar
yl(:,t)=detrend(yl(:,t));
angr1(:,t)=filter(Hd,angr1(:,t)); %datos es la señal a filtrar
angr1(:,t)=detrend(angr1(:,t));

%%%% ESPECTROS INDIVIDUALES DE VENTANAS %%%%%%%%%%%
[frTsx(:,t),espectroTsx(:,t)]=fft((xl(:,t)),(tref(1:length(xl(:,t)),1)))
;
[frTsy(:,t),espectroTsy(:,t)]=fft((yl(:,t)),(tref(1:length(yl(:,t)),1)))
;
[frTsangr(:,t),espectroTsangr(:,t)]=fft((angr1(:,t)),(tref(1:length(angr
1(:,t)),1)));

F(:,t)=frTsx(:,t);%% SE TOMA ESTE (FRECUENCIA DE X) YA QUE TODAS LAS
FRECUENCIAS SON IDÉNTICAS %%%%%%%%%%%
%% NORMALIZACIÓN DE LA FRECUENCIA DE GIRO REDONDEADO A LA MILÉSIMA
%%%%%%%%%%

```

```

Fp3(:,t)=1000*F(:,t)'/(round(1000*mean(frecmean)));

%%% CREACION DE ESPECTRO CON UN PASO DADO POR Fil %%%%%%%%%%%
Eix(:,t)=interp1(Fp3(:,t),abs(espectroTsx(:,t)),Fil);
Eiy(:,t)=interp1(Fp3(:,t),abs(espectroTsy(:,t)),Fil);
Eiangr(:,t)=interp1(Fp3(:,t),abs(espectroTsangr(:,t)),Fil);

%%% PONDERO CADA VENTANA PARA OBTENER PROMEDIO %%%%%%%%%%%
Exf=(Eix(:,t)*1/can)+Exf;
Eyf=(Eiy(:,t)*1/can)+Eyf;
Eangrf=(Eiangr(:,t)*1/can)+Eangrf;

end

%%% DEJO LOS ESPECTROS EN UNA SOLA VARIABLE E %%%%%%%%%%%
E(:,1)=Exf;
E(:,2)=Eyf;
E(:,3)=Eangrf;
Fr=Fil;

%%% DESVIACIÓN ESTÁNDAR PORCENTUAL DEL PASO DE TIEMPO DEL DIENTE
%%%%%%%%%%
mean(dstn)*100/prom;

disp(mean(frecmean));
%%% GRAFICAR %%%%%%%%%%%
for d=1:3
figure
plot(Fil,abs(E(:,d)))
% hold on
xlim ([0.1,8.5])
ylim([0 0.05])
xlabel('Frecuencia [Hz]')
ylabel('Amplitud lateral [mm]')

end

```