

UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



ANÁLISIS DE ÓRBITA COMO TÉCNICA DE DIAGNÓSTICO EN ROTOR MACHINERY FAULT SIMULATOR – MAGNUM

Informe de Habilitación Profesional
presentado en conformidad a los requisitos
para optar al Título de Ingeniero Civil Mecánico

Profesor Guía:

Sr. Juan Carlos Figueroa Barra

SERGIO LILLO MONTENEGRO
CONCEPCIÓN – CHILE
2015

Sumario

El presente informe de Habilitación Profesional, se contextualiza en el análisis de vibraciones mecánicas, abordando las principales técnicas de inspección vibracional empleadas a nivel industrial, analizando las ventajas y limitaciones de estas. Profundizando específicamente en el análisis de órbita, definiendo en que consiste esta técnica, como se emplea, que resultados se obtienen y cuál es el equipamiento necesario para emplearlo correctamente.

La creación de una herramienta computacional que permite el diagnóstico de fallas en rotores usando la técnica de análisis de órbita en tiempo real (on-line), se diseñó y programó en un software de programación gráfica LabView 2011. Adicionalmente se creó una herramienta que permite la obtención de los valores de velocidad RMS, por lo que es posible inferir sobre la severidad de las vibraciones.

Por medio de la elaboración de una cadena de medición, para la utilización de equipos e instrumentación, se logró seleccionar estos parámetros según los requerimientos y características de la vibración. Esto garantiza un correcto almacenamiento de datos, manejo y análisis de señales.

La realización de ensayos permitió comprobar el funcionamiento adecuado de la herramienta computacional creada. Estos fueron simulados en el simulador de fallas Machinery Fault Simulator – Magnum perteneciente al Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad del Bío-Bío. Los resultados obtenidos fueron satisfactorios, todas las simulaciones realizadas de desbalance, desalineamiento y desbalance + desalineamiento obtuvieron órbitas de acorde a la simulación. En cambio, los resultados efectuados en el simulador sin realizar la simulación de alguna falla (valores residuales) las órbitas obtenidas son de formas confusas, enmarcadas en algunos casos dentro de algunas fallas.

La utilización del análisis de órbita sin lugar a duda presenta una ventaja frente a las demás técnicas de análisis de vibración, la facilidad para relacionar una falla es bastante sencilla, pero por el limitado número de fallas que puede reconocer es recomendable emplearlo junto al análisis espectral.

Contenido

Sumario	1
Introducción	7
Objetivos generales:	9
Objetivos específicos:	9
1. Análisis de vibraciones.....	10
1.1. Análisis dominio del tiempo y de la frecuencia	12
1.1.1. Análisis en dominio del tiempo (forma de onda).....	14
1.1.2. Análisis en dominio de la frecuencia (espectro)	15
1.2. Análisis de amplitud vs frecuencia vs tiempo (análisis cascada).....	17
1.3. Amplitud y fase vs RPM (diagrama de Bode).....	17
1.4. Amplitud vs fase (diagramas de Nyquist)	18
1.5. Patrones de órbita	19
2. Análisis de vibraciones en máquinas rotatorias mediante órbitas.....	21
2.1. Vibración mecánica en ejes	22
2.2. Medición de la vibración de un eje.....	23
2.3. Obtención de la órbita.....	23
2.3.1 Posición media integrada respecto al tiempo	23
2.3.2. Desplazamiento Peak-to-Peak.....	25
2.4. Causas más frecuentes de vibración en máquinas rotativas	29
2.5. Vibraciones en máquinas rotativas identificadas mediante patrones de órbita	29
2.5.1. Desbalance:	30
2.5.2. Desalineamiento	31
2.5.3. Desalineamiento extremo:.....	32
2.5.4. Torbellino de aceite (Oil Whirl).....	32
2.6. Patrones de Órbita	33
2.7. Relación de espectro – órbita.....	35
3. Cadena de medición	38
3.1. Etapa Transductora.....	39
3.1.1. Selección del transductor	44
3.1.2. Ubicación de los acelerómetros.....	45
3.1.3. Ubicación de los acelerómetros para la obtención de órbitas	46

3.1.4. Montaje Acelerómetros.....	47
3.2. Etapa de acondicionamiento.....	48
3.3. Etapa de adquisición y procesamiento.....	48
3.3.1. Adquisición	48
3.3.2. Procesamiento	50
3.3.3. Procesamiento de la señal	51
3.4. Etapa de registro	54
4. Criterio de evaluación de Severidad para la medición en partes No-rotatorias	55
4.3. Clasificación de normas y guías de aplicación.....	56
4.4. Normas sobre la instrumentación y sistemas de medidas.....	57
4.5. Tipos de maquinaria	58
4.6. Normas de severidad	59
4.6.3. Carta de Rathbone	60
4.6.4. ISO 2372 – (1974).....	61
4.6.5. ISO 10816 - (1995)	63
5. Análisis de órbitas	66
5.3. Programación.....	67
5.1.2. Pantalla de adquisición.....	68
5.1.3. Pantalla de análisis de órbita	70
5.1.4. Pantalla de severidad.....	72
5.4. Medición.....	73
5.4.3. Ubicación de los acelerómetros.....	74
5.5. Análisis y resultados.....	75
5.5.3. Sin simulación de falla	75
5.5.4. Desbalance	78
5.5.5. Desalineamiento:.....	85
5.3.4. Desbalance + Desalineamiento	88
Conclusión.....	95
Bibliografía.....	97
Anexo	100

Índice Figuras

Figura 1.1 Registro primitivo de las vibraciones para un movimiento armónico simple.	13
Figura 1.2 Vibración armónica.....	13
Figura 1.3 Espectro de la vibración ilustrada en la Figura 1.2.....	13
Figura 1.4. Parámetros característicos.....	14
Figura 1.5. Representación tiempo-frecuencia.....	15
Figura 1.6. Registro real de vibraciones.....	16
Figura 1.7. Espectro Amplitud v/s Frecuencia.....	16
Figura 1.8. Análisis cascada.....	17
Figura 1.9. Diagramas de bode, formas alternativas de los datos de impedancia mecánica.....	18
Figura 1.10 Diagrama de Nyquist a partir del diagrama de Bode.....	19
Figura 1.11. Desbalance en rotor Machinery Fault Simulator – Magnum.....	20
Figura 2.1. Órbita cinética de un eje (ISO 14773-1).....	24
Figura 2.2. Órbita cinética de un eje – Definición de desplazamientos (ISO 14773-1).....	28
Figura 2.3. Tipos de desbalances. a) Estático. b) Par. c) Casi Estático. d) Dinámico.....	30
Figura 2.4. Desalineamiento. a) Paralelo. b) Angular. c) Combinado.....	32
Figura 2.5. Apariencia esquemática torbellino de aceite.....	33
Figura 2.6. Patrón de órbita de un rotor en perfecto estado.....	33
Figura 2.7. Órbitas obtenidas en procesos de medición (a) desbalance (b) desalineamiento (c) desalineamiento extremo (d) torbellino de aceite.....	35
Figura 2.8. Espectro característico desbalance.....	36
Figura 2.9. Espectro característico desalineamiento.....	36
Figura 2.10. Representación típica de un problema de remolino de aceite.....	37
Figura 3.1. Componentes de un acelerómetro piezoeléctrico industrial.....	40
Figura 3.2. Respuesta característica de frecuencia de un acelerómetro.....	41
Figura 3.3. Transductor de velocidad.....	42
Figura 3.4. Transductor de desplazamiento.....	43
Figura 3.5. Rango de respuesta transductores.....	44
Figura 3.6. Ubicación acelerómetros.....	46
Figura 3.7. Ubicación acelerómetros para la obtención de órbitas.....	46
Figura 3.8. NI 9234.....	48
Figura 3.9. Chasis CompactDAQ.....	49
Figura 3.10. Chasis USB CompactDAQ.....	49
Figura 3.11. Panel Frontal en LabView 2011.....	50
Figura 3.12. Diagrama de bloques en LabView 2011.....	51
Figura 3.13. Windows (a) lowpass y (b) high pass.....	52
Figura 3.14. Ventana de a) Hanning. b) Hamming. c) Flat Top.....	54
Figura 4.1. Carta de Rathbone.....	61
Figura 4.2. Ubicación transductores.....	64
Figura 5.1. Pantalla de Adquisición.....	69
Figura 5.2. Pantalla de análisis de órbita.....	71

Figura 5.3. Pantalla de severidad.	72
Figura 5.4. Machinery Fault Simulator – Magnum.....	73
Figura 5.5. Ubicación ortogonal de los acelerómetros.....	74
Figura 5.6. Órbita ensayo N°1. a) Sin filtro. b) con filtro.	76
Figura 5.7. Espectro Ensayo N°1 medición en X.....	77
Figura 5.8. Espectro Ensayo N°1 medición en Y.....	77
Figura 5.9. Criterio de severidad Ensayo N°1.....	78
Figura 5.10. Órbita Ensayo N°2. a) Sin filtro. b) con filtro.	79
Figura 5.11. Espectro Ensayo N°2 medición en X.....	80
Figura 5.12. Espectro Ensayo N°2 medición en Y.....	80
Figura 5.13. Criterio de severidad Ensayo N°2.....	81
Figura 5.14. Órbita Ensayo N°3. a) Sin filtro. b) Con filtro.....	82
Figura 5.15. Espectro Ensayo N°3 medición en X.....	83
Figura 5.16. Espectro Ensayo N°3 medición en Y.....	83
Figura 5.17. Criterio de severidad Ensayo N°3.....	84
Figura 5.18. Órbita Ensayo N°4. a) Sin filtro. b) Con filtro.....	85
Figura 5.19. Espectro Ensayo N°4 medición en X.....	86
Figura 5.20. Espectro Ensayo N°4 medición en Y.....	86
Figura 5.21. Criterio de severidad Ensayo N°4.....	87
Figura 5.22. Órbita Ensayo N°5. a) Sin filtro. b) Con filtro.....	89
Figura 5.23. Espectro Ensayo N°5 medición en X.....	89
Figura 5.24. Espectro Ensayo N°5 medición en Y.....	89
Figura 5.25. Criterio de severidad Ensayo N°5.....	90
Figura 5.26. Desalineamiento paralelo forzado.	91
Figura 5.27. Órbita Ensayo N°6. a) Sin filtro. b) Con filtro.....	92
Figura 5.28. Espectro Ensayo N°6 medición en X.....	92
Figura 5.29. Espectro Ensayo N°6 medición en Y.....	93
Figura 5.30. Criterio de severidad Ensayo N°6.....	93

Índice de Tablas

Tabla 2-1. Método de identificación mediante patrones de órbita.....	34
Tabla 3-1. Características acelerómetro IMI 603C01.....	41
Tabla 3-2. Características adicionales NI 9234.....	48
Tabla 4-1. Unidades de medición desplazamiento, velocidad y aceleración.....	58
Tabla 4-2. Referencias admitidas por la ISO R 1683.....	58
Tabla 4-3. Norma ISO 2372.....	62
Tabla 4-4. Clasificación de clase Norma ISO 2372.....	62
Tabla 4-5. Severidad de la vibración según la norma ISO 10816-3.....	65
Tabla 5-1. Comparación peak desplazamiento Ensayo N°1 y Ensayo N°2.....	82
Tabla 5-2. Comparación peak desplazamiento Ensayo N°2 y Ensayo N°3.....	84

Introducción

El mantenimiento industrial es definido como un conjunto de normas y técnicas previamente establecidas que permiten la conservación de máquinas e instalaciones. Esto permite mantener los estándares de producción y mejorar el rendimiento.

El desarrollo tecnológico ha permitido cambios importantes en el mantenimiento industrial; inicialmente el mantenimiento era realizado con la finalidad de corregir una falla. Sin embargo, la introducción de tecnologías predictivas, específicamente el mantenimiento asistido por computador ha permitido mediante la intervención de la máquina cuando justifique la presencia de síntomas del deterioro en su condición mecánica, la interpretación de resultados provenientes de mediciones, que caracterizan el comportamiento mecánico de la maquinaria industrial. Permitiendo un diagnóstico eficaz del estado técnico de la máquina y de los elementos que la conforman.

En este contexto, la presente habilitación Profesional tiene como objetivo principal la creación de una herramienta computacional que permita el diagnóstico de fallas en rotores en tiempo real, utilizando la técnica de análisis de órbita. El análisis de órbita está basado en los denominados patrones de órbita, las vibraciones producidos en equipos rotatorios, son caracterizadas mediante un ploteo orbital, producto de la propia dinámica de rotación y otras fuerzas existentes, por lo que cada falla tiene un patrón de órbita único. Las principales fallas detectadas por este análisis son: el desbalance, desalineamiento, desalineamiento extremo y torbellino de aceite.

Para llevar a cabo un correcto diagnóstico, se creará adicionalmente un módulo que permita clasificar la severidad de la vibración proveniente de la medición de cada transductor. Entregando información detallada del valor global de vibración de velocidad RMS y el rango de operación que este se encuentra según la Norma ISO 2372.

La creación de la herramienta computacional que permitirá el diagnóstico de fallas será diseñada y programada en el software LabView 2011, perteneciente a la empresa National Instruments. Esta plataforma de programación gráfica permite programar la adquisición de datos, procesamiento de señales adquiridas e interfaz gráfica del usuario.

El proceso de medición para la obtención de órbitas será realizado en el banco de ensayo (simulador) Machinery Fault Simulator – Magnum, perteneciente al Departamento de Ingeniería Mecánica. Este

simulador permite el aprendizaje y diagnóstico de maquinaria, mediante la realización de experimentos controlados.

Objetivos generales:

- Diseñar una herramienta computacional para el diagnóstico de fallas en rotores usando análisis de órbita en tiempo real.

Objetivos específicos:

- Estudiar y aplicar el análisis de órbita al diagnóstico de falla de rotores.
- Diseñar un programa que permita el análisis de órbita en rotores en forma on-line junto con su análisis de severidad.
- Simular condiciones operacionales para fallas características en el rotor utilizando la herramienta de análisis de órbita para su detección.

1. Análisis de vibraciones

El análisis de vibraciones es una técnica que permite estudiar las señales vibratorias en máquinas rotativas. Algunos ejemplos de máquinas rotativas incluyen motores de aviones y automóviles, compresores, turbinas y bombas. Este tipo de máquinas tiene una variedad significativa de piezas mecánicas como, ejes, cojinetes, engranajes, acoplamientos, etc., cada parte mecánica contribuye con un comportamiento característico único para el nivel de vibración.

Actualmente de las diversas tecnologías aplicadas al mantenimiento predictivo, el análisis de vibraciones es el más utilizado. Este se basa en interpretación de resultados obtenidos en la etapa de medición, permitiendo caracterizar el comportamiento mecánico del sistema a analizar. Esto posibilita la detección de una gran cantidad de fallas que reflejan el deterioro de su condición mecánica. Bajos niveles vibratorios indican un sistema en buen estado.

El mantenimiento predictivo está basado en la detección, identificación y corrección de problemas antes que se trasformen en fallas. La detección es el primer paso y está basado en el seguimiento de la evolución de uno o varios parámetros que son seleccionados rigurosamente. La segunda etapa es el diagnóstico, una vez identificado el problema, se debe determinar cuál es su causante, que elemento o elementos de una máquina producen aumento en los niveles de vibración, esto referido a una condición inicial. La tercera etapa es la corrección, una vez identificado la causa del problema y su ubicación, se debe corregir mediante un procedimiento de eliminación del problema.

Emplear un programa de mantenimiento predictivo asegura una producción continua y estable, permitiendo cumplir con los tiempos programados de producción. Sin embargo es indispensable contar con personal calificado encargado de aplicar bajo procedimientos y normativas las aplicaciones de tecnologías.

El mantenimiento predictivo basado en análisis de vibraciones, ofrece una gran cantidad de ventajas a nivel industrial, destacando:

- Reducción en los costos de mantenimiento correctivo (no planeado).
- Reducción en inventario, básicamente en repuestos.
- Reducción en las ordenes de trabajo, menos tiempos extras empleados en reparaciones.
- Reparaciones eficientes.
- Incremento en la capacidad de producción, reducción en rechazos por fallas ocasionadas por excesivas vibraciones
- Mejores condiciones de seguridad, al no forzar los equipos.

Uno de los métodos más utilizados para el análisis de vibraciones es la transformada de Fourier (FT), en donde el espectro obtenido identifica y cuantifica los componentes de frecuencia de vibración. La utilización del espectro en máquinas rotatorias permite asociar ciertos componentes de frecuencia con partes mecánicas específicas.

Las principales técnicas de análisis son:

- Amplitud vs Tiempo (forma de onda)
- Amplitud vs Frecuencia (espectro)
- Amplitud vs Frecuencia vs Tiempo (diagrama de cascada)
- Amplitud y Fase vs RPM (diagrama de Bode)
- Amplitud vs Fase (diagrama de Nyquist)
- Patrones de órbitas.

En la actualidad los equipos utilizados para la adquisición de datos vibratorios abarcan desde portátiles o de campo hasta la monitorización en continuo (on-line).

1.1. Análisis dominio del tiempo y de la frecuencia

Las vibraciones pueden ser examinadas en dos dominios, el dominio del tiempo y el dominio de la frecuencia. La obtención en estos dominios, es realizada electrónicamente mediante instrumentos de medición, hardware y software, en donde la vibración es registrada como una señal eléctrica, que es proporcional al fenómeno mecánico que se está midiendo. Obteniéndose de forma principal en el dominio del tiempo, ilustrado en la figura 1.1.

La existencia de la herramienta matemática conocida como la Transformada Rápida de Fourier (FFT), permite analizar las vibraciones en el dominio de la frecuencia (figura 1.3). Esta herramienta posibilita la descomposición de una señal en sus componentes fundamentales, obteniendo como resultado el llamado espectro de las vibraciones. La FFT puede ser continua para señales de $t \in (-\infty, \infty)$ o discretas (truncadas) para señales en $t \in (0, T)$.

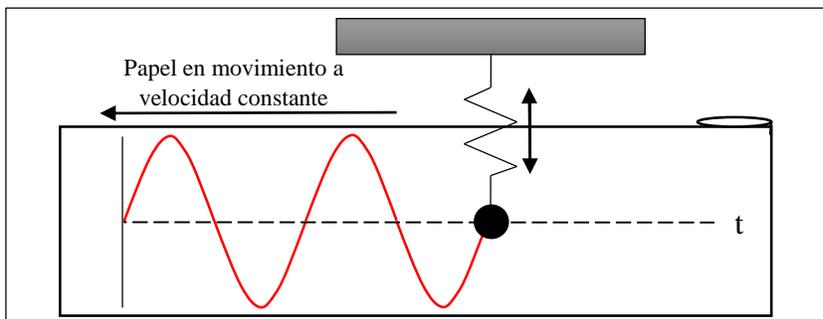


Figura 1.1 Registro primitivo de las vibraciones para un movimiento armónico simple.

La figura 1.2 ilustra la modelación en LabView de una función sinusoidal y la posterior obtención de la Transformada Discreta de Fourier (DFT) para dicha función (figura 1.3).

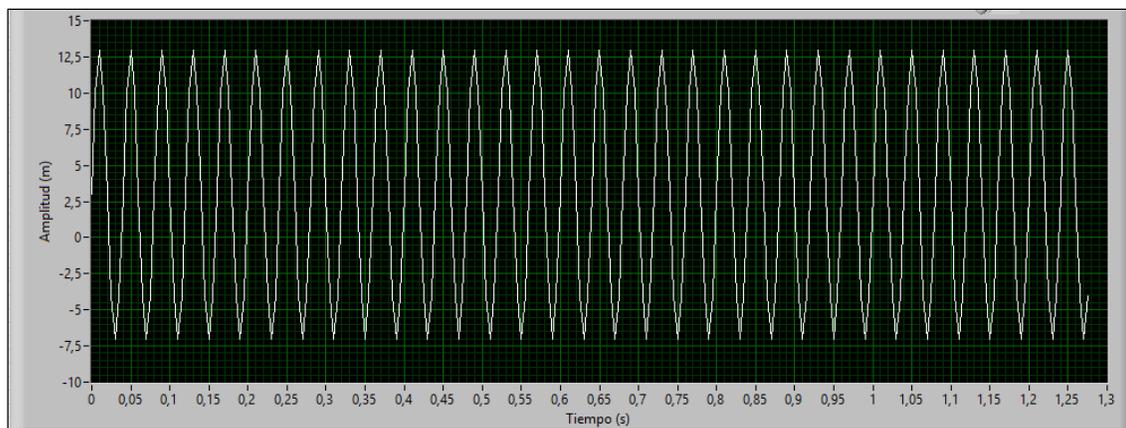


Figura 1.2 Vibración armónica.

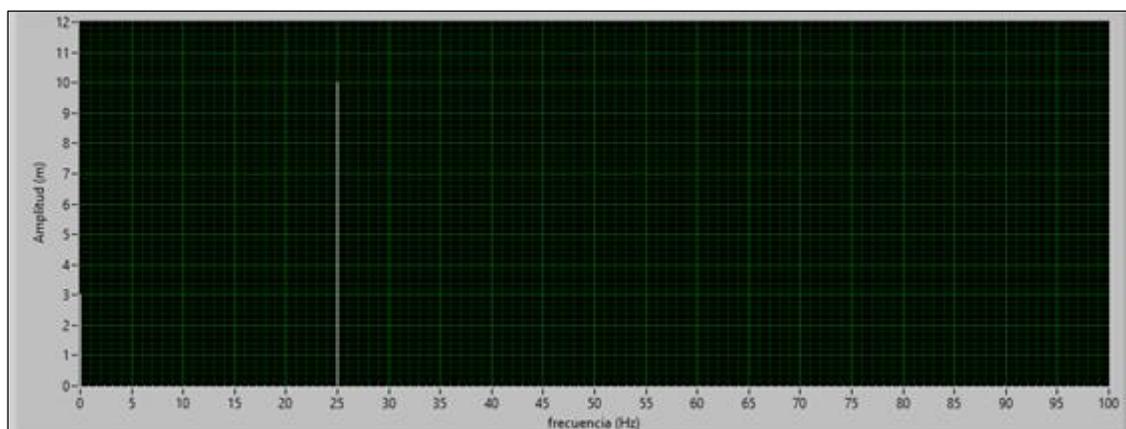


Figura 1.3 Espectro de la vibración ilustrada en la Figura 1.2.

Para efectuar la medición del nivel de vibración, es importante definir la magnitud física que permitirá cuantificar la vibración, para esto son utilizados transductores de desplazamiento, de velocidad y aceleración según sea el requerimiento.

1.1.1. Análisis en dominio del tiempo (forma de onda)

Las vibraciones en dominio del tiempo se caracterizan por una serie de parámetros (amplitud, ciclo, periodo y fase), adicionalmente existe una serie de valores asociados que proporcionan información relevante, como método comparativo de diferentes niveles de vibraciones. En función del término Nivel Total se encuentra los valores Peak, Peak-to-Peak y RMS (figura 1.4). De estos valores, con mayor frecuencia es utilizado el valor RMS o valor Eficaz, este último está asociado a la potencia de vibración.

$$V_{RMS} = 0.707 V_{Peak} \quad (1.1)$$

El FACTOR DE CRESTA (CF), es igual al cociente entre el valor Peak y el valor RMS. El propósito de este factor permite relacionar el impacto en la forma de onda, este impacto está asociado al desgaste de rodamientos, cavitación, desgaste de engranajes y ocurrencia de choques entre partes móviles. Un valor superior al 1.4142 implica que hay un grado de impacto asociado.

$$CF = \frac{V_{Peak}}{V_{RMS}} \quad (1.2)$$

Este análisis es adecuado para reconocer los siguientes problemas:

- Impactos: Engranajes desastillados, run-out, Backlash.
- Truncaciones: Restricciones en el movimiento del rotor.
- Periodicidades: Diferencias entre desalineamiento y soldaduras mecánicas.
- Transientes: Frecuencias naturales excitadas por impactos.
- Rozamientos intermitentes.

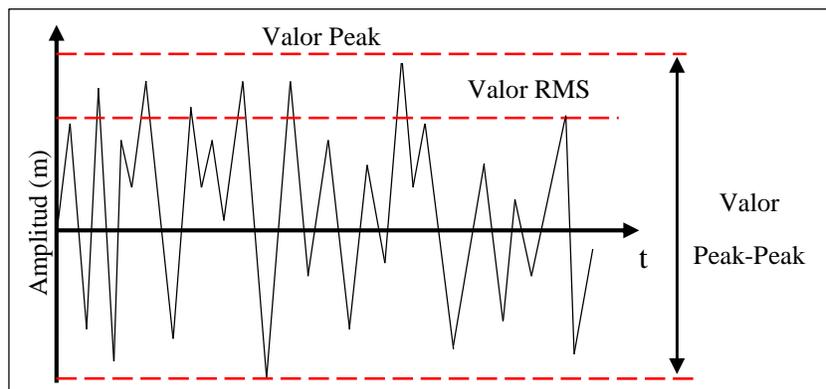


Figura 1.4. Parámetros característicos.

Referente a la utilización de estos parámetros, la detección del valor Peak-to-Peak es utilizado para mediciones de desplazamiento. Los valores Peak y RMS son utilizados para mediciones de velocidad y aceleración

1.1.2. Análisis en dominio de la frecuencia (espectro)

Las vibraciones en el dominio del tiempo entregan toda la información acerca del comportamiento de cada componente del sistema inspeccionado. Sin embargo, se encuentran problemáticas que afectan el diagnóstico, esto debido al exceso de información presente en este tipo de señal, la cual integra la señal característica de cada componente.

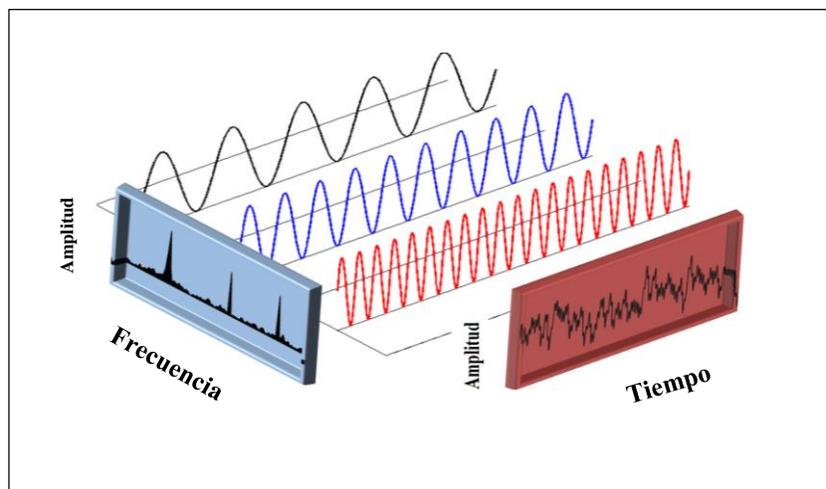


Figura 1.5. Representación tiempo-frecuencia.

La figura 1.5 ilustra la existencia de otro dominio que permite el análisis de vibraciones, elaborada por la FFT, la cual permite analizar las señales de vibración en dominio de la frecuencia, empleando una gráfica de amplitud de vibración (desplazamiento, velocidad o aceleración) versus frecuencia denominada espectro. El espectro es una herramienta muy valiosa, sin ellos la detección y separación de las formas de ondas dificultaría su interpretación, como se observa en la figura 1.6 la cantidad de información registrada en un intervalo de 4 segundos es demasiada, influyendo en la lectura y posterior diagnóstico. En cambio, utilizando la DFT al análisis de vibraciones, permite la descomposición de la señal en sus componentes fundamentales como se muestra en la figura 1.7.

En la actualidad es una de las mejores herramientas para el análisis, permitiendo identificar aproximadamente 85% de los problemas de vibración en equipos rotativos.

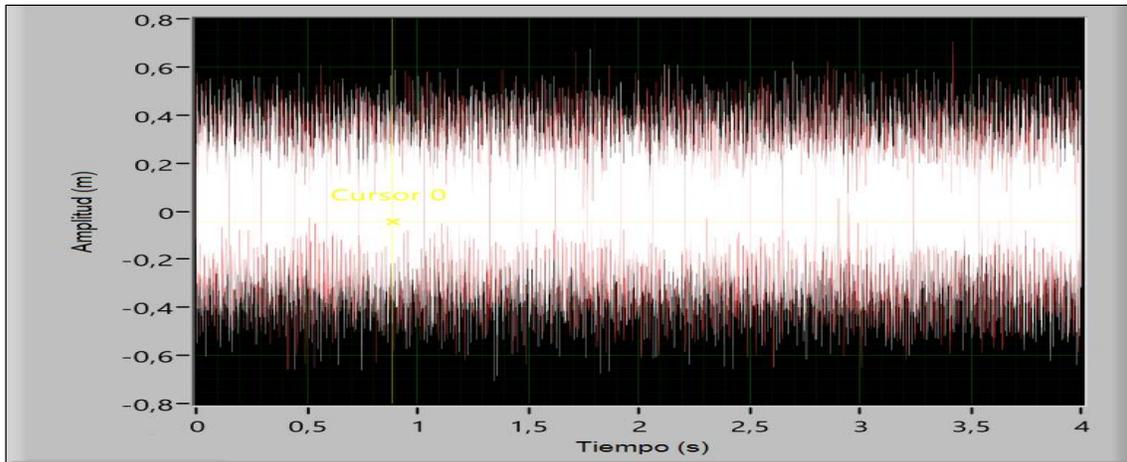


Figura 1.6. Registro real de vibraciones.

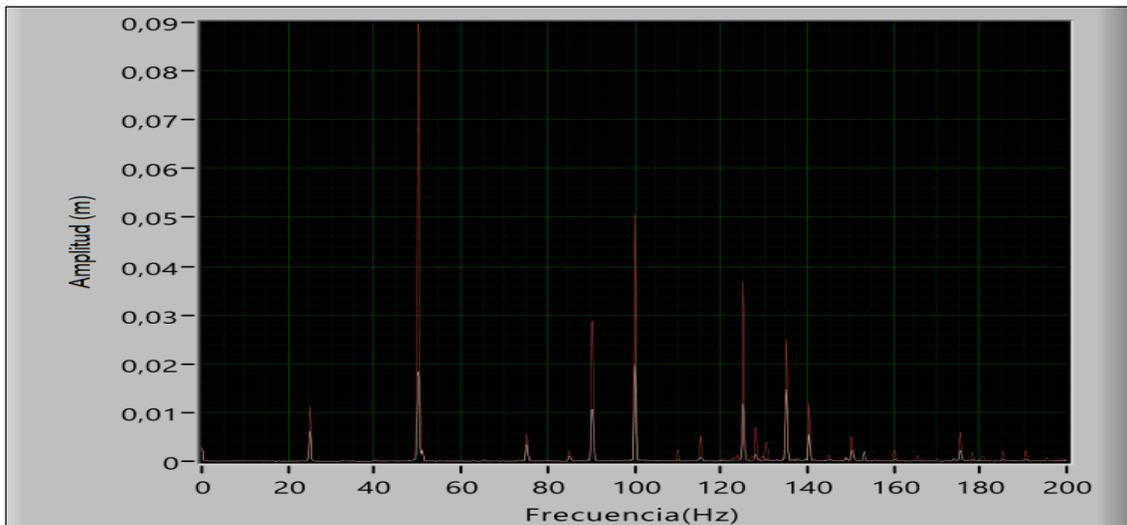


Figura 1.7. Espectro Amplitud v/s Frecuencia.

Se distingue el análisis espectral, por la identificación de los siguientes problemas:

- Desbalance
- Desalineamiento
- Soltura mecánica
- Soltura de la máquina respecto su base
- Holguras del rodamiento respecto al eje
- Vibraciones producidas por torbellinos de aceite
- Resonancia
- Transmisión por poleas y correas.

1.2. Análisis de amplitud vs frecuencia vs tiempo (análisis cascada)

El análisis espectral obtenido del análisis amplitud vs frecuencia es útil para identificar la mayoría de las fallas en maquinarias, sin embargo del espectro solo se puede observar las características de vibración para cierto instante de tiempo y bajo ciertas exigencias de funcionamiento.

El análisis cascada o mapa espectral es una representación tridimensional de sucesivos espectros de amplitudes instantáneos, en función del tiempo o de la velocidad de la máquina (figura 1.8). Este tipo de análisis permite observar sucesiones de espectros, próximos uno de otro, identificando pequeños cambios que no podrían ser observados mediante otro análisis.

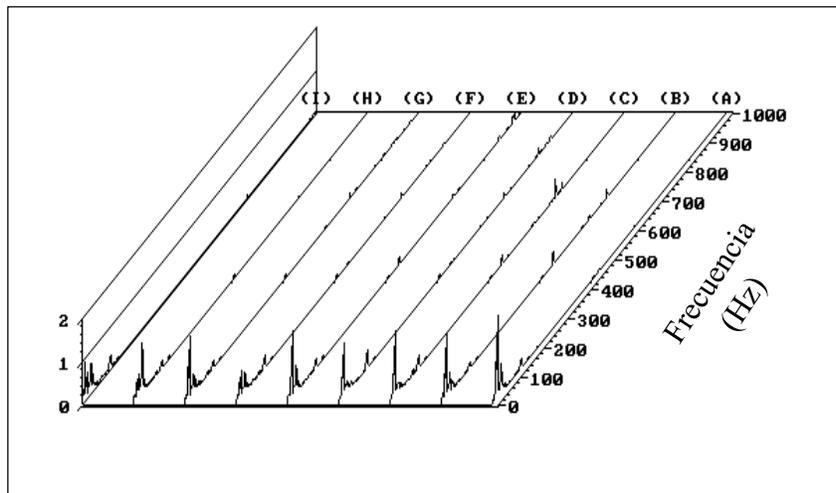


Figura 1.8. Análisis cascada.

Este análisis permite:

- Detección de resonancia
- Realizar comparaciones con normas internacionales o recomendaciones del fabricante del equipo
- Comparaciones con lecturas anteriores.

1.3. Amplitud y fase vs RPM (diagrama de Bode)

Este tipo de análisis consiste en diagramas que representan simultáneamente la amplitud y la fase de vibración en función de la velocidad de giro de la máquina. Se aplica principalmente en la localización de las velocidades críticas. Esto se debe que al pasar por la misma, se produce la coincidencia de dos circunstancias características (figura 1.9).

- La amplitud de vibración presenta un máximo local, correspondiente al máximo de la función representada, en las proximidades de la velocidad crítica.
- Al sobrepasar la velocidad crítica, se produce un cambio de aproximadamente 180° en la fase. El punto medio de esta transición se corresponde con la condición de resonancia.

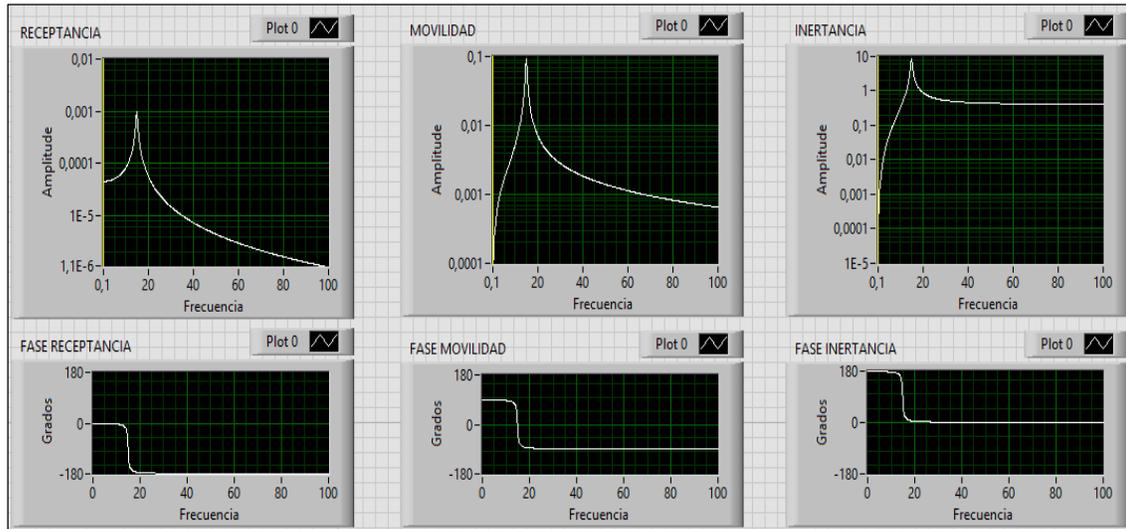


Figura 1.9. Diagramas de bode, formas alternativas de los datos de impedancia mecánica.

1.4. Amplitud vs fase (diagramas de Nyquist)

El diagrama de Nyquist también denominado diagrama polar, reúne en un solo gráfico la amplitud y la fase de la vibración. Su obtención, a partir del diagrama de bode, puede realizarse eliminando la velocidad de ambas representaciones gráficas, componiendo vectorialmente la amplitud y la fase para cada velocidad de la máquina. En cada uno de los puntos marcados se suele indicar la velocidad correspondiente.

Generalmente solo es utilizado para analizar el comportamiento de los ejes en equipos rotativos. En este caso además de tener las mismas posibilidades que el diagrama de Bode, la visualización del desplazamiento del eje se observa de una forma parecida a la realidad física que representa. Por otra parte, trazado a la escala adecuada permite apreciar directamente el vector de desequilibrio del rotor.

En la figura 1.10 se representa un Diagrama de Bode y el Diagrama Nyquist (Polar) correspondiente.

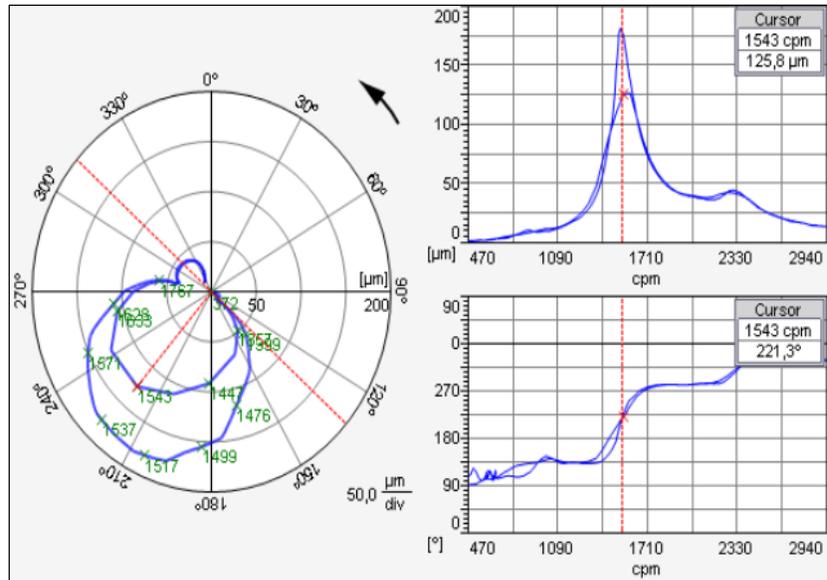


Figura 1.10 Diagrama de Nyquist a partir del diagrama de Bode.

1.5. Patrones de órbita

Las vibraciones producidas en equipos rotatorios, pueden ser caracterizadas mediante un ploteo orbital, que permite el control de los desplazamientos que efectúa el eje, producto de la propia dinámica de rotación y otras fuerzas externas que pueden afectar.

La mejor forma de controlar los desplazamientos efectuados por un eje de una máquina en su rotación, consiste en visualizar el movimiento orbital descrito por el mismo. Las formas de las órbitas dependen de las características dinámicas de los ejes serán detalladas en el siguiente capítulo.

Las principales fallas detectadas por el análisis de órbita son:

- Desbalance
- Desalineamiento
- Desalineamiento extremo
- Torbellino de aceite.

La figura 1.11 muestra el ploteo de una órbita, obtenida de la medición realizada en el rotor Machinery Fault Simulator – Magnum, en el laboratorio de mecánica aplicada del Departamento de Mecánica. La forma de esta órbita representa un problema típico de desbalance.

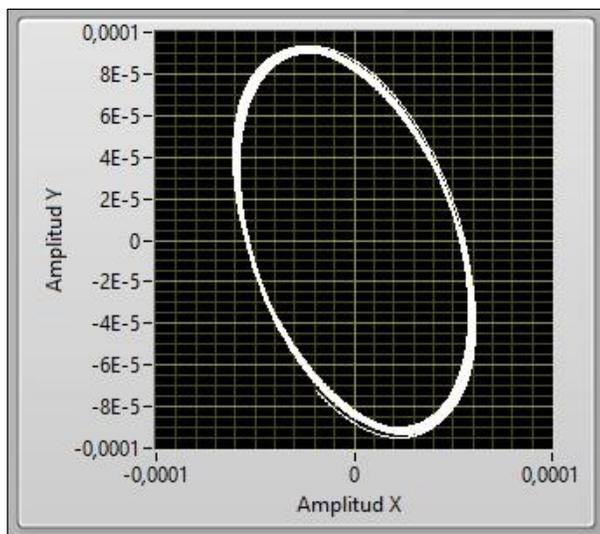


Figura 1.11. Desbalance en rotor Machinery Fault Simulator – Magnum.

2. Análisis de vibraciones en máquinas rotatorias mediante órbitas

Actualmente a nivel industrial, la utilización de programas de mantenimiento es indispensables, el análisis y el monitoreo son dos herramientas necesarias para la prevención de problemas mecánicos relacionados con los procesos de fabricación de cualquier área productiva.

En este ámbito se encuentra el análisis de vibraciones mediante análisis de órbita, que nos permite realizar un seguimiento funcional de una máquina rotatoria, es importante medir y controlar los desplazamientos que efectúa el eje durante su funcionamiento, como consecuencia de la propia dinámica de rotación y de otras fuerzas externas que pueden afectarle. El ploteo orbital permite visualizar el movimiento orbital descrito por el eje.

La representación orbital cada día gana más adeptos en el análisis de vibración de ejes, principalmente por la fácil identificación de falla y por la alta precisión en describir el movimiento del eje. La identificación de la falla se logra comparando los patrones de órbitas con la órbita obtenida en la medición.

Las causas más frecuentes de vibración en máquinas rotatorias son principalmente: El desbalanceo, desalineamiento, soltura mecánica, transmisiones por poleas y correas, fuerzas hidráulicas y aerodinámicas, etc. Las cuales se mencionarán más adelante. Sin embargo no todas estas causas pueden ser detectadas mediante una sola técnica, por lo que solo abordaremos las fallas identificadas mediante patrones de órbita.

2.1. Vibración mecánica en ejes

La vibración de un eje de rotación se caracteriza en cualquier ubicación axial por una órbita cinética, que describe como la posición del centro del eje varía con el tiempo. La forma de la órbita depende de las características dinámicas del eje, los rodamientos y los soportes de cojinete o fundaciones, la ubicación axial sobre el rotor y la forma de la excitación de las vibraciones. Por ejemplo, si la excitación adopta la forma de una fuerza sinusoidal de frecuencia única, la órbita es una elipse, que puede en ciertas circunstancias ser similar a un círculo o una línea recta, el tiempo que tarda el centro del eje para completar un circuito de la elipse es igual al periodo de la fuerza de excitación.

Una de las fuerzas más importantes es el desbalance del rotor, en la que la frecuencia de excitación es igual a la frecuencia de rotación del eje. Sin embargo, hay otros tipos de excitación, para las cuales la frecuencia será igual a los múltiplos de la frecuencia de rotación del eje.

Cuando la vibración surge como resultado, por ejemplo, desestabilización de las fuerzas auto-excitadas, la órbita normalmente no se apreciará de una forma simple, va a cambiar la forma sobre un intervalo de tiempo y no necesariamente tendrá una relación armónica. En general, la vibración de un eje puede surgir de distintas fuentes y, por lo tanto, se producirá una órbita compleja, que es la suma vectorial de los efectos de las fuerzas de excitación individuales.

2.2. Medición de la vibración de un eje

En cualquier ubicación axial, la órbita del eje puede obtenerse tomando mediciones con dos transductores de vibración montados en diferentes planos radiales, separados por 90 grados (esta es la separación preferida, pequeñas desviaciones de esta no causan errores significativos). Si los transductores miden vibración absoluta, entonces la órbita será la órbita absoluta del eje independiente del movimiento vibratorio de las partes no giratorias. Si los transductores miden vibración relativa, entonces la órbita obtenida será relativa a las partes de la estructura sobre la cual se montan los transductores.

En el capítulo 3 se estudiará más a fondo en proceso de medición para la obtención de órbitas, describiendo los tipos de transductores y las posiciones de estos para una correcta medición.

2.3. Obtención de la órbita

Referente al proceso de obtención de órbitas, la norma ISO 14773-1 que data del año 2000 nos revela mediante un informativo, como es este proceso.

2.3.1 Posición media integrada respecto al tiempo

Los valores medios de desplazamiento del eje (\bar{x} , \bar{y}), en cualquiera de las dos direcciones ortogonales, con relación a una posición de referencia, como la que se muestra en la figura 2.1, se definen por integrales con respecto al tiempo, como se muestran en las siguientes ecuaciones:

$$\bar{x} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} x(t) dt$$

(2.1)

$$\bar{y} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} y(t) dt \tag{2.2}$$

En donde $x(t)$ e $y(t)$ son los valores alternos dependientes del tiempo de desplazamiento relativo a la posición de referencia, y $(t_2 - t_1)$ está relacionado con el periodo de la componente de menor frecuencia de vibración. En el caso de mediciones de vibración absoluta, la posición de referencia se fija en el espacio. Para las mediciones de vibración relativas, estos valores dan una indicación de la posición media del eje con relación a las partes no giratorias en la ubicación axial donde se toman las mediciones. Los cambios en los valores pueden deberse a una serie de factores, tales como los movimientos de los cojinetes, cimentación, cambios en las características de la película de aceite, etc., que normalmente ocurren lentamente en relación con el periodo de vibración de los componentes.

Cabe señalar que, en general, la posición media integrada en el tiempo en cualquier dirección difiere de la posición tomada por medio de la suma de los valores de desplazamiento máximo y mínimo (ver figura 2.2). Sin embargo, cuando la vibración del eje es de una sola frecuencia sinusoidal, el lugar central del eje será una elipse. En tales circunstancias, la posición media integrada en el tiempo en cualquier dirección de la medición será la misma que la posición identificada mediante la adopción de la mitad de la suma de los valores máximos y mínimos de desplazamiento.

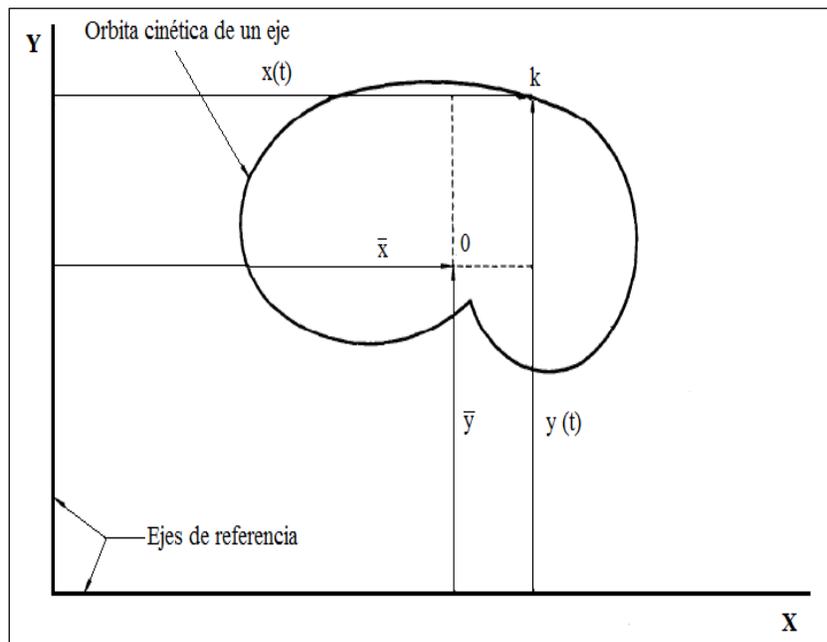


Figura 2.1. Órbita cinética de un eje (ISO 14773-1).

De la figura 2.1 cabe destacar:

- 0 : Posición media de la órbita
- k : Posición instantánea del centro del eje
- \bar{x}, \bar{y} : Valores medios de desplazamiento del eje
- $x(t), y(t)$: Valores alternos dependientes del tiempo de desplazamiento del eje.

2.3.2. Desplazamiento Peak-to-Peak

Los principales valores de interés en la medición de eje, son los valores alternos que describen la forma de la órbita. Consideremos la órbita cinemática del eje que se ilustra en la figura 2.2, asumiendo que hay dos transductores A y B montados ortogonalmente, utilizados para medir la vibración del eje. En algún instante, el centro del eje será coincidente con el punto k en la órbita y el valor instantáneo correspondiente al desplazamiento del eje desde la posición media será S_1 . Sin embargo, en el plano de los transductores A y B, los valores instantáneos de desplazamiento del eje desde la posición media serán S_{A1} y S_{B1} , respectivamente, donde:

$$S_1^2 = S_{A1}^2 + S_{B1}^2 \quad (2.3)$$

Los valores de S_1 , S_{A1} y S_{B1} , presentan variación referente al tiempo según el centro del eje se mueve alrededor de la órbita. Las formas de onda medidas correspondientes a cada transductor se muestran en la figura 2.2.

Debemos considerar que si la órbita es de forma elíptica, entonces las ondas son sinusoidales de la misma frecuencia.

El valor Peak-to-Peak de los desplazamientos en el plano del transductor A ($S_{A(P-P)}$), es definido como la diferencia entre los desplazamientos máximos y mínimos del transductor A y de manera similar para ($S_{B(P-P)}$), correspondiente al transductor B. Claramente los valores de $S_{A(P-P)}$ y $S_{B(P-P)}$ no son iguales y, en general, serán diferentes a partir de las mediciones similares realizadas en otras direcciones radiales. Por lo tanto, el valor del desplazamiento Peak-to-Peak depende de la dirección de medición.

Dado que estas magnitudes son independientes del valor absoluto de la posición media, no es necesario el uso de sistemas que puedan medir tanto la media de los valores alternos.

El desplazamiento Peak-to-Peak es la unidad más utilizada para el control de vibraciones en máquinas rotativas.

Considerando que la medición del desplazamiento Peak-to-Peak en cualquiera de las dos direcciones ortogonales dadas es una cuestión simple, el valor y la posición angular del desplazamiento máximo Peak-to-Peak que muestra en la figura 2.2, es difícil de medir directamente. Sin embargo, en la práctica, se ha encontrado aceptable usar cantidades de mediciones alternativas que aproximan el valor máximo de desplazamiento Peak-to-Peak a obtener. Los tres métodos más comunes usados para la obtención de aproximaciones satisfactorias se describen a continuación.

Método A: valor resultante de los valores de desplazamientos Peak-to-Peak medidos en dos direcciones ortogonales.

El valor $S_{(P-P) \max}$ se puede aproximar a partir de la siguiente ecuación:

$$S_{(P-P) \max} = \sqrt{S_{A(P-P)}^2 + S_{B(P-P)}^2} \quad (2.4)$$

El uso de la ecuación (2.4), es una aproximación cuando la vibración es predominante a la frecuencia de rotación. Sin embargo, sobrestima el valor $S_{(P-P) \max}$ con un error de aproximadamente el 40%.

El error máximo se produce para una órbita circular y progresiva se reduce a medida que la órbita se vuelve plana, con error nulo cuando la órbita es circular.

Método B: tomar el valor máximo de uno de los valores de desplazamiento Peak-to-Peak medidos en las dos direcciones ortogonales.

El valor $S_{(P-P) \max}$ se puede aproximar con la siguiente ecuación:

$$S_{(P-P) \max} = S_{A(P-P)} \text{ ó } S_{B(P-P)} \quad (2.5)$$

El uso de esta ecuación es una buena aproximación cuando la vibración predominante es a la frecuencia de rotación. Generalmente subestima el valor de $S_{(P-P) \max}$ con un valor máximo de error del 30% aproximadamente.

El error máximo ocurre para una órbita plana y se reduce progresivamente cuando la órbita se vuelve circular, con error nulo cuando la órbita es circular.

Método C: medición de S_{\max} .

El valor instantáneo del desplazamiento del eje, puede ser definido por S_1 , como se muestra en la figura 2.2, la cual se deriva de la medición del transductor S_{A1} y S_{B1} , usando la ecuación (2.6). Hay un punto de la órbita definido por P, donde el desplazamiento de la posición media es máximo. El valor de S_1 que corresponde a esta posición se denota por S_{\max} que se define como el valor máximo de desplazamiento.

$$S_{\max} = [S_1(t)]_{\max} = \left[\sqrt{[S_A(t)]^2 + [S_B(t)]^2} \right]_{\max} \quad (2.6)$$

El punto de la órbita en la que S_{\max} no necesariamente coincide con el punto en el que S_A y S_B están en sus valores máximos. Claramente, para una órbita particular, existe un valor de S_{\max} y este es independiente de la posición de los transductores de medición, siempre que la posición media 0 no cambie.

El valor de $S_{(p-p)\max}$ se puede aproximar a partir de la siguiente ecuación:

$$S_{(p-p)\max} = 2S_{\max} \quad (2.7)$$

La ecuación (2.7) será correcta cuando las dos mediciones ortogonales a partir de los cuales se deriva S_{\max} son de la forma sinusoidal de frecuencia única. En la mayoría de los casos, esta ecuación se sobrestimara $S_{(p-p)\max}$, debido que depende de la naturaleza de los componentes de la vibración armónica presente.

Cabe señalar que implícitamente en la definición de S_{\max} se requiere conocer el valor medio integrado en el tiempo del desplazamiento del eje. La medición de S_{\max} , es, por consiguiente, limitada para esos sistemas de medición, los cuales pueden medir ambos valores, el valor medio y el alterno. Además, la evaluación de S_{\max} , para las señales medidas por dos transductores de vibración, se requiere procedimientos computacionales relativamente complejos y se requiere instrumentación especializada.

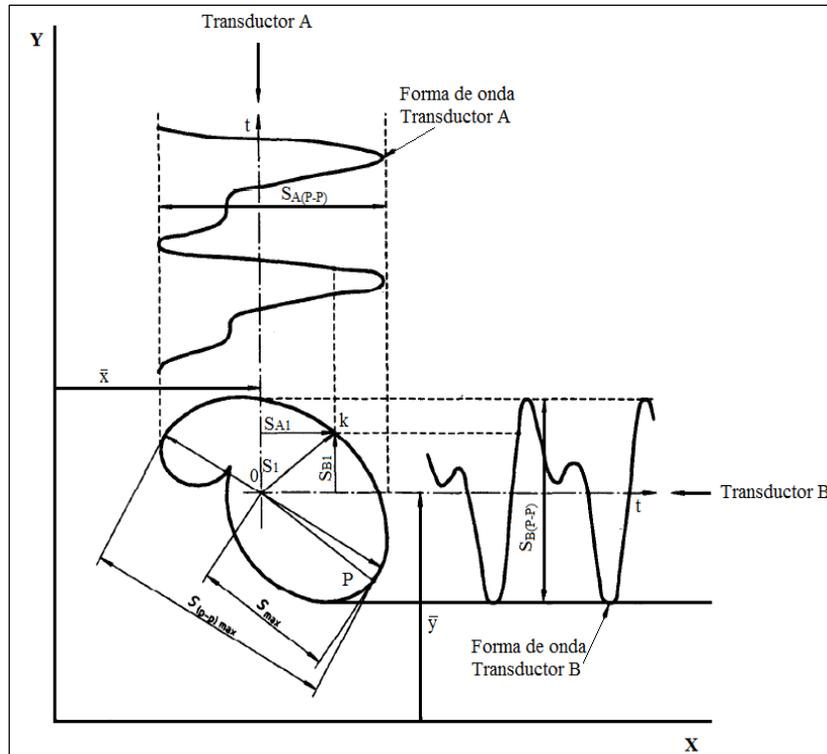


Figura 2.2. Órbita cinética de un eje – Definición de desplazamientos (ISO 14773-1).

De la figura 2.2 se describe:

- X, Y : Ejes de referencias
- 0 : Posición media de la órbita integrada respecto al tiempo
- \bar{x}, \bar{y} : Valores medios de desplazamiento del eje
- k : Posición instantánea del centro del eje
- P : Posición del eje para un desplazamiento máximo desde la posición media integrada respecto al tiempo
- S_1 : Valor instantáneo del desplazamiento del eje
- S_{max} : Máximo valor del desplazamiento desde la posición media 0 integrada respecto al tiempo
- S_{A1}, S_{B1} : Valores instantáneos del desplazamiento del eje en dirección de los transductores A y B, respectivamente.
- $S_{(P-P) max}$: Máximo valor del desplazamiento Peak-to-Peak
- $S_{A(P-P)}, S_{B(P-P)}$: Valores de desplazamiento Peak-to-Peak en dirección de los transductores A y B, respectivamente.

2.4. Causas más frecuentes de vibración en máquinas rotativas

La clasificación de las causas más frecuentes se divide en dos, mecánicas y eléctrica, las cuales se mencionan a continuación:

Mecánica:

- Desbalance: Desbalance estático, par, casi-estático y dinámico.
- Desalineamiento: Desalineamiento paralelo, angular y combinado.
- Soltura mecánica: Soltura respecto la base, holguras del cojinete respecto al eje y holguras del cojinete respecto al alojamiento.
- Vibración de engranajes: Excentricidad de engranes, Desalineamiento de engranes y ruptura dientes engranes.
- Resonancia
- Ruptura
- Torbellino de aceite
- Fuerzas hidráulicas y aerodinámicas.

Eléctricas:

- Corrimiento del centro magnético
- Rotura barra rotor
- Corto circuito en el enrollado del estator
- Deformaciones térmicas
- Pulsos torsionales.

2.5. Vibraciones en máquinas rotativas identificadas mediante patrones de órbita

No todas las causas que generan niveles de vibración, nombradas anteriormente en el capítulo 2.4 pueden ser identificadas mediante el análisis orbital. En general cada método de análisis (forma de onda, espectro diagrama de cascada, diagrama de Bode y diagrama de Nyquist) se especializa en un determinado número de causas de vibración.

2.5.1. Desbalance:

Constituye una de las fuentes más comunes en los problemas de vibraciones en maquinaria, siendo la causa principal en aproximadamente el 40% de los casos de vibraciones excesivas. (Marín, 1997)

Todos los sistemas mecánicos con elementos rotatorios, mantiene un nivel de desbalanceo residual, si estos generan niveles de vibración o no, dependerá principalmente de su funcionamiento, si este opera bajo de las normas de tolerancia de calidad establecidas para sus características y velocidades del rotor. La presencia del desbalance en el análisis espectral (amplitud vs frecuencia) es identificada como una componente definida a la frecuencia de rotación del elemento desbalanceado (1x frecuencia de rotación).

Por definición el desbalance es: Una distribución desigual de masa sobre el centro de rotación de un motor. En donde encontramos varios tipos (figura 2.3):

- **Desbalance estático:** El eje longitudinal principal de inercia del rotor está desplazado paralelamente con respecto al eje de rotación.
- **Desbalance Par:** El eje longitudinal principal de inercia del rotor intercepta al eje de rotación en el centro de masa del propio rotor.
- **Desbalance casi – estático:** El eje longitudinal principal de inercia del rotor intercepta al eje de rotación en un punto arbitrario, que no coincide con el centro de masas del propio rotor.
- **Desbalance dinámico:** El eje longitudinal principal de inercia del rotor no intercepta al eje de rotación y tampoco es paralelo a éste.

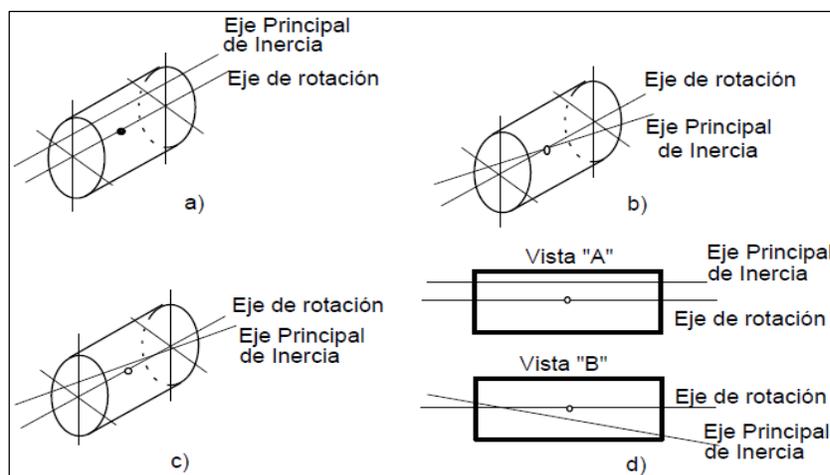


Figura 2.3. Tipos de desbalances. a) Estático. b) Par. c) Casi Estático. d) Dinámico.

Mantener el desbalanceo residual dentro de las tolerancias permitirá:

- Evitar fallas por fatiga en estructuras y elementos asociados a elementos rotatorios
- Incrementar la vida útil de la máquina rotacional y sus elementos
- Prevenir cargas excesivas en rodamientos debido a sobre cargas.

2.5.2. Desalineamiento

El desalineamiento es la fuente de vibraciones que más se puede controlar e incluso eliminar con un trabajo serio del mecánico del taller, coincidiendo mucho especialistas que el desalineamiento constituye la razón de aproximadamente el 50% de los problemas de vibraciones que se producen en la industria. (Marín, 1997)

Cuando los ejes se encuentran desalineados, se generan esfuerzos adicionales en los acoplamientos. Estos esfuerzos producen cargas adicionales sobre rodamientos y cojinetes, provocando un desgaste prematuro.

Mantener alineado los ejes permite:

- Alargar la vida útil de rodamientos, apoyos y carcasas.
- Reducción en cotes de energía (los esfuerzos adicionales provocados por el desalineamiento generan un mayor consumo de energía)
- Mayor seguridad. La reducción de las vibraciones (desalineamiento) no provocará el afloje de pernos y tuercas.

Existen tres tipos de desalineamientos (figura 2.4):

- **desalineamiento Paralelo:** Se presenta entre dos ejes entre sí cuando no están en el mismo plano. Generará una vibración radial.
- **desalineamiento Angular:** Se produce cuando los ejes no están paralelos entre sí, es decir existe un pequeño ángulo. Generará una vibración axial.
- **desalineamiento combinado:** Es la combinación de desalineamiento paralelo y angular, generara vibraciones radiales y axiales.

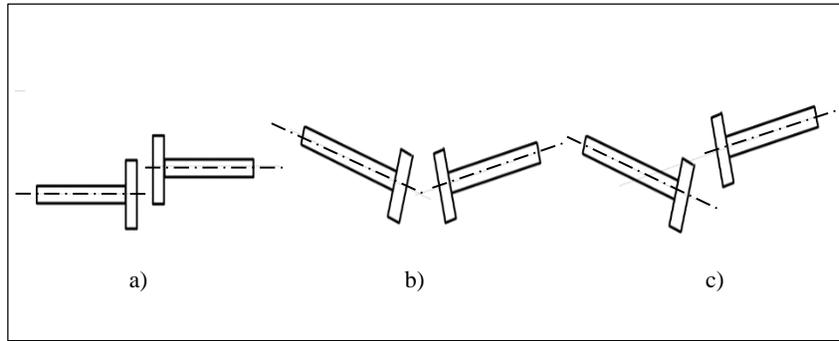


Figura 2.4. Desalineamiento. a) Paralelo. b) Angular. c) Combinado.

2.5.3. Desalineamiento extremo:

Corresponde a un desalineamiento de mayor grado que el desalineamiento descrito anteriormente. Una máquina operando en estas condiciones provoca el deterioro prematuro de rodamientos y soportes. Agregar además que los periodos de mantenimiento deben efectuarse frecuentemente.

2.5.4. Torbellino de aceite (Oil Whirl)

Este tipo de vibración es originada en máquinas equipadas con soporte con rodamientos (apoyos) lubricados a presión (figura 2.4), y que funcionan por encima de las velocidades críticas del motor (normalmente la segunda).

Constituye quizás el problema más fácil de detectar durante la interpretación de los registros espectrales, siendo una de las causas posibles de la presencia de amplitudes a frecuencias inferiores a la frecuencia de rotación. Estas componentes pueden estar ubicadas a frecuencias aproximadas entre un 45% y un 50% de la frecuencia de rotación. (Marín, 1997)

El problema de torbellinos de aceite comúnmente es atribuido a problemas de diseño del rodamiento, desgaste excesivo del rodamiento, un aumento de la presión de lubricación o un cambio de viscosidad del aceite. Como corrección y solo de manera temporal se ocupan técnicas que permiten disminuir las vibraciones por torbellino de aceite, dentro de las más usadas encontramos: modificar la temperatura del aceite (disminuir su viscosidad), provocar un desalineamiento pequeño para aumentar la carga sobre el eje.

Se encuentran dos causas comunes de vibración que pueden originar un torbellino de aceite:

- **Vibración proveniente de máquinas con ubicación cercana:** La transmisión hacia el soporte con rodamiento, es efectuada por tuberías y cimentaciones. Este tipo de transmisión es denominada torbellino inducido por el exterior.
- **Vibración originada por otros elementos de la misma máquina:** Es generado por un juego excesivo y una carga radial ligera provocando una acumulación de la película de aceite.

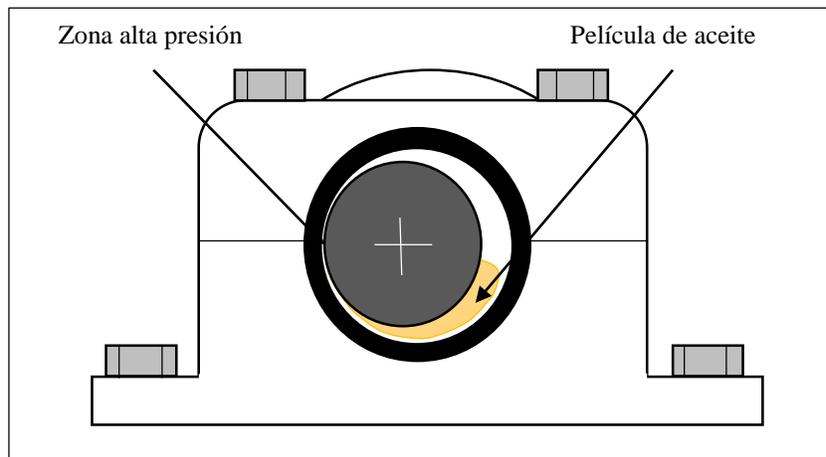


Figura 2.5. Apariencia esquemática torbellino de aceite.

2.6. Patrones de Órbita

Las distintas causas que generan un nivel de vibración (fallas) mencionadas anteriormente, tienen un patrón único. Con la finalidad de diferenciar cada tipo de órbita se debe conocer el patrón de una máquina rotatoria funcionando en perfectas condiciones, representada por una circunferencia, como se ilustra en la figura 2.6.

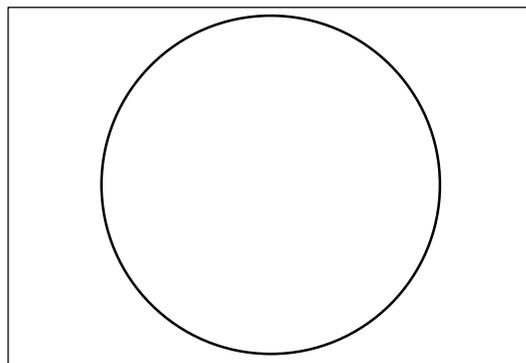
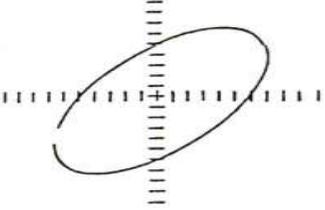
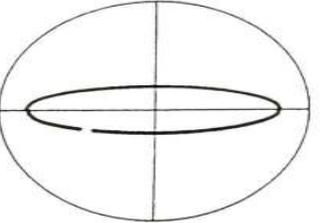
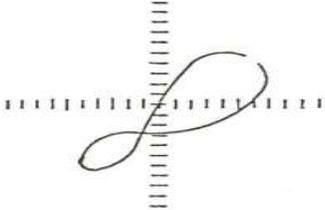
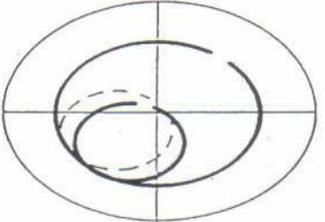


Figura 2.6. Patrón de órbita de un rotor en perfecto estado.

En la siguiente tabla se muestran los patrones de órbita, para cada una de las causas que provocan niveles de vibraciones. Además proporciona información importante para la identificación de órbitas.

Tabla 2-1. Método de identificación mediante patrones de órbita.

Causas de vibración	Patrón de órbita	Método de identificación
Desbalance		Si la relación de diámetros de la elipse es mayor a 5/1, el problema es identificado como un desalineamiento.
Desalineamiento		Se puede apreciar una condición de desalineamiento, debido a una órbita elíptica, cuya relación de diámetros estaría entre 3/1 a 8/1, siendo un valor promedio entre 5/1 a 6/1.
Desalineamiento extremo		Asociado a un desalineamiento extremo, se percibe por su forma numérica de un ocho (8).
Torbellino de aceite		Se puede observar que es un torbellino de aceite, debido a la existencia de una órbita secundaria interna, que rota más lentamente que la órbita principal (45-50% de la velocidad del eje).

En la figura 3.5 se ilustran las órbitas obtenidas en máquinas rotatorias, pruebas reales; en donde se aprecia la similitud al patrón de órbita en los casos (a), (c) y (d). En cambio para el caso (b), esta no presenta una gran similitud, esto es comúnmente se relaciona con más de una falla o simplemente un error en la medición.

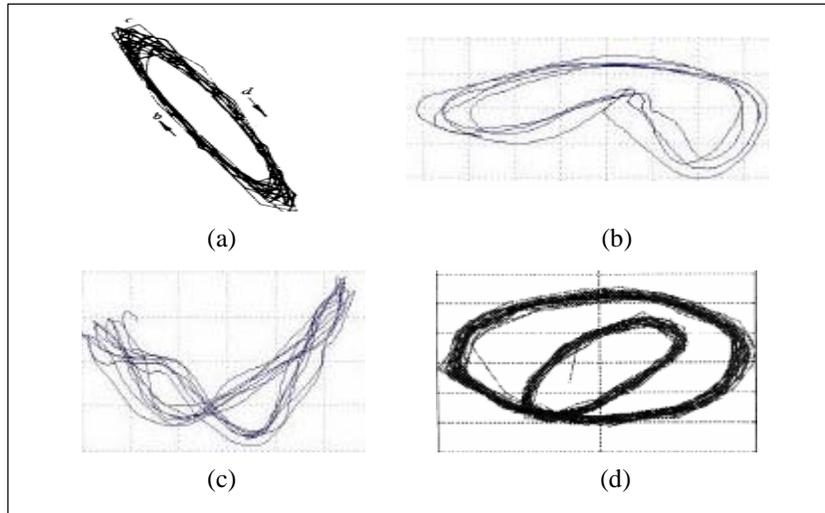


Figura 2.7. Órbitas obtenidas en procesos de medición (a) desbalance (b) desalineamiento (c) desalineamiento extremo (d) torbellino de aceite.

2.7. Relación de espectro – órbita

La realización de un sistema de monitoreo online permitirá diagnosticar fallas, mediante el análisis de órbitas. Adicionalmente, se incluirán los espectros de aceleración, velocidad y desplazamiento, de manera de ratificar si la órbita obtenida es correcta, se empleara un método de relación, analizando las componentes espectrales característicos de cada causa que produzca vibración. Esto permitirá emitir resultados de calidad referente a posibles fallas presentes en el rotor.

La generación de determinadas frecuencias, por ejemplo, producidas por un desbalance generan una componente a $1xRPM$. Esto se debe al rotor, que posee una masa concentrada a una determinada distancia con respecto al centro de rotación del rotor, estos factores se combinan con la velocidad de rotación produciendo un vector fuerza de cierta magnitud y posición. Si el rotor posee más de una concentración de masa, se tendrá un vector de fuerza resultante de la suma vectorial de los vectores fuerzas individuales. En conclusión, la generación de vibraciones a una determinada frecuencia, es producida por el vector fuerza que gira con el rotor.

Se deben tener presente las siguientes indicaciones:

1. La velocidad de operación se cuantifica de manera estándar en el ámbito industrial en RPM o FPM.
2. La frecuencia de las vibraciones se mide en CMP o Hz.
3. Las frecuencias identifican el problema.

- Las amplitudes permiten identificar la severidad relativa del problema. Las amplitudes pueden ser amplificadas bajo los efectos de solturas o resonancias y pueden ser atenuadas por la influencia de la masa, rigidez y/o el amortiguamiento.

Desbalance: Genera una componente 1xRPM, como se muestra en la figura 2.8.

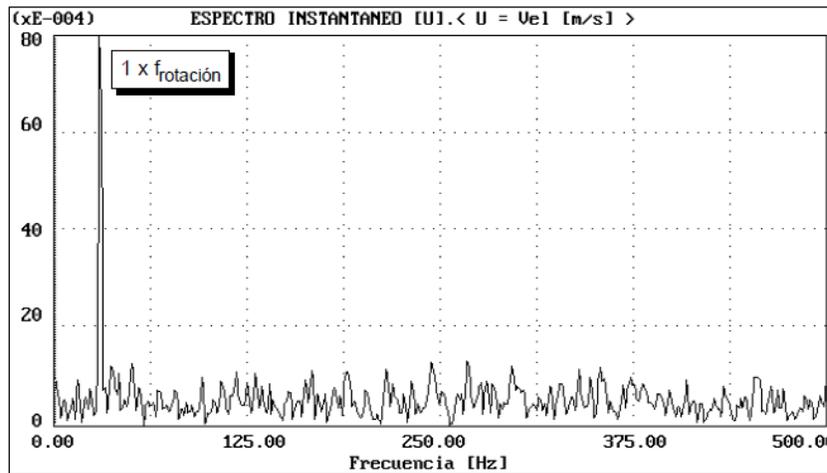


Figura 2.8. Espectro característico desbalance.

Desalineamiento: EL desalineamiento puede ocurrir en diferentes zonas de una máquina rotatoria. Por ejemplo, puede estar presente entre dos rodamientos o en un par de ruedas dentadas. No obstante, se presenta con mayor frecuencia en el acople de dos máquinas ósea, entre la unidad conductora y la unidad conducida. El sello característico del desalineamiento lo constituye la generación de las tres armónicas de la frecuencia rotacional tal y como se observa en la figura 2.9. (Marín, 1997)

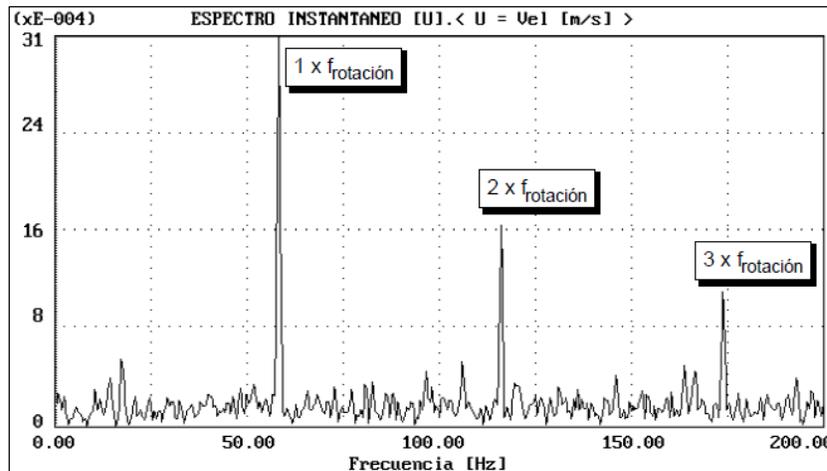


Figura 2.9. Espectro característico desalineamiento.

Torbellino de aceite: La vibración típica del remolino de aceite es sub-sincrónica, presentado en el espectro una frecuencia en un rango entre 0.43 y $0.48xRPM$, produciendo daños catastróficos si la velocidad de giro del rotor es el doble de la velocidad crítica, lo que podría implicar la excitación de la frecuencia natural del rotor, fenómeno conocido como latigazo de aceite.

La figura 2.10 representa las componentes típicas que se obtiene en un proceso de medición de vibraciones, característico de un problema de remolino de aceite. Diversos autores indican que la amplitud del Peak sub-sincrónico (rango 0.43 a 0.48 RPM) es variable en cada medición, lo que es típico de este fenómeno inestable.

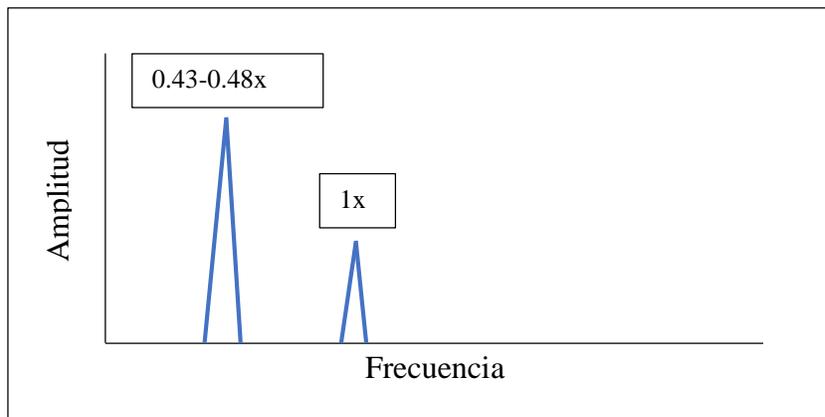


Figura 2.10. Representación típica de un problema de remolino de aceite.

3. Cadena de medición

En la actualidad el avance tecnológico presente a nivel computacional, proporciona una base indispensable para el estudio de diagnóstico de fallas o posibles causas que generan un cierto grado vibratorio. Los transductores, sistema de adquisición de datos, softwares, máquinas virtuales, entre otros; todos estos componentes utilizados de forma correcta nos permiten descifrar fallas en intervalos de tiempo reducidos y con alta confiabilidad.

La utilización de equipos e instrumentación necesaria para el análisis de vibraciones, debe ser seleccionada según los requerimientos y características de la vibración. Una correcta selección garantiza un correcto almacenamiento, manejo y análisis de señales, permitiendo realizar un buen diagnóstico.

El presente capítulo tiene como objetivo describir el proceso y desarrollo de una cadena de medición que permitirán analizar las señales de vibración bajo ciertos estándares que garantizan la obtención correcta de órbitas.

La cadena de medición considera todas las etapas por la que pasa la señal adquirida por el transductor, en general estas se dividen en:

1. Etapa transductora
2. Etapa de acondicionamiento de la señal eléctrica
3. Etapa de adquisición y procesamiento
4. Etapa de registro

3.1. Etapa Transductora

El transductor es un dispositivo capaz de convertir la magnitud que se desea cuantificar en una señal eléctrica, con la finalidad de ser leída por otro dispositivo o instrumento.

La norma ISO 2041 define transductor de la siguiente manera:

Transductor es un dispositivo diseñado para recibir energía de un sistema y suministrar energía ya sea del mismo tipo o de otra naturaleza, hacia otro sistema, de forma tal que a la salida del transductor aparezca la característica de interés de la energía de entrada.

Existen tres tipos básicos de transductores:

- Acelerómetros

- Transductores de velocidad
- Transductores de desplazamiento.

Cada transductor tiene características específicas distintas y aplicaciones comunes asociados con ellos.

Acelerómetro

El acelerómetro es el transductor de vibración más utilizado para medir vibraciones en elementos de máquinas estacionarias. Un acelerómetro es un transductor de contacto empleado directamente sobre la superficie del sistema. Los beneficios de un acelerómetro incluyen linealidad en un amplio rango de frecuencias y gran rango dinámico. Debido a la construcción robusta y fiable de los acelerómetros, pueden utilizarse en diferentes entornos.

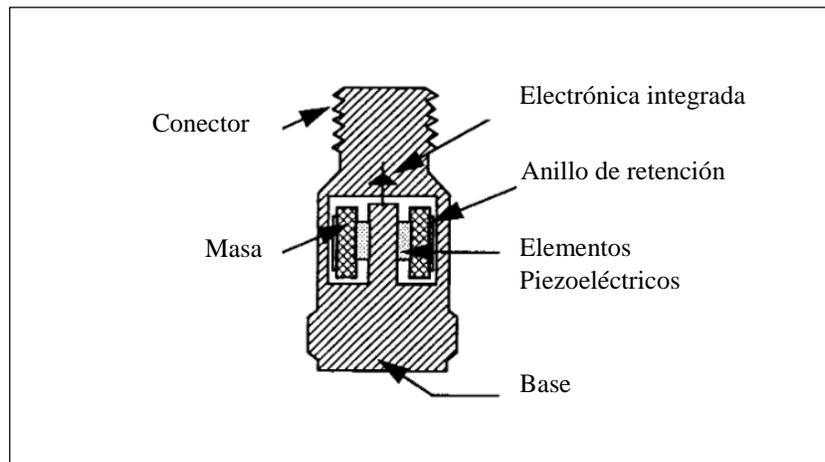


Figura 3.1. Componentes de un acelerómetro piezoeléctrico industrial.

Los acelerómetros piezoeléctricos tienen dos elementos piezoeléctricos ubicados entre la masa y la base, esto se observa en la figura 3.1. Un cristal piezoeléctrico produce cierta carga eléctrica al deformarse bajo la acción de una fuerza.

El acelerómetro es utilizado típicamente en aplicaciones que implican frecuencias desde unos pocos hercios hasta decenas de kilohercios. La mayoría de los acelerómetros generalmente tiene una baja respuesta de la señal dinámica por debajo de 10 Hz, que los hace menos útiles para mediciones de baja frecuencia. El rango de frecuencias útil de acelerómetro típicamente es de 15Hz a 10 kHz o superior. La figura 3.2 muestra la respuesta característica de frecuencia de un acelerómetro.

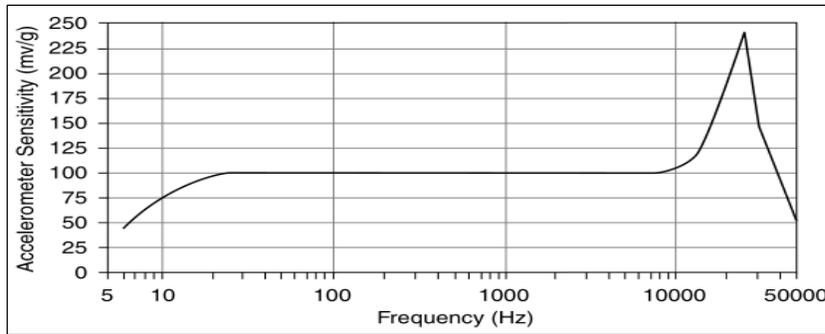


Figura 3.2. Respuesta característica de frecuencia de un acelerómetro.

Los acelerómetros son comúnmente utilizados para medir niveles de vibración sobre cajas de engranajes, cojinetes y motores.

Para la obtención de órbitas, en el proceso de mediciones se emplearan dos acelerómetros marca IMI de las siguientes características:

Tabla 3-1. Características acelerómetro IMI 603C01.

Modelo	Rango de frecuencias	Sensibilidad	Rango dinámico	Vías de voltaje
603C01	0.5 Hz a 10 kHz	103 mV/g	± 50 g	10.7 V
603C01	0.5 Hz a 10 kHz	95 mV/g	± 50 g	10.7 V

Transductores de velocidad

Los transductores de velocidad miden el movimiento absoluto de un sistema con un buen rango de respuesta de 15 Hz a 1.5 kHz. Debido a sus limitados rangos de respuesta y otras limitaciones, los acelerómetros son utilizados en su lugar.

Los transductores de velocidad basados en el movimiento sísmico responden a un diseño similar al que se observa en la figura 3.3. Un enrollado soportado por resortes de muy baja rigidez y un imán permanente se fija a la carcasa del transductor de manera que se cree un campo magnético muy fuerte dentro del cual está sumergido el propio enrollado.

Cuando la carcasa del transductor se fija en la superficie de medición, el imán permanente “copia” el movimiento de la superficie de medición. El enrollado se mantiene inmóvil y el movimiento relativo

entre el campo magnético y el enrollado es el mismo que el de la superficie de medición respecto a un punto fijo. El voltaje generado será directamente proporcional a este movimiento.

La sensibilidad de estos transductores es expresada en “potencial eléctrico/velocidad”.

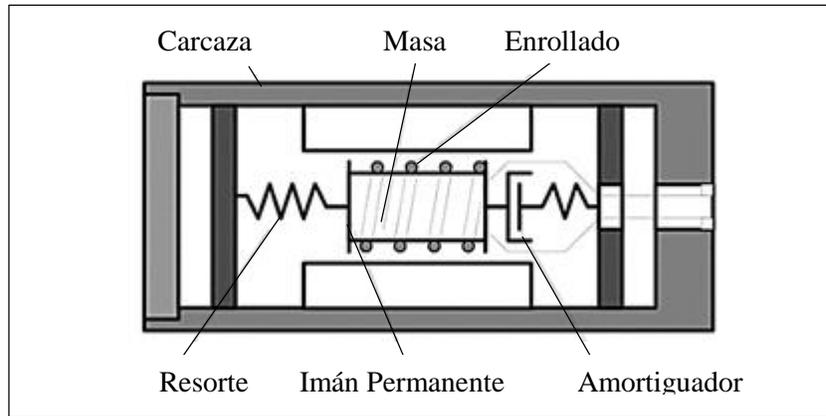


Figura 3.3. Transductor de velocidad.

Transductores de desplazamiento

Los transductores de desplazamiento, tales como sondas de detección de proximidad de ejes, a menudo se utilizan para obtener mediciones tales como el desplazamiento relativo de una superficie del eje de rotación. Una sonda de proximidad tiene una excelente respuesta de señal entre 1 y 1.5 kHz, así como la respuesta de fase en el rango operativo. Las sondas de proximidad típicamente se utilizan para mediciones de frecuencias bajas. Son utilizada para el monitoreo y protección permanente de máquinas, cojinetes de película de fluido, etc. Debido a que el cojinete de película suele generar respuestas de vibración extremadamente bajas, es aconsejable utilizar el transductor de desplazamiento, este entrega una medición más efectiva que un transductor de aceleración o velocidad. Además se utilizan para la monitorización de la posición radial o axial y cálculo de la velocidad de rotación.

Los transductores de desplazamiento son susceptibles a rasguños con la superficie del eje, debido a la irregularidad circular y a otros tipos de descentramientos, lo que comúnmente entrega mediciones defectuosas, el proceso de montaje debe realizarse con cuidado para evitar mediciones erróneas.

Existen varios tipos de transductores de desplazamiento que pueden clasificarse en dos grupos:

- a) Transductores de desplazamiento por contacto
- b) Transductores de desplazamiento sin contacto

Transductores de desplazamiento por contacto

Este tipo de transductores necesita del contacto físico con la superficie que vibra y su diseño está sustentado por dos enrollados y un núcleo cilindro. Ver figura 3.4. El enrollado primario se energiza a través de una tensión eléctrica (AC) con amplitud constante y frecuencia entre 1 y 10 kHz. Esto a su vez produce un campo magnético en el centro del transductor que incide una señal eléctrica en el enrollado secundario de acuerdo con la posición del núcleo. La señal de salida del secundario se procesa y luego de ser rectificadora y filtrada se cuantifica como una señal directa (DC) que puede variar entre 4 y 20 mA en función de la posición del núcleo móvil.

Este tipo de transductor es conocido como Transformador Diferencial Lineal Variable, la mejor cualidad es que su núcleo móvil no hace contacto con otros componentes que pueden absorber energía mecánica, por lo que permite una mayor precisión y una mayor vida útil.

Transductores de desplazamiento sin contacto

El principio de funcionamiento de estos transductores se basa en el encapsulamiento de un enrollado en su extremo libre, que al ser conectado a la unidad de alimentación del propio sensor, genera una señal de alta frecuencia que es transmitida (sin contacto) hacia la superficie del elemento cuyo desplazamiento se desea medir. Esto hace que se produzcan corrientes de Eddy cuya componente directa (DC) es proporcional a la distancia entre el extremo del transductor y la superficie que vibra. Este efecto genera también componentes de alterna (AC) que revela las irregularidades de la superficie rotatoria. Su sensibilidad varía desde $2\text{mV}/\mu\text{m}$ hasta $8\text{mV}/\mu\text{m}$ pudiéndose medir desplazamientos dinámicos de hasta 8 mm aproximadamente.

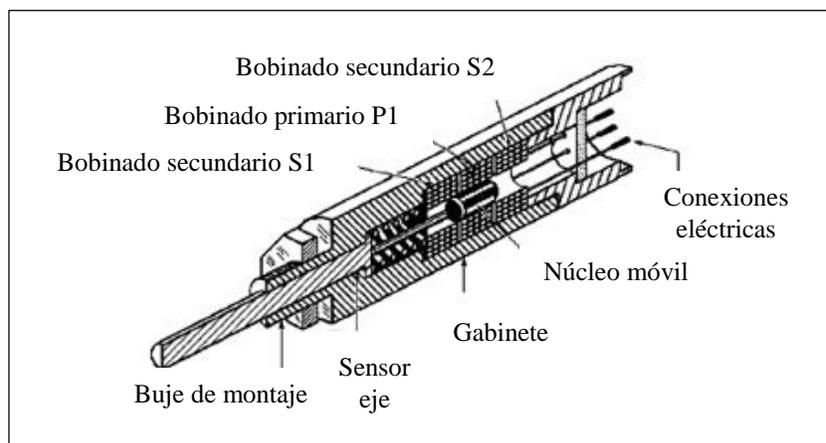


Figura 3.4. Transductor de desplazamiento.

3.1.1. Selección del transductor

En general lo que define la selección del tipo de transductor a utilizar suele estar determinado por el tipo de vibración, tipo de sistema y el rango de frecuencia de la señal. Sin embargo se mencionan otros parámetros que se deben tener presente.

- **Vibración absoluta o relativa:** Si la señal que se desea supervisar es una señal referente al desplazamiento relativo del movimiento de un eje o juego de rodamientos, es recomendable utilizar un transductor de desplazamiento. En cambio si la señal a analizar proviene de la carcasa de una caja de cambios o un motor, el acelerómetro es típicamente la mejor opción.
- **Rigidez del sistema:** Un sistema mecánico compuesto de rotores flexibles pesados y cojinetes de película de fluido, como las que se encuentran en turbo máquinas, las vibraciones no son transmitidas con todas sus componentes a la carcasa exterior. En estos casos es necesario utilizar transductores de desplazamiento para medir directamente el movimiento del eje. Si los componentes del sistema son lo suficientemente rígidos para transmitir las vibraciones de manera eficaz, tal como la mayoría de los rodamientos, los acelerómetros pueden medir la vibración de manera efectiva. En algunos casos, una combinación de transductores de desplazamiento y acelerómetros pueden generar buenos resultados.
- **Rango de frecuencias:** La figura 3.5 muestra como el transductor de desplazamiento y la sensibilidad del acelerómetro difieren sobre los rangos de frecuencias. Lo recomendable es medir bajas frecuencias de vibraciones, tales como movimiento del eje, con transductores de desplazamiento. Para sistemas con elementos de altas frecuencias como rodamientos y cajas de cambios el acelerómetro puede generar mejores resultados.

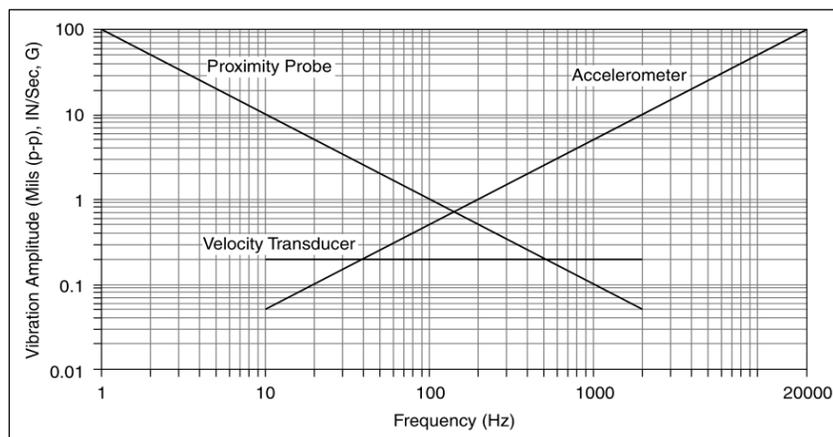


Figura 3.5. Rango de respuesta transductores.

- **Rango dinámico:** Es el rango de amplitudes para el cual el sensor tiene una respuesta lineal entre la salida eléctrica y el parámetro vibratorio medido. En la práctica es la razón entre la menor amplitud a la mayor amplitud que puede medir el sensor.
- **Sensibilidad típica:** Corresponde a la razón entre el voltaje de salida del sensor y la vibración que provoca esa salida. Una sensibilidad típica de aceleración es de 100 mV/g.
- **Rango de temperatura admisible:** La existencia de un rango mínimo y máximo de temperatura permite que no se afecte la capacidad de respuesta de un transductor. Cada fabricante detalla las temperaturas admisibles, lo que permite una correcta medición.
- **Rango de humedad admisible:** Este parámetro es recomendado por el fabricante, el fabricante asegura una medición de calidad dentro de este rango.

3.1.2. Ubicación de los acelerómetros

La ubicación de los acelerómetros está estrechamente relacionada con errores en los procesos de mediciones de vibraciones en una determinada máquina. Por ello, es de vital importancia la ubicación y montaje del acelerómetro.

Se debe tener presente que la máxima sensibilidad del acelerómetro producto de una excitación se obtiene en la dirección axial, logrando una sensibilidad cercana al 100%, sin embargo, cuando la excitación es transversal, la sensibilidad es menor al 4% aproximadamente, dependiendo del fabricante.

A nivel de vibraciones, es necesario tener en cuenta que la zona que mejor refleja niveles de vibración de una máquina es cercana a los apoyos de los elementos rotatorios o en su defecto, aquellos puntos donde la vía de transmisión de las vibraciones sea la más directa. La imagen 3.6 nos muestra las ubicaciones más cercanas posibles a la línea de centro del cojinete para evitar recoger señales distorsionadas.

La orientación correcta de los acelerómetros dependerá de la técnica, sea esta análisis de espectros o de órbitas, para el análisis de espectros, por ejemplo, para la detección de desalineamiento el montaje es en dirección radial del cojinete, en cambio para la detección de desalineamiento la posición axial es la recomendada. La señal captada por los acelerómetros depende de la orientación en la cual son montados.

Una recomendación importante, para realizar el seguimiento a una determina máquina, es que los puntos de contacto (ubicación de los acelerómetros) siempre sea el mismo, esto evita errores en las conclusiones, Además de ser posible utilizar el mismo acelerómetro.

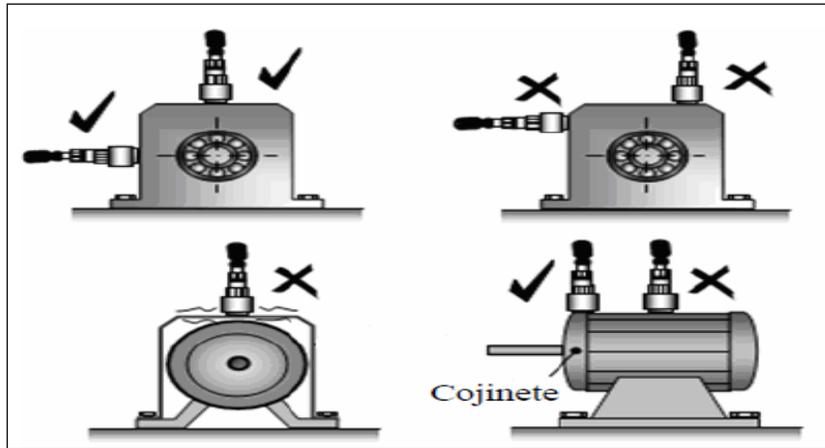


Figura 3.6. Ubicación acelerómetros.

3.1.3. Ubicación de los acelerómetros para la obtención de órbitas

Los acelerómetros X e Y, son dos transductores del mismo tipo, estos se deben montar a 90 grados de separación, para la correcta obtención de la órbita de movimiento dinámico del eje. Si no se utilizan los acelerómetros montados ortogonalmente, la órbita podría presentar cortes y/o inclinaciones.

En muchos casos, no se puede montar fácilmente los acelerómetros ortogonalmente, esto referido a la orientación vertical y horizontal. Por lo que se debe buscar nuevas zonas de montaje, esto claro respetando la ortogonalidad. La siguiente figura 3.7 ilustra las posiciones de montaje comunes para acelerómetros.

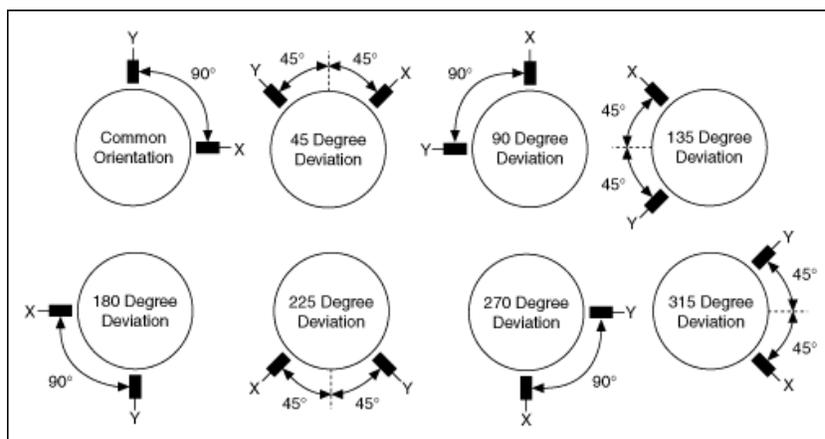


Figura 3.7. Ubicación acelerómetros para la obtención de órbitas.

3.1.4. Montaje Acelerómetros

La principal causas de error en una medición es la ubicación y el montaje del transductor. Es por esto que un correcto montaje entre el transductor y la superficie a medir es importante para una correcta medición.

- **Montaje con perno de acero:** Se emplea para medir vibraciones en una banda de altas frecuencias, para lo cual se requiere garantizar una frecuencia de resonancia alta. También se emplea para el monitoreo permanente de las vibraciones en maquinarias y estructuras.

Este método garantiza un desempeño óptimo del acelerómetro por lo que se deberá ser usado siempre que sea posible. Este tipo de montaje no limita el rango de temperatura del acelerómetro permitiendo la medición de altos niveles de vibraciones. Requiere cierto tiempo de preparación de la superficie de montaje.

- **Montaje con cera de abeja:** Es un método de fijación muy empleado para realizar mediciones rápidas cuando no es posible taladrar la superficie de medición o cuando se utilizan acelerómetros que no poseen agujeros roscados en su base.

Es una opción de montaje rápido y fácil reportando una frecuencia de resonancia ligeramente menor que la lograda con perno roscado, debiendo emplearse menor cantidad de cera posible ya que un exceso de esta contribuye a reducir el rango de frecuencias de operación del acelerómetro.

La temperatura de trabajo es limitada a aproximadamente 40°C, no debiéndose emplear para medir niveles superiores a 10 gravedades de aceleración.

- **Montaje con dispositivo magnético:** Este método exige de una limpieza total de la superficie de montaje así como del menor nivel de rugosidad posible. La rapidez del montaje hace de este método una vía ideal para la realización de mediciones preliminares durante la selección de los posibles puntos de medición. Puede medir niveles altos de aceleración aunque la frecuencia de resonancia resultante será aproximadamente solo un 22% de la lograda con el uso del perno roscado.

3.2. Etapa de acondicionamiento

Algunos transductores no presentan un buen funcionamiento por si solos, requieren de un acondicionamiento especial, como suministro de voltaje, corriente de polarización, disminución de la impedancia, aislamiento y amplificación; para esto se utiliza un acondicionador de señales.

Este proceso es efectuado por la tarjeta de adquisición NI9234, que incorpora un acondicionador de señal para transductores piezoeléctricos electrónicos integrados (IEPE), permitiendo acondicionar y amplificar las señales procedentes de acelerómetros piezoeléctricos.

3.3. Etapa de adquisición y procesamiento

3.3.1. Adquisición

El proceso de adquisición de datos para la obtención de órbitas es realizado por el NI 9234, ilustrado en la figura 3.8, es un módulo de adquisición de señales dinámicas de la National Instruments (NI), serie C de 4 canales, permite realizar medidas de frecuencia de audio de alta precisión desde sensores IEPE y no IEPE con sistemas NI CompactDAQ. El NI 9234 proporciona rango dinámico de 102 dB e incorpora acoplamiento de AC/DC y acondicionamiento de señales IEPE seleccionable por software para acelerómetros y micrófonos. Los cuatro canales de entrada digitalizan señales simultáneamente a rangos de hasta 51.2 kHz por canal con filtros anti-aliasing integrados que se ajustan automáticamente a su rango de muestreo, más información relevante se describe en la tabla 3-2.



Figura 3.8. NI 9234.

Tabla 3-2. Características adicionales NI 9234.

Máxima velocidad de muestreo	Voltaje por canal	Corriente de excitación	Resolución	Rango dinámico	Rango operación	Temperatura de operación
51.2 kS/s ks: kilosamples	± 5 V	2 mA	24 Bits	102 dB	5g de vibración, 50 g de impacto	-40 a 70 °C

Chasis y controladores CompactDAQ

Los chasis (figura 3.9) y controladores CompactDAQ controlan la temporización, la sincronización y la transferencia de datos entre hasta 14 módulos de E/S de la Serie C y una PC externa o integrada. Un solo chasis o controlador CompactDAQ puede administrar múltiples motores de temporización para ejecutar hasta siete diferentes tareas de E/S temporizadas por hardware a distintas velocidades de muestreo en el mismo sistema. Por ejemplo, puede instalar un módulo de termopar de 75 S/s junto a un módulo de acelerómetro de 51.2 kS/s y adquirir desde ambos simultáneamente.

El chasis USB CompactDAQ (figura 3.10) brinda la sencillez de conexión rápida (plug-and-play) del USB a sus medidas eléctricas y de sensores. Disponible con una, cuatro, ocho y catorce ranuras, los chasis USB CompactDAQ están diseñados para sistemas pequeños y portátiles de medidas mixtas en el laboratorio o en campo.



Figura 3.9. Chasis CompactDAQ.



Figura 3.10. Chasis USB CompactDAQ.

3.3.2. Procesamiento

El diseño de una herramienta computacional para el diagnóstico de fallas en rotores, basado en el análisis de órbitas, será desarrollado en LabView 2011, versión que actualmente está presente en los laboratorios del Departamento de ingeniería Mecánica. LabView es el acrónimo de Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench. Es un lenguaje y, a la vez, un entorno de programación gráfica en el que se puede crear aplicaciones de una forma rápida y eficaz.

LabView es una herramienta de programación gráfica. Originalmente este programa estaba orientado para aplicaciones de equipos electrónicos usados en el desarrollo de sistemas de instrumentación, lo que se conoce como instrumentación virtual. Por este motivo los programas creados en LabView se guardan en ficheros llamados VI (Virtual Instrument), y con la misma extensión. De forma similar, también se da nombre a sus dos ventanas principales: un instrumento real tendrá un Panel Frontal donde estarán sus botones, pantallas, etc. y una circuitería interna. En LabView estas partes reciben el nombre de Panel Frontal (figura 3.11) y Diagramas de bloques (figura 3.12) respectivamente.

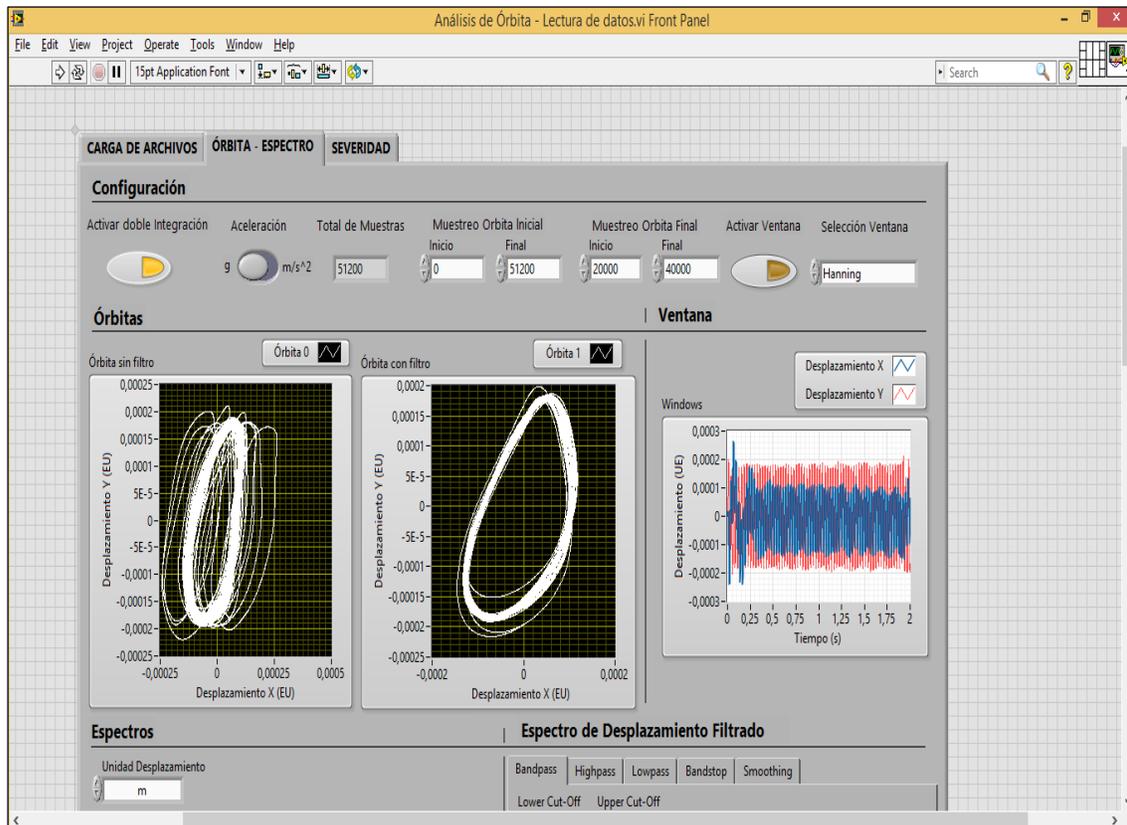


Figura 3.11. Panel Frontal en LabView 2011.

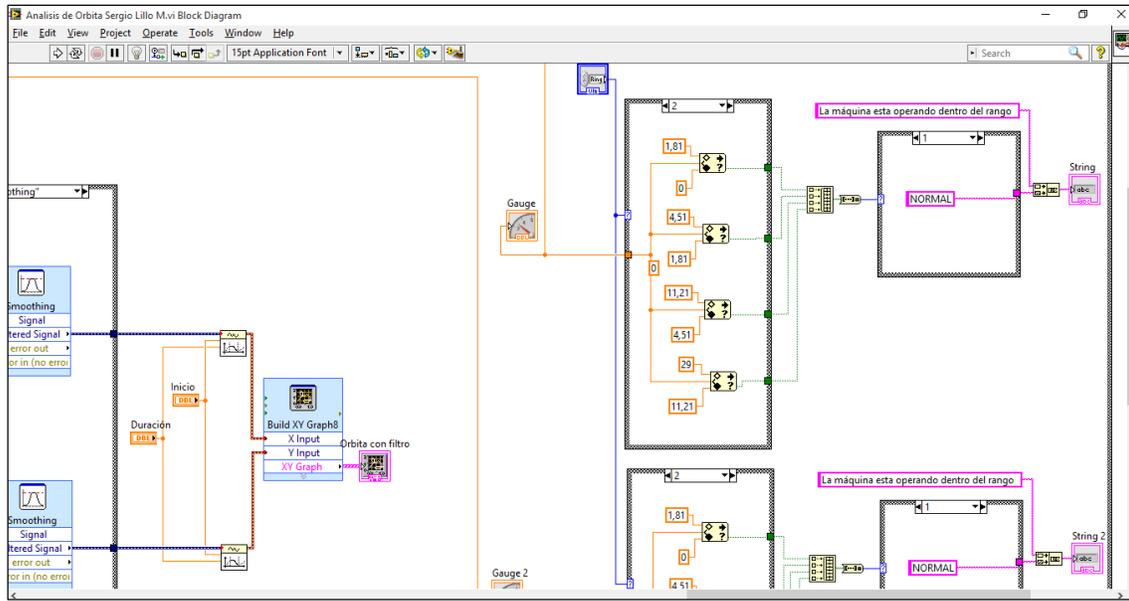


Figura 3.12. Diagrama de bloques en LabView 2011.

3.3.3. Procesamiento de la señal

El procesamiento de una señal proveniente de los acelerómetros nos permite mejorar la señal, a fin de obtener una señal clara y representativa de fenómeno vibratorio. Además en este proceso encontramos el procesado de la señal en donde encontramos principalmente:

- Obtención de órbitas
- Transformada discreta de Fourier (DFT)
- Potencias y salidas espectrales
- Filtrado
- Windows (ventanas).

Adicionalmente se empleara un software de Análisis de Sonido y Vibración. Este software es una herramienta que complementa de manera significativa las aplicaciones de sonido y vibración, proporcionando una completa solución para todas las aplicaciones de acústica, electroacústica; de ruido, vibración y severidad; y monitoreo de condiciones de máquinas.

Filtros

En ocasiones las señales de interés están mezcladas con otras señales y no es posible distinguirlas o separarlas por medio de análisis basadas en técnicas temporales. La separación de señales atendiendo a su distribución frecuencial es una técnica muy común en el proceso de señal. La técnica consiste en

cancelar o atenuar unas zonas de frecuencias determinadas donde la señal deseada no existe y dejar pasar aquellas frecuencias en que la señal deseada tiene su contenido frecuencia. Esta técnica es utilizada en diversas aplicaciones con la finalidad de mejorar la calidad de la señal.

Los filtros se dividen básicamente en cinco grupos: Low pass, high pass, bandpass, all-pass y bandstop.

- **Low pass:** Un filtro pasa bajo deja pasar a través de él, armónicas de baja frecuencia, atenuando las altas frecuencias. La figura 3.14 (a) muestra la respuesta dinámica del filtro low pass, el cual solo deja pasar componentes cuyas frecuencias son inferiores a la frecuencia de corte (f_c).
- **High pass:** Este tipo de filtro solo deja pasar armónicas de alta frecuencia, atenuando las de baja frecuencia, como se ilustra en la figura 3.14 (b).
- **Bandpass:** Este tipo de filtro es la combinación de un filtro pasa alto y un filtro pasa bajo, obteniendo un solo filtro que solo deja pasar las armonías comprendidas en la banda de frecuencias seleccionadas.
- **Allpass:** Un filtro paso todo es un filtro que deja pasar todas las frecuencias de la señal de entrada, permitiendo modificar su fase.
- **Bandstop:** Este tipo de filtro tiene la misión de minimizar las frecuencias de una cierta banda.

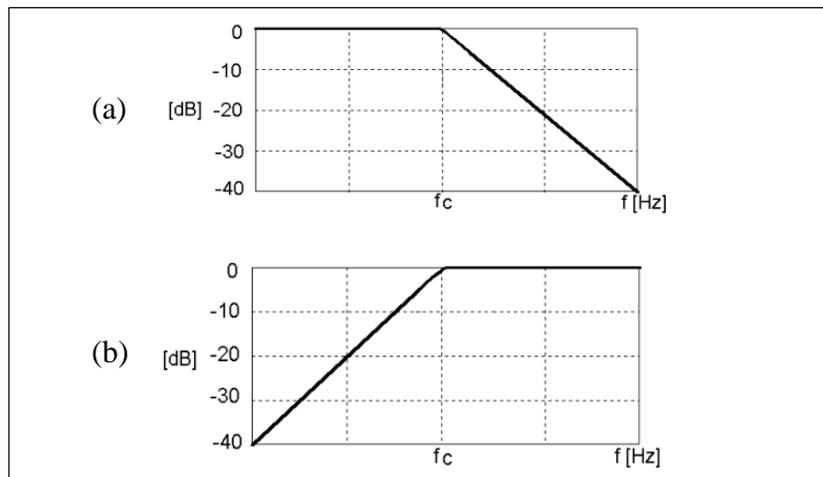


Figura 3.13. Windows (a) lowpass y (b) high pass.

Ventanas (Windows)

La aplicación de una ventana (windowing) a una señal en el dominio del tiempo equivale a multiplicar la señal por la función window. El windowing cambia la forma de la señal en el dominio del tiempo y afecta el espectro.

En la plataforma de LabView se encuentran las siguientes ventanas: Rectangular, Hanning, Hamming, Blackman-Harris, Exact Blackman, Blackman, Flat Top, 4 Term B-Harris, 7 Term B-Harris y Low Sidelobe, Blackman Nuttall, Truangle, Bartlett-Hanning, Bohman, Parzen, Welch, Kaiser, Doph-Chebyshev y Gaussian windows. A continuación mencionaremos las más utilizadas y/o más relevantes.

- **Rectangular:** La ventana rectangular tiene un valor de 1 sobre su intervalo de tiempo. Aplicar una ventana rectangular es equivalente a no utilizar ninguna ventana, esto se debe a la función rectangular que trunca la señal dentro del intervalo finito de tiempo. La ventana rectangular es la de mayor número de salidas espectrales.

Este tipo de ventana es utilizado para analizar los pasos que tienen una duración más corta que la de la ventana. También se utiliza cuando el muestreo de la frecuencia se ajusta con la velocidad del eje de la máquina. Con esta aplicación se detectan las vibraciones de la máquina y sus armónicos.

- **Hanning:** La ventana de Hanning, denominada en honor a su mentor Julius von Hann, es una de las ventanas más usadas para disminuir el efecto de fugas. Esta descrita por:

$$h(t) = \cos^2\left(\frac{\pi t}{2T}\right)$$

Con $t \in (-T, T)$ donde T es el intervalo de muestreo de la señal, La figura 3.15 muestra este tipo de ventana.

- **Hamming:** Es una modificación a la ventana de Hanning, su forma es similar a la de la onda coseno y se define:

$$H(t) = 0.54 - 0.46 \cos\left(\frac{2\pi t}{T}\right)$$

La similitud entre las ventanas de Hanning y Hamming es muy parecida, para esta última en los extremos no es cercana a cero, esto se ilustra en la figura 3.15.

- **Flat Top:** esta ventana tiene más término de la función coseno que las ventas anteriores. El segundo armónico hace que parte de la onda este por debajo de 0 (figura 3.15 (c)). Al igual que la ventana de Hanning y Hamming esta ventana es empleada para mitigar el efecto de fugas.

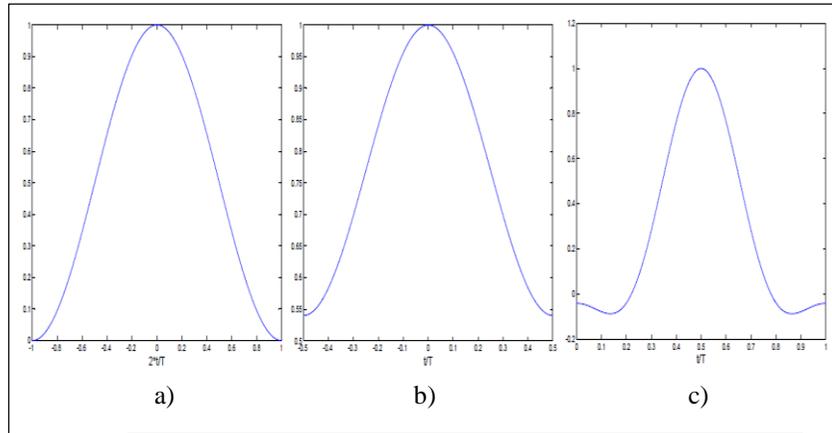


Figura 3.14. Ventana de a) Hanning. b) Hamming. c) Flat Top.

3.4. Etapa de registro

La etapa de registro es realizada por el software LabView 2011. Permitiendo analizar el funcionamiento de la máquina de acuerdo a la información obtenida del proceso de medición y procesamiento. Esta información puede registrarse a través de la computadora, en gráficos impresos o simplemente ser guardada en alguna unidad de memoria.

La recopilación de la información de una máquina, historial de funcionamiento y últimos antecedentes, permitirá realizar diagnósticos certeros, programación de mantención y reparación.

4. Criterio de evaluación de Severidad para la medición en partes No-rotatorias

La existencia de normativas, a nivel internacional permite la regulación de las vibraciones mecánicas en maquinarias industriales. Estas proponen criterios de limitación de las mismas, delimitando los instrumentos y puntos de medidas, división de grupos de máquinas, etc.

En la actualidad existen diferentes normativas para definir la severidad de una vibración, con respecto al daño específico que ella puede causar. Estas normas internacionales, son traducidas e incorporadas a las normativas de cada organización nacional. Existen estándares publicados por organizaciones tales como American National Standards Institute (ANSI), Asociación Alemana de ingenieros (VDI) o International Standards Organization (ISO). También existen normas a nivel europeo (EN) y normas nacionales (NCh). Algunos estándares son publicados por grupos de industrias como, American Petroleum Institute (API), American Gear Manufacturers Association (AGMA), National Electric Manufacturers Association (NEMA), etc.

Toda normativa debe contener información que permita comparar, con criterios consensuados, procedimientos habituales y evaluación de datos. El principal objetivo a alcanzar por una norma puede ser, entre otros:

- Establecer criterios para la clasificación del rendimiento de un equipo o material
- Proporcionar una base para la comparación de las cualidades de mantenimiento de componentes o piezas de un equipo del mismo tipo
- Examinar un equipo o instalación cuyo funcionamiento continuado es preciso para asegurar la seguridad industrial y pública
- Establecer una base a partir de la cual llevar a cabo la selección de equipos o materiales
- Determinar procedimientos para la calibración de equipos.

4.3. Clasificación de normas y guías de aplicación

- **Normas internacionales (ISO):** ISO es una organización internacional (International Standard Organization) encargada de promover el desarrollo de normas internacionales de fabricación (en productos y servicios), comercio y comunicación para todas las ramas de la industria. Su función principal es buscar la estandarización de normas de productos y seguridad para las empresas u organizaciones públicas o privadas a nivel internacional. Es considerada como la máxima prioridad en transacciones de nivel internacional.

En la práctica es el punto de partida para valorar la severidad de vibraciones.

- **Comité Europeo de Normalización (CEN):** Organización cuya misión es fomentar la economía europea en el negocio global, el bienestar de ciudadanos europeos y el medio ambiente proporcionando una infraestructura eficiente a las partes interesadas para el desarrollo, el mantenimiento y la distribución de sistemas coherentes y de especificaciones. Sus miembros trabajan para desarrollar los Estándares Europeos (EN).
- **Instituto Nacional de Normalización (INN):** Su misión es la de elaborar y difundir normas Chilenas (NCh), además de ayudar a detectar necesidades de nuevas normativas. El INN es miembro de la ISO, principal ente normalizador internacional.
- **Recomendaciones y guías de fabricantes:** Son recomendaciones de los fabricantes sobre los niveles de vibraciones permisibles por sus equipos. En la actualidad se limitan al área de turbomaquinaria, aunque hay una gran tendencia a exigir este tipo de información del fabricante cada vez que se adquiere un equipo crítico.
- **Normas internas:** Resulta recomendable desarrollar normativas internas propias de vibraciones por ser las que mejor se adaptan a los equipos tipo de cada planta productiva, Esta es una de las tareas más difíciles dentro del mantenimiento, pero se ve recompensada a mediano plazo por los excelentes resultados obtenidos.

4.4. Normas sobre la instrumentación y sistemas de medidas

Estas normas se refieren a las características de los analizadores de vibración y sensores. Engloban aspectos diversos como calibración, pruebas de seguridad, agitación y temperatura, etc. Algunas de las normas más habituales que suelen cumplir los aparatos y sensores de medida pueden ser: ISO, IEC y CISPR. Un gran número de aparatos de medición de vibraciones no cumplen ninguna norma internacional, en tales casos, generalmente se confía en el renombre de ciertas marcas como garantía de su calidad.

- **Comisión Electrotécnica Internacional (CEI):** Conocida a nivel mundial por sus siglas en inglés IEC (international Electrotechnical Commission), es una organización de normalización en los campos, eléctricos, electrónico y tecnologías relacionadas.
- **Comité Especial Internacional de Perturbaciones Radioeléctricas (CEIPR):** En el idioma francés CISPR (Comité International Spécial des Perturbations Radioélectriques), es una organización de normalización en el campo de las interferencias electromagnéticas en

dispositivos eléctricos y electrónicos. Este comité depende parcialmente de la Comisión Electrotécnica Internacional (IEC).

Las unidades de medición para cuantificar los niveles de vibración aludidos por la norma ISO 1000 son:

Tabla 4-1. Unidades de medición desplazamiento, velocidad y aceleración.

Magnitud	Unidad
Desplazamiento	m, mm, μm
Velocidad	m/s, mm/s
Aceleración	m/s^2 , G (9,809 m/s^2)

En algunos casos los instrumentos con aplicaciones específicas emplean en decibel [dB] para cuantificar vibraciones y sonido. Para una correcta relación de amplitudes, el decibel se formula en la siguiente ecuación.

$$N_{dB} = 20 \log_{10} \frac{X}{X_0} \quad (4.1)$$

En formulación del decibel es posible observar que es una unidad que expresa relatividad entre dos magnitudes, por lo tanto, cuando se utilice deberá estar acompañada de información relacionada con la referencia, por ejemplo, 64 dB re 10^{-6} mm/s. Las referencias admitidas para vibraciones según la norma ISO R 1683 son las siguientes:

Tabla 4-2. Referencias admitidas por la ISO R 1683.

Magnitud	Unidad
Aceleración de las vibraciones	10^{-6} m/s^2
Velocidad de las vibraciones	10^{-9} m/s
Fuerza de las vibraciones	10^{-6} N

4.5. Tipos de maquinaria

Desde el punto de vista de la medida y evaluación de la vibración, las máquinas pueden subdividirse básicamente en cuatro categorías:

- **Máquinas de movimiento alternativo con componentes tanto rotativos como alternativos** (motores diésel y ciertos tipos de bombas y compresores). En estos casos la vibración se mide normalmente en la estructura principal de la máquina a bajas frecuencias.
- **Máquinas rotativas con rotores rígidos** (ciertos tipos de motores eléctricos, bombas monoetapa y bombas de baja velocidad). La vibración habitualmente se mide en la estructura principal de la máquina (tapas de cojinetes o soportes) donde los niveles de vibración resultan indicativos de las fuerzas de excitación generadas en el rotor como consecuencias de desequilibrios, rozamientos, deformaciones térmicas y otros tipos de excitación.
- **Máquinas rotativas con rotores flexibles** (grandes generadores de turbina de vapor, bombas multietapa y compresores). La máquina puede vibrar de acuerdo con más de un modo de vibración según pasa por una o más de sus velocidades críticas hasta alcanzar la velocidad correspondiente al régimen de servicio. En este tipo de máquinas, la medida de la amplitud de vibración de un elemento de la estructura puede no ser indicativa del estado vibracional del rotor. Por ejemplo, un rotor flexible puede experimentar desplazamientos en vibración de gran amplitud que den lugar a un rápido fallo de las máquinas, aunque el nivel de vibración medido en la tapa del cojinete resulte ser muy pequeño. En estos casos, por lo tanto, puede resultar esencial medir directamente la vibración en el eje.
- **Máquinas rotativas con rotores semirrígidos** (turbinas de vapor de baja presión, compresores de flujo axial y ventiladores). En este tipo de máquinas, el tipo de rotor flexible que les caracteriza permite que la medida de amplitud de vibración en la tapa del cojinete resulte indicativa de la vibración del eje.

4.6. Normas de severidad

Para llevar a cabo una correcta clasificación de la severidad de la vibración en una determinada máquina, la variable de movimiento a considerar (desplazamiento, velocidad o aceleración) dependerá del tipo de normativa y rango de frecuencias a analizar. Además de otros factores, por ejemplo:

- El análisis del estado vibracional de una máquina en el rango de 10 a 1.000 Hz, se suele llevar a cabo a menudo en función de la velocidad de vibración, al resultar un parámetro prácticamente independiente de la frecuencia en este rango, lo que facilita llevar a cabo una medida sencilla de la severidad de las vibraciones en una máquina.

- Cuando se trata de analizar un movimiento armónico simple, puede llevarse a cabo el estudio midiendo valores Peak to Peak, o valores RMS, del desplazamiento en vibración. Sin embargo, para máquinas cuyo movimiento es más complejo, el uso de estos dos índices da lugar a resultados claramente diferentes debido al distinto peso aportado por los armónicos de más alta frecuencia.
- En máquinas rotativas con velocidad de giro dentro del rango de 600 a 12.000 RPM, el valor RMS de las amplitudes de la velocidad de la vibración suele corresponderse bastante bien con el nivel de severidad de la vibración. Así, la ISO define como “severidad de la vibración” el mayor valor RMS de la amplitud de velocidad de vibración obtenido en la banda de frecuencias de 10 a 1.000 Hz y medido en unos puntos preestablecidos de la estructura (normalmente medidas triaxiales en la en la tapa de los cojinetes o en los soportes).

Por consiguiente, las normas de severidad se basan en dos parámetros de vibración amplitud y frecuencia. A continuación se mencionaran las dos normas sobre severidad de vibraciones en máquinas más importantes a nivel mundial, la ISO 2372 e ISO 10816. Adicionalmente por motivos históricos se menciona la carta de Rathbone.

4.6.3. Carta de Rathbone

Esta carta es la primera guía, publicada en 1939 referida al ámbito de las vibraciones. La carta dispone de una escala logarítmica frecuencial en Hercios o RPM y de una logarítmica de amplitudes de desplazamiento Peak to Peak y en velocidad (figura 4.1).

Las principales limitaciones de esta carta son:

- No tiene en cuenta el tipo de máquina, la potencia y la rigidez de los anclajes
- La carta es aplicable solamente a los equipos rotativos y no a los alternativos o a otros sistemas industriales
- Cuanto mayor es la frecuencia, la amplitud de vibración en desplazamiento tiene que ser menor para que se conserve la misma severidad. Es decir, si un equipo vibra a 300 RPM con 100 micras P-P, la severidad es “buena”, pero si la misma amplitud corresponde a una frecuencia de 4.000 CPM, entonces la severidad es “muy severa”. La vibración a baja frecuencia es menos peligrosa, que la vibración a altas frecuencias, de ahí que las averías de engranajes y

rodamientos, que se producen generalmente a altas frecuencias, sean muy peligrosas. Este es el motivo por el que las amplitudes de baja frecuencia se miden en desplazamientos y las de alta frecuencia, en velocidad o aceleración. La carta de Rathbone fue creada para máquinas de baja RPM y hoy se considera obsoleta.

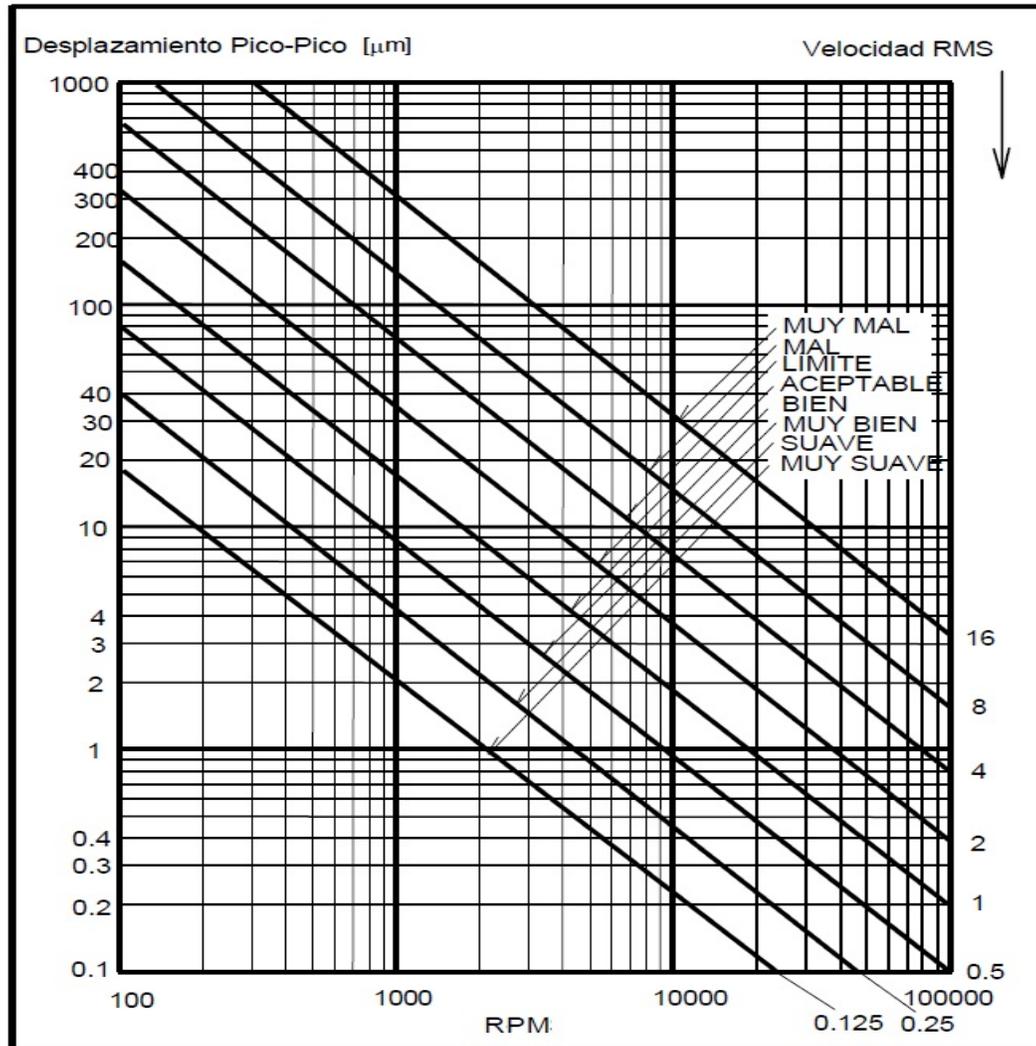


Figura 4.1. Carta de Rathbone.

4.6.4. ISO 2372 – (1974)

Las características más relevantes de la norma ISO 2372 son:

- Es aplicable a los equipos rotativos cuyo rango de velocidades de giro opere entre 600 y 12.000 RPM.

- Los datos que se requieren para emplearla son el nivel global de vibración de velocidad (valor eficaz RMS), en un rango de frecuencia entre 10 y 1.000 Hz (Tabla 4.3).

Tabla 4-3. Norma ISO 2372.

28 a 45	No	No	No	No
18 a 28	Permisible	Permisible	Permisible	Permisible
11,2 a 18				Límite
7,1 a 11,2			Límite	
4,5 a 7,1		Límite		
2,8 a 4,5	Límite			Admisible
1,8 a 2,8			Admisible	
1,12 a 1,8		Admisible		Normal
0,71 a 1,12	Admisible		Normal	
0,45 a 0,71		Normal		
0,28 a 0,45	Normal			
0,18 a 0,28				
Velocidad (mm/s)	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV

Para la utilización de esta norma, basta con clasificar la máquina en estudio dentro de la clase correspondiente (tabla 4.4) y una vez obtenido el valor global de vibración RMS, localizar la zona en que se encuentra.

Tabla 4-4. Clasificación de clase Norma ISO 2372.

Clase I	Máquinas pequeñas (<15 kW)
Clase II	Máquinas medianas (15 – 75 kW) (300 kW, soporte especial)
Clase III	Máquinas grandes (base rígida) (>75 kW)
Clase IV	Máquinas grandes (alta velocidad) (>75 kW)

4.6.5. ISO 10816 - (1995)

Establece las condiciones y procedimientos generales para la medición y evaluación del nivel de la vibración, utilizando mediciones realizadas sobre partes no rotativas en máquinas. El criterio general de evaluación se basa tanto en la monitorización operacional como en pruebas de validación que han sido establecidas fundamentalmente con objeto de garantizar un funcionamiento fiable de la máquina a largo plazo. Esta norma reemplaza a las ISO 2372 e ISO 3945, debido a que contempla un número mayor de máquinas a analizar. Esta norma consta de cinco partes:

- **Parte 1:** Indicaciones generales
- **Parte 2:** Turbinas de vapor y generadores que superen los 50 MW con velocidades típicas de trabajo de 1500, 1800, 3000 y 3600 RPM
- **Parte 3:** Maquinaria industrial con potencia nominal por encima de 15 kW y velocidades entre 120 y 15000 RPM.
- **Parte 4:** Conjuntos movidos por turbinas de gas excluyendo las empleadas en aeronáutica
- **Parte 5:** Conjuntos de máquinas en plantas de hidrogenación y bombeo.

El criterio de severidad es aplicable a un amplio número de máquinas con potencia superior a los 15 kW y velocidad entre 120 y 15.000 RPM. Estos criterios son solo aplicables para las vibraciones producidas por la propia máquina y no para vibraciones transmitidas a la máquina por fuentes de excitación externas. El valor eficaz (RMS) de la velocidad de vibración es utilizado para determinar la condición de severidad de la máquina. Este valor se puede determinar con casi todos los instrumentos convencionales empleados para la medición de vibraciones.

Referente a los puntos de contacto, esta norma establece, los puntos de medida comúnmente son tres, dos ortogonales en dirección radial en cada descanso y un punto en la medición axial, como se observa en la figura 4.2. Las mediciones deben realizarse cuando el rotor y los descansos principales han alcanzado sus temperaturas estacionarias de trabajo y con la máquina funcionando bajo condiciones nominales o específicas (velocidad, voltaje, flujo, presión y carga).

En máquinas con velocidad o carga variable, las velocidades deben realizarse bajo todas las condiciones a las que se espera que la máquina trabaje durante periodos de tiempo prolongados de tiempo. Los valores máximos medidos bajo estas condiciones, serán considerados representativos de la vibración. Si la vibración es superior a lo que el criterio permite y se sospecha de vibración de

fondo, las mediciones se deben realizar con la máquina detenida para determinar el grado de influencia de la vibración externa. Si con la máquina detenida excede el 25% de la vibración medida con la máquina operando, son necesarias acciones correctivas para reducir el efecto de la vibración de fondo. En algunos casos el efecto de la vibración de fondo se puede anular por análisis espectral o eliminando las fuentes externas que provocan las vibraciones de fondo.

La norma ISO 10816 clasifica la severidad de vibración bajo los siguientes parámetros:

- Tipo de máquina
- Potencia o altura del eje
- Flexibilidad del soporte.

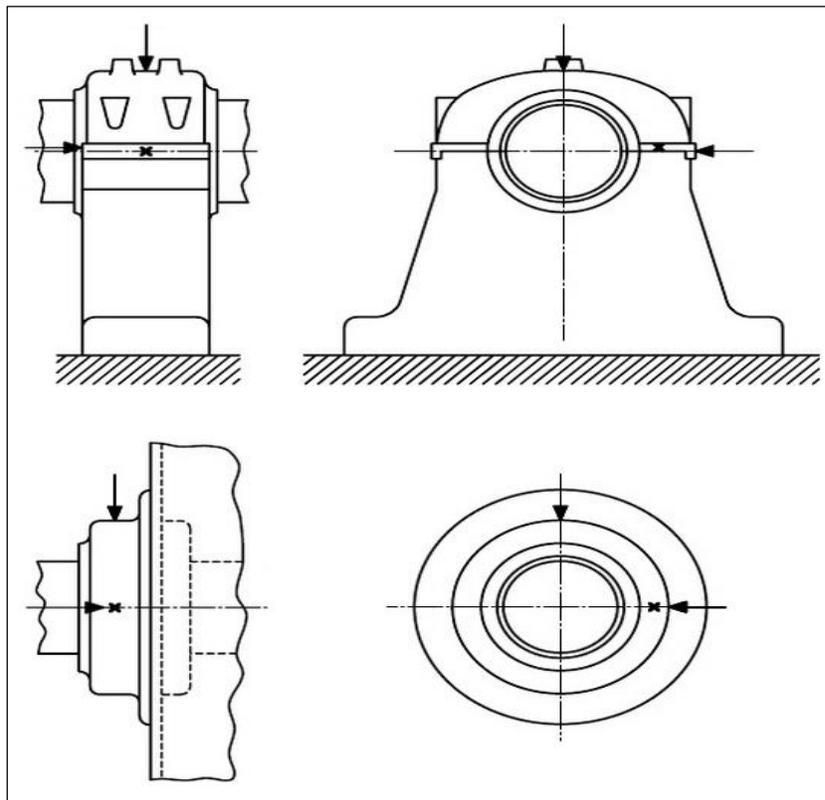


Figura 4.2. Ubicación transductores.

Referente a la altura H observada en la tabla 5.5, esta es la altura del eje H de una máquina, esta se define como la distancia medida entre las líneas del centro del eje y el plano basal de la máquina misma. La altura del eje H de una máquina sin patas o de una máquina con pies levantados o cualquier máquina vertical, se debe tomar como la altura de eje H de una máquina horizontal en el mismo marco básico. Cuando el soporte es desconocido, la mitad del diámetro de máquina puede ser utilizada.

Tabla 4-5. Severidad de la vibración según la norma ISO 10816-3.

Velocidad 10-1000 Hz r > 600 rpm 2-1000 Hz r > 120 rpm	mm/s								
					D				
	11				C				
	7,1								
	4,5				B				
	3,5								
	2,8								
	2,3								
	1,4				A				
0,71									
BASE	Rígida	Flexible	Rígida	Flexible	Rígida	Flexible	Rígida	Flexible	
Tipo de máquina	Bombas > 15 kW Flujo radial, axial o mixto				Tamaño medio 15 kW < P ≤ 300kW		Grandes máquinas 300 kW < P < 50 MW		
	Motor integrado		motor separado		Motores 160 mm ≤ H < 315 mm		Motores Motores 315 mm ≤ H		
Grupo	Grupo 4		Grupo 3		Grupo 2		Grupo 1		

Zona A ■: Máquina nueva o reacondicionada

Zona B ■: La máquina puede operar indefinidamente

Zona C ■: La máquina no puede operar un tiempo prolongado

Zona D ■: La vibración está provocando daños.

Referente a la selección de la flexibilidad; Si la primera frecuencia natural del sistema máquina-soporte en la dirección de la medición es mayor que su frecuencia principal de excitación (en la mayoría de los casos es la frecuencia de rotación) en al menos un 25%, entonces el sistema soporte puede ser considerado rígido en esa dirección. Todos los otros sistemas soportes pueden ser considerados flexibles. En algunos casos el sistema máquina-soporte puede ser considerado rígido en una dirección de medición y flexible en la otra dirección. Por ejemplo, la primera frecuencia natural en la dirección vertical puede estar sobre la frecuencia principal de excitación mientras que la frecuencia natural horizontal puede ser considerablemente menor. Tales sistemas serían rígidos en el plano vertical y flexibles en el plano horizontal. En estos casos, la vibración debe ser evaluada de acuerdo a la clasificación del soporte que corresponda en la dirección de la medición.

5. Análisis de órbitas

La instalación de equipamiento para el monitoreo on-line de vibraciones mecánicas es costoso, sin embargo, esta inversión es recuperada en un tiempo breve, debido al incremento en la disponibilidad en las máquinas. La confiabilidad y eficacia de máquinas, a favor de una producción continua, la reducción de costos y la protección del medio ambiente, solo puede ser garantizada a través de un plan de mantención eficiente que permita oportunamente la predicción de fallas. En este ámbito, el mantenimiento asistido por computadora en la actualidad registra grandes avances, esto gracias al desarrollo tecnológico principalmente a nivel computacional, que garantiza mediante el monitoreo continuo la condición de la máquina y sus componentes, la detección temprana de posibles irregularidades en las condiciones operacionales de la máquina.

El principal objetivo de la presente Habilitación Profesional, es la creación de una herramienta computacional que permita el diagnóstico de fallas en rotores, mediante el análisis de órbita en tiempo real (on-line). Esta herramienta se diseñó y programó en el software LabView y propone una alternativa real para la detección de fallas en rotores. Además se creó una versión que permite realizar lectura de datos, permitiendo mantener un historial de funcionamiento. Referente a las normas de severidad vibracional, se incluyó una programación que nos proporcionara el grado de severidad según la norma ISO 2372.

El proceso de medición para la obtención de órbitas será llevado a cabo en un simulador, perteneciente al Departamento de Ingeniería Mecánica, ubicado en el laboratorio de Rígidos. El Machinery Fault Simulator- Magnum (MFS-MG) es una herramienta que permite el aprendizaje y diagnóstico de maquinaria, comprensión en profundidad de diferentes tipos de vibración y realización de experimentos controlados.

5.3. Programación

El software utilizado para la obtención de las órbitas es LabView 2011. Además, se incorporó un módulo de Sonido y Vibración 2011 (NISV2011) que nos permite integrar una señal proveniente de un acelerómetro con la finalidad de obtener su desplazamiento.

La elaboración de un pseudocódigo facilita la programación, es esta se refleja el proceso operativo que se lleva a cabo mediante el software LabView. A continuación se describe el pseudocódigo elaborado para la obtención de órbitas en tiempo real.

Pseudocódigo para la obtención de la órbita:

1. Creación de un tarea (Task) en el software Measurement & Automation Explorer, para los acelerómetros X e Y.
2. Llamar la Task desde la herramienta creada para la obtención de órbitas.
3. Selección del número de muestras y frecuencia de muestreo.
4. La señal adquirida en la Task (X, Y) se integra, para la obtención de la velocidad y desplazamiento.
5. Selección de un rango de muestras para el análisis.
6. Selección de ventanas (Windows) para la eliminación de fugas.
7. Se combinan las señales X e Y eliminando el tiempo entre ellas para la obtención de una órbita preliminar.
8. Obtención de los espectros de aceleración, velocidad y desplazamiento para las señales X e Y, permitiendo visualizar los armónicos y frecuencias fundamentales.
9. Filtrado de las señales X e Y.
10. Selección de un rango de muestras para el análisis.
11. Se combinan las señales X e Y filtradas eliminando el tiempo entre ellas para la obtención de una órbita final.
12. Se obtiene el espectro de desplazamiento filtrado.
13. Obtención del valor velocidad RMS para las señales X e Y, indicando el nivel de severidad vibratoria según norma ISO 2372.
14. La señal proveniente de los acelerómetros X e Y son guardadas.

5.1.2. Pantalla de adquisición

Todo sistema debe implementar una herramienta que permita al usuario manipular las variables de entrada y salida del programa. Las pantallas de comunicación con el usuario (panel frontal), fueron desarrolladas en el software Labview 2011 (figura 5.1).

El programa desarrollado permite adquirir señales analógicas, donde se debe configurar la frecuencia de muestreo y el número de muestras a tomar, la unidad del desplazamiento (por definición en metros) y seleccionar la tarea (task); esta última debe ser configurada previamente por el software que incorpora LabView Measurement & Automation Explorer, que permite de manera eficaz ingresar los valores de sensibilidad y voltaje de los acelerómetros.

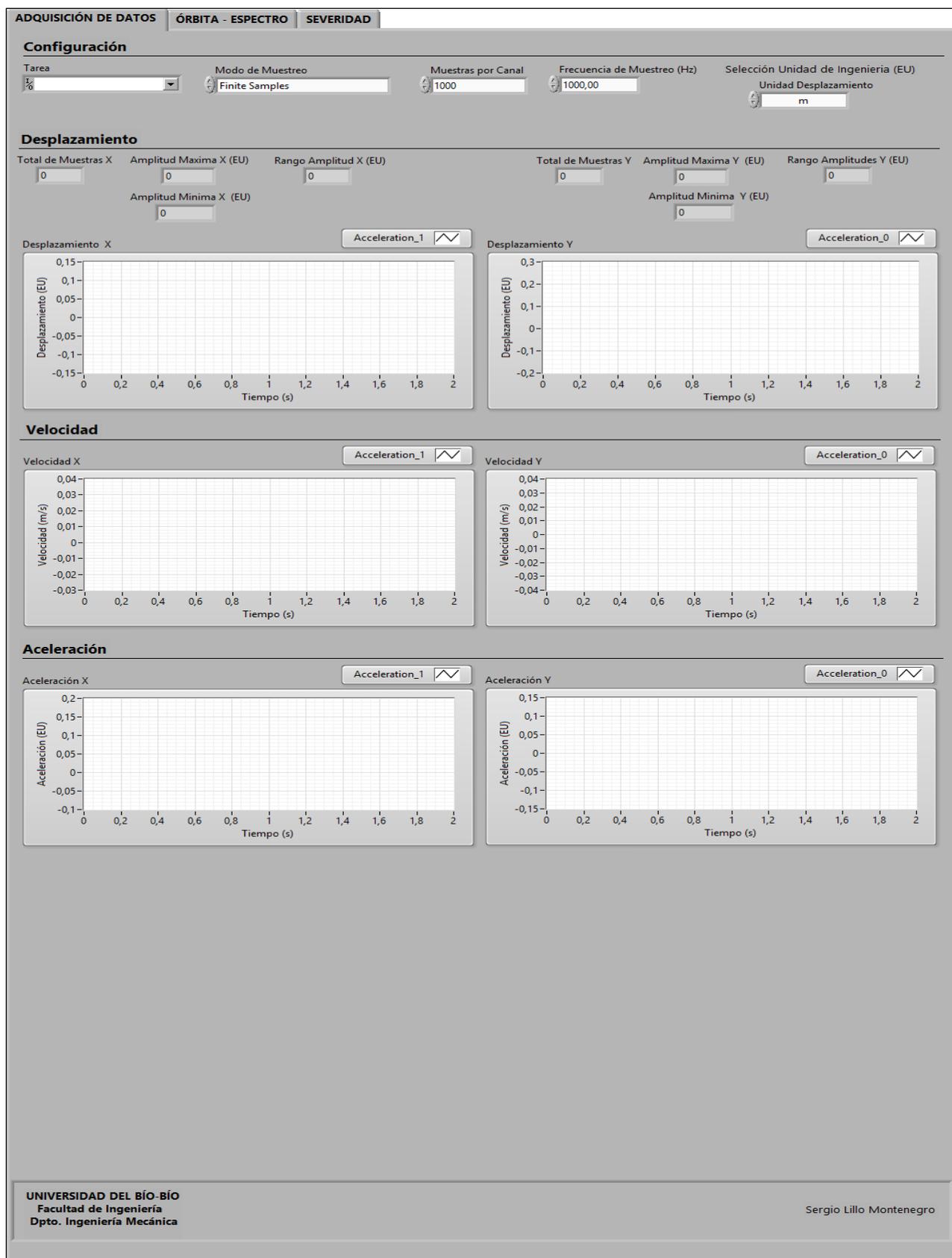


Figura 5.1. Pantalla de Adquisición.

5.1.3. Pantalla de análisis de órbita

Este módulo permite realizar el estudio de órbitas, además se incorpora el espectro de aceleración, velocidad y desplazamiento, permitiendo obtener resultados más confiables y establecer una relación entre la órbita obtenida y el espectro (figura 5.2).

La configuración de este módulo cuenta con:

- Activar doble integración. El proceso de integración es realizado por la herramienta “SLV Integration” perteneciente a NISV2011, esta convierte de aceleración a velocidad o desplazamiento, todo esto en medidas de ingeniería. En la programación se encontrara comúnmente estas siglas (EU) que representan en inglés engineering units. Además esta herramienta nos proporciona un corte a las frecuencias pasa alto (highpass cutoff frequency), en donde las componentes de frecuencia menor a las frecuencias de corte pasa alto son atenuadas por el filtro de paso alto. Este parámetro solo se debe usar si se conoce el límite inferior de respuesta del transductor. Por ejemplo, si se está utilizando un acelerómetro que muestra escasa respuesta por debajo de 20 Hz, se debe ajustar la frecuencia de corte pasa alto a 20 Hz.
- Selección de unidad de aceleración en m/s^2 o g.
- Selección de un rango de muestreo para la órbita preliminar.
- Selección de un rango de muestreo para la órbita final (filtrada).
- Activar ventana (Windows).
- Selección de ventana.
- Selección de filtros, en donde se encuentran: Bandpass, Highpass, Lowpass, Bandstop y Smoothing. La utilidad de medida de estos filtros es mencionada en el capítulo 3.3.2 (Filtros).

Para la obtención de los espectros, se utilizó la herramienta “Spectral Measurements”, que además permite seleccionar el tipo de ventana. La ventana utilizada para todos los espectros corresponde a la ventana de Hanning. La selección de esta responde a la buena exactitud que presenta en amplitud y resolución de frecuencias. Con un error de hasta un 16% en exactitud de amplitud, presenta una mejor resolución en frecuencia que las demás ventanas.

Debemos recordar que la utilización de ventanas responde a disminuir el efecto de fugas laterales, esto producto del tiempo de registro (T_r) finito. Sin la selección de ventanas se puede obtener un error de hasta 36% en el valor de la amplitud.

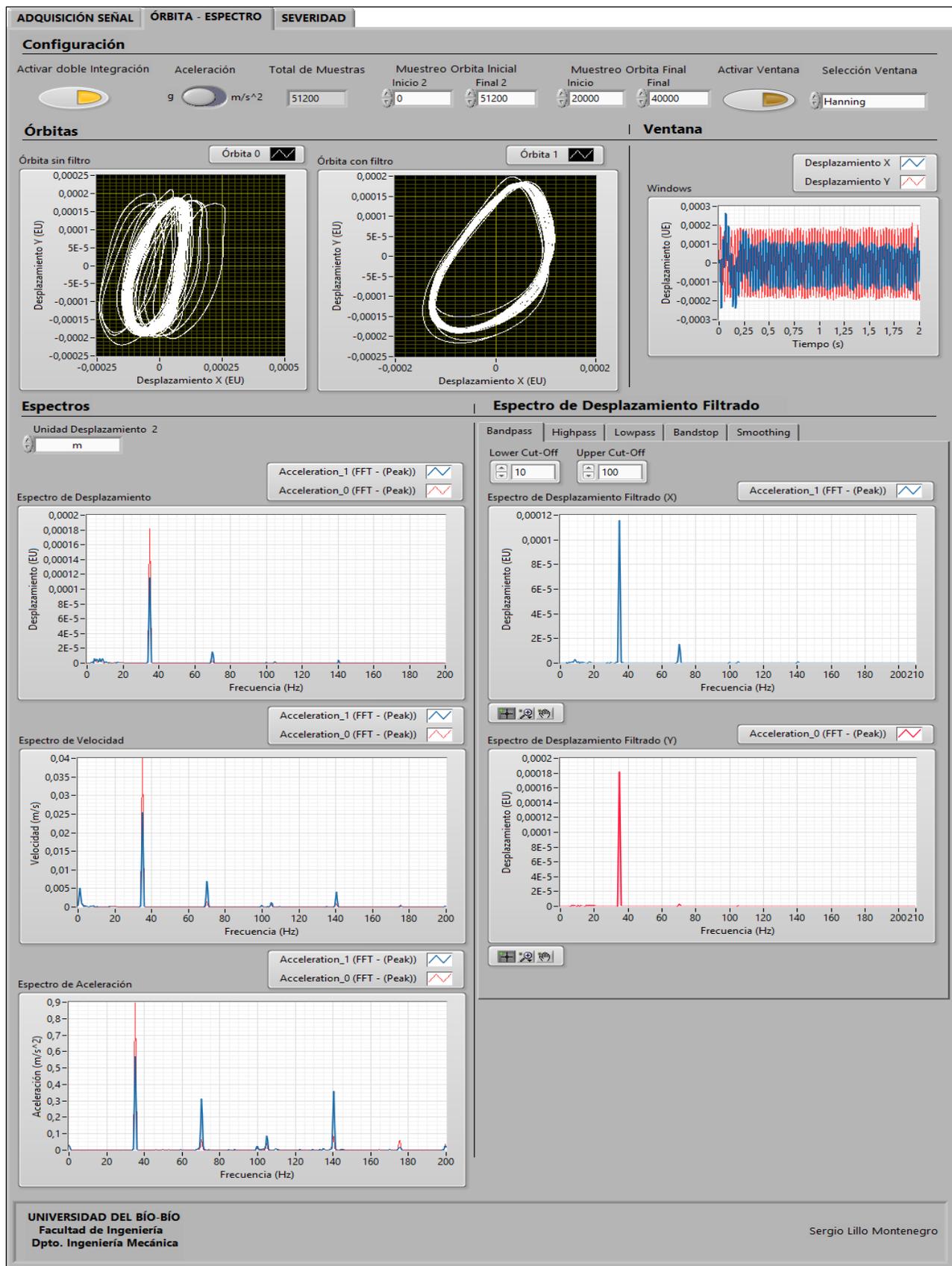


Figura 5.2. Pantalla de análisis de órbita.

5.1.4. Pantalla de severidad

La pantalla de severidad entrega información importante, el criterio de severidad del nivel de vibración. Solo basta seleccionar el tipo de clase, según se ilustra en la figura 5.3 y se proporcionara el resultado de velocidad RMS, para las mediciones en X e Y. Adicionalmente se programó la tabla de severidad, arrojando automáticamente si está en un nivel normal, admisible, límite o no permisible.

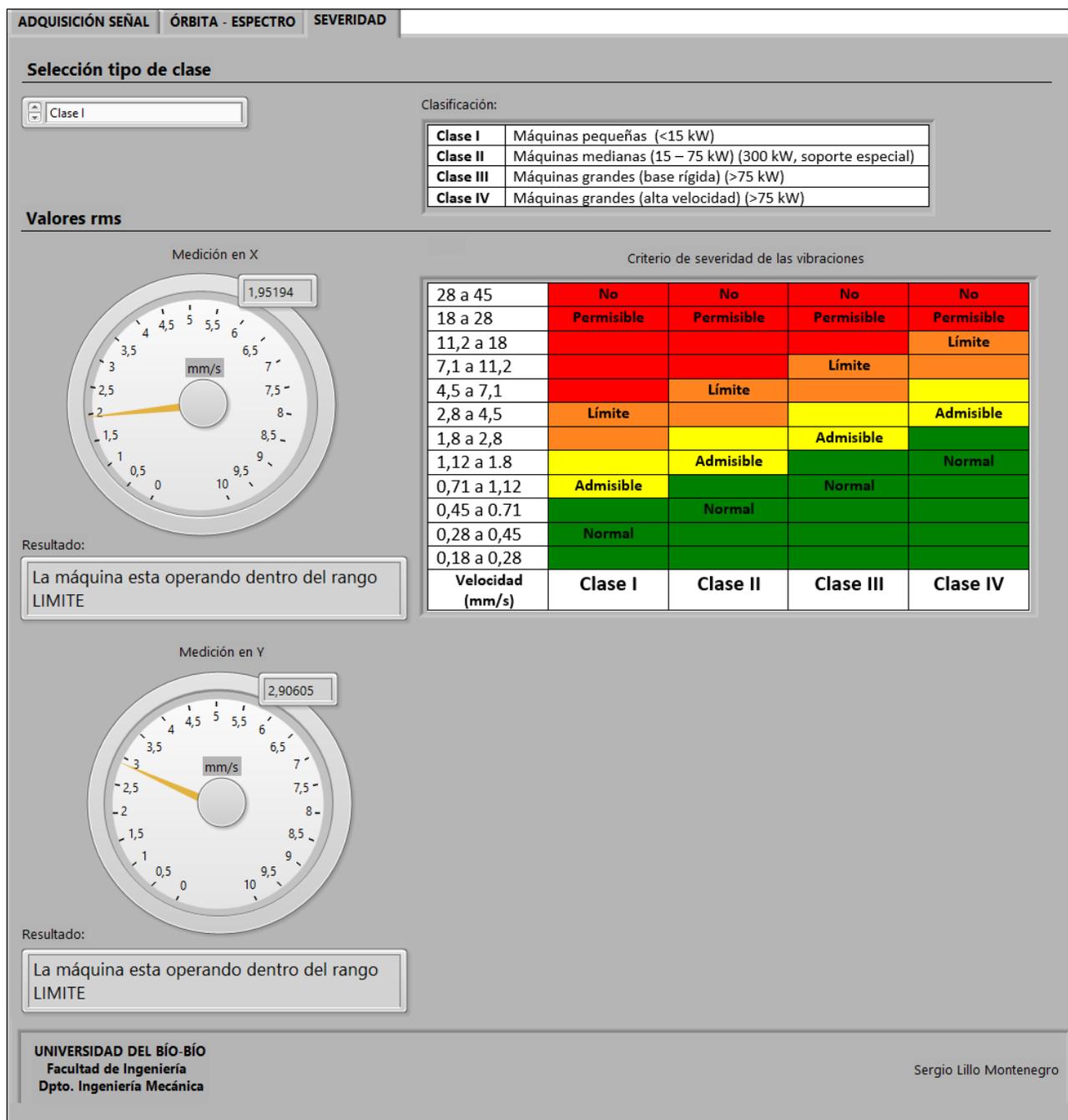


Figura 5.3. Pantalla de severidad.

5.4. Medición

El proceso de medición será realizado en el MFS-MG (figura 5.4) está diseñado para ser versátil y fácil de operar, está equipado con un kit de resonancia, permitiendo adquirir experiencia en el fenómeno de resonancia y aprender métodos de mitigación de esta. Cuenta con un número diferente de discos de rotor instalados en varios lugares en el eje principal. Además se puede simular el torbellino de aceite y el efecto látigo, fenómenos de inestabilidad importante asociado con los apoyos de película de aceite del rotor.

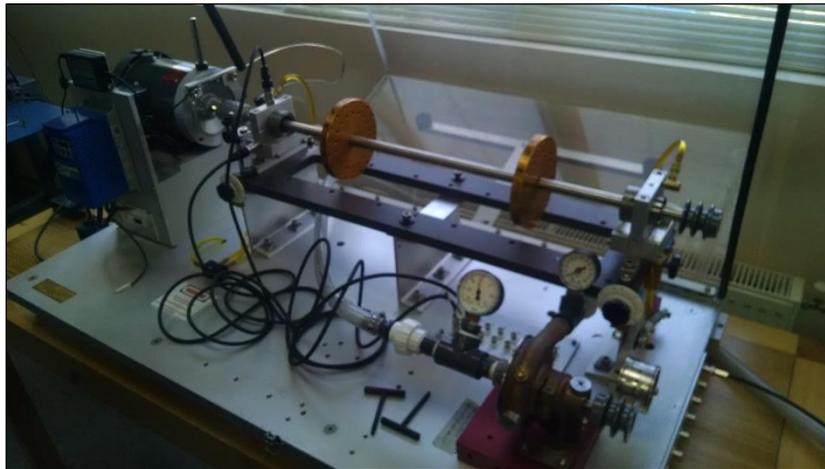


Figura 5.4. Machinery Fault Simulator – Magnum.

Principalmente permite el estudio del:

- Desbalance
- Desalineamiento
- Resonancia
- Torbellino de aceite
- Transmisiones por correa
- Problemas de amortiguamiento.

Sus principales características son:

- El eje del rotor está especialmente diseñado para el soporte de fluido (película dinámica).
- Diferente selección de juegos de rodamiento y presión controlable de aceite.
- Métodos simples para introducir a fallas controladas y calibradas.

- Estudiar el espectro de vibración de fallas comunes, aprender formas de falla y validar normas.
- Permite el monitoreo del estado de la máquina en busca del mantenimiento predictivo.
- Permite el aprendizaje de resonancia, velocidades variables y el diagnóstico de transmisión por correa.
- Permite el estudio de correlación entre la vibración, la corriente del motor y los espectros de ruido.

Especificaciones eléctricas:

Tabla 5-1. Especificaciones eléctricas Machinery Fault Simulator – Magnum.

Motor	1 HP, sistema trifásico
Rango de RPM	0-6000 RPM
Tacómetro	Integrado con pantalla LCD
Voltaje	115/230 V, monofásico, 60/50 Hz

5.4.3. Ubicación de los acelerómetros

Los acelerómetros se ubicaron 90 grados uno del otro, como se ilustra en la figura 5.5. El acelerómetro X se ubicara en el plano x, el acelerómetro Y se ubicara en el plano y. El contenido referente a la ubicación de los acelerómetros se abordó anteriormente en el capítulo 3.1.3 (Ubicación de los acelerómetros para la obtención de órbitas).

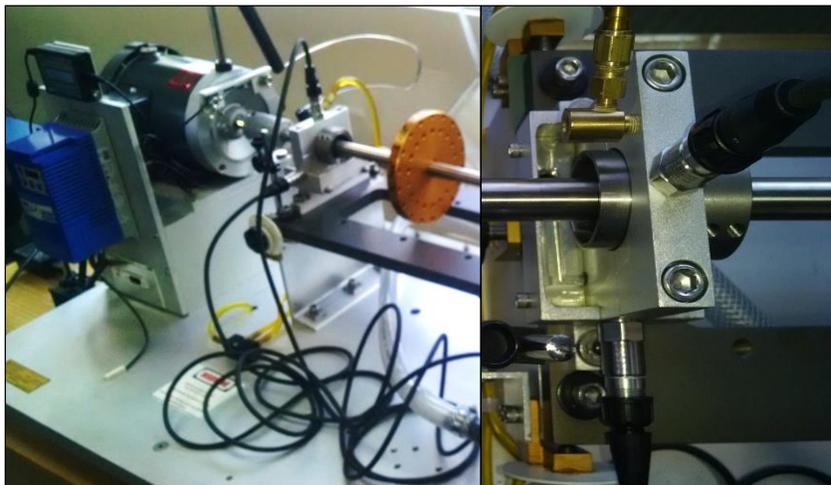


Figura 5.5. Ubicación ortogonal de los acelerómetros.

5.5. Análisis y resultados

A continuación se analizarán los ensayos realizados en el simulador de fallas MFS-MG. Se realizaron ensayos: sin simular fallas, simulando desbalance, simulando desalineamiento y simulando desalineamiento + desbalance.

Las mediciones fueron efectuadas con dos acelerómetros ubicados ortogonalmente, de marca IMI modelo 603C01, los valores ingresados en la Task (tarea creada en Measurement & Automation Explorer) fueron:

- Sensibilidad: transductor en X 103 mV/g y transductor en Y 95 mV/g.
- Rango de voltaje: +5 a -5 V

Los certificados de calibración para los transductores X e Y, se adjuntan en el anexo. Estos proporcionan información importante referente a: sensibilidad, humedad relativa, temperatura máxima de funcionamiento, entre otros.

5.5.3. Sin simulación de falla

El primer ensayo realizado en el MFS-MG corresponde a un ensayo sin simulación de falla, no se intervino el simulador agregando masa en los discos o provocado un desalineamiento.

El número total de muestras empelado fue de 51200 y la frecuencia de muestreo asignada fue de 25600 Hz. Estos valores permiten obtener un tiempo de registro de 2 segundos.

Consideraciones:

- Medición de aceleración en unidades de aceleración de gravedad (g).

Ensayo N°1: 35 Hz

La figura 5.6 (a), ilustra la órbita obtenida en el ensayo sin simulación de falla, el número de muestras seleccionado para la obtención de esta órbita fue de 51200, el mismo valor asignado para la adquisición de datos. El resultado obtenido es una órbita con demasiado número de muestras lo que dificulta su lectura. Debido a esto, se procede a filtrar empleando un filtro pasa banda con frecuencias de corte de 10 Hz a 200 Hz y a seleccionar nuevamente un rango de muestreo, en este caso de 20000 a 40000, permitiendo obtener una órbita legible, figura 5.6 (b).

El resultado obtenido, ilustrado en la figura 5.6 (b), permite inferir un problema de desalineamiento extremo, esto debido a la similitud con el número ocho (8). Este tipo de falla se produce cuando el eje de la unidad conductora y el eje de la unidad conducida se encuentran desalineados.

- Unidad seleccionada para los desplazamientos en X e Y: milímetros (mm).

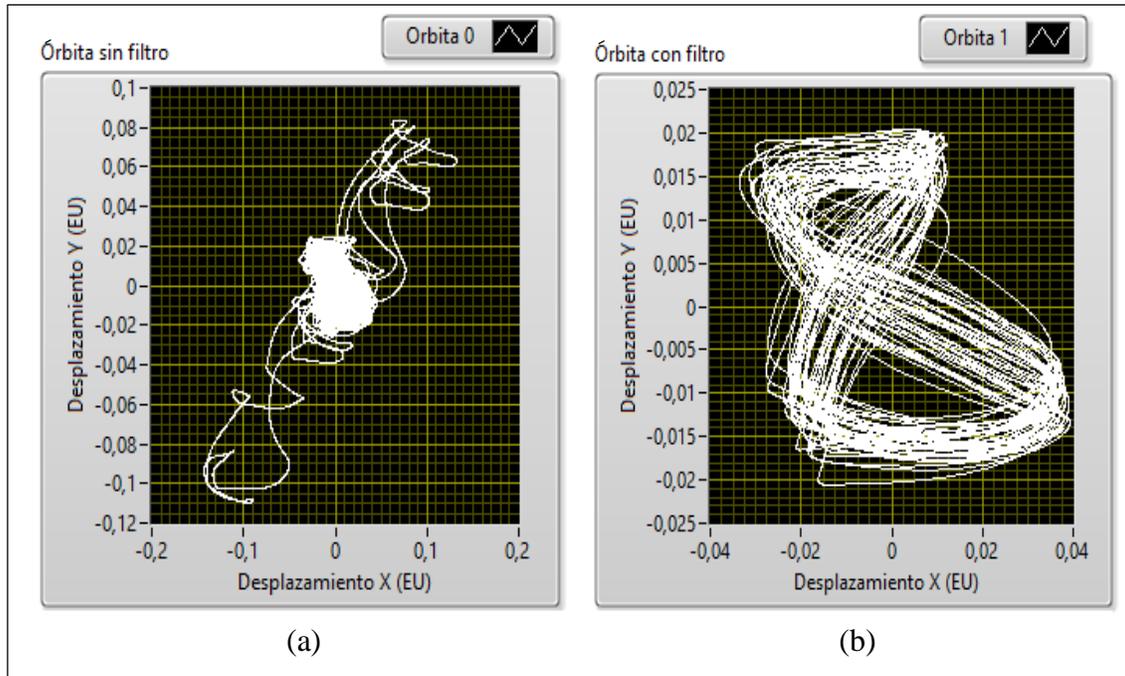


Figura 5.6. Órbita ensayo N°1. a) Sin filtro. b) con filtro.

La figura 5.7 ilustra el espectro obtenido para la medición en X, en el cual se distinguen amplitudes en los armónicos $0.5x$, $2x$, $3x$ y $4x$ con respecto a la frecuencia a $1x$ (35 Hz). Las amplitudes predominantes se encuentran a $0.5x$, $1x$, $2x$ y $4x$, lo que constituye un problema de aflojamiento mecánico. Por lo general, esto se debe principalmente a pernos de sujeción flojos. Cuando la amplitud de dichos armónicos está por encima del 50% de la amplitud peak a $1x$, indica una mayor severidad en el aflojamiento.

Referente al espectro obtenido en la medición en Y, la figura 5.8 permite afirmar un problema de desalineamiento, la aparición de armónicos predominantes a $1x$ y $2x$. Este tipo de desalineación comúnmente es relacionado con rodamientos y cojinetes, independientemente que exista una buena alineación en el acoplamiento, puede existir una desalineación entre el eje y el rodamiento. La desalineación puede tener su origen en una distorsión de la máquina o en un montaje inadecuado. Para mediciones en el plano axial el armónico a $2x$ puede alcanzar un valor igual o incluso superior a $1x$ de la frecuencia de rotación.

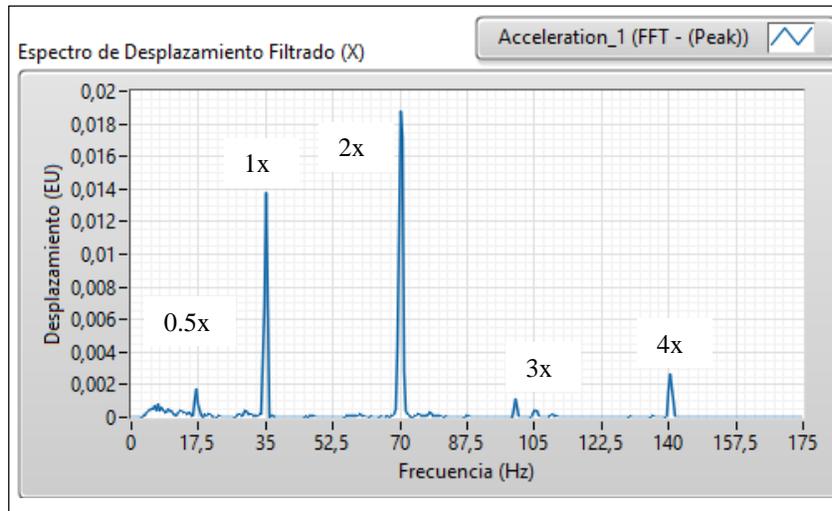


Figura 5.7. Espectro Ensayo N°1 medición en X.

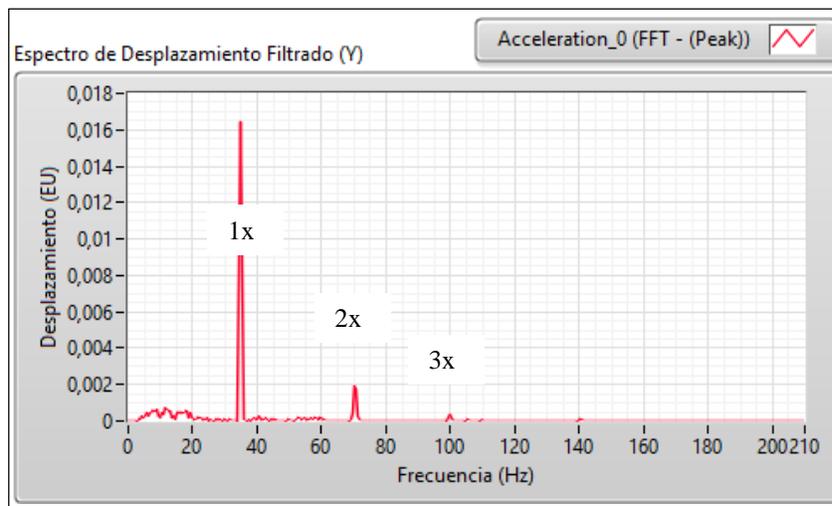


Figura 5.8. Espectro Ensayo N°1 medición en Y.

El análisis de severidad para los transductores X e Y ubicados en los planos x e y respectivamente.

Arrojaron los siguientes resultados:

- Valor RMS medición en X = 0.9869 mm/s
- Valor RMS medición en Y = 0.5183 mm/s

Obteniendo como resultado:

- Medición en X: La máquina está operando dentro del rango NORMAL.
- Medición en Y: La máquina está operando dentro del rango ADMISIBLE.

Estos resultados se pueden observar en la figura 5.9.

Se puede inferir del Ensayo N°1:

- La órbita obtenida establece una cierta relación con el espectro en la medición en Y, ambos representan problemas de desalineamiento.
- La órbita obtenida representa un problema de desalineamiento extremo. Sin embargo, las magnitudes de amplitud de los espectros de desplazamientos X e Y son realmente bajas, amplitudes máximas en un rango de 0.017 – 0.019 mm.
- El análisis de severidad de las vibraciones refleja valores de velocidad RMS dentro de un rango óptimo de operación. Por lo tanto, la órbita no es representativa.

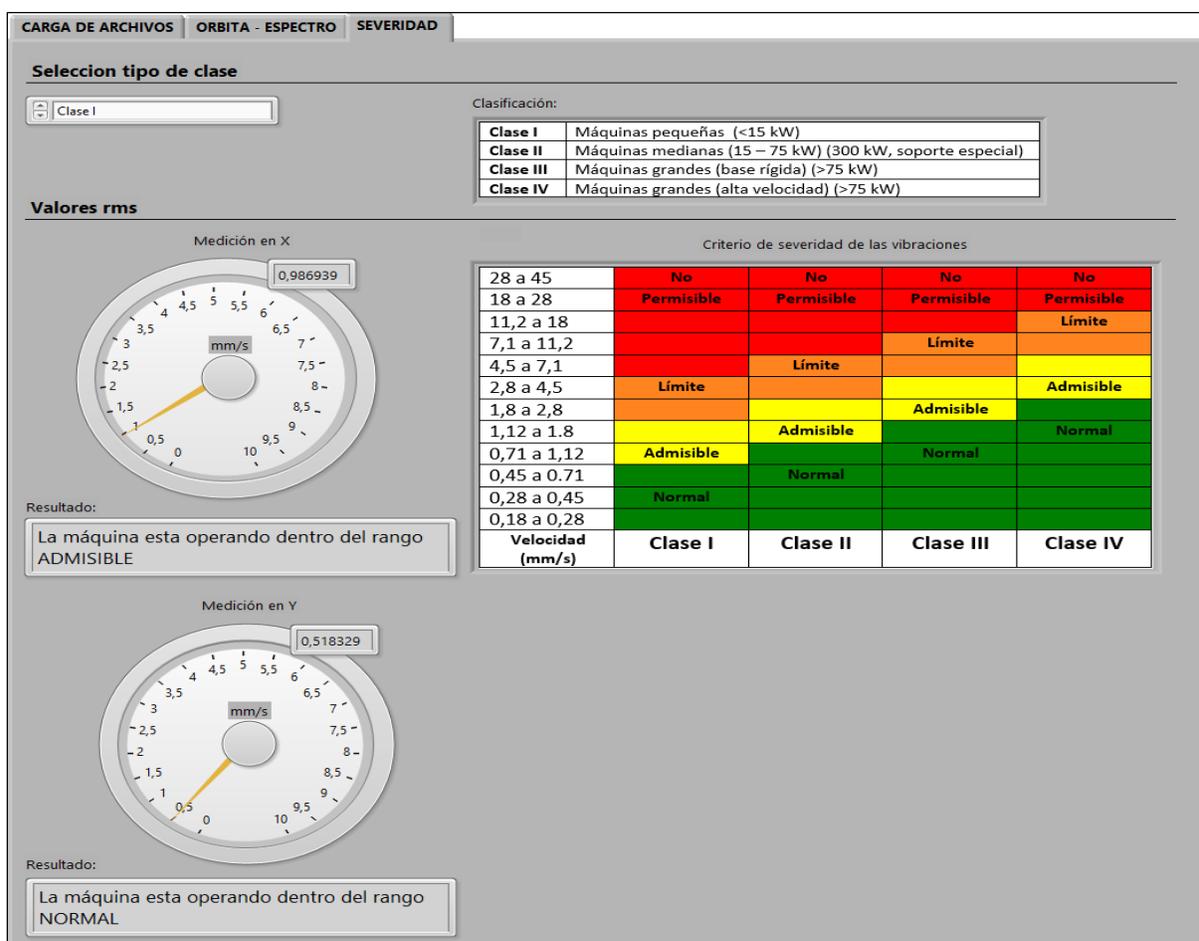


Figura 5.9. Criterio de severidad Ensayo N°1

5.5.4. Desbalance

La simulación de este tipo de falla, se logró agregando una masa al segundo discos del MFS-MG.

El número total de muestras empelado fue de 51200 y la frecuencia de muestreo asignada fue de 25600 Hz. Estos valores permiten obtener un tiempo de registro de 2 segundos.

Consideraciones:

- Medición de aceleración en unidades de aceleración de gravedad (g).

Ensayo N°2: 35 Hz

La figura 5.10 (a), ilustra la órbita preliminar obtenida sin filtrar construida con el total de muestras seleccionadas en la etapa de adquisición 51200. El resultado es destacado, se puede apreciar claramente una órbita de forma elíptica, típica de un problema de desbalance.

La órbita preliminar es mejorada, aplicando un filtro pasa bandas con frecuencias de corte de 10 a 100 Hz. Adicionalmente, para una órbita más armónica y legible se seleccionó un rango de muestreo final entre 20000 y 40000, permitiendo la obtención de la órbita de la figura 5.10 (b) la cual permite concluir la presencia de un problema de desbalance.

- Unidad seleccionada para los desplazamientos en X e Y: milímetros (mm).

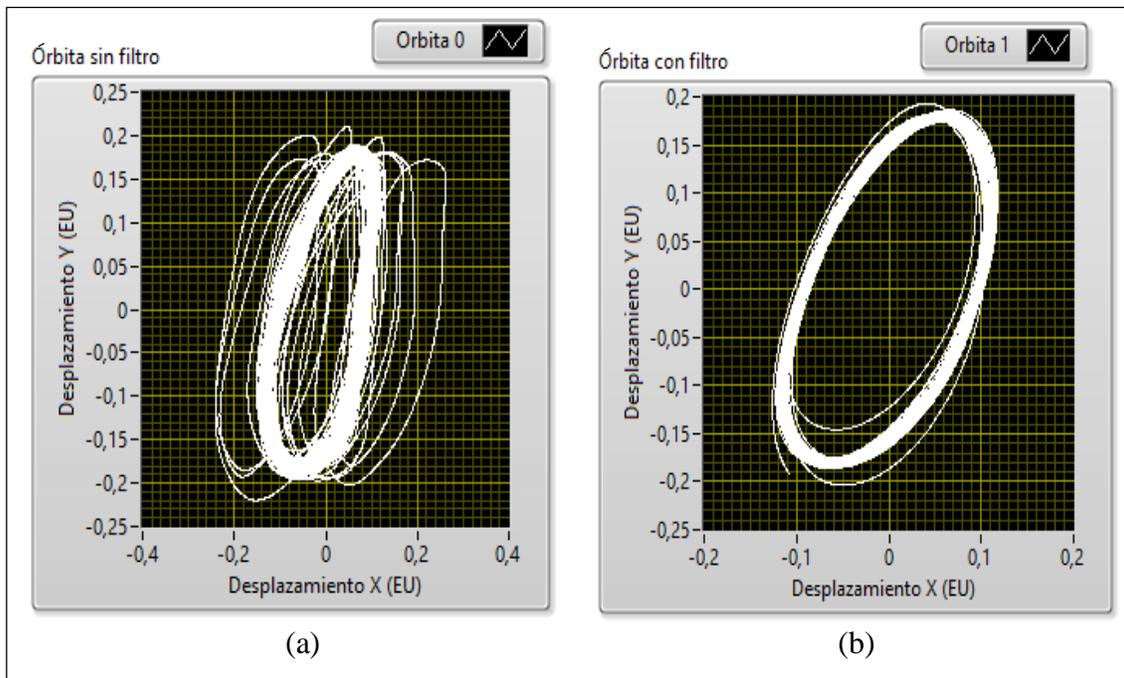


Figura 5.10. Órbita Ensayo N°2. a) Sin filtro. b) con filtro.

El espectro de desplazamiento de la medición en X, figura 5.11 evidencia un solo armónico a 1x de la frecuencia de rotación (35 Hz), esto es característico de un problema de desalineamiento.

El espectro de desplazamiento de la medición en Y, figura 5.12 se observa el mismo comportamiento del espectro de la figura 5.11. Sin embargo, se produce un aumento de la amplitud de 0.115 mm a 0.18 mm.

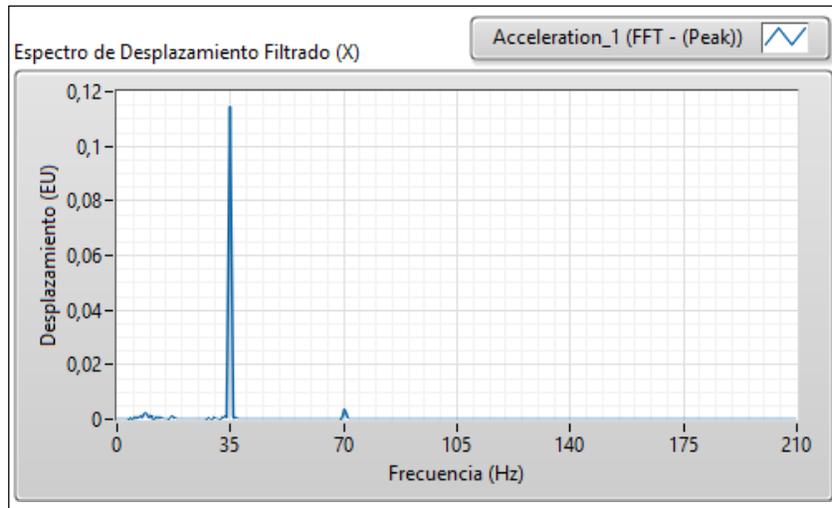


Figura 5.11. Espectro Ensayo N°2 medición en X.

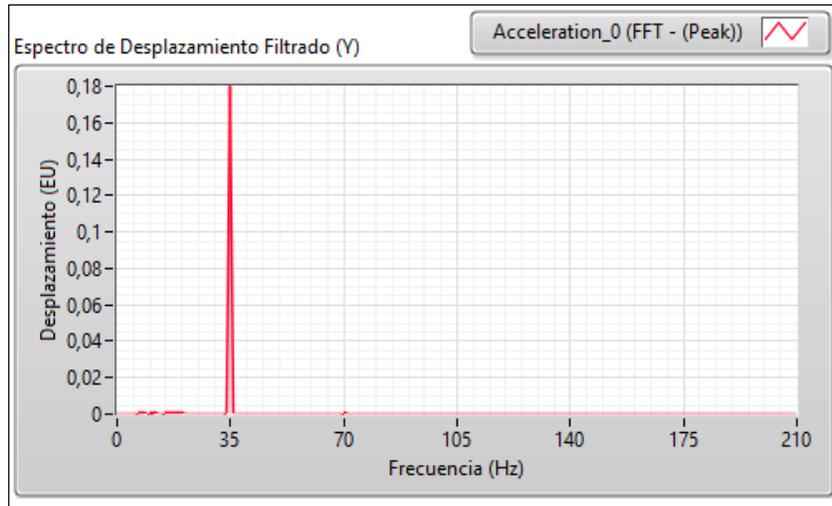


Figura 5.12. Espectro Ensayo N°2 medición en Y.

Los valores de velocidad RMS obtenidos que permiten analizar la severidad de las vibraciones son:

- Valor RMS medición en X = 1.95 mm/s
- Valor RMS medición en Y = 2.90 mm/s

Obteniendo como resultado (figura 5.13):

- Medición en X: La máquina está operando dentro del rango LÍMITE.
- Medición en Y: La máquina está operando dentro del rango LÍMITE.

Los valores de velocidad RMS y resultados de severidad se ilustran en la figura 5.13.

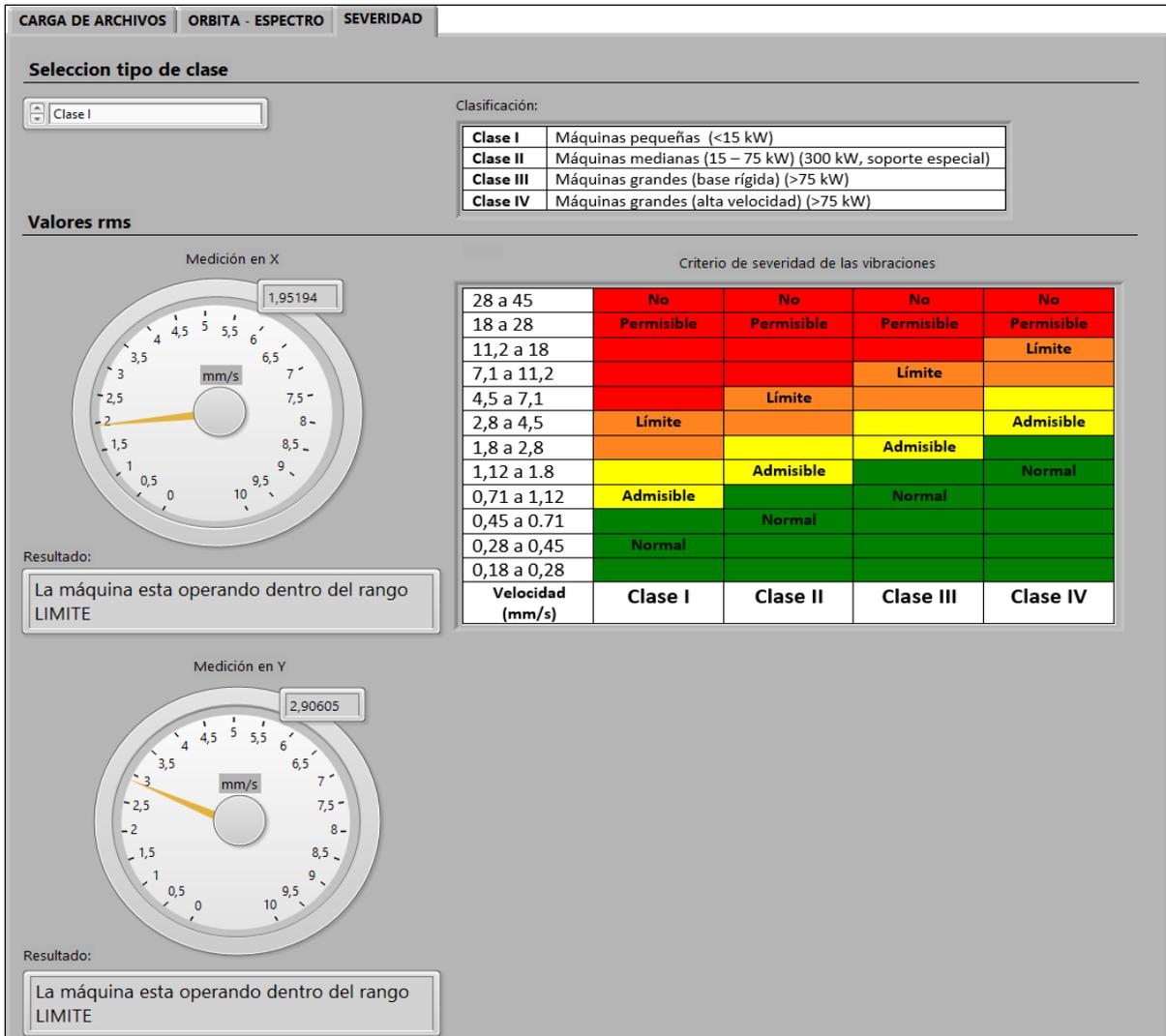


Figura 5.13. Criterio de severidad Ensayo N°2.

Se puede concluir del Ensayo N°2:

- La órbita obtenida refleja claramente un problema de desbalance. Además, se produjo una relación satisfactoria entre el resultado de la órbita y los armónicos de los espectros.
- Los espectros de desplazamiento (en X e Y) representan un problema típico de desbalance.
- El peso agregado a uno de los discos del simulador de fallas provocó un aumento significativo en la magnitud de los desplazamientos (amplitud) en relación al Ensayo N°1 (sin simulación de falla). La comparación de los Peak de desplazamiento para los Ensayos 1 y 2 es comparada en la tabla 5-1.
- Los valores de velocidad RMS obtenidos indican que el MFS-MG está operando dentro del rango LÍMITE. Se recomienda realizar un monitoreo continuo con la finalidad de evitar un aumento en la severidad de vibración.

Tabla 5-1. Comparación peak desplazamiento Ensayo N°1 y Ensayo N°2.

Ensayo	Armónico	Peak medición en X (mm)	Peak medición en Y (mm)
N°1	1x	0.014	0.017
	2x	0.018	0.002
N°2	1x	0.115	0.18

Ensayo N°3: 40 Hz

Se efectuó este ensayo manteniendo la masa agregada anteriormente en el Ensayo N°2 en el segundo disco del MFS-MG. El cambio radica en un aumento en la frecuencia de rotación del rotor de 35 a 40 Hz.

La primera órbita u órbita preliminar es graficada con el número total de muestras empleadas en la adquisición de datos 51200, esta órbita es ilustrada en la figura 5.14 (a). Se puede apreciar una forma cercana a una elipse. La órbita preliminar es mejorada aplicando un pasa bandas con frecuencias de corte de 10 a 150 Hz, además se seleccionó un rango de muestreo de 20000 a 40000. Esto permite mejorar considerablemente la lectura de la órbita (figura 5.14 (b)), permitiendo distinguir un problema de desbalance.

- Unidad seleccionada para los desplazamientos en X e Y: milímetros (mm).

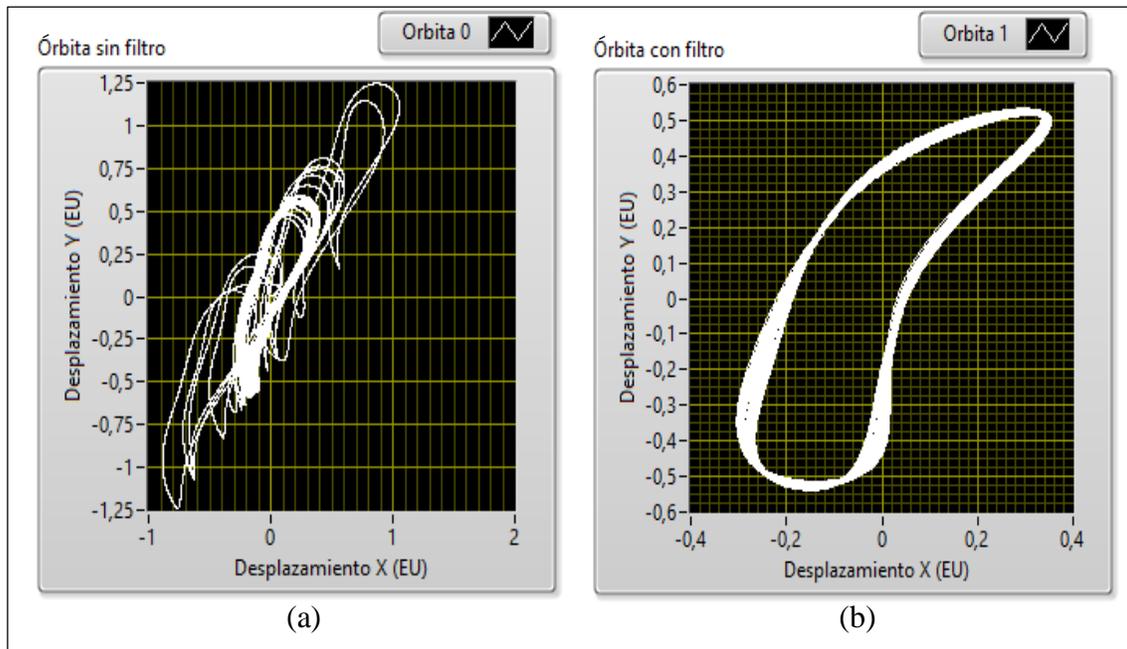


Figura 5.14. Órbita Ensayo N°3. a) Sin filtro. b) Con filtro.

El espectro de desplazamiento obtenido de la medición en X es ilustrado en la figura 5.15, se puede apreciar armónicos a 2x y 3x referido a 1x de la frecuencia de rotación (40 Hz). Los armónicos presentes permiten concluir la presencia de una falla por desalineamiento angular.

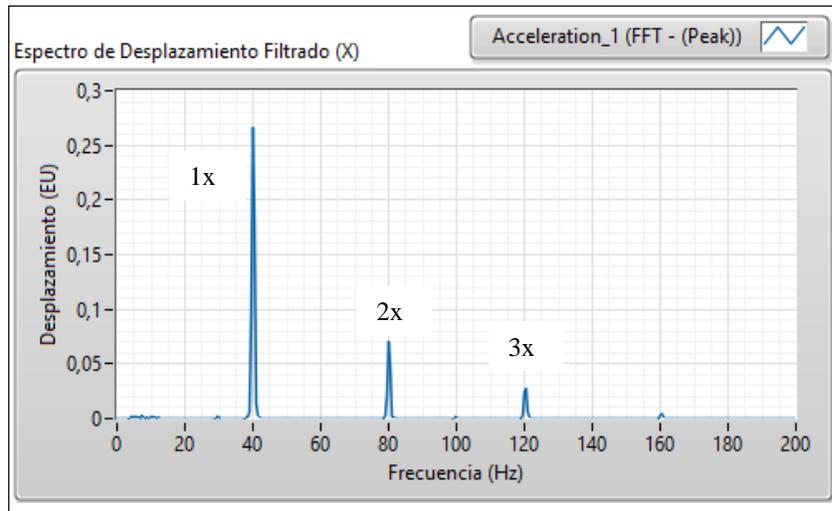


Figura 5.15. Espectro Ensayo N°3 medición en X.

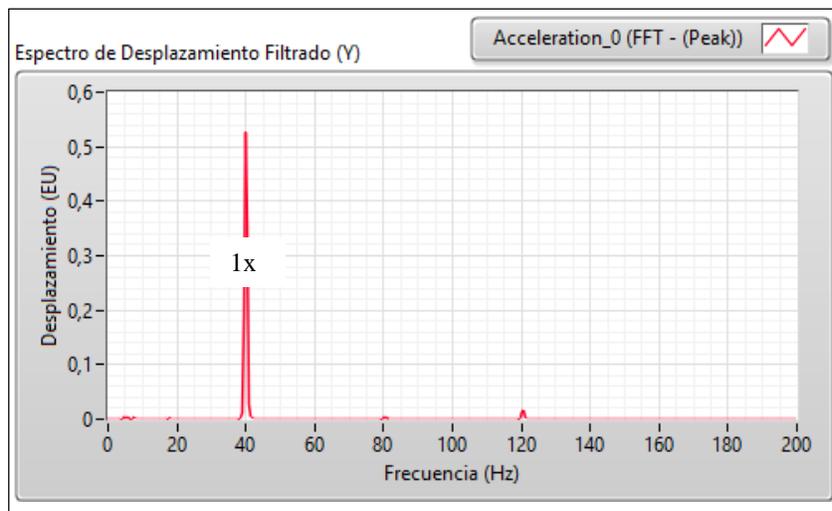


Figura 5.16. Espectro Ensayo N°3 medición en Y.

El espectro de desplazamiento Y (figura 5.16) en cambio, presenta solo un armónico a 1x la frecuencia de rotación. Por lo tanto, claramente es un problema de desbalance.

Los valores de velocidad RMS permiten localizar la zona en que la máquina se encuentra trabajando según la Norma ISO 2372, los resultados se ilustran en la figura 5.17 y son los siguientes:

- Valor RMS medición en X = 6.20 mm/s
- Valor RMS medición en Y = 9.90 mm/s

Obteniendo como resultado:

- Medición en X: La máquina está operando dentro del rango NO PERMISIBLE.
- Medición en Y: La máquina está operando dentro del rango NO PERMISIBLE.

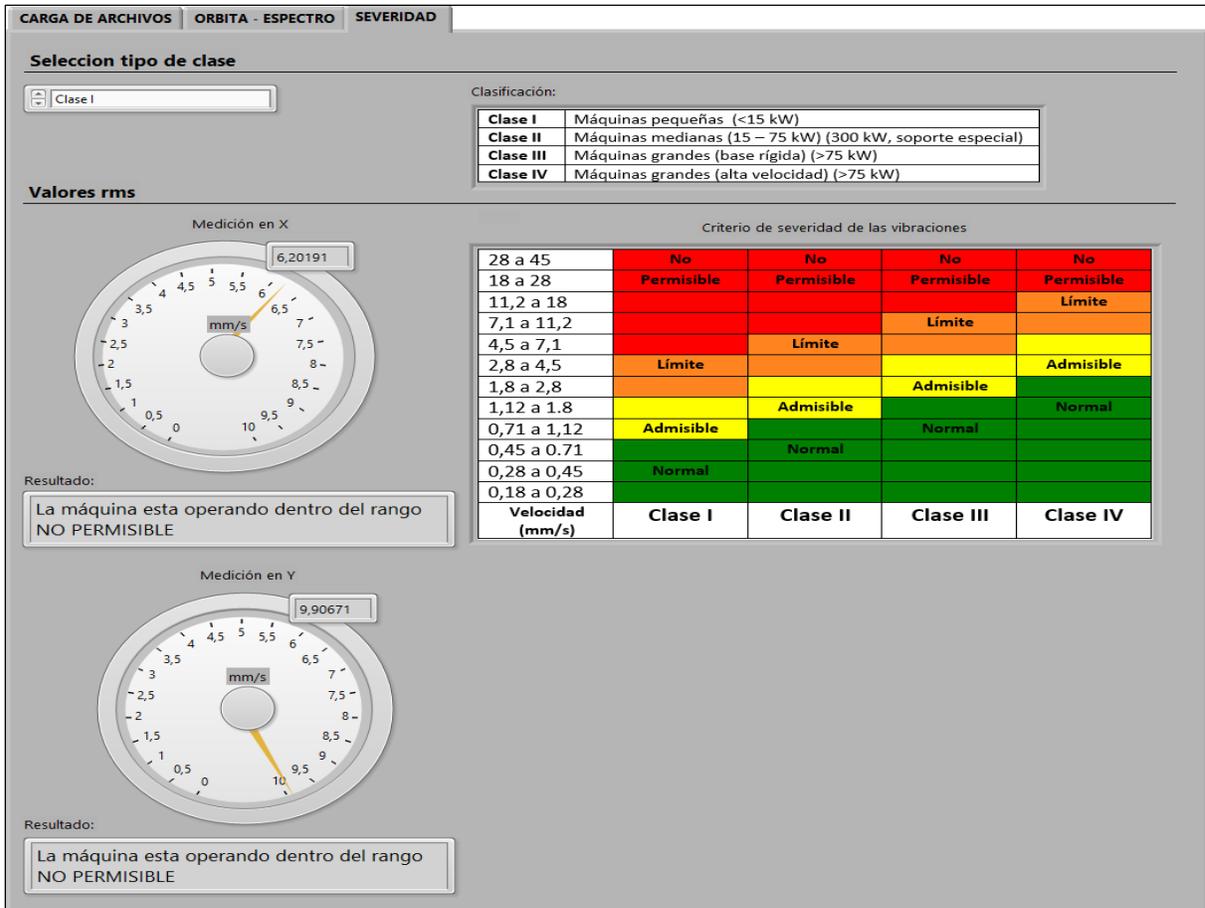


Figura 5.17. Criterio de severidad Ensayo N°3.

Se puede inferir del Ensayo N°3:

- La órbita obtenida establece una cierta relación con el espectro en la medición en Y, ambos representan problemas de desbalance.
- La órbita obtenida pierde la forma elíptica pura y presenta una orientación hacia el plano horizontal, esto se debe a la presencia de desalineamiento angular observado en el espectro de desplazamiento para la medición en X. La aparición de este tipo de desalineamiento es producto de la manipulación del simulador de fallas en algún ensayo anterior y el deficiente alineamiento después de simular dicha falla.
- La magnitud de las amplitudes de desplazamiento aumentaron considerablemente al aumentar la frecuencia de 35 a 40 Hz, esto se puede observar en la tabla 5-2.

Tabla 5-2. Comparación peak desplazamiento Ensayo N°2 y Ensayo N°3.

Ensayo	Armónico	Peak medición en X (mm)	Peak medición en Y (mm)
N°2	1x	0.115	0.18
N°3	1x	0.27	0.53

- El análisis de severidad de las vibraciones refleja valores de velocidad RMS dentro del rango NO PERMISIBLE. Por consiguiente se sugiere realizar un mantenimiento lo antes posible.

5.5.5. Desalineamiento:

El ensayo de desalineamiento fue simulado desplazando levemente la base del simulador de fallas, con la finalidad de forzar un desalineamiento. Ensayo sin agregar masas.

El número de muestras seleccionado para la adquisición de datos fue de 25600 y la frecuencia de muestreo fue de 25600 Hz. Estos valores proporcionan un tiempo de registro de 1 segundo.

Consideraciones:

- Medición de aceleración en unidades de aceleración de gravedad (g).

Ensayo N°4: 30 Hz

Unidad seleccionada para los desplazamientos en X e Y: milímetros (mm).

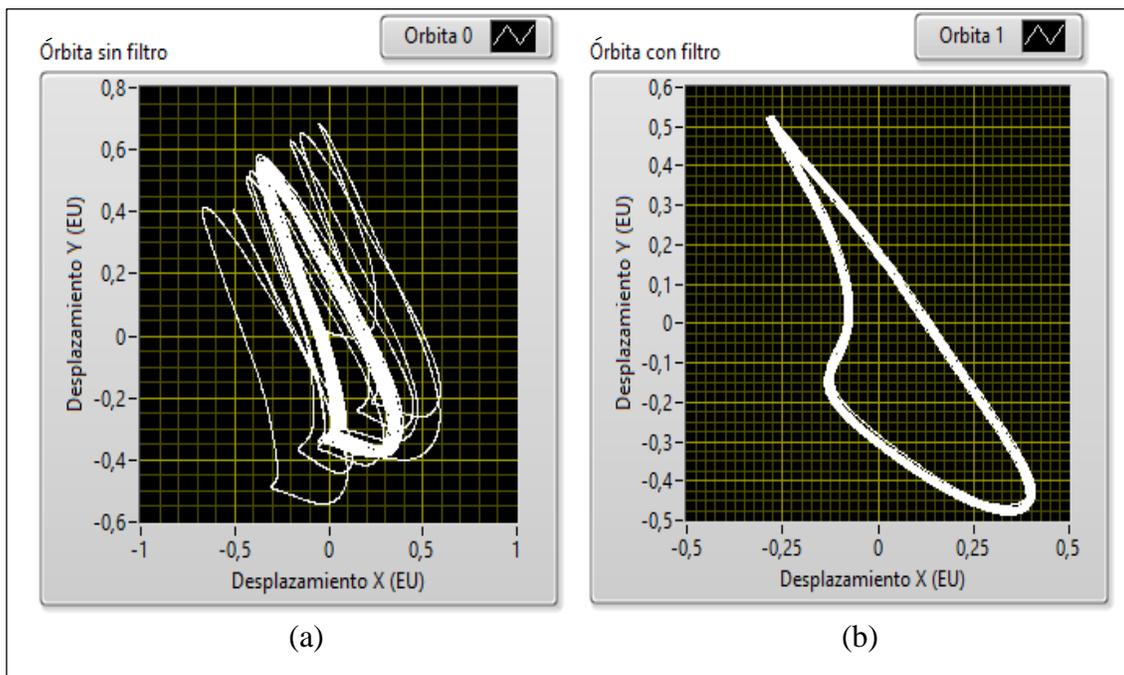


Figura 5.18. Órbita Ensayo N°4. a) Sin filtro. b) Con filtro.

La obtención de la órbita preliminar (sin filtrar), es clara y legible, esta perdió la forma elíptica y el sentido de la orientación es contrario a las órbitas de desbalance. Por lo tanto, esta órbita se puede relacionar con un desalineamiento. Al filtrar la órbita preliminar empleando un filtro pasa bandas con

frecuencias de corte de 10 a 200 Hz y seleccionar un rango de muestreo final de 10000 a 20000 muestras permite obtener una órbita final de contornos definidos, como se ilustra en la figura 5.18 (b).

El resultado de los espectros de desplazamiento para la mediciones en X e Y son los mismos en cuanto a la aparición de armónicos, se pueden apreciar armónicos a 2x y 3x respecto la frecuencia de rotación de 30 Hz (1x). En cuanto a la magnitud de los desplazamientos (amplitud) es considerablemente mayor que los ensayos efectuados simulando desbalance.

Los espectros de desplazamiento en X e Y se ilustran en la figura 5.19 y 5.20 respectivamente.

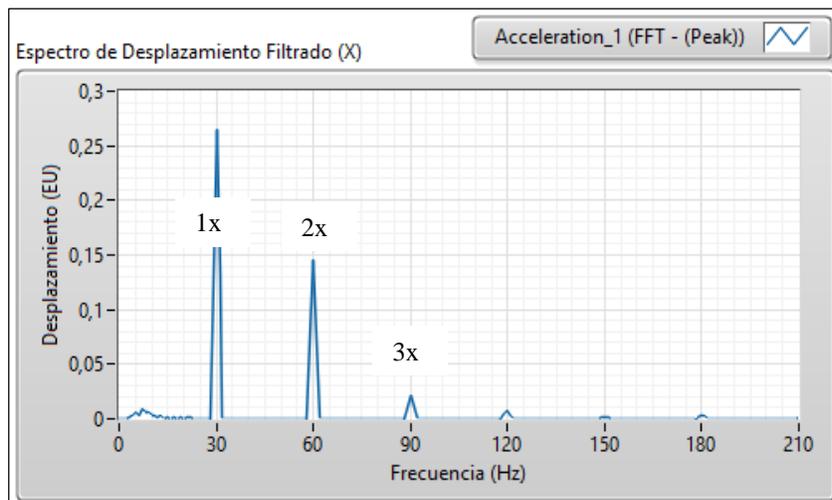


Figura 5.19. Espectro Ensayo N°4 medición en X.

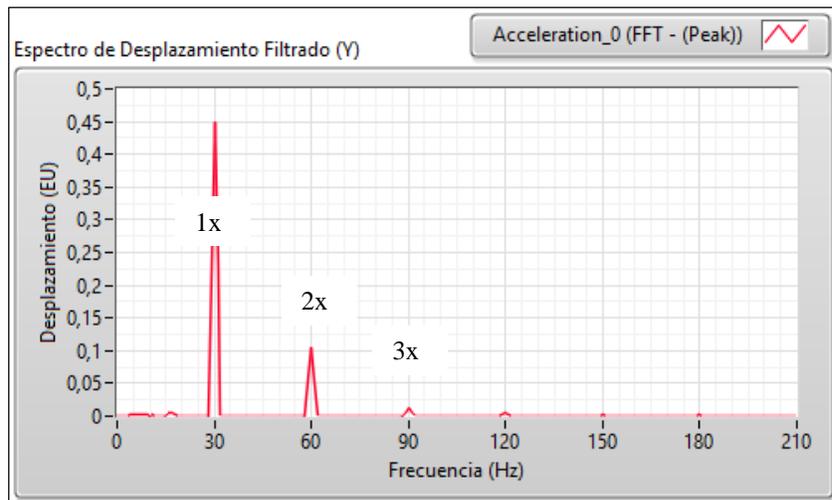


Figura 5.20. Espectro Ensayo N°4 medición en Y.

Los valores de velocidad RMS obtenidos que permiten analizar la severidad de las vibraciones son:

- Valor RMS medición en X = 5.47 mm/s
- Valor RMS medición en Y = 6.79 mm/s

Obteniendo como resultado:

- Medición en X: La máquina está operando dentro del rango NO PERMISIBLE.
- Medición en Y: La máquina está operando dentro del rango NO PERMISIBLE.

Los valores de velocidad RMS y resultados de severidad se ilustran en la figura 5.21.

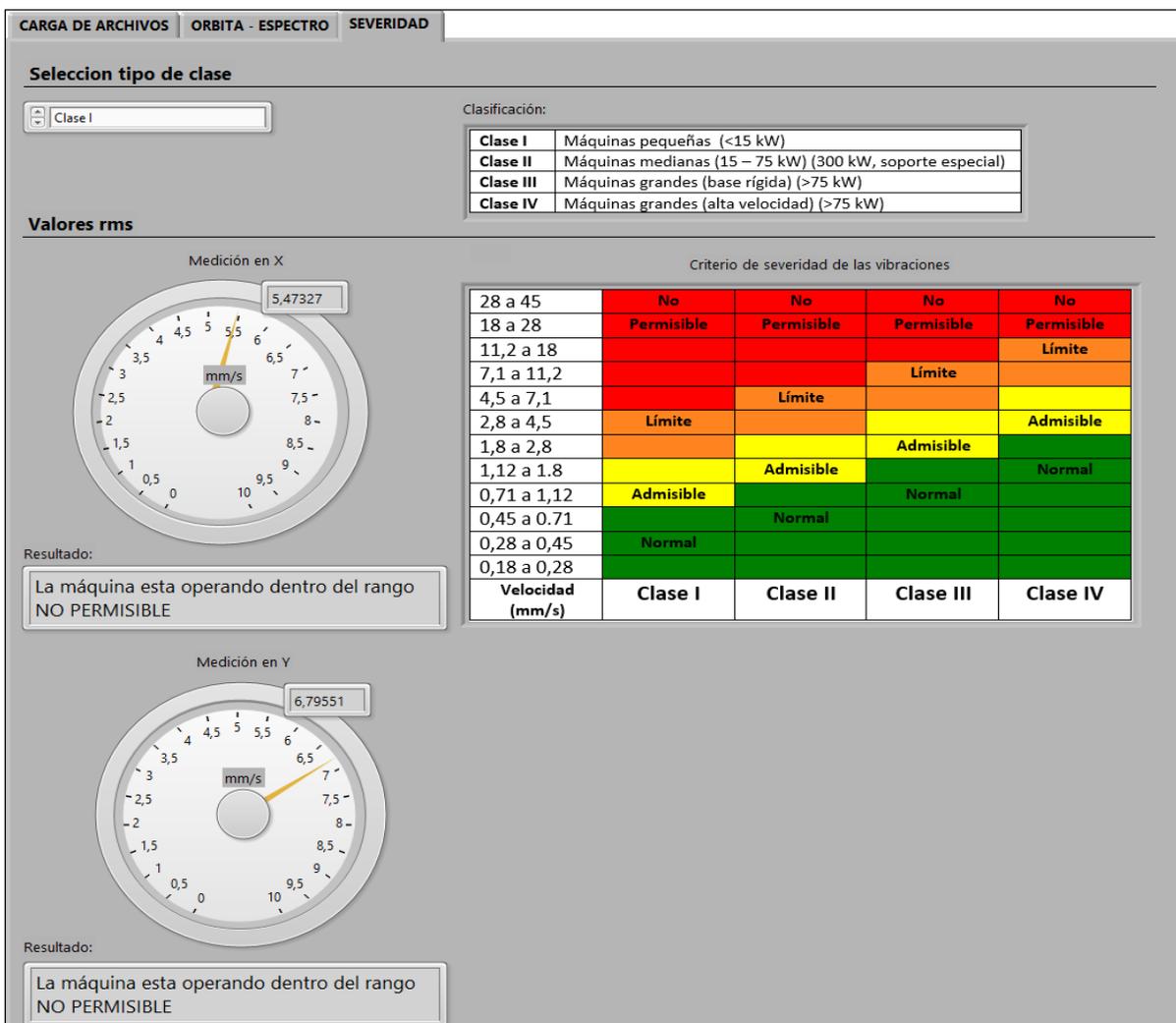


Figura 5.21. Criterio de severidad Ensayo N°4.

Se puede concluir del Ensayo N°4:

- La órbita obtenida permiten inferir una falla de desalineamiento, su forma se desliga notoriamente del desbalance. La órbita obtenida fue comparada con patrones de varias mediciones y su forma es similar.

- Los espectros obtenidos representan una falla por desalineamiento angular.
- La magnitud de los niveles de amplitud aumentaron notoriamente, comparado a las simulaciones de desbalance a 1x.
- El análisis de severidad de las vibraciones refleja valores de velocidad RMS dentro de un rango NO PERMISIBLE. Se recomienda realizar una mantención lo antes posible.

5.3.4. Desbalance + Desalineamiento

Se procedió a agregar una masa en el segundo plato del simulador y se desplazó levemente la base para lograr un leve desalineamiento.

El número de muestras seleccionado para la adquisición de datos fue de 25600 y la frecuencia de muestreo fue de 25600 Hz. Estos valores proporcionan un tiempo de registro de 1 segundo.

Consideraciones:

- Medición de aceleración en unidades de aceleración de gravedad (g).

Ensayo N°5: 30 Hz

La órbita obtenida en el Ensayo N°5 debido a su forma elíptica y orientación representa una falla por desbalance. La órbita preliminar (figura 5.22 (a)) se obtuvo con el número total de muestras dispuestas en la etapa de adquisición de datos. La órbita final se obtuvo empleando el filtro pasa bandas con frecuencias de corte de 10 a 200 Hz el rango de muestras para la selección de la órbita final fue de 10000 a 20000 (figura 5.22 (b)).

Referente a los espectros de desplazamiento, ambos espectros (medición en X e Y) presentan armónicos dominantes a 1x y 2x respecto a la frecuencia de rotación (30 Hz). Comúnmente se atribuye a un desalineamiento entre el eje y el rodamiento. Otra alternativa referente a la aparición del armónico a 2x puede ser producto del leve desalineamiento simulado. Los espectros de desplazamiento se ilustran en la figura 5.23 y figura 5.24.

Unidad seleccionada para los desplazamientos en X e Y: milímetros (mm).

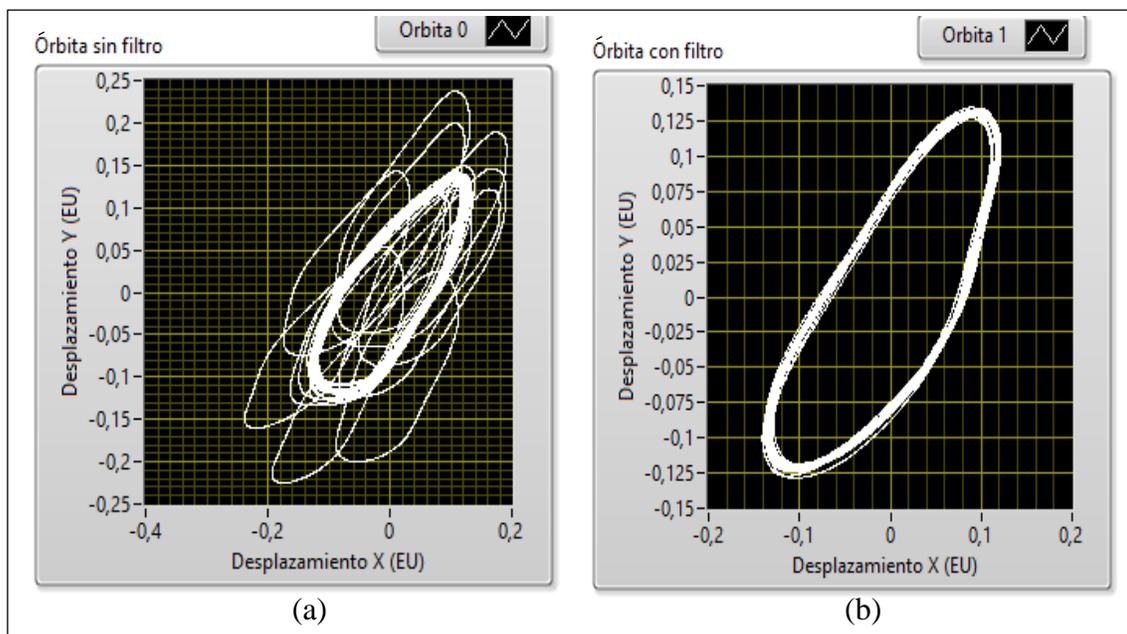


Figura 5.22. Órbita Ensayo N°5. a) Sin filtro. b) Con filtro

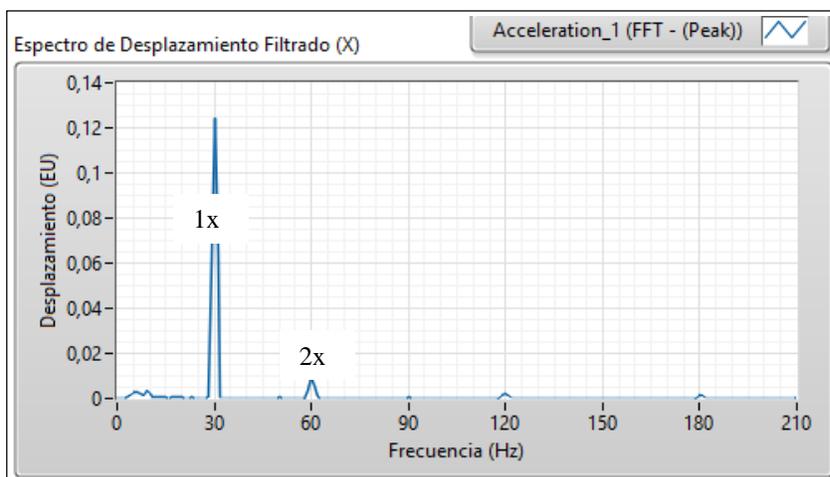


Figura 5.23. Espectro Ensayo N°5 medición en X.

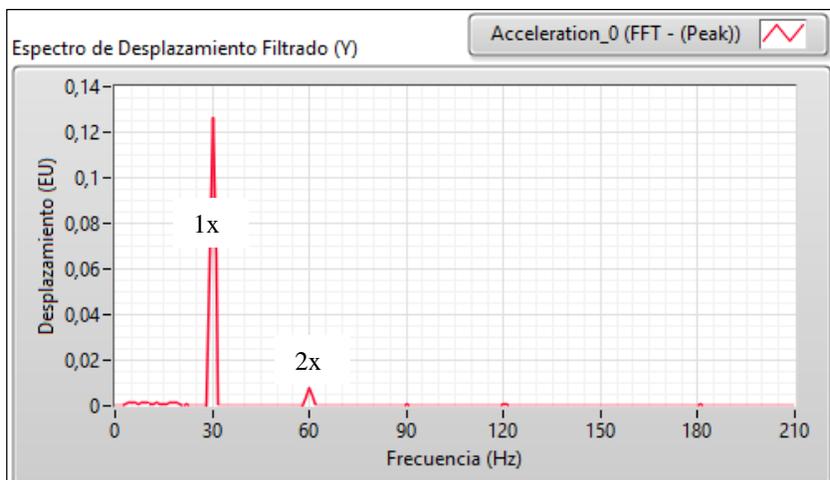


Figura 5.24. Espectro Ensayo N°5 medición en Y.

Los valores de velocidad RMS obtenidos que permiten analizar la severidad de las vibraciones son:

- Valor RMS medición en X = 1.724 mm/s
- Valor RMS medición en Y = 1.729 mm/s

Obteniendo como resultado:

- Medición en X: La máquina está operando dentro del rango ADMISIBLE.
- Medición en Y: La máquina está operando dentro del rango ADMISIBLE.

Los valores RMS y resultados de severidad se ilustran en la figura 5.25.

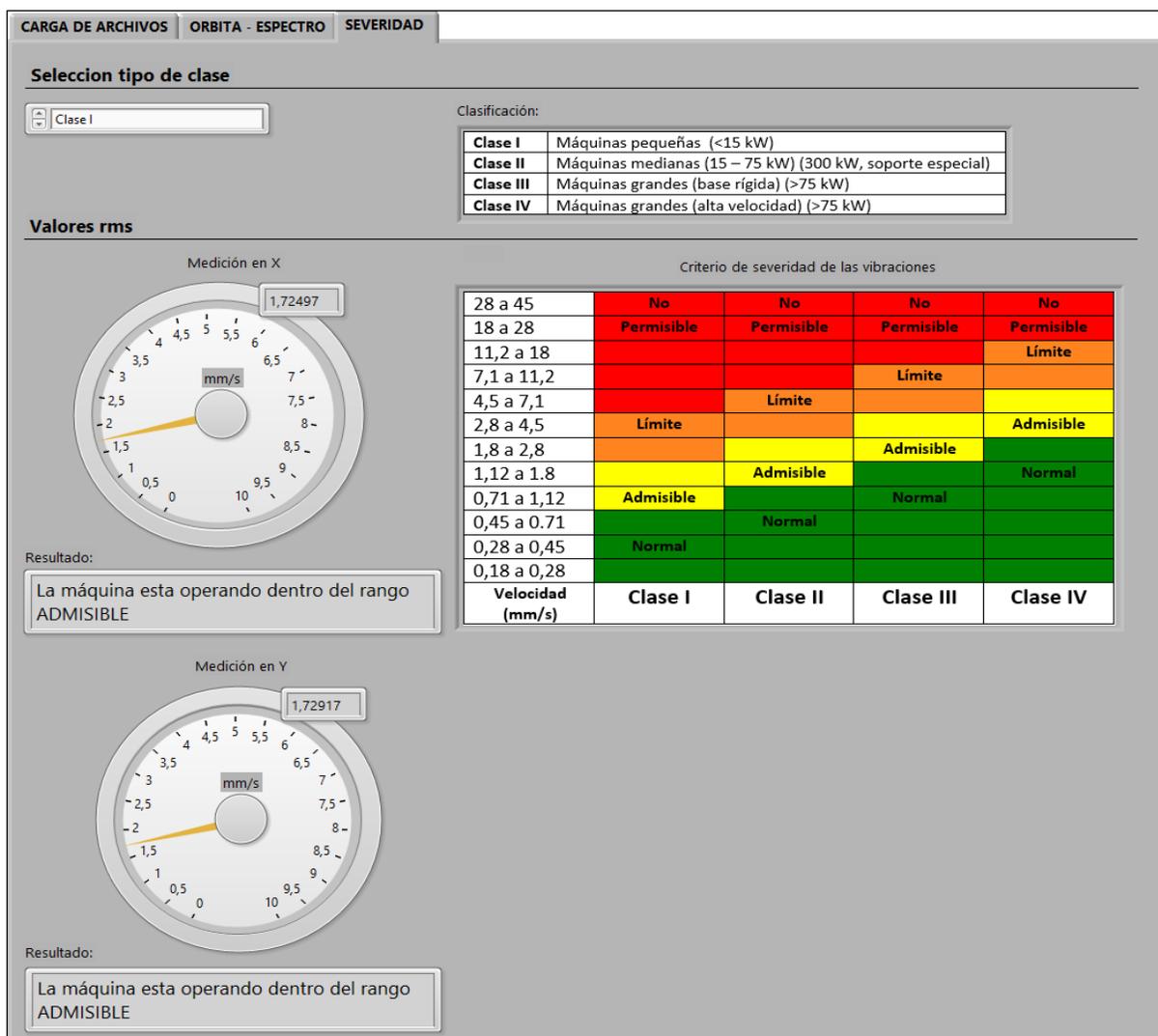


Figura 5.25. Criterio de severidad Ensayo N°5.

Se puede concluir del Ensayo N°5:

- La forma de la órbita obtenida permite concluir una falla por desbalance, debido a la orientación y forma elíptica.
- La simulación del desalineamiento fue muy ligero. No produjo un cambio en la órbita. Sin embargo, en los espectros de desplazamientos la aparición de una componente a 2x respecto a la frecuencia de rotación permiten aducir la aparición en algún grado de desalineamiento.
- El análisis de severidad de las vibraciones refleja valores de velocidad RMS dentro de un rango ADMISIBLE.

Ensayo N°6: 40 Hz

La realización de este ensayo se llevó a cabo agregando una masa en el segundo disco del simulador MFS-MG, además se desplazó la base agresivamente para provocar un desalineamiento paralelo severo (figura 5.26).

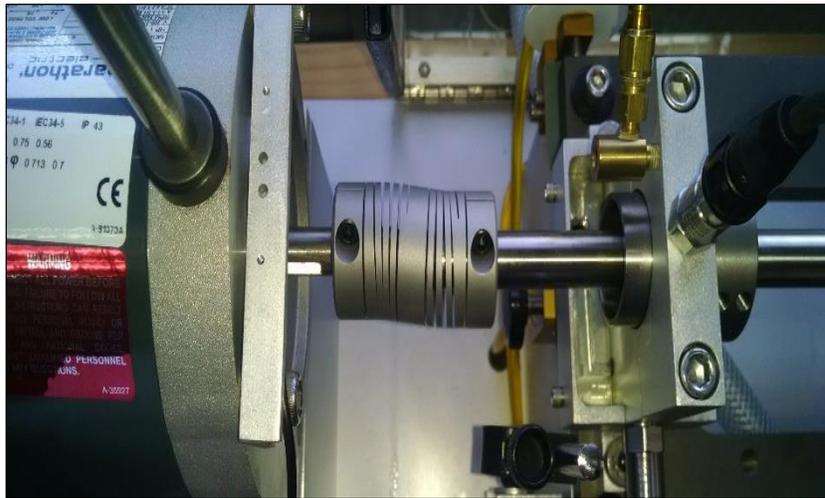


Figura 5.26. Desalineamiento paralelo forzado.

La forma de la órbita preliminar no es clara (figura 5.17 (a)). Por lo tanto, se procede a filtrar la órbita empleando un filtro pasa bandas con frecuencias de corte de 10 a 200 Hz y se disminuye el número total de muestras finales a analizar seleccionando un rango de 20000 a 40000 muestras. El resultado es la unión de dos órbitas en el fondo se aprecia una órbita que por su forma permite inferir un problema de desalineamiento, la órbita principal tiene la forma del número ocho típico de un problema de desalineamiento severo (figura 5.17 (b)).

Unidad seleccionada para los desplazamientos en X e Y: milímetros (mm).

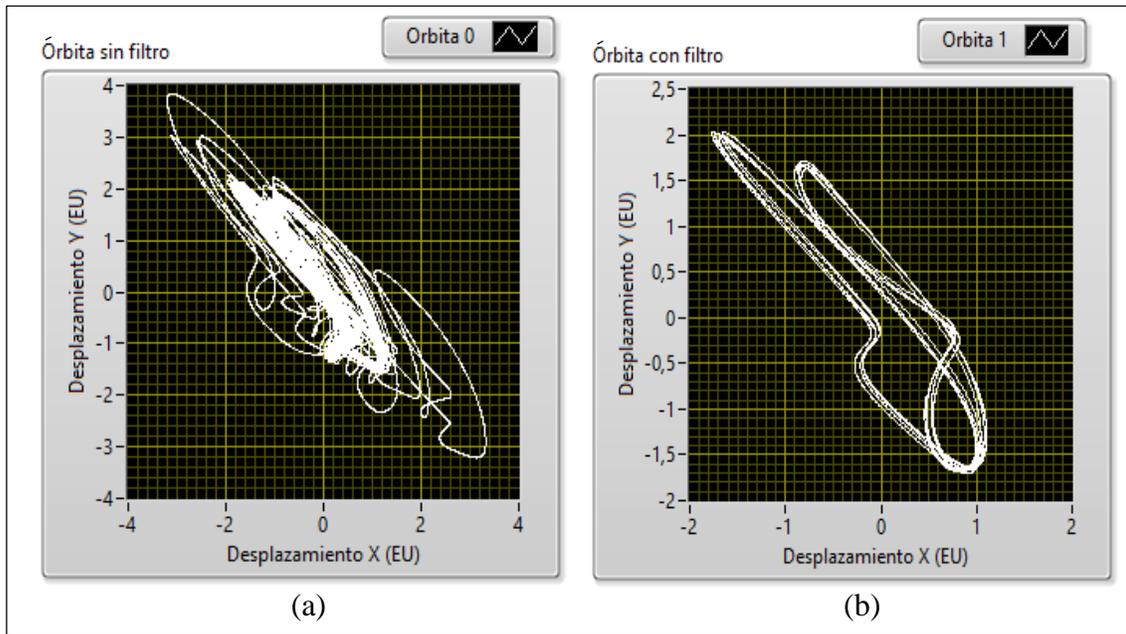


Figura 5.27. Órbita Ensayo N°6. a) Sin filtro. b) Con filtro

El espectro de desplazamiento para la medición en X, presenta un comportamiento singular, la aparición de armónicos sub-sincrónicos a 0.5x, 1.5x, 2.5x, 3.5 y 4.5 respecto a la frecuencia de rotación a 1x (40 Hz). Realizando una comparación con la tabla de vibraciones SKF, nos indica que la fuente del problema es rozamiento del rotor, el cual produce un espectro similar a la holgura mecánica cuando una parte rotativa toca un componente estacionario. El contacto puede ser parcial o anular (alrededor de toda la revolución del eje). Este tipo de falla puede excitar altas frecuencias, es un tipo de evento serio.

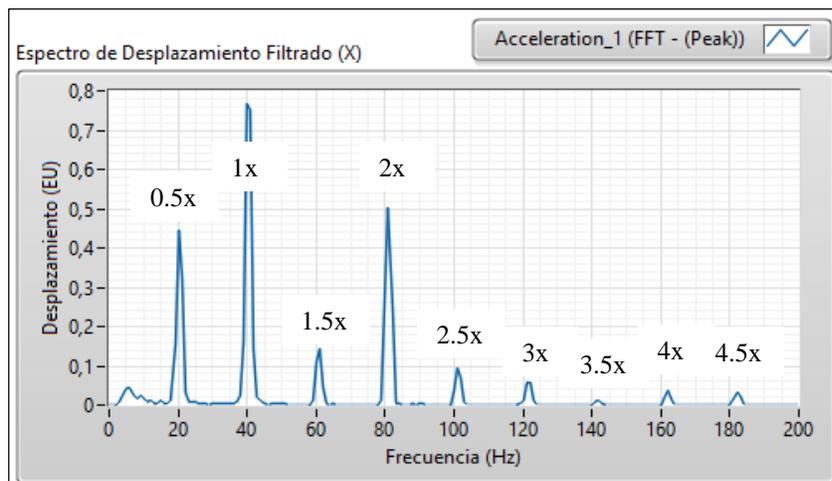


Figura 5.28. Espectro Ensayo N°6 medición en X.

El espectro de desplazamiento para la medición en Y presenta el mismo problema del espectro en X. La presencia de armónicos sub-sincrónicos permite concluir que se trata de un problema de rozamiento del rotor.

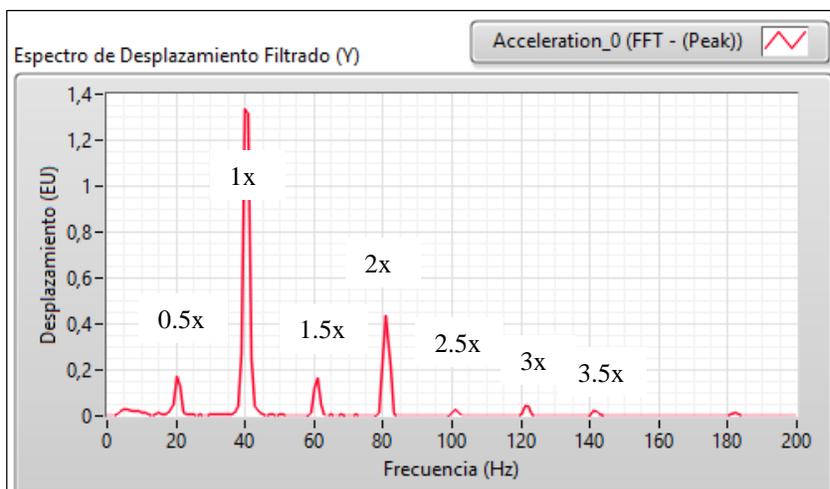


Figura 5.29. Espectro Ensayo N°6 medición en Y.

CARGA DE ARCHIVOS ORBITA - ESPECTRO SEVERIDAD

Selección tipo de clase

Clase I

Clasificación:

Clase I	Máquinas pequeñas (<15 kW)
Clase II	Máquinas medianas (15 – 75 kW) (300 kW, soporte especial)
Clase III	Máquinas grandes (base rígida) (>75 kW)
Clase IV	Máquinas grandes (alta velocidad) (>75 kW)

Valores rms

Medición en X: 26,6499 mm/s

Medición en Y: 34,3741 mm/s

Resultado: La máquina esta operando dentro del rango NO PERMISIBLE

Resultado: La máquina esta operando dentro del rango NO PERMISIBLE

Criterio de severidad de las vibraciones

	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV
28 a 45	No	No	No	No
18 a 28	Permissible	Permissible	Permissible	Permissible
11,2 a 18			Límite	Límite
7,1 a 11,2			Límite	
4,5 a 7,1		Límite		
2,8 a 4,5	Límite			Admissible
1,8 a 2,8			Admissible	
1,12 a 1,8		Admissible		Normal
0,71 a 1,12	Admissible		Normal	
0,45 a 0,71		Normal		
0,28 a 0,45	Normal			
0,18 a 0,28				
Velocidad (mm/s)	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV

Figura 5.30. Criterio de severidad Ensayo N°6.

Los valores de velocidad RMS obtenidos que permiten analizar la severidad de las vibraciones son:

- Valor RMS medición en X = 26.65 mm/s
- Valor RMS medición en Y = 34.37 mm/s

Obteniendo como resultado:

- Medición en X: La máquina está operando dentro del rango NO PERMISIBLE.
- Medición en Y: La máquina está operando dentro del rango NO PERMISIBLE.

Los valores RMS y resultados de severidad se ilustran en la figura 5.30.

Se puede concluir del Ensayo N°5:

- La forma de la órbita no tiene relación directa con el tipo de espectro obtenido. Falla por rozamiento del rotor no tiene una órbita representativa. Sin embargo, el rozamiento del rotor se produce por el desalineamiento severo efectuado, produciendo que la unidad conducida genere un juego excesivo y una carga radial producto de la baja presión de aceite de los soportes lubricados a presión.
- Las órbitas obtenidas se relacionan directamente con la simulación efectuada en MFS-MG. La órbita obtenida presenta una forma similar al número ocho esto debido a la simulación del desalineamiento severo.
- El nivel de vibraciones perceptibles en el laboratorio fue alto. Por lo tanto, al aumentar la frecuencia y la severidad en la simulación de una falla se produce un aumento significativo en las amplitudes de los desplazamientos.
- El análisis de severidad de las vibraciones refleja valores de velocidad RMS dentro de un rango NO PERMISIBLE. Se recomienda realizar una mantención lo antes posible.

Información adicional de la pantalla de análisis de órbita se adjunta en el anexo. Para todos los ensayos realizados.

Conclusión

El desarrollo de la presente Habilitación Profesional, se logró mediante la investigación de las distintas técnicas que permiten el análisis vibratorio en rotores, esto permitió contextualizar el análisis de vibraciones. Permitiendo abordar en específico la técnica del análisis de órbita.

El análisis de órbita es una técnica no tan usada como el análisis espectral, se basa en la vibración mecánica de los ejes. La vibración de un eje de rotación se caracteriza en cualquier ubicación axial por una órbita cinemática. La forma de las órbitas dependerá de las características dinámicas de los ejes y de las fuerzas que la exciten.

El cumplimiento de los objetivos, tanto generales como específicos permitió la elaboración de una herramienta computacional que permite el diagnóstico en rotores, con la cual es posible diagnosticar fallas mecánicas de desbalance, desalineamiento, desalineamiento extremo y torbellino de aceite.

El uso de tecnología de tipo industrial, softwares, tarjetas de adquisición de datos, transductores, bancos de simulación permitieron efectuar una gran cantidad de ensayos. Los resultados obtenidos de los ensayos fueron simulados, por lo que el margen de error entre la programación y la órbita obtenida era bastante pequeño. Adicionalmente la creación de un módulo de severidad vibracional según la Norma ISO 2372 permitió relacionar las magnitudes de amplitud y frecuencia con los valores globales de velocidad RMS.

Los resultados obtenidos fueron satisfactorios, todas las simulaciones realizadas en el Machinery Fault Simulator- Magnum (MFS-MG), como desbalance, desalineamiento y desbalance + desalineamiento obtuvieron órbitas acorde a la simulación. En cambio la realización de la simulación con valores residuales (sin simular fallas) produjo órbitas confusas, enmarcadas dentro de algunas fallas en la mayoría de los casos. El módulo de severidad de vibración proporciono información relevante permitiendo según la clasificación de la máquina, evaluar la severidad dependiendo del rango de operación: normal, admisible, límite y no permisible. Este valor de velocidad RMS es de vital importancia para definir los intervalos de mantenimiento que se deben llevar a cabo para el buen funcionamiento de equipos y/o máquinas.

La utilización del análisis de órbita sin lugar a duda presenta una ventaja frente a las demás técnicas de análisis de vibración, la facilidad para relacionar una falla es bastante sencilla, se utiliza la comparación. Sin embargo, lo que limita esta técnica es el número reducido de fallas que pueden

reconocerse, por lo que es recomendable emplearlo junto al análisis espectral. Esto permitiría aumentar considerablemente el rango de fallas a detectar.

Con la finalidad de mejorar el desempeño del programa computacional creado se requiere considerar realizar un mayor número de pruebas y en motores instalados en la industria para evaluar el comportamiento bajo otros niveles de vibración y fallas.

Bibliografía

- [1] THOMSON, Willian T. Teoría de vibraciones – Aplicaciones. California, Prentice/Hall Internacional, 1982.
- [2] MENDIVELSO Duarte, Carlos Y. Modelamiento y análisis del comportamiento rotodinámico de un aje asimétrico sometido a carga combinada lateral y torsional. Maestría (Ingeniería Mecánica). Bogotá, Colombia. Universidad Nacional de Colombia. 76h.
- [3] SOTO Rangel, Elías D. Desarrollo de instrumentación virtual para análisis de máquinas rotativas. Proyecto de grado (Ingeniero Mecánico). Sartenejas, Venezuela. Universidad Simón Bolívar. 2001. 28h.
- [4] Marín, Evelio P. La medición y el análisis de vibraciones en el diagnóstico de máquinas rotatorias. Cuba, 1997.
- [5] Saavedra, P. Análisis de vibraciones nivel II. Facultad de Ingeniería. Universidad de Concepción. Chile (1997).
- [6] SOLIS Riquelme, Rodrigo A. Logro en competencias en análisis de vibraciones: Estudio de casos simulados en laboratorio. Tesis (Ingeniero Civil en Obras Civiles). Valdivia, Chile. Universidad Austral de Chile. 2012. 38h.
- [7] LAVANDEROS Orellana, Gonzalo. Análisis de órbita como técnica de diagnóstico de fallas en equipos rotatorios. Habilitación Profesional (Ingeniero Civil Mecánico). Concepción, Chile. 2013. 58h.
- [8] SALTOS Guerrero, Mauricio E. Determinación de problemas en equipos industriales mediante análisis de vibraciones a través del software LabView. Tesis (Ingeniero de Mantenimiento). Riobamba, Ecuador. 2013. 65-76h.
- [9] Salamanca, E. Vibraciones Mecánicas [apuntes]. Universidad de Chile. Santiago, Chile.
- [10] Apunte del Curso VIBRACIONES MECANICAS. Talcahuano, Chile. Universidad Técnica Federico Santa María, 2007.
- [11] International Standard Organization. Vibratrion and shock – Vocabulary. ISO 2041 90. 1990.
- [12] SAAVEDRA, P. La medición y análisis de las vibraciones como técnica de inspección de equipos y componentes, aplicaciones, normativas y certificación. Concepción, Chile.

- [13] GOMEZ DE LEON. Félix C. Tecnología del mantenimiento industrial. Murcia. Universidad de Murcia. 1998. 152-160p.
- [14] LAZARRA, José R. Labview: Entorno gráfico de programación. 2ª edición, editorial Marcombo S.A., 2010.
- [15] WHITE, Glen. Introducción al análisis de vibraciones. Azima DLI. 2010.
- [16] SKF. Tabla ilustrada de diagnóstico de vibraciones. [Ilustración]. Technical Associates of Charlotte, P.C. Universidad del Bío-Bío.
- [17] GM Ingeniería. Análisis de Vibraciones [en línea]
<http://www.gmingeneria.com/productos/mantenimiento/analisis_vibraciones.html> [consulta: 12 Mayo 2015].
- [18] Sinais Ingeniería de Mantenimiento. Curso de Vibraciones [en línea]
<http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/fundamentos/vibracion_simple.html> [consulta: abril 2015].
- [19] National Instruments. Órbita y Ploteo (Sonido y Vibración) [en línea]
<http://zone.ni.com/reference/en-XX/help/372416A-01/svtconcepts/obt_tbs_shctln/> [consulta: 6 Mayo 2015].

Anexo

Ensayo N°1

CARGA DE ARCHIVOS
ORBITA - ESPECTRO
SEVERIDAD

Configuración

Activar doble Integración

Aceleración m/s^2

Total de Muestras

Muestreo Orbita Inicial Final

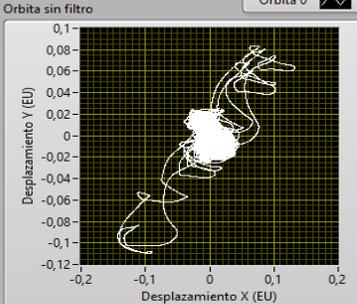
Muestreo Orbita Final Inicial Final

Activar Ventana

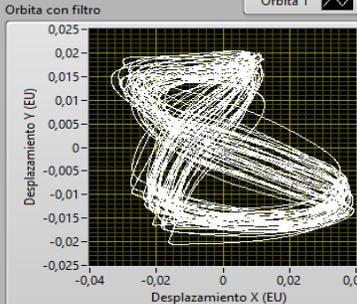
Selección Ventana

Orbitas

Orbita sin filtro Orbita 0



Orbita con filtro Orbita 1

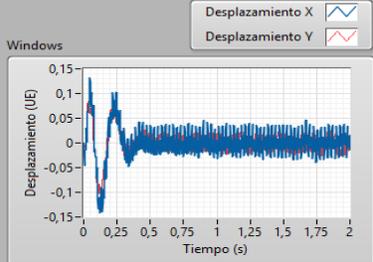


Ventana

Desplazamiento X

Desplazamiento Y

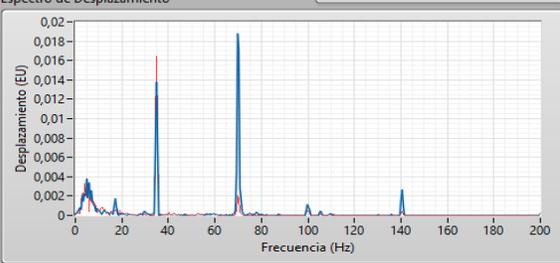
Windows



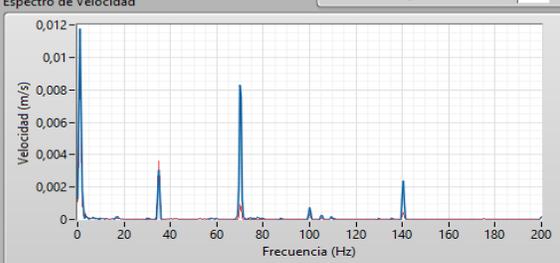
Espectros

Unidad Desplazamiento 2

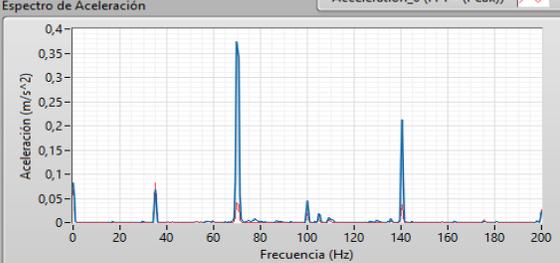
Espectro de Desplazamiento



Espectro de Velocidad



Espectro de Aceleración

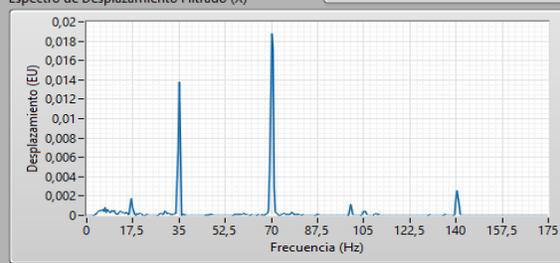


Espectro de Desplazamiento Filtrado

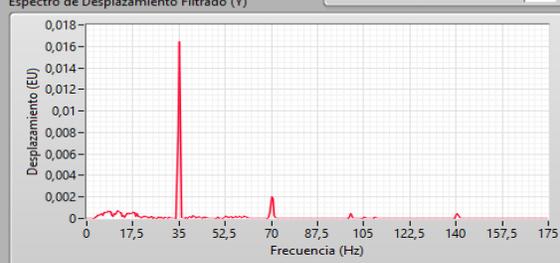
Bandpass Highpass Lowpass Bandstop Smoothing

Lower Cut-Off Upper Cut-Off

Espectro de Desplazamiento Filtrado (X)



Espectro de Desplazamiento Filtrado (Y)



UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO
Facultad de Ingeniería
Dpto. Ingeniería Mecánica

Sergio Lillo Montenegro

Ensayo N°2

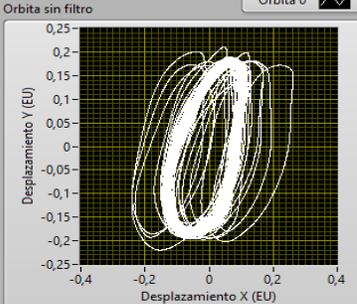
CARGA DE ARCHIVOS
ORBITA - ESPECTRO
SEVERIDAD

Configuración

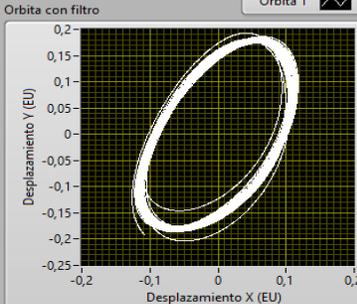
Activar doble Integración
 Aceleración
 Total de Muestras
 Muestreo Orbita Inicial Inicio 2 Final 2
 Muestreo Orbita Final Inicio Final
 Activar Ventana
 Selección Ventana

Orbitas

Orbita sin filtro Orbita 0



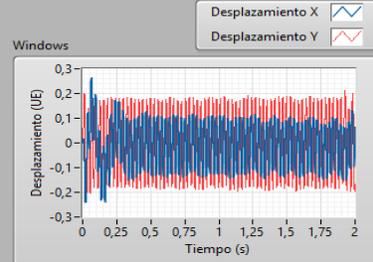
Orbita con filtro Orbita 1



Ventana

Desplazamiento X
 Desplazamiento Y

Windows

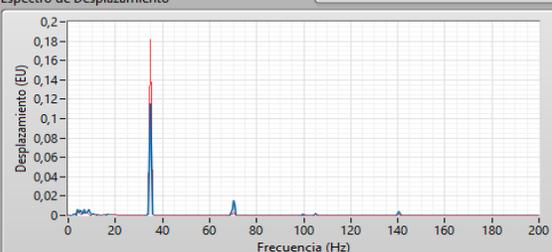


Espectros

Unidad Desplazamiento 2

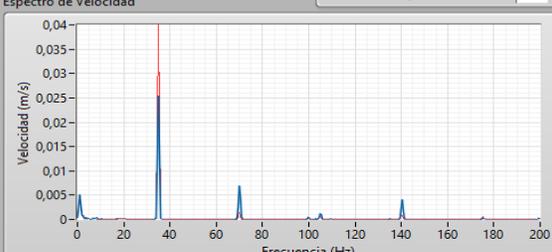
Acceleration_1 (FFT - (Peak))
Acceleration_0 (FFT - (Peak))

Espectro de Desplazamiento



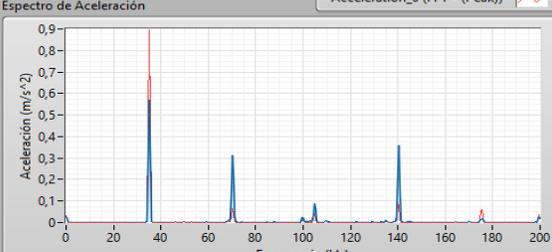
Acceleration_1 (FFT - (Peak))
Acceleration_0 (FFT - (Peak))

Espectro de Velocidad



Acceleration_1 (FFT - (Peak))
Acceleration_0 (FFT - (Peak))

Espectro de Aceleración



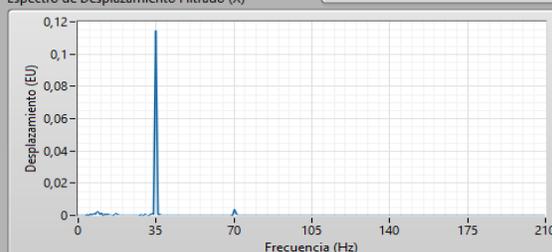
Espectro de Desplazamiento Filtrado

Bandpass
 Highpass
 Lowpass
 Bandstop
 Smoothing

Lower Cut-Off
 Upper Cut-Off

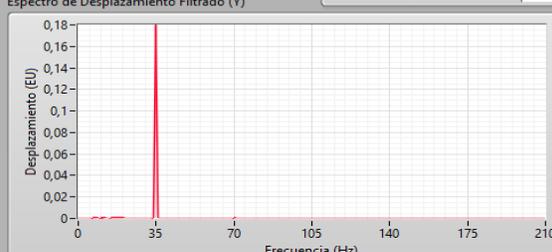
Acceleration_1 (FFT - (Peak))
Acceleration_0 (FFT - (Peak))

Espectro de Desplazamiento Filtrado (X)



Acceleration_1 (FFT - (Peak))
Acceleration_0 (FFT - (Peak))

Espectro de Desplazamiento Filtrado (Y)



Acceleration_1 (FFT - (Peak))
Acceleration_0 (FFT - (Peak))

UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO
Facultad de Ingeniería
Dpto. Ingeniería Mecánica

Sergio Lillo Montenegro

Ensayo N°3

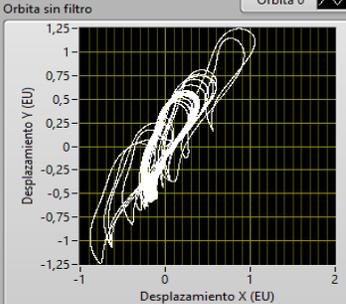
CARGA DE ARCHIVOS
ORBITA - ESPECTRO
SEVERIDAD

Configuración

Activar doble Integración
 Aceleración
 Total de Muestras
 Muestreo Orbita Inicial Inicio 2 Final 2
 Muestreo Orbita Final Inicio Final
 Activar Ventana
 Selección Ventana

Orbitas

Orbita sin filtro Orbita 0



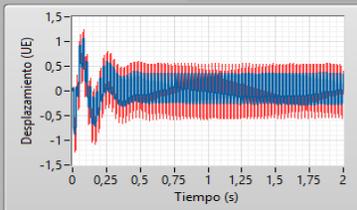
Orbita con filtro Orbita 1



Ventana

Desplazamiento X 
 Desplazamiento Y 

Windows

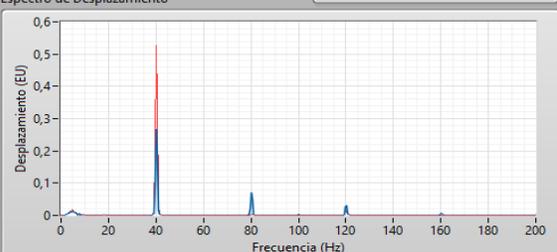


Espectros

Unidad Desplazamiento 2

Espectro de Desplazamiento

Acceleration_1 (FFT - (Peak))
 Acceleration_0 (FFT - (Peak))

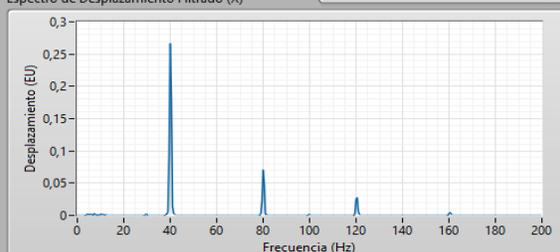


Espectro de Desplazamiento Filtrado

Bandpass Highpass Lowpass Bandstop Smoothing

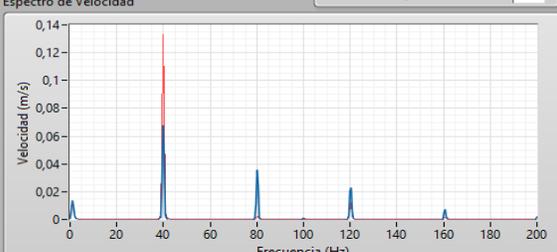
Lower Cut-Off Upper Cut-Off

Acceleration_1 (FFT - (Peak))
 Acceleration_0 (FFT - (Peak))



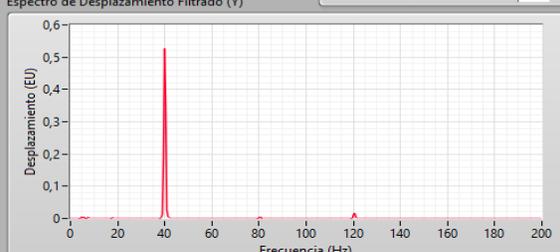
Espectro de Velocidad

Acceleration_1 (FFT - (Peak))
 Acceleration_0 (FFT - (Peak))



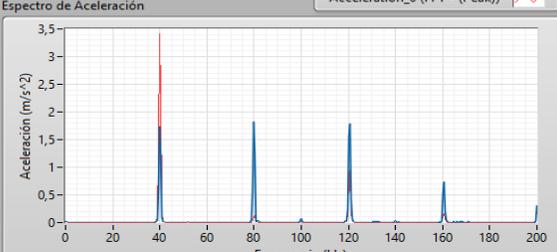
Espectro de Desplazamiento Filtrado (Y)

Acceleration_0 (FFT - (Peak))



Espectro de Aceleración

Acceleration_1 (FFT - (Peak))
 Acceleration_0 (FFT - (Peak))



UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO
 Facultad de Ingeniería
 Dpto. Ingeniería Mecánica

Sergio Lillo Montenegro

Ensayo N°4

CARGA DE ARCHIVOS
ORBITA - ESPECTRO
SEVERIDAD

Configuración

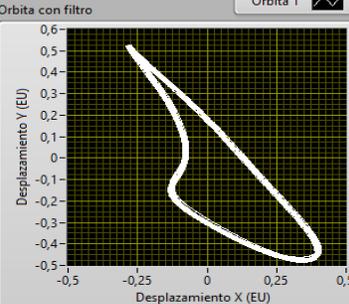
Activar doble Integración
 Aceleración
 Total de Muestras
 Muestreo Orbita Inicial Inicio 2 Final 2
 Muestreo Orbita Final Inicio Final
 Activar Ventana
 Selección Ventana

Orbitas

Orbita sin filtro Orbita 0



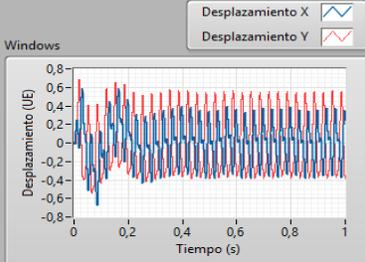
Orbita con filtro Orbita 1



Ventana

Desplazamiento X
 Desplazamiento Y

Windows

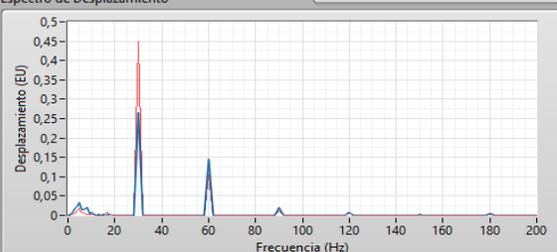


Espectros

Unidad Desplazamiento 2

Espectro de Desplazamiento

Acceleration_1 (FFT - (Peak))
 Acceleration_0 (FFT - (Peak))

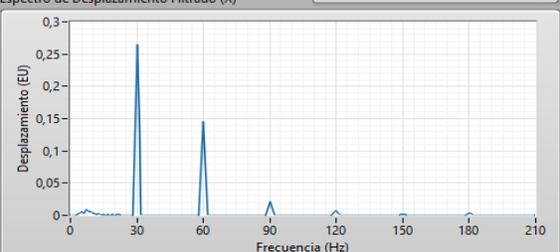


Espectro de Desplazamiento Filtrado

Bandpass Highpass Lowpass Bandstop Smoothing

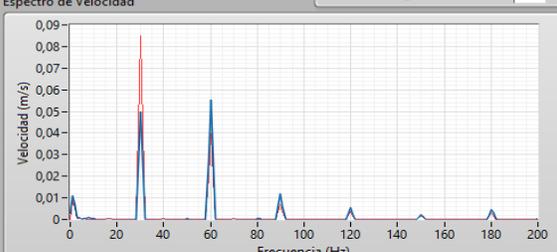
Lower Cut-Off Upper Cut-Off

Acceleration_1 (FFT - (Peak))



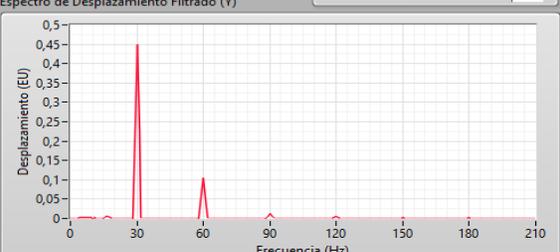
Espectro de Velocidad

Acceleration_1 (FFT - (Peak))
 Acceleration_0 (FFT - (Peak))



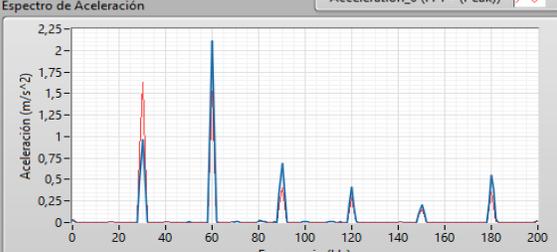
Espectro de Desplazamiento Filtrado (Y)

Acceleration_0 (FFT - (Peak))



Espectro de Aceleración

Acceleration_1 (FFT - (Peak))
 Acceleration_0 (FFT - (Peak))



UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO
 Facultad de Ingeniería
 Dpto. Ingeniería Mecánica

Sergio Lillo Montenegro

Ensayo N°5

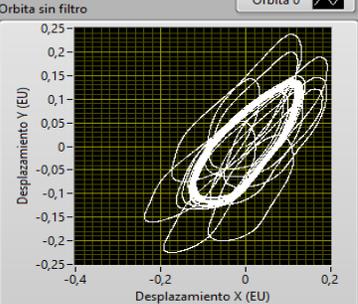
CARGA DE ARCHIVOS
ORBITA - ESPECTRO
SEVERIDAD

Configuración

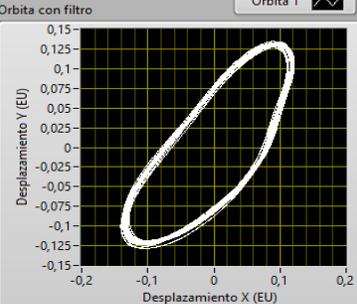
Activar doble Integración
 Aceleración
 Total de Muestras
 Muestreo Orbita Inicial Inicio 2 Final 2
 Muestreo Orbita Final Inicio Final
 Activar Ventana
 Selección Ventana

Orbitas

Orbita sin filtro Orbita 0



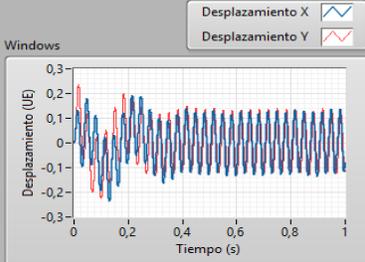
Orbita con filtro Orbita 1



Ventana

Desplazamiento X
 Desplazamiento Y

Windows



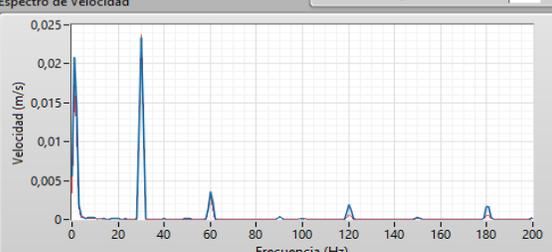
Espectros

Unidad Desplazamiento 2

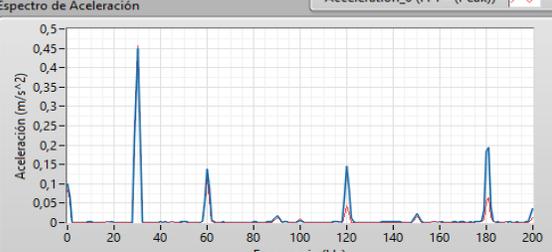
Espectro de Desplazamiento



Espectro de Velocidad



Espectro de Aceleración



Espectro de Desplazamiento Filtrado

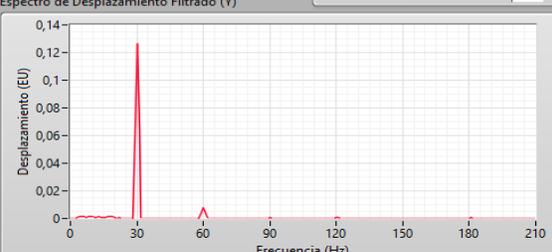
Bandpass
 Highpass
 Lowpass
 Bandstop
 Smoothing

Lower Cut-Off
 Upper Cut-Off

Espectro de Desplazamiento Filtrado (X)



Espectro de Desplazamiento Filtrado (Y)



UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO
 Facultad de Ingeniería
 Dpto. Ingeniería Mecánica

Sergio Lillo Montenegro

Ensayo N°6

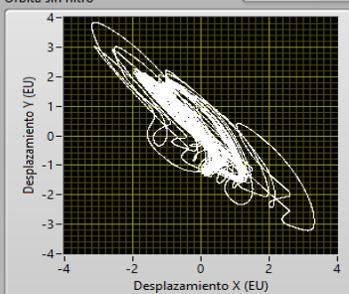
CARGA DE ARCHIVOS
ORBITA - ESPECTRO
SEVERIDAD

Configuración

Activar doble Integración
 Aceleración
 Total de Muestras
 Muestreo Orbita Inicial Inicio 2 Final 2
 Muestreo Orbita Final Inicio Final
 Activar Ventana
 Selección Ventana

Orbitas

Orbita sin filtro **Orbita 0**



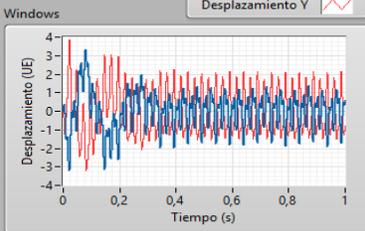
Orbita con filtro **Orbita 1**



Ventana

Desplazamiento X
 Desplazamiento Y

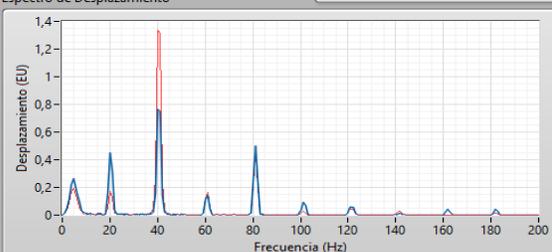
Windows



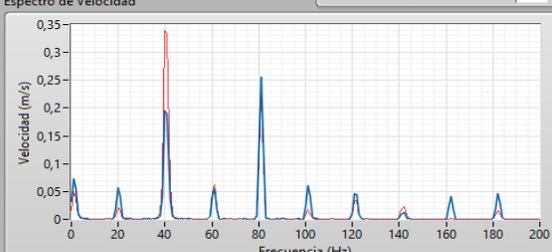
Espectros

Unidad Desplazamiento 2

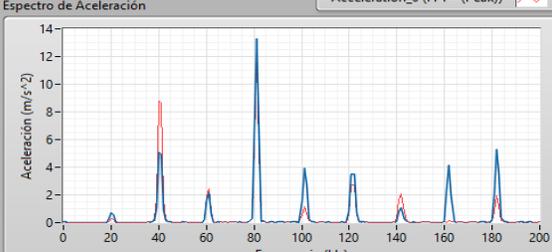
Espectro de Desplazamiento



Espectro de Velocidad



Espectro de Aceleración

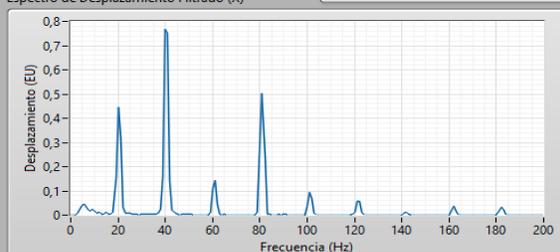


Espectro de Desplazamiento Filtrado

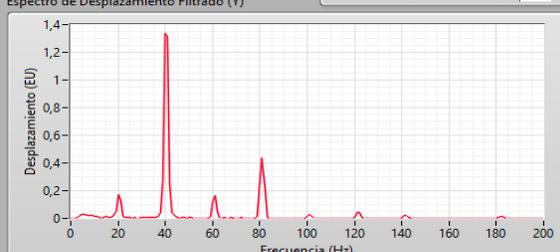
Bandpass
 Highpass
 Lowpass
 Bandstop
 Smoothing

Lower Cut-Off
 Upper Cut-Off

Espectro de Desplazamiento Filtrado (X)



Espectro de Desplazamiento Filtrado (Y)



UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO
 Facultad de Ingeniería
 Dpto. Ingeniería Mecánica

Sergio Lillo Montenegro

~ Calibration Certificate ~

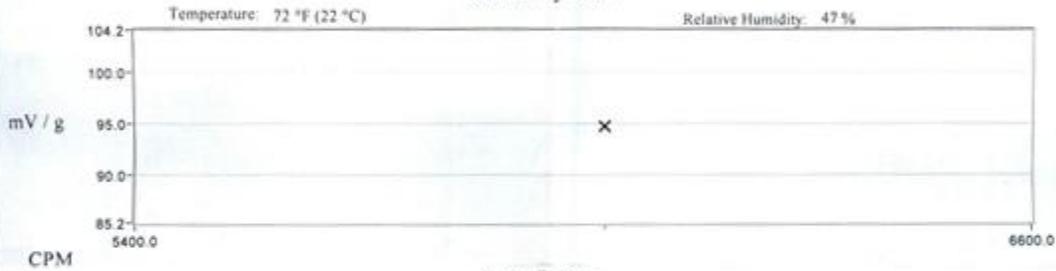
Per ISO 10063-21

Model Number: 603C01
 Serial Number: LW273096
 Description: ICP® Accelerometer
 Manufacturer: IMI Method: Back-to-Back Comparison AT401-3

Calibration Data

Sensitivity @ 6000 CPM 95 mV/g Output Bias 10.7 VDC
 (9.7 mV/m/s²)

Sensitivity Plot



Data Points

Mounting Surface: Stainless Steel Fastener: 1/4-28 Female Fixture Orientation: Vertical

Acceleration Level: 1.0g (9.81 m/s²)

*The acceleration level may be limited by shaker displacement at low frequencies. If the listed level cannot be obtained, the calibration system uses the following formula to set the vibration amplitude: Acceleration Level (g) = 0.010 × (freq)². The gravitational constant used for calculations by the calibration system is: 1 g = 9.80665 m/s²

Condition of Unit

As Found: n/a
 As Left: New Unit, In Tolerance

Notes

1. Calibration is NIST Traceable thru Project 683/283498 and PTB Traceable thru Project 10065.
2. This certificate shall not be reproduced, except in full, without written approval from PCB Piezotronics, Inc.
3. Calibration is performed in compliance with ISO 9001, ISO 10012-1, ANSI Z540.3 and ISO 17025.
4. See Manufacturer's Specification Sheet for a detailed listing of performance specifications.
5. Measurement uncertainty (95% confidence level with coverage factor of 2) for frequency ranges tested during calibration are as follows: 5-9 Hz; +/- 2.0%, 10-99 Hz; +/- 1.5%, 100-1999 Hz; +/- 1.0%, 2-10 kHz; +/- 2.5%.

Technician: Corey Babb Date: 7/28/2014



A PCB PIEZOTRONICS DIV.
 Headquarters: 3425 Walden Avenue, Depew, NY 14043
 Calibration Performed at: 10869 Highway 903, Halifax, NC 27839
 TEL: 888-684-0013 FAX: 716-685-3886 www.pcb.com

CAL7-1489431314-007-0



