

UNIVERSIDAD DEL BIOBIO
Facultad de Ingeniería
Dpto. Ingeniería Mecánica



Análisis de Órbitas como Técnica de Diagnóstico de Fallas en Equipos Rotatorios

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.

Gonzalo Lavanderos Orellana

Concepción – Chile

Marzo 2013

Sumario

El informe de Habilitación Profesional que ahora se presenta, entrega conocimientos con respecto al análisis de vibraciones en general, pasando por teoría de ondas y vibraciones, técnicas de análisis existentes en la actualidad y los instrumentos utilizados, centrándose en el análisis de órbitas, definiendo en qué consiste, como construir las gráficas, y el tipo de equipamiento necesario para su aplicación.

Otra parte importante del proyecto es la de carácter experimental, ya que luego de realizar la investigación bibliográfica, se realiza un ensayo obteniendo una órbita del movimiento vibratorio del “Banco de Ensayos Vibracionales” del Depto. de Ing. Mecánica de la Universidad del BÍO-BÍO. Para poder llevar a cabo esto, fue necesario introducirse en la programación en LabVIEW, donde se crean dos programas que permitan el almacenamiento de datos y la generación de las órbitas a partir de esos datos guardados.

Usar estos dos programas en el software LabVIEW para graficar los datos obtenidos, entrega la comodidad de poder realizar la medición, guardando datos, y realizar el análisis final en el ordenador posteriormente de forma remota, sin necesidad de estar en terreno con todo el equipamiento conectado. Esto permite, por ejemplo, crear informes con mayor facilidad y rapidez ya que las gráficas son entregadas por el programa, y no es necesario contar con el equipo de medición conectado al computador como se hace en la industria.

Los resultados, en base al análisis orbital realizado al Banco de Ensayos Vibracionales, arrojan un desalineamiento severo según las normas, pudiendo traer perjuicios al equipo en caso de que este funcionara constantemente.

Comparando esta técnica de análisis, con el análisis espectral, presenta ventajas por ser más sencilla en cuanto a la interpretación de los gráficos, pero posee la desventaja de que un menor número de tipo de fallas pueden ser identificadas. Por ello, estas técnicas pueden ser consideradas como complementarias una de la otra.

Índice

Sumario	2
Índice de Tablas	5
Índice de Figuras	7
Introducción	10
1 . Conceptos Básicos de Vibración	11
1.1 Definición de Vibración	12
1.2 Características de una señal Vibratoria	12
1.3 Sistema Mecánico de 1 grado de Libertad	15
1.3.1 Vibración Libre	16
1.3.2 Vibración Forzada con excitación armónica	21
1.3.3 Amplitud de la respuesta estacionaria vs la frecuencia de excitación	23
2 . Formas de análisis de vibración	26
2.1 Análisis Frecuencial o Análisis del Espectro	28
2.2 Análisis de Forma de Onda	31
2.3 Análisis de Fase de la Vibración	32
3 . Cadena de Medición	33
3.1 Etapa Transductora	35
3.1.1 Tipos de sensores	36
3.1.2 Selección de sensores de vibración	42
3.2 Etapa de Acondicionamiento de la señal	45
3.2.1 Filtros:	45
3.3 Etapa de Análisis de la Señal	46
3.3.1 Analizador de Vibraciones	46
3.3.2 Consideraciones al momento de un correcto análisis de señal	49
3.4 Etapa Toma de decisiones	51
4 . Fallas mecánicas en máquinas rotatorias detectadas con análisis de Órbitas	52

4.1	Análisis de Órbitas y posición del eje en el descanso	54
4.1.1	Descansos Hidrodinámicos	54
4.1.2	Técnica de Medición (Posición de los sensores)	57
4.1.3	Construcción de Gráficas	58
4.1.4	Desplazamiento peak to peak de la vibración	59
4.2	Análisis de fallas	63
4.2.1	Patrón de referencia	63
4.2.2	Tipos de Fallas	64
5	. Evaluación de Severidad Vibratoria	73
5.1	Normas de Severidad Vibratoria existentes	75
5.2	Clasificación de las máquinas según su condición	76
5.3	Criterios de Evaluación	78
5.4	Aspectos generales de normas para medición en partes Rotatorias	78
5.4.1	Medición de desplazamiento	79
5.5	Evaluación de máquinas por medición en partes No Rotatorias	81
5.5.1	ISO 10816-3	82
5.6	Evaluación de máquinas por medición en partes Rotatorias de la Máquina (ISO 7919-3)	92
5.6.1	Criterio de Evaluación I: Magnitud de la Vibración	93
5.6.2	Criterio de Evaluación II: Cambio en la magnitud de las vibraciones	94
6	. Medición, análisis y resultados	95
6.1	Medición	97
6.1.1	LabVIEW	97
6.1.2	Elementos usados en la medición	100
6.1.3	Descripción de la medición y toma de datos	113
6.2	Análisis y resultados	117
6.2.1	Análisis de Órbita y Severidad Vibratoria	117
7	. Discusión y Conclusiones	125
	Bibliografía	128

Índice de Tablas

<i>Tabla 5-1: Normas de Severidad Vibratoria existentes.</i>	76
<i>Tabla 5-2: Rangos de aplicación de normas para medición en partes No Rotatorias</i>	81
<i>Tabla 5-3: Clasificación de la Severidad Vibratoria según ISO 2372.</i>	83
<i>Tabla 5-4: Clasificación de zonas de Severidad Vibratoria para máquinas del GRUPO 1.</i>	87
<i>Tabla 5-5: Clasificación de zonas de Severidad Vibratoria para máquinas del GRUPO 2.</i>	88
<i>Tabla 5-6: Clasificación de zonas de Severidad Vibratoria para máquinas del GRUPO 3.</i>	88
<i>Tabla 5-7: Clasificación de zonas de Severidad Vibratoria para máquinas del GRUPO 4.</i>	88
<i>Tabla 5-8: Clasificación de Severidad Vibratoria para máquinas con velocidad sobre 600 rpm.</i>	89
<i>Tabla 5-9: Rangos de Severidad Vibratoria para máquinas con velocidad de rotación bajo 600 rpm.</i>	90
<i>Tabla 5-10: Límites de zonas de evaluación para la norma ISO 7919-3</i>	93
<i>Tabla 5-11: Carta de Severidad para la Norma ISO 7919-3.</i>	94
<i>Tabla 6-1: Tabla de datos de Acelerómetro CTC-AC 102-A</i>	101
<i>Tabla 6-2: Zonas de Severidad vibratoria según ISO 2372</i>	121
<i>Tabla 6-3: Velocidades RMS registradas en Descanso cercano al motor.</i>	122
<i>Tabla 6-4: Velocidades RMS registradas en Descanso alejado del motor.</i>	123

Índice de Figuras

<i>Figura 1-1: Forma de onda de vibración pura.</i>	12
<i>Figura 1-2: Propiedades de la onda</i>	13
<i>Figura 1-3: Rango de medición de la amplitud de la onda</i>	14
<i>Figura 1-4: Diferencia de fase entre ondas</i>	14
<i>Figura 1-5: Esquema típico de un sistema de 1 grado de libertad</i>	15
<i>Figura 1-6: Respuesta de un sistema de un grado de libertad con amortiguamiento frente a una excitación armónica.</i>	23
<i>Figura 1-7: Variación de la respuesta estacionaria en función de la frecuencia de excitación</i>	24
<i>Figura 1-8: Evolución de la diferencia de fase en función de la frecuencia de excitación</i>	25
<i>Figura 2-1: Espectro con altas vibraciones</i>	29
<i>Figura 2-2: Espectro del mismo equipo luego de lubricar los descansos</i>	29
<i>Figura 2-3: Espectro vibratorio con la identificación de los nombres de sus componentes.</i>	31
<i>Figura 2-4: Ejemplo de forma de onda en descanso de un turbogenerador.</i>	32
<i>Figura 3-1: Esquema de funcionamiento de un sensor de desplazamiento.</i>	36
<i>Figura 3-2: Sonda de Proximidad. Sensores de desplazamiento sin contacto.</i>	37
<i>Figura 3-3: Corte transversal del cable de la Sonda de Proximidad.</i>	37
<i>Figura 3-4: Esquema de campo magnético variable en un sensor de desplazamiento sin contacto.</i>	38
<i>Figura 3-5: Rango de medición para un sensor de desplazamiento sin contacto.</i>	39
<i>Figura 3-6: Posición del sensor de velocidad para medir vibración en un descanso.</i>	41
<i>Figura 3-7: Tipos de acelerómetros</i>	42
<i>Figura 3-8: Frecuencias máximas para velocímetros según tipo de montaje</i>	43
<i>Figura 3-9: Recolector Portátil.</i>	47
<i>Figura 3-10: Sistema de monitoreo en Línea.</i>	48
<i>Figura 3-11: Sistema de escaneo.</i>	48
<i>Figura 4-1: Descanso hidrodinámico</i>	55
<i>Figura 4-2: Esquema de rotor soportado en Descansos Hidrodinámicos</i>	55
<i>Figura 4-3: Amplitud vs Frecuencia de excitación</i>	56
<i>Figura 4-4: Esquema de transductores montados a 90° para la construcción de órbitas</i>	57
<i>Figura 4-5: Construcción de una órbita a partir de dos señales temporales</i>	59
<i>Figura 4-6: Ondas desfasadas en 90°</i>	63
<i>Figura 4-7: Forma de órbita de un equipo en buen estado.</i>	63
<i>Figura 4-8: Mapa conceptual de los tipos</i>	65
<i>Figura 4-9: Forma de órbita producida por un desbalance.</i>	67
<i>Figura 4-10: Desalineamientos paralelo y angular .</i>	68

<i>Figura 4-11: Forma de órbita de un desalineamiento.</i>	69
<i>Figura 4-12: Forma de órbita de un desalineamiento extremo.</i>	70
<i>Figura 4-13: Torbellino de Aceite</i>	71
<i>Figura 4-14: Forma de órbita de un Torbellino de Aceite.</i>	72
<i>Figura 5-1: Esquema de ubicación de sensores de desplazamiento.</i>	80
<i>Figura 5-2: Mapa conceptual de clasificación de máquinas según Norma ISO 10816-3</i>	86
<i>Figura 6-1: Panel frontal de un programa en LabVIEW. Simulación de una órbita.</i>	99
<i>Figura 6-2: Diagrama de Bloques de programa creado en LabVIEW. Simulación de una órbita.</i>	100
<i>Figura 6-3: Dimensiones de Acelerómetro CTC - AC102-A</i>	101
<i>Figura 6-4: Sensores usados en la medición.</i>	102
<i>Figura 6-5: Sensor CTC montado en descanso más alejado del motor.</i>	102
<i>Figura 6-6: Sensor CTC montado descanso en lado motor</i>	102
<i>Figura 6-7: Tarjeta de Adquisición de datos NI 9234</i>	103
<i>Figura 6-8: Capturas del panel frontal y el diagrama de bloques del programa de Adquisición de Datos.</i>	105
<i>Figura 6-9: Detalle del diagrama de bloques con los comando utilizados para capturar los datos.</i>	105
<i>Figura 6-10: Panel Frontal de Programa de construcción de órbitas.</i>	107
<i>Figura 6-11: Gráficos cargados de panel frontal. Señal de aceleración capturada, órbita y velocidades.</i>	108
<i>Figura 6-12: Diagrama de Bloques segmentado para su explicación</i>	109
<i>Figura 6-13: Captura de las gráficas vibratorias correspondientes al torno del CATEM.</i>	114
<i>Figura 6-14: Órbita a 890 rpm, 15 Hz.</i>	118
<i>Figura 6-15: Detalle de Órbita de eje de Banco de Ensayos Vibracionales.</i>	119
<i>Figura 6-16: Forma de onda registrada.</i>	120
<i>Figura 6-17: Acoplamiento deformado producto de un desalineamiento.</i>	120
<i>Fotografía 6-1: Rotor objeto de ensayos.....</i>	110
<i>Fotografía 6-2: Placa de datos del motor.....</i>	111
<i>Fotografía 6-3: Descanso de Rodamiento Orientable..</i>	111
<i>Fotografía 6-4: Motor, machón de acoplamiento flexible y descanso antes del montaje del rotor.....</i>	112
<i>Fotografía 6-5: Variador de Frecuencias.....</i>	112
<i>Fotografía 6-6: Torno de Depto. de Ing. Mecánica analizado en primera instancia.....</i>	113
<i>Fotografía 6-7: Trono facilitado por el depto. de Ingeniería en Maderas.....</i>	114
<i>Fotografía 6-8: Sensores instalados para la medición.....</i>	115
<i>Fotografía 6-9: Detalle de Variador de Frecuencia programado para 10 Hz.....</i>	116
<i>Fotografía 6-10: Variador de Frecuencias programado para trabajar a 10 Hz.....</i>	116

Introducción

El monitoreo de equipos rotatorios en la industria siempre ha sido una de las tareas más complejas dentro del mantenimiento, debido a que gran parte de los equipos críticos para la empresa son precisamente máquinas rotatorias. Es por eso que adentrarse en una técnica que ayude a esta labor, sería de mucha utilidad, considerando los altos costos que las fallas asociadas a estos equipos críticos conllevan. Los niveles de vibración muy altos son perjudiciales directamente para el equipo, viéndose reflejado en la vida útil de los mismos y en los rendimientos del proceso productivo en general. Una falla puede ser catastrófica en términos monetarios, en términos productivos y, lo más importante, puede cobrar la vida de las personas que operan el equipo. Es por ello que un control periódico para predecir una falla toma un papel preponderante dentro de las funciones del mantenimiento.

El siguiente proyecto se centra en la investigación de una técnica de análisis de vibraciones no tan masiva ni conocida como el análisis de espectro, llamada Análisis de Órbitas. Se aplicará en un ensayo en búsqueda de un diagnóstico del estado actual, desde el punto de vista vibratorio, del “Banco de Ensayos Vibracionales” perteneciente al Depto. De Ing. Mecánica de la Universidad del BÍO-BÍO.

Objetivo General:

- Estudio de la técnica de análisis de órbitas y su aplicación en la industria.

Objetivos Específicos:

- Estudio de los principios teóricos del análisis vibratorio.
- Estudio de los principios teóricos del análisis de órbitas en máquinas rotatorias.
- Identificar tecnologías utilizadas en la industria para el análisis de vibraciones.

- Obtener la órbita correspondiente a un equipo rotatorio del laboratorio de Máquinas Hmtas. Del Depto. de Ing. Mecánica y realizar un análisis vibratorio mediante esta técnica para determinar el estado del equipo.

1. Conceptos Básicos de Vibración

1.1 Definición de Vibración

El movimiento vibratorio se define como la variación o cambio de configuración de un sistema en relación al tiempo, con respecto a una posición de equilibrio estable, siendo ésta la posición a la que llegará cuando la fuerza que actúa sobre él sea cero. Su característica fundamental es que dicho movimiento es periódico, siendo frecuente el movimiento armónico simple, por lo que adquiere una singular importancia en los estudios vibratorios.

Los sistemas mecánicos al ser sometidos a la acción de fuerzas variables con el tiempo, principalmente periódicas, responden variando sus estados de equilibrio y, como consecuencia, presentan cambios de configuración que perturban su normal funcionamiento, presentan molestias al personal que los maneja y acortan la vida útil de los mecanismos. Por esto, el estudio y análisis de las vibraciones mecánicas ha adquirido gran importancia en la supervisión de los sistemas mecánicos, sobre todo de elementos de tipo rotativo. Independientemente de los planes de mantenimiento correctivo y preventivo, el plan de mantenimiento predictivo se basa, principalmente, en el estudio de las vibraciones mediante la instalación de sensores que permiten detectar vibraciones fuera de rango.

1.2 Características de una señal Vibratoria

La base principal de las señales vibratorias en el dominio del tiempo, son las sinusoidales. Una oscilación pura puede ser representada por una masa suspendida en un resorte como se muestra en la figura:

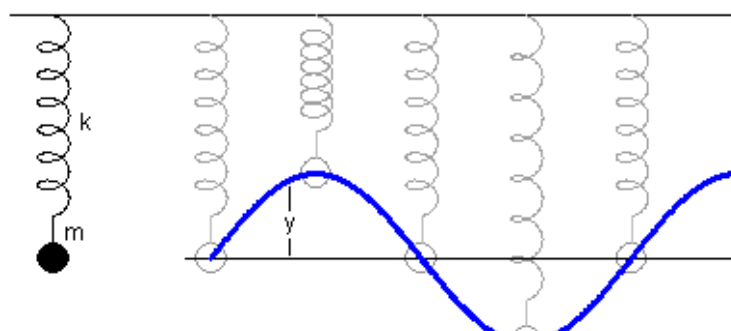


Figura 1-1: Forma de onda de vibración pura.

En el supuesto que no hay pérdida de energía, el movimiento de la masa “m” puede ser representado como una onda sinusoidal de características marcadas como lo son su amplitud, periodo y frecuencia.

De esta onda es importante, para el estudio de análisis vibratorio, definir los conceptos de amplitud y fase.

- **Amplitud:** desde el punto de vista de las vibraciones, es cuánta cantidad de movimiento puede tener una masa desde su posición neutral.

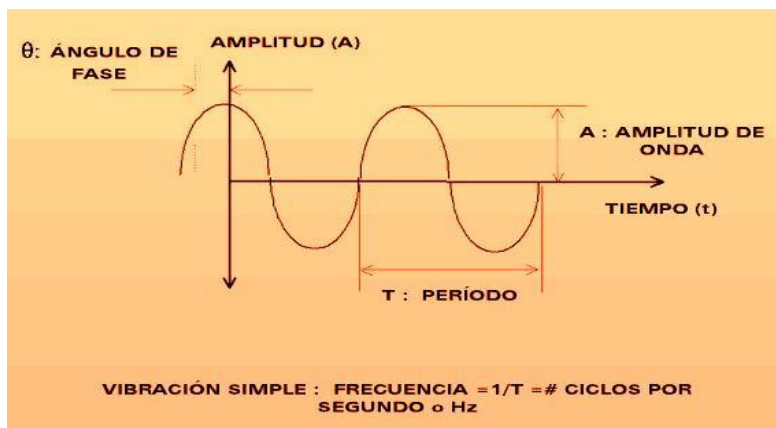


Figura 1-2: Propiedades de la onda

Ésta es medida generalmente en valores peak to peak para desplazamientos, y valores peaks y RMS para velocidad y aceleración.

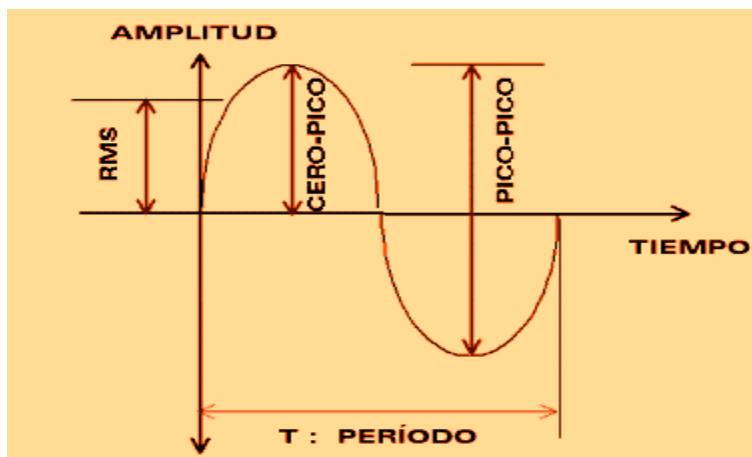


Figura 1-3: Rango de medición de la amplitud de la onda

- **Fase:** es una medida de la separación de dos señales en el dominio del tiempo, generalmente medida en grados, la cual puede ser relativa o absoluta. La figura muestra 2 señales sinusoidales de igual amplitud y período, pero con un desfase de 90° .

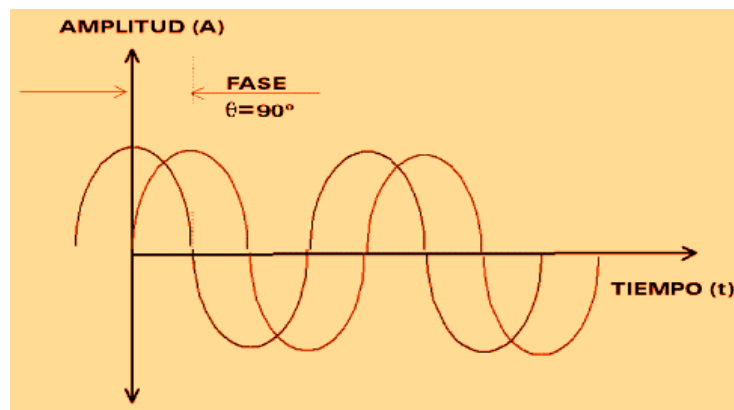


Figura 1-4: Diferencia de fase entre ondas

1.3 Sistema Mecánico de 1 grado de Libertad

Definimos idealmente un sistema mecánico como aquel constituido por un carro que puede moverse horizontalmente, sujeto por un resorte, más un amortiguador. La figura muestra la modelación de dicho sistema que posee 1 grado de libertad en su movimiento.

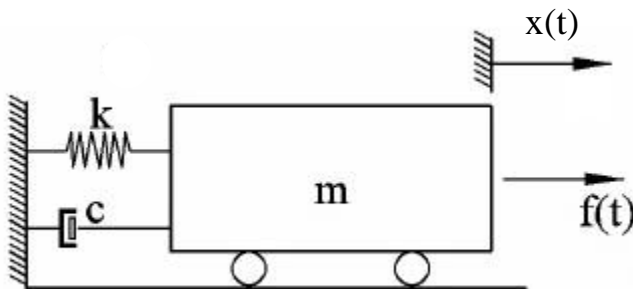


Figura 1-5: Esquema típico de un sistema de 1 grado de libertad

Los grados de libertad corresponden a las variables que definen el movimiento del cuerpo, para este caso se tiene solo 1, ya que el cuerpo únicamente puede moverse en 1 dirección (horizontalmente).

Del sistema señalado podemos distinguir los siguientes componentes:

- Rigidez (k): Corresponde a la oposición del sistema a cambiar de posición, y está representado por el resorte de constante “ k ”.
- Amortiguamiento (c): Representa la disipación de energía de un sistema, representado por un amortiguador viscoso de constante “ c ”.
- Desplazamiento ($x(t)$): Representa la posición del centro de masa de un cuerpo o sistema. Se mide a partir de una posición de referencia arbitraria.
- Excitación ($f(t)$): Fuerza que provoca la vibración, ésta puede ser de cualquier naturaleza, en caso de no haber excitación externa, se debe considerar una condición de velocidad y/o desplazamiento inicial.

La expresión general del movimiento para un grado de libertad estará dado por la siguiente expresión:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \tag{1.1}$$

Cuya solución es la ecuación de $x(t)$ que expresa el desplazamiento del centro de masa del cuerpo en función del tiempo.

1.3.1 Vibración Libre

Se dice que una estructura está en vibración libre, cuando es perturbada, es decir, sacada de su posición estática de equilibrio, y comienza a vibrar sin excitación de fuerza externa alguna. De acuerdo con esto se distinguen dos tipos: Vibración Libre No amortiguada y Vibración con Amortiguamiento Viscoso.

1.3.1.1 Vibración Libre No amortiguada

Como ya se dijo, en Vibración Libre no existe una fuerza de excitación, y para este caso particular, tampoco existe amortiguamiento. Esto se traduce en 2 conceptos; no se tendrán pérdidas de energía, ya que no hay elemento disipador de energía; y al no existir una excitación que provoque la vibración, tendremos que la única forma de que esta se produzca es por una condición inicial de nuestro sistema, ya sea por desplazamiento o por velocidad inicial. Así, la ecuación a resolver queda:

$$m\ddot{x} + kx = 0 \tag{1.2}$$

Cuyas condiciones iniciales son,

$$x(0) = x_0$$

$$\dot{x}(0) = \dot{x}_0$$

Resolviendo, tendremos la siguiente ecuación característica:

$$mr^2 + k = 0 \rightarrow r = \pm i \sqrt{\frac{k}{m}}$$

(1.3)

Si la solución general es igual a la suma de todas las soluciones

$$X(t) = Ae^{i\sqrt{\frac{k}{m}}t} + Ae^{-i\sqrt{\frac{k}{m}}t}$$

(1.4)

Aplicando Euler, se puede expresar la ecuación anterior como un Movimiento Armónico Simple:

$$x(t) = A * \cos \sqrt{\frac{k}{m}}t + B * \sen \sqrt{\frac{k}{m}}t$$

(1.5)

De la ecuación anterior se reconoce como $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ a la Frecuencia Natural de Vibrar del Sistema, medida en *rad/seg*

Las constantes A y B se determinan de las condiciones iniciales del problema, teniendo:

$$x(t) = X_0 * \cos \omega_n t + \frac{\dot{X}_0}{\omega_n} * \sin \omega_n t$$

(1.6)

Para el estudio es necesario conocer la amplitud y fase de la vibración, que están dadas por:

$$X_0 = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{\dot{x}_0}{\omega_n}\right)^2} \rightarrow \text{Amplitud de la Vibración}$$

$$\text{tg} \varnothing = \frac{\dot{x}_0}{\omega_n x_0} \rightarrow \text{Ángulo de Fase}$$

Teniendo definida la expresión para el desplazamiento, se determinan las expresiones para la velocidad y aceleración derivando la función $x(t)$, obteniéndose lo siguiente:

$$v(t) = V_0 * \text{sen}(\omega_n t + \varnothing + \pi/2)$$

(1.7)

$$a(t) = A_0 * \text{sen}(\omega_n t + \varnothing + \pi/2)$$

(1.8)

Donde V_0 y A_0 corresponden a las amplitudes de la velocidad y aceleración respectivamente.

Cabe destacar que la velocidad y la aceleración están adelantadas en 90° y 180° respectivamente, en relación al desplazamiento.

1.3.1.2 Vibración libre Amortiguada

En este caso no existe una excitación externa que produzca la vibración, por lo que se necesita resolver otro PVI, pero a diferencia del caso anterior; en este se tiene amortiguamiento, es decir, habrá pérdida de energía durante el proceso.

La ecuación a resolver, cuyas condiciones iniciales son las mismas del caso anterior, es la ecuación (1.1), pero sin considerar una fuerza externa que provoque la vibración:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (1.10)$$

Cuya ecuación característica es:

$$mr^2 + cr + k = 0 \quad (1.11)$$

Resolviendo, se tiene que

$$r_1, r_2 = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \quad (1.12)$$

El sistema vibrará solo si “r” tiene valores imaginarios, por lo tanto

- Si $\left(\frac{c}{2m}\right)^2 > \frac{k}{m} \rightarrow$ *No hay oscilación y se dice q el sistema es sobre – amortiguado*
- Si $\left(\frac{c}{2m}\right)^2 < \frac{k}{m} \rightarrow$ *Exponente imagianrio, luego el sistema vibra*

AMORTIGUAMIENTO CRÍTICO

Se define el amortiguamiento crítico como el máximo valor de la constante c , para que el sistema vibre, y se obtiene despejando dicha variable de las ecuaciones anteriores:

$$c_c = 2\sqrt{km} = 2m\omega_n \quad (1.13)$$

Al expresar el valor del amortiguamiento en función de c_c , se tiene:

$$\xi = \frac{c}{c_c} \quad (1.14)$$

Donde ξ es conocido como la “razón de amortiguamiento”. Luego la solución característica queda de la siguiente manera:

$$r_1, r_2 = -\xi\omega_n \pm \omega_n\sqrt{\xi^2 - 1} \quad (1.15)$$

Ahora, se puede tener diferentes posibilidades de movimiento dependiendo del factor de amortiguamiento:

Amortiguamiento sub-crítico ($\xi < 1$)

Si $\xi < 1$ implica la existencia de raíces complejas, luego existe vibración.

Un amortiguamiento sub-crítico trae como consecuencia una disminución secuencial en la amplitud de las vibraciones libres. También habrá una caída en la frecuencia natural de vibrar, dando origen a la llamada Frecuencia Natural Amortiguada (ω_d).

Si el amortiguamiento es igual 1, la raíz de la ecuación es nula, por lo que no existe vibración. Lo mismo ocurre si este es mayor a 1, ya que en ese caso se tienen raíces reales y desiguales, por lo que tampoco se producirá movimiento vibratorio.

1.3.2 Vibración Forzada con excitación armónica

Como se sabe la ecuación general para un sistema de un solo grado de libertad, sometido a una excitación externa, corresponde a la ecuación (1.1):

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t)$$

Ahora bien, en caso de tenerse una excitación armónica tendremos que

$$f(t) = F_0 * \text{sen } \Omega t$$

(1.16)

Donde F_0 corresponde a la amplitud máxima de la fuerza, y Ω a la frecuencia con la que se excita el sistema. Es importante recordar que la frecuencia natural es una propiedad del sistema, mientras que la frecuencia Ω es la frecuencia con la que el sistema es excitado y por lo tanto, tienen ambas una naturaleza completamente distinta.

Para resolver esta ecuación diferencial, recordamos que la respuesta corresponde a la solución de la ecuación homogénea del sistema más una solución particular de la misma. Esto es, la suma de la solución transiente, que corresponde a la vibración libre amortiguada; más la solución estacionaria, que corresponde a la vibración generada por la excitación externa.

$$X(t) = \underbrace{A * e^{-\xi\omega_n t} * \text{sen}(\omega_d - \varphi_d)}_{\text{Vibración Transiente}} + \underbrace{X_0 * \text{sen}(\omega t - \emptyset)}_{\text{Vibración Estacionaria}}$$

(1.17)

Vibración Transiente

Vibración Estacionaria

Cabe destacar que la vibración estacionaria corresponde a una oscilación de la misma frecuencia Ω de la excitación.

Como se sabe, el valor de la A se obtiene con las condiciones iniciales del sistema (PVI), y el valor de X_0 correspondo a:

$$X_0 = \frac{\frac{F_0}{k}}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_n}\right)^2\right)^2 + \left(\frac{2\xi\Omega}{\omega_n}\right)^2}}$$

(1.18)

Y la fase estará dada por:

$$tg\phi = \frac{\frac{2\xi\Omega}{\omega_n}}{1 - (\Omega/\omega_n)}$$

(1.19)

Ahora bien, si la respuesta final de un sistema corresponde a la suma de cada una de las excitaciones, ésta constará de una parte transiente y otra estacionaria. Gráficamente, la respuesta de un sistema amortiguado frente a una excitación senoidal, se verá de la siguiente forma:

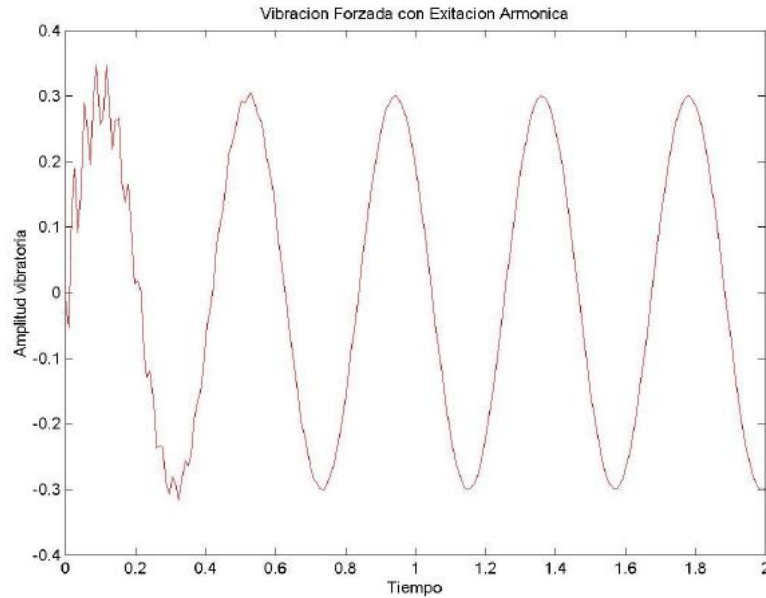


Figura 1-6: Respuesta de un sistema de un grado de libertad con amortiguamiento frente a una excitación armónica.

Si se quiere saber cuál es el valor máximo que podría tomar la amplitud en función de la frecuencia de excitación y del amortiguamiento, es necesario analizar la ecuación 1.17.

Como se observa en la figura 6, la vibración transiente desaparece rápidamente debido al amortiguamiento del sistema, y es claro también, que a mayor valor del amortiguamiento, más rápido desaparecerá esta componente de la vibración. Debido a esto, la vibración transiente queda fuera del análisis y solo se analiza la componente estacionaria.

1.3.3 Amplitud de la respuesta estacionaria vs la frecuencia de excitación

La siguiente figura muestra la variación de la amplitud de la función respuesta frente a distintos valores en la frecuencia de excitación. Estos valores se presentan como una razón entre la frecuencia de excitación y la frecuencia natural.

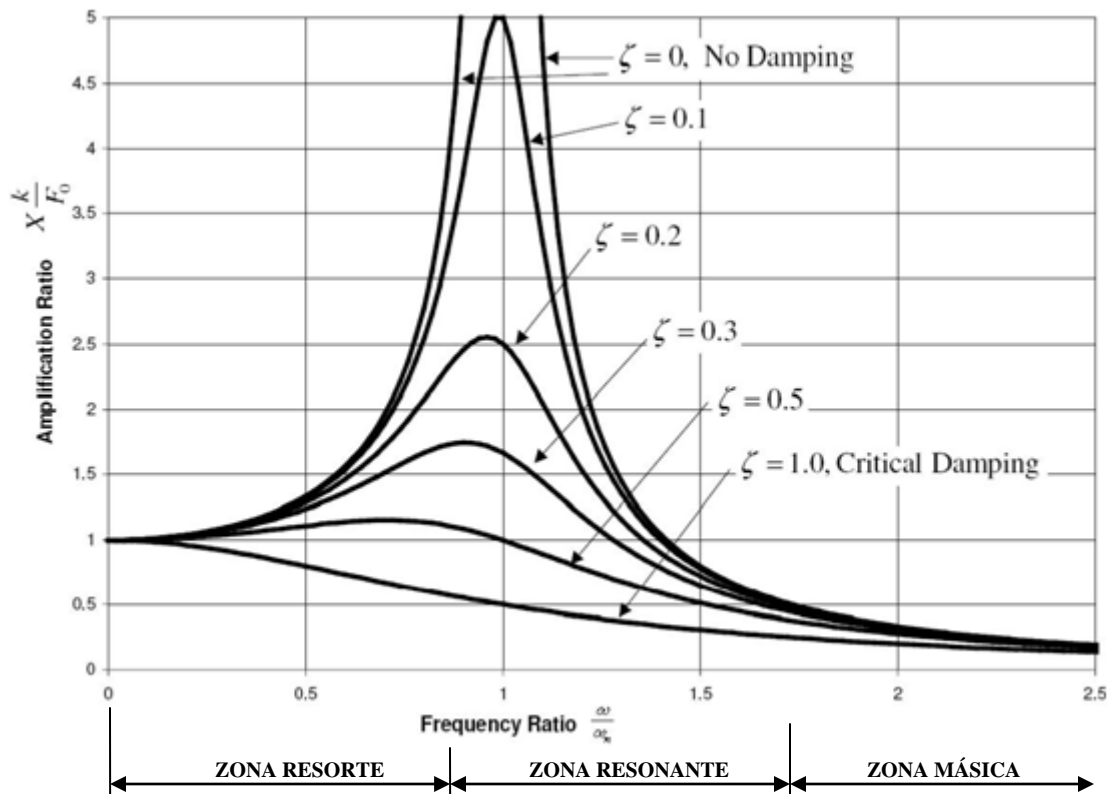


Figura 1-7: Variación de la respuesta estacionaria en función de la frecuencia de excitación

En este gráfico se definen 3 zonas de importancia:

1. **Zona Resorte:** La acción de la fuerza queda equilibrada principalmente por la fuerza elástica del resorte (rigidez del sistema k). La solución en esta zona será rigidizar el sistema.
2. **Zona Resonante:** La acción de la fuerza se equilibra solo por la acción del amortiguamiento viscoso. Un factor de amortiguamiento alto es la solución para disminuir el valor de las amplitudes.
3. **Zona Música:** La fuerza se ve equilibrada solo por la inercia del sistema. La solución lógica para disminuir la amplitud será lastrar el sistema.

La fase también se verá afectada con el paso por la frecuencia resonante, teniendo cambios importantes en el comportamiento del sistema. Esto queda demostrado en la figura 8:

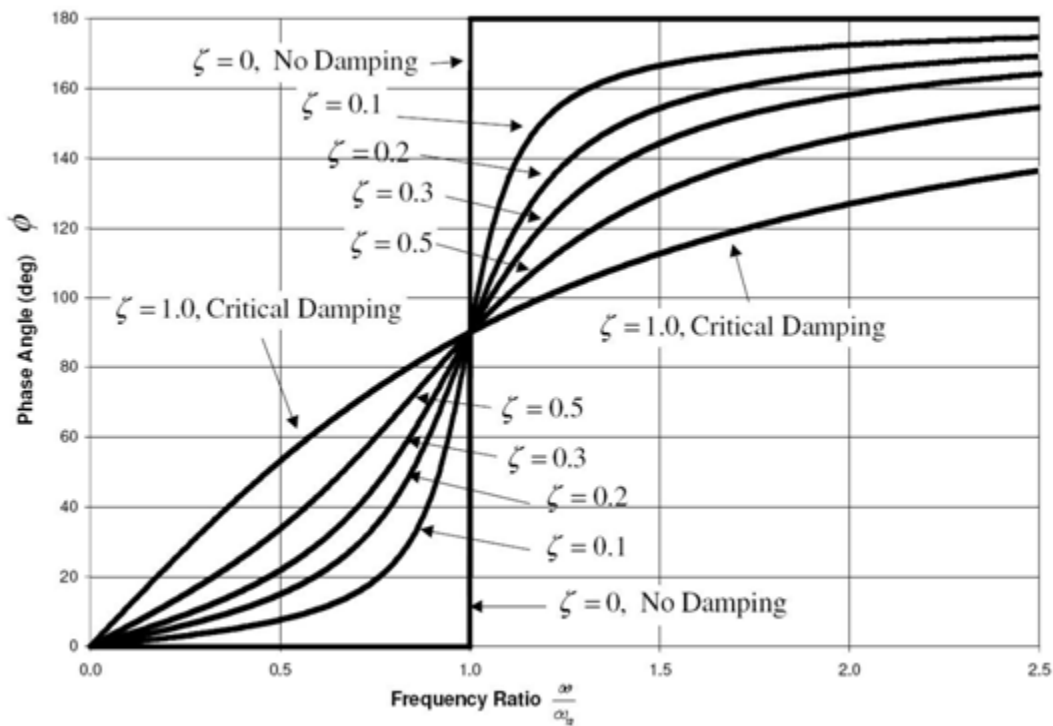


Figura 1-8: Evolución de la diferencia de fase en función de la frecuencia de excitación

De lo anterior se concluye lo siguiente:

- La resonancia genera grandes amplitudes de vibración, es decir, cuando la frecuencia de excitación se acerca a la frecuencia natural del sistema, la amplitud tiende a infinito si el amortiguamiento tiende a cero.
- Se produce un cambio de 180° en la fase una vez que pasa por la zona resonante.
- En sistemas de varios grados de libertad, se tendrá un cambio de 180° cada vez que pase por una frecuencia resonante.
- El amortiguamiento solo tiene utilidad dentro de la zona resonante, fuera de esta zona, se deberán tomar otras medidas para reducir la amplitud vibratoria.

2. Formas de análisis de vibración

Existen diversas formas en las que las señales son interpretadas para realizar diagnósticos asertivos sobre las distintas fallas comunes en equipos presentes en la industria. Cada una de estas técnicas se basa en la aplicación de los conceptos previamente revisados, más el conocimiento de las diversas características típicas de cada equipo que se desee analizar, como lo son:

- Principales componentes del equipo.
- Principios básicos de su operación.
- Velocidades de operación.
- Tipos de falla comunes que presenta el equipo.
- Frecuencia o velocidad de rotación a la cual se presentan las fallas.

Es importante también contar con algún análisis anterior al equipo en cuestión, para tener un parámetro de comparación en la evolución del comportamiento de la máquina y/o saber cómo se comportaba éste en condiciones de funcionamiento normales.

A continuación se detallarán diferentes formas de analizar una señal capturada para diagnosticar estados de máquinas rotatorias, dejando fuera el análisis de órbitas, puesto que tendrá un capítulo aparte más adelante (capítulo 4). En él, se verá en detalle la construcción de gráficas, y qué tipo de fallas pueden ser detectadas con esta forma de análisis.

2.1 Análisis Frecuencial o Análisis del Espectro

Su objetivo principal es relacionar en forma precisa la frecuencia de las vibraciones con la velocidad de rotación de la máquina. Sabiendo a qué frecuencia se registran las componentes en el equipo (ver figura 2-1), se detectará el tipo de falla, ya que cada falla presenta componentes características dependiendo de la frecuencia a la que rota la máquina.

Las causas que generan amplitudes de vibración no admisibles pueden ser:

- Vibraciones generadas por condiciones inapropiadas de funcionamiento, por esta razón es necesario, como ya se dijo, conocer los principios básicos de operación del equipo.
- Vibraciones provenientes de otras máquinas.
- Vibraciones generadas por fallas de la máquina, como desalineamiento, desbalance, solturas, etc.

Las siguientes imágenes muestran la evolución del espectro de un equipo antes y después de la lubricación en sus descansos.

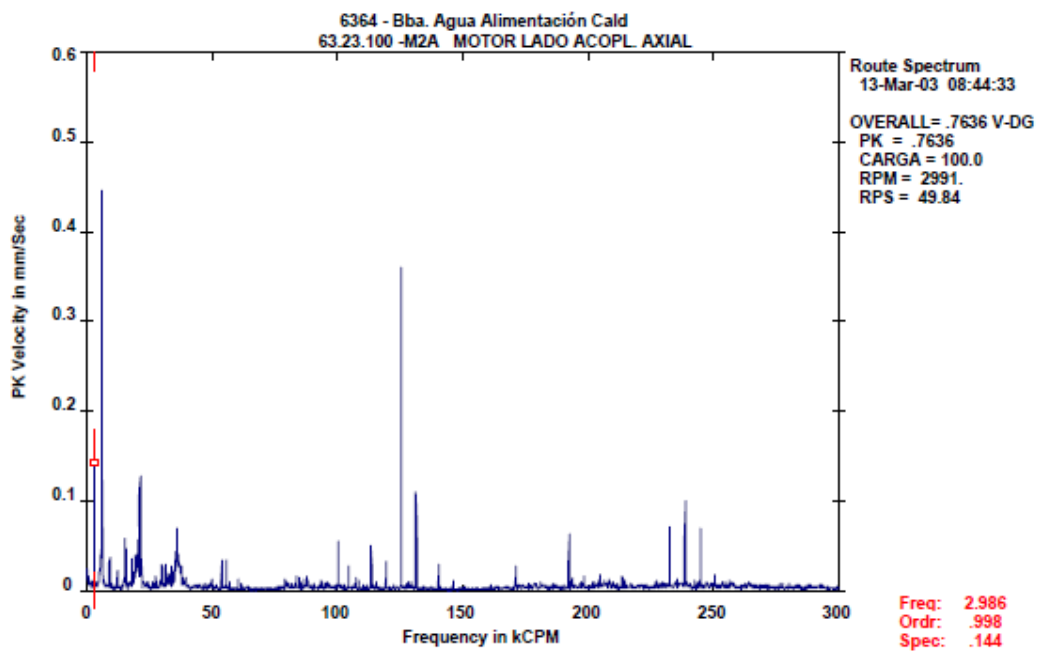


Figura 2-1: Espectro con altas vibraciones

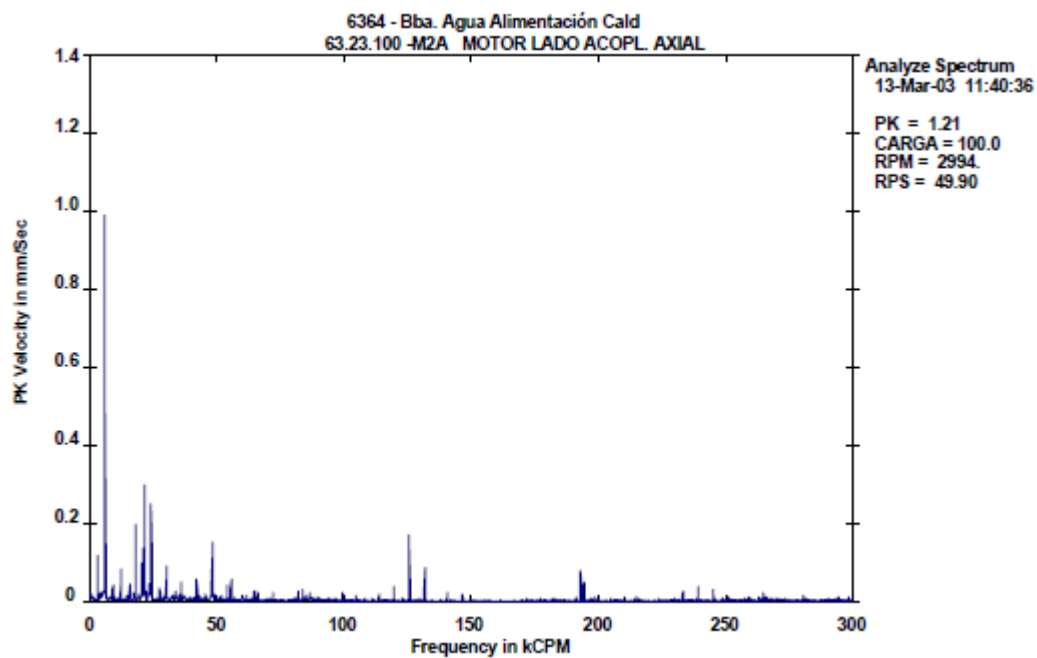


Figura 2-2: Espectro del mismo equipo luego de lubricar los descansos

Para realizar un correcto análisis de un espectro vibratorio se debe tener en cuenta lo siguiente:

- Relacionar en forma precisa la frecuencia de las vibraciones con la velocidad de rotación de la máquina.
- Determinar para cada peak, la causa que lo genera. Para ello se debe considerar que las vibraciones pueden provenir de:
 - Vibraciones propias del funcionamiento de la máquina, como por ejemplo: componentes a la frecuencia de paso de los álabes en turbomáquinas ($f_p = \text{número de álabes} \times \text{rpm}$), componentes a la frecuencia de engrane en transmisión de potencia ($f_e = \text{número de dientes} \times \text{rpm}$), etc.
 - Vibraciones generadas por condiciones inapropiadas de funcionamiento, como bombas que trabajan a bajo flujo, harneros vibratorios desbalanceados, etc.
 - Vibraciones provenientes de equipos cercanos. Al ser analizados como sistemas lineales, la respuesta del sistema será el generado por cada una de las excitaciones existentes, las cuales se suman a las del equipo analizado y pueden generar diagnósticos erróneos.
 - Vibraciones generadas por fallas en la máquina: Desbalance, soldaduras, roce excesivo, etc.

Teniendo en cuenta estas consideraciones, lo que se debe identificar para el diagnóstico en un espectro es:

- Componentes a la velocidad de rotación.
- Armónicos de la velocidad de rotación.
- Frecuencias más bajas de la velocidad de rotación. Distinguir si se trata de sub-armónicos o sub-sincrónicos. (ver figura 2-3)
- Familias de armónicos no relacionados con la frecuencia de rotación. Ejemplo f_e , f_p , $2f_e$, $2f_p$, BPFO (frecuencia de falla de rodamientos en pista externa, se verán en el capítulo siguiente).
- Identificación de bandas laterales.

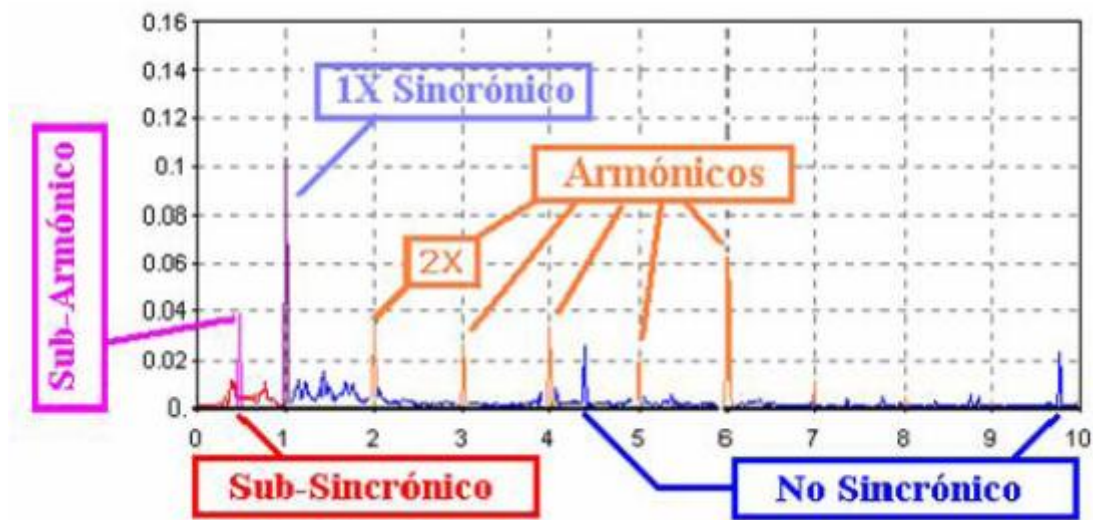


Figura 2-3: Espectro vibratorio con la identificación de los nombres de sus componentes. . (Vibraciones Mecánicas, Universidad Técnica Federico Santa María, 2007)

2.2 Análisis de Forma de Onda

Diferentes formas de ondas en el tiempo pueden producir el mismo espectro en frecuencias, por esto es recurrente volver a la forma de onda registrada para poder establecer parámetros que ayuden a diferenciar entre posibles fallas:

- Periodicidades: Diferencias entre desalineamiento y solturas o componentes que parecen ser armónicos en espectro y no lo son.
- Impactos (Spikes de energía): Backlash, Engranaje desastillado, run-out.
- Discontinuidades: Lapso de velocidad vibratoria cte. Indica movimiento libre (implicaría soltura y no rozamiento).
- Transientes: Vibraciones generadas en partidas (10 veces más que en régimen) o frecuencias naturales excitadas por impactos.
- Truncación o restricciones: Saturación del analizador o restricciones de movimiento del rotor.

- Vibraciones de baja frecuencia: No pueden ser analizadas por analizador/recolector, observables en la forma de onda.
- Discriminar entre orígenes mecánicos y eléctricos.

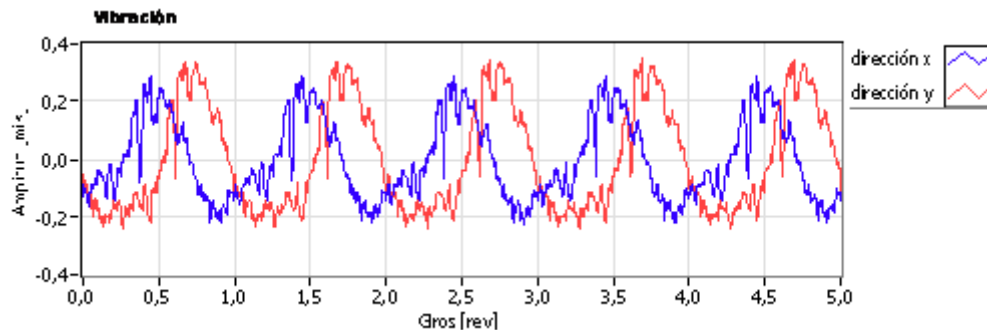


Figura 2-4: Ejemplo de forma de onda en descanso de un turbogenerador.

2.3 Análisis de Fase de la Vibración

Forma de análisis usada para distinguir fallas con indicaciones a la 1X. La fase mide la diferencia de posición que existe entre el punto de referencia y el sensor, pero solo para la velocidad de giro. Las fallas más comunes poseen desfases conocidos, a saber:

- Desbalanceamiento: Diferencia de 90° o 270° entre vibraciones horizontales y verticales en un mismo descanso. Igual diferencia de fase entre vibración horizontal y vertical, en ambos descansos.
- Eje Doblado: Fases diferentes (Axial 1X) en diferentes puntos de la cara del descanso.
- Desalineamiento: Diferencia de 180° entre vibraciones radiales y/o axiales a ambos lados del acoplamiento.
- Resonancia: cambio brusco al variar ligeramente la velocidad.
- Polea Excéntrica: Diferencia de fase entre vibración horizontal vertical 0° o 180° en descansos de polea.

3. Cadena de Medicación

En el presente capítulo se verá en detalle cómo se compone el proceso de captura de datos y posterior análisis de estos en un software o equipo de medición que permita hacerlo. Los componentes que participan en este proceso deben ser seleccionados cuidadosamente para obtener el resultado esperado, por ejemplo, con una mala selección del tipo de sensor, se obtendrían gráficas que no reflejan el real movimiento del eje para el ploteo orbital.

Existe un procedimiento lógico desde que se tiene el fenómeno físico que se desea medir para ser analizado, en nuestro caso la vibración existente en equipos rotatorios, hasta que se tiene la información necesaria con las condiciones de trabajo que presenta la máquina, las causas que originan la vibración, y de esta forma tomar una correcta decisión para el mantenimiento del equipo.

En líneas generales la cadena de medición se compone de cuatro etapas(Saavedra, La medición y análisis de las vibraciones como técnica de inspeccion de equipos y componentes,aplicaicones, normativas y certificación), a saber:

- Etapa Transductora.
- Etapa de acondicionamiento.
- Etapa de Análisis de la Señal.
- Etapa de Toma de decisiones.

3.1 Etapa Transductora

Es el punto de partida del análisis de vibración y es la etapa en la cual el sensor capta el fenómeno físico a medir, y transforma la señal capturada en una señal eléctrica, que tiene una relación de proporcionalidad con la magnitud medida.

Idealmente el sensor debería reproducir la situación real de forma totalmente exacta, pero en la realidad sabemos que eso no ocurre, debido a múltiples factores que inciden en la toma de la muestra; como lo es, que el sensor capta todos los movimientos existentes, pudiendo tomar vibraciones producidas por máquinas cercanas, movimiento de base, etc.

Se debe lograr que los valores capturados se acerquen lo más posible a la realidad, ya que si la señal obtenida por el sensor no refleja lo que está ocurriendo en terreno; ya sea porque se tienen niveles de ruido muy altos, los rangos de frecuencia no corresponden, se tienen errores de procedimiento etc. No sirve de nada tener el resto de la cadena en perfectas condiciones, con personal altamente calificado, ya que la información que se analizará no es la que corresponde.

En esta etapa se debe seleccionar el tipo de sensor a utilizar para cada punto de medición, teniendo las siguientes alternativas:

- Sensor de desplazamiento relativo sin contacto.
- Sensor de desplazamiento relativo con contacto.
- Sensor de velocidad.
- Sensor de aceleración.

A continuación se describe cada uno de estos cuatro tipos de sensores, con sus principios de funcionamiento, sus principales características y usos.

3.1.1 Tipos de sensores

3.1.1.1 Sensor de Desplazamiento sin contacto

Entrega la distancia que existe entre el eje y el sensor, su unidad medida es el valor peak to peak, y la sensibilidad general es de 200 (mV/mills), lo que significa que si el sensor mide un desplazamiento peak to peak de 1 mills, entregará un voltaje de salida de 200 mV.

Existen diversos sensores con distintos principios de funcionamiento, pero el más utilizado es el que emplea corrientes parásitas o corrientes de Eddy.

3.1.1.1.1 Principio de Funcionamiento

El sensor se compone de una sonda, un cable de extensión, un oscilador demodulador y una fuente de poder, como lo muestra la figura.

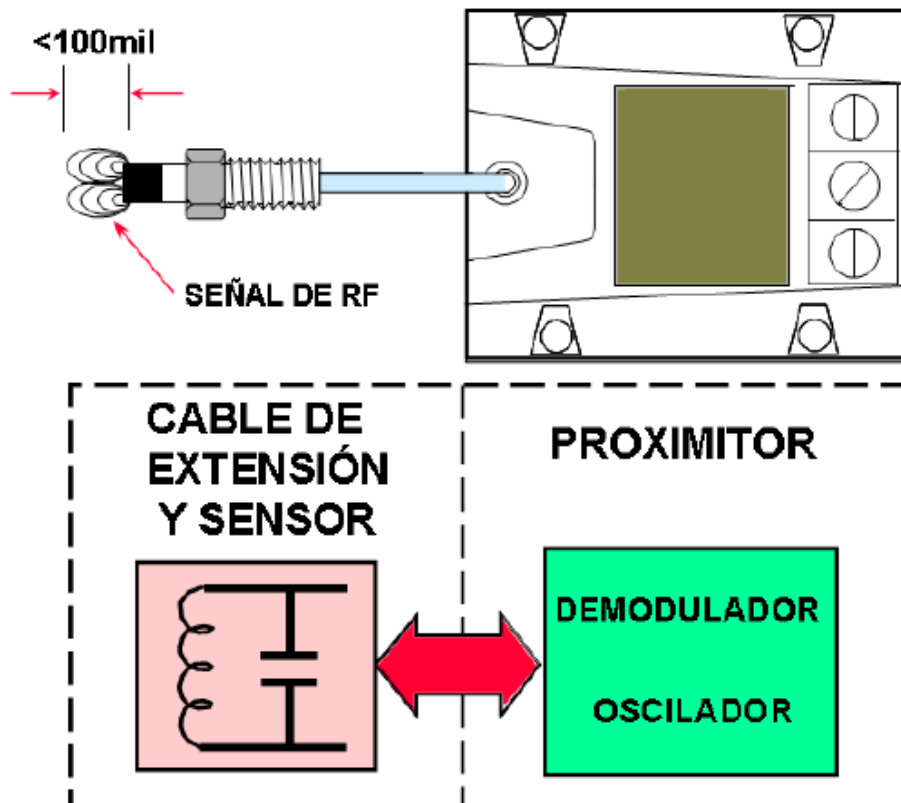


Figura 3-1: Esquema de funcionamiento de un sensor de desplazamiento. (Vibraciones Mecánicas, Universidad Técnica Federico Santa María, 2007)



Figura 3-2: Sonda de Proximidad. Sensores de desplazamiento sin contacto.

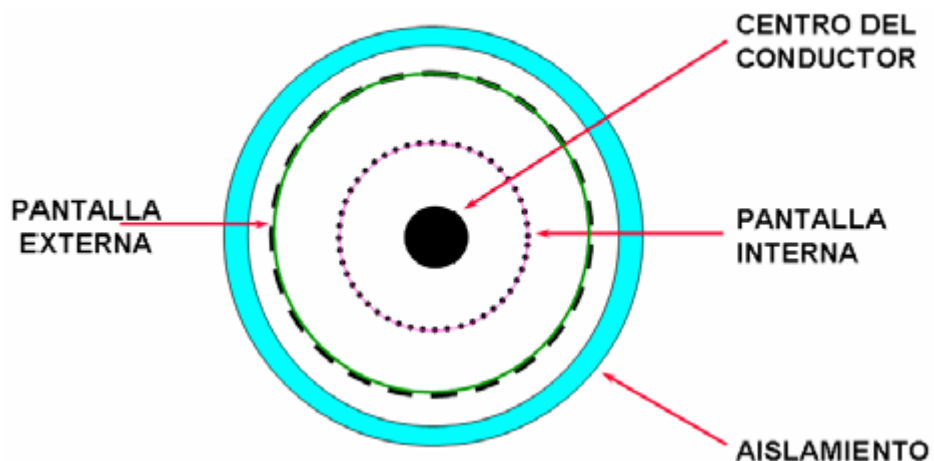


Figura 3-3: Corte transversal del cable de la Sonda de Proximidad.

El sensor propiamente tal, no es otra cosa que una bobina eléctrica cubierta por un material estable, fijado mediante tornillos a la caja del descanso. El oscilador demodulador le proporciona al sensor un voltaje de alta frecuencia. Este voltaje variable, al pasar por la bobina produce un campo magnético variable. Ver figura siguiente.

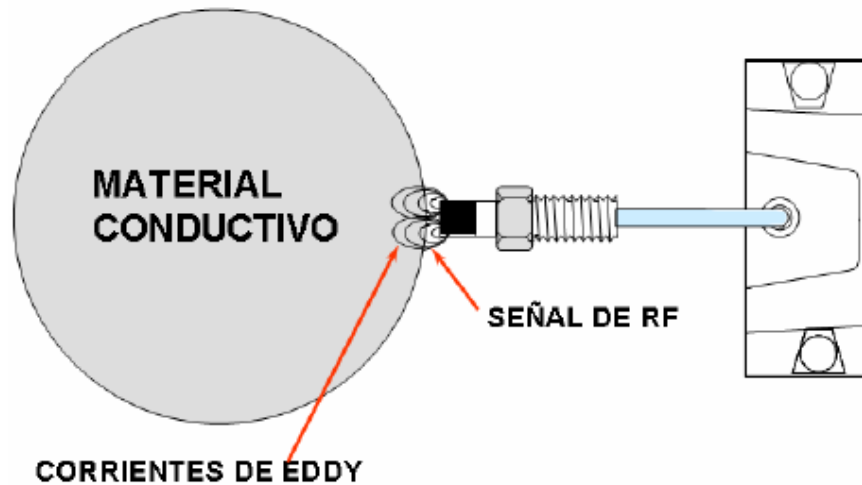


Figura 3-4: Esquema de campo magnético variable en un sensor de desplazamiento sin contacto.

Este campo magnético variable induce en la superficie del eje (se asume que el material del eje es un material conductor) corrientes parásitas o de Eddy, produciendo una pérdida o absorción de energía del campo magnético de la bobina, lo que resulta en la variación o modulación del voltaje en ella.

Estas variaciones de voltaje son proporcionales a la distancia existente entre el eje y el sensor. El demodulador es el encargado de modular el voltaje y entregar una señal de salida proporcional a la distancia “d”. Ver figura 22.

Es importante destacar que el sensor entrega una señal compuesta. Una parte media, conocida como señal DC (Direct Current) que recibe el nombre de GAP y corresponde al valor medio de la distancia que existe entre la punta del sensor y el eje. Otra parte variable, conocida como señal alterna AC (Altern Current) que corresponde a la vibración propiamente tal del eje.

Estas señales son muy importantes para el análisis, siendo la señal alterna la utilizada para el análisis de vibraciones del eje, mientras que la GAP, es que utilizada para monitorear la posición del eje dentro del descanso (Trazado de órbitas), usada en el trabajo con descansos hidrodinámicos o planos.

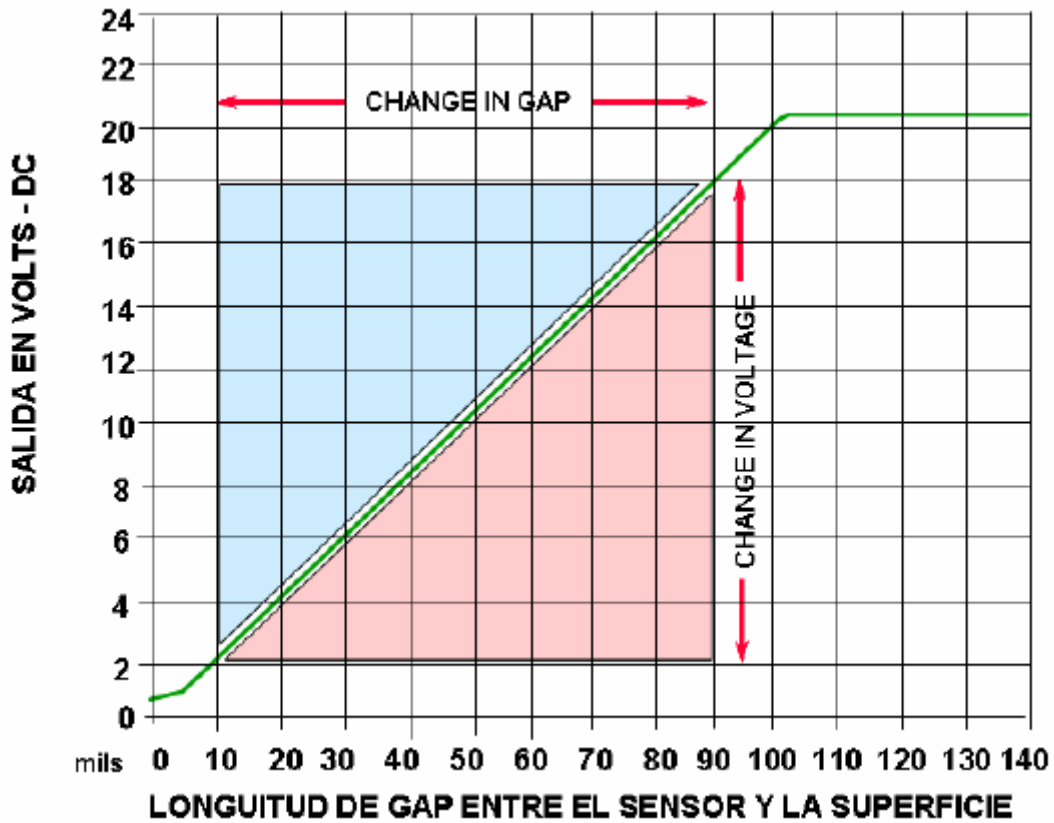


Figura 3-5: Rango de medición para un sensor de desplazamiento sin contacto.

3.1.1.2 Sensor de desplazamiento con contacto

Estos sensores aunque son una tecnología antigua, aún son usados en aplicaciones específicas tales como:

- Mediciones de vibraciones en el eje cuando la máquina no tiene instalado sensores de desplazamiento sin contacto.
- Mediciones sobre ejes de superficies no conductoras, donde los sensores de desplazamiento sin contacto no funcionan.

La gran limitación de estos sensores es que no son capaces de medir vibraciones sobre las 12.000 rpm.

Un sensor típico es el que utiliza un vástago en contacto con el eje, similar a lo realizado por los sensores sin contacto (similar en el sentido de que ambos están montados sobre una parte fija de la máquina rotatoria). Sin embargo, este sensor “cabalga” sobre la superficie del eje manteniéndose en contacto a esta a través de un resorte. Para medir vibraciones usando este instrumento se usan 2 métodos:

1. Conectar un velocímetro o acelerómetro en el extremo del vástago que no contacta al eje.
2. Usar un LVDT (Linear Variable Differential Transformer). La medición con LVDT está basada en un transformador eléctrico, que como su nombre lo indica es uno de variación lineal. La punta del LVDT es un émbolo que se mueve hacia adentro y hacia afuera cuando la superficie que se está midiendo se mueve. El émbolo cambia la salida del transformador diferencial del transformador y la señal resultante es proporcional al desplazamiento medido.

3.1.1.3 Sensor de velocidad

Estos sensores se posicionan en la superficie exterior del descanso y miden el desplazamiento de la carcasa, no directamente el desplazamiento del eje. Por esto, se utilizan en otro tipo de equipos, de uso mucho más general que los de desplazamiento sin contacto.

Su principio de funcionamiento es el siguiente, existe un imán que se encuentra fijo a una masa “M”, cuando la bobina se mueve relativamente respecto del imán, se inducen en las espiras de la bobina una fuerza electromotriz (FEM) la que es directamente proporcional a la velocidad relativa bobina-imán. Estos sensores no son usados para medir bajas frecuencias, ya que se obtienen resultados relativamente aceptables a frecuencias sobre las 700 rpm. Bajo este valor debe aplicarse un factor, debido a que la vibración medida será menor que la real. En tanto, como límite superior tiene una frecuencia de 90.000 rpm.

Un punto importante de este sensor, es que no necesita alimentación de energía externa para poder funcionar. Genera una señal que puede utilizarse directamente en el análisis del sistema de monitoreo sin necesidad de acondicionarla.

Existe también un velocímetro piezoeléctrico, que no es otra cosa que un acelerómetro que integra la señal obtenida, obteniendo una señal de velocidad. Al ser un acelerómetro, se pueden capturar datos con un rango mucho mayor de frecuencias, el límite estará dado por el tipo de acelerómetro, teniendo por lo general hasta 300.000 rpm.

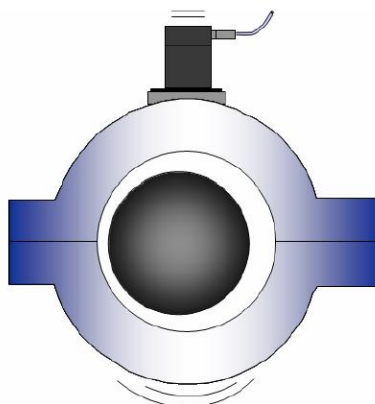


Figura 3-6: Posición del sensor de velocidad para medir vibración en un descanso.

3.1.1.4 Sensor de Aceleración

El sensor más utilizado es el piezoeléctrico, el cual se basa en las propiedades de ciertos materiales cerámicos como el cuarzo. Estos materiales tienen una distribución asimétrica de carga interna, de tal forma que al aplicarles una fuerza externa en la dirección de su polarización se desarrolla una carga eléctrica entre sus superficies, generando una diferencia de potencial entre ellas. Dicha carga es proporcional a la fuerza aplicada.

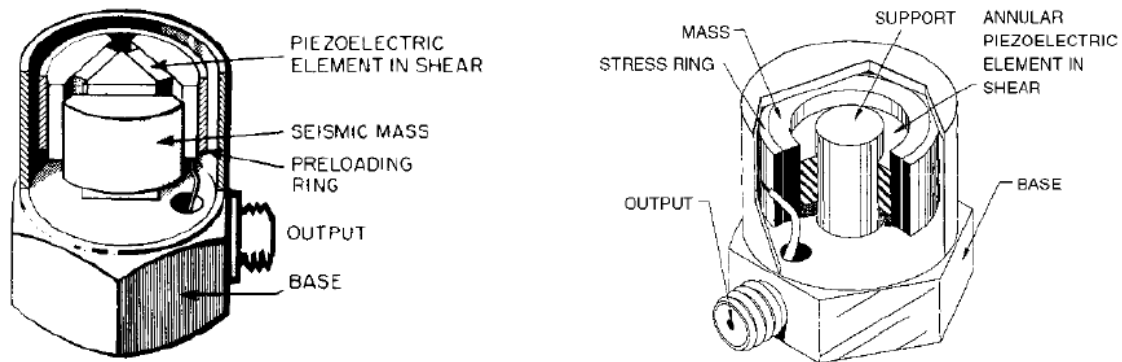


Figura 3-7: Tipos de acelerómetros

El acelerómetro está compuesto por un número de discos de cuarzo, sobre los cuales se apoya por un lado la masa M , y por el otro están rígidamente unidas a la base, la cual a su vez, se fija a la superficie cuyo movimiento se desea medir. Al tener un acelerómetro unido a un sistema vibrante, la masa M ejerce fuerzas de inercia sobre el material piezoeléctrico, el que genera cargas eléctricas proporcionales a la aceleración y la masa M .

Es importante hacer notar que se puede hacer una integración sucesiva de las magnitudes medidas libremente, vale decir, tomar una medida de aceleración e integrar la señal, lograr la señal de velocidad y después la de desplazamiento. Sin embargo, no es posible hacer el proceso inverso, ya que la derivada es la pendiente de la recta tangente a la curva, y en una señal real con ruido y otras irregularidades, es imposible obtener una recta que pueda representar fielmente el fenómeno medido.

3.1.2 Selección de sensores de vibración

Existen diversos parámetros a tener en cuenta al momento de la correcta selección de un sensor de vibración. Como se dijo anteriormente, si esta etapa no es hecha de forma correcta, no sirve de nada tener el mejor personal a cargo de los análisis si las gráficas a interpretar no son las que mejor se ajustan a la realidad del equipo.

Se debe tener claro cuáles son las características que debe tener el sensor para realizar la medición necesaria al fenómeno.

3.1.2.1 Parámetros a considerar:

- Rango de Frecuencias:** Rango entre la menor y mayor frecuencia de la vibración que puede ser medida sin ser atenuada considerablemente. Cada sensor tiene su rango de frecuencias y debe ser conocido por el inspector, ya que fuera de este rango, las mediciones no necesariamente representarán el fenómeno real. El límite inferior del sensor es una característica de éste, mientras que el límite superior, dependerá del valor de la frecuencia natural del sensor, y ésta tendrá que ver con la forma en la que el sensor es montado. Existen numerosas formas en las que un sensor puede ser acoplado a la superficie, entre las más comunes se tiene: mediante un espárrago, mediante un perno pegado con cemento, mediante una arandela de mica y espárrago, mediante una base magnética, etc. Para los acelerómetros el límite máximo de de frecuencias es aproximadamente 1/3 de su frecuencia natural. El sistema más utilizado en programas de mantenimiento predictivo es el montaje mediante una base magnética, ya que los tiempos de montaje y desmontaje son mucho menores que, por ejemplo, usar un espárrago, el que debe atornillarse. Para los velocímetros la situación es similar. La máxima frecuencia a medir en el rango lineal del velocímetro, depende de cómo es fijado o montado a la superficie donde se va a efectuar la medición. Para el caso de los velocímetros, la siguiente figura muestra la máxima frecuencia a la que es recomendable medir, según el tipo de montaje:

Método de Montaje del sensor	Frecuencia máxima
Método manual con vástago de 9"	16.000 cpm
Método manual con vástago de 3"	18.000 cpm
Con base magnética	37.000 cpm
Método manual sin vástago	60.000 cpm
Montaje por esparrago	90.000 cpm

Figura 3-8: Frecuencias máximas para velocímetros según tipo de montaje

Para el caso de los sensores de desplazamiento sin contacto, el rango útil práctico de medición es de 0 a 1000 Hz. Sobre esta frecuencia los desplazamientos vibratorios son muy pequeños y el run-out toma importancia.

- **Sensibilidad Típica:** Corresponde a la razón entre el voltaje de salida del sensor y la vibración que provoca esa salida. Por ejemplo, si se tiene un acelerómetro de una sensibilidad de 100 mV/g, quiere decir que por cada g de aceleración, el acelerómetro entrega como salida 100 mV. Todo transductor, y la cadena de medición en general, tiene su propio ruido eléctrico. Para que este ruido no influya en el valor de la medición es necesario que la señal medida sea bastante mayor que el ruido, por esto, también es deseable una mayor sensibilidad del transductor. Sin embargo, a mayor sensibilidad, mayor peso y mayor es el costo de éstos.
- **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 y la mayor amplitud que puede medir el sensor. La amplitud que miden los sensores teóricamente parte de cero, pero en la realidad no es así, debido al ruido eléctrico y al run-out que detectan los sensores. Los rangos dinámicos prácticos son:
 - $1/10^3$ para sensores de desplazamiento.
 - $1/10^4$ para velocímetros.
 - $1/10^6$ para acelerómetros.
- **Sensibilidad a la Humedad:** Los acelerómetros “respirarán” mientras no estén herméticamente sellados. Durante este proceso de respiración, la humedad penetrará en el sistema, alterando el comportamiento del sensor, especialmente a frecuencias bajo las 3000 rpm. Es recomendable usar acelerómetros herméticamente sellados en ambientes donde exista una alta condensación.
- **Sensibilidad Magnética:** La interferencia de un campo magnético puede afectar el comportamiento de los transductores, cables, instrumentos de medición etc. Estos

campos pueden ser producto de interferencia de otro sensor cercano, líneas de alta tensión, etc. Los sensores de desplazamiento sin contacto y los velocímetros utilizan campos magnéticos para su funcionamiento, por lo que una interferencia de otro campo, provocaría que la señal captada no fuera la real.

- **Rango de Temperatura admisible:** Existe una mínima y una máxima temperatura a la que el sensor puede estar expuesto, sin que ésta afecte significativamente sus capacidades de respuesta.

3.2 Etapa de Acondicionamiento de la señal

Todos los instrumentos usados para el monitoreo de la condición mecánica de las máquinas, contienen algún tipo de acondicionamiento de señales, por lo que es importante tener en claro cuáles son las variables que afectan la calidad de la medición y la forma en que éstas operan.

3.2.1 Filtros:

Los filtros son ampliamente usados en el ámbito de las señales, y son circuitos electrónicos que solo dejan pasar componentes de la señal cuyas frecuencias estén dentro de la banda designada por el filtro. Estos filtros pueden ser clasificados de la siguiente forma:

- **Pasa Alto:** Deja pasar todas las frecuencias que están sobre una frecuencia especificada, llamada corte de filtro.
- **Pasa Bajo:** Permite pasar todas las frecuencias bajo la frecuencia de corte del filtro.
- **Pasa Banda:** Este filtro permite pasar solo las frecuencias que estén dentro del intervalo definido por la banda.

- **Filtro seguidor:** Es un filtro pasa banda, cuya frecuencia central está sintonizada por una señal de referencia externa, generalmente sincronizada a la frecuencia de rotación del eje. Estos filtros son utilizados principalmente en procesos de balanceo.

3.3 Etapa de Análisis de la Señal

Existe una variada gama de instrumentos que pueden realizar esta tarea, unos más completos que otros, algunos solo muestran las gráficas del espectro, otros, además de esto, almacenan datos permitiendo realizar un análisis posterior mucho más exhaustivo que el realizado en terreno.

En este subcapítulo se muestran equipos utilizados por empresas que se dedican al rubro del análisis vibratorio en la industria. Se detallan sus principales características y se adjuntan imágenes de ellos con el fin de dar a conocer de buena forma la manera en la cual se recolectan los datos en terreno.

3.3.1 Analizador de Vibraciones

El analizador de vibraciones es un instrumento que descompone la señal global captada por el sensor en las distintas componentes que la forman. Los resultados son entregados en un gráfico de Amplitud versus Frecuencias llamado Espectro. Estos analizadores son de gran ayuda en el diagnóstico de fallas, y basan sus mediciones en la FFT (Transformada Rápida de Fourier).

La principal ventaja de estos analizadores es su amplio rango de frecuencias, llegando algunos hasta 100.000 Hz. Estos equipos permiten recolectar los datos para su posterior descarga en un ordenador. Esto facilita en gran medida el análisis, ya que mediante un software instalado en el computador, es posible una mejor visualización del espectro, detectando armónicos, sub-armónicos, etc.

En la actualidad, se ha reunido en un solo equipo la recolección de datos y análisis de vibraciones. Su función principal, es la de determinar el contenido de frecuencias de una señal, existiendo distintos tipos:

- ***Recolector – Analizador digital de datos:***

Son equipos usados durante una ruta de medición, son portátiles con capacidad de almacenar datos. Si bien es cierto, es posible hacer algún análisis preliminar con los datos tomados en terreno, se deben descargar los datos tomados en la ruta a un software de análisis especializado, que cuenta con los datos históricos y muchos más recursos para el estudio.



Figura 3-9: Recolector Portátil.

- ***Analizador en tiempo real:***

Se emplean en máquinas estratégicas para la empresa, por lo general turbinas generadoras u otras de similar importancia para la organización, que requieren de un monitoreo constante las 24 horas del día. El equipo toma la señal y obtiene la FFT (Transformada Rápida de Fourier) y espectros en tiempo real. Equipo utilizado por personal experto a cargo de los equipos.

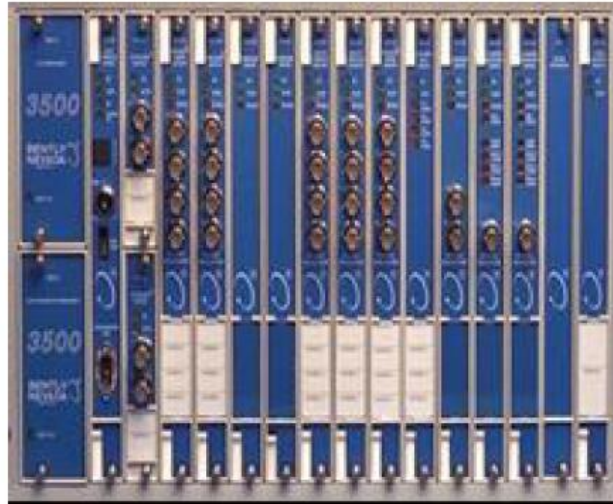


Figura 3-10: Sistema de monitoreo en Línea.

- **Sistemas de escaneo:**

Operan en forma autónoma y barren todos los sensores conectados a estos equipos, en un tiempo reducido (a cada segundo por ejemplo). Se emplean en equipos que necesiten un monitoreo más estricto que lo normal, pero no resulten estratégicos para la organización.



Figura 3-11: Sistema de escaneo.

3.3.2 Consideraciones al momento de un correcto análisis de señal

A continuación se presentan distintos puntos, conceptos básicos necesarios e importantes a la hora de una correcta interpretación de los datos registrados:

- **Número de líneas:**

Se refiere como líneas al número de divisiones que presentará el espectro una vez calculado. Los analizadores no tienen un valor único para este punto, sino que le ofrecen al usuario una gama de números de línea en función de las necesidades del equipo y tipo de análisis que realizará. Estos van desde 100 a 6.400 líneas, en algunos equipos se pueden lograr hasta 12.800. La resolución en frecuencias estará íntimamente ligada al número de líneas que se escoja y será la mínima división que se puede ver del espectro, si existe una componente entre dos puntos, el analizador la asignará a uno de los dos puntos.

$$\Delta f = \frac{f_{\text{máx}}}{N_{\text{líneas}}}$$

(3.1)

- **Número de Bits:**

Está relacionado con la exactitud que tendrá nuestra medición en amplitud, vale decir, el número de bits del equipo dice en cuantas partes se puede dividir la escala de amplitud, la que estará dada en base 2.

$$\text{Resolución} = 2^{n-1}$$

(3.2)

Donde “n” es el número de bits. Un bit es ocupado para el signo de la señal.

- **Promedios:**

Para asegurar que las mediciones son lo que ocurre realmente con la máquina, y no sacar conclusiones de eventos que pudiesen ser aislados, se realizan varias mediciones y se promedian para entregar una señal que represente fielmente el estado del equipo. Generalmente se utiliza un “Promediador Lineal” que opera de la siguiente forma: la primera señal medida se obtiene y se guarda en la memoria, se registra una segunda medición que se promedia con la primera. Cada nueva señal medida, se promedia con la anterior y así sucesivamente.

- **Traslapo:**

Su función es la de disminuir el tiempo en la toma de muestras para la realización de los promedios de la mediciones. Para esto, se debe tener claro el concepto de muestreo de la señal, y la forma en la que será capturada. Por ejemplo, si en una medición se tienen 1.024 puntos de medición, se podría usar un traslapo del 50% y usar solo 512 puntos, lo que reduce de manera importante el tiempo de medición conservando el cuidado por obtener datos repetibles y comparables para el análisis posterior.

- **Resolución en frecuencias:**

Esto se utiliza mucho para el análisis espectral de vibraciones, para evaluar la severidad en función de las amplitudes encontradas para determinadas frecuencias, por eso es fundamental tener algunos métodos para que permitan acondicionar la señal.

- **Aumentar el número de líneas:** Elevando el número de líneas se consigue mejorar la resolución, ayudando a observar graficas con componentes a bajas frecuencias, que a simple vista son difíciles de identificar al encontrarse muy cercanas una de otra.
- **Restringir las frecuencias:** Utilizar un filtro pasa bajo o pasa alto, que deje fuera del análisis las componentes del espectro que no interesan.

- **Realizar un “zoom dinámico”:** Concentrar todas las líneas del espectro en una región que nos interese, y despreñar el resto del espectro donde las condiciones son normales.

3.4 Etapa Toma de decisiones

Etapa en la que se ha de revisar las tendencias para máquinas críticas definidas durante la ruta de medición, y en función de estas comparaciones se necesitarán mediciones más precisas con parámetros ya establecidos de antemano y que deberán ser dominados por el analista, para que se tenga información más fina del real estado de los equipos monitoreados.

Por otro lado, el analista deberá tener información complementaria, tanto de mantenimiento de la planta, stock de repuestos, cantidad de repuestos empleados en cada máquina, historial de la máquina, etc., a fin de encontrar la solución óptima para el estado del equipo. Por ejemplo, no siempre es posible cambiar las componentes defectuosas, ya sea porque la máquina no es crítica para la empresa o debido a que resistirá un poco más a la espera de la llegada de un repuesto.

Una vez que se tiene toda la información del equipo, historial de éste, más los antecedentes recogidos en terreno; se procede a tomar la decisión sobre el estado de la máquina y emitir un diagnóstico certero sobre el mismo, programar mantenciones y paradas de línea, encargar otro tipo de ensayos más específicos, etc.

4. Fallas mecánicas en máquinas rotatorias detectadas con análisis de Órbitas

El objetivo principal de este seminario es investigar y ser capaces de diagnosticar fallas mediante el estudio de órbitas, para ello es necesario conocer los tipos de fallas más comunes y asociarlos a la técnica necesaria para su detección.

Lo primero que debemos decir es que existen numerosas fallas asociadas a los equipos rotatorios, los cuales pueden ser detectados con diversas técnicas de análisis de vibraciones, además de ensayos no destructivos, estos últimos utilizados en paradas de línea, ya que el equipo no puede estar en movimiento.

Dentro de las fallas más comunes encontramos desalineamiento, desbalanceo, distorsión de carcasa, soldadura mecánica, resonancia, rozamiento, vibraciones en correas, vibraciones en bombas, fallas de engranajes, etc. Del amplio grupo de fallas existente, no todas pueden ser detectadas mediante una sola técnica, sino por una combinación de éstas. Siendo así, en este capítulo nos centraremos en las fallas que son posibles de detectar mediante la técnica del análisis orbital.

A continuación se define la técnica de medición de órbitas, la construcción de sus gráficas y los distintos tipos de fallas en relación con el ploteo orbital.

4.1 Análisis de Órbitas y posición del eje en el descanso

La vibración en equipos rotarios puede ser caracterizada por una órbita cinética en cualquier punto a lo largo de su eje. Esta órbita describe como varía la posición del centro del eje en el tiempo.

La forma de la órbita depende de las características dinámicas del eje, los descansos y los soportes de los descansos o fundaciones, la ubicación axial en el rotor y la forma en que el equipo es excitado. Una de las fuerzas de excitación más importantes es el desbalanceamiento en el rotor, ya que la frecuencia de excitación es igual a la frecuencia de rotación del eje. Sin embargo existen otras formas de excitación, tales como la asimetría de la sección transversal, en la cual la frecuencia es igual a múltiplos de la frecuencia de rotación del eje.

En general, la vibración medida puede venir de diferentes fuentes, y por lo tanto se produce una órbita compleja, la cual es la suma vectorial de los efectos de las fuerzas excitadoras individuales.

Primeramente, se debe saber que este análisis es mucho más utilizado en descansos hidrodinámicos, por lo que es conveniente conocer un poco más de ellos.

4.1.1 Descansos Hidrodinámicos

Los descansos se pueden clasificar principalmente en: descansos con elementos rotatorios (rodamientos), descansos magnéticos, descansos hidrostáticos y descansos hidrodinámicos.

Los descansos hidrodinámicos se utilizan en un amplio rango de equipos rotatorios, debido a que soportan grandes cargas radiales con altas velocidades de rotación. (Meruane Naranjo, 2006)

Este tipo de descanso no es más que un cojinete en el que el eje se desliza dentro de la carcasa sobre una película de aceite como lo muestra la figura:

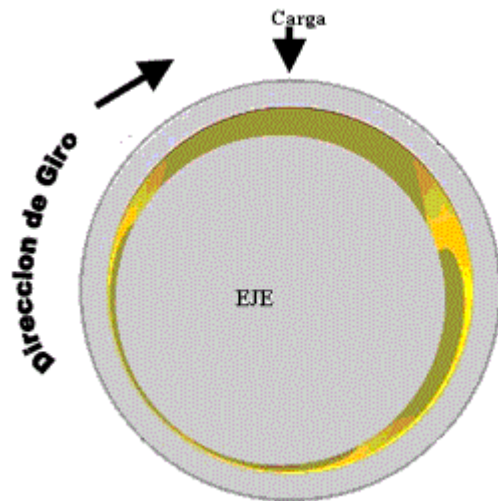


Figura 4-1: Descanso hidrodinámico

Cuando el rotor comienza a girar, se crean altas presiones en el fluido en el sector de menos espesor, estas presiones soportan el rotor, y desplazan además la posición de equilibrio en un ángulo θ . La película de fluido actúa como un resorte y amortiguador, y el rotor vibra alrededor de la posición de equilibrio.

La figura 4-2 muestra un esquema típico de un rotor soportado por descansos hidrodinámicos:

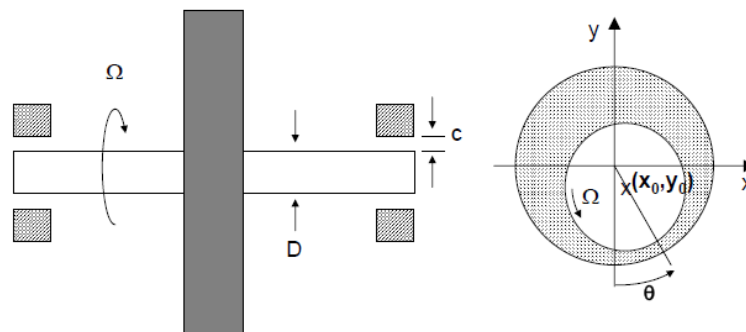


Figura 4-2: Esquema de rotor soportado en Descansos Hidrodinámicos (Meruane Naranjo, 2006)

Donde,

Ω : Frecuencia de excitación del rotor

C : Juego del eje en el descanso

θ : Ángulo de Levantamiento

$X(x_0, y_0)$: Punto de equilibrio del descanso

D : Diámetro del eje

4.1.1.1 Oil Whip y Oil Whirl

Dado que los descansos hidrodinámicos proveen de una alta amortiguación, se utilizan ampliamente en equipos rotatorios para evitar vibraciones inapropiadas, que pudieran dañar la máquina. Sin embargo, tienen el riesgo de producir altas vibraciones auto-excitadas cuando operan sobre la velocidad crítica más importante. La siguiente gráfica muestra las frecuencias en las que se producen estos dos fenómenos

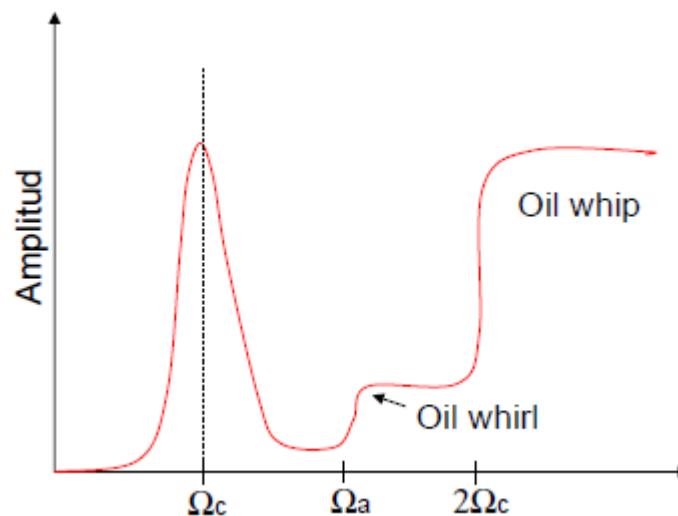


Figura 4-3: Amplitud vs Frecuencia de excitación

A medida que aumenta la velocidad de rotación ocurre, debido al desbalance, una excitación armónica en las vecindades de la velocidad crítica principal Ω_c . Si se sigue

aumentando la velocidad, comienza a la velocidad Ω_a una vibración auto-excitada denominada *Oil Whirl*. Cuando este fenómeno ocurre, el rotor gira con pequeñas amplitudes en la vibración, sin deformaciones.

Cuando la velocidad sigue aumentando, comienza una violenta vibración auto-excitada a una velocidad cercana al doble de la velocidad crítica Ω_c , esta vibración se denomina *Oil Whip*. El rotor se flexiona y gira con altas amplitudes. (Meruane Naranjo, 2006)

4.1.2 Técnica de Medición (Posición de los sensores)

En cualquier ubicación axial, la órbita del eje puede ser obtenida con mediciones de dos transductores montados en el mismo plano transversal, separados entre ellos por 90° . Si los transductores miden vibración absoluta, entonces la órbita obtenida será del movimiento absoluto del eje, independiente del movimiento vibratorio de las partes no-rotatorias. Si los transductores miden vibración relativa, la órbita obtenida será relativa a la componente de la estructura en la cual es montado el transductor.

La siguiente figura muestra un esquema típico de transductores montados para la medición de órbitas:

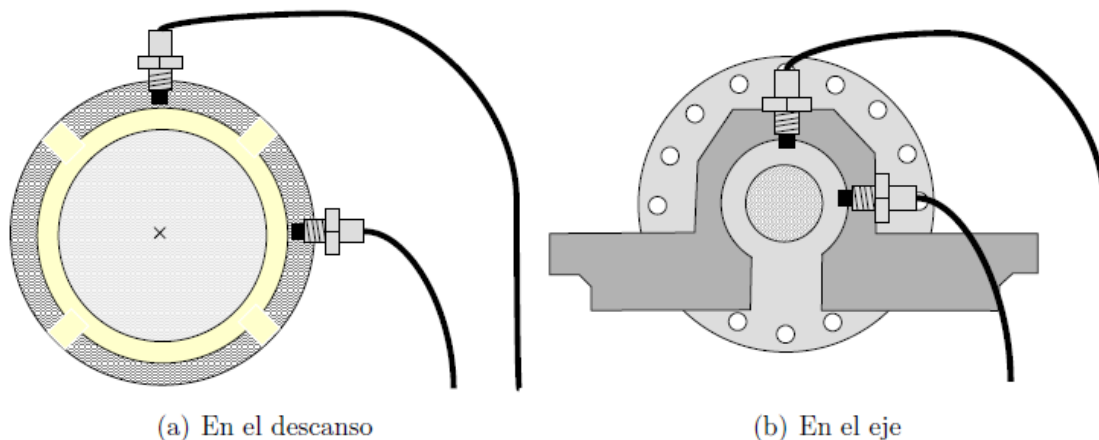


Figura 4-4: Esquema de transductores montados a 90° para la construcción de órbitas

Los descansos son taladrados para dejar un orificio que permita la instalación de los transductores, para de esta forma monitorear la máquina por un determinado periodo de tiempo.

4.1.3 Construcción de Gráficas

Los valores medios de los desplazamientos del eje, en cualquier dirección especificada relativa a una posición de referencia, están definidos por integrales con respecto al tiempo, como se ve en las siguientes ecuaciones:

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

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

(4.1)

Donde, $x(t)$ e $y(t)$ son los valores alternos del desplazamiento relativo a la posición de referencia y, (t_2-t_1) es el período de la componente de vibración a la frecuencia más baja. La posición de referencia es fijada en el espacio. Para mediciones de vibración relativa, estos valores dan una indicación, sobre la posición del eje, relativa a las partes no rotatorias, en el plano axial donde se hacen las mediciones.

Cada transductor genera una onda medida con respecto al tiempo. Para un mismo instante “ t_1 ” cada sensor mide una determinada distancia a la que se encuentra el eje, teniendo así 2 puntos de desplazamiento para ese instante. Luego, se puede decir que para ese instante t_1 , el eje tiene 2 posiciones, la que fue medida en dirección horizontal, y la medida en dirección vertical, es decir, posición X e Y. En el siguiente instante, “ t_2 ”, se tendrán 2 desplazamientos nuevamente, generándose el segundo par de puntos.

En el siguiente punto se muestra gráficamente la construcción de una órbita a partir de dos señales.

4.1.4 Desplazamiento peak to peak de la vibración

La principal cantidad de interés en la medición del eje son los valores alternos que describen la forma de la órbita. Considerando la órbita cinética del eje mostrado en la figura 4-6 y, asumiendo que hay dos transductores A y B montados a 90° de separación, que son usados para la medición de la vibración del eje, la siguiente figura ilustra la construcción de una órbita con las señales provenientes de los transductores A y B, considerando el desplazamiento peak to peak.

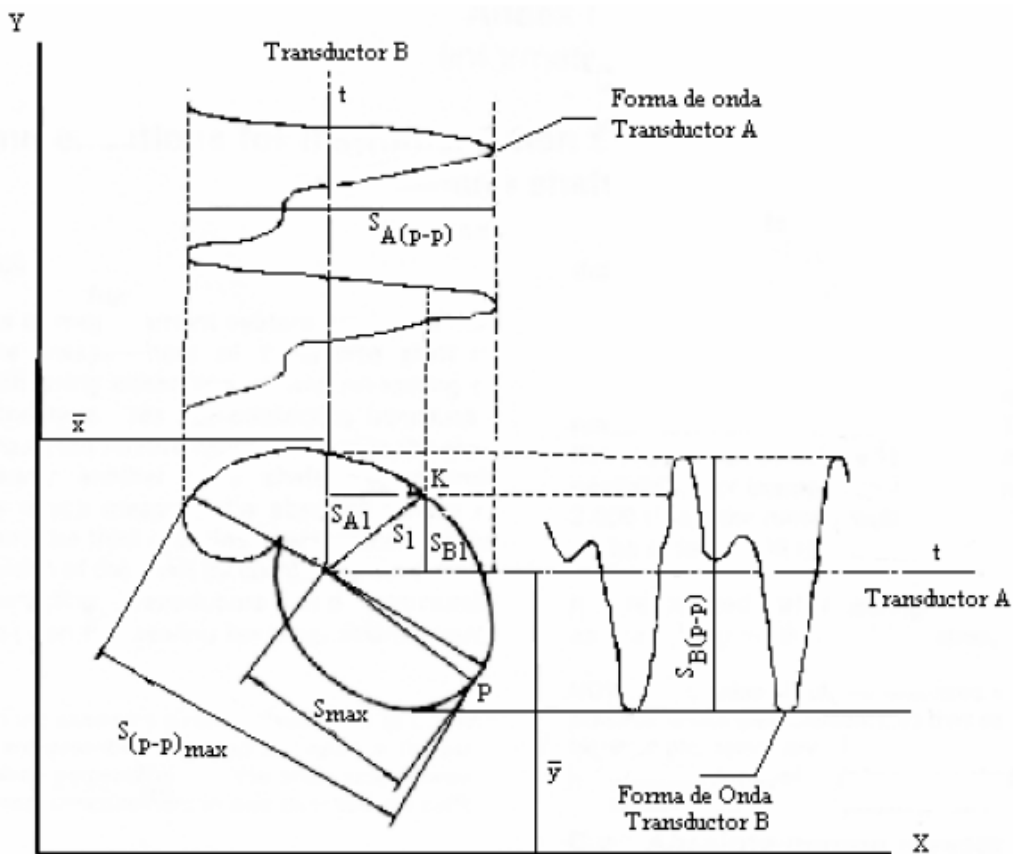


Figura 4-5: Construcción de una órbita a partir de dos señales temporales

En un cierto instante, el centro del eje se encontrará en el punto K de la órbita y el correspondiente valor instantáneo del desplazamiento del eje desde su posición media será S_{A1} . Sin embargo, en el plano de los transductores A y B, los valores instantáneos del desplazamiento del eje desde la posición media serán S_{A1} y S_{B1} , respectivamente, donde:

$$S_1^2 = S_{A1}^2 + S_{B1}^2 \quad (4.2)$$

Los valores de S_1 , S_{A1} y S_{B1} variarán con el tiempo según el centro del eje se mueva a través de la órbita. Las correspondientes formas de onda medidas por cada transductor, se muestran en la figura 4-5.

El valor peak to peak del desplazamiento en el plano del transductor A ($S_{A(p-p)}$) se define como la diferencia entre los desplazamientos máximos y mínimos del transductor A y, similarmente se define $S_{B(p-p)}$ para el transductor B. Claramente los valores de $S_{A(p-p)}$ y $S_{B(p-p)}$ no serán iguales y, en general, serán diferentes. Se puede ver que los valores de los desplazamientos peak to peak, dependen de la dirección en la que son medidos. (Universidad Técnica Federico Santa María, 2007)

Aunque las mediciones de los desplazamientos peak to peak en cualquier par de direcciones ortogonales es simple, el valor y posición angular del desplazamiento peak to peak máximo mostrado en la fig. 4-5 es difícil de medir directamente. Los tres métodos más comunes para obtener aproximaciones satisfactorias del valor peak to peak máximo se describen a continuación.

Método A:

El valor resultante es calculado de los valores de desplazamiento peak to peak medido en direcciones ortogonales.

El valor de $S_{(p-p)\max}$ puede ser aproximado de la siguiente ecuación:

$$S_{(p-p)\max} = \sqrt{S_{A(p-p)}^2 + S_{B(p-p)}^2} \quad (4.3)$$

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

El error máximo ocurre para una órbita circular y progresivamente se reduce a medida que la órbita se vuelve plana.

Método B:

Tomar el valor máximo de uno de los valores de desplazamiento peak to peak medidos en las dos direcciones ortogonales.

El valor de $S_{(p-p)\max}$ puede aproximarse de la siguiente ecuación:

$$S_{(p-p)\max} = S_{A(p-p)} \text{ o } S_{B(p-p)} \quad (4.4)$$

El uso de esta ecuación es una buena aproximación cuando la vibración predominante es a la frecuencia de rotación. Generalmente subestimaré 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 18, la cual se deriva de la medición del transductor S_{A1} y

S_{B1} , usando la ecuación (2.5). Existe un punto sobre la órbita, definido por el punto P (ver figura 18) donde el desplazamiento de la posición media es máximo. El valor de S_1 que corresponde a esta posición, se denota por S_{\max} , y se define como el valor máximo de desplazamiento.

$$S_{\max} = [S_1(t)]_{\max} = \left[\sqrt{[S_A(t)]^2 + [S_B(t)]^2} \right]_{\max} \quad (4.5)$$

4.2 Análisis de fallas

4.2.1 Patrón de referencia

Para identificar una falla, es necesario tener un patrón que indique el comportamiento normal del equipo. Este patrón es un círculo perfecto, que se genera al tener 2 ondas sinusoidales desfasadas en 90° como lo muestra la figura:

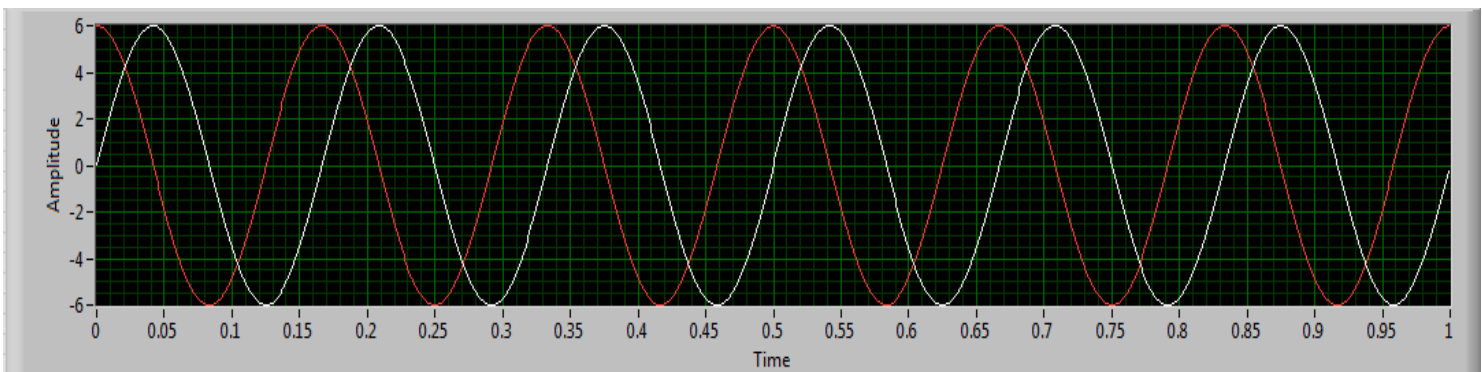


Figura 4-6: Ondas desfasadas en 90°

Aquí se observa, que cuando una onda se encuentra en su máxima amplitud, por ejemplo la de color rojo para $t = 0$, la onda de color blanco está en cero. Del mismo modo, cuando la onda de color blanco llega a su máxima amplitud, la de color rojo baja a cero. Si se grafican los pares de puntos generados para cada instante (ploteo orbital), se obtendrá un círculo perfecto, el que será tomado como referencia para diagnosticar una falla.

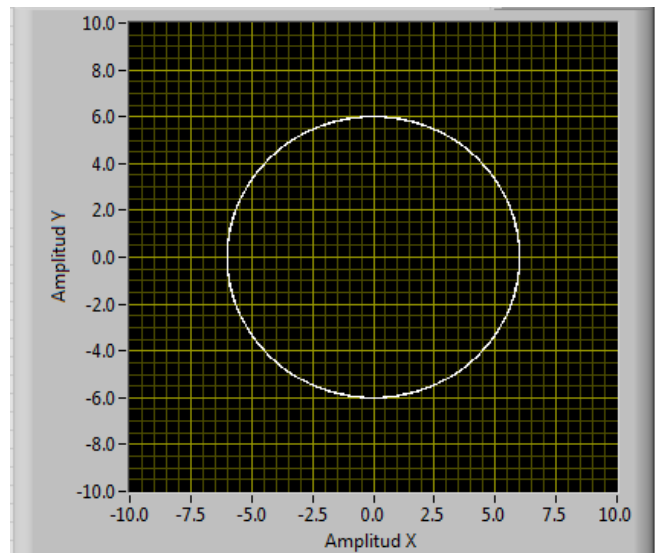


Figura 4-7: Forma de órbita de un equipo en buen estado. (Torres Mancilla & Machorro Lopez)

4.2.2 Tipos de Fallas

Se dice que un equipo está fallando, cuando el comportamiento en un determinado proceso productivo, difiere del diseñado originalmente; presentando anomalías que pudieran ser perjudiciales para el proceso productivo, para la empresa, y más aún, para la seguridad de los trabajadores. Dependiendo de la importancia a nivel estratégico de la máquina, la falla impactará de mayor o menor forma en la productividad de la empresa si esta deja de funcionar, productividad que se ve reflejada en una baja en los ingresos y/o aumento en los gastos producidos por la falla. Por esta razón, es de suma importancia diagnosticar fallas en su etapa inicial, cuando aun son controlables. Si los defectos son mínimos, y no interfieren en demasía en el correcto funcionamiento de la máquina, éstos pueden corregirse o mantenerse controlados periódicamente para que no sigan aumentando.

En las siguientes líneas, se detallarán las fallas más comunes a las que están expuestos los equipos rotatorios para luego identificar cuáles de estas son observables en una gráfica de órbitas.

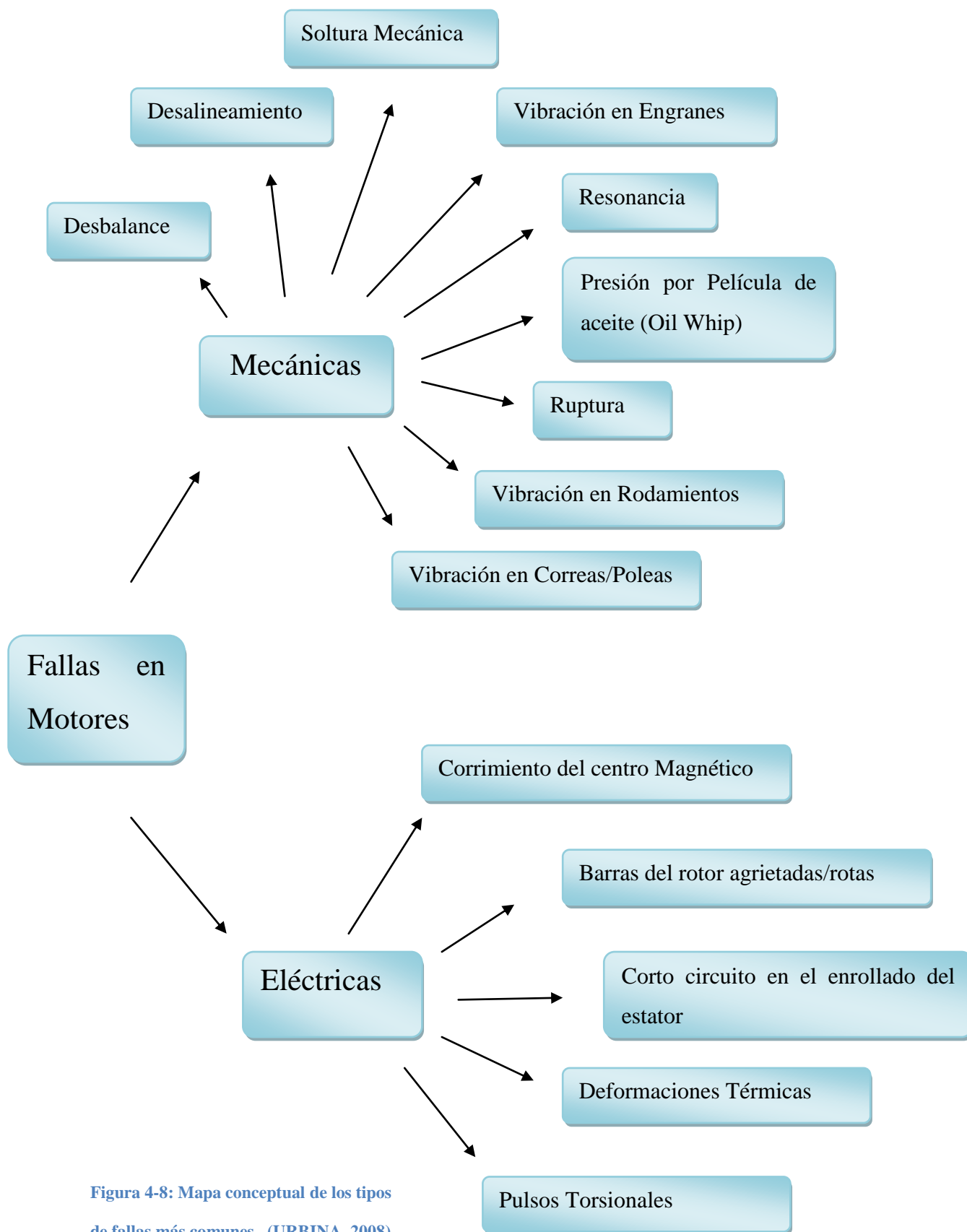


Figura 4-8: Mapa conceptual de los tipos de fallas más comunes. (URBINA, 2008)

Las fallas del tipo eléctricas quedan fuera de estudio ya que no es parte del objetivo de este seminario estudiar motores eléctricos.

De las fallas mencionadas anteriormente, existen 4 que pueden ser detectadas por análisis de órbitas, estas son:

- Desbalance.
- Desalineamiento.
- Desalineamiento Severo.
- Torbellino de Aceite.

(URBINA, 2008)

4.2.2.1 Desbalance

Constituye una de las fuentes más comunes en los problemas de vibraciones en maquinarias, siendo la causa principal en aproximadamente el 40% de los casos de vibraciones excesivas. (URBINA, 2008)

El desbalance es definido como una distribución desigual de masa con respecto al centro de rotación de un motor, es decir, su centro de masa no coincide con su centro geométrico. Cuando el rotor se encuentra en movimiento, se genera una fuerza centrípeta radial hacia afuera, lo que provoca que el eje del rotor se flecte y la fuerza sea transmitida a los descansos de la máquina. La fuerza resultante tiene una forma armónica, por lo que su forma de onda es sinusoidal, y la frecuencia de excitación será la velocidad de giro del rotor, es decir, la 1X de equipo.

Se debe decir que es imposible eliminarlo por completo, debido que los materiales no son homogéneos como idealmente se plantea y también al acabado superficial del eje (run-out); por esto, siempre existirá un desbalance en los rotores (desbalance residual), pero éste debe mantenerse en los límites admisibles para asegurar un buen funcionamiento del equipo y la seguridad de la planta.

Una gráfica típica de desbalance en un ploteo orbital, es una elipse de orientación diagonal con respecto a los ejes formados por los transductores, (URBINA, 2008) como lo muestra la siguiente figura.

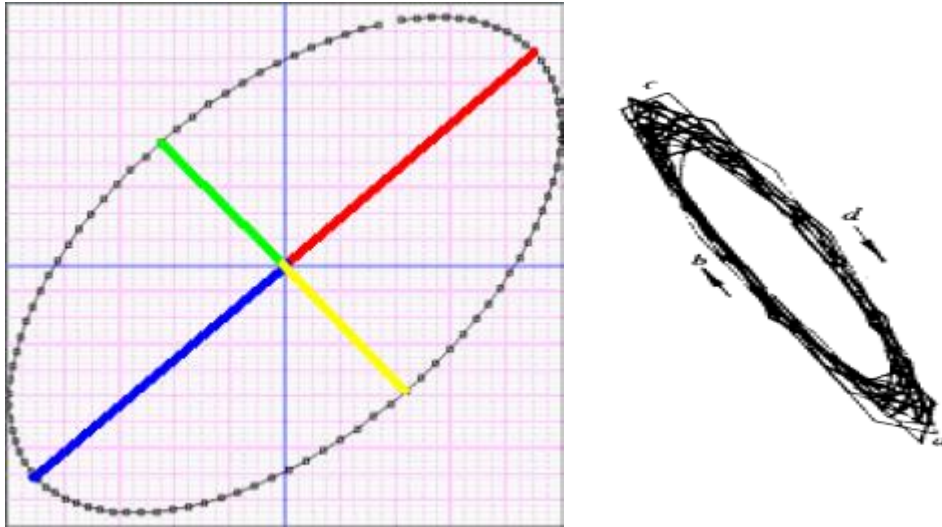


Figura 4-9: Forma de órbita producida por un desbalance. A la izquierda órbita teórica y a la derecha una órbita real.

4.2.2.2 Desalineamiento

El desalineamiento es definido como una condición en la cual los ejes de la máquina no están en la misma línea de centros. Existen dos tipos:

- Desalineamiento Paralelo.
- Desalineamiento Angular.

(Universidad Técnica Federico Santa María, 2007)

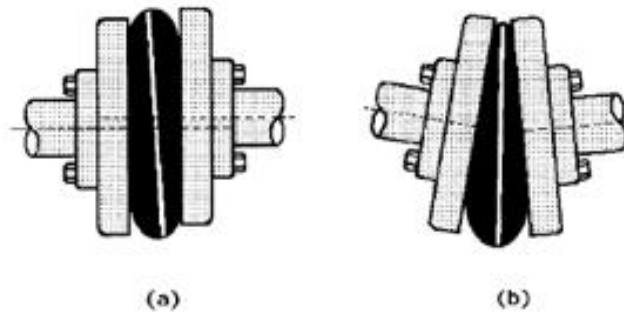


Figura 4-10: Desalineamientos paralelo (a) y angular (b) soportados por un acoplamiento flexible que reduce sus efectos.

Cabe mencionar que el desalineamiento puede ser controlado con trabajo mecánico de taller, por ejemplo la instalación de acoples flexibles como la figura anterior.

Las principales causas de esta falla son problemas de montaje y/o problemas de operación de la máquina. Es posible que el equipo haya sido bien montado, pero por problemas en las fundaciones, deformaciones producto de las cargas de trabajo, etc., se generan cargas adicionales que distorsionan el movimiento del eje, sacándolo de la línea de centros y provocando con esto que el equipo presente una combinación de los desalineamientos ya nombrados. Al estar los ejes fuera de la línea central, se provoca una fuerza centrípeta igual a la del desbalance, ya que el centro de masa no está en el centro geométrico, por lo que se registra una órbita elíptica, con la diferencia que esas cargas generan una presión que se refleja en el centro de la elipse. (URBINA, 2008) Ver figura 4-12.

Esta falla puede ocurrir en diferentes zonas de una máquina rotatoria, por ejemplo, entre 2 ruedas dentadas, entre 2 rodamientos dentro del motor, etc. No obstante se presenta con mayor frecuencia entre la unidad conducida y la unidad conductora.

La órbita típica que caracteriza esta falla es la mostrada a continuación:

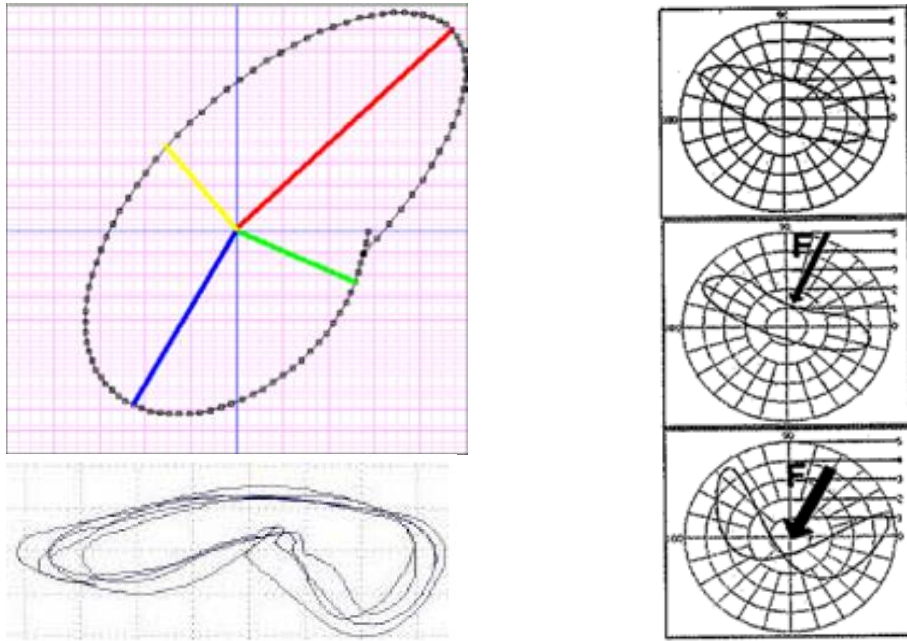


Figura 4-11: Forma de órbita con desalineamiento en su motor, teórica en la parte superior y real en la parte inferior. A la derecha, imagen muestra como la carga adicional producto del desalineamiento deforma la órbita inicial, hasta llegar a la imagen inferior donde se tiene un desalineamiento extremo.

4.2.2.3 Desalineamiento Severo

Es básicamente un desalineamiento en mayor grado. En la órbita de desalineamiento mostrada en el punto anterior, se observa una hendidura en uno de los costados de la elipse producto de las cargas del desalineamiento. (URBINA, 2008) Cuando se tiene un desalineamiento extremo esa hendidura es mucho más pronunciada pasando hacia el otro cuadrante, formando una especie de ocho (ver figura).

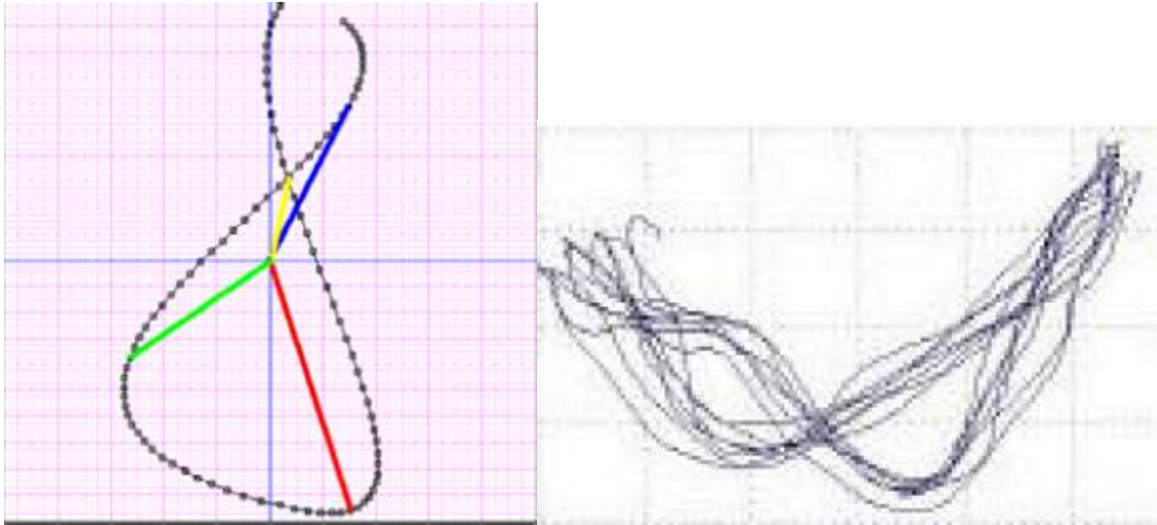


Figura 4-12: Forma de órbita de un desalineamiento extremo. Órbita teórica a la izquierda y órbita real a la derecha.

4.2.2.4 Torbellino de aceite

El fenómeno llamado torbellino de aceite ya fue explicado, desde el punto de vista físico y dando una definición básica, en el capítulo 4, aludiendo a las velocidades de rotación y frecuencia de excitación a las que éste se produce. En este punto se analiza en forma más profunda y entregando, como se ha hecho con las fallas ya expuestas, la gráfica orbital que la caracteriza.

Como ya se dijo, este fenómeno es una vibración auto-excitada, producto de un desbalance y se produce al sobrepasar la segunda velocidad crítica del motor. Se debe aclarar que este tipo de defecto ocurre solo en equipos con descansos lubricados a presión, que funcionan a velocidades relativamente altas, esto es, sobre la segunda velocidad crítica del motor. (Meruane Naranjo, 2006)

Se pueden hacer correcciones temporales, modificando la temperatura del aceite, para así modificar su viscosidad; o provocar un pequeño desbalance o desalineamiento, para aumentar la carga sobre el eje.

Las vibraciones inducidas a los descansos pueden ser por dos motivos: vibraciones de otros equipos y las ocasionadas por elementos de la misma máquina.

Para el primer caso, las vibraciones son transmitidas a través de descansos, acoplamientos, cañerías, cimientos etc. y se le conoce como *torbellino inducido por el exterior*. Mientras que la vibración al interior de la máquina es causada por un juego excesivo y una carga radial ligera, lo que resulta en una acumulación de una película de aceite muy perjudicial para el descanso y el eje, puesto que deteriora rápidamente estas piezas al punto de haber contacto metal con metal provocando deformaciones, desprendimiento de material, aumento de temperatura, etc.



Figura 4-13: Figura superior muestra descanso lubricado cuando el eje no está en movimiento. Figuras inferiores muestran partida y funcionamiento del eje, observándose como el eje va montado sobre la película de aceite.

En el ploteo orbital se observa un doble círculo (URBINA, 2008). Estos pueden tener muchas formas, siendo uno de ellos el siguiente:

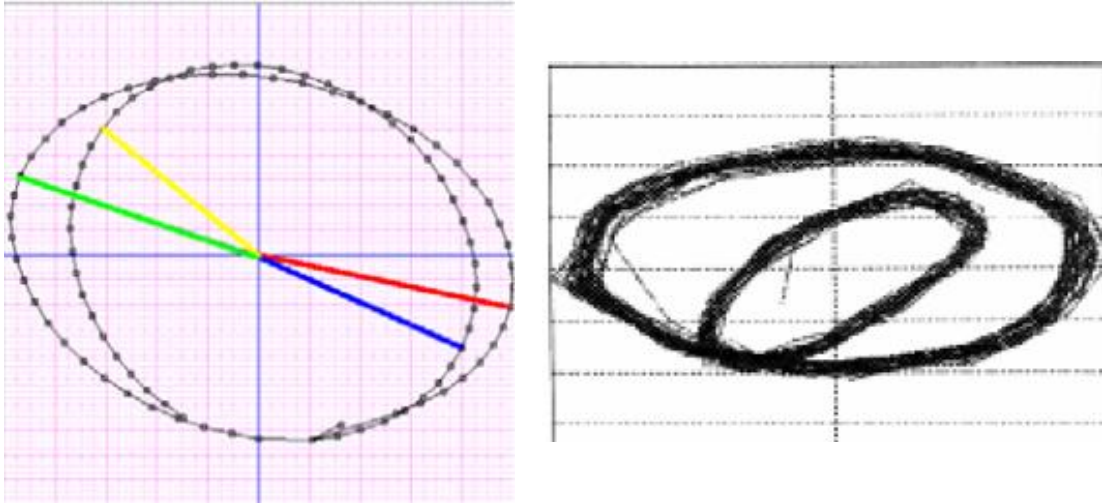


Figura 4-14: Forma de órbita de un Torbellino de Aceite. Órbita teórica a la izquierda y real a la derecha.

5. Evaluación de Severidad Vibratoria

Como es sabido, toda máquina rotatoria está expuesta a vibración, por muy mínima que esta sea, siempre existirá. Ahora, para poder evaluar de forma correcta el estado de un equipo rotatorio, se debe saber en primer lugar cuando esta vibración es aceptable o está dentro de los rangos permisibles de amplitud vibratoria. Para ello se debe recurrir a estándares internacionales de asociaciones que se dedican al estudio e investigación exhaustiva de estos temas, como lo son API, AGMA, ANSI e ISO.

En los siguientes puntos se dan a conocer las normas aplicables al diagnóstico vibratorio, criterios de evaluación, clasificación de las condiciones de los equipos en base a los niveles de vibración, entre otros aspectos importantes.

5.1 Normas de Severidad Vibratoria existentes

Se define como Norma a un documento escrito aprobado por un organismo reconocido que es accesible a todo público. Para su elaboración se requiere el consenso de todas las partes involucradas, tiene por objeto el interés general y se aplica a actividades reiteradas o continuas. (Universidad de Navarra, Normativa sobre Vibraciones)

Las Normas de Severidad Vibratoria se preocupan, en palabras sencillas, de responder a la siguiente pregunta: ¿Cuánto es demasiada vibración para una máquina?

Luego, para definir la severidad es necesario conocer el daño específico que ella puede generar. Para ello se recurre a organizaciones internacionales que poseen el conocimiento sobre este tema.

Existen 2 grupos de normas que responden la pregunta formulada:

- Normas para medición en partes No Rotatorias.
- Normas para medición en partes Rotatorias.

La siguiente tabla muestra las normas que se aplican para evaluar severidad vibratoria, sus parámetros y a cuál de los 2 grupos anteriores se aplica.

Tabla 5-1: Normas de Severidad Vibratoria existentes.

NORMA	Límite evita	vibratorio	Parámetro a usar	Se aplica en
ISO 10816	Degradación por fatiga.	por	Valor RMS de la velocidad vibratoria, o del desplazamiento de la superficie de la máquina, según corresponda.	Mediciones en terreno, en partes NO ROTATORIAS.
ISO 7919	-Sobrecargas excesivas. -Evita que los desplazamientos sean mayores que los juegos radiales.		Valor del desplazamiento máximo del eje medido cerca de los descansos.	Mediciones hechas directamente sobre partes ROTATORIAS de la máquina.

5.2 Clasificación de las máquinas según su condición

Todas las normas de evaluación de la severidad vibratoria para máquinas rotatorias que son vistas en este informe, definen cuatro zonas de evaluación. Éstas se establecen con el fin de permitir una evaluación cualitativa de la vibración de una máquina dada y entregar guías sobre acciones posibles a tomar:

- **ZONA A: Buena.** La vibración de las máquinas nuevas puestas en servicio normalmente está dentro de esta zona. Óptimas condiciones.

- **ZONA B: Satisfactoria.** Máquinas con vibración en esta zona se consideran aceptables para operación a largo plazo sin restricciones.
- **ZONA C: Insatisfactoria.** Máquinas dentro de esta zona no se encuentran en condiciones aceptables para operar a largo plazo. Generalmente la máquina puede continuar operando hasta que llegue la próxima detención programada para su reparación.
- **ZONA D: Inaceptable.** Los valores de vibración dentro de esta zona son consideradas de una severidad suficiente como para causar daño a la máquina.

(Universidad de Navarra. Normativa sobre vibraciones)

Observaciones:

- El nivel vibratorio “Bueno” significa que la máquina va a funcionar libre de problemas vibratorios, lo que se traduce en que los elementos de máquinas diseñados cumplirán con la duración esperada y los elementos diseñados para una vida infinita no fallarán. El hecho que la máquina este en un nivel “bueno”, no significa que no se tengan anomalías, por lo que es necesario evaluar otros parámetros como temperatura, viscosidad de la lubricación, etc.
- La condición “inaceptable” significa que los elementos de la máquina especificados para tener vida finita, tendrán una duración muy por debajo de su vida nominal. Además, elementos diseñados para tener una vida infinita, como ejes, podrían presentar fallas en un plazo no muy lejano y provocar daños enormes al equipo.
- Los valores medidos en la carcasa son de desplazamiento y velocidad RMS, mientras que los medidos directamente sobre el eje, son desplazamientos peak to peak.

Como es lógico, las mediciones deben hacerse bajo condiciones normales de operación de la máquina tales como, velocidades nominales, temperaturas de operación, etc. Para equipos con velocidad o carga variable, las mediciones han de realizarse bajo todas las condiciones en las que la máquina puede desempeñarse por periodos prolongados de tiempo. Para la evaluación de la severidad, se consideran los valores máximos medidos como representativos de entre todas las

velocidades posibles de operación. Luego, estas normas no son aplicables a condiciones transientes, como partidas y paradas.

Es necesario que, si existe una vibración de fondo, es decir, que el equipo de medición detecte una vibración cuando la máquina está detenida, ésta sea menor al 25% de la vibración medida con la máquina en operación; de lo contrario no se logrará un correcto análisis, por lo que se debe efectuar alguna acción correctiva para reducir esa vibración de fondo.

5.3 Criterios de Evaluación

En todas las normas, cualquier sea su tipo y/o área en la que se aplica, existen criterios que los analistas aplican para sus interpretaciones y diagnósticos. La forma de aplicación de estos criterios varía según la información de cada máquina existente (historial), y según distintos parámetros como el tipo de amplitud medida (peak to peak, peak o RMS).

- Criterio de Evaluación I: Magnitud de la vibración alcanzada. Criterio usado cuando no se posee información sobre historial vibratorio de la máquina.
- Criterio de Evaluación II: Cambio en la magnitud de la vibración. Recomendado para máquinas con historial disponible para su análisis.

(Universidad Técnica Federico Santa María, 2007. Vibraciones Mecánicas)

5.4 Aspectos generales de normas para medición en partes Rotatorias

Se elije incorporar este punto, ya que las mediciones necesarias para obtener una órbita han de ser hechas directamente sobre el eje. Mediciones en carcasas y otros elementos se consideran partes no rotatorias, en ellas es conveniente medir velocidades y aceleraciones; a diferencia de las componentes rotarias, en las que se miden desplazamientos, sean estos absolutos o relativos.

Los campos de aplicación para las normas con medición en partes rotatorias de la máquina son:

- Cambios en el comportamiento vibratorio.
- Monitoreo de holguras radiales.

A pesar de que para las mediciones en partes rotatorias se emplea el término “vibración del eje”, esto se refiere a que la vibración fue medida en los elementos rotatorios. Si se estima que existe otro elemento rodante en el cual la vibración se considera más acertada que en el eje mismo, puede medirse en dicho elemento sin problemas.

5.4.1 Medición de desplazamiento

La unidad de medida utilizada para registrar desplazamiento en el análisis de vibraciones, en partes rotatorias de máquinas, usada por el Sistema Métrico es el micrómetro, donde $1\mu m = 10^{-6} m$

Existen 2 tipos de desplazamiento definidos, los cuales son:

- Desplazamiento Relativo: Desplazamiento vibratorio entre el eje de transmisión y la estructura, tales como descansos.
- Desplazamiento Absoluto: Desplazamiento vibratorio del eje con respecto a un sistema de referencia inercial.

Las normas de evaluación de severidad analizadas contemplan solamente la medición y evaluación del desplazamiento relativo. Estos pueden definirse usando diferentes cantidades de desplazamiento, a saber:

$S_{(p-p)}$: Desplazamiento Vibratorio Peak to Peak en la dirección de la medición.

$S_{m\acute{a}x}$: Desplazamiento Vibratorio máximo en el plano de la medición.

Cualquiera de esos desplazamientos podría ser usado para la medición de vibración en ejes. Sin embargo, estas cantidades deben ser identificadas claramente para asegurar una correcta interpretación de las mediciones.

Recomendaciones para el procedimiento de medición:

Se recomienda, que para ambas mediciones relativas y absolutas, se ubiquen dos transductores en cada descanso de la máquina. Como es sabido, los sensores deben ser ubicados a 90° uno con respecto al otro, pero puede existir una tolerancia de este desfase de $\pm 5^\circ$. Las posiciones escogidas deben ser las mismas en cada descanso, así es posible modelar cómo se está deformando el eje en cada instante.

Anteriormente se mostró un esquema con la ubicación típica de transductores para la obtención de una órbita. Pero no es la única forma de instalarlos, también es posible ubicar 2 transductores a 45° de la vertical, uno a la derecha y otro a la izquierda, como lo muestra la siguiente figura:

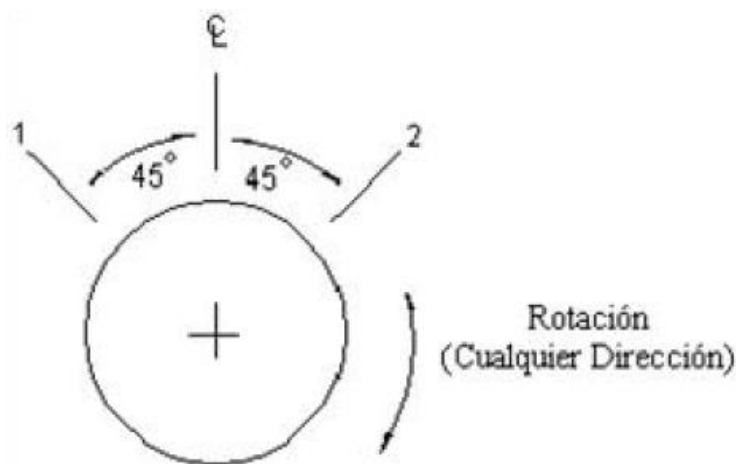


Figura 5-1: Esquema de ubicación de sensores de desplazamiento.

Esta medición se realiza con sensores de desplazamiento vibratorio (sin contacto) entre el eje y el punto fijo de la carcasa en donde se encuentra fijado.

Los sensores de vibración relativa son normalmente montados en agujeros taladrados en los descansos. Deben ubicarse de forma tal que no interfieran en la cuña de lubricación a presión.

5.5 Evaluación de máquinas por medición en partes No Rotatorias

Lo primero que se debe especificar es lo que se entiende por “Medición en Parte No Rotatoria”. Esto no es más que la medición de la vibración en un punto que logre entregar datos representativos del movimiento del equipo, en algún elemento que no gire mientras el equipo está en operación. En la gran mayoría de los casos se realizará la medición en los descansos del equipo, pero cuando esto no es posible, deberá realizarse en la carcasa o algún otro punto que sea accesible o lo suficientemente seguro para el técnico que realiza la medición.

La aplicación de las normas de evaluación de severidad vibratoria por medición en partes no rotatorias de la máquina está dada por la siguiente tabla:

Tabla 5-2: Rangos de aplicación de normas para medición en partes No Rotatorias

	ISO 2372	ISO 10816 - 3
Potencia Nominal (KW)	Menor a 15 KW	Sobre 15 KW y bajo 50 KW
Altura de eje	Menor a 160 mm	Sobre 160 mm

La Norma ISO 10816 – 3 viene a reemplazar a la ISO 2372, sin embargo hay máquinas que no son cubiertas por la nueva norma, por lo que deben seguir rigiéndose por la antigua.

Para evaluar severidad vibratoria, primero se clasifican las máquinas según su potencia nominal, a saber:

- **Clase I:** componentes individuales, totalmente conectados al conjunto de la máquina. Por ejemplo, motores eléctricos hasta 15 KW.
- **Clase II:** máquinas de tamaño medio. Por ejemplo, motores eléctricos de 15 a 75 Kw, o hasta 300 KW en motores con cimentación espacial.

- **Clase III:** motores principales grandes, con cimentación rígida y pesada. Motores sobre 300 KW.
- **Clase IV:** motores principales grandes montados sobre cimentación blanda y ligera. Por ejemplo, turbogeneradores (equipos con RPM > velocidad crítica).

(Normativa sobre vibraciones, Universidad de Navarra)

En el siguiente punto se detalla el uso de la nueva norma (ISO 10816 – 3), por ser la norma de mayor uso, dándole un punto dentro de ella a la norma antigua (ISO 2372), puesto que como se dijo, hay máquinas que la nueva norma no cubre (maquinaria Clase I), y deben ser evaluadas bajo algún criterio.

5.5.1 ISO 10816-3

“Vibración Mecánica – Evaluación de la vibración de máquinas en base a su medición en partes No-Rotatorias – Parte 3: Máquinas industriales con potencia nominal sobre 15 kW y velocidades nominales entre 120 rpm y 15.000 rpm, medidas en terreno”

Los criterios de vibración de este estándar se aplican a un conjunto de máquinas con potencia superior a 15 KW y velocidad entre 120 RPM y 15.000 RPM. Los criterios son sólo aplicables para vibraciones producidas por la propia máquina y no para vibraciones que son transmitidas a la máquina desde fuentes externas. El valor eficaz (RMS) de la velocidad de la vibración se utiliza para determinar la condición de la máquina. Este valor se puede determinar con casi todos los instrumentos convencionales para la medición de vibración.

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 (por ejemplo de velocidad, voltaje, flujo, presión y carga).

Como se dijo, esta Norma viene a reemplazar a la norma ISO 2372. En ella se clasifican los equipos en forma más detallada, considerando soportaciones, altura de eje y potencia nominal.

A continuación se da a conocer la aplicación de la norma ISO 2372, la que si bien vino a ser reemplazada, aún continúa vigente para algunos tipos de máquinas que la nueva normativa no cubre.

APLICACIÓN DE LA NORMA ISO 2372

Dado el campo de aplicación de esta norma (motores bajo 15KW de potencia nominal), es que se consideran solo motores de Clase I. Su aplicación requiere conocer el mayor valor global de la velocidad RMS en el rango de 10 a 1.000 Hz, medida en los descansos (en cualquier dirección), el cual se evalúa según la tabla siguiente:

Tabla 5-3: Clasificación de la Severidad Vibratoria según ISO 2372.

Rango de velocidades RMS (mm/s)	Zona de Severidad Vibratoria motores CLASE I
0 - 0.71	A
0.71 – 1.8	B
1.8 – 4.5	C
Sobre 4.5	D

NOTAS:

- Norma no aplicable a máquinas con movimientos alternativos (motores diesel, compresores alternativos, etc.), ni a máquinas que funcionen con grandes masas desbalanceadas (harneros, centrifugas, etc.)
- No aplicable a máquinas eléctricas de 1 fase (220 V) o máquinas de más de 2 fase que operen en 1 fase.
- Se considera además, un cambio en la condición de la máquina (por ejemplo, de la zona A a la zona B) cuando el nivel vibratorio aumenta 2.5 veces.

De aquí en adelante, este capítulo se centra en la Norma actual (ISO 10816 – 3), definiendo las máquinas que entran en ella, los grupos de clasificación y las tablas para su interpretación.

5.5.1.1 Máquinas contempladas en la ISO 10816 – 3

- Turbina a vapor con potencia de hasta 50 MW.
- Turbina a vapor con potencia mayor a 50 MW de velocidades bajo 1500 rpm o sobre 3600 rpm.
- Compresores rotatorios.
- Turbinas a gas industriales con potencia hasta 3 MW.
- Bombas centrífugas, de flujo axial o mixto.
- Motores eléctricos de cualquier tipo.
- Sopladores o ventiladores.
- Generadores, excepto cuando son usados en plantas de bombeo o generación de potencia hidráulica.

5.5.1.2 Máquinas excluidas de la ISO 10816 – 3

- Máquinas acopladas a máquinas alternativas (ISO 10816 – 6).
- Compresores alternativos.
- Compresores rotatorios de desplazamiento positivo (Ej. Compresor de tornillo)

- Bombas recíprocas o alternativas.
- Motobombas sumergidas.
- Turbinas de viento.

NOTAS:

- Esta norma se aplica tanto a monitoreo continuo como periódico.
- Se aplica solo a vibraciones producidas por la máquina, no contempla vibraciones externas que se transmiten hacia ella.
- Si bien la norma se puede aplicar a máquinas que contengan engranajes (reductores) o rodamientos, este estándar no está orientado a diagnosticar la condición particular de estos elementos.

5.5.1.3 Clasificación de Máquinas de acuerdo a Norma ISO 10816 – 3

El siguiente diagrama ilustra la clasificación que más adelante se detalla:

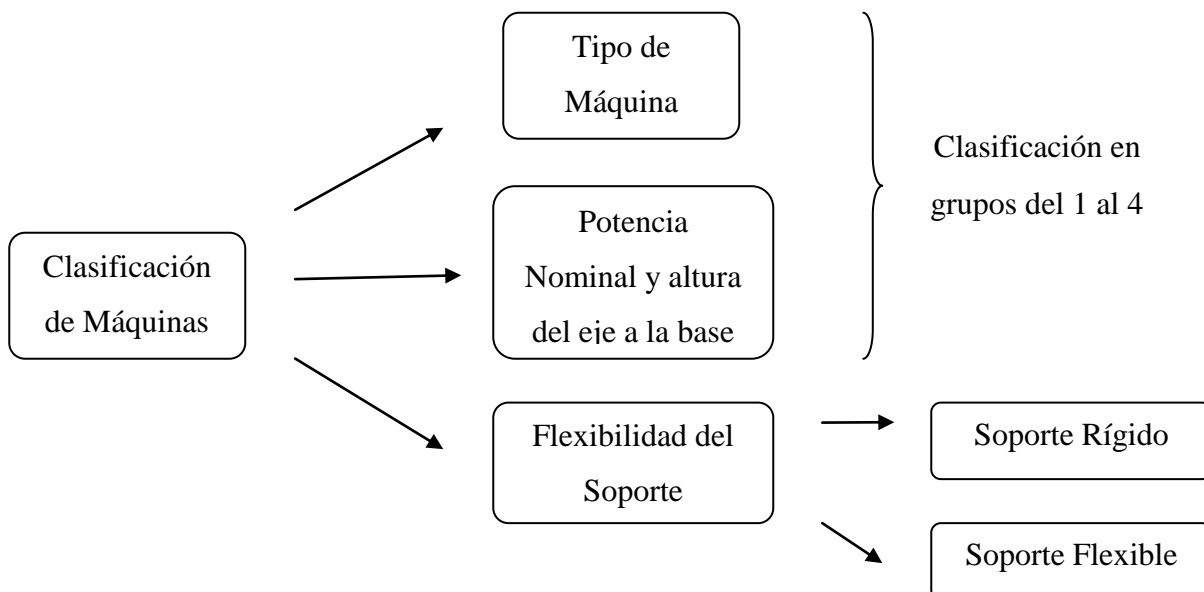


Figura 5-2: Mapa conceptual de clasificación de máquinas según Norma ISO 10816-3

CLASIFICACIÓN POR GRUPOS:

1. **Grupo 1:** Máquinas rotatorias grandes con potencia nominal sobre 300 KW. Máquinas eléctricas con altura de eje $h \geq 315$ mm.
2. **Grupo 2:** Máquinas rotatorias medianas con potencia nominal entre 15 y 300 KW. Máquinas eléctricas con altura de eje entre 160 y 315 mm.
3. **Grupo 3:** Bombas con impulsor multi-etapas y con motor separado (flujo centrífugo, axial o mixto) con potencia sobre 15 KW.
4. **Grupo 4:** Bombas con impulsor multi-etapas y con motor integrado (flujo centrífugo, axial o mixto) con potencia sobre 15 KW.

Se define “Altura de eje” como la distancia medida entre la línea de centro del eje y el plano basal de la misma. Cuando se tienen máquinas sin patas, máquinas verticales en un marco o, cuando el soporte es desconocido; puede ser considerada la altura del eje como la mitad del diámetro de la máquina.

CLASIFICACIÓN POR FLEXIBILIDAD DE LA SOPORTACIÓN:

1. **Soporte Rígido:** Si la primera frecuencia natural del sistema máquina – soporte, en la dirección de la medición, es más alta que su principal frecuencia de excitación, la que generalmente es la frecuencia de excitación, en por lo menos un 25%; entonces el soporte puede considerarse como rígido. Es decir $\omega_n \geq 1.25 \Omega$, donde Ω corresponde a la frecuencia de excitación.
2. **Soporte Flexible:** Se considera como soporte flexible, a todo aquel soporte que no cumpla con la definición anterior, es decir, $\omega_n < 1.25 \Omega$.

5.5.1.4 Criterio de Evaluación I:

Evaluación de la magnitud de la vibración

Este criterio es usado cuando no se dispone de información acerca del comportamiento vibratorio de la máquina, o cuando se ha realizado algún cambio de una pieza y se desea comenzar con un historial desde cero. Una vez que se han establecido los valores típicos de vibración, se recomienda usar el criterio II de la norma (evaluación del cambio de la magnitud).

El método consiste en encasillar la máquina que se desea evaluar dentro de los grupos vistos y la flexibilidad de la soportación. Luego medir la amplitud de la vibración, ya sea en desplazamiento RMS o velocidad RMS, ver en el rango vibratorio en la que se encuentra y ver qué nos dice la tabla, en qué zona de severidad se encuentra.

Los valores límites para zonas de evaluación, se encuentran dados en las tablas contiguas. Para usar las tablas, debe considerarse el valor más alto medido en las direcciones radiales y axiales de cualquier descanso de la máquina.

Tabla 5-4: Clasificación de zonas de Severidad Vibratoria para máquinas del GRUPO 1. (Vibraciones Mecánicas, Universidad Técnica Federico Santa María, 2007)

Desplazamiento RMS (μm)	Velocidad RMS (mm/s)	Tipo de Soporte	
		Rígido	Flexible
Bajo 29	Bajo 2.3	A	A
29 - 45	2.3 - 3.5	B	A
45 - 57	3.5 - 4.5	B	B
57 - 90	4.5 - 7.1	C	B
90 - 140	7.1 - 11	D	C
Sobre 140	Sobre 11	D	D

Tabla 5-5: Clasificación de zonas de Severidad Vibratoria para máquinas del GRUPO 2. (Vibraciones Mecánicas, Universidad Técnica Federico Santa María, 2007)

Desplazamiento RMS (µm)	Velocidad RMS (mm/s)	Tipo de Soporte	
		Rígido	Flexible
Bajo 22	Bajo 1.4	A	A
22 - 37	1.4 - 2.3	B	
37 - 45	2.3 - 2.8	C	B
45 - 71	2.8 - 4.5		C
71 - 113	4.5 - 7.1	D	C
Sobre 113	Sobre 7.1		D

Tabla 5-6: Clasificación de zonas de Severidad Vibratoria para máquinas del GRUPO 3. (Vibraciones Mecánicas, Universidad Técnica Federico Santa María, 2007)

Desplazamiento RMS (µm)	Velocidad RMS (mm/s)	Tipo de Soporte	
		Rígido	Flexible
Bajo 18	Bajo 2.3	A	A
18 - 28	2.3 - 3.5	B	
28 - 36	3.5 - 4.5	C	B
36 - 56	4.5 - 7.1		C
56 - 90	7.1 - 11	D	C
Sobre 90	Sobre 11		D

Tabla 5-7: Clasificación de zonas de Severidad Vibratoria para máquinas del GRUPO 4. (Vibraciones Mecánicas, Universidad Técnica Federico Santa María, 2007)

Desplazamiento RMS (µm)	Velocidad RMS (mm/s)	Tipo de Soporte	
		Rígido	Flexible
Bajo 11	Bajo 1.4	A	A
nov-18	1.4 - 2.3	B	
18 - 22	2.3 - 2.8	C	B
22 - 36	2.8 - 4.5		C
36 - 56	4.5 - 7.1	D	C
Sobre 56	Sobre 7.1		D

Con estos valores, para cada uno de los grupos, se puede generar una sola tabla que reúne a todos los grupos, más un quinto grupo que corresponde a aquellas máquinas que no contempla la ISO 10816 – 3 y si contempla la norma anterior, la ISO 2372. Esto es:

Tabla 5-8: Clasificación de Severidad Vibratoria para diferentes clases de máquinas con velocidad sobre 600 rpm.
(Vibraciones Mecánicas, Universidad Técnica Federico Santa María, 2007)

Velocidad RMS (mm/s)	Grupo 1		Grupo 2		Grupo 3		Grupo 4		Grupo 5			
	Tipo de Soporte		Tipo de Soporte		Tipo de Soporte		Tipo de Soporte					
	Rígido	Flexible	Rígido	Flexible	Rígido	Flexible	Rígido	Flexible				
0.18 - 0.28	A	A	A	A	A	A	A	A	A			
0.28 - 0.45												
0.45 - 0.71			B				C		D	D	D	D
0.71 - 1.4												
1.4 - 1.8	B	C	D	D	D	D	D	D				
1.8 - 2.3												
2.3 - 2.8	B	C	D	D	D	D	D	D	D			
2.8 - 3.5												
3.5 - 4.5	C	D	D	D	D	D	D	D	D			
4.5 - 7.1												
7.1 - 11.0	D	D	D	D	D	D	D	D	D			
Sobre 11.0												

Tabla 5-9: Rangos de Severidad Vibratoria para máquinas con velocidad de rotación bajo 600 rpm. (Vibraciones Mecánicas, Universidad Técnica Federico Santa María, 2007)

Desplazamiento RMS (mm/s)	Grupo 1		Grupo 2		Grupo 3		Grupo 4			
	Tipo de Soporte		Tipo de Soporte		Tipo de Soporte		Tipo de Soporte			
	Rígido	Flexible	Rígido	Flexible	Rígido	Flexible	Rígido	Flexible		
Bajo 11	A	A	A	A	A	A	A	A		
nov-18					B		B			
18 -22			B		C		B	B	C	B
22 - 28										
28 - 36	B	B	C	C	B	C				
36 - 45										
45 - 56	C	B	C	B	C	C				
56 - 71										
71 -90	D	C	D	C	D	D				
90 - 113										
113 - 140	D	D	D	D	D	D				
Sobre 140										

5.5.1.5 Criterio de Evaluación II:

Evaluación del cambio en la magnitud de la Vibración

Como ya se ha dicho, este criterio es usado cuando se dispone de información de los equipos de planta, de la forma de vibrar característica y de los valores que alcanzan normalmente, por lo que se adapta la norma a la realidad específica del equipo a analizar.

Se establece como criterio de alarma cuando el cambio en el nivel de la vibración es, al menos el 25% del límite de la zona B/C, independiente que estos cambios sean crecientes o decrecientes. (Vibraciones Mecánicas, Universidad Técnica Federico Santa María, 2007)

Este 25% del valor, es proporcionado como recomendación para un cambio significativo en la magnitud de la vibración. Sin embargo, pueden usarse otros valores, basándose en la experiencia del analista o el conocimiento sobre una máquina. Por ejemplo máquinas que presentan un comportamiento errático o variable durante su operación.

5.6 Evaluación de máquinas por medición en partes Rotatorias de la Máquina (ISO 7919-3)

“Vibraciones mecánicas de máquinas no-reciprocantes. Mediciones en ejes rotativos y criterios de evaluación. Máquinas industriales acopladas”.

Para la aplicación de esta norma, se mide y analiza la vibración relativa del eje, dejando fuera la vibración absoluta de la máquina. Este desplazamiento medido puede ser un desplazamiento medio, desplazamiento peak to peak (en la dirección de la medición) o desplazamiento máximo del eje ($S_{m\acute{a}x}$).

La norma ISO 7919, en sus 5 partes, considera siempre el máximo valor de desplazamiento peak to peak ($S_{m\acute{a}x}$), medido en planos ortogonales.

Se recomienda realizar una medición especial para determinar el “run-out total”. Éste no proviene de las vibraciones de la máquina, sino que se debe a problemas mecánicos del eje como su acabado superficial o problemas eléctricos que pudieran crear interferencia en el equipo de medición, y ser interpretadas como una vibración que no existe. La API 670 establece que el ru-out no puede exceder el 25% del desplazamiento vibratorio admisible.

Máquinas contempladas en la ISO 7919-3

- Generadores.
- Turbocompresores.
- Turbina de Vapor.
- Cajas de Engranajes.

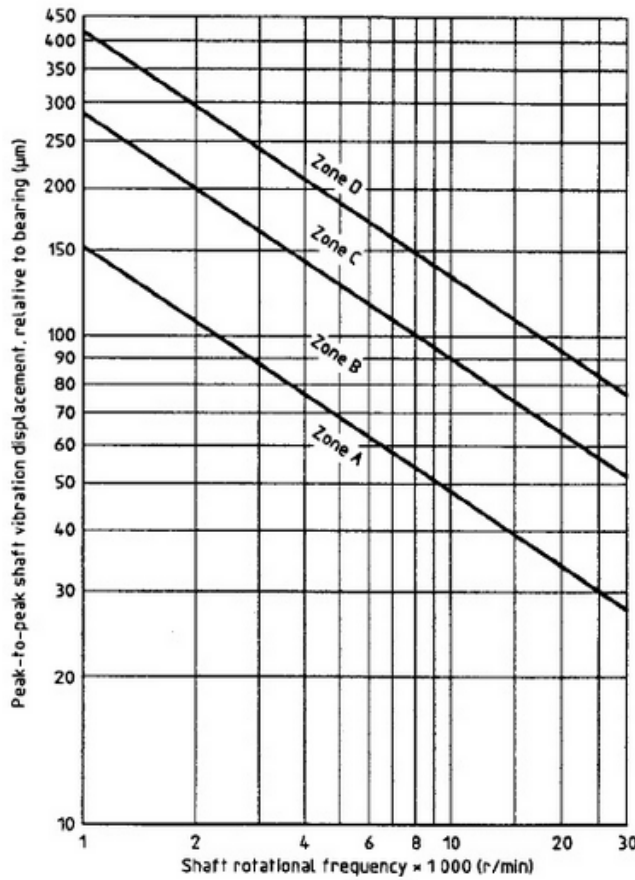
5.6.1 Criterio de Evaluación I: Magnitud de la Vibración

Los valores límites establecidos por esta norma, están dados en función de la velocidad de rotación. La siguiente tabla muestra los límites de zonas que definen la condición del equipo. La gráfica que más abajo se presenta, identifica las zonas de evaluación en desplazamiento vs velocidad de rotación.

Tabla 5-10: Límites de zonas de evaluación para la norma ISO 7919-3. (Vibraciones Mecánicas, Universidad Técnica Federico Santa María, 2007)

Zona de Evaluación	Definición del límite según ISO 7919-3	Condición del equipo
Límite A/B $S_{máxA}$	$4800/ n^{1/2}$	Buen funcionamiento vibratorio
Límite B/C $S_{máxB}$	$9000/ n^{1/2}$	Límite para activar alarma
Límite C/D $S_{máxC}$	$13200/ n^{1/2}$	Límite para la detención de la máquina

Tabla 5-11: Carta de Severidad para la Norma ISO 7919-3



5.6.2 Criterio de Evaluación II: Cambio en la magnitud de las vibraciones

La Norma establece que la variación en la magnitud de la vibración no debe ser mayor al 25% del valor límite de la zona B/C para una situación de alarma, es decir la máquina puede seguir operando bajo una constante revisión, o revisar en la próxima detención programada. Incluso, si no se ha alcanzado la zona C, pero ya se ha superado el 25% de la vibración antes registrada, es recomendable revisar también la máquina en la próxima detención. (Vibraciones Mecánicas, Universidad Técnica Federico Santa María, 2007)

6. Medición, análisis y resultados

El análisis de órbitas que se ha de realizar en esta Habilitación Profesional, será efectuado utilizando el software LabVIEW 2011. En él se creó un programa que permite capturar datos mediante una tarjeta de adquisición de datos, los que son almacenados y expuestos en un gráfico obteniéndose la órbita del equipo que se desea analizar.

Este programa viene a reemplazar los equipos de análisis de vibraciones mencionados en el capítulo 3. Sin embargo, este reemplazo es solo para efectos de este ensayo, ya que se necesita de un ordenador que permita tener el software en terreno, una tarjeta de adquisición de datos conectada al ordenador y los sensores conectados a esta última. En la industria es demasiado incómodo tener computadores en terreno, son demasiado incómodos para los analistas; por lo que esta modalidad de obtención de datos está lejos de proponer un reemplazo de los analizadores en la industria, pero si muestra que estos no son la una forma de realizar un análisis.

Antes de entrar en el detalle del análisis efectuado, se presenta una descripción del software, sus comandos básicos y los elementos necesarios que permiten entender el programa utilizado y la forma en la que se leen los datos registrados.

Luego de esto se presentará la máquina analizada con sus características principales, el equipamiento usado para efectuar la medición; para dar paso a las gráficas obtenidas y concluir sobre el estado vibratorio de la máquina en base al análisis orbital.

6.1 Medición

6.1.1 LabVIEW

LabVIEW es un software con un ambiente de desarrollo gráfico con funciones integradas para realizar adquisición de datos, control de instrumentos, análisis de mediciones y presentaciones de datos.

A diferencia de los programas de ingeniería que poseen un lenguaje de programación, LabVIEW utiliza herramientas para crear aplicaciones sin líneas de texto de código, se conectan objetos ya contruidos para rápidamente crear interfaces de usuario. Después se especifica la funcionalidad del sistema armando diagramas de bloques.

Este software se puede conectar virtualmente todo tipo de hardware incluyendo instrumentos de escritorio, tarjetas insertables, controladores de movimiento y controladores lógicos programables (PLCs). En este caso, se conecta a una tarjeta de adquisición de datos que permite registrar la información obtenida por los sensores.

Se puede utilizar LabVIEW para analizar y registrar resultados reales para aplicaciones en sectores como el automotriz, investigación de energía y muchos otros. Para las aplicaciones que requieren sonido y vibración, procesado de imagen, análisis de tiempo y frecuencia conjunta, wavelets y diseño de filtros digitales, LabVIEW ofrece software extra especialmente diseñado para aumentar la velocidad de desarrollo del sistema. Se puede utilizar también para numerosas aplicaciones de control de procesos y automatización. Con un programa creado en este software, es posible realizar medidas y control de alta velocidad y con muchos canales. Es ideal para el monitoreo de maquinaria y para aplicaciones de mantenimiento predictivo que necesitan controles determinísticos, análisis de vibraciones, análisis de visión e imagen o control de movimiento.

6.1.1.1 Descripción del Software

Los programas creados en LabVIEW son llamados Instrumentos Virtuales (VIs). La forma de interactuar con el software es a través de 2 ventanas que se generan al abrir un archivo en blanco, estas son el Diagrama de Bloques y el Panel Frontal.

El Panel Frontal es utilizado para interactuar con el usuario cuando el programa está corriendo. El usuario puede controlar el programa, cambiar entradas ajustando controles de deslizamiento, activando botones, activando algún switch, etc. Los indicadores son usados como salidas, estos pueden ser termómetros, luces y gráficos, por nombrar algunos.

Cada control o indicador del panel frontal tiene una terminal correspondiente en el diagrama de bloques. Cuando un VI se ejecuta, los valores de los controles fluyen a través del diagrama de bloques, donde éstos son usados en las funciones del diagrama, y los resultados son conectados a otras funciones o indicadores.

Como se dijo, el panel frontal es la interface del usuario con el VI, y se construye con controles e indicadores, que son las entradas y salidas que interactúan con las terminales del VI. Los controles son botones, marcadores, sensores de deslizamiento y otros dispositivos. Los controles simulan instrumentos de entradas de equipos y suministran datos al diagrama de bloques. Los indicadores simulan salidas de los instrumentos y muestran datos que el diagrama de bloques adquiere a través de los controladores.

La siguiente imagen muestra un panel frontal de un programa que simula la adquisición de datos de 2 canales, y genera una órbita a partir de esas señales sinusoidales.

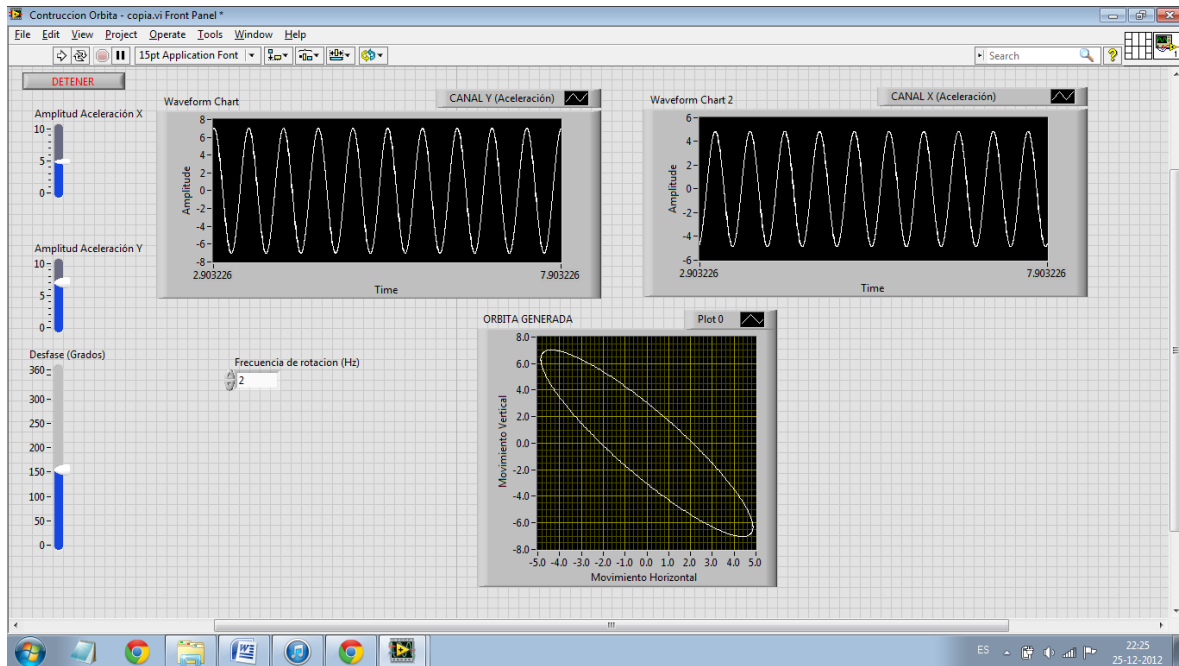


Figura 6-1: Panel frontal de un programa en LabVIEW. Simulación de una órbita.

En esta imagen, los controles o entradas del programa son la amplitud de las señales, desfase de una con respecto a la otra, controladas mediante una barra deslizante de color azul, y la frecuencia de excitación que se ingresa en un controlador numérico. Los indicadores son los gráficos, estos son creados a partir de las señales que el software simula y con los datos de amplitud, desfase y frecuencia ingresados por los controladores. Teniendo esto se generan las gráficas mostradas.

Por otro lado, se tiene la ventana en la cual se generan los programas, y la forma en que las entradas se relacionan para obtener las salidas deseadas, el diagrama de bloques.

El diagrama de bloques contiene el código fuente gráfico. Los objetos del panel frontal aparecen como terminales en el diagrama de bloques. Adicionalmente, el diagrama de bloque contiene funciones y estructuras incorporadas en bibliotecas con programas pre-diseñados para funciones comunes que puedan ser requeridas. Cables conectan cada uno de los nodos en el diagrama, incluyendo controles e indicadores de terminal, funciones y estructuras.

La imagen siguiente muestra el diagrama de bloques del programa anterior, en él se aprecia cómo se conectan las terminales y cómo van relacionados para obtener los gráficos que ya se mostraron.

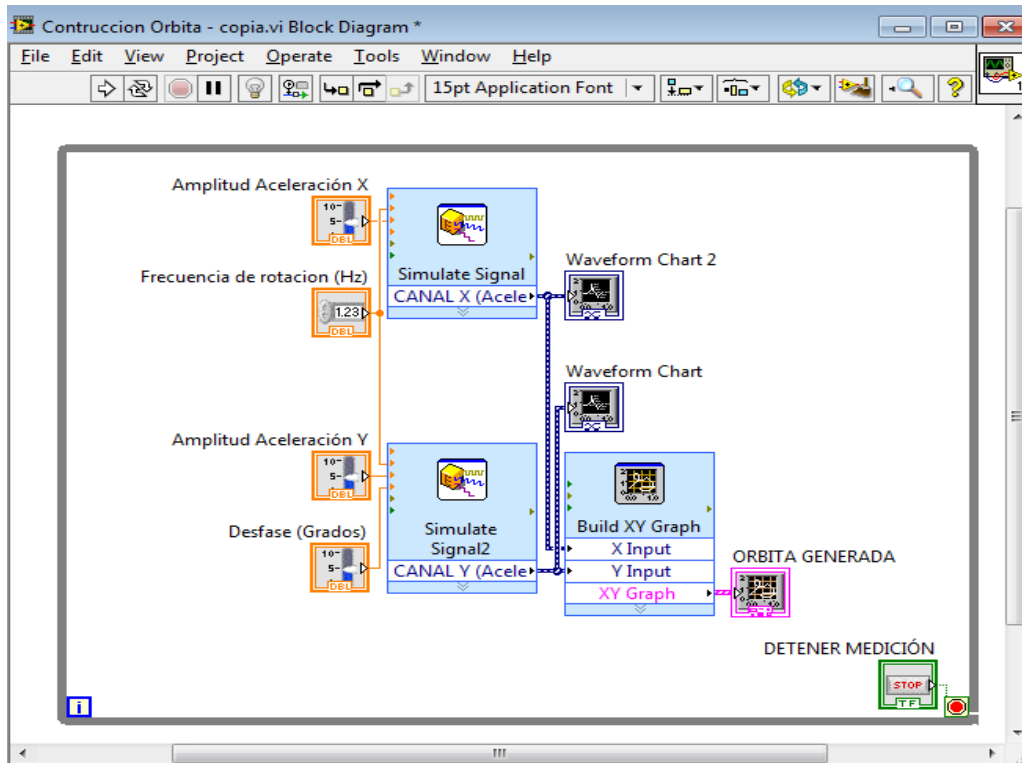


Figura 6-2: Diagrama de Bloques de programa creado en LabVIEW. Simulación de una órbita.

6.1.2 Elementos usados en la medición

A continuación se presenta la cadena de medición y equipos usados para los ensayos y obtención de la órbita que describe el movimiento del eje.

Se debe mencionar que los sensores, tarjeta de adquisición de datos, software y el equipo analizado; fueron proporcionados por la Universidad de BÍO-BÍO, prestando también sus instalaciones para la realización de los ensayos.

6.1.2.1 Sensores

Se usaron 2 sensores CTC – AC 102-A, cuyos datos se adjuntan a continuación:

Tabla 6-1: Tabla de datos de Acelerómetro CTC-AC 102-A

<u>Descripción</u>	Acelerómetro con salida superior para cable conector, de 100 mV/g.
<u>Sensibilidad</u>	100 mV/g.
<u>Rango de Frecuencia</u>	0,5 – 15.000 Hz.
<u>Rango Dinámico</u>	± 50 g, peak.
<u>Temperatura Máx.</u>	121°
<u>Tiempo de Seteo</u>	< 2.5 s

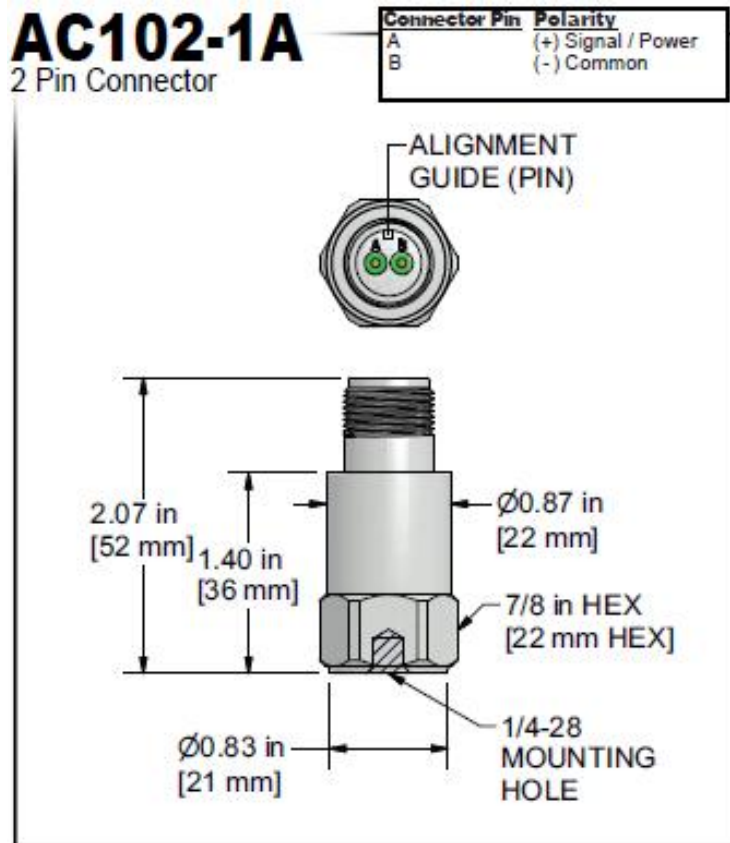


Figura 6-3: Dimensiones de Acelerómetro CTC - AC102-A



Figura 6-4: Sensores usados en la medición.



Figura 6-5: Sensor CTC montado en descanso más alejado del motor.



Figura 6-6: Sensor CTC montado descanso en lado motor

6.1.2.2 Tarjeta de Adquisición de Datos

La señal captada por los sensores es digitalizada mediante una tarjeta que permite la manipulación de la señal y almacenar los datos en el ordenador.

Para este ensayo se utiliza una tarjeta NI 9234, exponiéndose sus especificaciones técnicas a continuación:

- Acondicionamiento de señales IEPE¹ seleccionable por software (0 o 2 mA).
- Máxima velocidad de muestreo de 51.2 kS/s por canal.
- Resolución de 24 bits; rango dinámico de 102 dB; filtros anti-aliasing.
- 4 entradas analógicas muestreadas simultáneamente, rango de entrada ± 5 V.

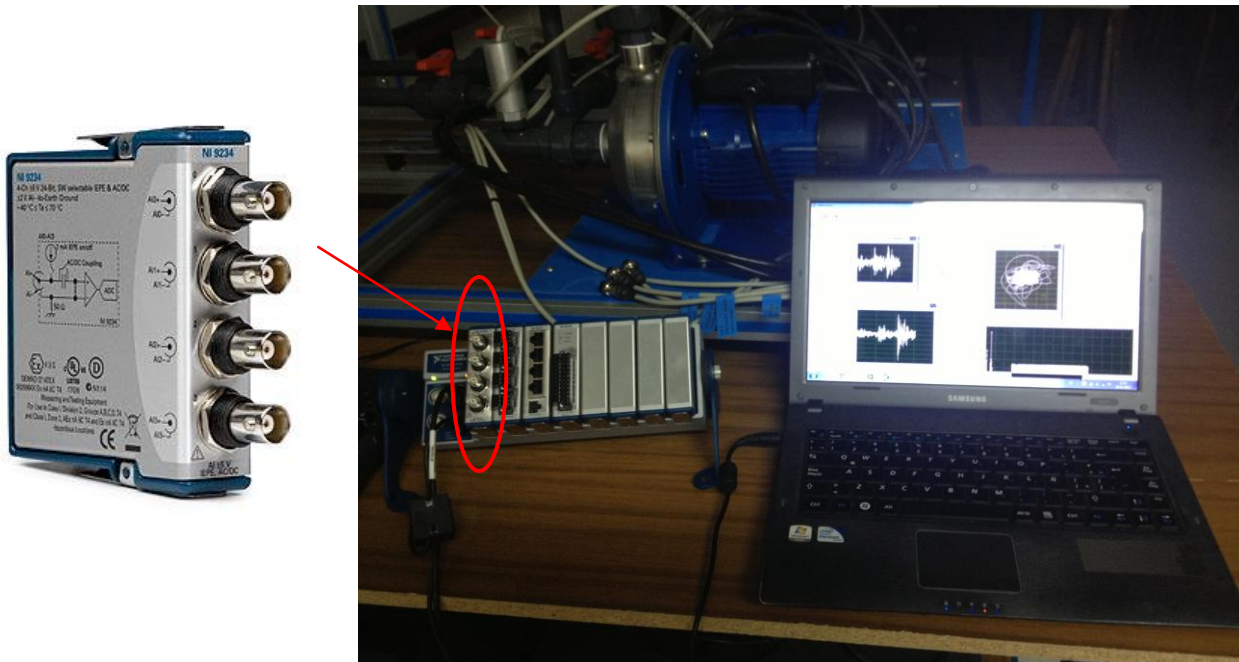


Figura 6-7: A la izquierda, imagen muestra vista en detalle de Tarjeta NI 9234, y la derecha, se muestra la tarjeta instalada en un gabinete conectado al ordenador.

¹ IEPE: clase particular de sensores piezoeléctricos, conocidos como piezoeléctrico electrónico integral. Debido a que la carga producida por un transductor piezoeléctrico es muy pequeña, la señal eléctrica producida por el sensor es susceptible al ruido, y debe utilizar electrónicos sensitivos para amplificar y acondicionar la señal y así reducir la impedancia de salida. El IEPE por tanto, realiza el paso lógico de integrar los electrónicos sensitivos lo más cercano posible al transductor para asegurar una mejor inmunidad al ruido y un empaqueo mucho más conveniente.

6.1.2.3 Programa de adquisición de datos

En LabVIEW, se crea un programa que permita la leer y graficar la señal captada y el almacenamiento de ésta. Con otro programa paralelo a éste se construyen las órbitas que serán analizadas más adelante.

El programa de almacenamiento crea archivos de tipo binarios que contienen la información que los sensores son capaces de captar, esto es, amplitudes de onda y tiempo de medición. Los archivos son guardados con el nombre de “X”, seguido por un número entero y la extensión “.bin”, para los datos capturados por el acelerómetro ubicado en el eje horizontal, y análogamente para los datos provenientes del acelerómetro ubicado en posición vertical, cambiando la letra “X” por la “Y”. Cada archivo, contiene información obtenida durante 0.1 segundo de medición, y ambos son guardados en la misma carpeta, elegida por el usuario al momento de correr el programa. De esta forma, los primeros archivos guardados se llaman “X0.bin” e “Y0.bin”, los siguientes serán “X1.bin” e “Y1.bin”, y así sucesivamente hasta detener la medición.

Usando el complemento “Measurement & Automation”, software de National Instruments, se crea una tarea de adquisición de datos (NI DAQmx task), que permita el manejo virtual de los acelerómetros conectados (CTC AC102 1A). En ella se ingresan los valores de sensibilidad del acelerómetro, y el ruido que se desea reducir (por defecto es el máximo que él posee 2mA), el número de muestras que se desea tomar, y la frecuencia de muestreo. Esta tarea es ingresada al diagrama de bloques del programa de tal forma que se ejecute al hacer correr el programa, y se detenga cuando el usuario lo desee.

En el panel frontal del programa, un gráfico muestra las señales que los acelerómetros captan simultáneamente, mientras se van creando los archivos que guardan la información a utilizar para el análisis orbital.

A continuación se muestran capturas del panel frontal y el diagrama de bloques del programa creado.

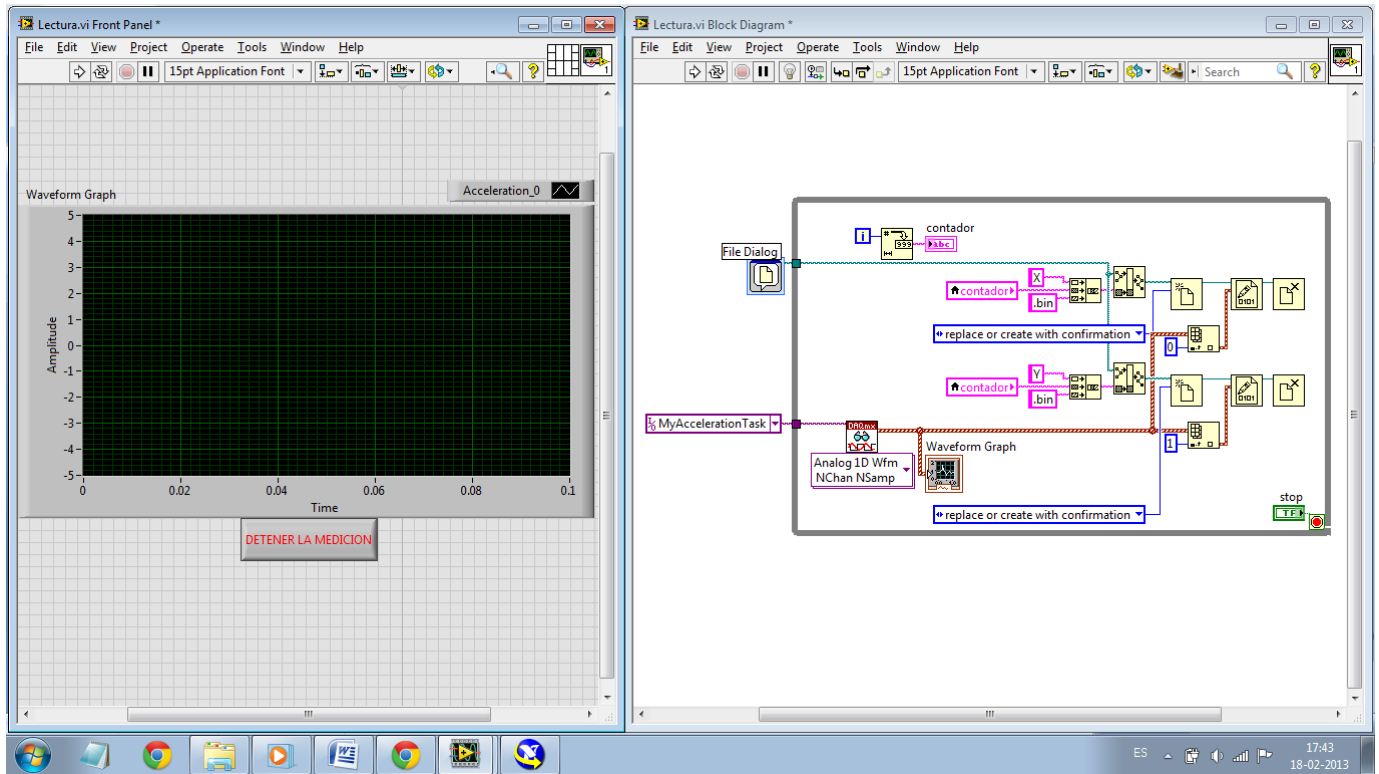


Figura 6-8: Capturas del panel frontal y el diagrama de bloques del programa de Adquisición de Datos.

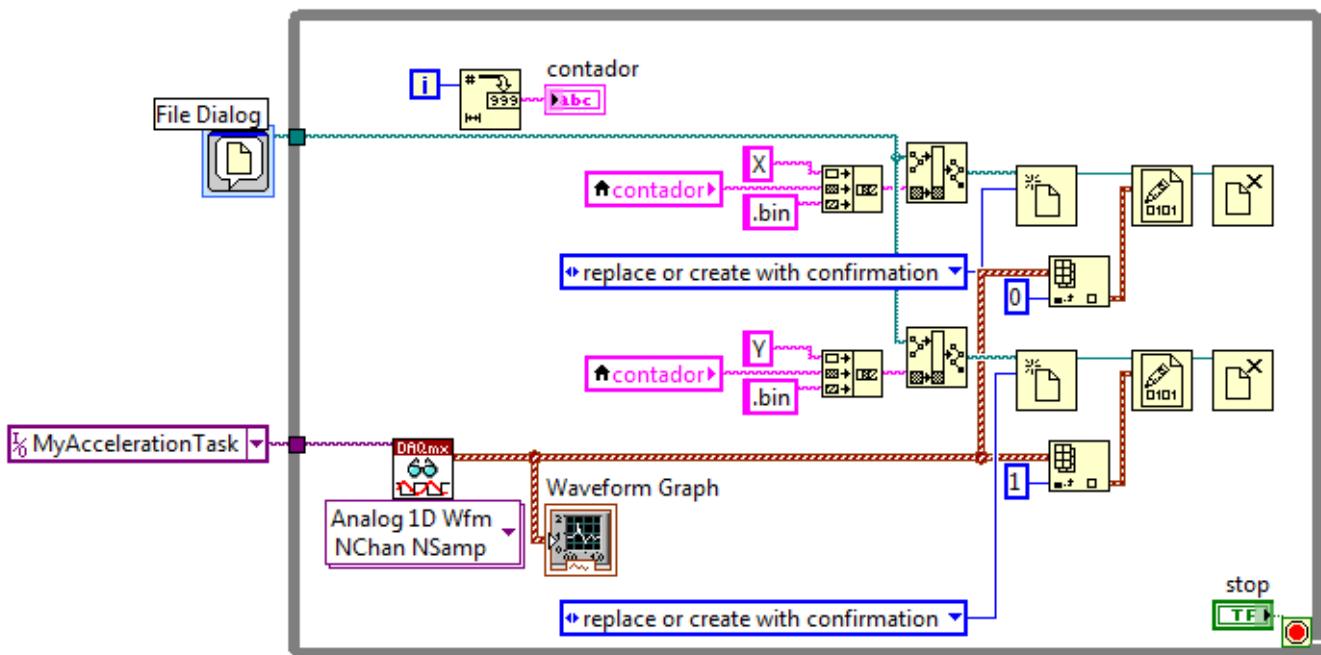


Figura 6-9: Detalle del diagrama de bloques con los comando utilizados para capturar los datos.

6.1.2.4 Programa de Generación de Órbitas

En base al programa anterior, se crea un programa que sea capaz de leer los datos anteriormente guardados y obtener las gráficas que permitan hacer el análisis. Los archivos binarios almacenados son leídos con este programa, mostrando la señal de cada acelerómetro en gráficos independientes, uno para cada canal. Los canales fueron denominados como canal_0 y canal_1, llamados así por la ubicación en la tarjeta de adquisición de datos. El programa entrega toda la información en función de estos nombres, indicadores gráficos de aceleración, velocidad y valores RMS, todos son diferenciados como aceleración_0 y aceleración_1, velocidad_0 y velocidad_1, etc.

El panel frontal que a continuación se presenta corresponde al programa de construcción de órbitas (en blanco, sin datos leídos), a continuación se detalla la información que entrega. A la izquierda de la pantalla se muestran los gráficos de la señal captada por los acelerómetros. A la derecha, el panel muestra los indicadores gráficos de velocidad que se obtienen haciendo una integración numérica de los datos contenidos en los archivos. Bajo ellos se entrega el valor RMS de la velocidad en un indicador numérico, obtenida mediante un comando estadístico de LabVIEW, a partir de la señal integrada. En el centro, la órbita en aceleración, medida en unidades de aceleración (g), al igual que los gráficos de la señal de cada canal. En la zona inferior de la pantalla (casi fuera de la captura) se encuentran dos indicadores de la ruta de ubicación del archivo y su nombre, para corroborar que los archivos fueron seleccionados, esto es útil ya que son muchos archivos que se deben revisar, por lo que es fácil seleccionar equivocadamente los archivos.



Figura 6-10: Panel Frontal de Programa de construcción de órbitas.

El procedimiento para trabajar los datos es el que sigue. Primero se debe seleccionar el par de archivos con el que se trabajará. Al hacer correr el programa, se abre una primera ventana en la que se debe seleccionar el primer binario, que corresponde al canal_0, guardado en una carpeta arbitraria (usando el programa anterior, o algún binario que posea una forma de onda) por ejemplo “X0”. Al hacer click en OK, inmediatamente se abre otra ventana para abrir el segundo archivo, por defecto se abre en la misma carpeta del archivo anterior. Se elije el segundo archivo (canal_1) “Y0” y se da OK. El programa deja de trabajar. Se pueden ver todos los campos llenos, indicadores gráficos y numéricos. Una vez cargados los gráficos, se puede hacer el análisis respectivo utilizando toda la información disponible.

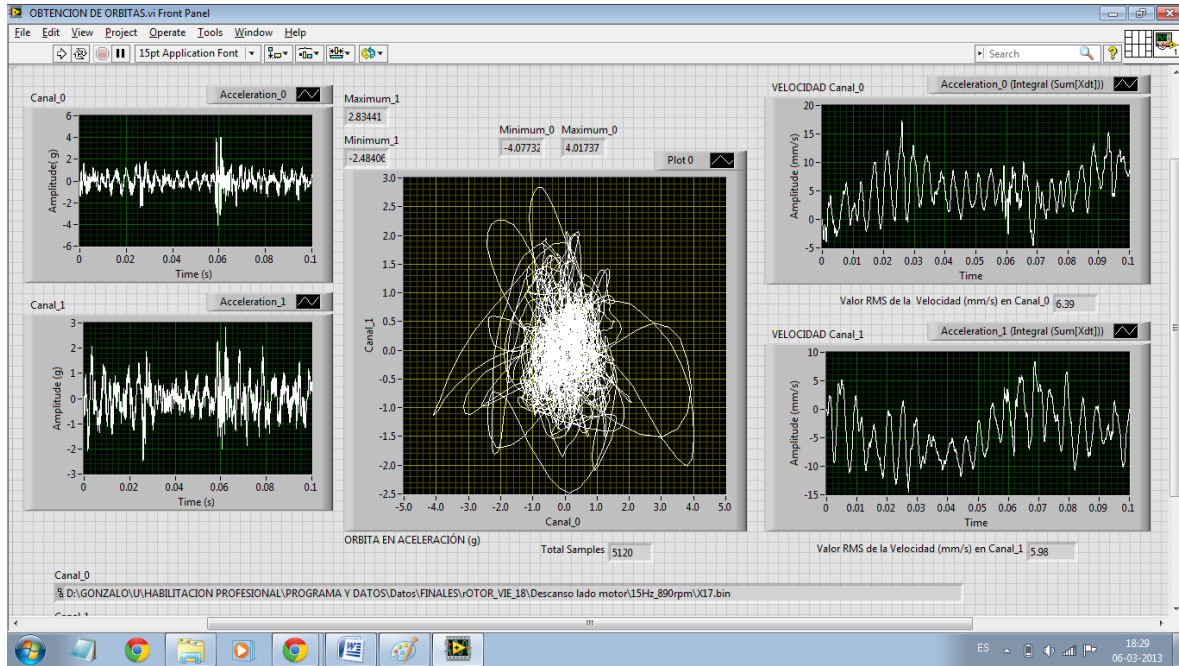


Figura 6-11: Gráficos cargados de panel frontal. Señal de aceleración capturada, órbita y velocidades.

Para evaluar la severidad vibratoria, es necesario tener velocidad o desplazamiento RMS, para comparar con los valores recomendados por norma. Para ello se debió hacer una integral numérica y posterior a eso obtener su valor RMS. Si bien el programa es relativamente sencillo, con pocos comandos, explicar paso a paso como se hizo el programa es engorroso, además la construcción de la órbita ya fue explicada teóricamente. En la programación se aplican todos los conceptos explicados a lo largo de este seminario, por lo que solo se mostrará el diagrama de bloques y se explicará cómo opera y va leyendo los datos.

El diagrama se divide en 4 partes, programado dentro de un “flat sequence”, que permite que se ejecute como una secuencia, 1 parte a la vez. Esto se utiliza para que el programa primero pregunte por el archivo del canal_0 que graficará en el eje X de la gráfica y luego el canal_1, eje Y. En la primera ventana del flat sequence se llama al archivo binario que corresponde al canal_0. Con un comando estadístico, se extraen los valores máximos y mínimos de la onda (valores peak de la vibración) y se extrae también el número de puntos leídos. Lo mismo se repite en la segunda ventana, para el archivo correspondiente al canal_1. En la tercera ventana se conectan indicadores gráficos a la señal de aceleración (gráficos ubicados a la izquierda en el panel frontal) y se crea la órbita conectando las señales en un comando “Build XY Graph”. En la última ventana se hace la

integral numérica a partir de la aceleración, obteniendo la velocidad y con un comando “rms” se obtiene el valor RMS de esta velocidad que permitirá comparar con la norma.

El diagrama de bloques, segmentado en 4 partes, se presenta a continuación:

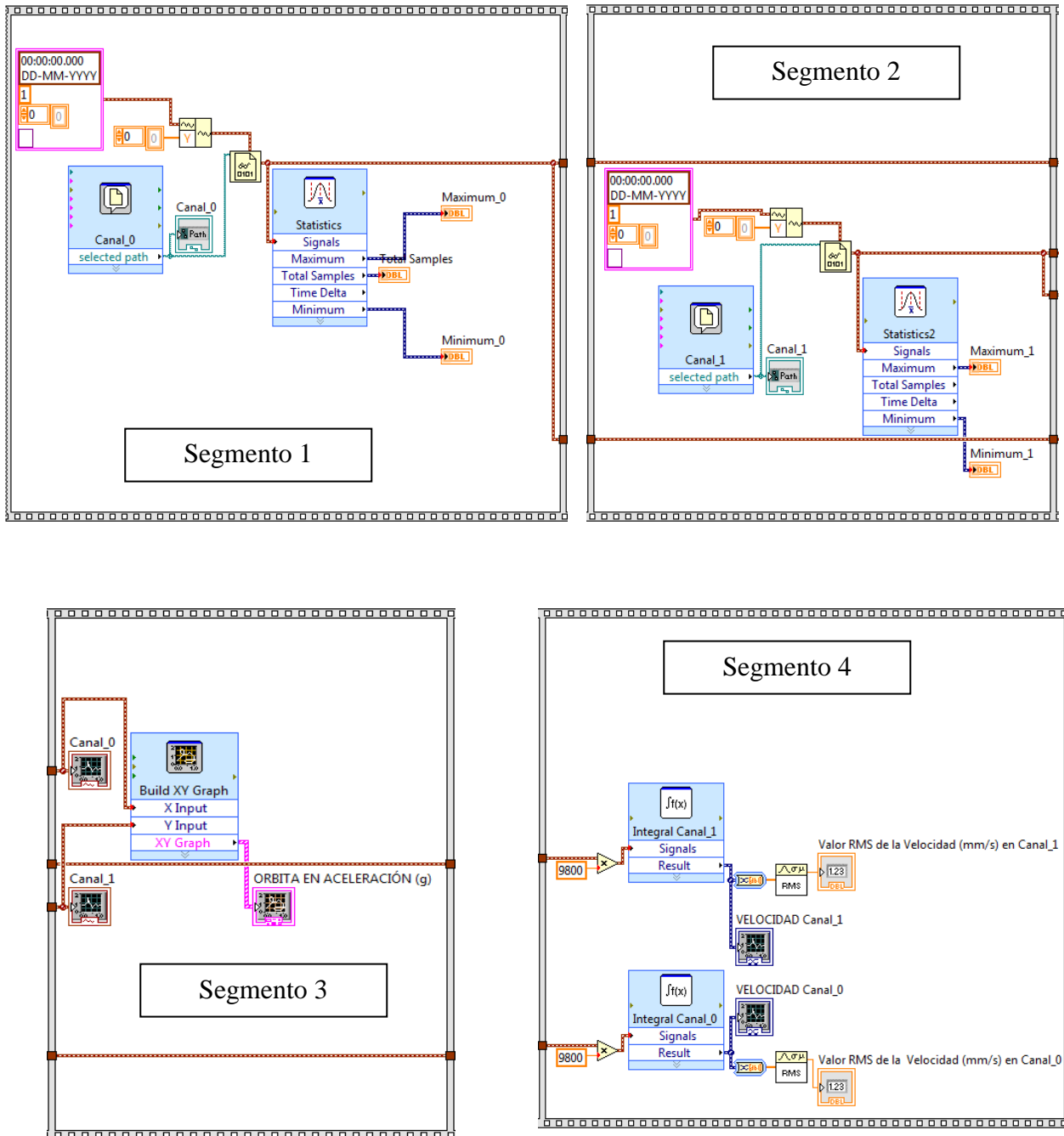
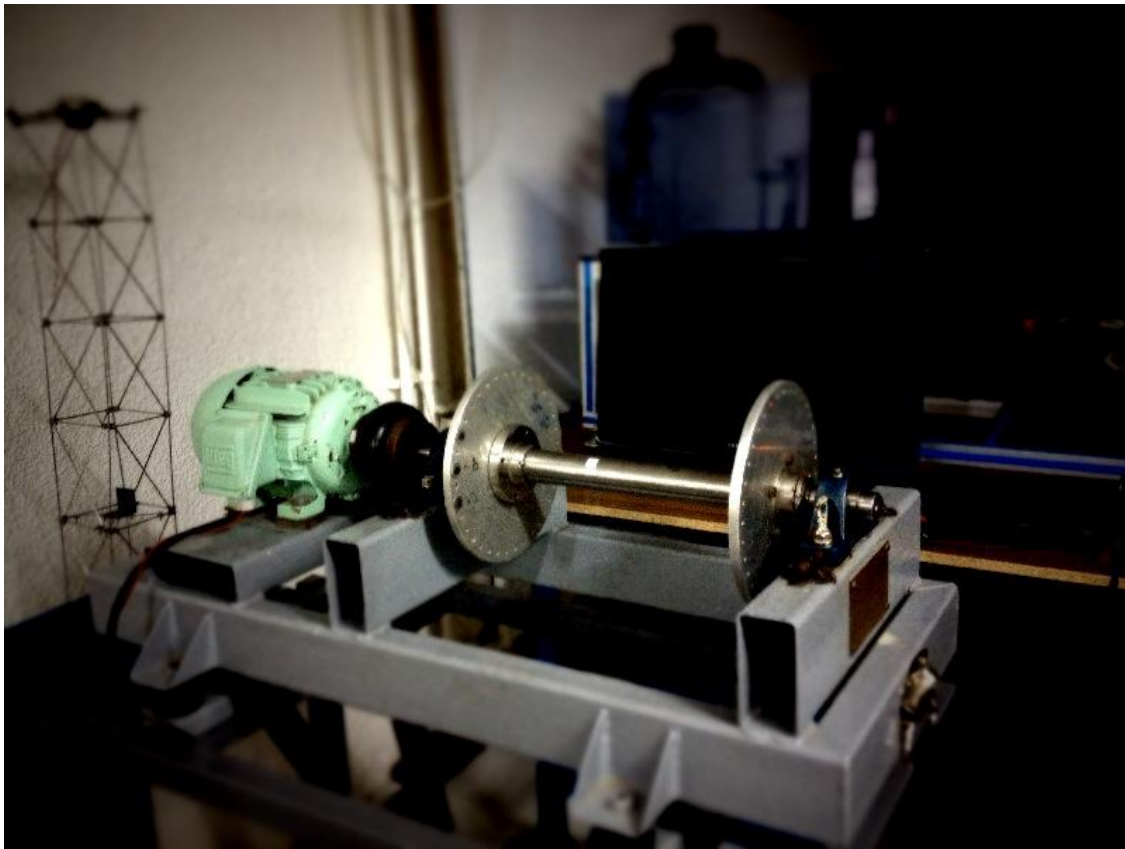


Figura 6-12: Diagrama de Bloques segmentado para su explicación

6.1.2.5 Equipo inspeccionado

El equipo objeto de estudio fue el “Banco de Ensayos Vibracionales” del laboratorio de mecánica aplicada del Depto. de Ingeniería Mecánica, ubicado en las dependencias de la Universidad. El rotor fue montado sin hacer ningún tipo de análisis para balancearlo o alinearlos correctamente, por lo que es esperable encontrar indicaciones asociadas a estas fallas en las gráficas.



Fotografía 6-1: Rotor objeto de ensayos.

Este equipo cuenta con un motor trifásico de 1.5 HP marca “Weg” (ver imagen 8, placa de datos) montado sobre una base metálica, con un eje unido a él mediante un acoplamiento flexible que permite reducir problemas de desalineamiento, ayudando notablemente a un mejor funcionamiento.

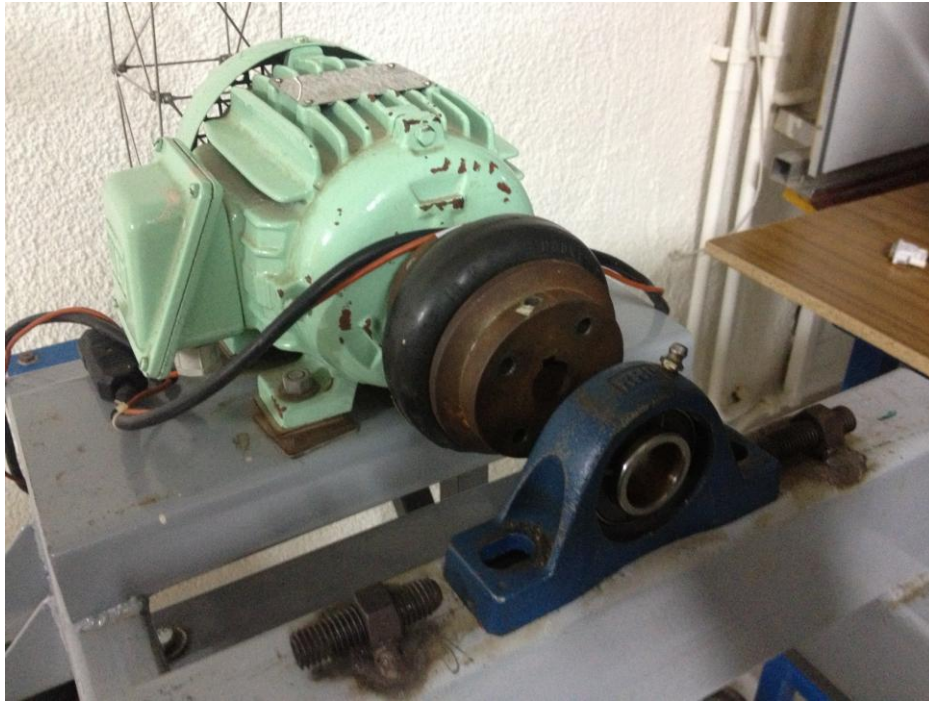
El eje está montado sobre dos descansos orientables marca RHP. Las siguientes imágenes muestran detalles de los rodamientos, acople y placa de datos.



Fotografía 6-2: Placa de datos del motor.



Fotografía 6-3: Descanso de Rodamiento Orientable. Fotografía tomada con el eje desmontado.



Fotografía 6-4: Motor, machón de acoplamiento flexible y descanso antes del montaje del rotor.

El motor está conectado a un Variador de Frecuencias, que permite modificar la velocidad de rotación del equipo, seleccionándola desde el mando de control. Para este ensayo se seleccionaron 10 Hz, 15 Hz y 17 Hz para las mediciones en el lado motriz; y 5 Hz, 10 Hz, 12,5 Hz, 15 Hz, y 17 Hz en las mediciones realizadas en el lado motriz. Las mediciones fueron realizadas en 2 días diferentes (un día en cada descanso), y por razones de tiempo se realizaron menos mediciones en el lado más alejado del motor.



Fotografía 6-5: Variador de Frecuencias.

6.1.3 Descripción de la medición y toma de datos

Antes de detallar el proceso en sí, se debe mencionar que esta medición no fue la única realizada.

Antes de analizar el rotor del laboratorio, se hicieron mediciones en el taller de Máquinas Herramientas, para hacer pruebas del funcionamiento del programa. En ellas se detecta que el programa corre de forma correcta, pero no es capaz de generar gráficas legibles que pudieran ser interpretadas. Se detecta también, que los sensores usados no tienen la misma sensibilidad, por lo que los datos obtenidos no son fidedignos. La siguiente imagen muestra la máquina en la que se realizaron las pruebas.



Fotografía 6-6: Torno de Depto. de Ing. Mecánica analizado en primera instancia.

Una vez subsanado esto, se realizan mediciones en un torno perteneciente al Departamento de Ingeniería en Maderas, en el taller CATEM. El torno facilitado para el análisis es el mostrado en la figura 6-7.

El programa funciona correctamente, se generan las gráficas del movimiento vibratorio y las órbitas que a continuación se presentan:



Fotografía 6-7: Trono facilitado por el depto. de Ingeniería en Maderas.

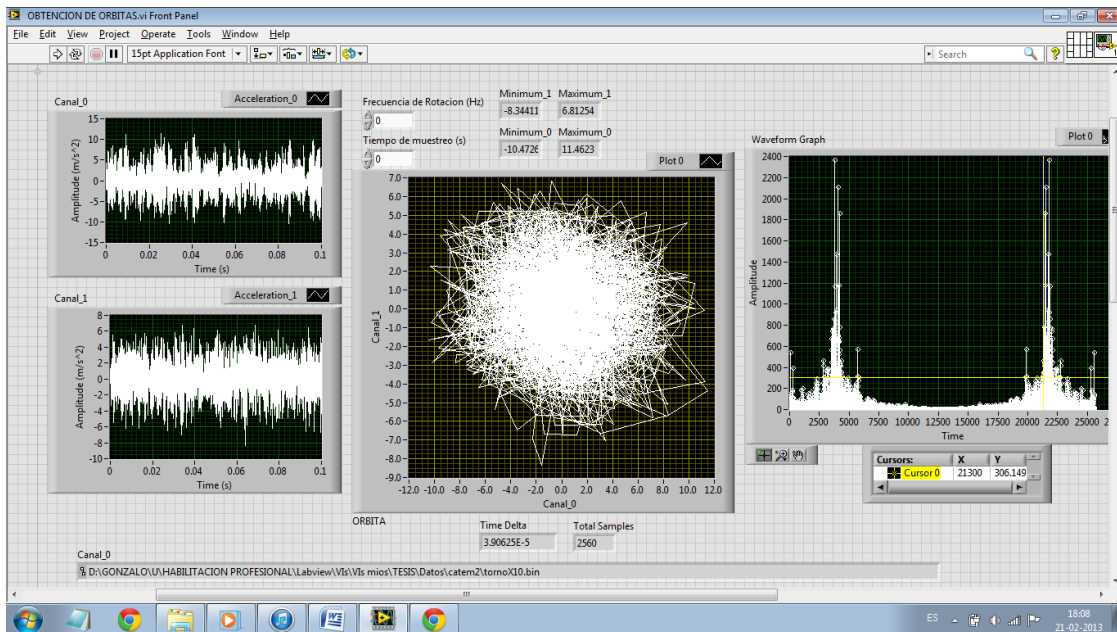


Figura 6-13: Captura de las gráficas vibratorias correspondientes al torno del CATEM.

La señal detectada es demasiado sucia, se pueden ver las componentes del espectro en la gráfica de lado derecho, envía peaks en muchas frecuencias diferentes. La forma de Onda en la gráfica de cada canal (gráficas de la izquierda) posee demasiado ruido.

La conclusión a la que se llega es la siguiente: por la ubicación de los sensores para efectuar el muestreo de la señal, captan demasiado ruido provenientes de diferentes sectores de la máquina,

como lo es la vibración proveniente de las correas de transmisión de los engranes de la caja reductora, la vibración propia de los engranes, la vibración en el husillo y de la carcasa en general. Esto imposibilita un análisis de órbitas debido a que las gráficas son poco legibles, dejando para este tipo de máquinas solo el análisis de espectro como técnica de detección de fallas.

En base a esto, se decide analizar el rotor del laboratorio de mecánica, cuyo proceso de medición se detalla a continuación:

1. **Montaje del Rotor:** El eje motriz se encontraba desmontado. El machón de acoplamiento se arma con la cara que posee chavetero mirando hacia afuera. Se une esa cara al acople de goma mediante 4 pernos que aprietan un anillo interior. Se sienta el eje sobre los descansos de rodamientos y se fijan estos a la estructura metálica mediante unión apernada. Se coloca la chaveta correspondiente y se aprietan los prisioneros que fijan el eje al rodamiento.
2. **Instalación de los sensores:** Los sensores son puestos a 90° uno del otro como lo muestra la figura. Estos son conectados con la tarjeta de adquisición de datos y esta, a su vez, conectada al ordenador.



Fotografía 6-8: Sensores instalados para la medición.

3. **Fuente de poder y variador de frecuencia:** Se conecta el variador de frecuencia a la alimentación de corriente eléctrica y se programa en las distintas frecuencias requeridas para el estudio (por defecto las frecuencias vienen medidas en Hz). Se hace partir el rotor.



Fotografía 6-9: Detalle de Variador de Frecuencia programado para 10 Hz.

Fotografía 6-10: Variador de Frecuencias programado para trabajar a 10 Hz.

4. **Ejecución del programa y toma de datos:** Al momento de hacer partir el motor, se hace correr el programa de almacenamiento de datos. Una gráfica en el panel frontal muestra la señal capturada por los acelerómetros, mientras la información se almacena.

6.2 Análisis y resultados

En este sub-capítulo se presentan los resultados y diagnósticos correspondientes al análisis realizado al “Banco de Ensayos Vibracionales” del Departamento de Mecánica, ya mostrado anteriormente.

Para realizar un diagnóstico a partir del análisis de órbitas, es necesario asociar todos los conceptos antes mencionados; teoría de ondas, teoría de vibraciones, equipamiento necesario, normas, etc. Si bien los analistas en la industria poseen un grado experiencia importante, y en base a ello trabajan con su información, en este seminario es aplicada toda la teoría que permite realizar un análisis de forma correcta.

A continuación se presentan las órbitas correspondientes al movimiento del eje del “Banco de Ensayos Vibracionales” y las tablas con las velocidades RMS del motor que permitirán evaluar la severidad vibratoria.

6.2.1 Análisis de Órbita y Severidad Vibratoria

Se realizan 6 mediciones en total, 3 en cada descanso, a 10 Hz, 15 Hz y 17 Hz. Cada medición es de aproximadamente 5 segundos de duración. Con esto, se generan alrededor de 50 pares de archivos binarios por cada velocidad. Cada uno de estos pares fue leído para ver su órbita y compararla con los patrones en busca de una falla conocida.

En general, los primeros archivos de medición guardados no son representativos del fenómeno físico real, debido al tiempo que demora el acelerómetro en ajustarse, alrededor de 2 segundos. Por ello, las gráficas representativas comienzan después de los 20 primeros archivos (cada archivo es de 0,1 s).

Luego de revisar todas las gráficas correspondientes a las distintas velocidades, se presentan a continuación las conclusiones y el diagnostico que refleja el estado del equipo.

La siguiente gráfica corresponde a la órbita cinética del rotor girando a 890 rpm (15 Hz)

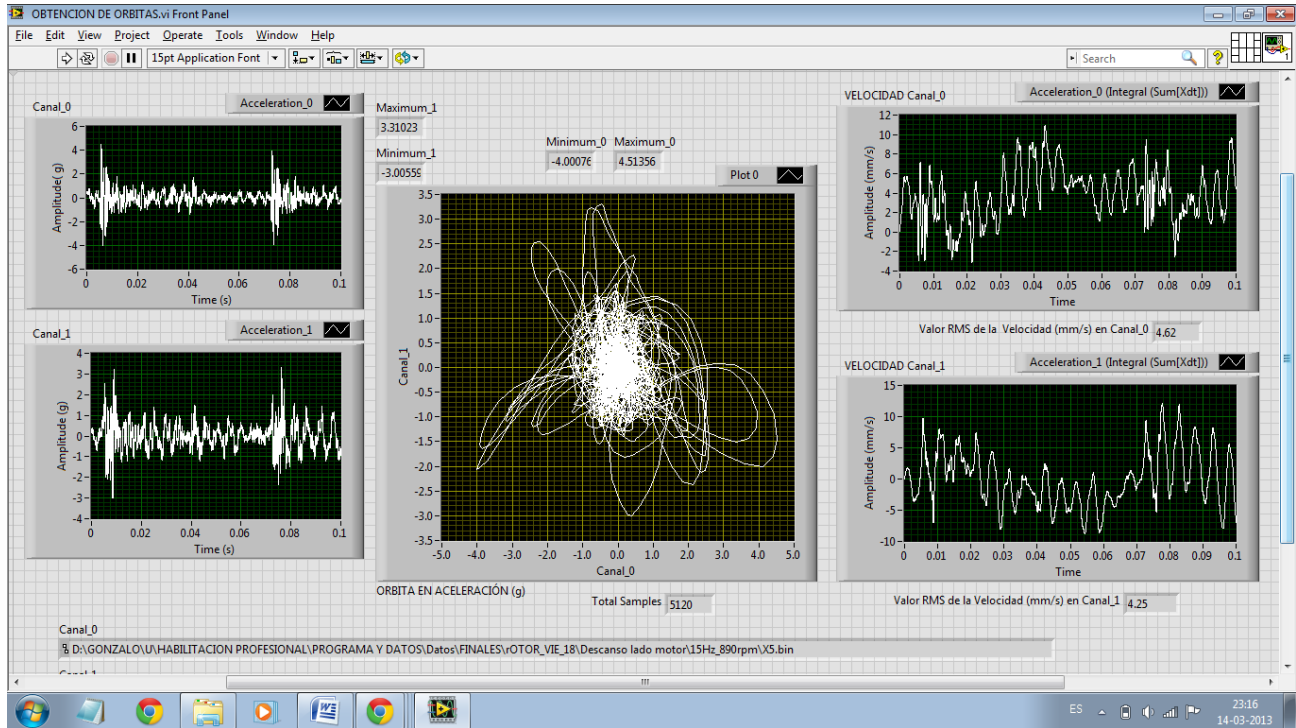


Figura 6-14: Órbita a 890 rpm, 15 Hz.

En general todas la gráficas presentan una “nube” blanca en el centro, asociado a un ruido demasiado alto que ensucia la imagen; sin embargo es posible observar líneas formando una especie de “banana” y un “8” por fuera de esta nube, lo que coincide con el patrón correspondiente a un desalineamiento (banana) y un desalineamiento severo en el caso del “8”.

Para una mejor identificación se muestra la gráfica anterior con indicaciones gráficas

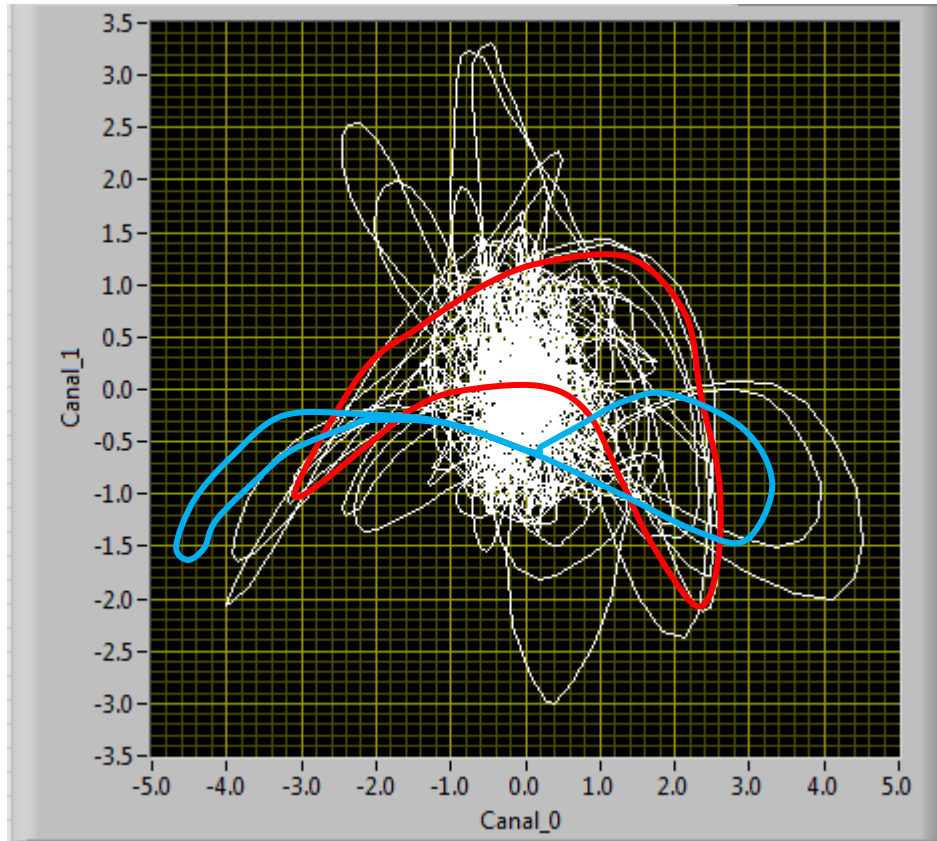


Figura 6-15: Detalle de Órbita de eje de Banco de Ensayos Vibracionales.

Si comparamos las formas de color rojo y azul con los patrones mostrados en el capítulo 4 de este seminario, es posible asociar las órbitas a las de un desalineamiento. Órbitas similares se observan a lo largo de todo el ensayo, dada la similitud de ellas no es necesario adjuntar más imágenes.

Ahora, si hilamos más fino, en la parte superior de la gráfica se observan también formas de helicoides en diagonal, que son asociadas a un desbalance; pero dada la “suciedad” de la gráfica, no es conveniente aventurarse en asociar esta falla al equipo.

Ahora, con respecto a la forma de onda de la señal vibratoria, en ambos canales se producen peaks a un determinado tiempo, cercanos a 0.01 s y 0.08 s en este bloque (ver gráfico 6-3).

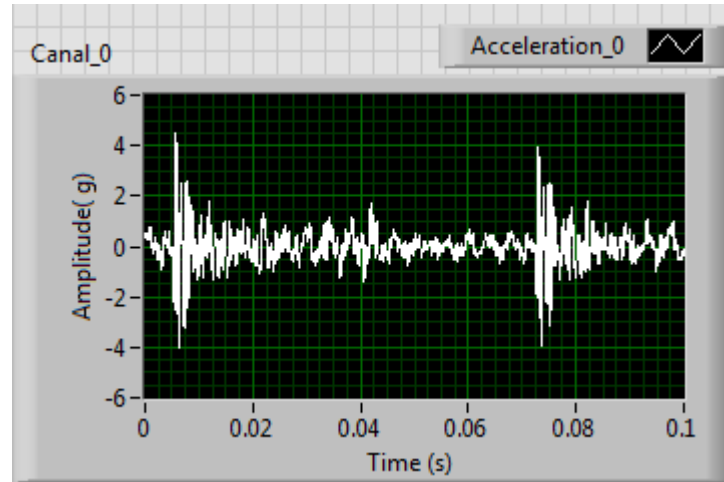


Figura 6-16: Forma de onda registrada.

Este peak es asociado a un “golpe mecánico” que tiene el equipo cuando está en funcionamiento. Puede ser asociado al movimiento de la estructura producto de la vibración del eje, o bien al movimiento del acoplamiento, contracción y estiramiento, producto del desalineamiento. Ver figura ilustrativa. En su interior, el acople posee discos que son apernados a la estructura externa, donde va la chaveta para la unión de los ejes. En caso de existir un desalineamiento superior al que el acople es capaz de soportar, pudieran rozar los discos o los pernos, lo que originaría el sonido.

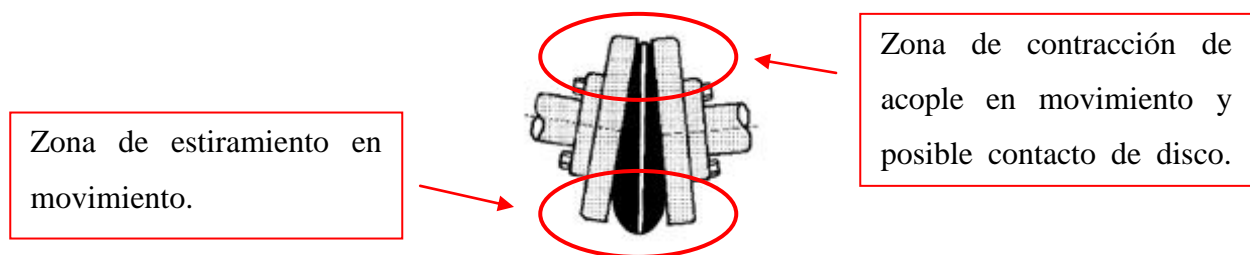


Figura 6-17: Acoplamiento deformado producto de un desalineamiento.

Se debe mencionar que la goma del acoplamiento se encontraba con una elevada temperatura cuando se termina el ensayo (sensible al tacto), pudiendo asumir que fue sometida a demasiado movimiento, de tracción y compresión, en sentido axial. Esto refuerza el diagnóstico de desalineamiento severo encontrado con las órbitas.

En conclusión, luego de analizar la forma del movimiento del eje y de presentar la información recabada en terreno, se puede decir que el equipo presenta un “Desalineamiento Severo entre eje conductor y conducido”.

En cuanto a la severidad de los niveles de vibración es necesario entrar a la norma y ver en qué zona de severidad se encuentra el equipo, para ello se tabularon todas las velocidades RMS registrada y se sacó un promedio simple, para obtener una velocidad RMS promedio para cada velocidad de rotación. (Tablas 1 y 2).

El motor analizado es de una potencia nominal de 1.5 HP = 1.12 KW, lo que implica que es un motor de Clase I, bajo 15 KW. Estos motores son regidos por la Norma ISO 2372, que define las zonas de severidad con los siguientes rangos:

Tabla 6-2: Zonas de Severidad vibratoria según ISO 2372

Rango de velocidades RMS (mm/s)	Zona de Severidad Vibratoria motores CLASE I
0 - 0.71	A
0.71 – 1.8	B
1.8 – 4.5	C
Sobre 4.5	D

Las velocidades registradas fueron agrupadas en las siguientes 2 tablas, cada tabla posee la información correspondiente a cada descanso, en las 3 velocidades evaluadas.

Tabla 6-3: Velocidades RMS registradas en cada bloque de medición guardado. Descanso cercano al motor.

DESCANSO LADO MOTOR						
Bloque	10 Hz		15 Hz		17 Hz	
	Canal_0	Canal_1	Canal_0	Canal_1	Canal_0	Canal_1
0	4.02	13.10	5.32	7.63	7.17	5.09
1	2.71	10.19	3.11	4.71	5.21	5.65
2	3.73	7.55	11.06	10.87	4.35	4.05
3	2.73	13.32	3.67	4.56	5.55	5.97
4	6.02	9.68	7.27	4.44	4.92	3.45
5	3.72	13.22	4.62	4.25	3.63	5.49
6	5.16	10.73	3.94	8.90	4.34	6.50
7	3.68	7.26	3.03	6.67	5.26	3.56
8	2.59	10.82	6.61	7.05	4.43	3.94
9	6.16	9.18	7.39	9.65	6.30	3.85
10	3.07	12.90	5.51	8.55	4.03	3.66
11	3.56	8.95	3.38	4.45	5.41	3.32
12	3.61	6.80	4.44	6.37	3.38	4.05
13	2.68	13.12	3.56	4.29	3.87	7.26
14	5.87	11.16	3.67	7.02	4.17	4.32
15	3.93	8.29	3.32	4.86	4.10	5.54
16	2.61	10.92	6.30	4.85	7.70	6.27
17	4.82	8.08	6.39	5.98	3.34	3.76
18	2.61	11.77	3.55	7.41	4.30	5.94
19	7.39	11.32	6.17	12.38	4.90	3.32
20	4.06	7.66	2.61	9.78	4.44	7.94
21	2.45	9.35	2.59	7.06	4.63	9.95
22	5.25	8.97	3.92	4.77	5.70	8.56
23	4.32	7.39	2.54	6.91		
24	4.14	11.45	3.00	4.11		
25	3.71	8.77	3.61	4.19		
26	6.58	9.93	3.99	7.63		
27	3.82	13.57	3.68	12.49		
28	2.57	10.21	6.98	4.94		
29	5.20	8.89	4.22	4.99		
30	4.52	9.04	5.83	7.35		
31	2.68	8.38	5.09	5.79		
32	4.63	7.80	3.91	7.64		
33	2.67	9.67	6.02	5.03		
34	3.69	7.05	9.80	7.82		
35	3.71	12.53	6.46	8.42		
PROM RMS	4.02	9.97	4.90	6.77	4.83	5.28

Tabla 6-4: Velocidades RMS de cada bloque de medición guardado. Descanso alejado del motor.

DESCANSO LADO LEJANO A MOTOR						
Bloque	10 Hz		15 Hz		17 Hz	
	Canal_0	Canal_1	Canal_0	Canal_1	Canal_0	Canal_1
0	12.54	24.92	3.18	7.13	2.34	4.34
1	39.51	8.66	3.84	6.65	2.24	5.34
2	34.09	23.68	3.13	4.38	3.32	3.73
3	40.77	8.27	3.16	6.57	2.76	3.63
4	24.55	24.76	3.49	5.13	2.77	8.23
5	17.43	19.88	4.56	7.75	5.61	7.16
6	27.67	9.17	4.29	12.13	2.74	4.46
7	12.97	24.53	3.31	6.63	2.53	3.93
8	21.04	9.72	3.56	5.82	2.71	4.43
9	10.23	19.04	3.27	5.13	3.30	5.50
10	11.04	13.13	6.36	6.05	3.10	4.42
11	14.42	7.52	4.64	4.50	2.26	5.12
12	9.67	20.16	3.51	5.51	4.94	3.27
13	21.65	7.79	3.20	4.75	4.39	3.33
14	10.17	22.57	3.35	7.49	2.34	4.44
15	20.05	8.08	6.29	8.39	3.09	4.60
16	9.44	19.44	4.66	7.44	3.62	4.72
17	10.41	11.75	4.15	4.59	2.35	4.81
18	10.77	8.13	3.50	4.96	2.37	4.08
19	7.59	17.64	4.11	8.96	2.27	5.41
20	18.81	6.86	3.53	8.02	2.55	4.61
21	7.82	17.85	3.19	7.30	2.81	3.47
22	18.70	7.11	3.14	7.82	2.78	6.19
23	8.98	9.31	4.72	7.23	3.90	3.51
24	6.50	13.36	4.44	11.68	3.29	6.16
25	16.23	6.25	3.55	5.02	5.15	4.46
26	7.95	20.38	4.40	9.20	2.68	4.01
27	15.14	8.83	3.33	4.66	2.27	4.08
28	7.31	15.13	3.23	7.78	3.20	5.30
29	6.33	11.07	4.26	4.35	2.79	4.08
30	7.58	10.28	3.29	4.20	3.22	5.47
31			3.09	6.32	6.30	6.82
32			3.42	4.81	2.25	7.35
33			5.33	8.65	5.28	4.38
34			4.62	8.68		
35			3.58	4.57		
PROM RMS	15.72	14.04	3.91	6.67	3.22	4.85

Se observa que los promedios de las velocidades RMS están en general sobre los 4.5 mm/s, valor que la norma define como el límite entre las zonas C/D, y son más altas en el descanso más alejado del motor.

Las mayores amplitudes se registran a 10 Hz de rotación, registrándose un peak de 40.77 mm/s, casi 10 veces el valor máximo admitido por norma.

Se debe considerar el mayor valor global medido, para efectuar una resolución con respecto a la severidad de las amplitudes, por lo que se considera 15.72 mm/s como referencia. Como ya se dijo el máximo admisible es 4.5 mm/s, por lo que el equipo se encuentra trabajando en Zona D, con niveles de vibración inaceptables que pudiera provocar daños al equipo a corto plazo.

Finalmente, bajo el criterio recién mencionado, sumado a la evaluación mediante el análisis de órbitas, el diagnóstico final es el siguiente:

“Desalineamiento severo entre eje conductor y conducido, con niveles de vibración inaceptables para un buen funcionamiento, según norma ISO 2372”

7. Discusión y Conclusiones

La presente Habilitación Profesional, buscó investigar una técnica de análisis vibratorio existente en la industria, no tan masiva como el análisis espectral, llamada Análisis de Órbitas. Ella estudia el desplazamiento del eje en dirección radial, y en base a esto evalúa la condición del equipo, desde el punto de vista vibratorio. Cada falla mecánica posee un movimiento orbital característico, que ha de compararse con el movimiento del equipo, para así dictaminar el estado del equipo.

Para llevarla a cabo, se usó tecnología de tipo industrial, como lo es un software de adquisición de datos, en el cuál se debió programar la mejor forma de presentar la información, asociando conceptos físicos como aceleración y velocidad; para poder mostrar amplitudes y formas de onda. El proyecto fue realizado exitosamente logrando crear una experiencia que permita aplicar los conocimientos que fueron investigados y expuestos a lo largo de este informe de Habilitación Profesional.

Como ya se mencionó el análisis de órbitas se centra en el movimiento del eje, por ello la medición se hace usualmente con sensores de desplazamiento, que miden la distancia que recorre el centro del eje, en sentido radial, mientras se encuentra en funcionamiento. En este proyecto, la experiencia se realiza con acelerómetros (único tipo de sensores disponibles en la Universidad del Bío-Bío), y la órbita generada se analiza en este tipo de magnitud física. Al integrar una señal vibratoria (en aceleración) hasta obtener desplazamiento, el resultado final no es más que la misma señal, afectadas por constantes, más las condiciones iniciales del sistema, es decir, la forma de onda original no se ve afectada, solo varía la magnitud en la que es medida y su amplitud. Por esto, es posible analizar una órbita en aceleración y ver su forma, y dictaminar un tipo de falla conocido; pero no es posible evaluar la severidad de la vibración, ya que la norma establece los rangos de severidad en velocidad o desplazamiento.

En cuanto al proceso de medición, es importante también tener claro el periodo de “ajuste” del acelerómetro, ya que la señal dentro de este periodo no es la real y pudiera interpretarse de una mala manera. Para los CTC AC102-1A, este tiempo es de alrededor de 2 segundos, periodo en el cual el programa arroja velocidades sobre los 1000 mm/s, lo que es imposible. Por ello, para este análisis, los primeros 20 archivos no son considerados dentro de las velocidades tabuladas.

Al revisar una a una las gráficas, es posible notar que cuando las velocidades RMS calculadas se asemejan entre un canal y otro (diferencias de 1 mm/s aprox.), las órbitas son más claras, es decir, hay más líneas de movimiento que pasan una sobre otra, pudiendo observar un patrón de

movimiento que se asemeja a una falla, desalineamiento en este caso. Cuando las velocidades son dispares, las gráficas son confusas y no es posible observar líneas de movimiento que se repitan como para buscar un patrón de movimiento característico.

Las gráficas más claras se encontraron en el descanso más cercano al motor, siendo éstas las usadas para diagnosticar desalineamiento. Las del descanso lejano al motor, son confusas, poco claras, siendo imposible deducir alguna falla. Los registros fueron usados para ver la forma de onda y calcular la velocidad RMS, la cual fue usada para determinar la severidad de la falla. Se debe mencionar que las velocidades en este último descanso son mucho mayores que en el descanso cercano al motor, en algunos casos casi 10 veces el valor máximo admitido por la norma. Los detalles de la medición se encuentran en el capítulo 6, donde se diagnostica un Desalineamiento Severo según la Norma ISO 2372.

Usar los programas creados en LabVIEW trae mayores comodidades para la persona que realiza el análisis. Los datos capturados en terreno pueden ser analizados de forma remota, sin estar conectado al equipo de medición (como se hace en la industria para poder obtener las gráficas). Esto ayuda a la fluidez en la redacción de informes ya que no se necesita de otro software para llevar las imágenes a un documento. La desventaja es que los equipos de análisis industriales contienen herramientas de filtrado mucho más poderosas que limpian casi en su totalidad el ruido de la señal. En la medición hecha con LabVIEW solo se programó el filtro de 2mA que por defecto está incorporado en la tarea (task).

Como conclusión final, se puede decir que el Análisis de Órbitas es una herramienta muy poderosa para el diagnóstico de fallas de tipo mecánicas. Con esta técnica es posible identificar desalineamiento y desbalance, además de las fallas típicas de descansos hidrodinámicos como el torbellino de aceite. Ahora bien, existen más fallas que no son posibles de identificar en este tipo de análisis, como solturas de carcasa, vibraciones en poleas, en engranajes, etc. Por esta razón, una buena forma de utilizar esta herramienta es complementándola con otra técnica, como por ejemplo, un análisis de frecuencias y fase.

Bibliografía

- [1] Estupiñan, E., & Saaverda, P. *TECNICAS DE DIAGNOSTICO PARA EL ANALISIS DE VIBRACIONES DE RODAMIENTOS*. Concepción, Chile: Universidad de Concepción.
- [2] Maurice L. Adams, J. (2000). *Rotating Machinery Vibration*. Cleveland, Ohio.
- [3] Meruane Naranjo, V. I. (2006). *Identificación Numerico Experimental de Parámetros en Descansos Hidrodinámicos*. Santiago, Chile: Universidad de Chile.
- [4] National Instruments Corporation. (2003). *Introducción a Labview*.
- [5] AJA CABEZAS, L., & CARTES TOLEDO, F. (2007). *MEDICIÓN Y ANÁLISIS DE VIBRACIONES DE MÁQUINAS ROTATORIAS CON ANALIZADOR DE VIBRACIONES DSP LOGGER MX 300 Y SOFTWARE LABVIEW*. Concepción, Chile: Universidad del BIOBIO.
- [6] Saavedra, P. *La medición y análisis de las vibraciones como técnica de inspeccion de equipos y componentes, aplicaicones, normativas y certificación*. Concepción, Chile: Universidad de Concepción.
- [7] Saavedra, P., & Estupiñan, E. *ANALISIS DE VIBRACIONES APLICADO A LAS MAQUINAS ROTATORIAS DE BAJA VELOCIDAD*.
- [8] Sons, J. W. *Rotor Dynamics*.
- [9] *Teoria de las Vibraciones Mecanicas*.
- [10] Torres Mancilla, J. C., & Machorro Lopez, J. M. *INTERACCIÓN FISURA-DESBALANCE EN LAS RESONANCIAS LOCALES Y EVOLUCION ORBITAL PARA DETECTAR FISURAS EN ROTORES. IX Congreso y exposición Latinoamericana de Turbomáquinas*. Mexico.
- [11] Universidad Técnica Federico Santa María. (2007). *Apunte de curso Vibraciones Mecanicas*. Concepción.
- [12] Universidad de Navarra. *Normativa sobre Vibraciones. Curso de doctorado*.
- [13] Universidad Técnica de Navarra. *Cojinetes Hidrodinámicos*.

[14] URBINA, A. C. (2008). *SISTEMA PARA EL DIAGNÓSTICO INCIPIENTE DE FALLAS EN MOTORES DE INDUCCIÓN*. México.

[15] Vibration Consultants Inc. (1990). *Manual de Analisis de Vibraciones*. Florida.