

MANUAL DE MANTENIMIENTO

Curso de Análisis de Vibración Nivel I Y Monitoreo de Condiciones.

Dirigido a:

*Técnicos, Ingenieros y Profesionales del Área de
Mantenimiento, Operación y Confiabilidad*

INDICE DE ANÁLISIS DE VIBRACIÓN I

1. MANTENIMIENTO	6
1.1 Introducción.....	6
1.2 Objetivos del mantenimiento.....	6
2. LA EVOLUCIÓN DE LAS PRÁCTICAS DE MANTENIMIENTO	7
2.1 Mantenimiento Correctivo:.....	8
2.3 Mantenimiento Preventivo:.....	8
2.4 Mantenimiento Predictivo:	9
2.5 Mantenimiento Proactivo:	9
2.6 Obstáculos para la implantación del Mantenimiento Proactivo	10
2.7 pirámide del mantenimiento.....	10
2.8 criterios para la selección de una máquina crítica.....	11
2.8.1 Maquinaria crítica:	11
2.8.2 Maquinaria Semi-crítica:	11
2.8.3 Máquinas no Críticas:	12
3. CONCEPTOS BÁSICOS.....	13
3.1 Introducción:.....	13
3.2 Definiciones:.....	14
a. Frecuencia:.....	14
b. Amplitud:.....	14
c. Vibración:.....	14
d. Movimiento armónico:.....	15
e. Periodo:	15
f. Fase	18
3.3. Desfasamiento entre dos vibraciones	18
3.4. Métodos de Medición Estándar. -	22
3.4.1. Vibración Global	22
3.4.2. Detección de Envolvente	30
3.4.3. Tecnología SEE.....	31
3.4.4. Detección a Altas frecuencias (HFD(High FrequencyDetection))	32
3.4.5. Otras Tecnologías de Sensores Resonantes	32
3.5. posición de la Medición del Transductor.....	32
3.5.1. condiciones Óptimas de Medición.....	34
3.5.2. Lectura de Tendencia de la Vibración Global.....	34
3.6. El Análisis de la forma de Onda.....	36
3.6.1. Información que se puede obtener a través de la forma de onda.....	36
3.6.2. Transformada Rápida de Fourier (FFT).	37
4. TRANSDUCTORES DE VIBRACIÓN.....	39
4.1 Introducción.....	39
4.2 Necesidades en la detección de vibraciones:.....	40
4.2.1. Giro de rotores.....	40
4.2.2. Desplazamiento de rotores en chumaceras.....	40
4.2.3. Desbalance de rotores.....	41
4.2.4. Claros y distancias promedio.	42

4.2.5.	Partes internas de la máquina.	42
4.2.6.	Partes pequeñas y delicadas.	43
4.2.7.	Vigilancia de equipos de Monitoreo.	43
4.2.8.	Verificación y diagnóstico rutinarios de campo.	43
4.2.9.	Diagnósticos complejos y análisis detallado.	44
5.	BREVE CLASIFICACIÓN DE LOS TRANSDUCTORES	44
5.1.	Introducción.....	44
5.2.	Principio de operación.	44
5.3.	Contacto físico y referencia para la medición.....	45
5.4.	Tipos principales de transductores	45
5.4.1.	Transductores de Desplazamiento Relativo.....	46
5.4.2.	Operación	46
5.4.3	Limitaciones.....	48
5.5.	Transductores Sísmicos de Velocidad.....	48
5.5.1.	Principio de operación.	48
5.5.2.	Respuesta a la frecuencia.	50
5.5.3.	Montaje de los transductores de velocidad.	50
5.6.	Transductores Piezoelectrinos de Aceleración.....	51
5.6.1.	Principio de operación.	51
5.6.2.	Selección de los transductores.	53
5.7.	Instalación de los Transductores. -	55
5.7.1.	Aplicación de montaje de los transductores:	55
5.7.2.	Montaje con perno. -	55
5.7.3.	Montaje con Pegamento. -	56
5.7.4.	Montaje con imán. -	56
5.7.5.	Conexión rápida. -	57
5.7.6.	Transductores soportados manualmente. -	57
6.	INTRODUCCIÓN AL RECONOCIMIENTO DE PROBLEMAS	57
6.1.	Puntos importantes para efectuar Análisis de Vibración. -	58
6.1.1.	El Análisis de la forma de Onda.....	62
6.1.2.	Análisis	63
6.1.3.	Verificar Frecuencias de Falla de las Cuáles se Sospecha.....	63
6.2.	Desbalance	64
6.2.1.	Desbalance Producido por una fuerza o desbalance Estático.....	64
6.2.2.	Desbalance Producido por Par de Fuerzas. -	66
6.2.3.	Desbalance Cuasi-Estático.	68
6.2.4.	Desbalance Dinámico.	69
6.2.5.	Desbalance en rotores en cantiliver.-.....	72
6.3.	Desalineación.....	74
6.3.1.	Desalineación Angular. -	78
6.3.2.	Desalineación Paralela. -	80
6.3.3.	Desalineación de rodamiento en su eje. -	82
6.4.	Problemas en Coples:	83
6.5.	Rotores Excéntricos.....	84
7.	Soltura mecánica	87
7.1.	Eje Doblado.....	94
7.2.	Defectos en Rodamientos.....	98
7.3.	Resonancia	108
7.3.1.	Frecuencia Natural. -	108
7.3.2.	¿Qué es una Velocidad Crítica?	109
7.3.3.	Resonancia. -	109
7.3.4.	¿Cómo saber si existe condición de resonancia en un sistema?	110

7.3.5. Detección de Frecuencia Naturales por golpe de excitación:	111
7.3.6. Determinación de Velocidades Críticas por Fuerzas de Desbalance. - .	112
7.4. Chumaceras tipo BABIT	114
7.4.1. Problemas por Asentamiento.....	114
7.4.2. Problemas por chicoteo de aceite.....	114
7.5. Problema en Motores Eléctricos	118
7.5.1. Problemas del Estator.....	121
7.5.2. Rotor Excéntrico	123
7.5.3. Problemas detectables de rotor:	125
7.6. Problema por Transmisión de Bandas.....	128
7.6.1. Desalineación de poleas.....	132
7.6.2. Poleas excéntricas.....	133
7.6.3. Resonancia de banda.....	135
7.6.4. Polea o maza de ventilador floja.....	136
7.6.5. Bomba	138
7.7. Detención de problema de Engranes.....	138
7.7.1. Configuración de espectro para detectar desgaste de engranes.....	140
7.7.2. Desgaste de dientes de los engranes.....	142
7.8. Compresores Centrífugos.....	143

INTRODUCCIÓN

En la industria moderna, la confiabilidad y disponibilidad de los equipos productivos constituyen factores estratégicos para la competitividad, la seguridad operacional y la optimización de costos. En este contexto, el mantenimiento industrial ha evolucionado desde enfoques reactivos hacia modelos predictivos y proactivos, apoyados en técnicas avanzadas de monitoreo de condición que permiten anticipar fallas y optimizar la gestión de activos.

El **Análisis de Vibraciones** se ha consolidado como una de las herramientas más relevantes dentro del mantenimiento predictivo, especialmente en maquinaria rotatoria. La vibración es un indicador directo del estado mecánico de los equipos, ya que cada anomalía o defecto genera una firma vibratoria característica que puede ser medida, analizada e interpretada para identificar su origen y severidad. El correcto uso de esta técnica permite detectar fallas incipientes, reducir paros no planificados, extender la vida útil de los equipos y mejorar la seguridad del personal y de los procesos productivos.

El presente **Manual de Análisis de Vibraciones Nivel I** ha sido desarrollado con el propósito de entregar los fundamentos técnicos necesarios para comprender los principios del análisis de vibraciones y su aplicación práctica en programas de mantenimiento industrial. A lo largo del documento se abordan conceptos esenciales relacionados con la evolución de las prácticas de mantenimiento, los parámetros básicos de vibración, los métodos de medición, el uso de transductores, así como el reconocimiento de las fallas mecánicas más comunes presentes en equipos rotatorios.

Este manual está orientado a profesionales y técnicos del área de mantenimiento, ingeniería y operación que inician su formación en análisis de vibraciones, proporcionando una base sólida para la correcta interpretación de señales vibracionales y la toma de decisiones informadas. Asimismo, busca fomentar una visión integral del mantenimiento, destacando la importancia del análisis de vibraciones como una herramienta clave para mejorar la confiabilidad, eficiencia y continuidad operacional de los sistemas industriales.

1 MANTENIMIENTO

1.1 Introducción

El tiempo continúa su paso y con ello la exigencia de estar a la par con las demandas y necesidades que los tiempos nos establecen.

La globalización internacional ha abierto la puerta de nuevos mercados, permitiendo nuevas alternativas de crecimiento.

En los mercados, se establecen límites a los costos totales de los productos, de tal manera que solamente aquellas empresas capaces de fabricar excelentes productos a un costo competente, "el mejor", podrán generar una mayor utilidad y estar siempre en la cúspide de la competitividad.

Uno de los pilares principales y fundamentales de toda empresa es el Mantenimiento, a través del cual se puede cuidar, proteger, mantener y eficientizar los equipos para la elaboración de los productos, teniendo influencia en su calidad y costo de tal forma que no podemos descuidar o subestimar al Mantenimiento y poder contar con un buen mantenimiento, si no que éste debe crecer a la par con la actualización global de las empresas. Basta citar que si no se cuenta con un sistema efectivo y eficiente de Mantenimiento se generará incertidumbre en la capacidad y/o calidad de producción.

1.2 Objetivos del mantenimiento.

En forma genérica el mantenimiento tiene como objetivo eliminar las anomalías que se generan en la maquinaria. Muchas de las veces una anomalía provocará que se generen daños adicionales a la máquina, incrementando de esta manera costos por reparación y paros no planeados. En la actualidad no se pueden eliminar las anomalías en forma completa, pero se puede reducir considerablemente mediante la atención sistemática del mantenimiento.

Por otro lado, el mantenimiento requiere anticipar y planificar con precisión sus requerimientos; esto significa, poder reducir el nivel de inventario de refacciones y reducir el recurso humano en espera. Las reparaciones de los sistemas mecánicos se pueden planificar de manera ideal, durante los paros programados de la planta.

También el mantenimiento debe incrementar la disponibilidad para la producción de la planta, por medio de una reducción importante de la posibilidad de paro durante el funcionamiento de la planta y de mantener la capacidad operacional del sistema por medio de la reducción del tiempo de inactividad de las máquinas críticas.

El mantenimiento debe lograr que su personal trabaje durante horas de trabajo, predecibles en forma razonables y con seguridad.

2. LA EVOLUCIÓN DE LAS PRÁCTICAS DE MANTENIMIENTO

Las prácticas de mantenimiento en maquinaria rotatoria han evolucionado considerablemente en los últimos años.

La mayoría del mantenimiento que se llevaba a cabo en la industria en un inicio era después de ocurrir una falla del equipo, por lo que posteriormente se le denominó **Mantenimiento Correctivo**. Y conocido algunas veces como mantenimiento histérico o de emergencia. Este mantenimiento se caracteriza por generar alto costo, debido a los tiempos de inactividad no programados, maquinaria o componentes dañados, sobre inventario de refacciones y tiempo extra.

No pasó mucho tiempo cuando el personal de mantenimiento se dio cuenta que podía reducir el número de paros inesperados, aplicando algunas medidas preventivas dando origen a lo que conocemos como **Mantenimiento Preventivo**. Si bien este mantenimiento reducía los paros inesperados, también generaba un consumo alto de refacciones y mano de obra. Estudios sobre este tipo de mantenimiento han revelado que, del total de las máquinas rotatorias estudiadas, la proporción de fallas se incrementaban de manera importante, inmediatamente después de los reacondicionamientos.

El personal de mantenimiento con experiencia sabe que el ruido es un síntoma de un equipo mecánico con problemas. Incluso algunos mecánicos usan una barra o destornillador para poder escuchar el ruido emitido por el equipo y así determinar si está ocurriendo una falla. Gracias a la aplicación de transductores y equipo electrónico capaces de registrar las vibraciones generadas por la maquinaria fue posible usar este principio para predecir la presencia de fallas con la máquina en operación. Esta tecnología permitió anticiparse a las fallas evitando el desperdicio en refacciones y mano de obra que eran necesarios en el mantenimiento preventivo para evitar los paros no planeados. Este tipo de mantenimiento es conocido como **mantenimiento Predictivo**. Y requiere de utilizar varias pruebas de tipo no destructivo, tales como análisis de aceite, análisis de desgaste de partículas, análisis de vibración y medición de temperatura. El utilizar estas técnicas da como resultado un mantenimiento más eficiente comparado con los anteriormente descritos.

El mantenimiento predictivo permite a la gerencia tener el control de las máquinas y de los programas de mantenimiento. En la planta donde se usa el mantenimiento predictivo el estado general de las máquinas es conocido en cualquier momento y es posible una planificación más precisa.

El mantenimiento predictivo utiliza varias disciplinas, la más importante es el análisis de vibración, se ha demostrado que de todas las pruebas no destructivas que se realizan en maquinaria rotatoria, la firma de vibraciones proporciona la cantidad de información más importante acerca de su funcionamiento interno.

El análisis de aceite y análisis de partículas de desgaste son importantes en el programa de mantenimiento predictivo, especialmente en equipos críticos.

La termografía es otra de las herramientas utilizadas en el mantenimiento predictivo, basada en el principio de detección infrarroja para la identificación de problemas en interruptores y áreas de acceso difícil.

El análisis de corriente en motores es muy útil para detección de barras de rotor agrietadas o rotas (con el motor en funcionamiento).

Actualmente con el avance tecnológico en la ingeniería de los productos y con equipos de monitoreo más avanzados es posible mejorar la disponibilidad y confiabilidad de los equipos a través de un papel más activo del personal de mantenimiento evitando las fallas de los equipos. A este tipo de mantenimiento se le conoce como Mantenimiento Proactivo. Aunque resulte paradójico este mantenimiento permite obtener mejores resultados a un menor costo total. La industria a la vanguardia en prácticas de mantenimiento a evolucionado a este tipo de mantenimiento por los grandes beneficios que ofrece.

A continuación, se listan algunas características generales de los diferentes tipos de mantenimiento

2.1 Mantenimiento Correctivo:

- Puede ofrecer un buen costo para equipos no críticos y con bajo costo de reemplazo o reparación.
- La confiabilidad y el desempeño del equipo disminuyen con el tiempo.
- Los costos de reparación pueden ser muy altos por la severidad del daño.
- Frecuente ocurrencia de paros no planeados.
- Alta inversión en equipos de reserva y refacciones.
- Gran demanda de recursos humanos en estado de alerta
- Tiempo de reparación prolongados.

2.3 Mantenimiento Preventivo:

- Mejora parcial de la confiabilidad del equipo
- Disminuye los paros no planeados
- Alcance limitado, algunas fallas no son evitadas
- Se genera mucho desperdicio con el propósito de reducir el riesgo
- Algunas veces se afectan las especificaciones del fabricante
- Demanda intensa de recursos humanos durante el periodo de ejecución
- Paros planeados regulares para dar el servicio.

2.4 Mantenimiento Predictivo:

- Requiere del personal, equipo y tecnología especializada para monitoreo.
- Se anticipa a la falla, dando oportunidad de planear el mantenimiento.
- Disminuye los paros no planeados.
- Reduce el desperdicio por mantenimiento innecesario.
- Facilita la planeación del almacén de refacciones
- Mejor aprovechamiento de los recursos humanos
- Se pierden oportunidades de mejora.
- Mayor seguridad humana.

2.5 Mantenimiento Proactivo:

- Requiere de personal, equipo y tecnología especializada para monitoreo, así como el conocimiento sobre la ingeniería de la maquinaria.
- Se Analiza la causa- raíz de las fallas y se mejora la confiabilidad del equipo a través de acciones dirigidas a evitar falla, por ejemplo, alineación, balanceo, revisión de diseño, montaje, lubricación y otras.
- Permite ampliar el periodo entre paros planeados.
- Minimiza los paros no planeados.
- Extiende la vida del equipo.
- Reduce el costo total del mantenimiento.

2.6 Obstáculos para la implantación del Mantenimiento Proactivo

El mantenimiento Proactivo es un concepto relativamente nuevo y requiere de mayor promoción para ser conocido. Mucha gente involucrada en la toma de decisiones y ajena a las actividades de mantenimiento al conocer los beneficios que ofrece este tipo de mantenimiento puede pensar que es de alto costo, cuando en realidad no lo es. Otra limitante que enfrentan las empresas es la falta de acceso a las tecnologías requeridas para aplicar el mantenimiento proactivo. Es muy difícil que una empresa cuente con esta tecnología necesaria y en muchas ocasiones no sabe a quien recurrir. Esta situación hace difícil iniciar un plan de trabajo encaminado a la exitosa implantación del concepto.

2.7 pirámide del mantenimiento

Cuando se va a iniciar la implementación de un sistema de mantenimiento proactivo, es necesario hacer una clasificación o jerarquización de la maquinaria; en la cual se debe considerar los siguientes aspectos:

- | | |
|----------------------------|--|
| - Capacidad. | (Pequeña, mediana, grande) |
| - Criticidad. | (Influencia que tiene el proceso) |
| - Costo por Producción. | (En caso de paro, cuanto deja de producir) |
| - Costo por Mantenimiento. | (En caso de paro, cuánto cuesta reparar) |
- Disponibilidad de Refacciones. (Por sus características, las refacciones están localizables de entrega inmediata, mediano o largo plazo, cuánto cuesta cada refacción)
- | | |
|-------------------------|---|
| - Tiempo de Reparación. | (Por sus características, el reparar llevaría mucho tiempo, regular o poco) |
|-------------------------|---|
- Condiciones Actuales. (Por su situación actual, la máquina es problemática, estable o tiene ligeros detalles)
- Diseño/Ingeniería. (Por su composición, si existe alguna dificultad de reparación, disponibilidad, capacidad, etc.)

Estos aspectos son muy importantes de tomar en cuenta ya que de esto dependerá gran parte de la prioridad y la planeación del mantenimiento.

No se recomienda iniciar monitoreando todas las máquinas instaladas, ya que sería muy difícil su cobertura del gran total, sobre todo por disponibilidad de recursos y tiempo.

Se debe establecer una clasificación de maquinaria, a continuación, se dan las características generales de acuerdo con la pirámide del mantenimiento.

- Máquinas críticas 10%
- Máquinas semicríticas 20%
- Máquinas no críticas 70%

2.8 criterios para la selección de una máquina crítica

Uno de los objetivos más significativos de la implementación es llevar al mínimo las fallas en la maquinaria, con la finalidad de reducir los paros no planeados y lograr la máxima disponibilidad de los equipos productivos, así como reducir los costos de mantenimiento. Para lograr tal propósito desde el inicio de la implementación del sistema, será necesario identificar aquellas máquinas críticas para los procesos productivos.

2.8.1 Maquinaria crítica:

La clasificación y selección de una maquinaria puede depender del tamaño o la aplicación. Cuando se refiere al tamaño podemos incluir aquella maquinaria que por sus grandes dimensiones es difícil maniobrar o realizar los mantenimientos de esta; otro concepto que ligado al tamaño es el costo de la maquinaria, es decir, generalmente la inversión en una maquinaria grande es mucho mayor que en la maquinaria pequeña.

Al referirnos a la aplicación podemos clasificar una máquina crítica, aquella que es fundamental y básica en algún punto del proceso productivo y por su importancia se le debe tratar como crítico.

Agrupando ambos conceptos podemos definir una máquina crítica como aquella que puede parar el proceso de producción a un alto costo y que repararlo llevaría una alta inversión de recursos; además de afectar la calidad del producto y de que sus partes o componentes tardan en ser suministrados, para ello requiere ordenarlos con mucho tiempo de anticipación a una reparación.

En esta clasificación se deberá incluir todos los equipos que deben estar en operación para una producción continua, o que si fallan resultará un paro y/o pérdida total de la producción.

Alrededor de un 10% a 15% del número total de máquinas se deben de clasificar como críticas, las cuales operan continuamente. De acuerdo al tamaño se puede generalizar que una máquina crítica es aquella cuya capacidad es mayor de 300 HP o 225 KW.

Recomendaciones: Instalación de monitoreo constante y sistemas de protección.

2.8.2 Maquinaria Semi-crítica:

La definición de una máquina Semi-crítica es aquella que puede parar parcialmente la producción o que se tenga la necesidad de trabajar a una capacidad inferior a la nominal, la cual puede impactar a la producción parcialmente.

Referente a los costos de mantenimiento, se deberán incluir en esta clasificación, aquellos equipos que presentan recurrentes intervenciones de mantenimiento ya sea debido a algún problema de diseño al mismo tiempo de proceso.

Alrededor de un 15% a 20% de estas máquinas se deben de clasificar como semicríticas. Su capacidad es de 150 HP a 300 HP o 225 KW a 110 KW estas máquinas normalmente son monitoreadas a través de un sistema de monitoreo fijo.

Recomendaciones: - Integración de sistemas de análisis y monitoreo frecuente planeado, indicaciones de variables principales con señal de control.

2.8.3 Máquinas no Críticas:

Estas máquinas son aquellas que su intervención en la planta de producción es secundaria, normalmente en máquinas de tamaño pequeño con una capacidad desde 5 HP a 150 HP ó 3.5 KW a 110 KW.

En esta clasificación se deberá incluir a aquellos equipos que no tienen un alto impacto en la producción al momento de efectuarse algún paro, referente a los costos de reparación en este tipo de maquinaria son aquellos que relativamente no impactan al presupuesto del área.

Recomendación: - Recolección y monitoreo periódico.

La siguiente tabla muestra los tipos de máquinas que podrían servir para clasificar la planta en categorías.

Tipo de reparación Máquina	Tamaño de Máquina	% del total de Equipos	Costo de \$/HP/año
Crítica	> 300 HP	10 - 15%	\$ 11/HP/año
Semi-crítica	150 - 300 HP	10 - 15%	\$ 22/HP/año
No crítica	5 - 150 HP	70 - 80 %	\$ 49 /HP/año

Cabe mencionar que la clasificación de la maquinaria dependerá de cada compañía, ya que los procesos son la pauta que marcan las clasificaciones. Esta clasificación pudiera ser flexible, es decir, puede estar cambiando de acuerdo con las necesidades o resultados.

Las primeras máquinas que se deben integrar al mantenimiento proactivo, deben ser las críticas, posteriormente las semicríticas y después las no críticas, ya que las prioridades se dan en ese orden.

Una vez establecidas las categorías o clasificación de la maquinaria y posterior a una etapa de ejecución del mantenimiento proactivo, la filosofía de la jerarquización debe de ser en forma dinámica, de tal forma que el porcentaje de máquinas no críticas tenga una tendencia creciente, de igual forma las máquinas semicríticas, para las críticas se puede apoyar en medios de análisis y monitoreo constante.

Por la importancia de este tipo de maquinaria se sugiere el integrar sistemas locales; los cuales consisten en tener la señal en línea, es decir, por medio de instalaciones fijas mandar las señales a un centro de control las 24 horas del día de los trescientos sesenta y cinco días del año; en el cual se reciben las señales de las variables del monitoreo y efectuar el análisis respectivo tomando acciones inmediatas necesarias, tanto de ajustes como de mantenimiento.

3. CONCEPTOS BÁSICOS

3.1 Introducción:

La vibración en maquinaria rotatoria es normalmente considerada como indeseable, ya que produce deterioro mecánico, desgaste y ruido. Esto es especialmente cierto cuando los niveles de vibración presentes sobrepasan los límites para operación satisfactoria.

Una maquinaria que opera con niveles excesivos puede tener falla grave, llegando algunas veces a ser catastrófica. La utilización del análisis de vibración es el mejor medio para diagnosticar la presencia y el origen de una falla.

En la actualidad se han desarrollado una gran cantidad de técnicas de análisis de señales de vibración, algunas de ellas utilizan la forma de onda en el dominio del tiempo, otras consideran el estudio de los componentes de espectro de frecuencia, otras analizan la forma de la órbita descrita por el rotor y algunas otras utilizan ciertos filtros que se enfocan especialmente en determinar la condición de los rodamientos.

La vibración representa los síntomas de anomalías en el estado de funcionamiento de las máquinas rotatorias.

Cada problema mecánico o defecto genera vibración en su manera característica y esto permite analizar el tipo de vibración para identificar su causa y tomar las acciones apropiadas de reparación.

Cuando se efectúa análisis de vibración, se buscan tres componentes en la señal de vibración, amplitud, frecuencia y fase.

3.2 Definiciones:

a. Frecuencia:

Es el número de oscilaciones realizadas por un objeto en un tiempo determinado.

La frecuencia a la cual ocurre la vibración indica el tipo de falla.

Ciertos tipos de falla "típicamente" ocurren a ciertas frecuencias.

Para determinar la frecuencia a la cual está vibrando un objeto se requiere de un analizador de vibraciones, el cual presenta en pantalla una señal espectral; la cual consiste en la separación de todos los componentes que generan una vibración global dentro de un rango de frecuencias seleccionados.

b. Amplitud:

Es el tamaño de la señal de vibración, ésta determina la severidad de la falla; entre mayor es la amplitud, mayor la vibración, mayor el problema.

La amplitud depende del tipo de máquina y es siempre relativa al nivel de vibración de una máquina "buena" o "nueva".

La amplitud de una vibración se puede medir de varias maneras:

- cero - pico.
- pico - pico.
- promedio.
- rms.

(Ver sección escala de amplitudes).

c. Vibración:

Se refiere al movimiento repetitivo que permite a un objeto recuperar consecutivamente su posición original.

Estrictamente hablando una vibración se puede definir como una variación temporal del valor de magnitud característica del movimiento o de la posición del sistema mecánico cuando la magnitud es alternadamente mayor o menor que cierto valor promedio o de referencia.

Si la vibración se repite exactamente después de transcurrido un cierto tiempo se trata de una vibración periódica.

d. Movimiento armónico:

se refiere a una vibración tal que el desplazamiento X del objeto puede representarse por la función:

$$X = X_0 \operatorname{sen} \omega t$$

Donde:

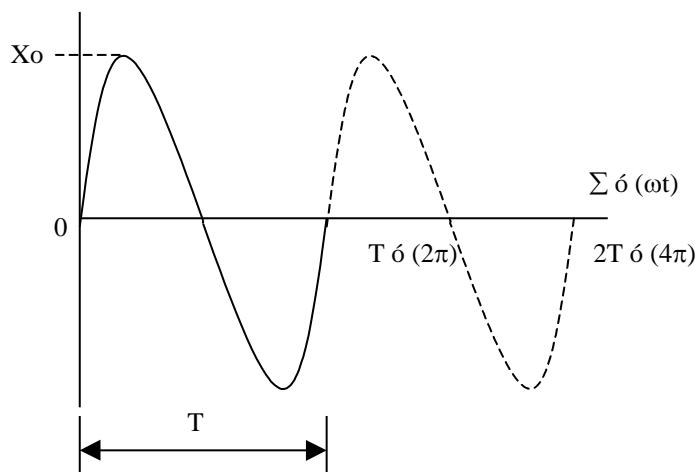
ω = Frecuencia.

X_0 = Representa la amplitud máxima del desplazamiento de la vibración.

X = Desplazamiento.

t = Tiempo transcurrido.

Esto se puede ilustrar en la figura siguiente donde se aprecia que este tipo de movimiento puede presentarse por una senoide; por lo que se conoce como movimiento senoidal.



Representa el movimiento oscilatorio de un punto

Como se aprecia en la anterior figura, el movimiento se repite cuando transcurre un periodo T en segundos y su inversa es la frecuencia.

$$f = 1/T$$

e. Período:

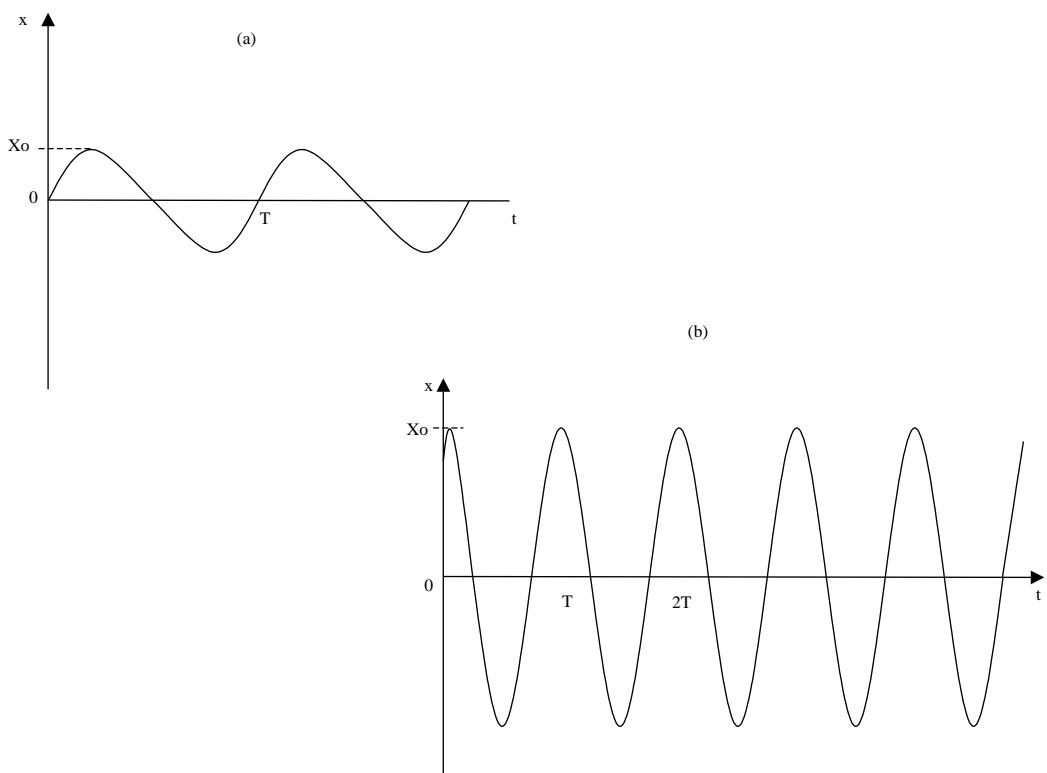
Es el tiempo que tarda un objeto en realizar un ciclo.

La frecuencia es medida en ciclos por segundo, también en algunas nomenclaturas los ciclos por segundo son denominados Hertz, en honor del primer investigador en ondas de radio (que son vibraciones eléctricas).

Como la función senoidal requiere de un argumento expresado en radianes, es convencional definir a la frecuencia circular.

$$\omega = 2\pi f \text{ (rad/seg)}$$

de



aquí que:

$$f = \square / 2 \square;$$

$$\text{y como } f = 1/T \text{ (ciclos/seg)}$$

Entonces:

$$T = 2 \square / \square \text{ (seg)}$$

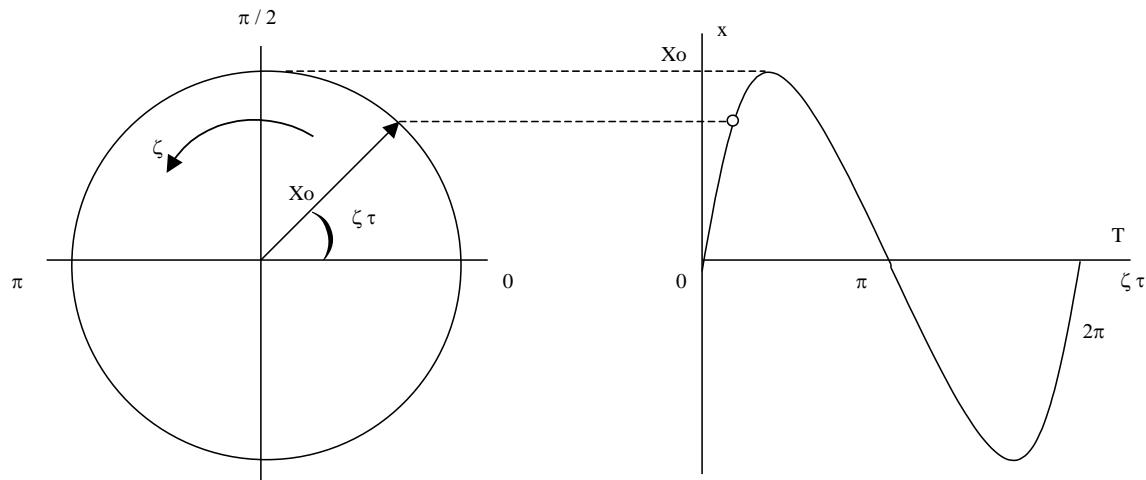
Las siguientes figuras representan el movimiento vertical de un punto (en el papel), la senoide se genera solo porque el punto se desplaza a la derecha (o del papel hacia la izquierda) en forma proporcional al tiempo transcurrido t , de no ser así el punto solo generaría una línea vertical, repasada tantas veces como se repetiría el ciclo

- a) Baja frecuencia y menor amplitud**
- b) Alta frecuencia y mayor amplitud**

Como se puede notar que sus ciclos se repiten un mayor número o menor número de veces por unidades de longitud horizontal de papel (tiempo transcurrido), dependiendo de su mayor o menor frecuencia.

Este tipo de figuras pueden observarse en un osciloscopio, el que nos permite controlar tanto el eje vertical (amplitud), como el eje horizontal (tiempo transcurrido en periodos) en la figura anterior tomada la pantalla de un osciloscopio, nos muestra una señal de baja frecuencia y menor amplitud, comparada con una señal de alta frecuencia y mayor amplitud.

Una vibración senoidal también puede obtenerse de la proyección de un vector que gira alrededor de su origen, como se muestra en el diagrama polar siguiente:

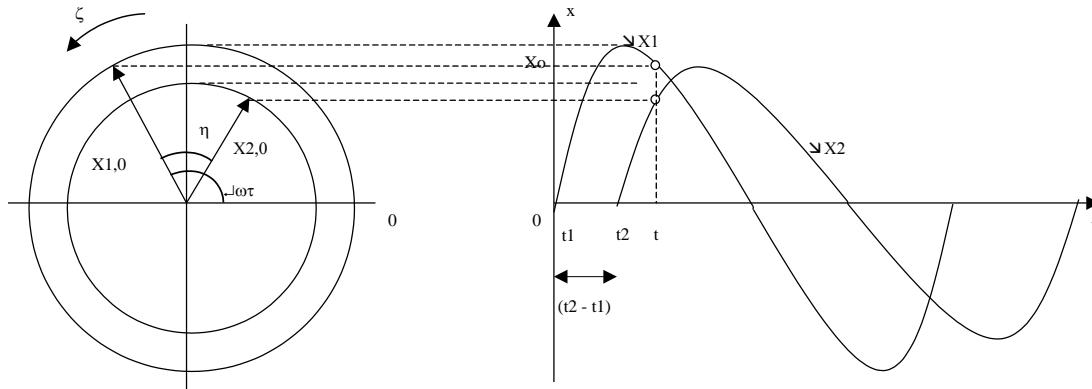


Representación vectorial o polar de una vibración senoidal

En este caso la longitud del vector representa la amplitud de la vibración, el vector gira con velocidad de rotación ω rad/s (de ahí el término de frecuencia circular para ω).

f. Fase

Dos vibraciones con la misma frecuencia f (o ω), pueden ser no simultáneas, es



decir, mientras que la vibración X_1 empieza en t_1 , la vibración X_2 empezará en t_2 , ver la siguiente figura, se dice entonces que las vibraciones están fuera de fase o desfasadas en un lapso (t_2-t_1).

3.3. Desfasamiento entre dos vibraciones

En el osciloscopio puede ser difícil trasladar exactamente los ejes horizontales de cero amplitudes correspondientes a dos señales, para medir el lapso de desfasamiento, o puede dificultarse esta medición por la presencia de "ruido" en la señal o si no se trata de una senoide pura.

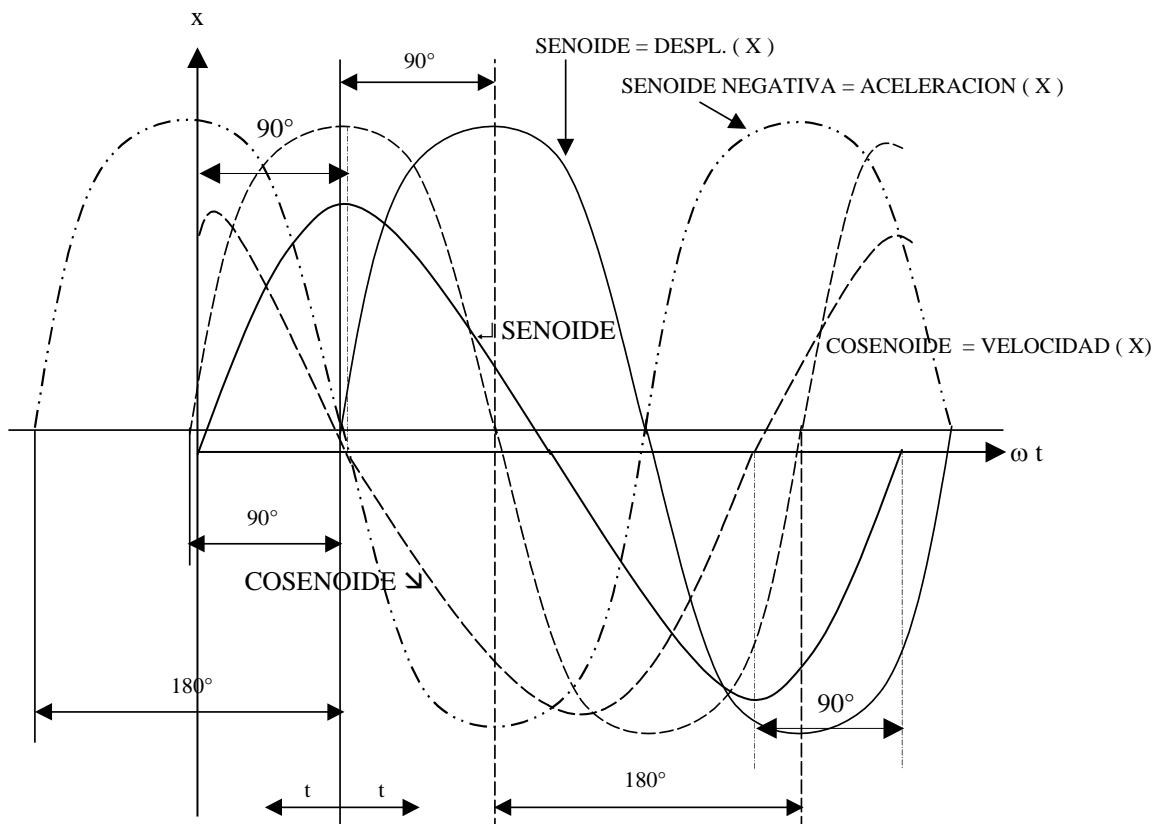
Cuando se cuenta con equipo como los filtros de vectores o las lámparas estroboscópicas, puede ser más fácil medir el desfasamiento mediante un ángulo de fase, que forman los dos vectores de un diagrama polar como el de la figura anterior.

Una función que por definición está adelantada 90° con respecto a una senoide es la cosenoide, ver la siguiente figura, debe notarse además que un adelanto o retraso de 180° equivale a intervenir el signo de una función senoidal y cosenoidal.

Desfasamiento entre senoide y cosenoide.

Lo anterior

resulta



muy útil si se considera que la derivada del seno es el coseno y que la derivada del coseno es el valor negativo del seno y que, además:

$$\begin{aligned} dx/dt &= X = (\text{velocidad}) \\ dv/dt &= X = a (\text{aceleración}) \end{aligned}$$

De esto tenemos:

$$\begin{aligned} X &= X_0 \sin \omega t \text{ (desplazamiento)} \\ X &= X_0 \omega \cos \omega t \text{ (velocidad)} \\ X &= -X_0 \omega^2 \sin \omega t \text{ (aceleración)} \end{aligned}$$

Estas funciones se muestran en la siguiente figura, donde se aprecia que la aceleración de una vibración está adelantada 180° con respecto a su desplazamiento y 90° con respecto a su velocidad.

Relación de fase entre desplazamiento, velocidad y aceleración de una vibración

¿Cuándo utilizar el desplazamiento, la velocidad y cuándo la aceleración?

Cuando se va a realizar el análisis de vibración de una máquina es necesario tener a la mano toda la información de cómo está constituida la máquina (tipo de rodamientos, velocidades, número de álabes (si aplica), número de dientes (si aplica), tipo de motor, tipo de transmisión, etc. Además de conocer todas las piezas de la máquina, es necesario también conocer el proceso para maximizar la disponibilidad y el rendimiento de los equipos mediante un buen mantenimiento y operación; el desconocer esta información puede arriesgar la precisión del diagnóstico.

Cada pieza y cada proceso de un equipo mecánico tiene características conocidas; al menos por el diseñador. Las vibraciones de estas piezas causadas por esos procesos deberán entonces reflejar las características mencionadas, así un rotor pesado vibrará a bajas frecuencias o el flujo rápido de vapor creará vibraciones de alta frecuencia o el flujo rápido de vapor creará vibración a altas frecuencias en tuberías y ductos.

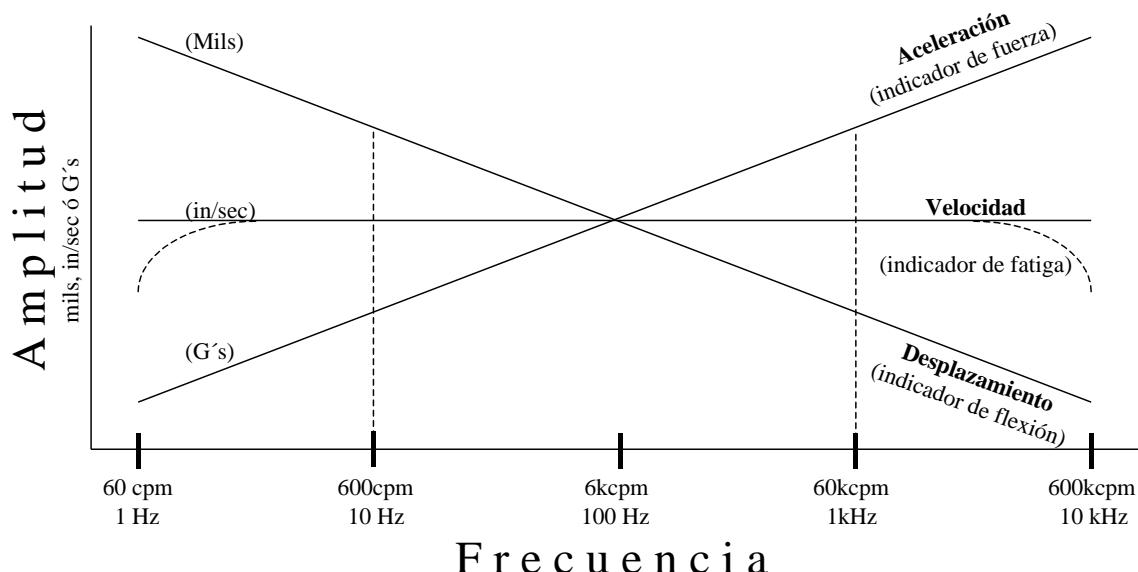
Las fuerzas de la máquina (tanto internas, como externas) generan cierta vibración, algunas veces la vibración es aceptable y en otras no.

Como se trató en el tema de introducción a la vibración, se puede analizar una señal de vibración mediante la aceleración, velocidad y desplazamiento. Como se demostró matemáticamente, que la velocidad a cualquier frecuencia es proporcional al desplazamiento multiplicado por la frecuencia, y que de igual manera la aceleración es proporcional a la velocidad por la frecuencia, lo que significa que también es igual al desplazamiento multiplicado por el cuadrado de la frecuencia.

Esto se puede fácilmente visualizar en la siguiente figura:

En base en esta teoría la utilización del parámetro del desplazamiento de vibración le dá mayor énfasis a las frecuencias bajas, y la aceleración a las frecuencias altas. Cuando se analiza un espectro de vibración de una máquina, es necesario que se haya obtenido mediante el uso del parámetro adecuado que muestre un nivel uniforme en todo el rango de frecuencias, esto aumentará al máximo el rango de la señal obtenida.

En la mayoría de las máquinas rotativas medianas, se utiliza el parámetro de velocidad, ya que éste produce un espectro más uniforme.



Comparación de las unidades utilizadas en la medición de vibración
(Desplazamiento, Velocidad y Aceleración.)

3.4. Métodos de Medición Estándar. -

Cuando se efectúa medición de la vibración, se tienen que usar ciertos métodos de medición estándar.

- a. Vibración global
- b. Fase
- c. Aceleración de envolvente
- d. Tecnología SEE (Energía Espectral Emitida (Spectral Emitted Energy))
- e. Detección a altas frecuencias (HFD (High Frequency Detection))
- f. Otras tecnologías de resonancia de transductor

Estos métodos se describen brevemente a continuación:

3.4.1. Vibración Global

La vibración global es la vibración total de la energía medida dentro de un rango de frecuencia determinada. Al medir la vibración "global" de una máquina o componente, indica de alguna manera la condición actual de la máquina. Una lectura de vibración mayor que lo normal indica que alguna anomalía se está presentando, ya que la máquina o alguno de sus componentes están experimentando mayor vibración que la normal.

La vibración es considerada el mejor parámetro de operación para juzgar las condiciones dinámicas; tales como: desalineación, desbalance, holgura mecánica, resonancias estructurales, pie suave, eje doblado, desgaste excesivo en rodamientos, etc.

En maquinaria rotatoria normalmente se tiene la necesidad de saber si el nivel de vibración que está presentando la máquina se encuentra en niveles aceptables o no.

Normalmente se recomienda que los niveles que se deben de establecer son los que recomienda el fabricante del equipo original.

Si no se cuenta con esta información se recomienda tomar como base los niveles de vibración que la máquina ha desarrollado como historia. Cada máquina es fabricada e instalada de diferente manera; por consiguiente, la respuesta es diferente para cada una de las máquinas a pesar de que éstas sean “idénticas”.

La utilización de estándares ISO son un buen comienzo, cuando no se tiene ninguna de la información antes mencionada. Hay que tener en cuenta que las cartas ISO, definen condiciones “buenas” o “malas” en un rango genérico de maquinaria.

A continuación, se presenta la tabla de severidad ISO 2372.

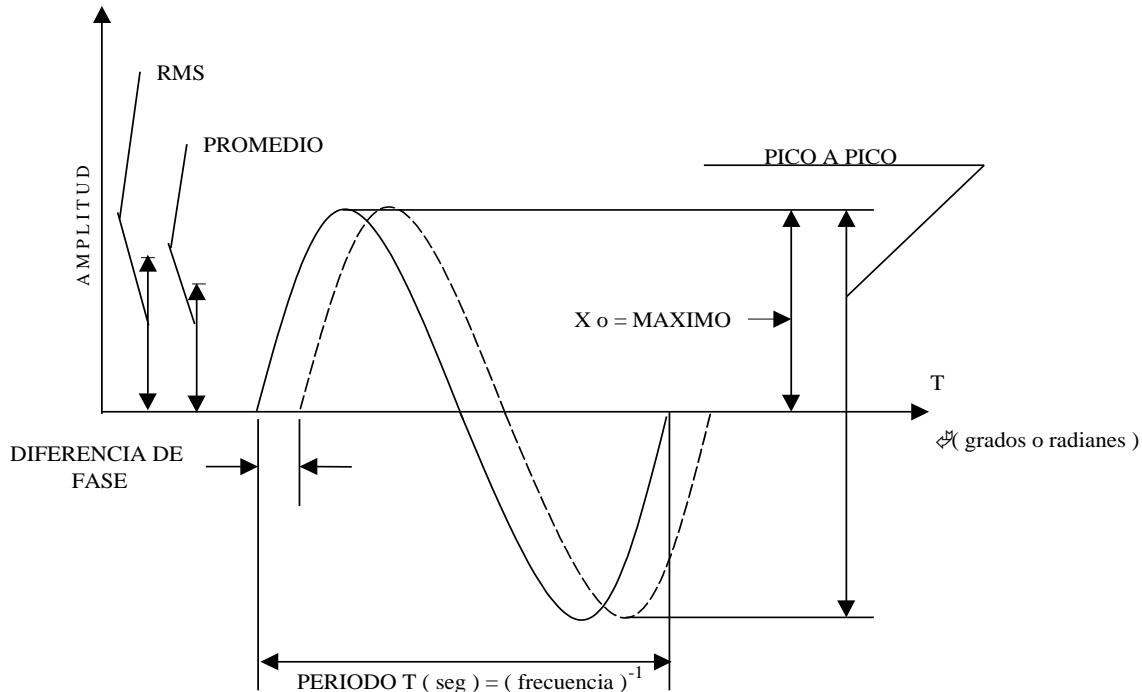
Tabla de severidad de vibración (ISO 2372)

Vibración Plg/seg RMS	Máquina Pequeña Clase I	Máquina Mediana Clase II	Máquina grande con soporte Rígido Clase III	Máquina grande con soporte Flexible Clase IV
0.011				
0.018				
0.028				
0.044				
0.071				
0.11				
0.177				
0.28				
0.44				
0.71				
1.1				
1.77				
2.79				

Bueno
 Aceptable
 Mal
 Inaceptable

Rango de frecuencias

El rango de frecuencia, para la cual se llevan a cabo las lecturas de vibración global,



son normalmente determinados por el tipo de equipo de monitoreo; Algunos colectores de datos tienen sus propios rangos de frecuencia predefinidos de vibración global; otros permiten al usuario seleccionar el rango de frecuencia.

Desafortunadamente existe un debate en acordar cual es el mejor rango de frecuencia para efectuar las mediciones de vibración global.

Cuando se comparan valores de vibración global es importante que éstos sean obtenidos para el mismo rango de frecuencia.

a) Escala de Amplitudes

La amplitud de vibración se puede medir de varias maneras:

- cero-pico.
- pico-pico.
- promedio.
- rms.

La relación de estas escalas se puede visualizar en la siguiente figura:

b) Definición de la amplitud de vibración.

Es importante mencionar que cuando se tienen que comparar dos o varias amplitudes es necesario que las mediciones sean consistentes; tanto en sus amplitudes, como en el rango de frecuencias.

La siguiente tabla de conversión será de gran utilidad para poder calcular las diferentes amplitudes arriba mencionadas:

Multiplicar	Por	Para Obtener
pico - pico	0.500 0.364 0.318	cero - pico rms promedio
Cero - pico	2 0.707 0.637	pico - pico rms promedio
Promedio	3.14 1.57 1.11	pico - pico cero - pico rms
rms	2.828 1.414 0.901	pico - pico cero - pico promedio

a) Medición de Fase

La medición de fase no es un método de procesamiento. La medición de fase es la diferencia angular entre una marca de referencia en un eje rotatorio y la señal de vibración del eje. Esta relación proporciona información valiosa para afinar el diagnóstico de falla, en los niveles de la amplitud de la vibración, orbitación y la posición del eje y es muy útil; además para actividades de balanceo. La explicación detallada sobre la definición se menciona a continuación y las aplicaciones las encontrará en el capítulo de diagnóstico).

a) Medición del ángulo de fase relativo a una marca fija

Estrictamente hablando el ángulo de fase, es el ángulo de retraso del vector de desplazamiento con respecto al vector de la fuerza de excitación. En la práctica de balanceo; sin embargo, se conoce con el nombre de ángulo de fase, al ángulo en el cual se localiza el punto alto de la vibración con respecto a una marca de referencia fija, que puede o no coincidir con el punto pesado.

Existen dos medios principales para la medición del ángulo de fase relativo a una referencia fija: Por medio de una lámpara estroboscópica y por medio de un generador de pulsos síncronos.

b) Medición de ángulo de fase usando lámpara estroboscópica.

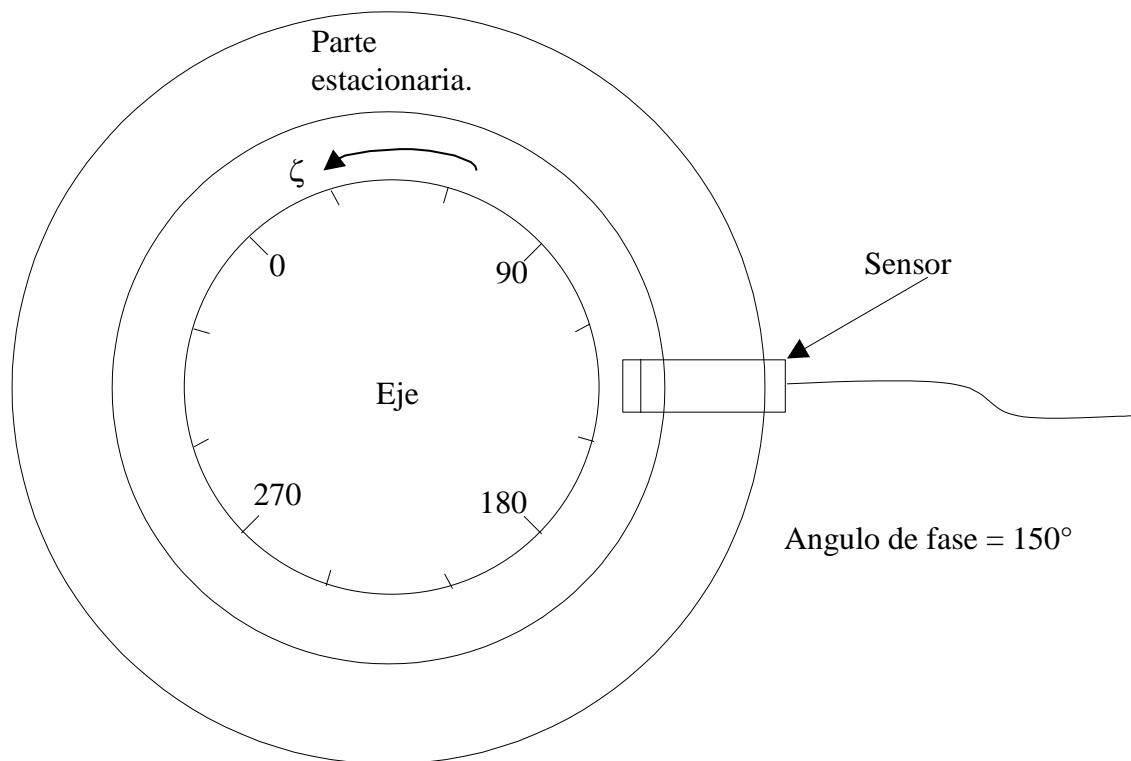
La lámpara estroboscópica es un instrumento que lanza destellos en forma intermitente. Cada destello es lanzado cuando una señal de disparo (trigger) acciona el mecanismo del disparador.

Si se ilumina un rotor con una lámpara estroboscópica y el mecanismo disparador de la lámpara es accionado por una señal de disparo síncrona con la velocidad de rotación del rotor, el funcionamiento intermitente de la lámpara hará aparecer una imagen congelada del rotor. La posición en la cual aparezca el rotor en la imagen congelada dependerá del punto de la rotación en el cual se produzca la señal de disparo síncrona.

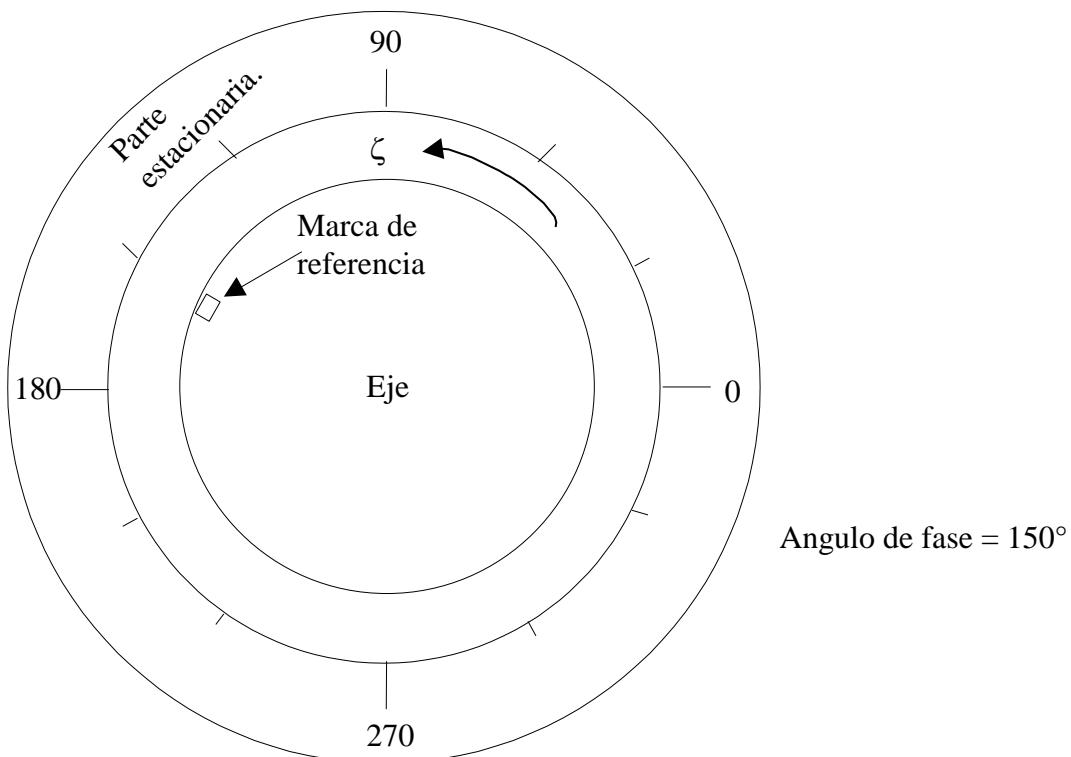
Si esta señal se produce cuando el transductor detecta el punto alto correspondiente a la posición del rotor que coincide con el transductor. Por medio de un sistema de numeración es posible conocer esta posición.

La numeración se puede marcar en el eje o en una parte estacionaria del rotor, como la tapa de la chumacera. La numeración sobre el eje se debe hacer en dirección contraria a la rotación del rotor. La numeración sobre una parte estacionaria del rotor se debe hacer en la misma dirección de la rotación y adicionalmente se debe poner una marca en el eje.

Cuando la numeración se marca en el eje, el ángulo de fase será igual a la posición angular que coincide con el transductor de vibración, esto se ilustra en la siguiente figura:

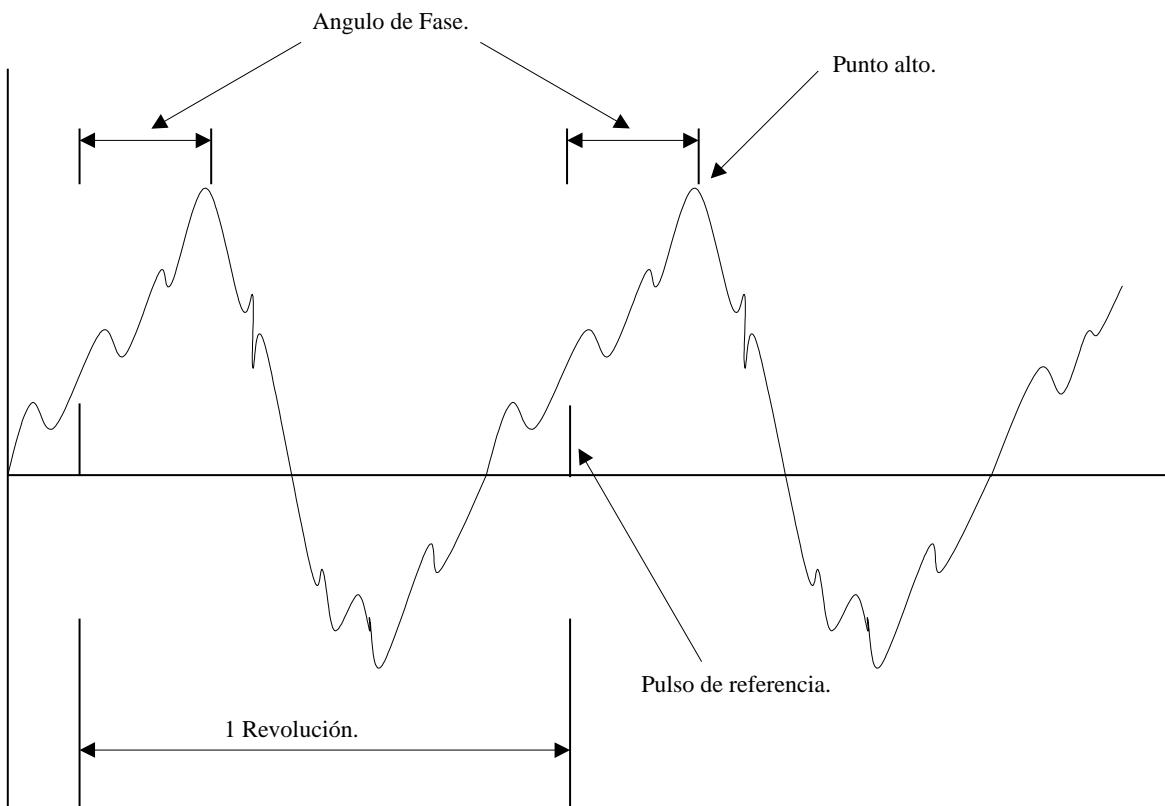


**Medición de fase con lámpara estroboscópica.
(numeración en el eje)**



**Medición de fase con lámpara estroboscópica.
(numeración en la parte estacionaria)**

Cuando la numeración se marca en una parte estacionaria del rotor; el ángulo de fase será aquel que corresponde a la posición de la marca de referencia en el eje, medida de acuerdo a la numeración marcada sobre la parte estacionaria. Esto se muestra en la siguiente figura:



Medición del ángulo de fase utilizando un generador de pulsos síncronos y un osciloscopio.

c) Medición del ángulo de fase usando un generador de pulsos síncronos.

Se puede obtener un pulso síncrono mediante el uso de un transductor de desplazamiento y una marca en el eje, tal como una cuña. Cada vez que la cuña pase frente al transductor de desplazamiento se producirá un pulso.

Otra forma de generar un pulso síncrono es mediante el uso de un transductor óptico que detecta el paso de una marca reflejante en el eje.

Si el pulso se alimenta a un osciloscopio, el ángulo de fase será igual a la diferencia en grados entre el pulso y el siguiente pico (punto alto) de la señal de vibración, como se nota en la siguiente figura, el pulso se puede alimentar a los analizadores de vibración o filtros digitales de vectores, los cuales proporcionan una lectura directa del ángulo de fase. Esta lectura corresponde al mismo ángulo determinado cuando se utiliza un osciloscopio; es decir, es el ángulo de rotación del eje que se obtiene desde que se detecta la marca de referencia hasta que el transductor detecta el punto alto de la vibración.

3.4.2. Detección de Envolvente

La actividad repetitiva de rodamientos y engranes crean señales de vibración de amplitud muy pequeña y se presentan a muy altas frecuencias comparadas con las generadas por la rotación de la máquina o estructuras.

El objeto del Envolvente es filtrar las señales generadas por frecuencias rotacionales y resaltar la repetitividad de los componentes de la señal del defecto de los rodamientos que, como se mencionó en el párrafo anterior, ocurren a altas frecuencias. La detección de Envolvente es la Técnica sofisticada más reciente para análisis de falla en los rodamientos y engranes; los cuáles se caracterizan por generar amplitudes pequeñas y son discriminadas por las señales de vibración debido a la rotación de las máquinas y estructuras (bajas frecuencias).

Por ejemplo, si un rodamiento tiene defecto en la pista exterior, cada elemento rodante se "embarra" en el defecto, causando una pequeña y repetitiva señal de vibración; sin embargo, esta señal de vibración es de tan baja energía que con monitorear la vibración global, esta se pierde en la vibración y ruido generado por la rotación y estructura de la máquina.

La detección de envolvente filtra estas señales dejando pasar únicamente las de tipo de impacto repetitivos y enfocándolos en el rango de frecuencias de defecto de los rodamientos (repetitividad de la señal de los rodamientos y los dientes de engranes)

Recientemente este método de medición ha sido aprobado como indicador exitoso en problemas de maquinaria rotatoria.

Dentro de las aplicaciones de la técnica de envolvente se pueden mencionar; las fallas en los elementos de los rodamientos, defecto en los dientes de engranes, discontinuidad en el fieltró de máquinas papeleras y problemas eléctricos del rotor/estator.

La siguiente gráfica muestra la tabla de severidad de las mediciones de envolvente, que mediante varios años de experiencia SKF Condition Monitoring ha logrado obtener.

3.4.3. Tecnología SEE

La tecnología **SEE** (Spectral Emitted Energy, Energía Espectral Emitida) proporciona la detección de falla de defecto en rodamientos y engranes en sus etapas tempranas mediante mediciones de emisión acústica generadas por la falla de metal o generadas por otras condiciones específicas.

Dentro de las circunstancias que pueden generar emisiones acústicas se pueden mencionar a:

- Defecto de rodamientos
- Cavitación/flujo
- Lubricación contaminada
- Fricción de rodamientos
- Contacto motor-compresor
- Micro fricciones
- Ruido eléctrico
- Sobrecarga dinámica
- Señales eléctricas generadas

La tecnología SEE utiliza un transductor especial de emisión acústica que "escucha" mediante emisiones acústicas ultrasónicas que ocurren cuando los elementos rodantes del rodamiento se van degradando (estas emisiones acústicas ocurren en el rango de frecuencias de 150 a 500 KHz.) Este tipo de señal no es considerada de vibración (es sonido a altas frecuencias), sin embargo, la vibración es comúnmente usada en el término industrial.

La tecnología SEE mide el ruido ultrasónico (emisiones acústicas) creadas por el metal degradado, es la mejor herramienta para detectar problema en los rodamientos en sus etapas tempranas, cuando el defecto es interno y microscópico y no causa ninguna señal de vibración medible. Para este caso las mediciones SEE son además muy efectivas para la medición de la condición de la máquina que produce emisiones acústicas con la presencia de corrosión y fricción y deslizamiento por cavilación, etc.

Si los valores SEE gradualmente se incrementan de lo normal, no se requiere reemplazar el rodamiento de inmediato. La detección SEE proporciona con suficiente anticipación a la persona de mantenimiento a efectuar las correcciones operacionales de lubricación y salvar potencialmente el rodamiento, o extender la vida útil.

Si los valores se incrementan, se requiere monitorear al rodamiento más frecuentemente. La tendencia de la condición con SEE, envolvente, temperatura y mediciones de vibración para profundizar el análisis y predecir el mejor momento para la corrección del problema. Un buen entendimiento de la máquina es la aproximación lógica para resolver el problema es la necesidad para ayudar la directa acción de reparación.

Del buen conocimiento de la respuesta de la máquina depende la decisión óptima para resolver el problema.

3.4.4. Detección a Altas frecuencias (HFD (High Frequency Detection))

La detección a altas frecuencias proporciona la indicación temprana de problemas. El procesamiento de la detección de altas frecuencias despliega un valor numérico global de vibración a altas frecuencias generadas por pequeños defectos ocurriendo en un ancho de banda a altas frecuencias (de 5 KHz a 60 KHz). El transductor detecta la frecuencia resonante dentro del ancho de banda y amplifica la señal de bajo nivel generada por los pequeños defectos. Porque de este rango de alta frecuencia, las mediciones HFD se efectúan con un acelerómetro y despliega los valores en G's. Las mediciones HFD pueden ser convertidas a otra magnitud 0-p, rms, etc.

3.4.5. Otras Tecnologías de Sensores Resonantes

Algunos otros fabricantes usan la tecnología de transductor resonante que son similares al HFD. Esta tecnología usa la frecuencia de resonancia del transductor para amplificar eventos en el rango de frecuencia de defecto de los rodamientos. Esta tecnología incrementa la repetición de los componentes de la señal de defecto de los rodamientos y reporta su condición. Las lecturas son proporcionadas por un número global que representa como en muchos impactos (incremento logarítmicamente) el sistema pick up.

Existen fabricantes de tecnologías similares a HFD y da la misma indicación. Sin embargo, el resultado de estas mediciones entre la tecnología HFD (de SKF) y la de cualquier otro fabricante, no pueden ser comparados ya que la sensibilidad de los sensores es muy diferente.

3.5. posición de la Medición del Transductor.

Es importante determinar la posición adecuada en la cual se va a efectuar la medición, ya que ésta es indicativa de las anomalías que se están generando en la máquina. Para esto se menciona a continuación las siguientes recomendaciones:

- Se recomienda que, al efectuar mediciones, evitar las superficies con pintura, especialmente si se usa un transductor con base magnética, cuando es el caso se recomienda lijar y dejar la superficie metálica para mejor fijación.

Posición. – Cuando sea posible, la medición debe ser medida en tres direcciones:

- Vertical.
- Horizontal.
- Axial.

- a) Las mediciones **horizontales**, típicamente muestran la mayor vibración debido a que la máquina es más flexible en el plano horizontal. Por ejemplo, el

desbalance que es uno de los problemas más comunes en maquinaria rotatoria, produce vibración radial debido a efecto de la fuerza centrífuga, por lo que la condición de rigidez va a permitir que la vibración generada por desbalance sea mayor en este plano.

- b)** Las mediciones **verticales** típicamente muestran menos vibración que las horizontales, debido a que en este plano existe mayor rigidez. Siempre se va a esperar que en este plano las vibraciones sean menores comparadas con las otras dos direcciones (horizontal y axial), normalmente cuando esta condición no se presenta existe algún problema relacionado con pérdida mecánica. (aflojamientos, fisuras, fracturas, etc.).
- c)** Bajo condiciones ideales, las mediciones **axiales** pueden mostrar muy poca vibración, ya que todas las fuerzas son generadas perpendicularmente al eje; sin embargo, la desalineación y en los casos de eje pandeado normalmente generan vibración en el plano axial.

Es necesario mencionar que las anteriores descripciones se proporcionan únicamente como guía para maquinaria "común". El equipo que está montado verticalmente, rotores en cantiliver o máquinas con instalación no comunes pudieran presentar diferentes respuestas.

- Es muy importante que las mediciones sean tomadas lo más cerca posible al rodamiento; ya que si existe una distancia importante entre el rodamiento y el transductor la señal se va a distorsionar, afectando la exactitud en el diagnóstico. Se recomienda también evitar tomar lecturas en la carcasa ya que ésta pudiera estar vibrando debido a resonancia o aflojamientos.

Nota. - Cuando se efectúen las mediciones de envolvente y SEE (técnicas creadas por SKF, para analizar las condiciones de los rodamientos, ver sección correspondiente), deben ser tomadas en la zona de carga del rodamiento, o tan cerca como sea posible.

- Se sugiere de ser posible marcar el punto de medición para que las comparaciones sean consistentes (si se mueve el transductor unos cuantos milímetros puede producir diferentes lecturas de vibración). Para asegurar que las mediciones tomadas fueron hechas en el mismo punto, deben marcarse con tinta permanente o con un barreno.
- El ángulo de posición del transductor siempre debe ser perpendicular a la superficie ($90^\circ \pm 10^\circ$)
- Cuando se use un transductor de tipo hand-held (manual), es importante que la presión de contacto sea firme, y no someterlo a mucha presión, ya que ésta puede contribuir a amortiguar la señal de vibración en ese punto.

3.5.1. condiciones Óptimas de Medición

Las mediciones se llevan a cabo; con la máquina operando bajo las condiciones normales. Por ejemplo, cuando el rotor, alojamiento y rodamiento han alcanzado la temperatura normal de operación, así como las condiciones de proceso, por ejemplo; voltaje, flujo, presión y carga). En máquinas con velocidad o carga variable, las mediciones se deben llevar a cabo en las condiciones máximas para poder tener tendencia consistente.

3.5.2. Lectura de Tendencia de la Vibración Global.

Probablemente el método de evaluación de la severidad de vibración más eficiente y confiable es la comparación de la lectura de vibración global, contra las lecturas previas en un mismo punto de medición; permitiendo de esta manera observar y analizar la forma en que los niveles de la vibración van cambiando de "tendencia" a través del tiempo.

La actividad de elaboración o creación de tendencias de vibración consiste en almacenar las tomas de lecturas de vibración en tiempos específicos y de apuntar las variaciones en los niveles de vibración a las frecuencias de fallo con referencia al tiempo. Una tendencia creciente en nivel de vibración significa un problema incipiente.

La manera más sencilla de utilizar las tendencias de vibración es estableciendo un espectro de vibración representativo de una máquina operando bajo condiciones normales, esto como punto de referencia y para que sirva de comparativo con espectros que se tomen posteriormente en la misma máquina.

Para la comparación de espectros es importante tener en cuenta los siguientes aspectos:

- Las condiciones en las que opera la máquina cuando se toma la nueva medición o espectro deben ser iguales a las condiciones en que operaba, cuando se grabó el espectro de referencia. De no ser así, estos no serían comparables y se pueden cometer errores importantes.
- Los datos de vibración tomados deben almacenarse de igual manera que los datos de referencia. El transductor debe montarse en el mismo lugar y debe estar bien calibrado. Si es posible se deberá usar el mismo transductor para la toma de las mediciones posteriores en la máquina.
- Cuando en una máquina se toman los datos de las vibraciones con un analizador de vibraciones, es necesario tomar un promedio de varios espectros instantáneos, para reducir la posibilidad de vibraciones aleatorias y efectos de ruidos extraños en la señal medida. La cantidad

de promedios que se toman para producir los espectros deben ser suficientes para producir un espectro uniforme y constante.

Se recomienda tomar de seis a diez promedios, pero en algunas máquinas con alto ruido aleatorio en sus espectros es posible que se requiera de tiempos de promedios más largos.

Una regla general para esto es grabar un espectro con varios promedios e inmediatamente después grabar otro con la doble cantidad de promedios. Si hay una diferencia significativa entre los espectros la cantidad de promedios se debe duplicar otra vez y se debe tomar otro espectro. Si los dos últimos espectros tomados son similares, entonces la cantidad anterior de promedios es adecuada para la máquina.

Cuando se lleva a cabo la creación de tendencias, es muy importante estar seguro de que el espectro o lectura de referencia con que se van a comparar las tomas posteriores sea realmente representativo de la máquina,

Un diagrama de tendencia es una gráfica donde el eje Y presenta los valores de magnitud de la vibración y en el eje X el registro de cuándo se han tomado dichas mediciones. En este mismo diagrama se puede incluir una "línea base" para definir una serie de niveles de alarma para el mejor control de la tendencia.

El valor de la línea base, se puede definir después de una reparación mayor de la máquina, o cuando otros indicadores muestran que la máquina está trabajando en condiciones óptimas. Las mediciones subsecuentes son comparadas con la línea base para determinar el comportamiento de la máquina.

La mejor forma de comparar la tendencia de una máquina es la comparación de la tendencia de la misma, ya que cada máquina es única en su comportamiento. Por ejemplo, algunos componentes tienen una cierta cantidad de vibración, que pudiera considerarse un problema para la mayoría de las máquinas, pero para esta máquina en específico son normales. Las lecturas actuales por sí mismas pueden proporcionar argumentos para determinar si existe algún problema o no.

La utilización de estándares ISO son un buen comienzo (hasta no desarrollar la historia propia de la máquina); sin embargo, las cartas ISO definen condiciones "buenas" o "no buenas" en un rango genérico de maquinaria.

Cada máquina es:

- Fabricada en forma diferente.
- Instaladas de diferente manera (cimentación).
- Operada bajo condiciones diferentes (carga, velocidad, materiales, medio ambiente).
- El Mantenimiento es diferente.

Debido a lo anterior, se recomienda efectuar comparaciones con la tendencia de la máquina y no hacer comparaciones con alguna estandarización de normas o comparar con alguna otra máquina; aun cuando ésta sea similar en diseño y capacidades de proceso.

3.6. El Análisis de la forma de Onda

La forma de onda despliega una muestra de un tiempo corto de la muestra total de la vibración. La idea típicamente no es usada como otros formatos de vibración, el análisis de la señal en el dominio del tiempo puede proporcionar indicios de la condición de la máquina que no siempre son evidentes en los espectros de frecuencia, por lo que se recomienda utilizar este tipo de señal como parte del programa de análisis.

Para realizar un análisis en el dominio del tiempo es sencillamente usar la forma de onda en lugar del espectro, lo que nos ayuda a diagnosticar problemas de máquinas rotativas. Los espectros de un impulso, de una señal transitoria o aleatoria pueden parecer exactamente iguales, esto es válido, aunque las señales sean diferentes en sus características.

Una forma de onda muestra información inmediata, y por eso es recomendable utilizar la forma de onda cuando el espectro no proporcione toda la información que se necesita para efectuar un diagnóstico completo.

3.6.1. Información que se puede obtener a través de la forma de onda.

- a) **Impactos y ruido aleatorio:** los impactos pueden ser causados por rodamientos, donde los elementos rodantes encuentren un defecto o deformación en los anillos del rodamiento. Si existe algún ruido externo, la señal del espectro no estará bien definido a la frecuencia de fallo del rodamiento.
- b) **Señal truncada:** en casos de holgura, como en el caso de un soporte de rodamiento que se ovaliza durante una parte de la rotación, y luego hace contacto con la base durante el resto del ciclo, la forma de onda se podrá observar truncada, por un lado. Esto se podrá apreciar en los armónicos del espectro, pero otros tipos de distorsión en la forma de onda también producirán armónicos. La forma de onda permite identificar rápidamente el tipo de holgura donde el movimiento se limita en una sola dirección.
- c) **Eventos de Baja Frecuencia:** hay casos donde la señal de vibración puede tener una discontinuidad eventual. Cuando esta se transforma en el dominio de la frecuencia, será tan baja que no podrá apreciarse en el espectro. Como ejemplo podemos citar una caja de engranes que trabaja a baja velocidad y que tiene un diente roto o fisurado en un engrane.

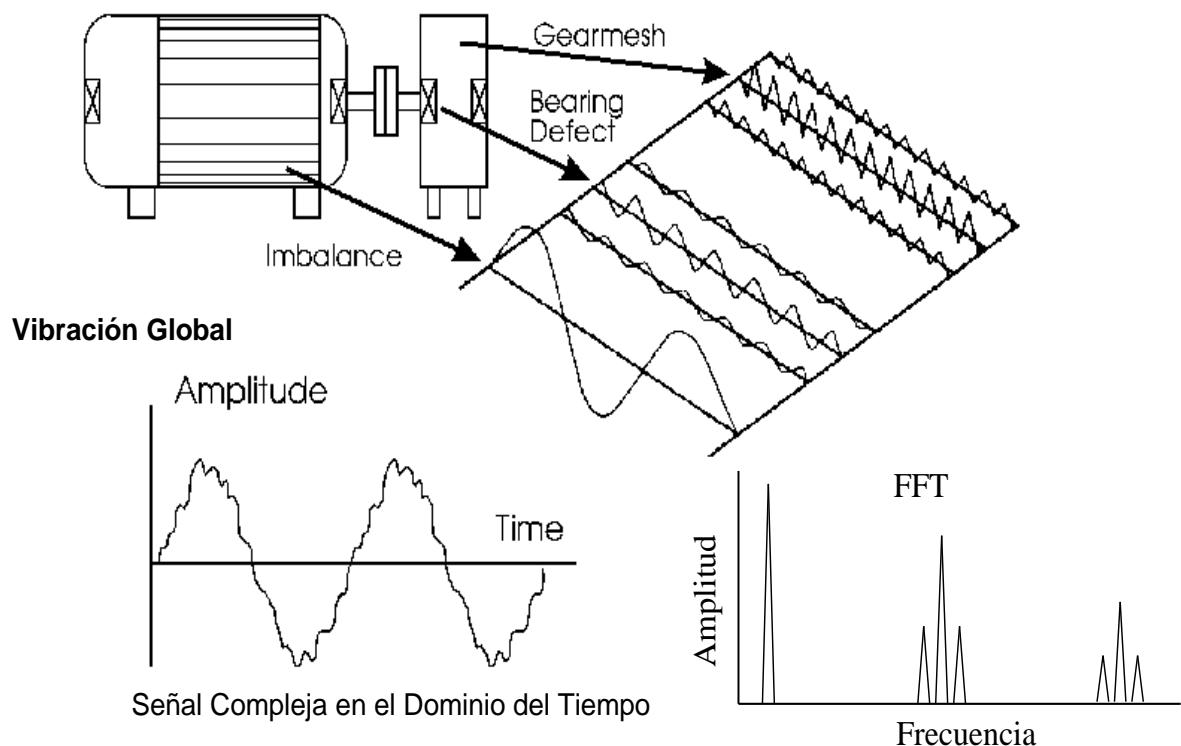
- d) **En motores eléctricos:** como en grupos de máquinas similares, que giran casi a la misma velocidad, se observan pulsos en los espectros que difícilmente se podrán observar en el dominio de la frecuencia, porque se necesitaría un espectro de alta resolución para identificar las dos frecuencias. Si hay sospecha de la existencia de pulsos, se recomienda hacer un análisis exhaustivo mediante una larga grabación de la señal en el dominio del tiempo y los pulsos aparecerán rápidamente en el caso de estar presente.
- a) **Impactos Aleatorios:** esto se presenta cuando una parte de la máquina está floja o está rozando con alguna parte de la máquina y a un ritmo que no tiene relación con la velocidad de ésta.

3.6.2. Transformada Rápida de Fourier (FFT).

Un espectro FFT (Fast Fourier Transform) es una poderosa herramienta de análisis. Al existir un problema en la maquinaria, el espectro FFT proporcionará valiosa información para determinar la localización del problema y con el apoyo del historial de vibración de la máquina (gráfica de tendencia) se puede determinar cuando el problema se va a tornar crítico.

El espectro FFT separa todos los componentes que se encuentran presentes en una máquina dentro de un rango de frecuencia determinada; pudiendo de esta manera identificarse el componente que pudieran estar generando vibración excesiva y de esta manera identificar la posible anomalía que pudiera estarse presentando. (ver la figura siguiente):

Señal de Vibración Compleja Convertida a una Señal Espectral



4. TRANSDUCTORES DE VIBRACIÓN.

4.1 Introducción.

Una vibración en general es un fenómeno difícil de medir o analizar directamente y con precisión mediante los sentidos humanos; a menos que dicha vibración tenga frecuencias muy bajas y amplitudes suficientemente grandes.

Para resolver este problema, las vibraciones que se requieran analizar deben adoptar formas o características manejables equivalentes; de tal manera que puedan ser amplificadas, grabadas, etc. y transformarlas en señales visibles o aptas para el análisis visual, electrónico y computacional.

A la transformación de vibraciones en esas señales manejables se les denomina detección de vibraciones, y a los equipos que llevan a cabo dicha transformación, se les conoce como transductores de vibración.

Los transductores de vibración también son conocidos como sensores, detectores, captores o sondas; en este texto se adopta el término transductores de vibración, ya que corresponde técnicamente a la función desempeñada y es el adoptado por la mayoría de los estudios serios al respecto. Debe notarse que el término sonda se emplea aquí para determinar una parte de algunos traductores.

Existe una gran variedad de transductores con diferentes ventajas, limitaciones y características propias. Es muy importante seleccionar el transductor adecuado al equipo cuya vibración se desea detectar; por ejemplo, una máquina grande pesada y costosa o varios equipos pequeños no críticos.

Asimismo, el objetivo de la detección de vibraciones como puede ser el balanceo de rotores o la inspección rutinaria de equipos, afectará la selección del transductor, errores en la selección pueden anular la confiabilidad del sistema de protección de máquinas o pueden desorientar a un analista produciendo diagnósticos erróneos, por lo consiguiente, se requiere contar con la capacidad para detectar errores en la instalación de detección y para verificar que la señal que se maneja corresponde realmente a la vibración de interés, con la fidelidad necesaria esperada.

4.2 Necesidades en la detección de vibraciones:

Los requisitos tanto de aplicación como propios del análisis de vibraciones originan una serie de necesidades técnicas en la detección de señales de vibración, que repercutirán en la selección del transductor más adecuado. Estos requisitos de aplicación se mencionan a continuación:

4.2.1. Giro de rotores.

Es importante clasificar las partes de una máquina, donde se desea conocer la vibración, piezas no rotatorias y piezas en rotación.

- En el caso de piezas no rotatorias, generalmente se coloca un transductor, directamente sobre la pieza; de manera que vibra conjuntamente con ella; el transductor detecta entonces su vibración propia. A este tipo de transductores se les conoce como transductores sísmicos, por su similitud con los usados para la detección de los sismos.

En el caso de piezas en rotación, por ejemplo, un rotor, impide el montaje fijo de un transductor sobre la superficie del eje; ya que lleva conexiones cableadas.

Las soluciones usuales a este problema son:

- a)** Transmisiones mecánicas deslizantes. - Que no sigue el movimiento rotatorio del rotor, pero que al deslizarse sobre la superficie transmiten mecánicamente la vibración transversal del rotor a un transductor, estos conectores pueden ser barras provistas de zapatas deslizantes ver fig. t1) o placas de madera recortadas en forma de "V" (colas de pescado)
- b)** Transductores de no contacto. - Son equipos que perciben el movimiento de una pieza "observada", con respecto del detector del mismo. Estos se pueden montar en soportes o bases especiales cerca del rotor, cuya vibración se desea observar.

4.2.2. Desplazamiento de rotores en chumaceras.

Los ejes al girar dentro de los soportes lubricados se desplazan vertical y horizontalmente en forma periódica, formando lo que se conoce como órbita del rotor. Estas órbitas pueden ser circulares, elípticas en forma de "8" etc. y son indicativas del comportamiento del conjunto rotor-soporte, mostrando de esta manera algunos problemas que se estuvieran presentando; tales como desalineación, desbalance, etc.

Para detectar esos desplazamientos, se necesitan transductores sin contacto montados en los soportes, si se desea conocer el movimiento transversal del rotor en más de una dirección se necesitan dos transductores por soporte y si se desea

conocer las características de la órbita, los transductores deberán colocarse separados noventa grados, uno con respecto del otro, en un plano perpendicular al eje del rotor.

Los transductores colocados a noventa grados como se indicó, con la ayuda de un osciloscopio o un analizador de vibraciones (con capacidad de órbitas) permiten observar directamente la órbita del rotor, esta es una forma muy útil de analizar el comportamiento del rotor para identificar algunas fallas como rozamientos, inestabilidad fluidodinámica, etc.

4.2.3. Desbalance de rotores.

Este es un problema muy común en maquinaria rotatoria. Dado el origen de estos problemas son fuerzas de inercia, nos interesa conocer la vibración absoluta del rotor.

Una instrumentación como la descrita en el punto anterior, nos permite conocer la vibración relativa del rotor con respecto a los soportes; sin embargo, los soportes pueden vibrar considerablemente por lo que la vibración detectada no será la absoluta que se requiera en este caso. La utilización de transductores sísmicos que detectan la vibración absoluta se encuentra con el problema de la rotación del rotor, existen dos formas usuales de resolver el problema.

- a)** Par de transductores: si se coloca un transductor de no contacto, que detecte el movimiento del rotor con respecto del soporte; y además, un transductor sísmico sobre el soporte que detecte su vibración en la misma dirección, la suma se puede hacer por medio de métodos gráficos o electrónicos.
- b)** Vástagos con zapata o “cola de pescado”, el uso de estos dispositivos permite la utilización de transductores de tipo sísmico, el problema es entonces la sujeción del conjunto y la precisión de la lectura. Debe notarse que cuando el movimiento de los soportes es muy pequeño, comparando con el del rotor (por ejemplo, soportes rígidos), se pueden obtener mediciones de vibración satisfactorias con transductores sin contacto solamente y que cuando el movimiento de los soportes (o rodamientos) es prácticamente igual al del eje, bastará el uso de transductores sísmicos montados sobre los soportes para obtener resultados satisfactorios, si los soportes son relativamente flexibles.

Las actividades de balanceo requieren además información del ángulo de fase entre las fuerzas de excitación y la amplitud de vibración. Esta información requiere detectar el paso de un punto en la superficie del rotor con respecto a este punto fijo de referencia en la carcasa o los soportes.

Esto sirve entonces de base para la medición de ángulos de fase. La señal de referencia requerida puede obtenerse con un transductor de vibración sin contacto.

La velocidad de rotación del rotor también es un dato importante. Aunque esta información se puede obtener separadamente mediante un tacómetro la señal de

referencia mencionada en el párrafo anterior puede utilizarse también para medir la velocidad de rotación, si se utiliza un contador de pulsos o un osciloscopio.

4.2.4. Claros y distancias promedio.

Es indispensable en máquinas de flujo axial mantener y vigilar los claros entre álabes fijos y móviles para evitar daños catastróficos. El desplazamiento axial de rotores puede medirse utilizando transductores de no contacto que “observen” el movimiento de soportes o rodamientos axiales. Los sistemas transductores deben ser capaces de indicar la distancia (o claro) promedio, además de detectar la amplitud de la vibración.

Otra aplicación que representa requisitos semejantes para el transductor ocurre en la detección de la posición promedio de rotores dentro de soportes lubricados, por lo que puede ser indicativa de problemas de lubricación, cargas excéntricas o desalineaciones.

4.2.5. Partes internas de la máquina.

Cuando se desea detectar la vibración de piezas que no sean directamente accesibles con transductores normales, se puede resolver el problema de varias maneras.

- a)** Es común inferir la vibración de rotores a partir de mediciones de la vibración de soportes; esto puede ser necesario cuando los rotores están totalmente cubiertos. En este caso un estudio o conocimiento del comportamiento del soporte, puede indicar la relación entre la vibración (del soporte) medida y la del (rotor) deseada. Este método de medición reduce los requisitos necesarios de los transductores, los que generalmente son sencillos y son los de tipo sísmicos.
- b)** En ocasiones se desea identificar las vibraciones de paletas o álabes mediante mediciones de carcasa, en general estos trabajos son delicados, que requieren de transductores sensibles, varias mediciones y equipo para análisis de frecuencia, además de conocimientos de las frecuencias naturales de las paletas.
- c)** Cuando se desea medir la vibración de álabes en turbinas, el uso de transductores de deformación pequeños y ligeros aunados a un sistema de telemetría, pueden resolver el problema, aunque esto indica una operación compleja y el paro y destape de la máquina.

4.2.6. Partes pequeñas y delicadas.

Para mediciones en estas piezas deberán procurarse emplear transductores sin contacto, para evitar toda la interferencia con la vibración medida.

Alternadamente deberán utilizarse transductores especialmente ligeros y pequeños, para minimizar las alteraciones a las características de la parte observada, por ejemplo, acelerómetros pequeños o transductores de deformación. En estos casos deberá considerarse el efecto de rigidez, masas o amortiguamientos adicionales provenientes de la instalación del traductor.

4.2.7. Vigilancia de equipos de Monitoreo.

Alta vibración en la máquina rotatoria puede ser razón suficiente para detenerla o al menos para hacer una inspección cuidadosa de la situación, ya que esa vibración puede anunciar la inminencia de una falla catastrófica.

De lo anterior se hace obvio que se utilicen los niveles de vibración medidos en turbo maquinaria como base para la ocurrencia de alarmas o paros automáticos de las unidades. Los sistemas que desempeñan estas funciones imponen al requisito de máxima confiabilidad en los equipos de detección involucrados. Se requiere además que los equipos sean duraderos y resistentes a los efectos de la operación normal de las máquinas, por lo que es recomendable cierta protección de los transductores. En este caso y dependiendo del equipo vigilado, se puede requerir mediciones de vibración radial y/o axial, relativa y/o absoluta.

En el caso de detección de señales de vibración para vigilancia, análisis o diagnóstico automatizados, se requiere que la instrumentación sea además homogénea y compatible en todo el sistema. Aún más, la vigilancia del deterioro de piezas o modificaciones del comportamiento de máquinas en lapsos prolongados requiere que los equipos de detección sean estables, para permitir comparación de mediciones sucesivas.

4.2.8. Verificación y diagnóstico rutinarios de campo.

Para estas actividades se requiere de equipo que tenga una gran flexibilidad para su aplicación, así, por ejemplo, puede requerir mediciones en cualquier dirección de parámetros diferentes (desplazamiento, velocidad o aceleración).

Para actividades rutinarias puede ser recomendable el uso de equipos portátiles simples y durables. Existen algunos equipos integrados que incluyen tanto el transductor de vibración como el indicador (y a menudo algún procesador) que permite lecturas instantáneas de la amplitud medida. Debe tenerse en cuenta que las características subrayadas en este párrafo, por lo general imponen restricciones en la precisión y capacidad de los instrumentos.

4.2.9. Diagnósticos complejos y análisis detallado.

Para esto se requiere equipo de detección más complejo, sensible y preciso que en el anterior. Se debe disponer de capacidad para cubrir las amplitudes medidas y lograr detección de vibraciones en puntos de difícil acceso en la máquina.

Lo anterior implica una mayor variedad de instrumentos y la posibilidad de interconexiones y movilidad de los equipos para detección y análisis; de la posibilidad de detectar u obtener mediante procesamiento todas las variables de vibración medida.

5. BREVE CLASIFICACIÓN DE LOS TRANSDUCTORES

5.1. Introducción.

Se puede clasificar a los transductores en base a sus características propias, así como su principio de operación o requisito de alimentación.

También puede clasificarse de acuerdo con sus capacidades en la detección de vibraciones, es decir, con base en el parámetro a detectar, al punto de referencia con respecto al cual se miden las vibraciones.

Aunque estas condiciones se sobrepongan entre sí, se representan a continuación con más detalle como una orientación para la selección de transductores.

5.2. Principio de operación.

Los diseños de transductores de vibración aprovechan fenómenos físicos que relacionen algún parámetro perceptible o controlable (luz, voltaje, etc.) con algunos de los parámetros que definen a la vibración. Así los más importantes principios de funcionamiento de transductores de vibración son:

- a) Fenómenos piezoelectrivos. Al someter un material piezoelectrónico a un esfuerzo, aquel genera una diferencia de potencia entre caras. Se relaciona así voltaje con esfuerzo.

Esta última para un área y masa dados, puede representar la aceleración de un movimiento vibratorio.

- b) Movimiento de un conductor perpendicular a un campo magnético. Este fenómeno es muy conocido en motores y generadores eléctricos, y relaciona a una corriente inducida con la velocidad del objeto que corta las líneas de flujo de un campo magnético. Si esta velocidad es la del movimiento oscilatorio observado, se puede tener una señal eléctrica proporcional.

- c) Las corrientes de Eddy oscilatorias. Generadas por una bobina, pueden variar su amplitud dependiendo del sistema que las genera y de algún obstáculo metálico que se aproxima a la bobina. Si la proximidad de ese obstáculo a la

bobina representa al desplazamiento del cuerpo en vibración, se puede tener relación entre ese desplazamiento y las variaciones de amplitud del voltaje oscilatorio del sistema, estos al tratarse por modulación, pueden producir una señal eléctrica manejable.

- d) Fenómenos ópticos. En raras ocasiones es posible medir a simple vista la amplitud de una vibración, esto puede suceder solo a muy bajas frecuencias, como en el caso de chimeneas o algunos cables, en este caso un teodolito o incluso una regla graduada permiten medir la amplitud.

Para vibraciones de muy alta frecuencia, como es el caso de rotores, se puede sincronizar una luz brillante de muy corta duración con el movimiento de la pieza en vibración o con el giro de una rueda o rotor utilizando una lámpara estroboscópica. Esto permite “congelar” la imagen y hacer las mediciones, este método es muy usado para medir ángulos de fase en maquinaria rotatoria.

Existen otros métodos de medición que utilizan fenómenos diversos, como los rayos láser, platos con dibujos ópticos, transductores de reluctancia, micrófonos, resonadores etc. estos métodos tienen aplicaciones restringidas por su complejidad, costo falta de precisión o limitaciones varias de aplicación.

5.3. Contacto físico y referencia para la medición.

Algunos transductores detectan su propia vibración con respecto a un marco inercial (fijo) de referencia, estos transductores “sísmicos” deben mantenerse de tal modo que vibran junto a la pieza cuya vibración absoluta se desea detectar. Consta básicamente de un sistema masa resorte al que se le detecta su vibración por alguno de los métodos ya mencionados.

Existen transductores que detectan desplazamiento, velocidad o aceleración de una vibración, pero la amplitud registrada será siempre el valor absoluto.

Los demás tipos de transductores registran vibración relativa de la pieza observada con respecto al transductor. En los casos de que sea posible montar al transductor de tal manera que no vibre, éste detectará la vibración absoluta de la pieza. Los transductores de vibración relativa pueden detectar la vibración por contacto físico de alguna de sus partes con la pieza observada, o pueden hacerlo sin contacto, entre los primeros se encuentran los indicadores de carátula y entre los de no contacto se encuentran los de corriente inducida y los ópticos.

5.4. Tipos principales de transductores

Para detectar vibraciones en forma adecuada al análisis de vibraciones es conveniente contar con señales “manejables”, es decir; que se puedan visualizar en pantalla, la solución más práctica a este es el contar con una variación de amplitud de la vibración.

Existen tres tipos de transductores que tienen esa característica que son los más desarrollados y abundantes en el mercado y que tienen una aplicación muy amplia. Estos son los transductores de:

- a) **Desplazamiento relativo:** que utilizan corriente de Foucault.
- b) **Los sísmicos de velocidad:** que se basan en inducciones electromagnéticas.
- c) **Los sísmicos de aceleración:** basados en el principio piezoelectrico.

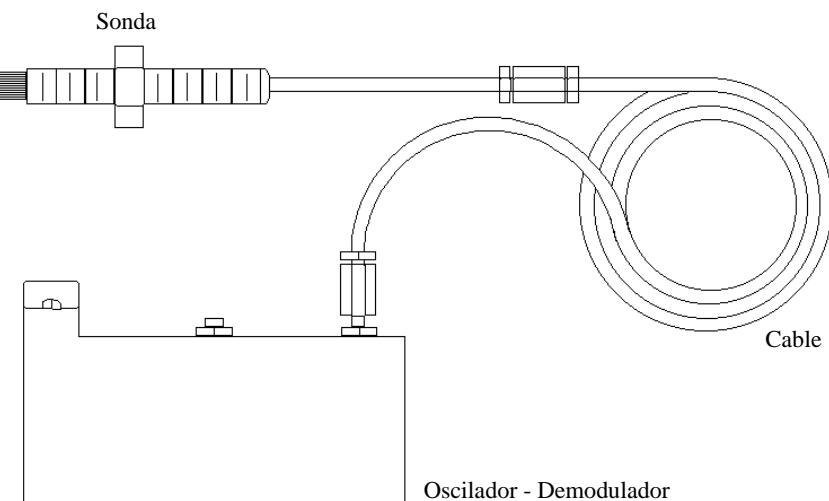
5.4.1. Transductores de Desplazamiento Relativo

El transductor de desplazamiento de no contacto opera con el principio de corrientes parásitas y es un sistema transductor, donde el voltaje es proporcional a la abertura. Se utiliza para medir distancias y cambios en distancia para cualquier material conductorivo.

Este transductor está construido con una bobina plana de alambre, localizada en el final de una punta cerámica. La bobina está protegida con fibra de vidrio y no es visible. La punta de cerámica se alarga fuera del cuerpo de acero del transductor. El sistema transductor se complementa además de un transductor con cable de longitud determinada y un oscilador demodulador.

5.4.2. Operación

La operación del transductor se obtiene por una frecuencia de radio de aproximadamente 2.2 MHz generado por el oscilador-demodulador y transmitida através del cable. Esta excitación produce un campo magnético que es radiado por la punta del transductor.



**Representación esquemática de un transductor
de desplazamiento tipo no contacto.**

Cuando la punta del transductor se acerca a un material conductor, las corrientes parásitas se inducen a la superficie del material extrayendo energía de la excitación del transductor y reduciendo la señal.

De este modo cuando la distancia de la punta del transductor a la superficie del material es variada, un voltaje es producido a la salida del oscilador-demodulador, el cual varía proporcionalmente con la distancia entre la punta del transductor y la superficie observada.

Si entre el transductor y la superficie observada se coloca un material tal como aceite, vapor etc. la señal del sistema transductor no será afectada.

El rango típico para un transductor de desplazamiento de no contacto se describe en la siguiente figura.

En esta gráfica se observa como para un rango de 10 a 100 milésimas de pulgada aproximadamente, la respuesta del transductor es lineal, fuera de este rango la respuesta es no lineal.

Los transductores sólo operan con osciladores-demoduladores y cables que sean de su mismo modelo, un cambio en esto afecta la señal dada.

Normalmente el transductor de desplazamiento es calibrado para una superficie de acero 4140, pero puede ser usado para aceros que posean resistividad y permeabilidad similares a este tipo de acero, como los aceros: 4620, 1020, 1035 y 1045. También puede ser usado para acero inoxidable, inconel, cobre, aluminio, bronce, y otros aceros. Pero la curvatura cambia como se puede observar en la siguiente figura.

El oscilador-demodulador puede producir voltaje proporcional al cambio de la abertura a frecuencias hasta de 10000 Hz.

La mayoría de los osciladores-demoduladores requieren de alimentación de voltaje negativo de -18 o -24 volts. Algunos pueden funcionar con cualquiera de los dos voltajes.

El máximo rango lineal de un transductor se puede obtener el diámetro de la punta del transductor y/o igualmente aumentando el voltaje de alimentación (de -18 a - 24 volts)

5.4.3 Limitaciones.

Cuando el blanco es el movimiento de una superficie tal como ejes, el sistema medidor de desplazamiento no distingue el movimiento del eje o vibración, y los defectos tales como rayaduras, abolladuras, tratamientos térmicos, superficies y una variación en conductividad y permeabilidad.

Si el transductor es colocado en la chumacera de eje, se medirá la vibración del eje con respecto de la chumacera.

5.5. Transductores Sísmicos de Velocidad.

Los transductores sísmicos de velocidad fueron los primeros en utilizarse en la medición de vibraciones en maquinaria rotativa.

Estos transductores son sencillos en su construcción a pesar de poseer partes móviles, no requieren de fuentes de alimentación para la generación de la señal y su impedancia de salida es baja.

Debido en parte a las características anteriores, los transductores sísmicos de velocidad son los más económicos y más comúnmente usados en equipos supervisores como equipos portátiles para monitoreo y análisis de vibraciones.

5.5.1. Principio de operación.

Los transductores de velocidad están constituidos por cuatro elementos: Un imán permanente resortes de suspensión, una bobina y la carcasa, como se muestra en la siguiente figura:

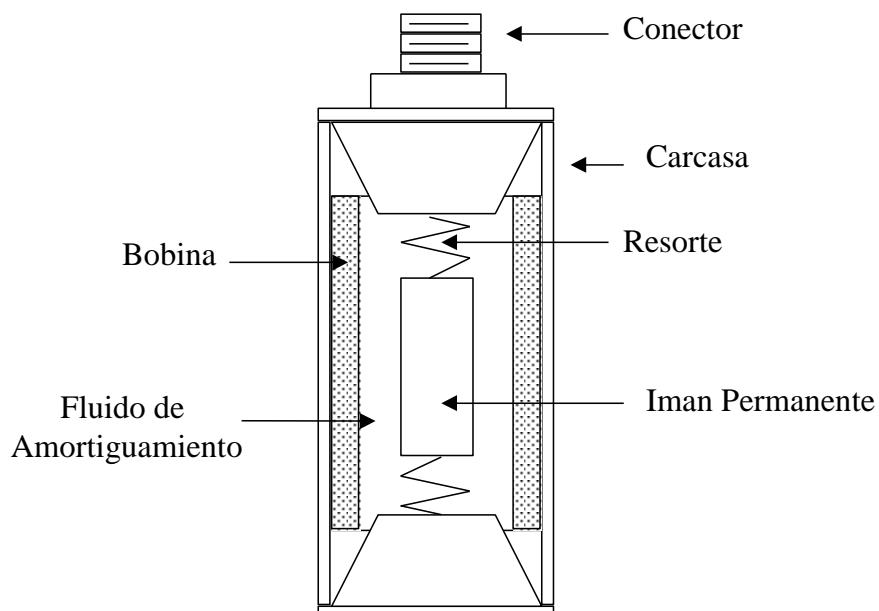
En un transductor de velocidad típico se suspende dentro de la carcasa por medio de un par de resortes. El imán se sujet a rígidamente a la carcasa y ésta cuenta con un entre hierro. De esta forma cuando se aplica una vibración al transductor, el

campo magnético es cortado perpendicularmente por la bobina, generando una corriente proporcional a la velocidad de la vibración.

Estos transductores trabajan a frecuencias superiores a su frecuencia natural, de tal forma que la bobina permanece prácticamente suspendida en el espacio. En estas condiciones el transductor genera una señal de voltaje proporcional a la velocidad absoluta de la carcasa.

Existen también transductores en los cuales el imán es suspendido sísmicamente y la bobina se encuentra en la carcasa.

La mayor parte de los transductores sísmicos de velocidad, cuentan con un medio de amortiguamiento que pueden ser corrientes inducidas o tipo viscoso. El amortiguamiento limita el desplazamiento de la masa sísmica, cuando el transductor vibra a una frecuencia igual a su frecuencia natural.



Transductor Típico de Velocidad

5.5.2. Respuesta a la frecuencia.

Teóricamente la respuesta de un transductor de velocidad podría ser lineal hasta un valor de frecuencia infinito, en realidad lo anterior no es cierto; ya que existen factores que limitan el valor de alta frecuencia para el cual se tiene una respuesta lineal del transductor.

Algunos de los factores que limitan el valor útil de alta frecuencia para un transductor de velocidad son: resonancias de los resortes, no linealidad de amortiguamiento y rigidez finita de la masa y la carcasa del transductor.

Así, el límite de la frecuencia de la mayoría de los transductores sísmicos de velocidad es de 2 KHz. aproximadamente.

5.5.3. Montaje de los transductores de velocidad.

El uso de los transductores de velocidad es común en equipos portátiles de análisis de vibración también se encuentran con frecuencia en equipos supervisores de vibración en turbinas y algún otro tipo de máquina.

La señal obtenida de estos tipos de transductores se encuentra atrasada 30 grados aprox. Por efecto de amortiguamiento. Este retraso se aumenta cuando la frecuencia de la vibración se acerca a la frecuencia natural del transductor. La mayoría de los transductores de velocidad tienen su frecuencia natural entre 700 y 1000 rpm.

La respuesta de un transductor de velocidad será más fiel entre más fijo sea el montaje. Existen métodos de montaje permanente y provisionales.

El montaje permanente requiere de limpiar y asear la superficie de contacto. Los transductores de velocidad para montaje permanente cuentan con un soporte de fijación con varios tornillos.

Algunos transductores utilizan vástagos de apoyo con zapatas deslizantes para apoyarlos directamente sobre el rotor, una guía y un resorte de este tipo deben ir firmemente sujetos al vástagos y debe tenerse cuidado de que los resortes que mantienen el contacto no pierdan su rigidez.

En el montaje provisional, normalmente se utilizan bases magnéticas, se recomienda lijar y limpiar la superficie para asegurar un contacto más rígido.

Cuando se desea medir la vibración absoluta de un rotor en forma provisional, se puede utilizar un dispositivo de madera conocido como “cola de pescado”.

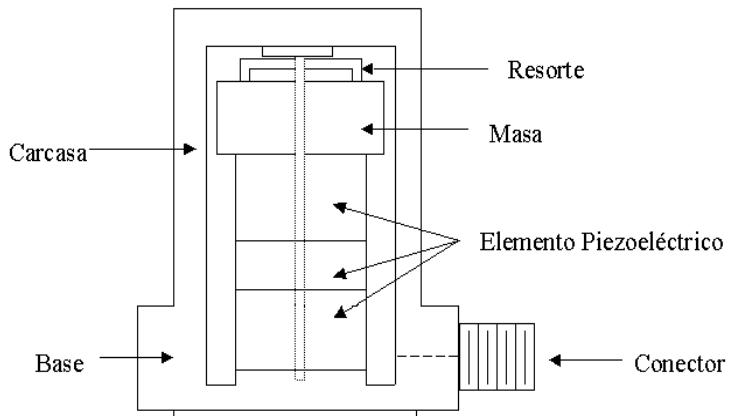
Para evitar que la madera se queme debido a la fricción, se debe utilizar un poco de grasa entre las superficies de contacto. El transductor de velocidad debe sujetarse firmemente en el otro extremo del dispositivo.

5.6. Transductores Piezoeléctricos de Aceleración.

Los transductores piezoeléctricos pertenecen al grupo de transductores sísmicos de vibración.

La siguiente figura muestra los elementos básicos de un acelerómetro piezoeléctrico; los cuales son: una masa, cristales piezoeléctricos y una base.

Generalmente
relación de



Corte de un transductor de aceleración típico.

amortiguamiento de un acelerómetro piezoeléctrico es despreciable por lo que la aceleración de la masa puede considerarse prácticamente igual a la de la base del acelerómetro, siempre y cuando la frecuencia de la vibración sea menor a un 25 % de la frecuencia natural del transductor.

5.6.1. Principio de operación.

Los acelerómetros piezoeléctricos están basados en la propiedad de ciertos materiales que generan carga eléctrica cuando se aplica una fuerza.

Cuando se le aplica un movimiento vibratorio a un acelerómetro, se genera una fuerza inercial vibratoria, debida a la masa del transductor. Esta fuerza aplicada en el material piezoeléctrico genera una carga eléctrica que idealmente es proporcional a la aceleración del movimiento vibratorio. Sin embargo, algunos factores afectan esta

proporcionalidad, tales como la capacitancia del material, la frecuencia de excitación, el esfuerzo aplicado o la temperatura.

La carga eléctrica generada por el material piezoelectrónico está dada por la siguiente expresión.

$$Q = dF$$

Donde:

Q = Carga eléctrica entre las caras del material piezoelectrónico (Coulombs).

d = Constante piezoelectrónica del material (Coulombs/Newton).

F = Fuerza aplicada al material piezoelectrónico producida por el movimiento vibratorio del transductor (Newtons).

La sensibilidad de carga de un acelerómetro se define como la carga eléctrica que se genera por cada unidad de aceleración.

La sensibilidad del voltaje se define como el voltaje que aparece en las terminales de un acelerómetro por cada unidad de aceleración.

Los acelerómetros piezoelectrónicos no requieren de fuente de alimentación externa para su funcionamiento. Sin embargo, la señal que proporcionan es muy débil y de alta impedancia, se requiere de un preamplificador para acondicionar la señal proporcionada por el transductor.

Los preamplificadores utilizados para el acondicionamiento de la señal de acelerómetro pueden ser externos o integrados en el mismo transductor. Generalmente se utilizan preamplificadores de voltaje o preamplificadores integrales, también conocidos como convertidores de impedancia.

Los amplificadores de carga miden la carga real desarrollada por el transductor. Debido a que el parámetro medido es la carga generada por el material piezoelectrónico del acelerómetro. La sensibilidad del sistema constituido por el transductor, el cable y el preamplificador son independientes de la capacitancia del cable de conexión, y más importante aún la sensibilidad del sistema es independiente de cambios de la capacitancia del cable. Por lo que la calibración del transductor no cambiará para cables de distinta longitud.

Los amplificadores de voltaje no hacen otra cosa más que amplificar el voltaje de una señal eléctrica. La mayor dificultad operacional cuando se utiliza un amplificador de voltaje con un acelerómetro es que el sistema es muy sensitivo en cambios de la capacidad del cable producidos por cambios en la longitud del cable entre el acelerómetro y el amplificador.

Otra dificultad es que se requiere del uso de cables de doble blindaje para reducir la contaminación de la señal por campos eléctricos o magnéticos cercanos.

Los preamplificadores integrales son amplificadores de corriente que tienen como fin proporcionar una señal de baja impedancia a la salida del acelerómetro, lo cual permite utilizar cables con distinta longitud sin que la sensibilidad del voltaje se vea afectada.

5.6.2. Selección de los transductores.

Una vibración se puede definir si se conoce su amplitud, su frecuencia y su fase.

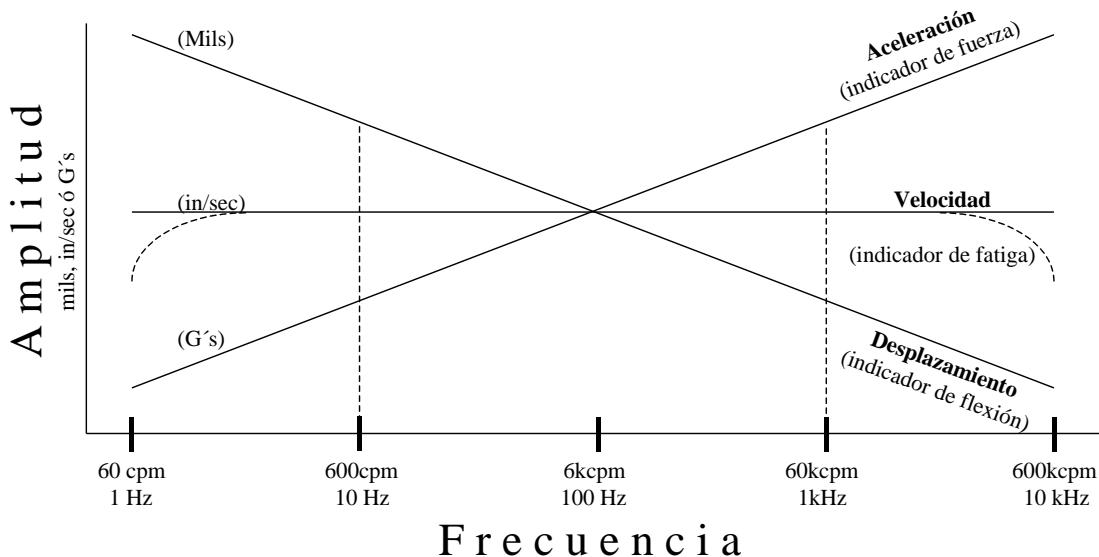
La amplitud puede representarse por un desplazamiento, velocidad o aceleración. Teóricamente el conocimiento de uno de los anteriores además de la frecuencia de vibración permite conocer los otros dos. En la práctica, sin embargo, dependiendo del equipo disponible y la complejidad de la vibración medida lo anterior no es siempre posible o conveniente, por lo que el parámetro de interés puede dictar el tipo de transductores a escoger.

La amplitud de vibración específica se puede expresar a partir de las siguientes relaciones básicas:

Desplazamiento	$X_0 \sin \omega t$
Velocidad	$X_0 \omega \cos \omega t$
Aceleración	$-X_0 \omega^2 \sin \omega t$

Si se grafican juntos estos tres parámetros de tal modo que la velocidad de la vibración sea constante, podemos obtener una gráfica como la que se presenta en la siguiente figura.

Se



Comparación de las unidades utilizadas en la medición de vibración
(Desplazamiento, Velocidad y Aceleración.)

puede observar en esta figura, que cuando la frecuencia es baja, el desplazamiento alcanza sus valores máximos relativos, mientras que la aceleración es relativamente pequeña; lo opuesto sucede cuando la frecuencia es alta.

Los transductores de vibración, dependiendo de su constitución detectan solamente uno de los parámetros de la amplitud: desplazamiento, velocidad o aceleración; es decir la señal que producen es proporcional a alguno de esos parámetros.

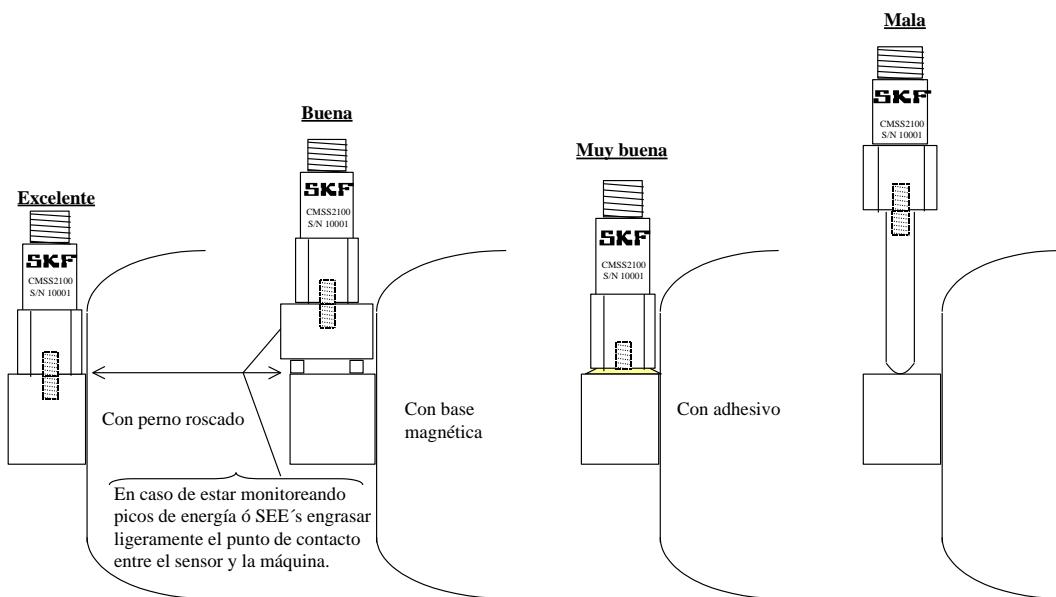
Los transductores de desplazamiento son más adecuados para vibraciones de bajas frecuencias, los de velocidad para un intervalo intermedio y los de aceleración para altas frecuencias, aunque existe la posibilidad de usar con éxito acelerómetros especiales en frecuencias bajas del orden de 0.01 Hz.

Debe de tenerse en cuenta que existen técnicas para reducción de ruido que pueden ampliar considerablemente el rango de frecuencias de aplicación de un transductor: equipos integradores de señales que pueden transformar una señal de aceleración en una de velocidad o de desplazamiento, y equipos diferenciadores que efectúan la operación inversa. Deberán considerarse además aspectos como la posibilidad de amplificar una señal, limitaciones impuestas por el principio de operación de cada tipo de transductor o el nivel y tipo de ruido de cada aplicación.

5.7. Instalación de los Transductores. -

En general, existen cinco métodos para la instalación de los transductores, enlistados en la tabla siguiente y cada uno tiene un rango de respuesta de frecuencia característica, cuando se usa con transductores cuyo potencial coincide con estos rangos de respuesta de frecuencia:

Métodos de montaje de transductores de vibración



5.7.1. Aplicación de montaje de los transductores:

Cada montaje específico de transductor tiene determinadas aplicaciones basadas en una serie de factores; los cuales se describen a continuación.

5.7.2. Montaje con perno. -

Para las aplicaciones de transductor de instalación fija se emplea el montaje con perno, ya que proporciona el rango de respuesta de frecuencia más alto y es un medio efectivo para mantener el transductor en su lugar. En ocasiones se utiliza un pegamento junto con el montaje con perno para evitar que el transductor se separe del perno. En general, el método de montaje con perno no es práctico al recopilar datos de ruta para mantenimiento predictivo, debido al tiempo que pudiera requerir para montar y desmontar al transductor. Sin embargo, cuando se requieren mediciones de frecuencia muy alta (>3,000,000 cpm ó 50,000 Hz) será necesario emplear montajes con perno en esos sitios de colección de datos. Así mismo los montajes con perno aportan datos bastante repetibles de una medición a otra sobre distintos periodos de tiempo.

5.7.3. Montaje con Pegamento. -

La instalación con pegamento también tiene un rango de respuesta de frecuencia muy bueno, siempre que se use el tipo de pegamento adecuado y que el espesor de este sea el correcto (si es demasiado grueso, aumentará el amortiguamiento y degradará el rendimiento de alta frecuencia del montaje). Sin embargo, estos montajes se aflojan cuando permanecen largos períodos de tiempo en una máquina. Por lo tanto, se debe tener cuidado al emplear el montaje con pegamento en una configuración de transductor instalado de forma permanente. Los montajes con pegamento se usan en ocasiones en rutas de mantenimiento predictivo cuando es necesario reunir datos concernientes a la alta frecuencia (>750,000 cpm o 12, 500 Hz); sin embargo, estos montajes también consumen tiempo. Los montajes con pegamentos son muy útiles en situaciones de diagnóstico en las que se necesita analizar datos de alta frecuencia confiables, ya que pocas veces hay un montaje con perno en el punto donde se desea la medición. El montaje con pegamento también ofrece datos muy repetibles sobre una serie de pruebas de medición.

5.7.4. Montaje con imán. -

El montaje con imán es el método más empleado en los programas de mantenimiento predictivo y en la recopilación de datos de diagnóstico. Su rango de respuesta es casi siempre adecuado para los programas de mantenimiento predictivo y las necesidades de diagnóstico (fluctúa de 120, 000 a 450,000 cpm ó 2,000 a 7,500 Hz). Sin embargo, es importante advertir que algunas máquinas. Como las compresoras centrífugas tiene las frecuencias de engrane y armónicas que comienzan en 900,000 cpm (15,000 Hz) y llegan a 4,000,000 cpm (casi 70,000 Hz). En estas máquinas, los datos deben de tomarse mediante un montaje con pegamento o con perno. El montaje magnético también tiende a ofrecer una repetibilidad confiable en pruebas de medición, la que es adecuada para propósitos de mantenimiento predictivo.

5.7.5. Conexión rápida. -

Los montajes con conexión rápida también son ideales para reunir datos de ruta de un mantenimiento predictivo, pues se les puede instalar y desinstalar fácilmente y permiten un rango de frecuencia relativamente grande con el que se pueden detectar los problemas más comunes de maquinaria que ocurren en altas frecuencias. Tales como los relacionados con los rodamientos, así mismo la repetibilidad entre las pruebas de medición es bastante uniforme para los fines de mantenimiento predictivo. Sin embargo, los montajes de conexión rápida no deben emplearse para detectar frecuencias superiores a 420,000 cpm (7,000 Hz), como las que se presentan en las armónicas y las frecuencias de engranaje de compresores de alta velocidad.

5.7.6. Transductores soportados manualmente. -

Este método de montaje es el menos recomendable. El rango de frecuencia útil llega como máximo de 30,000 cpm (500 a 1,000 Hz), sin que importe la longitud, el diámetro o el material del transductor. De acuerdo con la longitud del transductor empleado, la máxima frecuencia adecuada medible puede ser apenas de 30,000 cpm. Con estas limitaciones los únicos problemas de maquinaria detectables y repetibles serán por lo general aquellos que ocurren a 1, 2 y 3 veces la frecuencia de giro en maquinaria que opera a una velocidad de 3600 rpm o menos, aún más relevante las frecuencias de defecto de los rodamientos y sus armónicas, así como las frecuencias naturales de los rodamientos estarán por arriba de 30,000 cpm y se perderán por completo si se emplea un transductor de uso manual. Además, como se muestra en la investigación de una prueba a otra la repetitividad de amplitudes de medición y rangos de frecuencias máximos no es uniforme y variará de acuerdo con la posición del transductor o de la presión con la que se ejerza manualmente. Esto afecta la habilidad del analista para dirigir con precisión los problemas y quizás le impida percibir ciertas irregularidades que ocurren en la parte superior (o más allá) del rango de frecuencia medible del transductor si no se ejerce suficiente fuerza manual durante la prueba. El uso manual de un transductor es de utilidad cuando se necesita llegar a sitios de acceso difícil, como cuando un motor impide el uso de un imán u otro tipo de montaje. Además, es útil cuando se busca seguridad y el analista no le es posible acercarse sin riesgo a componentes giratorios de la maquinaria. Sin embargo, no hay que olvidar que el usar este método se pierde información muy valiosa. Crucial para el mantenimiento predictivo exitoso.

6. INTRODUCCIÓN AL RECONOCIMIENTO DE PROBLEMAS

Existe una gran diferencia entre la detección de problema en una máquina rotatoria y analizar la causa del origen de este.

Al extraer un rodamiento que muestra desgaste prematuro por vibración, probablemente pudiera o no resolver el problema; ya que existen varias causas que

provocan esta condición. Para poder resolverlo; es necesario identificar la causa que origina que el rodamiento falle. Entre estas causas se puede mencionar a la desalineación, desbalance, pérdida mecánica, montaje, etc. Si no se está llevando a cabo un programa de Mantenimiento Predictivo o Proactivo correctamente, únicamente se estará llevando el "programa de recambio del rodamiento" y el problema va a permanecer latente.

Es necesario que los problemas de maquinaria rotatoria sean detectados en su etapa temprana para tener tiempo de planear la correspondiente corrección y así minimizar el tiempo de paro de la máquina para la correspondiente reparación.

Para poder identificar la falla que se está presentando en maquinaria rotatoria, se utilizan diferentes técnicas de análisis, algunas utilizan el análisis espectral, otras el análisis de la forma de onda y algunas otras utilizan la información de la fase como técnica de reforzamiento del diagnóstico.

En este texto se utilizará la técnica espectral; la cual nos indica en forma genérica **cuánto** la máquina o sus componentes están vibrando y también se hará referencia a la información de fase la cual nos va indicar **cómo** es que se está moviendo la máquina o sus componentes.

6.1. Puntos importantes para efectuar Análisis de Vibración. -

Un espectro FFT (Fast Fourier Transform) es una poderosa herramienta de análisis. Al existir un problema en la maquinaria, el espectro FFT proporcionará valiosa información de gran utilidad para determinar la localización del problema, y con el apoyo del historial de vibración de la máquina (gráfica de tendencia) se puede determinar cuando el problema se va a tornar crítico.

El espectro FFT separa todos los componentes que se encuentran presentes en una máquina dentro de un rango de frecuencia determinada; pudiendo de esta manera identificarse el componente que pudieran estar generando vibración excesiva y de esta manera identificar la posible anomalía que pudiera estarse presentando.

Para poder interpretar exitosamente una gráfica espectral es necesario tener en cuenta los siguientes 2 aspectos:

a) Colectar Información Útil

Antes de analizar un espectro FFT se requiere de la siguiente información:

- Identificar todos y cada uno de los componentes de la máquina que pudieran causar vibración.

- Si la máquina está acoplada a un ventilador o bomba se debe conocer el número de álabes o impulsores.
- Si está montada en rodamientos, conocer la frecuencia de daño de los mismos.
- Si la máquina está acoplada a engranes, conocer el número de dientes de cada engrane.
- Si existe cercanía entre máquinas, la vibración de alguna de ellas puede ser transmitida a través de la cimentación o estructura y afectar los niveles de vibración de la(s) otra(s).
 - - ¿Está la máquina montada horizontal o verticalmente?
 - - ¿Está la máquina en cantiliver?

b) Identificar la Velocidad de Operación de la Máquina.

En muchas ocasiones no se conoce la velocidad de operación de la máquina que se va a analizar.

Existen varias formas de determinar la velocidad de operación:

- Utilización de una foto tacómetro o lámpara estroboscópica.
- - Leer la velocidad con la instrumentación de la máquina o de la instrumentación en el cuarto de control.
- Identificar los picos del espectro de 1800 ó 3600 pm; si el motor de la máquina es un motor de inducción eléctrica (1500 y 3000 rpm para países de 50 HZ). Los motores eléctricos usualmente operan a esta velocidad.
- En un espectro el pico más significativo de izquierda a derecha normalmente es el de la velocidad de operación de la máquina. Se pueden presentar varias armónicas, pero en magnitud más pequeña, comparadas con las generadas por la frecuencia de giro.

c) Identificar qué Tipo de Medición Produce el Espectro FFT

Es necesario al analizar un espectro de vibración, saber qué parámetro fue utilizado para tal medición, si:

- Se utilizó desplazamiento, velocidad, aceleración, envolvente, SEE, etc.

- ¿En qué posición fue colocado el transductor, horizontal, vertical, axial o en la zona de carga?
- Respuesta y montaje del transductor. (ver sección correspondiente).
- Valores grabados previamente, FFT, tendencia de vibración global.
- ¿Existe línea base registrada?

d) Condiciones Óptimas de Medición

Las mediciones se llevan a cabo; con la máquina operando bajo las condiciones normales. Por ejemplo, cuando el rotor, alojamiento y rodamiento han alcanzado la temperatura normal de operación, así como las condiciones de proceso, por ejemplo; voltaje, flujo, presión y carga). En máquinas con velocidad o carga variable, las mediciones se deben llevar a cabo en las condiciones extremas (máximas) para poder tener misma consistencia.

e) Lectura de Tendencia de la Vibración Global.

Probablemente el método de evaluación de la severidad de vibración más eficiente y confiable es la comparación de la lectura de vibración global, contra las lecturas previas en un mismo punto de medición; permitiendo de esta manera observar y analizar la forma en que los niveles de la vibración van cambiando de "tendencia" a través del tiempo.

La actividad de elaboración o creación de tendencias de vibración consiste en almacenar las tomas de lecturas de vibración en tiempos específicos y registrar las variaciones en los niveles de vibración a las frecuencias de fallo con referencia al tiempo. Una tendencia creciente en nivel de vibración significa un problema incipiente.

La manera más sencilla de utilizar las tendencias de vibración es estableciendo un espectro de vibración representativo de una máquina operando bajo condiciones normales, esto como punto de referencia y para que sirva de comparativo con espectros que se tomen posteriormente en la misma máquina.

Para la comparación de espectros es importante tener en cuenta los siguientes aspectos:

- Las condiciones en las que opera la máquina cuando se toma la nueva medición o espectro; deben ser iguales a las condiciones en que operaba cuando se grabó el espectro de referencia. De no ser así, estos no serían comparables y se pueden cometer errores importantes.

- Los datos de vibración tomados deben almacenarse de igual manera que los datos de referencia. El transductor debe montarse en el mismo lugar y debe estar bien calibrado. Si es posible se deberá usar el mismo transductor para la toma de las mediciones posteriores en la máquina.
- Cuando en una máquina se toman los datos de las vibraciones con un analizador de vibraciones, es necesario tomar un promedio de varios espectros instantáneos, para reducir la posibilidad de vibraciones aleatorias y efectos de señales extrañas. La cantidad de promedios que se toman para producir los espectros deben ser suficientes para producir un espectro uniforme y constante.

Se recomienda tomar de seis a diez promedios, pero en algunas máquinas con alto ruido aleatorio en sus espectros; es posible que se requiera de tiempos de promedios más largos. Una regla general para esto es grabar un espectro con varios promedios e inmediatamente después grabar otro con la doble cantidad de promedios. Si hay una diferencia significativa entre los espectros la cantidad de promedios se debe duplicar otra vez y se debe tomar otro espectro. Si los dos últimos espectros tomados son similares, entonces la cantidad anterior de promedios es adecuada para la máquina.

Cuando se lleva a cabo la creación de tendencias, es muy importante estar seguro de que el espectro o lectura de referencia con que se van a comparar las tomas posteriores sea realmente representativo de la máquina,

Un diagrama de tendencia es una gráfica donde el eje Y representa los valores de magnitud de la vibración y en el eje X el registro de las fechas en que se han tomado dichas mediciones. En este mismo diagrama se puede incluir una "línea base" para definir una serie de niveles de alarma para el mejor control de la tendencia.

El valor de la línea base, se puede definir después de una reparación mayor de la máquina, o cuando otros indicadores muestran que la máquina está trabajando en condiciones óptimas. Las mediciones subsecuentes son comparadas con la línea base para determinar el comportamiento de la máquina.

La mejor forma de comparar la tendencia de una máquina es la comparación de la tendencia de esta, ya que cada máquina es única en su comportamiento. Por ejemplo, algunos componentes tienen una cierta cantidad de vibración, que pudiera considerarse un problema para la mayoría de las máquinas, pero para esta máquina en específico son normales. Las lecturas actuales por sí mismas pueden proporcionar argumentos para determinar si existe algún problema o no.

La utilización de estándares ISO son un buen comienzo (hasta no desarrollar la historia propia de la máquina); sin embargo, las cartas ISO definen condiciones "buenas" o "no buenas" en un rango genérico de maquinaria.

Cada máquina es:

- Fabricada en forma diferente.
- Instaladas de diferente manera (cimentación).
- Operada bajo condiciones diferentes (carga, velocidad, materiales, medio ambiente).
- El mantenimiento es diferente.

Debido a lo anterior; se recomienda efectuar comparaciones con la tendencia de la máquina y no hacer comparaciones con alguna estandarización de normas, o comparar con alguna otra máquina; aun cuando ésta sea similar en diseño y capacidades de proceso.

6.1.1. El Análisis de la forma de Onda

La forma de onda despliega una muestra de un tiempo corto de la muestra total de la vibración. La idea típicamente no es usada como otros formatos de vibración, el análisis de la señal en el dominio del tiempo puede proporcionar indicios de la condición de la máquina que no siempre son evidentes en los espectros de frecuencia; por lo que se recomienda utilizar este tipo de señal como parte del programa de análisis.

Para realizar un análisis en el dominio del tiempo, es sencillamente usar la forma de onda en lugar del espectro, lo que nos ayuda a diagnosticar problemas de máquinas rotativas. Los espectros de un impulso, de una señal transitoria o aleatoria pueden parecer exactamente iguales, esto es válido, aunque las señales sean diferentes en sus características.

Una forma de onda muestra información inmediata, y por eso es recomendable utilizar la forma de onda cuando el espectro no proporcione toda la información que se necesita para efectuar un diagnóstico completo.

6.1.2. Análisis

Una vez conocida la información anterior se procede a analizar el espectro. El análisis usualmente sigue un proceso de eliminación; donde se desechan los componentes que no tienen significado y se dejan los que si lo tienen.

Una vez que se ha determinado la velocidad de operación y la posición del transductor, identificar los rangos de frecuencia del espectro.

- Identificar las armónicas de la velocidad de operación (1X, 2X, 3X, etc.).
- Comparar la diferencia de magnitud entre cada componente.
- Identificar las frecuencias de daño de los rodamientos.
- Identificar las frecuencias de los álabes del ventilador, (si es aplicable).
- Identificar el número de dientes de los engranes, (si es aplicable).
- Identificar las frecuencias de los impulsores de la bomba, (si es aplicable).
- Identificar la vibración de máquinas vecinas, (si es aplicable).
- Si se está monitoreando un motor eléctrico, identificar los picos de las líneas de frecuencia, tratar de encontrar la condición eléctrica y la mecánica.

6.1.3. Verificar Frecuencias de Falla de las Cuáles se Sospecha.

Los espectros presentan componentes de vibración a determinadas frecuencias, cada componente pudiera mostrar sospechas de alguna(s) falla(s). En el caso de que signifique anomalía se procede a buscar armónicas; las cuales nos indican la presencia y severidad del problema.

- Si aparece un componente a la frecuencia de giro (fundamental) acompañado de otro a 2 veces, se confirma la sospecha de anomalía.
- Si no aparece un componente importante en la frecuencia fundamental de falla, pero se presenta a 2, 3 y posiblemente 4, esto pudiera indicar la evidencia de la presencia de la falla.

Los expertos opinan que la mayor causa de niveles de vibración severos se debe a un 50% a condición de desalineación, a un 40% a condición de desbalance y únicamente el 10% se debe a otros problemas. Dentro de este 10% se puede mencionar a los problemas en rodamientos, engranes, eléctricos, cavitación, etc. Es importante mencionar que el fenómeno de resonancia pudiera presentarse en todos los casos, y se caracteriza en ser un amplificador de vibración. La resonancia, así como la mayoría de los casos más comunes de vibración se describen en esta sección.

6.2. Desbalance

Cuando los componentes de una máquina rotatoria giran alrededor de un eje de rotación que no coincide con el eje principal de inercia, existe una condición comúnmente conocida como desbalance.

Una condición de desbalance produce vibración y esfuerzos que pueden llegar a dañar al rotor y sus rodamientos.

El desbalance es una de las causas más comunes de vibración en maquinaria rotatoria.

Los especialistas concuerdan que casi el 40% de los problemas de vibración excesiva son producidas por desbalance.

Un rotor puede ser balanceado en una máquina balanceadora; en la cual el desbalance se neutraliza normalmente a una velocidad muy por debajo de su velocidad de operación. En la mayor parte de los casos; sin embargo, el montar el rotor en sus propios soportes y conectarlo con otros componentes rotatorios, las características dinámicas del rotor cambian lo suficiente como para hacer necesario un ejercicio adicional de balanceo a la velocidad normal de operación

De acuerdo con la recomendación ISO No. 1925, existen cuatro tipos diferentes de desbalance, los cuales se describen a continuación:

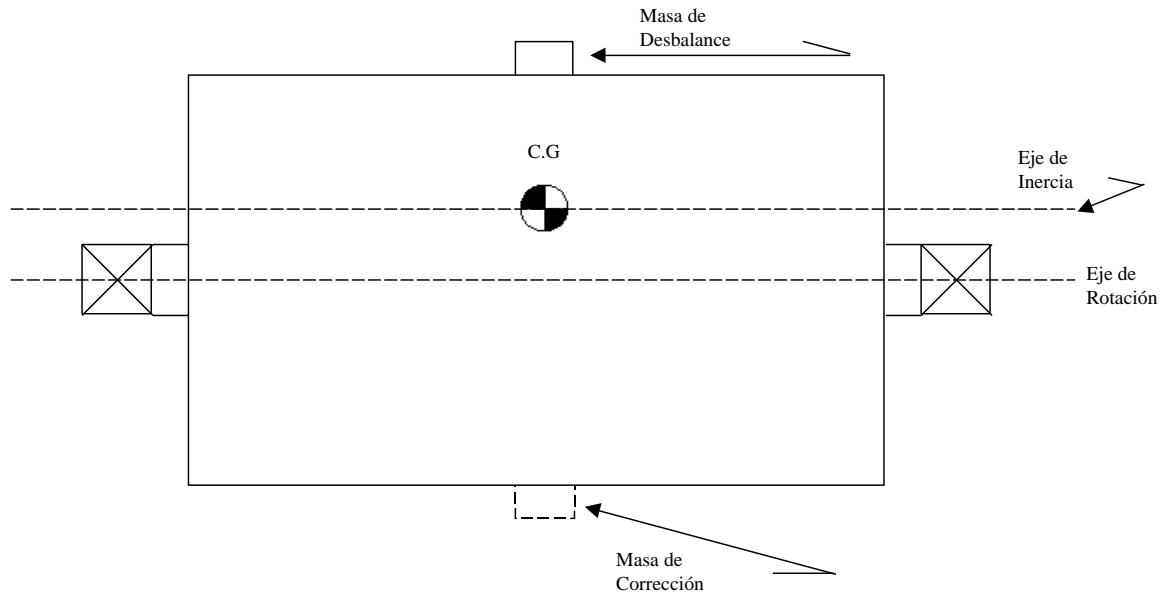
- Desbalance Producido por una fuerza o desbalance Estático.
- Desbalance producido por un par de fuerzas.
- Desbalance Cuasi-estático.
- Desbalance Dinámico.

6.2.1. Desbalance Producido por una fuerza o desbalance Estático.

Existe desbalance estático cuando el eje principal de Inercia es paralelo al eje de rotación.

Una condición de desbalance estático puede ser corregida agregando una sola masa opuesta al centro de gravedad (C.G), es decir en una línea perpendicular al eje de giro e interceptando el C.G. (ver figura) también es posible compensar desbalance estático mediante un par de masas a un mismo ángulo, siempre y cuando la resultante actué en el C.G. del rotor.

Esta situación es la más común en la práctica, en vista de que generalmente no se tiene acceso al plano central para la colocación de masas de balanceo.



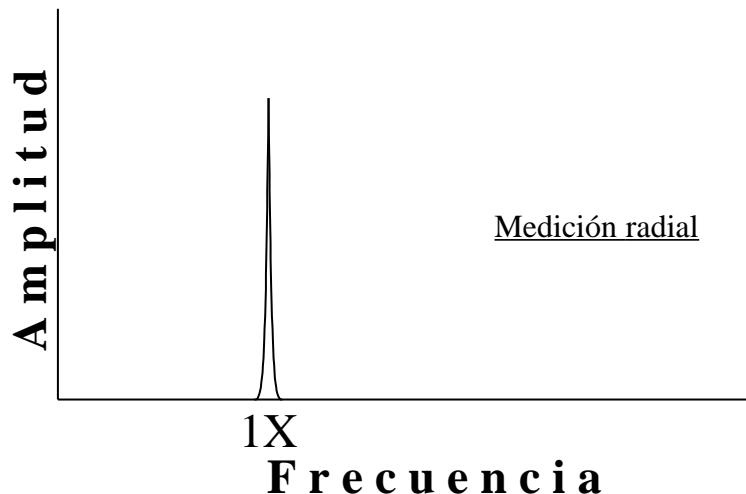
Existe desbalance Estático cuando el eje de inercia es paralelo al eje de rotación

1. Características:

- Genera las mismas fuerzas de desbalance en ambos alojamientos de los rodamientos; aunque puede variar la respuesta horizontal y vertical, dependiendo en la rigidez de los soportes en cada dirección.
- En un desbalance estático puro la fase en ambos rodamientos del eje será en dirección horizontal.
- La lectura en dirección vertical también estará en fase.
- El desbalance estático solo requiere balanceo en un solo plano, con el contrapeso actuando a través del CG del rotor.
- En el caso de desbalance estático, la diferencia de fase entre las lecturas verticales y las horizontales serán de 90° ($+30^\circ$).

Las siguientes ilustran lo expuesto:

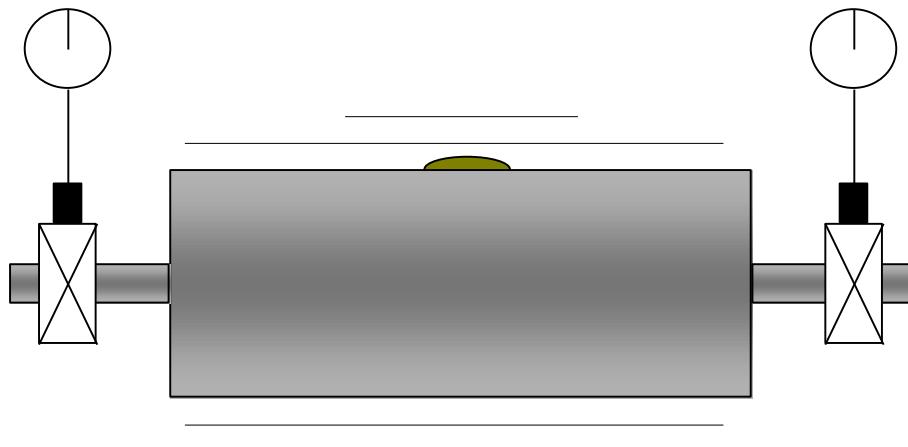
figuras antes



Gráfica espectral mostrando desbalance estático.

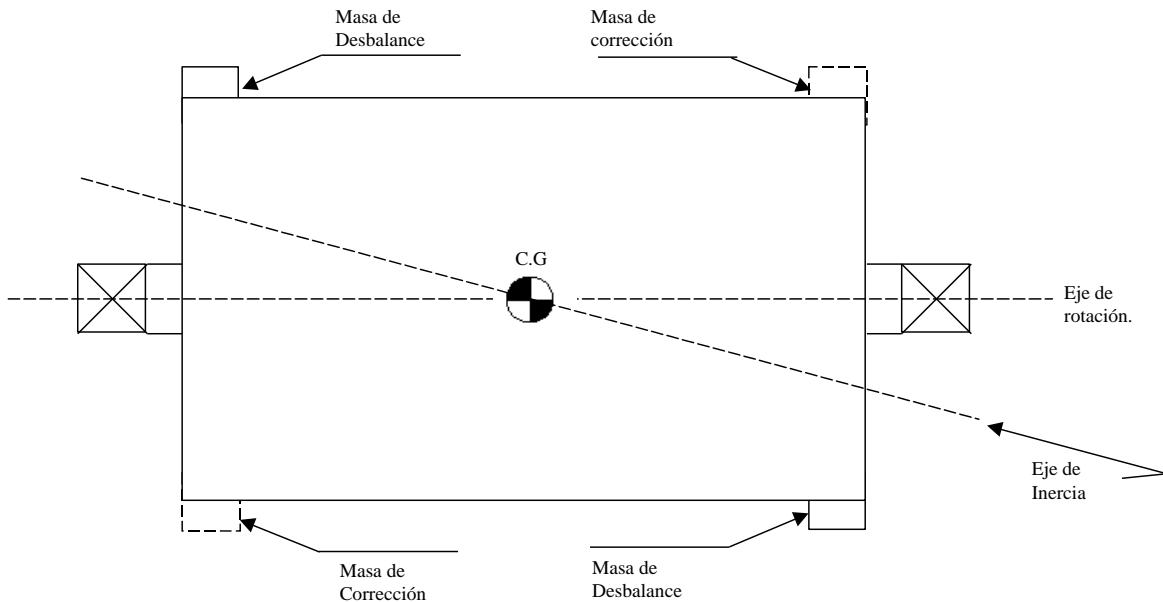
6.2.2. Desbalance Producido por Par de Fuerzas. -

Existe desbalance producido por un par de fuerzas, cuando el eje principal de inercia intercepta al eje de rotación en el C.G. este caso existe dos masas iguales de desbalance en extremos opuestos del rotor y a 180° una de la otra. Ver figura



Esquema del comportamiento de un rotor con desbalance estático.

siguiente:



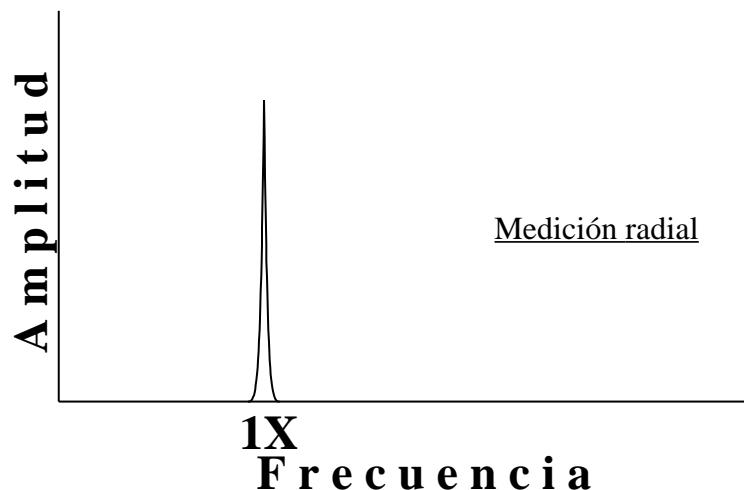
a) Existe desbalance por par de fuerzas cuando el eje de inercia intercepta al eje de rotación en el C.G.

Este tipo de desbalance no puede ser corregido colocando una sola masa de balanceo en un solo plano de corrección. Se necesitan al menos dos masas, cada una en un diferente plano radial y a 180° una de la otra.

b) Características. -

- El desbalance por par de fuerzas genera componente a una vez la frecuencia de giro y la magnitud pudiera ser igual en los dos alojamientos de los rodamientos, aunque pudiera variar ligeramente.
- Un desbalance por par de fuerzas severo puede generar vibración elevada en dirección axial.
- La diferencia de fase entre las lecturas verticales contra las horizontales será de 180°
- De la misma manera la lectura de fase entre las lecturas verticales será de 180°.
- El desbalance por par de fuerzas significa que estáticamente se encuentra balanceado y no se girará el rotor cuando este se coloque en aristas.

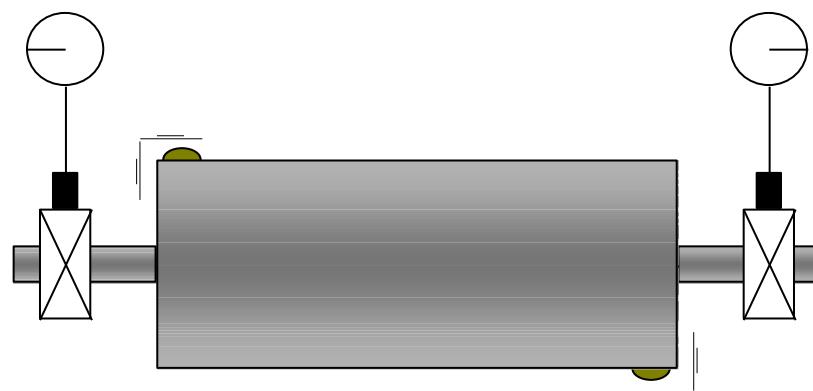
Las siguientes figuras ilustran lo antes expuesto.



Gráfica espectral mostrando desbalance por par de fuerzas.

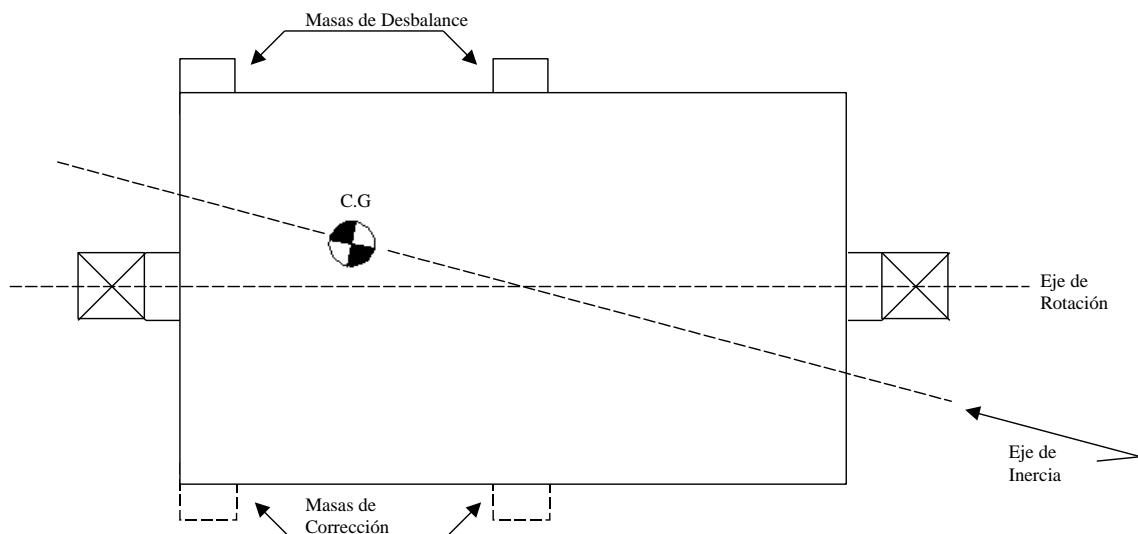
6.2.3. Desbalance Cuasi-Estático.

El desbalance Cuasi-estático es aquél que resulta cuando el eje principal de inercia intercepta al eje de giro en un punto distinto al C.G. Este tipo de desbalance puede ser producido por una o varias masas colocadas en un plano común con el eje de rotación, de tal forma que su resultado no actúe a través del C.G. (ver la siguiente figura).



Esquema del comportamiento de un rotor con desbalance por par de fuerzas.

Existe desbalance Cuasi-Estático cuando el eje de inercia intercepta al eje de rotación en un punto distinto al centro de gravedad (C.G.).



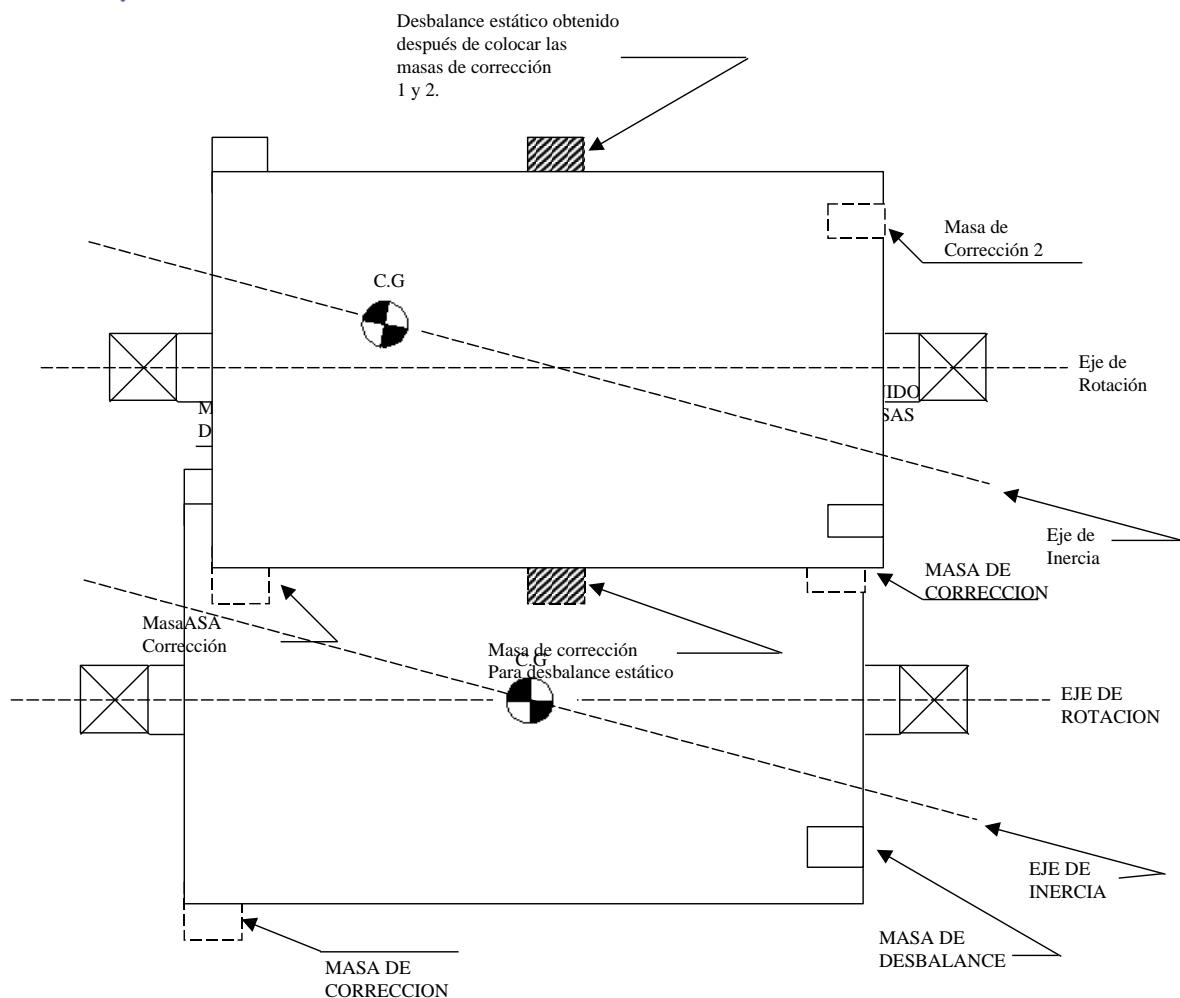
El desbalance Cuasi - Estático es aquel que resulta de una combinación de desbalance estático y desbalance por un par de fuerzas; en donde la posición angular de uno de los componentes del par coincide con la posición angular del desbalance estático.

El desbalance cuasi-estático puede ser corregido mediante la adición de dos masas de balanceo. Inicialmente se instala una masa de tal forma que se oponga a una de las componentes del par, la cual resulta en una condición de desbalance estático, y esta puede ser corregida mediante una simple masa adicional.

6.2.4. Desbalance Dinámico.

Existe desbalance dinámico cuando el eje principal de inercia y el eje de rotación no se interceptan. En general, se puede crear una condición de desbalance dinámico mediante dos masas de momento desigual que no formen un plano común en el eje de rotación.

En la figura a) las masas de corrección producen una rotación del eje principal de inercia, dando como resultado una condición de desbalance estático que se compensa mediante la adición de masa como se muestra en la figura b).



Desbalance Dinámico.

Fig....a) Existe desbalance Dinámico cuando el eje de inercia y el eje de rotación no se intercepta

Fig....b) Desbalance dinámico, las masas de corrección 1 y 2 producen una rotación del eje de inercia, dando como resultado un desbalance estático que es corregido con una masa adicional.

Características:

- El desbalance dinámico genera vibración elevada a una vez la frecuencia de giro, pero la amplitud de la vibración puede variar entre un rodamiento y el otro, aunque debe estar en la misma relación; hasta 3:1 en el supuesto de que no se presenten otros problemas.
- Al igual que el desbalance estático y por par de fuerzas, la fase se mantiene constante y repetible cuando predomina el desbalance dinámico.
- Aunque la diferencia de fase horizontal entre ambos rodamientos podría ser entre 0° y 180°, esta diferencia deberá permanecer casi igual a la diferencia vertical.

El desbalance puede ser causado por un número de factores incluyendo fabricación inapropiada o ensamblaje en el rotor/aspas/, álabes o la adición de ajuste en el eje sin un apropiado procedimiento de balanceo. En bombas se puede presentar desgaste en impulsores provocando desbalance.

El desbalance normalmente provoca que el rodamiento soporte mayor carga dinámica que las especificaciones de su diseño y por consiguiente va a provocar la inminencia de falla del rodamiento debido a fatiga.

Los rotores desbalanceados muestran las siguientes características:

- - La vibración causada por desbalance puro es una vez la frecuencia de giro. En un espectro FFT aparece un pico a 1X mayor que el normal. A pesar de que otras fallas pueden producir una amplitud alta a 1X, estas usualmente producen armónicas y el desbalance no. En general, si la señal tiene armónicas arriba de una vez la frecuencia de giro la falla no es desbalance.
- - La amplitud de vibración a 1X normalmente será mayor o igual al 80% de la amplitud total, cuando se trata de desbalance severo; aunque pudiera estar entre el 50 al 80% cuando existe presencia de otras anomalías.
- La amplitud de vibración es proporcional a la distancia a la que es desplazado el centro de la masa respecto del centro del eje.
- La masa de desbalance genera una fuerza de rotación uniforme que cambia de dirección continuamente, pero que se distribuye de forma uniforme en todas las direcciones radiales; ocasionando que tanto el eje como los rodamientos tiendan a moverse en órbita circular, pero debido

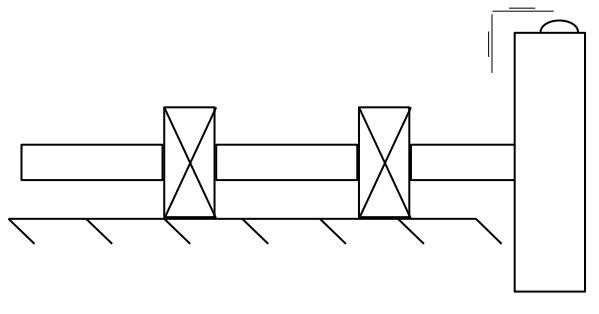
a que la rigidez del soporte en dirección vertical es mayor que el horizontal, la órbita será elíptica en dirección horizontal. La relación de amplitudes de vibración en dirección horizontal es de 2 a 3 veces mayor que la vertical, cuando la proporción entre la horizontal y la vertical es mayor que 6 a 1 esto indica otros problemas especialmente de resonancia

- Cuando el desbalance predomina sobre otros problemas, en general habrá una diferencia de fase de 90° entre las direcciones vertical y horizontal. Por consiguiente, si existe vibración alta a una vez la frecuencia de giro, pero la fase se encuentra a 0° o 180° normalmente indica otra causa del problema, tal como excentricidad.
- Cuando el desbalance es severo la vibración radial (vertical y horizontal) normalmente será mucho más alta que la que hay en dirección axial (excepto los rotores en cantilíver).
- Los rotores desbalanceados presentan en general fase constante y repetitiva en las direcciones radiales. Cuando el rotor está desbalanceado, la fase puede estar variando ligeramente cuando existen otras anomalías presentes. En el caso de existir un desbalance severo y las otras anomalías son leves entonces la fase deberá ser fija y repetible.
- La resonancia puede amplificar la vibración hasta 30 veces la vibración de desbalance.
- El desbalance severo puede contribuir al aflojamiento de los soportes, cuando se realiza la actividad de balanceo se reduce el riesgo de aflojamientos. Cuando existe aflojamientos críticos es casi imposible lograr el balanceo hasta no corregir aflojamiento como primera etapa.

6.2.5. Desbalance en rotores en cantiliver.-

La siguiente figura muestra un esquema de un rotor en cantiliver:

Los



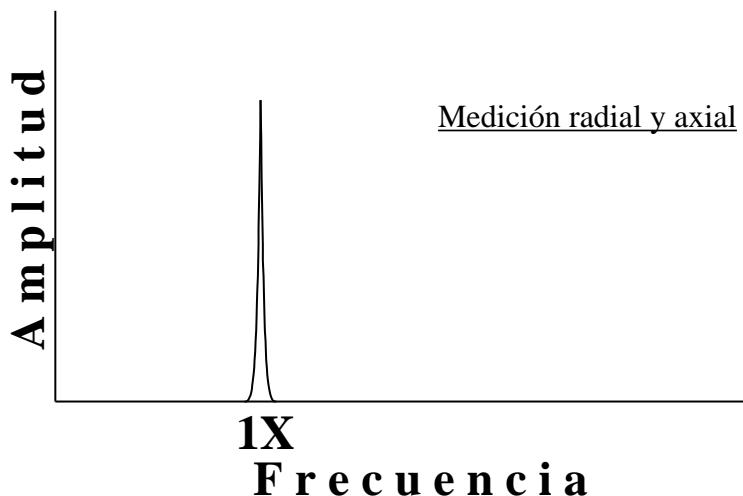
Esquema del comportamiento de un rotor en cantiliver con desbalance.

rotores en cantiliver tienen un comportamiento dinámico diferente a los rotores soportados en sus extremos y muestra las siguientes características:

- Los rotores en cantiliver pueden generar grandes fuerzas axiales a una vez la frecuencia de giro, lo que puede provocar que la vibración axial sea igual o mayor que la vibración radial.
- Los rotores en cantiliver a menudo generan, un alto grado de desbalance por par de fuerzas en adición de un desbalance estático; las cuales deben ser corregidas.
- En relación con la figura antes ilustrada, para el desbalance puro de un rotor en cantiliver, la fase axial entre el rodamiento 1 casi igualará a la que tenga el rodamiento 2 (+-30°), aquí nuevamente esta diferencia de fase depende de cuán dominante sea el problema de desbalance en comparación con otros, tales como desalineación, resonancia, etc.
- Normalmente el desbalance en rotores en cantiliver pueden corregirse, primero ocupándose del desbalance estático, lo que dejaría el resto como desbalance tipo par de fuerzas con diferencia de fase cercana a 180°, requiriendo dos contrapesos de corrección en dos planos a 180° uno frente al otro.

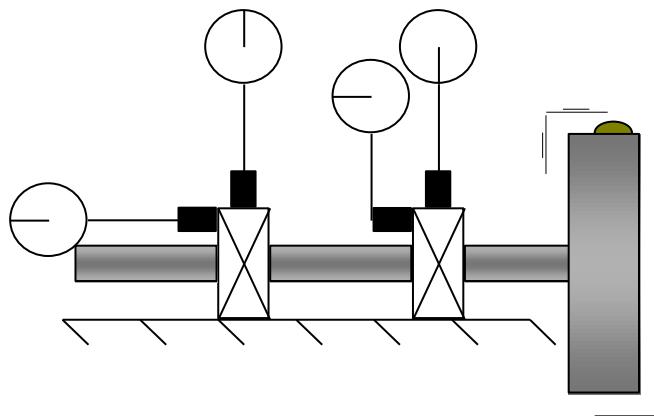
Los rotores en cantiliver tienen características muy diferentes para el balanceo que la que tienen la mayoría de las máquinas, debido a que los planos de balanceo se encuentran alejados de los rodamientos, y no responderá a las técnicas estándar de balanceo en uno y dos planos. Se recomienda al analista que al balancear rotores en cantiliver necesita tener en cuenta las dos fuerzas de desbalance, la estática y por par de fuerzas. (Este tema se profundiza en el curso de balanceo).

Las



Gráfica espectral mostrando desbalance en un rotor en cantiliver.

siguientes figuras ilustran lo antes descrito.



Esquema del comportamiento de un rotor en cantiliver con desbalance.

6.3. Desalineación

La mayoría de los expertos coinciden que por arriba del 50% de todos los problemas en maquinaria rotatoria es ocasionado por la presencia de desalineación. Esta condición genera alta vibración que provoca fallas prematuras de costosos componentes de las máquinas; además de mayor demanda de energía. Otra de las causas comunes de desalineación la ocasionan los rodamientos mal montados.

La desalineación usualmente causa que los rodamientos soporten mayor carga que las especificadas en su diseño; las cuales en un momento dado van a provocar falla debido a fatiga. La fatiga es el resultado de la tensión aplicada inadecuadamente bajo la superficie que soporta la carga.

La vibración es sensible al nivel de desalineación; aunque el nivel no es directamente proporcional al grado de desalineación (angularidad y desviación). Las características de la vibración asociada con acoplamientos flexibles desalineados no son medición directa de la cantidad de desalineación; sino de la capacidad del sistema acoplado para absorber la desalineación, de este modo los síntomas externos de la desalineación, además de ser una función de la desviación entre ejes, también resultan afectados por la velocidad de giro, el momento de torsión, así como otras causas que provoquen alteración en la rigidez del acoplamiento y por lo consiguiente su capacidad para adaptar una desviación determinada.

Las principales características de la desalineación son:

- a)** Ocasional daño al cople; además de otros componentes de la máquina; tales como los rodamientos, engranes, bandas, poleas, etc.
- b)** Generar vibración importante; tanto en dirección axial como en la radial; (en comparación con el desbalance que normalmente genera vibración radial, excepto en rotores en cantiliver).
- c)** Aunque la desalineación es la principal causa de vibración axial elevada, existen otras fuentes que también pudiera generarla, y se describen a continuación.
 - Eje doblado.
 - Ejes en resonancia.
 - Rodamientos desalineados en el eje.
 - Resonancia de componentes en dirección axial.
 - Rodamientos axiales desgastados.
 - Engranes helicoidales o cónicos desgastados.
 - Desbalance por par de fuerzas.

Es recomendable que cuando se detecten vibraciones excesivas en dirección axial, primero investigar si la causa realmente se debe a la desalineación, o alguna de las causas antes mencionadas. Dos de las herramientas de las que se debe hacer uso, es efectuar análisis de fase y análisis espectral.

- Aunque la desalineación normalmente genera vibración axial elevada, no necesariamente siempre sucede así, ya que ha habido casos en las que la vibración axial no llega a la cuarta parte de la vibración radial y la causa principal ha sido desalineación.
- Es posible que una máquina tenga una buena alineación en dirección horizontal, pero una desalineación vertical deficiente, provocando que exista mayor vibración en este sentido.
- Se puede pensar que, si el eje motriz y el conducto estuvieran horizontalmente desviados, provocarían fuerzas horizontales elevadas. Aunque esto ocurre algunas veces la mayoría de los casos las amplitudes horizontales altas son principalmente el resultado de la desalineación vertical, y las amplitudes verticales elevadas son resultado de una desalineación horizontal.
- A menudo la desalineación genera una vibración a 2X mayor que lo normal y no únicamente en dirección axial; si no también en dirección radial. La presencia de esta armónica es ocasionada por la rigidez asimétrica en la máquina y sus soportes o acoplamiento; es decir con frecuencia existe una gran diferencia en la rigidez que rodea la base del soporte, la carcasa, los cimientos y el propio acoplamiento, lo cual puede permitir un movimiento de “vaiven” en cada revolución, por lo que se genera el componente de vibración a 2X.
- La desalineación también puede generar varias armónicas; las cuales pueden dar la impresión de aflojamiento o juego excesivo, aunque la diferencia es que a la componente a 2X es superior que las otras. Se han hecho pruebas experimentales y se ha notado que, a mayor número de armónicas, mayor el nivel de desalineación.
- Cuando en un espectro las componentes a 1X y 2X son superiores a los demás componentes, la información de fase es muy útil. El análisis de fase nos indica cómo la máquina se está moviendo (ver sección referente a la misma).

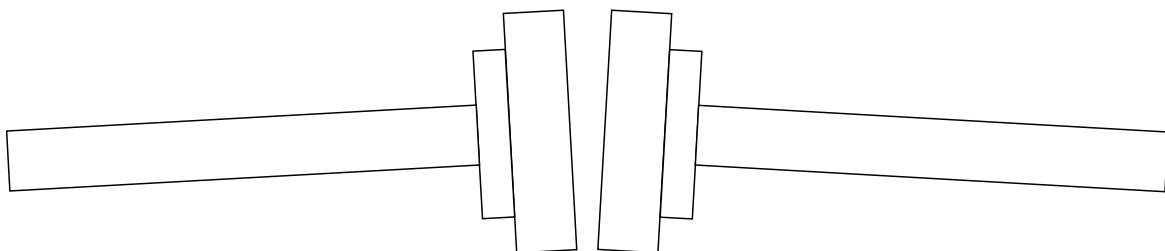
- Cuando existen otros problemas que intervienen en la condición de desalineación, van a afectar al espectro y también al comportamiento de la fase, por ejemplo cuando existe desbalance y desalineación es posible que se manifiesten niveles altos tanto en 1X como a 2X, y diferencias de fase radial que pudieran o no aproximarse a 150° y 180°, según la severidad de cada problema (en este caso probablemente las diferencias de fase axial transversales sería de 180°), cuando varias fuentes de problemas se presentan al mismo tiempo, cada problema contribuirá vectorialmente, por lo que se recomienda atacar problema por problema. Conforme se vaya resolviendo cada uno; tanto los espectros de vibración como la fase reaccionarán de la forma típica de cada problema.
- Al alinear las máquinas especialmente críticas, es útil monitorear la respuesta de la misma. Al hacer esto es especialmente importante monitorear la fase en las tres direcciones en cada rodamiento. En la mayoría de las máquinas con desviaciones térmicas, cuando se encuentran a temperatura ambiente mostrará condiciones de desalineación (probablemente severas) cuando llegan a la temperatura de operación la condición de desalineación tenderá a desaparecer. Por ejemplo, la diferencia de fase transversal al acoplamiento deberá inicialmente estar dentro del orden de 150 a 180°, pero deberá caer a cerca de 0 a 30° a la temperatura de operación. Además de la fase, se debe monitorear la forma en que va cambiando el espectro de vibración, además de otros parámetros; tales como la temperatura del rodamiento, temperatura de los soportes, presión de la película del lubricante.

Al monitorear el cambio de alineación, deben tomarse en cuenta los siguientes aspectos:

- Es conveniente monitorear la vibración en las armónicas de 2X hasta 4X en vez de efectuarlo a 1X, ya que la primera armónica resentirá los efectos de muchos otros factores (desbalance, resonancia, excentricidad, eje torcido, etc.).
- 2X es más significativa de la desalineación que a 1X, en el supuesto de que este no sea un motor nominal de 3600 r.p.m. (en el caso de que lo sea, 2X quizás estará muy próxima a una línea de frecuencia 2X, la cual influenciará la amplitud de 2X aparente, a menos que se tenga la capacidad de separar 2X de la línea de frecuencia y 2X).
- 3X puede ser el mejor indicador del cambio de alineación, si esta máquina en particular realmente provoca un incremento a 3X con un cambio de alineación. Muchas veces este es el caso. En tal caso, no es

necesario que el componente a 3X sea mayor que 1X ó 2X, basta con que sea sensible al cambio de desalineación.

- 4X sigue la misma analogía que el de 3X, excepto a que no sea una máquina cuya velocidad nominal sea de 1800 r.p.m. (en el caso de que lo fuera, 4X estaría muy cerca de la frecuencia de línea 2X a 7200 cpm).



- Algunos coples tienen un número determinado de rejillas o segmentos, cuando existe una desalineación severa a menudo estos componentes generan vibración a la frecuencia del número de rejillas(segmentos). En estos casos en que los mismos componentes del acoplamiento resiente los efectos de la desalineación y responden a ellos, esta frecuencia será una excelente elección para el monitoreo; puesto que estará bastante alejada de cualquiera de los efectos de desbalance, eje torcido, excentricidad, etc.

La desalineación en general se presenta cuando los ejes, coples y rodamientos no están apropiadamente alineados a lo largo de su centro geométrico.

Existen 3 tipos de desalineación: angular, paralela y combinada; además de existir la desalineación de rodamiento en su eje.

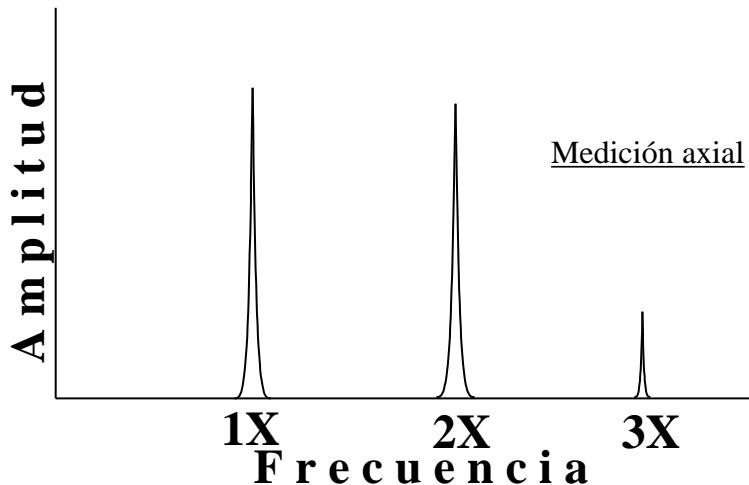
6.3.1. Desalineación Angular. -

La desalineación angular ocurre cuando dos ejes se acoplan de tal manera que induce una fuerza de flexión en el eje. Como se muestra en la siguiente figura.

Características:

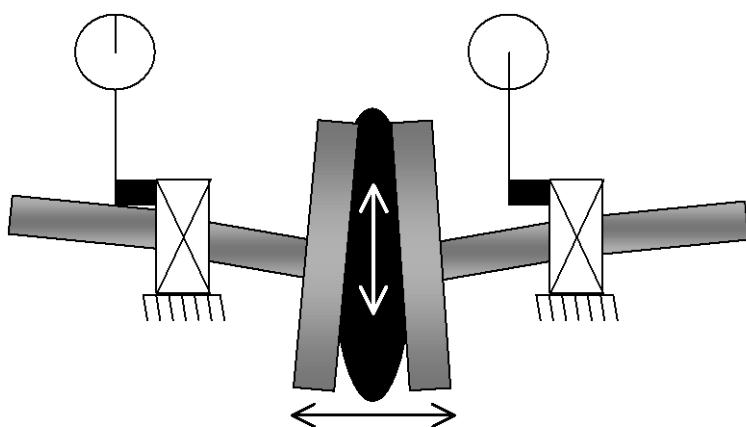
- Vibración axial elevada sobre todo a 1X, 2X, 3X, alguno de estos componentes puede predominar entre los otros.
- Cuando la amplitud a 2X o 3X rebasa un 30% a 50% de la amplitud generada a 1X en la dirección axial, se diagnostica desalineación angular. Una vibración preocupante puede ser si $1X = 0.30 \text{ plg/seg}$ y $2X = 0.2 \text{ Plg/seg}$, pero no es preocupante si $1X = 0.03 \text{ plg/seg}$ y $2X = 0.02$.

- La



Gráfica espectral mostrando condición de desalineación angular.

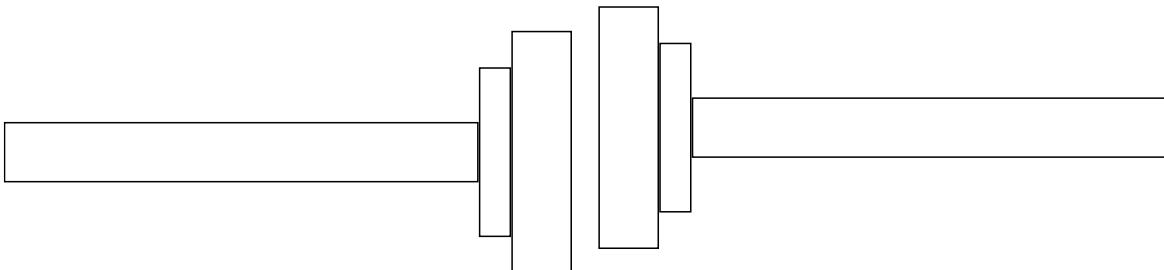
desalineación angular se detecta de mejor manera mediante el cambio de fase transversal al acoplamiento de 180° (como se ilustra en la fig. 6.04A). Si cada uno de los rodamientos en uno de los lados se mueven hacia un solo sentido, mientras que los del otro lado se mueven en dirección opuesta, la alineación angular resulta sumamente sospechosa.



Esquema de comportamiento de ejes con desalineación angular.

6.3.2. Desalineación Paralela. -

La desalineación paralela ocurre cuando los centros geométricos de dos ejes son



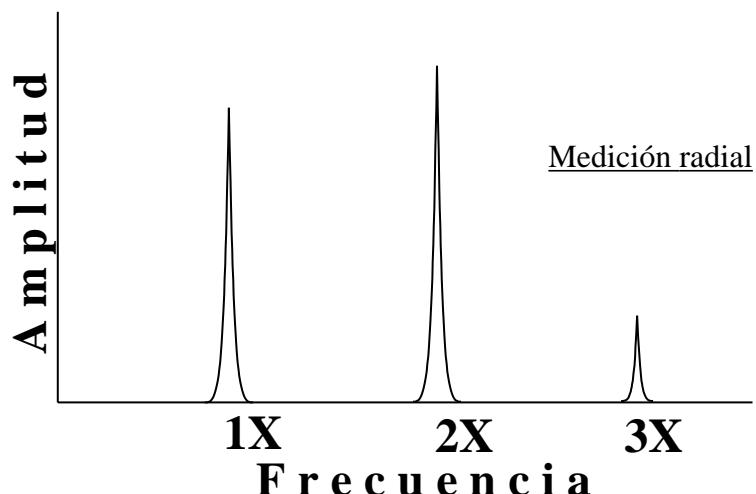
paralelos, y existe desplazamiento entre uno y otro.

Desalineación paralela entre ejes.

Características:

- La desalineación paralela afecta principalmente a la vibración radial, a diferencia de
- la angular que afecta a la axial.
- La desalineación paralela provoca que la fase se aproxime a una diferencia transversal al acoplamiento de 180°, pero en dirección radial (horizontal o vertical).
- En el espectro; si la amplitud de vibración a la frecuencia de 2X rebasa aproximadamente 50% de la amplitud de 1X, pero su magnitud relativa a 1X es determinada por lo general por el tipo y la construcción del acoplamiento. No es raro que la 2X exceda la amplitud de 1X sobre todo cuando la desalineación paralela empeora.

- Cuando la desalineación angular o paralela empeoran, pudieran



Gráfica espectral mostrando condición de desalineación paralela.

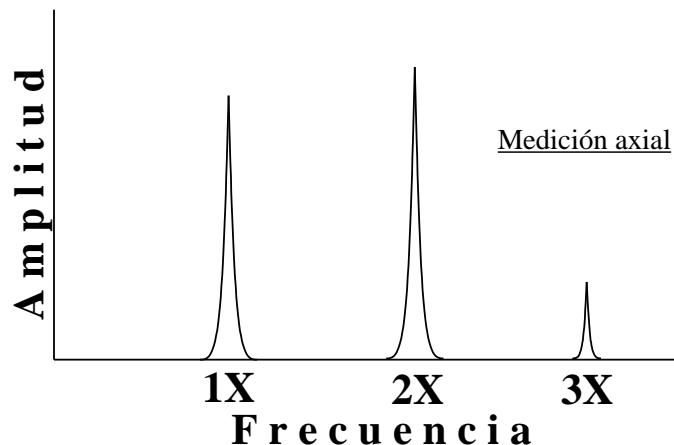
generar una distribución de armónicas que abarca de la cuarta a la octava armónica, en este caso el espectro de vibración pudiera confundirse con el de aflojamiento mecánico.

Mediante la experiencia, se ha notado que cuando existe una condición de desalineación se pueden encontrar en el espectro componentes con amplitud mayor a la normal 1X/2X. La amplitud a 2X puede variar desde un 30% al 200% de la amplitud a 1X.

- Los acoplamientos con amplitudes abajo del 50% de 1X son usualmente aceptables y a menudo operan por un largo periodo.
- Cuando la amplitud de vibración a 2X es del 50% al 150% de 1X es muy probable que ocurra daño.
- - Una máquina cuya vibración está a 2X está por arriba del 150% de la 1X tiene severa desalineación y se debe corregir el problema tan pronto como sea posible.

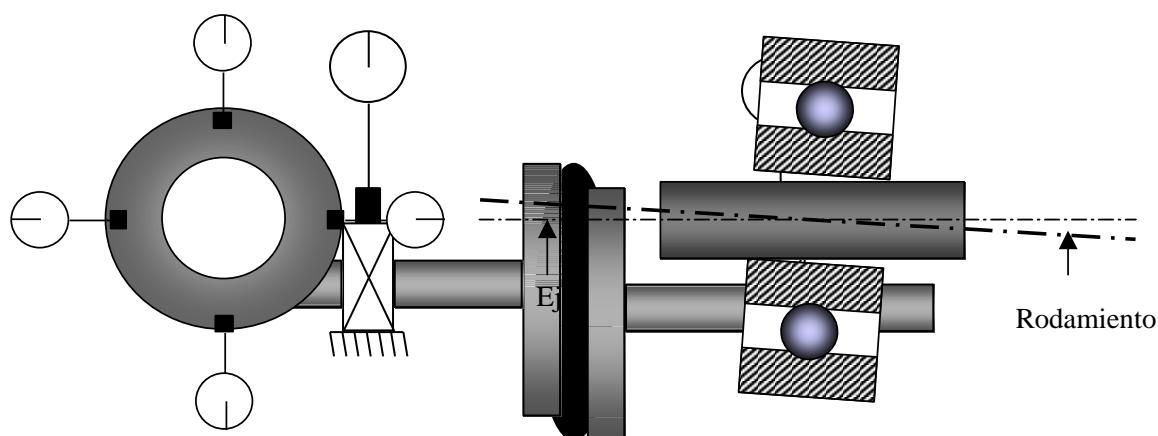
6.3.3. Desalineación de rodamiento en su eje. -

Cuando un



Gráfica espectral mostrando condición de desalineación de un rodamiento en su eje.

rodamiento se encuentra desalineado con respecto a su eje, éste va a mostrar un alta vibración y carga inusual. Al detectar este problema (fig. 6.04 C), debe resolverse de inmediato, antes de que se presenten fallas prematuras.



Esquema del comportamiento de un rodamiento desalineado en su eje.
Esquema del comportamiento de ejes con desalineación paralela.

Características:

- Generación de vibración axial considerable, y afecta tanto a la componente 1X como a la componente 2X.
- Al medir por separado la fase en dirección axial en cada uno de los 4 puntos 90°, como se ilustra en la figura 6.04D, un cambio de fase de 180° mostrará que el rodamiento se encuentra desalentado en su eje.
- Cualquier tentativa para alinear o balancear no resolverá el problema. Se requerirá cambiar el rodamiento e instalarlo correctamente.

6.4. Problemas en Coples:

Es difícil a través de un análisis espectral juntamente con el análisis de fase diferenciar entre problema de alineación o problema en el cople. Cada uno de los numerosos tipos de acoplamientos ejercen efectos diferentes sobre la respuesta de la máquina. Entre los factores que pueden afectar la respuesta se encuentran: la distancia entre ejes, diámetro de estas, el tipo de rodamiento. No obstante, algunas de las características de problemas en cople son las siguientes:

- En el espectro de vibración aparece componente a 3X; sobre todo cuando se trata de un cople con espaciador muy corto o largo, en estos casos aparecerá esta componente evidentemente en dirección radial y en dirección axial será una vibración mucho mayor. Estos problemas se resuelven al darle el tamaño correcto al espaciador o al relubricar el equipo de dirección o transmisión.
- Los acoplamientos de engranes pueden experimentar la inmovilización del acoplamiento en el punto en que la fuerza de fricción desarrollada en los dientes del engrane es mayor que la fuerza aplicada, lo que propicia que el acoplamiento se convierta en elemento rígido. La unión de los dientes por fricción puede ocurrir en este punto, sobre todo si falta lubricación. Un acoplamiento inmovilizado puede crear serios problemas y provocar falla en los rodamientos axiales, tan pronto como sea posible, se debe revisar cuidadosamente este acoplamiento en busca de diente(s) dañado(s) o de problemas de lubricación y de alineación, en caso necesario reemplazarlo.
- Los acoplamientos en malas condiciones normalmente provocan un incremento de vibración tanto en dirección axial como en la radial, siendo normalmente mayor la axial. 1X es la más afectada. Algunos acoplamientos generan una distribución de frecuencia que semeja el efecto de "arbolito de navidad". En este caso puede aparecer numerosas armónicas, en las que la vibración cae casi un 25% entre armónica y armónica.

- Es probable que un acoplamiento flojo provoque bandas laterales en torno a las frecuencias de paso de aspas (Número de aspas por r.p.m.) y las frecuencias de engranaje (número de dientes por r.p.m.).

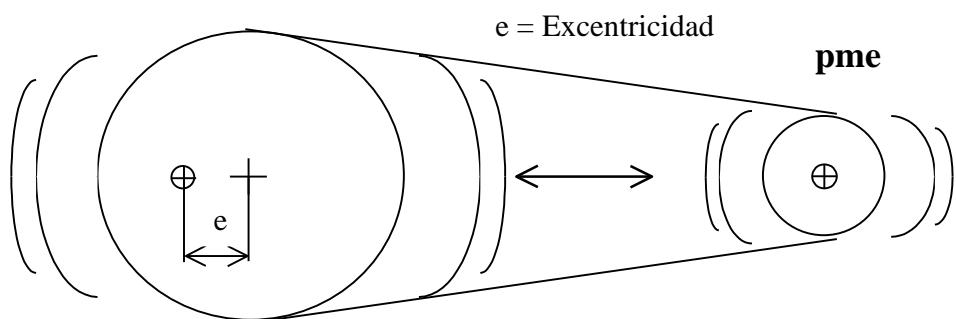
6.5. Rotores Excéntricos.

Un rotor excéntrico es aquel en el que la línea central del eje no coincide con la línea central del rotor, esto ocasiona que exista mayor peso sobre uno de los lados de la línea central giratoria que en el otro y provoque que el eje se bamboleé en una órbita irregular, provocando con esto inestabilidad.

Dentro de los tipos comunes de casos de rotores excéntricos se puede mencionar a las poleas, engranes, rotores de motor e impulsores de bombas.

La excentricidad genera vibración a una vez la frecuencia de giro del componente excéntrico, dominando éste en el espectro.

Por ejemplo, en la figura siguiente ilustra un motor acoplado a un ventilador; en el cual una polea se encuentra excéntrica. Se puede observar que la componente generada del ventilador será mayor que la generada por el motor, especialmente cuando se toma en línea con la dirección de la banda. El efecto de esta excentricidad ocasiona una carga direccional muy elevada, por lo que la vibración a una vez la frecuencia de giro puede variar en todas las direcciones.



Esquema del comportamiento de un rotor excéntrico con transmisión por bandas.

En el caso de poleas excéntricas la mayor vibración se genera en dirección de la tensión de las bandas, presentando componente a una vez la frecuencia de giro de la polea excéntrica.

En el caso de engranes excéntricos la mayor vibración ocurre en dirección en línea con los centros de los dos engranes y a una vez la frecuencia de giro del engrane excéntrico, aunque en el espectro parecerá como si el engrane estuviera desbalanceado. Cuando el grado de excentricidad es severo puede inducir cargas dinámicas excesivas sobre los dientes de los engranes y estos están forzados a trabarse y a destrabarse en el acoplamiento de los engranes. Es posible diferenciar la excentricidad de un desbalance utilizando el análisis de fase. Los engranes excéntricos generan además armónicas de las frecuencias de giro con amplitudes de vibración con grandes amplitudes, acompañadas de bandas laterales mayor que lo normal a 2 veces la frecuencia de giro.

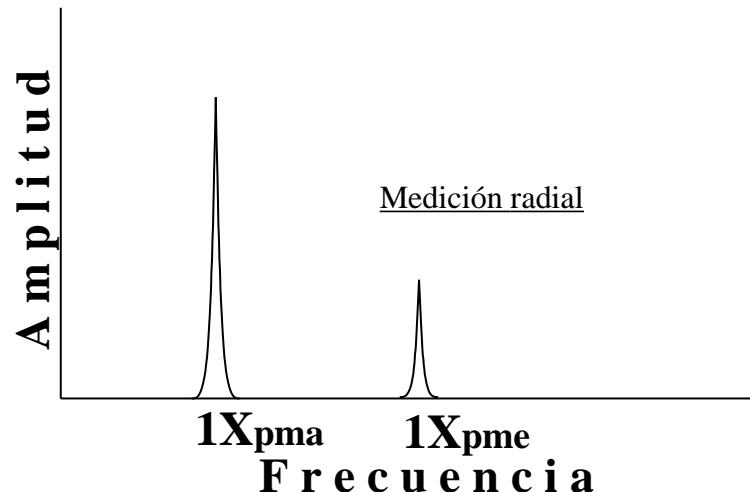
En el caso de los motores excéntricos, los rotores producen un entre hierro (Air Gap) variable giratoria entre el rotor y estator, lo que induce una vibración de pulsación entre la frecuencia de línea 2FL (7,200 cpm) y su armónica de velocidad de funcionamiento más cercana y genera también bandas laterales de frecuencia de paso de polo (F_p).

En el caso de bombas excéntricas; los impulsores pueden generar fuerzas hidráulicas distribuidas no uniformemente entre el impulsor giratorio y las aspas difusoras fijas, esto genera una alta vibración a la frecuencia de la bomba; así como a la frecuencia de paso de los álabes (número de aspas por frecuencia de giro) acompañada de armónicas, debidas a un “desbalance hidráulico” provocado por impulsor excéntrico.

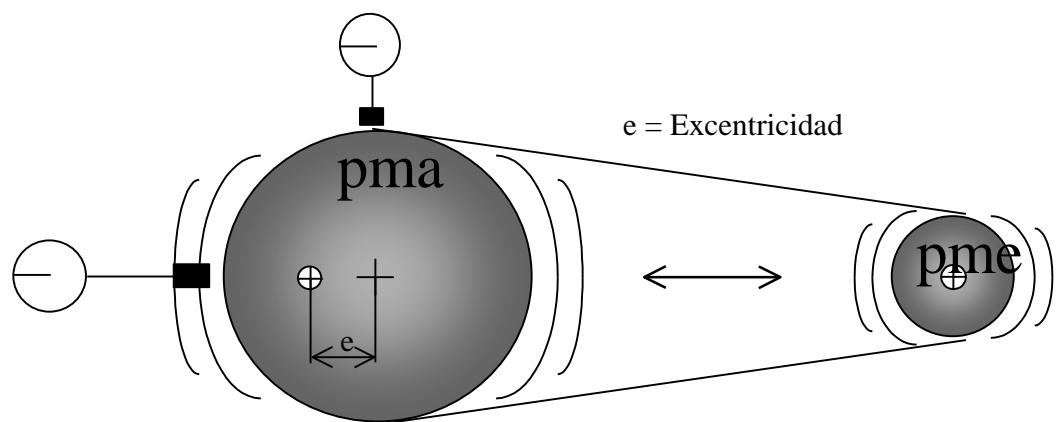
Cuando se requiere balancear a un rotor excéntrico después de varios intentos se logra disminuir el nivel de vibración, pero se incrementa en otra dirección radial.

Los rotores excéntricos pueden generar vibración radial significativa en una dirección que en otra (similar a los casos de resonancia, aflojamientos o desgaste en rodamientos) el análisis de fase puede ser de gran utilidad para poder determinar si la presencia de vibración a una vez la frecuencia de giro corresponde a la excentricidad, o alguna otra causa; tal como el desbalance. Comparando las lecturas de fase horizontales con las verticales, éstas van a variar de 0° a 180°, puesto que la fuerza inducida por excentricidad es predominante en forma direccional (más que la diferencia de fase de 90° de la posición vertical y la horizontal, como en el caso de problema de desbalance dominante).

Las siguientes figuras ilustran lo antes descrito.



Gráfica espectral mostrando un rotor excéntrico con transmisión por bandas.



Esquema del comportamiento de un rotor excéntrico con transmisión por bandas.

7. Soltura mecánica

Actualmente en la mayoría de los seminarios y textos se menciona que la soltura mecánica normalmente genera frecuencias al doble de la frecuencia de giro; y esto es muy cierto; sin embargo, en estudios desarrollados por Technical Associates of Charlotte se han definido tres tipos de soltura mecánica; los cuales tienen sus características muy particulares de vibración; estas tres clasificaciones se presentan a continuación:

- Tipo A.-** Aflojamiento del bastidor/base estructural (principalmente a 1X)
Tipo B.- Pérdida debido al movimiento basculante del pedestal o estructura/pedestal del rodamiento fracturado o fisurado.
Tipo C.- Problema de ajuste en los rodamientos en su alojamiento o eje.

La vibración característica de la soltura mecánica no se produce a menos que intervengan fuerzas externas que la excite. Dentro de estas fuerzas se puede mencionar al desbalance, desalineación, etc. Cuando existe soltura mecánica importante, cualquier mínimo desbalance, desalineación, excentricidad, etc. va a ocasionar altos niveles de vibración. Estas vibraciones se pudieran eliminar corrigiendo el desbalance, desalineación, etc. Aunque en la realidad es prácticamente imposible, pues tales etapas requerirán niveles mucho más precisos de alineación o balanceo, por lo que lo más conveniente es corregir la causa raíz que en este caso específicamente se trata de soltura mecánica.

A continuación, se describen los tres tipos de soltura mecánica que existen:

Aflojamiento tipo A.- Aflojamiento estructural y aflojamiento en pedestales.

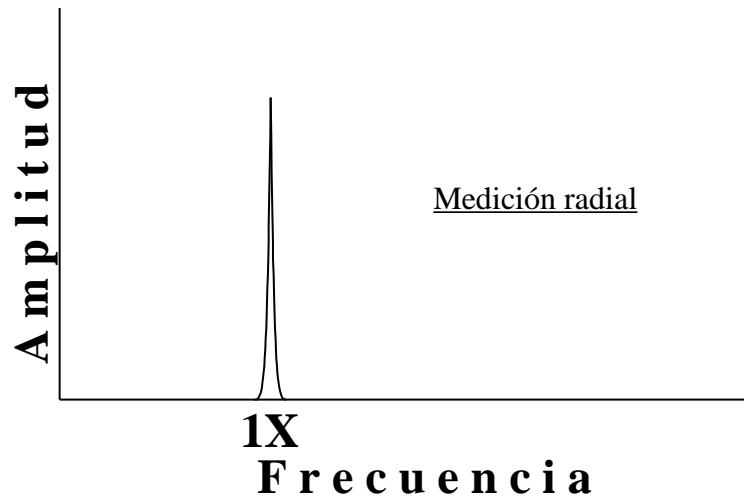
Dentro de este marco se encuentran los siguientes problemas:

- Pérdida estructural/fatiga de la pata de la máquina, pedestales.
- Deterioración.
- Distorsión del bastidor o de la base (pie suave).
- Pernos de sujeción flojos.

Este tipo de problema normalmente puede confundir al analista y pudiera diagnosticar condición de desalineación o desbalance; ya que esta anomalía genera componente de vibración a una vez la frecuencia de giro, por lo que se recomienda que se hagan revisiones visuales en la soportaría; además de efectuar análisis detallado de las gráficas espectrales, así como utilizar el análisis de fase para poder diferenciar los síntomas. Es importante también tomar en cuenta los siguientes aspectos:

- Los componentes generados por soltura mecánica tipo A, son muy similares a los generados por desalineación y desbalance.

- La vibración generada por esta causa tiene influencia únicamente en el rotor que tiene el problema y no repercuten en la otra parte de la máquina.
 - Las lecturas de fase pueden tener los siguientes comportamientos:
- a) Al comparar las lecturas de fase vertical y horizontal de un extremo del eje con el otro, se van a encontrar vibraciones altamente direccionales con diferencias de fase entre 0° y 180° ; lo que indica que los extremos están encontrados (significa que el eje no está orbitando, como sucede normalmente).
- b) Al detectar esta variación de fase al medir en el alojamiento de los rodamientos, se recomienda además medir en la base del alojamiento, en los pedestales, etc. Las mediciones de fase y de vibración deben ser constantes, en el caso de que la lectura de fase tenga variación importante y/o el nivel de vibración, esto indicará el



**Gráfica espectral mostrando aflojamiento estructural
y/o aflojamiento en los pedestales.**

movimiento relativo.

Las siguientes figuras tratan de ilustrar lo antes mencionado:

Aflojamiento Tipo B.-

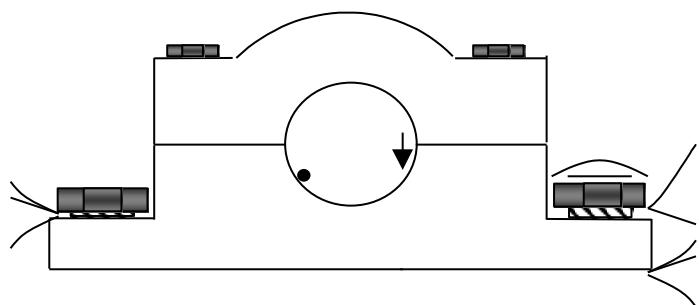
En este tipo de soldura mecánica se puede presentar en los casos de:

- Fisuras o fracturas en estructuras o en alojamientos.
- Movimiento basculante provocado en ocasiones por pie de apoyo de diferente longitud.
- Tornillos flojos en chumaceras.

Este tipo
mecánica

se refieren
los
textos; y
por

a dos
frecuencia
eje. Esta
trata de
siguiente figura:



Comportamiento de una chumacera con pernos flojos.

de soldura
es el que
comúnmente
la mayoría de
seminarios y
se
caracteriza
generar
componente
veces la
de giro del
condición se
ilustrar en la

En esta gráfica se presenta un esquema de un eje montado en la chumacera; en la cual los pernos que la sujetan se encuentran flojos. El lugar pesado del desequilibrio se encuentra en la posición de las 6 horas del reloj, donde las fuerzas que dirige hacia abajo forzando a la chumacera contra el pedestal. Cuando la fuerza se encuentra dirigida en la posición de las

horas
reloj,
lo que

12
del
por
la



**Comportamiento de la fase con la presencia de aflojamiento estructural
y/o aflojamiento en los pedestales.**

fuerza tiende a levantar la chumacera del pedestal. Cuando el desequilibrio se encuentra en la posición de las 3 horas del reloj; donde se puede notar que la fuerza de levante del desequilibrio es cero, por lo tanto, la chumacera no hará si no caerse contra el pedestal, como se puede notar se trata de una acción que aplica dos fuerzas por cada vuelta que da el eje.

En general se debe sospechar de soltura mecánica cada vez que se tenga dificultad al efectuar la actividad de alineación o balanceo y se recomienda realizar inspección visual para detectar cualquier soltura posible; el uso de una lámpara estroboscópica resulta de gran utilidad para este tipo de actividad.

La componente a dos veces la frecuencia de giro no siempre se va a presentar acompañada de todas sus armónicas relacionadas a $\frac{1}{2}$, pues pudiera ser posible que se presenten únicamente algunas de ella o inclusive ninguna, o aparecer en forma esporádica.

Es importante tener en cuenta los siguientes puntos:

- Generalmente cuando se enfrenta a este tipo de problema cuando la amplitud a dos veces la frecuencia de giro excede casi un 50% a la que se da a una vez la frecuencia de giro en dirección radial.
- Las amplitudes de vibración son irregulares.
- Si se toman lecturas de fase con lámpara estroboscópica, a menudo se mostrarán 2 marcas de referencia ligeramente irregulares.
- Esos síntomas de aflojamiento normalmente no se presentan, a menos que haya otra fuerza que lo excite, como en el caso de desbalance, desalineación, excentricidad, etc.

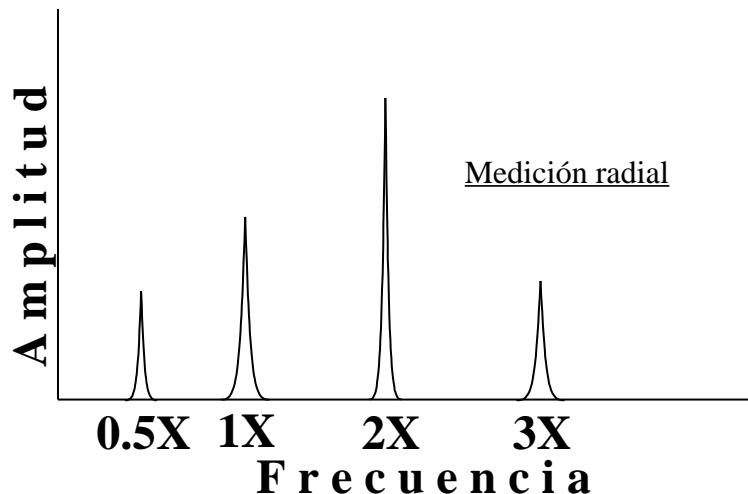
La figura siguiente muestra el espectro típico de este tipo de soltura:

Aflojamiento tipo C.-

Los problemas que ocurren en este tipo de soltura mecánica son:

- Rodamiento flojo en su alojamiento.
- Juego interno excesivo en los rodamientos.
- Desgaste de los alojamientos en los rodamientos.
- Rodamientos girándose en su eje, debido a un ajuste flojo.

Este tipo de soltura mecánica presenta las características siguientes:

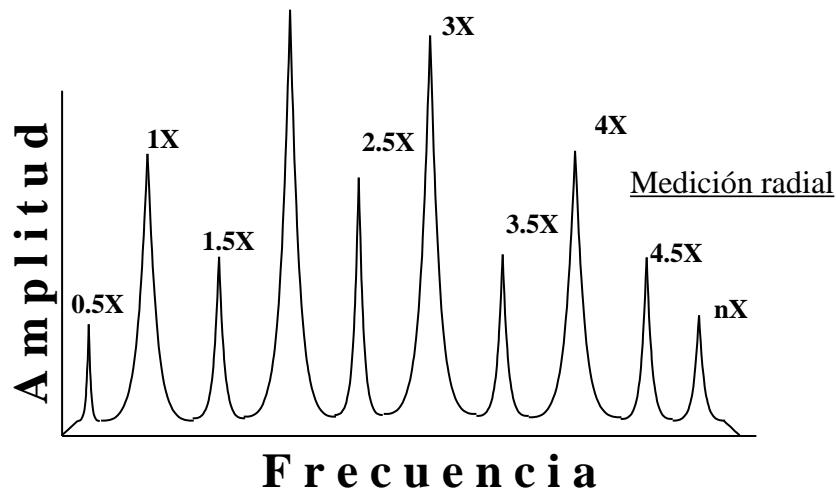


Gráfica espectral mostrando fisura o fractura en estructura o alojamiento del rodamiento; así como pernos de chumacera flojos.

- Armónicas múltiples, algunas veces hasta de 10X hasta 20X. Estas armónicas son resultado de impulsos y truncamientos (limitación) en la respuesta de la máquina
- Este tipo de soltura presenta componente de vibración muy significativa en la dirección de la proximidad del problema.
- En el caso de aflojamiento severo se pueden generar componentes a $\frac{1}{2}$ veces la frecuencia de giro, es decir a $1\frac{1}{2}$, $2\frac{1}{2}$, $3\frac{1}{2}$, etc. y también pudiera ser a frecuencias de $1/3$.
- Es probable que en un espectro aparezca un componente a $\frac{1}{2}$ de la velocidad de giro con menor magnitud de que la fundamental

y parezca no haber problema, sin embargo hay que recordar que en un espectro la componente que va a dominar es a una vez la frecuencia de giro y cuando aparece componente a $\frac{1}{2}$ significa aflojamiento y la magnitud de vibración será directamente proporcional al aflojamiento: aunque cabe hacer notar que la presencia de esta componente pudiera ser debida a rozamiento (ver sección correspondiente).

- La componente generada por $\frac{1}{2}$ veces la frecuencia de giro puede ir acompañada de componentes generadas por el desbalance o desalineación.
- Las mediciones de fase pudieran ser un tanto erráticas, pero pueden aproximarse a diferencias de 0° a 180° entre las lecturas verticales y horizontales en el caso de que la vibración se torna direccional. Normalmente la vibración se presenta en dirección radial, pero se puede presentar en dirección axial, lo que depende del tipo exacto del aflojamiento.
- En el caso de algún componente suelto en el rotor, por ejemplo, un impulsor de una bomba, la fase y nivel de vibración va a variar entre un encendido y otro. En este caso es muy difícil de balancear ya que estas dos características (magnitud y fase) varían.
- Es muy importante mencionar que en el caso de que se tenga un espectro que nos indique tipo de aflojamiento C (armónicas de una vez la frecuencia de giro) puede significar un problema severo, pues puede ser el caso de que el eje se esté girando en el aro interior del rodamiento y que pese a que su nivel de vibración sea muy bajo a niveles de 0.05 plg/seg o menor. En estos casos puede ser que el rodamiento al estarse girando pueda ocasionar gran daño, ya que puede afectar al diámetro del eje. En casos extremos se puede presentar inclusive un daño catastrófico.

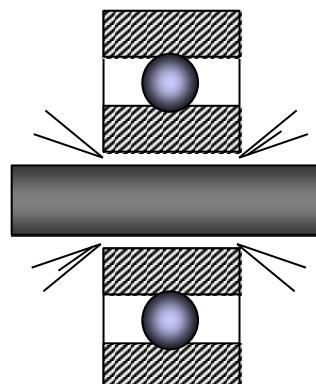


En

Gráfica espectral mostrando holgura excesiva en el eje o en el alojamiento de un rodamiento.

situaciones extremas de aflojamiento, existirán muchos componentes; desafortunadamente estas mismas armónicas también pueden ser generadas por una condición de rozamiento pronunciado. Estas frecuencias únicamente constituyen una advertencia de posible aflojamiento o rozamiento. Es posible determinar entre ambos, considerando el historial de la máquina y las actividades de mantenimiento efectuadas en la misma y determinar cuál de los dos casos pudiera ser el más factible.

Los aflojamientos o entre las partes de caracterizan hilera larga de correspondientes a giro con amplitudes



Nota. - Estas esporádicas, por puede generar picos a 2X, 3X, 4X, 4X, 5.5X, 6X, etc.

Comportamiento de un rodamiento con holgura excesiva en su eje.

ajustes inapropiados los componentes se generalmente por una armónicas 1/2 de la frecuencia de anormalmente altas.

armónicas pueden ser ejemplo; el aflojamiento 5X, 6X, etc. ó 3X, 3.5X,

a) Causas

Las posibles causas de desgaste o aflojamiento son:

- La máquina se aflojó de sus soportes
- Un componente de la máquina se aflojó

- El rodamiento ha desarrollado una falla en el asiento del rodamiento.

b) Efectos

- Si el aflojamiento está relacionado con el rodamiento, los efectos son los mismos que en el caso de desbalance; únicamente que más severo.
- Si el aflojamiento es generado por un componente (por ejemplo, un álabe de un ventilador) hay posibilidad de que esta parte se desprenda, causando daños secundarios.

c) Conclusiones:

Si existe una serie de 3 o más múltiplos generados a X de 1/2X (rango de 2X a 10X) y sus magnitudes son mayores que el 20% de 1X entonces puede existir pérdida mecánica.

Si la máquina está acoplada rígidamente, y la medición radial es alta a 2X entonces puede existir pérdida mecánica.

7.1. Eje Doblado

El síntoma de eje doblado en forma similar al desbalance y desalineación van a generar una componente de vibración radial y axial a una vez la frecuencia de giro.

Para poder diferenciar la condición de eje doblado, la información de fase es esencial.

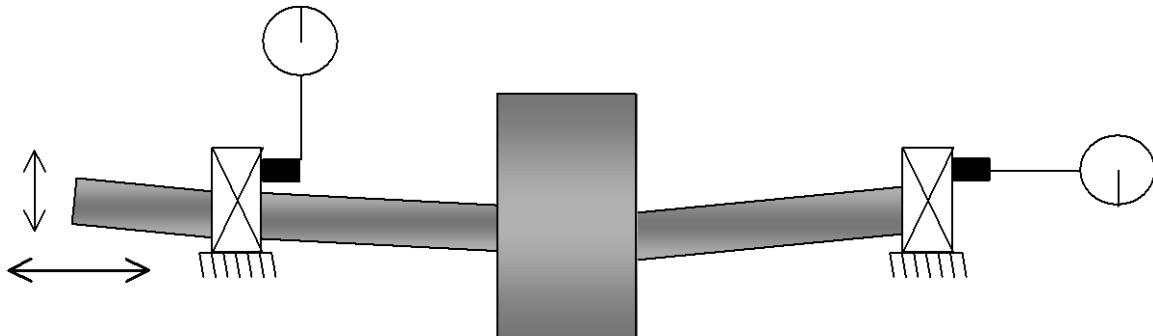
Similar al caso de ejes excéntricos, es difícil lograr reducir la vibración mediante actividades de balanceo.

El transductor de vibración debe ser colocado en posición vertical, horizontal, y axialmente en el rodamiento en cada uno de los extremos del eje.

Dentro de las causas que pueden generar un eje doblado se pueden mencionar:

- Doblado frío, como resultado de la gravedad un eje con longitud muy grande desarrolla pandeo.
- Manejo inapropiado en la transportación.
- Torque muy alto.

Así como en el caso del desbalance, un doblez de eje normalmente causa que el rodamiento soporte mayor carga dinámica que la especificada en su diseño; la cual en su momento va a provocar falla debido a fatiga.



Esquema de comportamiento de un eje doblado.

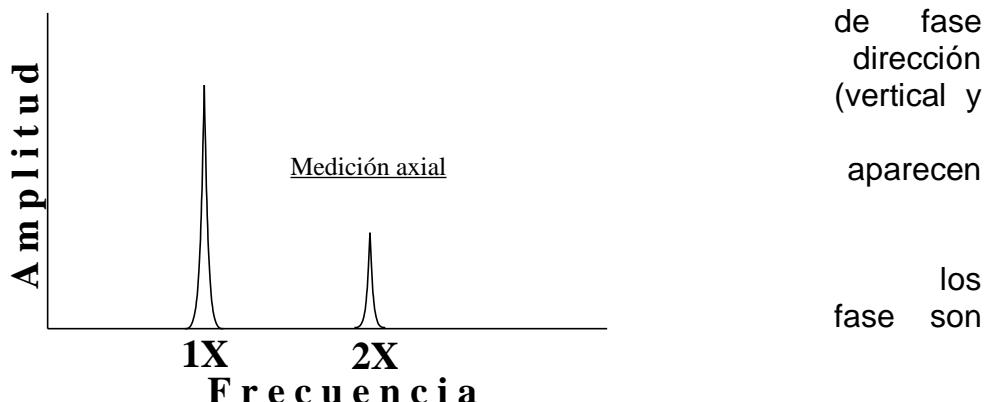
En las siguientes figuras se muestra un espectro típico y esquema de eje doblado con lecturas de fase:

Donde se puede apreciar las siguientes características:

- Se presenta amplitud de vibración alta generada por el movimiento flexonante del eje. Los componentes que se pueden presentar en un espectro pueden ser a una o dos veces la frecuencia de giro, dependiendo si el pandeo está cerca del centro del eje, generará componente a una vez la frecuencia de giro, y si el pandeo se encuentra cerca del acoplamiento pudiera generarse componente a dos veces la frecuencia de giro. (Esta amplitud pudiera variar desde un 30% hasta un 200% de la amplitud del componente a una vez la frecuencia de giro).

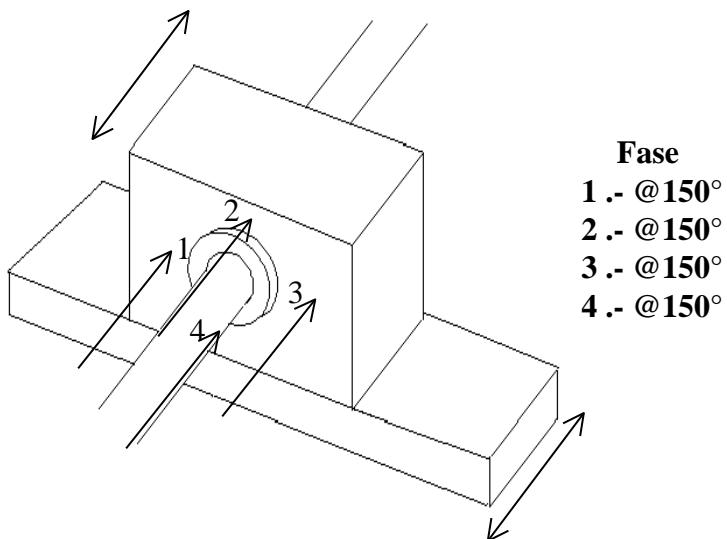
Las
mediciones
tomadas en
radial
(horizontal)
típicamente
en fase.

Nota: Todos
valores de
de $\pm 30^\circ$.



Gráfica espectral mostrando condición de eje doblado.

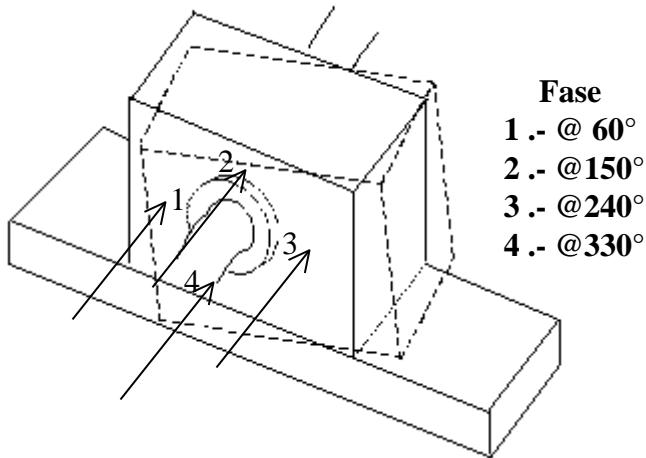
- Cuando se comparan las lecturas de fase tomadas en dirección axial, se va a detectar una diferencia de 180° .
- Las componentes a una y dos veces la frecuencia de giro van a permanecer constantes, asumiendo que la componente a dos veces la frecuencia de giro no corresponde a la frecuencia de línea (7,200 r.p.m.) (ver tema de problemas eléctricos).
- Es recomendable efectuar cuatro mediciones en el alojamiento del rodamiento; si el eje no presenta problema de doblez, las lecturas axiales se comportarían como se indica en la la siguiente figura:



**Mediciones de fase axial indicando el movimiento normal
de un eje en buenas condiciones.**

Si el eje se arquea al pasar a través de los rodamientos, se obtiene un movimiento de torsión ocasionada por el alojamiento, lo que dará como resultado diferentes lecturas de fase tomadas en dirección axial.

Se



Mediciones de fase axial indicando movimiento de torsión por causa de eje doblado.

recomienda que cuando se llegue a la conclusión de que existe condición de eje doblado, se tenga cuidado de que en realidad sea eje doblado en forma permanente; ya que pudiera ser posible que el eje se encuentre en resonancia y el doblez aparente se debiera a la excitación de alguno de sus modos de vibración.

Existen casos como en el de las turbinas que manejan fluidos a alta temperatura, cuando después de algún paro por mantenimiento y ya en el arranque va a empezar a incrementar la temperatura del rotor y sus álabes; generando con esto deformaciones y por lo consiguiente incremento en el nivel de vibración; cuando se realiza paro de la máquina, para mantenimiento o inspección, conforme el eje va llegando a la temperatura ambiente la deformación va a desaparecer (siempre y cuando no haya rebasado el límite plástico).

7.2. Defectos en Rodamientos

Los rodamientos son dispositivos fabricados con una alta precisión por lo que difícilmente fallan prematuramente; a menos que intervengan aspectos externos que los dañen; entre estos aspectos se pueden mencionar al desbalance, desalineación engranes, bandas, etc.; aunados a otros factores como: ajustes y tolerancias incorrectas, tipo y cantidad de lubricante no adecuados, montaje del rodamiento incorrecto, etc.

Normalmente cuando se detectan frecuencias generadas por los rodamientos, se recomienda no únicamente analizar los síntomas de defecto de estos; si no buscar la fuente que está generando que el rodamiento esté vibrando o fallando.

La condición de daño de los rodamientos normalmente se puede medir en las últimas etapas de vida de los rodamientos; sin embargo, para poder estar preparados en problemas futuros es necesario tomar en cuenta la condición temprana de los rodamientos, lo cual se manifiesta por vibración ultrasónica. Esta medición de alta frecuencia detecta los impactos repetitivos de baja energía de contacto metal con metal. El ritmo, la frecuencia y la amplitud se combinan para dar un solo resultado numérico (dependiendo del fabricante se puede nombrar Detección a Altas Frecuencias, Picos de Energía, Impulsos de Choque, Tecnología SEE, etc.).

Al medir este parámetro es difícil determinar la condición del rodamiento mediante una sola lectura, ya que está sujeta a numerosas influencias externas como son carga, lubricación, cavitación, engranes, fuga de vapor, etc. Una de las formas de aprovechar la medición de la detección a altas frecuencias es llevar a cabo tendencias por determinados períodos, tratando de que cada evento sea repetible.

Uno de los factores que hay que tener en cuenta es la orientación y montaje del transductor, ya que estas variantes van a provocar modificaciones importantes en las amplitudes.

Es muy importante llevar a cabo tendencias para analizar cómo va evolucionando la condición del rodamiento; sin embargo, estas tendencias no siempre predicen exactamente el tiempo aproximado de falla. Usualmente las tendencias aumentan conforme al deterioro, pero cuando se produce el desperfecto (una grieta, por ejemplo) la magnitud de detección a alta frecuencia puede presentar una caída drástica. Cuando sucede esto se recomienda tomar en cuenta el parámetro de velocidad, aclarando que no necesariamente debe presentar un aumento de amplitud; cuando el rodamiento experimenta mayor deterioro, algunas veces la vibración generada por los mismos es "opacadas" por las magnitudes generadas por desbalance, desalineación etc., que son muy superiores a los de los rodamientos. Ocasionalmente las amplitudes de vibración de los rodamientos aumentan al evolucionar el daño de estos, pero esto no siempre ocurre, ya que pudiera suceder que las amplitudes no aumenten y el daño pudiera ser inminente, o inclusive las amplitudes pueden disminuir y el daño puede ir avanzando en forma crítica en vez de aumentar la amplitud, aumenta el número de bandas laterales. Lo que inicialmente apareció como un pico relativamente agudo, puede parecer como si estuviera

extendiendo para cubrir un rango más amplio, y en el momento de presentarse el daño las amplitudes van a disminuir drásticamente.

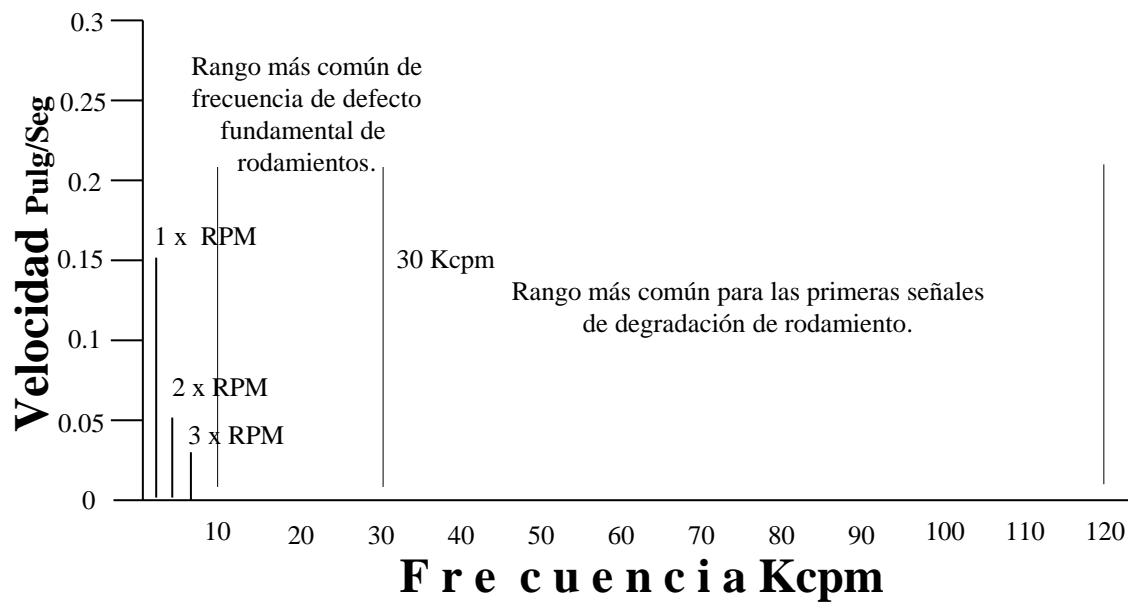
1. Espectros de Velocidad en la Condición de los Rodamientos. -

Para efectuar análisis de los rodamientos se requiere conocer la firma de vibración de estos; ya que existen muchas configuraciones, tipos y tamaños diferentes de rodamientos y es difícil determinar la frecuencia y amplitud que generará cierto rodamiento.

a) Etapa 1.-

La figura siguiente representa el diagrama espectral de velocidad correspondiente a la primera etapa de defecto, donde se puede observar un incremento en la magnitud de unidades de la detección a altas frecuencias.

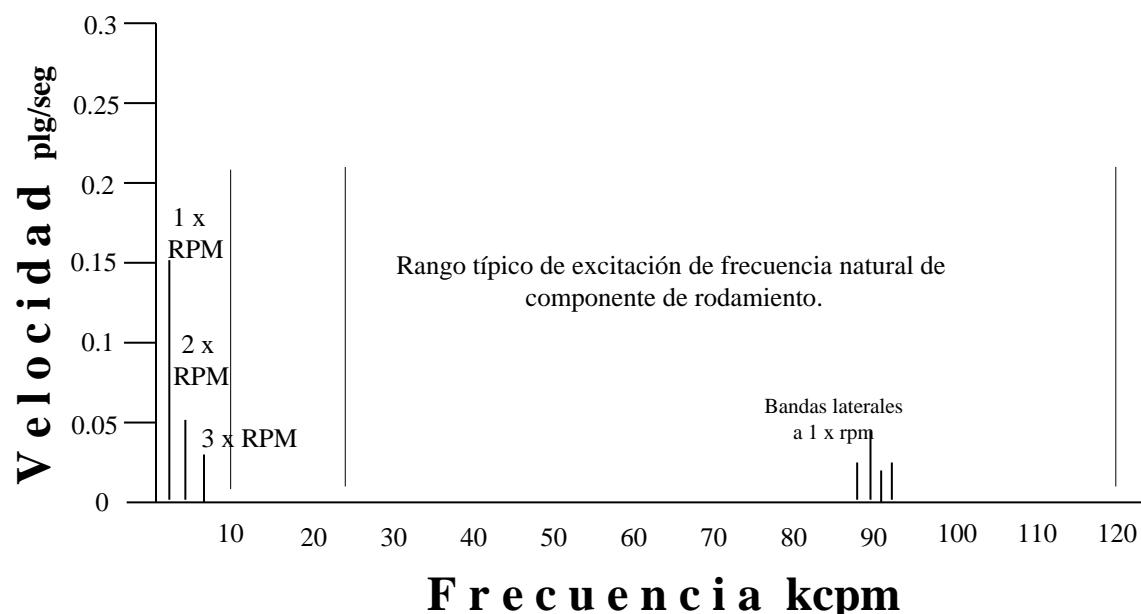
En esta etapa no se va a generar aumento de temperatura en los rodamientos, tampoco se encuentra ninguna indicación visual de que el rodamiento esté defectuoso.



Primera etapa de falla

b) Etapa 2.-

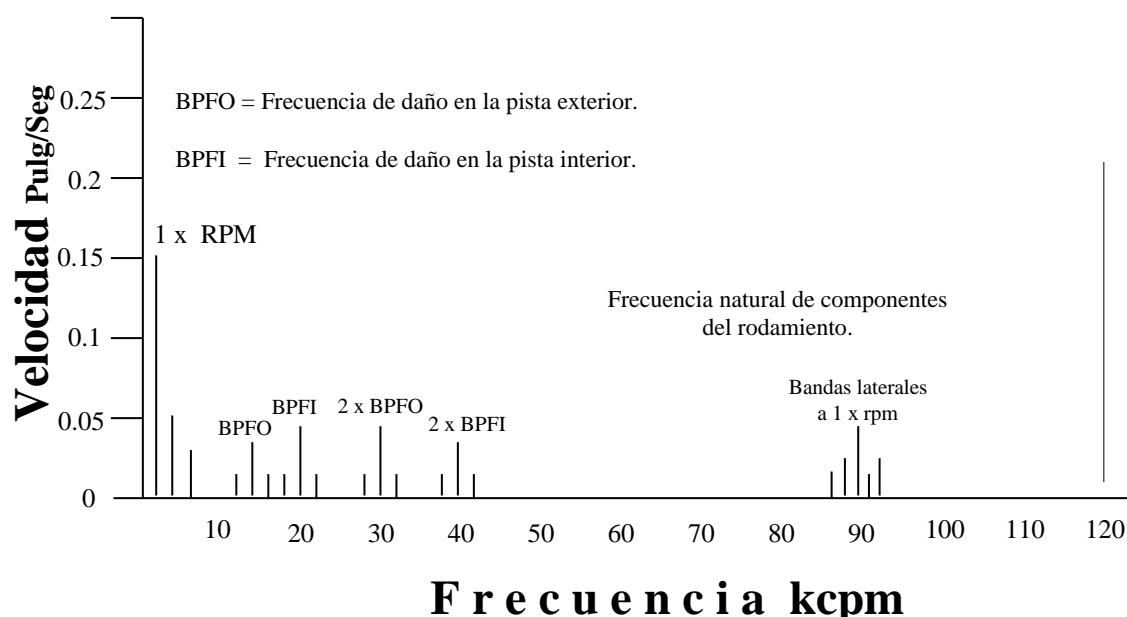
En esta etapa, aparece la primera indicación de componentes a altas frecuencias en el espectro de velocidad. Esta vibración es de baja amplitud y se genera normalmente entre el rango de 30 - 120 KCPM, dependiendo del tipo de rodamiento. Estas frecuencias son independientes de la velocidad de operación (no son síncronas). Al continuar la deterioración empiezan a aparecer bandas laterales a una vez la frecuencia de giro. Conforme sigue avanzando el daño aparece lo que comúnmente se conoce como "forma de pila de heno".



Segunda etapa de falla

c) Etapa 3.-

Al asentarse el problema empiezan a aparecer frecuencias de defecto del rodamiento; las cuales pueden calcularse (ver información más adelante), también son comunes los múltiplos o armónicas de sus frecuencias; mientras mayor sea el número de armónicas, mayor será la condición de deterioro del componente; sin embargo es necesario tomar en cuenta la velocidad del eje, las máquinas con menor velocidad presentan amplitudes considerablemente más bajas; así como menor número de armónicas de defectos, con el mismo deterioro que máquinas de mayor velocidad.



Tercera etapa de falla

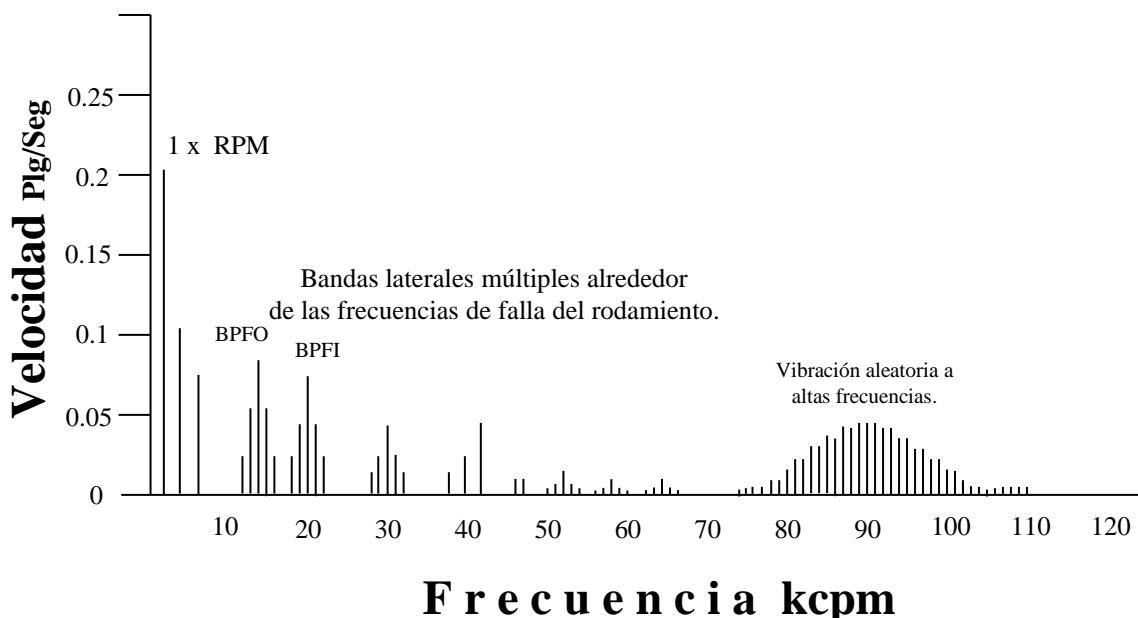
d) Etapa 4.-

Es la etapa final detectable, las amplitudes de vibración a alta frecuencia han disminuido. En este momento los defectos del rodamiento comienzan a hacerse menos distintivos al aumentar el “ruido del piso”. Se producen bandas laterales múltiples, alrededor de las armónicas de las frecuencias de defecto fundamentales, conforme pasa el tiempo el espectro se hace más errático y aparece el ruido de banda ancha, como se puede observar en la figura siguiente, las amplitudes de los picos individuales van disminuyendo.

Nota. - Es importante recalcar que normalmente la falla de los rodamientos no es la causa del problema, usualmente alguna otra causa provoca que éste falle. Cuando se detecta anomalía en el rodamiento se recomienda buscar el origen de la falla; tales como desalineación, desbalance, soltura mecánica, etc., se sugiere corregirla y programar el cambio del rodamiento fallado.

2. Ciclo de Vida de Daño en los Rodamientos

Con el objeto de entender como monitorear los rodamientos, es necesario entender como se efectúa el programa de falla de los rodamientos.



Cuarta etapa de falla

La falla de un rodamiento puede presentarse por varias razones, lubricación inapropiada, lubricación contaminada, mayor carga que la del diseño del rodamiento, manejo e instalación inapropiada, envejecimiento; etc.

A menudo la fatiga inicial de un rodamiento resulta de un esfuerzo cortante cíclico y aparece inmediatamente abajo de la superficie de carga. Despues de un tiempo este esfuerzo genera grietas; las cuales gradualmente se extienden por la superficie. Como todos los elementos rodantes pasan por estas grietas, producen impactos generando descascarillado. El descascarillado progresivamente se incrementa y eventualmente provoca que el rodamiento ya no sea útil. Este tipo de daño de los rodamientos es un proceso relativamente largo y se tiene conocimiento de su presencia observando el incremento de vibración y de ruido.

El rodamiento produce ruido y señales de vibración, que, si es detectado desde el inicio de daño, el usuario va a tener un tiempo adecuado para corregir la causa del problema del rodamiento o reemplazarlo antes de que falle completamente.

La tecnología SEE mide el ruido ultrasónico (emisiones acústicas) creadas cuando el metal se deteriora, es la mejor herramienta para detectar problemas en los rodamientos en sus etapas tempranas, cuando los defectos son subsuperficiales o microscópicos y no causan ninguna señal de vibración medible. Para esta situación la Tecnología SEE detecta condición de maquinaria que produce emisiones acústicas, tales como la falta de lubricación, lubricación contaminada, corrosión y fricción, etc.

Cuando un defecto local, tal como un descascarillado o grieta y sus elementos rodantes de los rodamientos son "embarrados". La técnica de la envolvente se convierte en una medición efectiva para detectar y monitorear la falla de rodamientos desde sus etapas tempranas (período largo antes de la falla final). Recalcando esta tecnología proporciona con suficiente tiempo de anticipación para tener la posibilidad de corregir la causa del problema del rodamiento (podría ser lubricación, carga excesiva o relacionados al proceso) y así corregir potencialmente o minimizar el problema, extender y eficiente la vida del rodamiento.

La rigidez de un rodamiento puede afectar la señal de vibración. Por ejemplo, si un rodamiento está excesivamente cargado, la energía de la vibración repetitiva es pequeña y la medición de envolvente se convierte en menos efectiva.

Las mediciones de vibración de aceleración y velocidad son herramientas útiles para detectar las etapas finales de falla de los rodamientos; estas mediciones comúnmente proporcionan indicaciones de falla inminente del rodamiento (menos del 10% de la vida residual del rodamiento).

3. Análisis de vibración.

Como previamente se mencionó, existen muchas causas que generan vibración en maquinaria rotatoria y que pueden contribuir a la falla del rodamiento. Las más comunes son las cargas excesivas de desalineación, desbalance y problemas de lubricación (falta de lubricante, lubricación inapropiada, lubricación excesiva y contaminación del lubricante), otras causas pueden ser:

- Asientos defectuosos de los rodamientos en ejes y alojamientos.
- Problema de montaje.
- Ajustes en ejes y alojamientos.
- Vibración cuando el rodamiento no está girando.
- El paso de corriente eléctrica a través del rodamiento.

El parámetro de velocidad de la vibración se utiliza normalmente en la mayoría de la maquinaria; estas mediciones son más útiles para detectar y analizar los problemas

a bajas frecuencias rotacionales; tales como desbalance, desalineación, pérdida mecánica, doblez de eje, etc.

Debido a que los defectos de los rodamientos ocurren a altas frecuencias y además con amplitudes muy pequeñas, las cartas de severidad ISO son muy poco útiles para detectar daños en rodamientos en etapas tempranas. Para problemas de rodamientos se debe poner especial interés en los espectros FFT en la zona de la frecuencia de daño de los rodamientos.

Para poder determinar si el problema de la máquina incluye falla del rodamiento, se debe determinar la frecuencia de defecto de los rodamientos y sobreponer en el espectro de vibración, la determinación se efectúa mediante cálculo matemático:

- Ford = Frecuencia de defecto en la pista exterior.
- Fird = Frecuencia de defecto en la pista interior.
- Fbd = Frecuencia de defecto en los elementos rodantes.
- Fc = Frecuencia de defecto en la jaula.

Cuando las frecuencias de defecto (F_{ord} , F_{ird} , F_{bd} y F_c) alineados con los picos en el espectro de vibración, existe probabilidad de defecto en el rodamiento.

Nota:

- Ford = BPFO
- Fird = BPFI
- Fbd = BPF
- Fc = FTF

Nota. - SKF ofrece el Módulo de Análisis de Frecuencia (FAM), software que automáticamente proporciona las frecuencias de defecto para la mayoría de los tipos de rodamientos en los espectros de Prism² y Prism⁴. Esto ayuda tremadamente a la actividad de diagnóstico de falla de los rodamientos.

Si no se tiene acceso a el software de análisis de rodamientos, las frecuencias de daño pueden calcularse matemáticamente:

- Ford = $(n/2) (1-Bd/Pd \cos \theta)$ (rpm)
- Fird = $(n/2) (1+Bd/Pd \cos \theta)$ (rpm)
- Fbd = $(n/2) (1-(Bd/Pd)^2 \cos^2 \theta)$ (rpm)
- Fc = $(1/2) (1-Bd/Pd \cos \theta)$ (rpm) estará comprendida entre 0.35 a 0.45 veces la frecuencia de giro.

donde:

- n = número de elementos rodantes
- Bd= Diámetro del elemento rodantes (en mm o plg)

- P_d = Diámetro medio (en mm o plg)
- α = ángulo de contacto (grados)

En el caso de no contar con las dimensiones geométricas, pero se conoce el número de elementos rodantes, se pudiera tener un valor aproximado de las frecuencias de defecto de los rodamientos mediante las fórmulas siguientes:

- $F_{ord} = (n/2 - 1.2)$ (rpm)
- $F_{ird} = (n/2 + 1.2)$ (rpm)
- $F_{bd} = \frac{1}{2} (n/2 - 1.2/n)$ (rpm)
- $F_c = (1/2 - 1.2/n)$ (rpm)

4. Análisis - SEE

La tecnología **SEE** (Spectral Emitted Energy, Energía Espectral Emitida) proporciona la detección de falla de defecto en rodamientos y engranes en sus etapas tempranas mediante mediciones de emisión acústica, generadas por la falla de metal o generadas por otras condiciones específicas.

La tecnología SEE utiliza un transductor especial de emisión acústica que "escucha" mediante emisiones acústicas ultrasónicas que ocurren cuando los elementos rodantes del rodamiento se van degradando (estas emisiones acústicas ocurren en el rango de frecuencias de 150 a 500 KHz.) Este tipo de señal no es considerada vibración, es sonido a altas frecuencias, sin embargo, la vibración es comúnmente usada en el término industrial.

La tecnología SEE mide el ruido ultrasónico (emisiones acústicas) creadas por el metal degradado, es la mejor herramienta para detectar problema en los rodamientos en sus etapas tempranas, cuando el defecto es interno y microscópico y no causa ninguna señal de vibración medible. Para este caso las mediciones SEE son además muy efectivas para la medición de la condición de la máquina que produce emisiones acústicas con la presencia de corrosión, fricción y deslizamiento por cavitación, etc.

En general una medición SEE mayor que la normal indica problema, se recomienda usar la siguiente tabla de severidad del parámetro SEE.

La escala SEE es la siguiente:

0 - 3	No hay identificación del problema.
3 - 20	Problema de lubricación, contaminación, defecto en elementos rodantes con carga ligera o defecto pequeño con carga normal.
20 - 100	Defecto en rodamiento o contaminación.
Mayor 100	Problema severo en el rodamiento.

Una vez más se recomienda utilizar esta tabla como guía únicamente. La medición de tendencias determina la validez para el monitoreo de maquinaria con SEE.

Si los valores SEE gradualmente se incrementan de lo normal, no se requiere reemplazar el rodamiento de inmediato. La detección SEE proporciona con suficiente anticipación a la persona de mantenimiento a efectuar las correcciones operacionales de lubricación y salvar potencialmente el rodamiento, o extender la vida útil.

Del buen conocimiento de la respuesta de la máquina depende la decisión óptima para resolver el problema.

5. Análisis de vibración de Envoltorio

Cuando un descascarillado se presenta y es "embarrado" por los elementos rodantes del rodamiento, la envoltura se convierte en una efectiva medición para detectar y monitorear falla del rodamiento en sus etapas tempranas (mucho tiempo antes de que se presente la falla final)

Nota. - La rigidez de un rodamiento puede afectar la señal de envolvente, por ejemplo, si un rodamiento está soportando mayor carga la energía repetitiva de vibración es pequeña y la medición de envolvente en ese caso no es efectiva.

En general una medición de envolvente mayor que lo normal indica presencia de un problema, si inicialmente no existe señal de envolvente se puede usar las siguientes tablas de guía para evaluar la severidad de los valores de envolvente:

6. Análisis Espectral de Envolvente

En las etapas tempranas de defecto de los rodamientos puede ser no detectable en los espectros de vibración de aceleración y velocidad; debido a que:

- Las amplitudes de vibración son tan pequeñas que las amplitudes de las frecuencias de rotación las opacan.

Tabla de severidad de vibración en envolvente

Nota: las amplitudes no son absolutas ya que dependen de la carga y condiciones del defecto; Nuevo, Viejo, Etc.

Microlog - Multilog				
	Banda I	Banda II	Banda III	Banda IV
Bueno	0 - 2 mG	0 - 20mG	0 - 0.2G's	0 - 0.5G's
Satisfactorio	2 - 10mG	20 - 200 mG	0.2 - 2G's	0.5 - 5G's
Insatisfactorio	10 - 50mG	0.2 - 0.5mG	2 - 5 G's	5 - 25G's
Inaceptable	50 + mG	0.5 + mG's	5 + G's	25 + G's

Para mediciones realizadas con el transductor sostenido manualmente.

Para montajes magnéticos y permanentes; los valores de la banda III son multiplicados por 2 y los de la banda IV por 3.

Microlog - Multilog		
	Banda III	Banda IV
Bueno	0 - 0.4G's	0 - 1.5G's
Satisfactorio	0.4 - 4G's	1.5 - 15G's
Insatisfactorio	4 - 10 G's	15 - 75G's
Inaceptable	10 + G's	75 + G's

- La vibración generada por las etapas tempranas de defecto en los rodamientos ocurre fuera del rango de frecuencia del espectro convencional de velocidad y aceleración.

El objeto del Envolvente es filtrar las señales generadas por frecuencias rotacionales y resaltar la repetitividad de los componentes de la señal del defecto de los rodamientos que, como se mencionó en el párrafo anterior, ocurren a altas frecuencias. La detección de Envolvente es la técnica sofisticada más reciente para análisis de falla en los rodamientos y engranes; los cuales se caracterizan por generar

amplitudes pequeñas, y son opacadas por las señales de vibración debido a la rotación de las máquinas y estructuras (bajas frecuencias).

Por ejemplo, si el elemento rodante de un rodamiento tiene un defecto en la pista exterior, cada elemento rodante se "embarra" en el defecto, causando una pequeña y repetitiva señal de vibración; sin embargo, esta señal de vibración es de tan baja energía que, con monitorear la vibración global, esta se pierde en la vibración y ruido generado por la rotación y estructura de la máquina.

La detección de envolvente filtra estas señales dejando pasar únicamente las de tipo de impacto repetitivos y enfocándolos en eventos repetitivos en el rango de frecuencias de defecto de los rodamientos.

Recientemente este método de medición ha sido aprobado como indicador exitoso en problemas de maquinaria rotatoria.

Para asistir en determinar si el problema de la máquina incluye la falla de rodamiento, las frecuencias de defecto del rodamiento pueden ser calculadas y sobrepuertas en el espectro de vibración.

7.3. Resonancia

Normalmente cuando escuchamos los términos: frecuencia natural, velocidad crítica y resonancia nos preguntamos, ¿son sinónimos?

El objetivo de la presente es tratar de dar una idea general de estos conceptos y como diagnosticar la presencia del efecto de resonancia; así como tratar de modificarla en algunas situaciones.

7.3.1. Frecuencia Natural. -

Un ejemplo clásico para la explicación de la definición de frecuencia natural es la siguiente:

Si sujetamos firmemente el extremo de una regla sobre una mesa, dejando la mayor longitud en cantiliver y le aplicamos un ligero golpe en el extremo opuesto de la sujeción (y dejamos vibrar libremente), vamos a observar que la regla va a empezar a vibrar a una cierta frecuencia, observando que con el transcurso del tiempo las amplitudes de la vibración van disminuyendo hasta perecer completamente, si la misma regla le damos un golpe mayor se va a observar que la frecuencia sigue siendo la misma, y lo único que cambian son las amplitudes. A esta forma de vibrar bajo un impulso inicial se le denomina **frecuencia Natural**, si a esta regla se le varía la longitud (masa) o la rigidez de la sujeción, la frecuencia natural va a cambiar; es decir si a un sistema se le adiciona masa, la frecuencia natural va a bajar de acuerdo con la magnitud de la masa adicionada; y si se le aumenta rigidez la frecuencia natural va a aumentar.

La fórmula que determina la frecuencia natural de todo sistema es:

Donde:

= Frecuencia natural del sistema; K = Rígidez del sistema; m = Masa del sistema

7.3.2. ¿Qué es una Velocidad Crítica?

Imagínese que usted va a manejando un automóvil, cuyas llantas están desbalanceadas, a baja velocidad no se siente vibración; pero conforme se va incrementando la velocidad, se puede percibir un aumento de vibración hasta llegar a un punto máximo; conforme se sigue incrementando la velocidad, la vibración empieza a cesar paulatinamente.

Se dice pues que se está a una velocidad crítica cuando se encuentra en el punto máximo de vibración.

7.3.3. Resonancia. -

Una velocidad crítica se presenta cuando la frecuencia natural coincide con la frecuencia de excitación; por lo que se dice que existe una velocidad crítica debido al efecto de resonancia y es donde se presentan las máximas amplitudes de vibración.

En el caso del automóvil se presenta una velocidad crítica cuando la frecuencia natural de la carrocería se iguala a la frecuencia de giro de las llantas. El auto puede tener tantas velocidades críticas como número de grados de libertad tenga.

Lo mismo sucede con todo tipo de maquinaria rotatoria (generadores, turbinas, bombas compresoras, ventiladores, etc.), llegan a su estado de resonancia cuando se iguala la frecuencia natural del sistema con la frecuencia de frecuencia de giro). Como todo tipo de excitación (que en este caso es la sistema va a tener un número infinito de coordenadas, por lo consiguiente va a tener un número infinito de velocidades

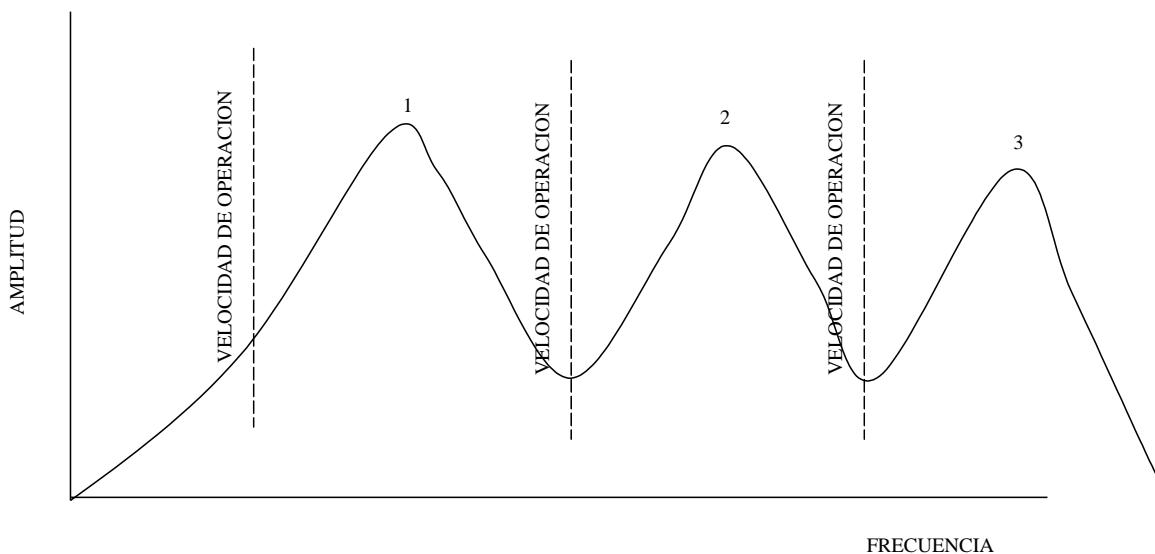
$$\zeta_n = \sqrt{\frac{K}{m}}$$

Todas las máquinas son diseñadas y fabricadas para que su velocidad de operación esté lo más alejado posible de su punto de resonancia (ver siguiente figura), ya que la condición ideal de operación es el trabajar en el mínimo nivel de vibración.

Si el fabricante en su etapa de diseño se da cuenta que la máquina va a estar trabajando cerca de su resonancia tiene que efectuar rediseño, modificando las condiciones; es decir variando rigidez y masa. Si se quiere bajar la frecuencia natural, se tendría que adicionar masa en el sistema y si se desea incrementar la frecuencia natural se tendría que aumentar la rigidez.

Como se mencionó con anterioridad, el fabricante efectúa cálculos en el diseño de sus máquinas; donde determina el comportamiento dinámico; es decir a que frecuencias van a estar sus velocidades críticas y como se deforma el rotor. Estos cálculos son hechos en base a la constitución geométrica del rotor, longitudes, diámetros, material del rotor, rigidez de sus soportes, componentes como álabes e impulsores, etc.

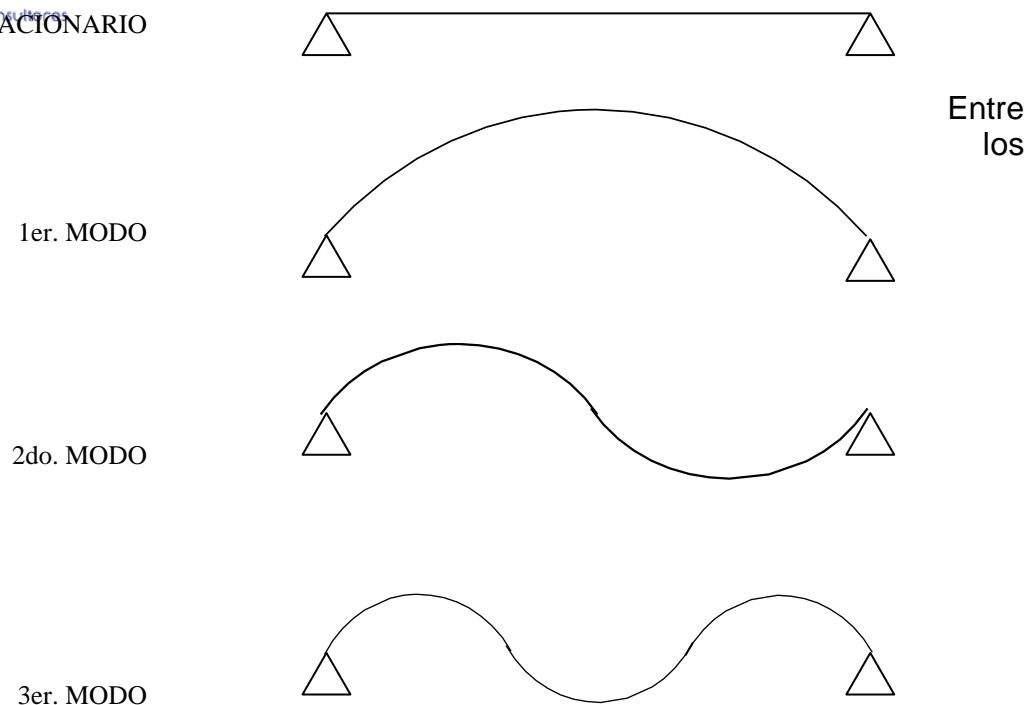
Sin embargo en muchas ocasiones cuando la máquina es instalada, pudieran presentarse ciertas condiciones que no fueron consideradas por el diseñador (cambio de rigidez en los soportes, cimentaciones, estructuras, pedestales, tolerancias en el maquinado, ensamble de componentes inapropiados) provocando que la máquina se



encuentre operando en alguna de sus velocidades críticas o muy cercanas a ellas, provocando que los rodamientos sufran daños inminentes y aún peor que la máquina sufra daños catastróficos.

7.3.4. ¿Cómo saber si existe condición de resonancia en un sistema?

Existen varios métodos para identificar la presencia de resonancia. Estos consisten en identificar a las frecuencias naturales y/o velocidades críticas. Ya anteriormente se ha mencionado que a pesar de que estas características no son sinónimas, si son aproximadas en cuanto a frecuencia se refiere. Identificando a cualquiera de estas características se puede saber si existe o no condición de resonancia.



métodos más conocidos se pueden mencionar a:

- Por golpe de excitación.
- Por fuerzas de desbalance.

Y son descritos a continuación:

7.3.5. Detección de Frecuencia Naturales por golpe de excitación:

Como requisito en este método el rotor no debe estar girando. Este método consiste en hacer vibrar al rotor a sus frecuencias naturales, mediante un golpe de excitación en el lugar adecuado. La vibración resultante es captada por un transductor; el cual genera una señal en términos de voltaje (y es proporcional a la magnitud del golpe) y es enviada al analizador de espectros. El analizador proporciona espectros que muestran los componentes de la vibración total, para este caso en que tenemos un sistema de vibración libre, permite observar las frecuencias naturales del rotor. Para poder determinar qué número de frecuencia o frecuencias naturales se están excitando, es necesario saber o por lo menos tener la idea de cómo serían los modos de vibración del rotor. Si se tiene un esquema como el de la figura siguiente, y se le da un golpe en el centro del rotor se excitarían el primero y segundo modo de vibración, si el golpe se aplica a un extremo del rotor, los modos de vibración excitados serían el primero, segundo y tercero.

En el analizador de espectros se observarían las siguientes gráficas:

De esta manera es posible identificar las frecuencias naturales de un rotor o sistema determinado.

7.3.6. Determinación de Velocidades Críticas por Fuerzas de Desbalance. -

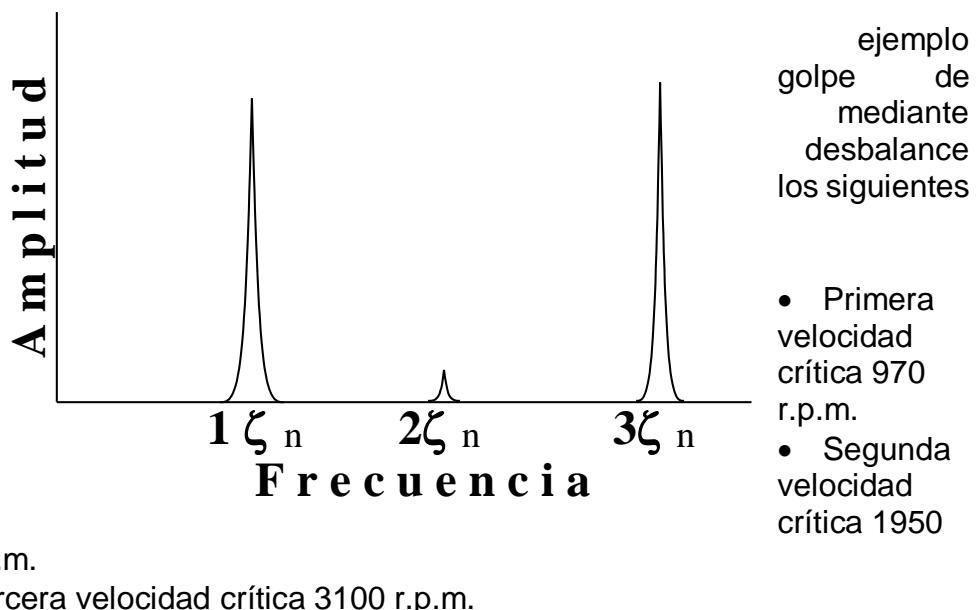
Este método consiste en hacer girar el rotor hasta un máximo de velocidad (normalmente a la velocidad de operación) y hacerlo bajar de velocidad libremente, graficando amplitud de vibración contra frecuencia. Este tipo de gráfica se conoce como Diagrama de Respuesta; de los cuales existen dos tipos:

- Diagrama de Bodé
- Diagrama Polar Nyquist o de Argand.

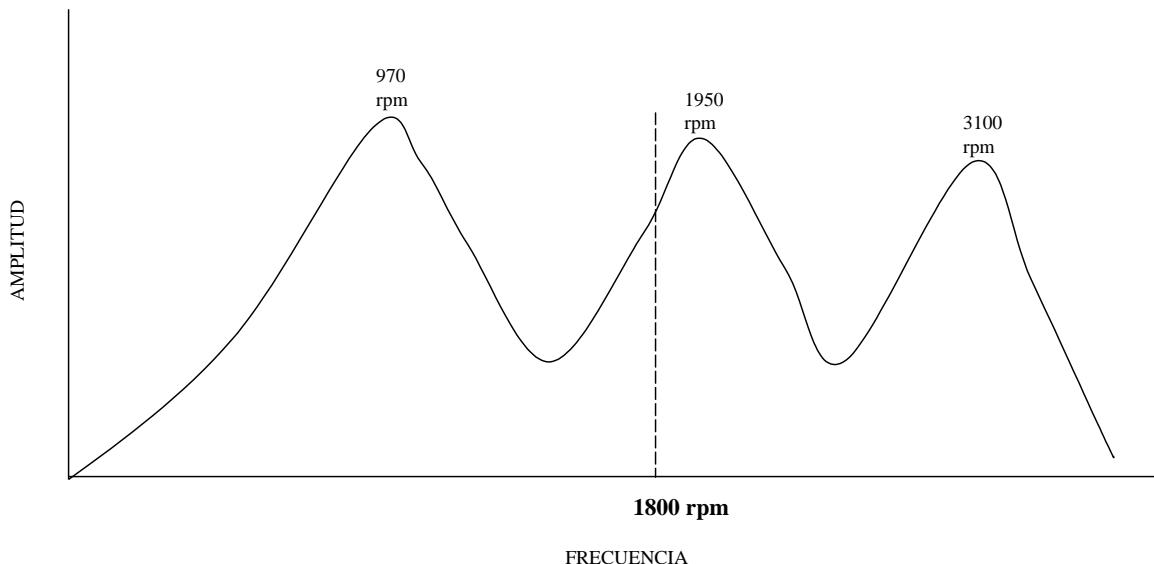
Los Diagramas de Bodé son utilizados normalmente para identificación de velocidades críticas y además para estudios sobre condiciones de resonancia.

Los Diagramas polares de Nyquist son utilizados principalmente para efectuar actividades de balanceo modal.

Si mediante excitación o fuerzas de se obtienen datos:



Si la velocidad de operación es de 1800 r.p.m., graficando mediante un Diagrama de Bodé, se tendría:



En este ejemplo es fácil deducir que esta máquina se encuentra en una condición de resonancia.

Como se mencionó con anterioridad, es necesario eliminar esta situación, modificando la rigidez o masa, dependiendo de lo más conveniente. Si se le adiciona masa, la velocidad

crítica 2 disminuirá, pudiéndose presentar incremento en las amplitudes. Si se aumenta rigidez, la velocidad crítica 2 se alejaría de la condición de resonancia.

Se recomienda que cuando se tenga la total certeza de la presencia de resonancia en un sistema, y antes de efectuar cualquier operación que afecte la condición dinámica de la máquina, se analice primero la efectividad del cambio a conocer si con el mismo no van a presentarse repercusiones indeseables.

En máquinas que tienen controlador de velocidad y que se ha determinado la presencia de resonancia a cierta velocidad, se sugiere tratar de que la máquina opere a una velocidad diferente para evitar los niveles excesivos generados por la resonancia.

También es importante que antes de efectuar cualquier modificación en la máquina, se observe que no haya aflojamientos en la sujeción de la misma, ya que gran porcentaje de los casos de presencia de resonancia se debe a aflojamientos o de pie suave, tanto en la máquina como en el rotor.

7.4. Chumaceras tipo BABIT

Las causas que pueden generar altos niveles de vibración por problemas propios de este tipo de chumaceras son:

- Tolerancias inadecuadas en sistema rotor-chumacera.
- Desprendimiento de babit.
- Problemas de lubricación.

Cuando existe un juego excesivo entre el eje y la pista de la chumacera, cualquier fuerza vibratoria por mínima que sea, (posibles vibraciones generadas por desalineaciones, desbalance, resonancias, engranes, soltura mecánica etc.); van a provocar mayor vibración que si las tolerancias fueran adecuadas.

En este capítulo se efectúa descripción de las cuatro anomalías más comunes que se pudieran presentar en este tipo de chumaceras:

- Asentamientos.
- Chicoteo de aceite.
- Histéresis.
- Latigazo seco.

7.4.1. Problemas por Asentamiento.

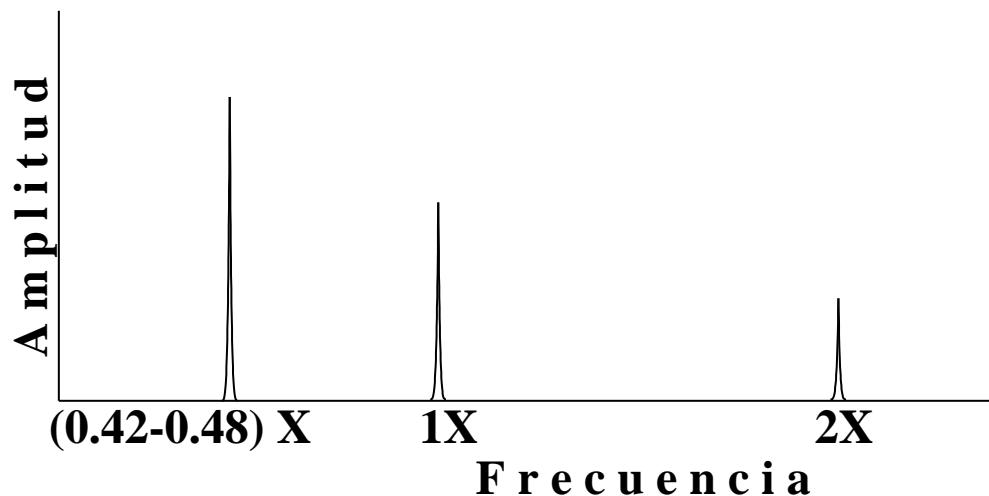
Normalmente las máquinas instaladas rígidamente en bases y estructuras experimentan una mayor amplitud de vibración en dirección horizontal que en la vertical; debido a las condiciones de rigidez.

En varios casos de máquinas que experimentan anormalmente mayor vibración en dirección vertical, se ha descubierto que la causan asentamientos de las chumaceras.

7.4.2. Problemas por chicoteo de aceite.

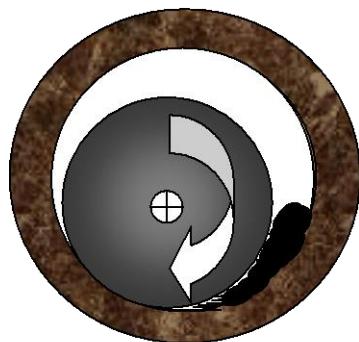
Otro problema que se puede presentar en este tipo de chumaceras es el “Chicoteo de aceite”, este se presenta únicamente en chumaceras lubricadas a presión donde el rotor gira a la velocidad relativamente alta, normalmente por encima de la segunda velocidad crítica del rotor. La vibración que se produce es a menudo muy severa y se puede reconocer fácilmente y genera una frecuencia entre 42 y 48 % abajo de la frecuencia del giro del eje.

La figura siguiente nos muestra una señal espectral de una máquina que presenta



chicoteo de aceite

Frecuencia por velocidad de operación



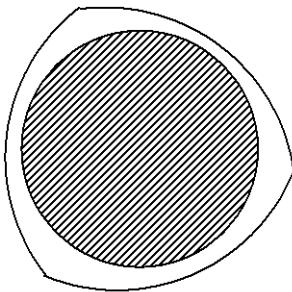
Esquema ilustrando el comportamiento del eje en el alojamiento de la chumacera con condición de chicoteo de aceite.

Bajo condiciones de trabajo normal, el eje subiría ligeramente sobre la pista interna de la chumacera, como se aprecia en el esquema; hasta donde sube depende de la frecuencia del rotor, el peso y la presión del aceite. El eje girando a una posición excéntrica con respecto al centro de la chumacera recoge aceite en forma de cuña para producir una película porta carga bajo presión. Si la excentricidad del eje dentro de la chumacera aumenta momentáneamente alterando su posición equilibrada, se puede presentar un impulso repentino, un choque externo u otra condición transitoria que obligará bombear más aceite, hasta llenar el espacio que deja el eje aumentando la presión, esta fuerza adicional desarrollada por la película de aceite puede obligar a dar vueltas excéntricas dentro de la chumacera; si el efecto amortiguador del sistema es suficiente, volverá el eje a su posición normal; pero de no ser así seguirá dando vueltas excéntricas.

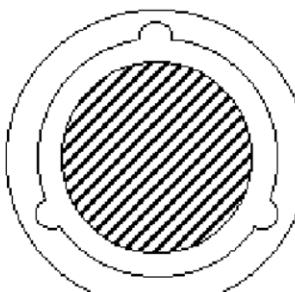
Algunas de las razones por la que se presenta el problema de chicoteo de aceite son:

- a) Construcción incorrecta de la chumacera.
- b) Desgaste excesivo de la chumacera.
- c) Variación de la viscosidad.

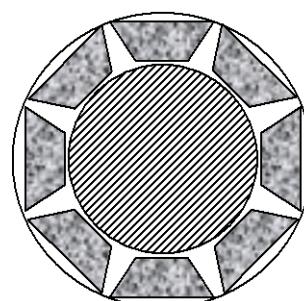
Existen configuraciones especiales de chumaceras tipo babit diseñadas especialmente para reducir al máximo problemas de chicoteo de aceite; entre los que se pueden mencionar a las chumaceras de tres lóbulos, los de ranurado axial y de cojín inclinado, que son mostrados a continuación.



Chumacera de lóbulo.



Chumacera de ranurado axial.



Chumacera de cojín inclinado.

Normalmente las chumaceras de ranurado axial tienen una aplicación limitada a turbinas de gas livianas y turbos compresores.

El diseño de tres lóbulos proporciona mayor estabilidad a la chumacera ya que las tres superficies distintas sirven para generar película de aceite bajo presión que tienden a centrar al eje.

Los de cojín inclinable son seleccionados generalmente para aplicación en maquinaria industrial pesada, igual que en el tipo de 3 lóbulos que provoca su propia cuña de aceite a baja presión que tiende a centrar al eje; esta característica permite que cada cojín siga al eje, lo que mejora la condición del amortiguamiento del sistema, así como la estabilidad general.

3. Problema por Histéresis (Giro por fricción).

Otro problema que a menudo se encuentra en chumaceras tipo babit llamado giro por fricción o por histéresis; vibración que de alguna manera se parece al chicoteo de aceite, excepto a que es vibración que se produce en rotores que operan arriba de su primera velocidad crítica, por lo que la frecuencia vibracional será siempre a la velocidad crítica del rotor. Por ejemplo, si la velocidad crítica del rotor está a 2200 r.p.m. a esa frecuencia se producirá giro por histéresis. Como se puede notar se trata de una vibración que puede no tener la frecuencia característica de $\frac{1}{2}$ de la frecuencia del giro que se asocia con el chicoteo de aceite; pero en el caso de la máquina que trabaja sería de su segunda velocidad crítica o por encima de ella, la frecuencia del giro o histéresis podrá coincidir con la de chicoteo de aceite que dará lugar a un problema vibracional extremadamente grave.

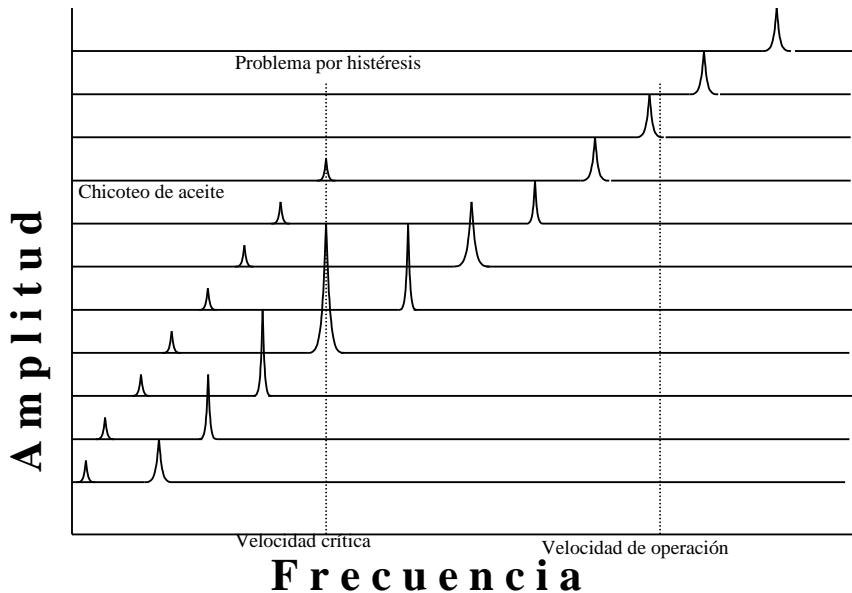
Se recomienda que cuando exista presencia de inestabilidad por histéresis, aumentar el amortiguamiento estacionario de la chumacera y estructura.

4. Problema por latigazo seco.

La lubricación incorrecta también puede ocasionar problemas en chumaceras tipo babit, si no existe una lubricación suficiente o con viscosidad adecuada, puede ocasionar una fricción excesiva entre el eje y la pista interna de la chumacera. Esta fricción excita la vibración de esta y otras partes asociadas a la máquina, de modo semejante a lo que sucede cuando se genera la vibración humedeciendo un dedo y frotándolo luego con en un cristal. La vibración que se produce así se llama “latigazo seco”, las frecuencias generadas por este fenómeno son generalmente altas, por lo que se produce a menudo un chillido característico que se asocia generalmente con chumacera seca. Las frecuencias de vibración que se generan normalmente no se producen a múltiplos exactos con respecto al giro del rotor. Cuando se detecte la presencia de latigazo seco en una máquina, se recomienda inspeccionar el lubricante, el sistema de lubricación y tolerancias (ya que pudiera tratarse de juego excesivo o muy justo).

7.5. Problema en Motores Eléctricos

Se ha detectado mediante experiencia que problemas mecánicos severos en maquinaria rotatoria pudieran excitar a condiciones de problemas eléctricos; induciendo a un analista a enviar a reparación los motores eléctricos, cuando en realidad el origen de la falla es meramente mecánico. Se recomienda tener la certeza si el



Gráfica en cascada indicando condición de falla en chumacera de babit; debido a la presencia de chicoteo de aceite, así como condición de problema de histéresis.

problema es eléctrico o si lo está incitando alguna condición mecánica; como por ejemplo desalineación desbalance, eje doblado, etc.

Mediante el análisis de vibraciones es posible detectar tanto los problemas mecánicos; como los eléctricos; debido a que las fuerzas mecánicas y electromagnéticas que se generan dentro de un motor se van a reflejar directamente en los rodamientos; quienes a su vez van a soportar los esfuerzos generados por estas fuerzas. Estas señales se van a detectar con transductores de vibración y que a su vez van a enviar la señal hacia un equipo receptor; tal como medidor, colector, analizador, tablero de control, etc.

Dentro de las anomalías eléctricas que se pueden presentar en un motor de inducción son:

- Rotor excéntrico (espacio entre rotor y estator).
- Problemas en el rotor; tales como barras rotas o fisuradas, anillos o laminaciones desgastados.
- Estator excéntrico, laminaciones cortas y desgaste de material.
- Pandeo térmico del eje, debido a una deficiente ventilación del motor.
- Problemas de fase eléctrica debido a conexiones rotas o flojas.

Es importante mencionar que cuando se efectúe análisis de vibración para el diagnóstico de problemas eléctricos, es necesario que el motor esté trabajando al 100% de su carga; ya que el comportamiento de este va a variar dependiendo de la carga; y la mejor manera de monitorear y analizar a un motor es al 100% de su carga y perfectamente acoplado a la máquina inducida.

Para tener mejor precisión en la interpretación de fallas eléctricas en motores de inducción es necesario tener en cuenta las siguientes fórmulas:

$$N_s = 120 F_L / P \text{ (Velocidad síncrona)}$$

$$F_s = N_s - rpm \text{ (frecuencia de deslizamiento)}$$

$$F_p = F_s P \text{ (frecuencia de paso de polos)}$$

$$RBPF = \text{Número de barras del rotor por rpm} \text{ (frecuencia de barras del rotor)}$$

Donde:

F_L = Frecuencia de la línea eléctrica (60 Hz en México)

rpm = Velocidad del rotor

N_s = Velocidad síncrona



F_s = Frecuencia de deslizamiento (N_s - rpm)

F_p = Frecuencia de paso de polos

P = Número de polos

RBPF = Frecuencia de paso de barras del rotor.

Muchos de los problemas eléctricos se identifican mediante el aumento de vibración de componente a dos veces la frecuencia de la línea eléctrica. La línea eléctrica en Estados Unidos y México es de 60 Hz (3600 cpm) y para Europa es de 50 Hz (3000 cpm). Por lo consiguiente el doble de la línea eléctrica en Estados Unidos y México es de 120 Hz (7200 cpm).

Es evidente que la presencia de componente de vibración a una frecuencia de 120 Hz (7200 cpm) será clave importante para detectar varias de los problemas eléctricos.

Razón por la que ocurren frecuentemente problemas eléctricos a dos veces la frecuencia de línea eléctrica.

En la siguiente figura:



Durante la rotación del campo del estator a 3600 cpm en un motor de dos polos, el empuje magnético hacia el polo más cercano se eleva de cero a un máximo 2 veces el rotor; el cual es desplazado del centro del estator en forma excéntrica. Puesto que el campo mismo gira a 3600 rpm, el empuje magnético alcanza un máximo de 7200 veces por minuto; es decir el rotor será atraído por el campo magnético más cercano (norte) y después hacia el opuesto (sur) entonces la fuerza cambiará a frecuencia de línea 2x del campo magnético relativo a la excentricidad. En consecuencia, cuando el rotor no esté centrado en el estator ocasionará un entrehierro variable entre el rotor y el estator, e influirá a dos veces la frecuencia de línea. Esta característica se presentará siempre tanto en motores de dos polos o más.

En el caso de un motor de cuatro polos, con una frecuencia de 1,800 cpm, la frecuencia involucrada será la de 7,200 cpm.

Esto mismo ocurrirá en motores con 6 polos, cuya frecuencia será de 1,200 cpm, y que seguirá produciendo una frecuencia de 7,200 cpm, correspondiente a dos veces la frecuencia de la línea eléctrica.

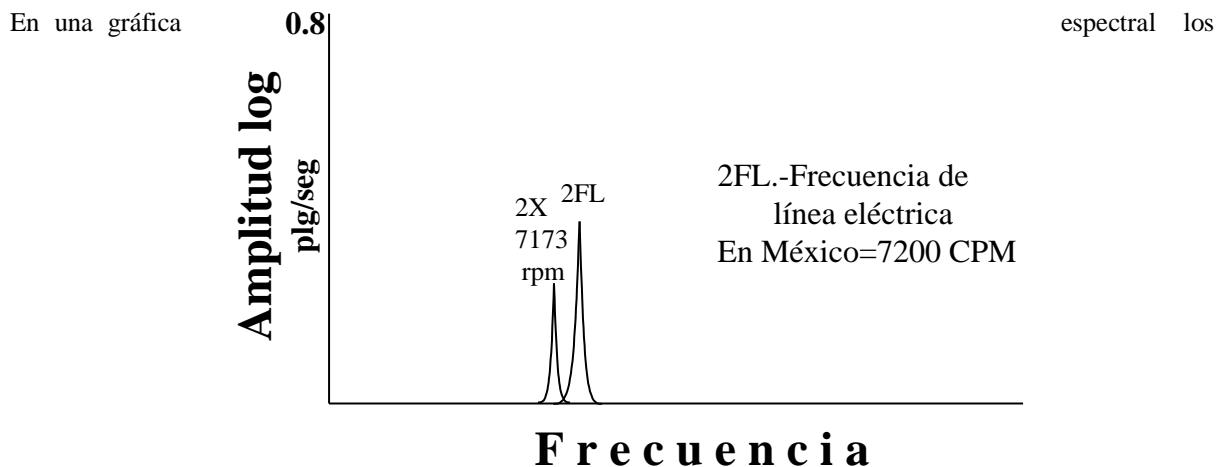
7.5.1. Problemas del Estator

- Excentricidad del estator (es un estator excéntrico que produce un diferencial de entrehierro entre el rotor y el estator).
- Laminaciones en corto circuito (estos son problemas en el aislamiento con las capas de laminación y pueden provocar calentamientos localizados).
- Hierro suelto (es cualquier aflojamiento o debilitamiento en el estator).

a) Características:

Los problemas de estator generan alta vibración a la frecuencia de 7200 cpm. y no necesariamente generan bandas laterales de paso de polos; debido a que son originados dentro del estator, por lo tanto, no están modulados por la velocidad de funcionamiento del motor ni por la de deslizamiento.

En la figura siguiente, se muestra espectro colectado; donde se percibe componente a 7200 cpm; y que tiene una magnitud superior a lo normal. En el momento de analizar esta gráfica espectral, se tuvo la incertidumbre si la causante de esta componente era generada por condición mecánica o eléctrica; por lo que, se procedió a tomar una segunda lectura, reduciendo la frecuencia en el espectro y aumentando las líneas de resolución, se nota que existe otro pequeño pico a 7173 r.p.m., que es el que corresponde a dos veces la frecuencia de giro. La componente de mayor magnitud y que rebasa la alarma preestablecida, corresponde efectivamente a dos veces la frecuencia de la línea eléctrica; se nota también ausencia de bandas laterales del paso de polos, lo que indicaba un problema de estator. Mediante inspección correspondiente se diagnosticó que existía problema de estator excéntrico.



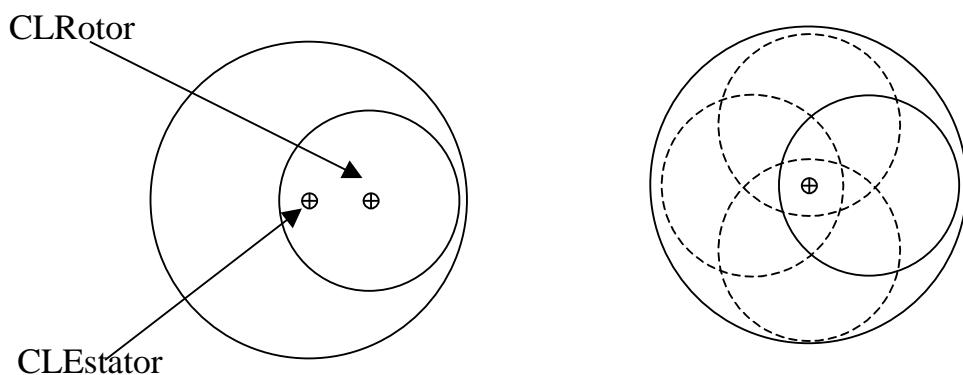
componentes a dos veces la frecuencia de línea, cuya magnitud (0-p) de vibración excede 0.040 plg/seg (1.01 mm/seg) en motores nuevos y de 0.075 plg/seg (1.9 mm/seg) en motores en servicio, son dignos de preocupación, ya que pudieran indicar problemas en el estator. Esta norma es aplicada en general en motores comprendidos de 50 a 1000 HP.

Si el motor controla directamente un árbol de máquina herramienta de precisión, la magnitud de la componente a 2 veces la frecuencia de línea debe ser mucho más baja, por el orden de 0.015 pulg/seg (0.381 mm/seg) o menores aún, (estas amplitudes se aplican a los motores de inducción que trabajan bajo carga de al menos 70 %).

La excentricidad del estator produce un entrehierro estacionario desigual entre el rotor y el estator, que produce como resultado una vibración altamente direccional, que depende del diferencial del entrehierro. Las mayores fuerzas magnéticas ocurren a un mínimo entrehierro de rotor/estator, estas fuerzas electromagnéticas van de un mínimo a un máximo en cada revolución, produciendo vibración a doble frecuencia de línea (7,200 cpm).

La siguiente es una forma de checar el diferencial entre el rotor y el estator (físicamente de ser posible) para lo cual se coloca una marca en un punto, en las dos piezas (rotor y estator) después se alinean las marcas y se hace girar el rotor en incrementos de 45° y se debe medir el entrehierro en el sitio donde está marcado el estator. Si la variación excede 5% la diferencia de entrehierros quizá se deba a un rotor excéntrico. Nuevamente se repite la operación de girar a 45° grados más, midiendo esta vez el claro entre los entrehierros; donde está marcado el rotor. Si este claro es superior al 5% indicaría que el estator está excéntrico.

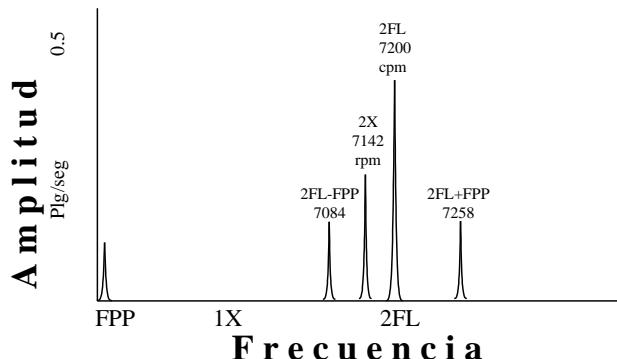
Una de las causas de calentamiento desigual se debe a que las laminaciones del estator en corto circuito y pueden llegar a provocar un pandeo en el eje del motor, esto produce un arqueamiento térmicamente inducido; el cual puede crecer de manera significativa con el tiempo de funcionamiento, y occasionará en algunos casos que el rotor entre en contacto con el estator, provocando falla catastrófica en el motor.



Variación del campo manético entre rotor y estator.

7.5.2. Rotor Excéntrico

Este tipo de anomalía se presenta cuando el rotor no es concéntrico con su línea central, como lo muestra la figura:



FL.- Frecuencia de línea eléctrica

VS.-Velocidad síncrona=120FL/P

FS.- Factor de deslizamiento del motor =VS-1X

FPP.-Frecuencia de paso de polos= FS*P

P.-Número de polos.

Gráfica espectral indicando rotor excéntrico
(claro variable entre rotor y estator).

a) Características:

Un rotor excéntrico presentará alta vibración a dos veces la frecuencia de línea, acompañada de bandas laterales, separadas por frecuencia de paso de polos; ($F_p = \text{número de polos} \times \text{frecuencia de deslizamiento}$).

Ejemplo: Si se tiene un motor de 3,600 r.p.m. de dos polos, las bandas laterales se presentarán a la doble frecuencia de deslizamiento; en cambio para un motor de 4 polos, las bandas laterales corresponderán a una frecuencia de deslizamiento de 4x. Los espectros que se presentan en la página 75 indican un problema de rotor excéntrico que produce un entrehierro variable. En primer lugar, el espectro de banda amplia de la figura superior muestra una lectura total de 0.295 pulg/seg con 0.162 pulg/seg a una frecuencia de 7,200 cpm. Ahora en el espectro de la parte inferior revela un nivel alto de 0.166 pulg/seg a 7,200 cpm, junto con bandas laterales de paso de polos que nos indican un rotor excéntrico.

Así mismo como en el caso de problemas en el estator, en una gráfica espectral los componentes a dos veces la frecuencia de línea, cuya magnitud (0-p) de vibración excede 0.040 pulg/seg (1.01 mm/seg) en motores nuevos y de 0.075 pulg/seg (1.9 mm/seg) en motores en servicio, son dignos de preocupación, ya que pudieran indicar problemas en el estator. Esta norma es aplicada en general en motores comprendidos entre 50 a 1000 HP.

Si el motor controla directamente un árbol de máquina herramienta de precisión, la magnitud de la componente a 2 veces la frecuencia de línea debe ser mucho más baja, por el orden de 0.015 pulg/seg (0.381 mm/seg) o menores aún, (estas

amplitudes se aplican a los motores de inducción que trabajan bajo carga de al menos 70 %).

Es probable que un rotor excéntrico requiera de un ajuste de alojamientos y/o un maquinado de los muñones del rotor, con la finalidad de proporcionar concentricidad con el estator, es importante mencionar que un rotor excéntrico, debido a una desalineación severa puede presentarse como tal.

Si durante la toma de lecturas mediante programa de monitoreo; se detecta condición de rotor excéntrico debido a la presencia de bandas laterales correspondientes a la frecuencia de paso de polos, alrededor de dos veces la frecuencia de la línea eléctrica, se recomienda mantener en observación continua en las subsiguientes lecturas, y observar si la magnitud se incrementa y rebasa los 0.100 pulg/seg (2.54 mm/seg). También es conveniente poner atención si las bandas laterales se incrementan en magnitud y en número alrededor de dos veces la frecuencia de la línea eléctrica (7200 cpm). Si la amplitud de 7,200 cpm y de las bandas laterales se mantienen estables, después de varias tomas de lecturas, quizás no se esté causando un daño adicional al motor (hasta 0.175 pulg/seg (4.445 mm/seg) a 7,200 cpm, en este caso es conveniente seguir esta tendencia, aunque la vida del motor pudiera disminuir ante esta situación.

Una condición de motor excéntrico incrementará las lecturas de vibración en forma directa con el incremento de la temperatura; por ejemplo, si se hace trabajar un motor en frío y tiene un nivel de vibración de 0.100 pulg/seg después de 10 min. de funcionamiento, la amplitud de vibración se puede incrementar hasta 0.140 pulg/seg después de 20 minutos puede que llegue a tener 0.180 pulg/seg y a los 30 minutos llegar a 0.250 pulg/seg o más. Esto se debe a el calentamiento irregular del rotor en un costado, en relación con el otro. Esto es sumamente peligroso, debido a que el rotor puede llegar a tener contacto con el estator debido a un pandeo de este, y esto dará como resultado un daño severo e inclusive catastrófico al motor.

7.5.3. Problemas detectables de rotor:

Por medio del análisis de vibración es posible identificar los siguientes problemas de rotor:

- Barras de rotor agrietadas, rotas o anillos de corto circuito rotos.
- Juntas de alta resistencia en malas condiciones entre las barras y los anillos de corto circuito.
- Laminaciones en corto circuito.
- Barras de rotor abiertas, flojas que no hacen buen contacto con los anillos terminales.

a) Características:

Una de las mejores maneras para detectar barras rotas o agrietadas en un rotor, es mediante la presencia de bandas laterales correspondientes a la frecuencia de paso de polos, alrededor de la frecuencia de giro. En el caso de motores de dos polos, las bandas laterales estarán a una frecuencia de deslizamiento de 2 veces la frecuencia de giro, mientras que en un motor de 4 polos estarán a 4 veces la frecuencia de giro. En los espectros de la página 75 se presentan espectros característicos para un motor de 2 polos con problemas severos en el rotor. Al inicio en el espectro en un rango de 30,000 cpm indicó que no había indicio de problemas severos; mostrando evidencias de aflojamiento mecánico; ya que mostraba la presencia de varias armónicas de la velocidad de operación de la máquina, el espectro (A) sin embargo con exámenes detallados los espectros B y D revelaron bandas laterales de la frecuencia de paso de polos alrededor de 1, 2 y 3 veces la frecuencia de giro. Todos estos espectros muestran la presencia de barras de rotor agrietadas, rotas y/o problemas de corto circuito en los anillos o en las laminaciones del rotor.

También se puede observar en los espectros de la página 75 además de la presencia de bandas laterales a la frecuencia de paso de polos alrededor de la componente a una vez la frecuencia de giro, las barras de rotor agrietadas o rotas, también las juntas de alta resistencia pueden producir bandas laterales de frecuencia de paso de polos alrededor de 2, 3, 4, y 5 veces la frecuencia de giro.

En este caso se encuentra más de una barra de rotor agrietada o rota, debido a que hay más de un caso de pulsación por revolución, observe que cuando se tomaron los espectros de acercamiento alrededor de 4x r.p.m. a 8x r.p.m. en esta figura, también mostraban bandas laterales de paso de polos múltiple (FPP) que indicaban graves problemas de rotor. Este motor tenía en el rotor 4 barras agrietadas y rayas de cada anillo en corto circuito, provocadas por calor excesivo.

Es importante mencionar que el rango de frecuencias para detectar la presencia de barras de rotor fisuradas o flojas es superior a frecuencia de paso de barras del rotor y sus armónicas.

$$\text{FPBR} = \text{Número de barras de rotor} * \text{r.p.m.}$$

En este caso es importante vigilar que las amplitudes no exceden de 0.06 pulg/seg (1.524 mm/plg); ya sea a la frecuencia de paso de barras de rotor (RBPF) o en alguna de sus armónicas (siempre y cuando el motor esté trabajando por lo menos al 70% de su carga).

La segunda o tercera armónica de la frecuencia de paso de barras del rotor aparecerá por encima de los 120,000 cpm; por lo que se debe tomar en cuenta para efectos de alarmas. La distancia entre bandas laterales será de dos veces la frecuencia de la línea eléctrica. Es posible que la amplitud de las armónicas de la frecuencia de barras

del rotor sea mayor, en algunos casos llegar a ser hasta 10 veces más grande; sobre todo si se está presentando pandeo entre las barras del rotor y los anillos terminales.

En los espectros de la página 76 muestra un motor en el que se ha confirmado la existencia de dos o más barras de fracturadas. Este motor tenía 57 barras en el rotor y funcionaba a una velocidad de 1,793 r.p.m; la FPBR fundamental está cerca de los 102,000 cpm. Esta componente presenta una amplitud de solo 0.008 pul/seg a FPBR; sin embargo, la amplitud excesiva a 2 veces la frecuencia de paso de bandas de rotor era de 0.340 pul/seg, a una frecuencia de 204,380 cpm (una amplitud más de 28 veces mayor que a 1x FPBR)

Es necesario hacer notar que, si no se hubiera utilizado un rango de frecuencias mayor, no se hubiera tenido la oportunidad de detectar la segunda armónica de la frecuencia de paso de barras del rotor; que fue la clave para detectar la anomalía; además de la presencia de bandas laterales en la segunda armónica de la frecuencia de línea eléctrica (7200 cpm).

No siempre las amplitudes de frecuencia de paso de barras del rotor o sus armónicas serán las más altas; sino que la presencia de bandas laterales separadas a frecuencias de línea a dos veces (7,200 cpm) pudieran ser de mayor amplitud; seguidas por una distribución de frecuencias, donde incluye la frecuencia de paso de barras del rotor con bandas laterales de exactamente dos veces la frecuencia de la línea eléctrica. Y seguirá indicando barras de rotor abiertas o flojas y/o entrehierro variable.

Para un programa de monitoreo, es necesario configurar correctamente el software y colector correctamente, para no perder información valiosa que nos indique anomalía en un motor eléctrico. Para esto es necesario configurar en un rango de frecuencia bajo y otro para un rango de altas frecuencias.

- Baja frecuencia en un motor eléctrico.

Para poder separar la amplitud real a dos veces la frecuencia de la línea eléctrica y armónicas:

programar de la siguiente manera:

- F Máx = 12,000 cpm,
- 3200 líneas de resolución,
- 2 promedios y,
- 50% de proceso de traslape.

Esto también permitirá observar si las frecuencias de paso de polos (FP) rodean a una vez la frecuencia de giro y sus armónicas; los que podrían señalar problemas en las barras del rotor.

- Alta frecuencia en un motor eléctrico (paso de barras).

Para motores de más de dos polos, una frecuencia máxima pudiera ser de 240,000 cpm. Este rango es suficiente para captar la frecuencia de paso de barras de rotor con sus armónicas; se recomienda configurar de la siguiente manera:

- $F_{\text{máx}} = 360,000 \text{ cpm}$,
- 1,600 líneas de resolución y,
- 8 promedios.

Con esta configuración se puede captar la detección de problemas potenciales de la frecuencia de paso de barras de rotores y sus armónicas. Se recomienda identificar las bandas laterales a exactamente dos veces la frecuencia de la línea eléctrica (7,200 cpm), aún si se desconoce el número de barras del rotor. Es importante que el analista utilice el mejor montaje del transductor que tenga buena respuesta a 360,000 cpm (6,000 Hz).

Nota:

Se recomienda tomar las lecturas en posición horizontal, ya que esta posición es más sensible para detectar anomalías eléctricas. (esta lectura debe de tomarse en forma adicional de las convencionales en una ruta de monitoreo, con las suficientes líneas de resolución para poder detectar las componentes típicas de condición de anomalía eléctrica).

Las lecturas además deben de tomarse con el motor a plena carga; de lo contrario muchos problemas eléctricos no podrán ser detectados.

7.6. Problema por Transmisión de Bandas.

Hoy en día una gran cantidad de máquinas instaladas son acopladas mediante transmisión por bandas. Estas máquinas por razones de seguridad y de calidad en su funcionamiento deben de tener bajos niveles de vibración. Sin embargo, la alineación, concentricidad y método de montaje de las poleas son factores que intervienen grandemente para que esta condición no se presente.

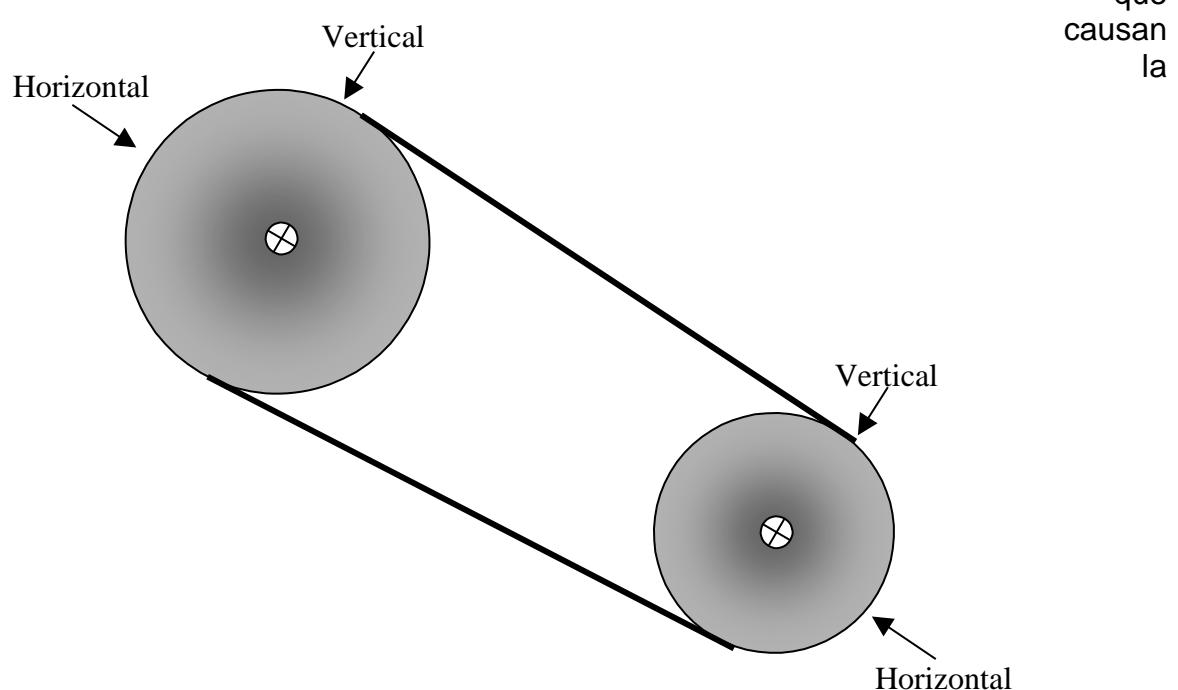
Es evidente que, si pone atención especial a estos factores, no hay razón para tener vibración inherente en el sistema por transmisión por bandas.

Puntos importantes que tratar para la transmisión por banda:

- Es recomendable tomar las mediciones radiales alineadas a la dirección de la banda, como se muestra en la siguiente figura.

Mediciones en un sistema de transmisión por bandas

- Las bandas ajustables tipo V se caracterizan por generar vibración excesiva, así como deterioro prematuro tanto en bandas como en las poleas. No es posible mantener paralelas entre sí las caras de las poleas, por lo que permite a las bandas entrar y salir de las acanaladuras en cada revolución; esto crea variación en la tensión de la banda, generando vibración alta; provocando el desgaste tanto de las bandas como de las poleas.
- Otra de las situaciones importantes es la excentricidad de la polea; hoy en día la producción industrial de poleas no pone especial atención en esta condición, por lo que desde el momento en que son instaladas van a empezar a generar vibración excesiva, debida a excentricidad de la polea.
- Las bandas en "V" son muy sensibles a condición de desalineación, desbalance, soltura mecánica, etc. Por lo que en muchas de las ocasiones se culpa a la banda, cuando en realidad son otros factores



vibración.

Problemas Detectables por Análisis de Vibración en Transmisiones por Bandas. -

a) Bandas desgastadas o desajustadas.

La frecuencia de banda se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\text{Frec. de banda} = \frac{(3.142) (\text{rpm de polea}) (\text{diámetro efectivo de la polea})}{\text{longitud de banda}}$$

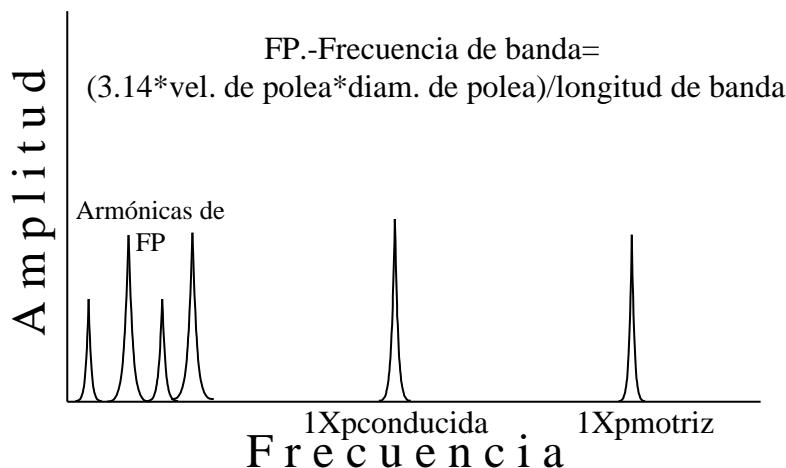
Es importante que, al emplear esta ecuación, se incluya el diámetro de paso y las r.p.m. de la misma polea. No importa de cuál de las dos poleas de la transmisión sea; aunque si es necesario que los datos sean de la misma polea. La velocidad de la banda (r.p.m.) siempre será menor que cualquiera de las r.p.m. de impulsión o transmisión. Pero las armónicas de frecuencia de bandas a menudo serán más altas que algunas de aquellas o de ambas.

Las bandas flojas o desgastadas muestran las siguientes características:

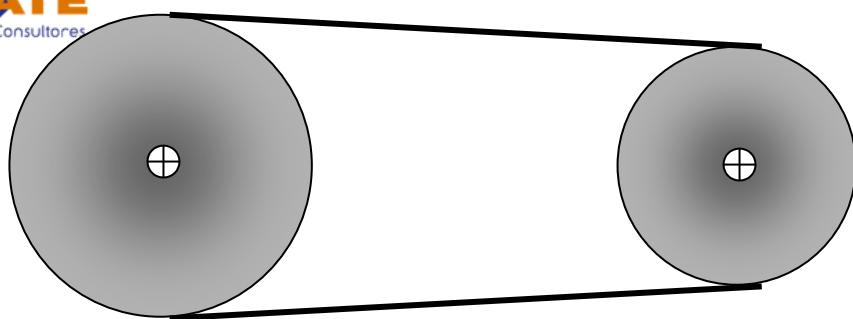
- Los defectos por desgaste de bandas detectables mediante análisis de vibración son: grietas, trozos de banda desprendidos, zonas duras y suaves, nudos en las caras de la banda, banda torcida o perfil deformado por empaque y almacenamiento.
- Cuando el problema es de bandas desgastadas, normalmente generará 3 ó 4 múltiplos de la frecuencia de banda. Normalmente la segunda armónica de la banda puede ser la dominante. En algunos casos es posible que la componente de la frecuencia fundamental de la banda ni siquiera aparezca. Comunmente pudieran aparecer componentes en la zona subsincrónica. Las bandas desgastadas provocan por lo general amplitudes irregulares, que en ocasiones pulsan con la velocidad de transmisión o impulsión, cuando cualquiera de estas armónicas se encuentre cerca.
- Los defectos de bandas suelen mostrar amplitudes mayores en dirección paralela a la tensión de la banda. Para tener idea de la magnitud de vibración que provocan los defectos en las bandas, es conveniente comparar la magnitud de la frecuencia de banda en dirección paralela a la tensión de la banda contra la que se obtiene en dirección perpendicular a la tensión.
- La variación del ancho de la banda ocasiona que las bandas entren y salgan de las acanaladuras de la polea, creando vibración debida a las variaciones en la tensión de la banda. Esta condición va a generar armónicas de la frecuencia de la banda.

- Una banda dentada floja genera vibración alta a una frecuencia igual al número de dientes por la velocidad de giro. Aunque también puede generar vibración alta a la frecuencia de la banda dentada (utilizando fórmula mencionada en el inicio de este capítulo).
- Una tensión desigual en transmisión de bandas tipo "V" múltiple, generará alta vibración en el sentido axial, lo cual provocará un desgaste excesivo en el rodamiento de empuje. Esta situación se puede evitar cambiando las bandas individuales por una múltiple. Aunque se recomienda enfatizar a la alineación de las poleas con precisión.
- El desgaste de las bandas, el aflojamiento, o el desajuste, normalmente generaran vibración en dirección radial, particularmente en línea con la tensión de la banda.

A continuación, se presenta espectro y esquema ilustrativo.



Gráfica espectral mostrando problemas de banda desgastada, holgada o dispareja.



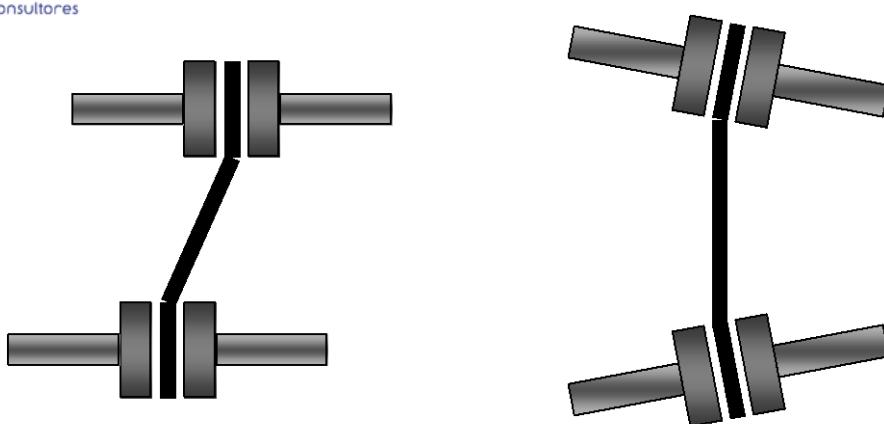
Esquema mostrando problemas de banda desgastada, holgada o dispareja.

7.6.1. Desalineación de poleas.

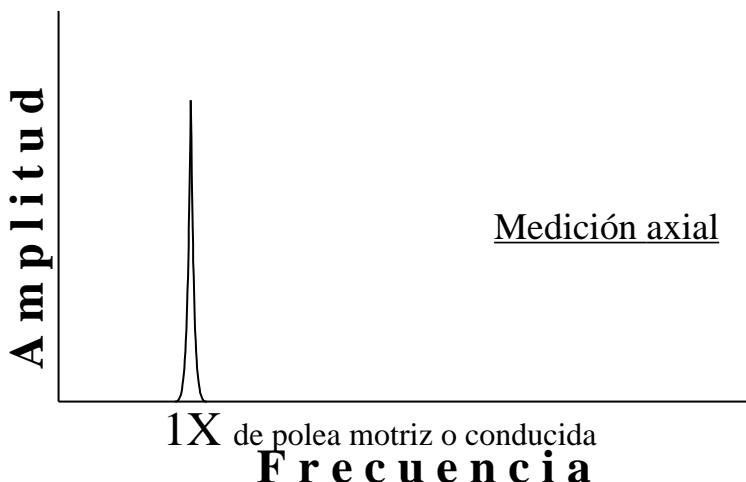
La fuente de vibración más importante en las transmisiones por bandas es generada por la desalineación de poleas.

La desalineación de poleas muestra las siguientes características:

- La vibración en el sentido axial es casi siempre provocada por una desalineación entre poleas y esto puede acelerar el desgaste de los rodamientos de empuje.
- La desalineación de poleas produce alta vibración a una vez la frecuencia de giro, especialmente en sentido axial. Esta vibración es dominante en la frecuencia de giro de la de impulsión y ocasionalmente en la de transmisión. Las amplitudes de vibración varían dependiendo del sitio donde se coloque el transductor; así como de la masa relativa y de la rigidez del sistema.
- Frecuentemente la vibración axial más alta en el motor será a la frecuencia de giro del ventilador, mientras que la vibración axial más alta al medir el ventilador estará a la velocidad de giro del motor; aunque no siempre sucede de esta manera.



Esquema mostrando desalineación banda - polea.



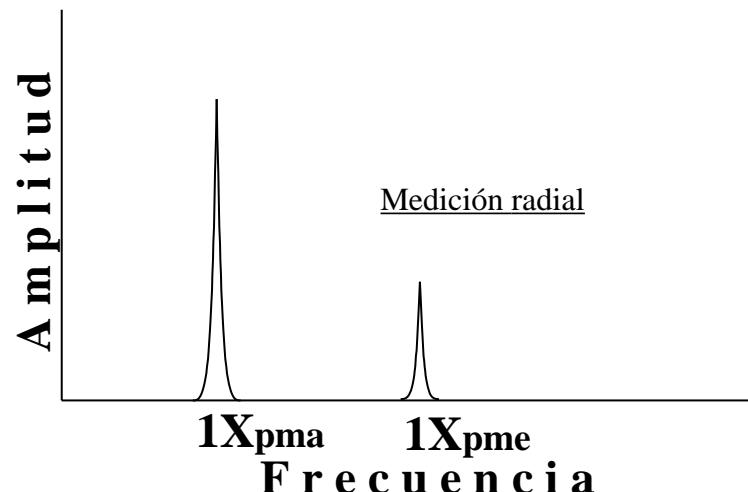
Gráfica espectral mostrando desalineación de poleas.

7.6.2. Poleas excéntricas.

Las poleas excéntricas, es la causa más común de exceso de vibración en una transmisión por banda; debido a que no se tiene un control de calidad estricto con el fabricante.

Las poleas excéntricas presentan las siguientes características:

- Las poleas excéntricas o desbalanceadas generan vibración alta a una vez la frecuencia de giro de las poleas.
- Normalmente la mayor magnitud de vibración está en línea con las bandas y se reflejará en la polea impulsora e impulsada.



Gráfica espectral mostrando condición de polea excéntrica.

- Las fuerzas de reacción producidas por una polea excéntrica no se manifiestan a lo largo de la rotación de 360° de la polea, si no en la dirección de la tensión de la banda, a lo largo de una línea que pasa a través de la línea central de los dos ejes. Esta vibración altamente direccional presentará lecturas de fase vertical y horizontal idénticas u opuestas en 180° entre sí, dependiendo del lado donde se localice el transductor para la medición. En cualquiera de los dos casos se demuestra que el rodamiento se mueve en una línea.
- Aun cuando se efectúe balanceo en la polea, la excentricidad de esta seguirá generando vibración en la banda; debido a las variantes de longitud y tensión de esta; provocando desgaste prematuro de los pernos y poleas, además de desgaste los rodamientos de impulsión e impulsados; de ahí que aun cuando se efectúe balanceo de la polea, no se alcanzará a corregir el problema de vibración, debido a que las fuerzas son direccionales por naturaleza.

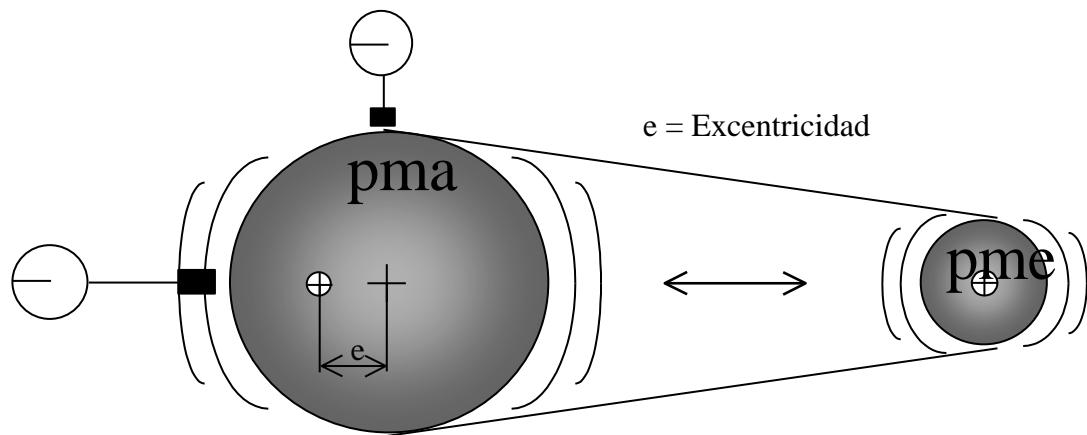
7.6.3. Resonancia de banda.

La frecuencia natural de una banda depende directamente de su masa y rigidez; además de las influencias que se induzcan en la banda durante su funcionamiento.

La frecuencia natural de una banda se puede determinar al excitarla únicamente el jalarla y dejarla vibrar y medir su respuesta con el equipo adecuado (transductor conectado a un analizador de vibraciones).

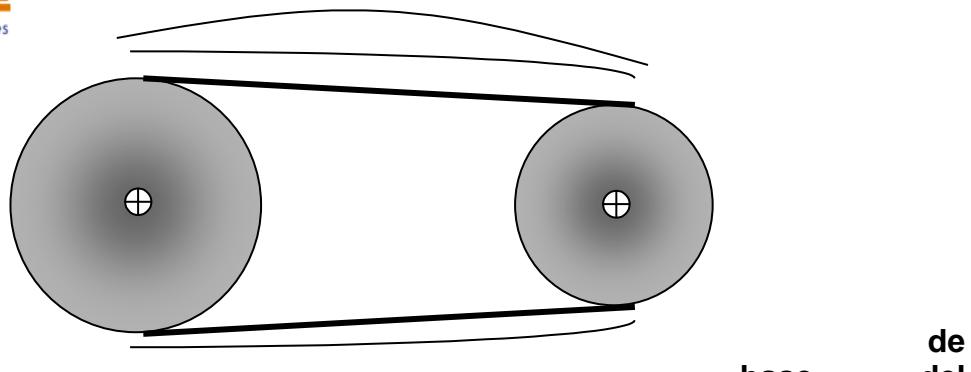
Una banda en resonancia tiene las siguientes características:

- Cuando la frecuencia de giro de la máquina impulsada o impulsora está cercana a la frecuencia natural de la banda, ésta va a experimentar vibración excesiva especialmente en el extremo de la máquina que está girando cerca de la frecuencia natural de la banda. También una banda puede entrar en resonancia, si alguna de las armónicas o subarmónicas de la máquina impulsada o impulsora se acerca a la frecuencia de resonancia de la máquina.
- Cuando una banda está en resonancia, tanto la amplitud de vibración, como las lecturas de fase serán inestables.



Esquema del comportamiento de una polea excéntrica.

- La manera de alterar la frecuencia natural de una banda será cambiando la tensión, longitud, o añadiendo alguna polea loca.

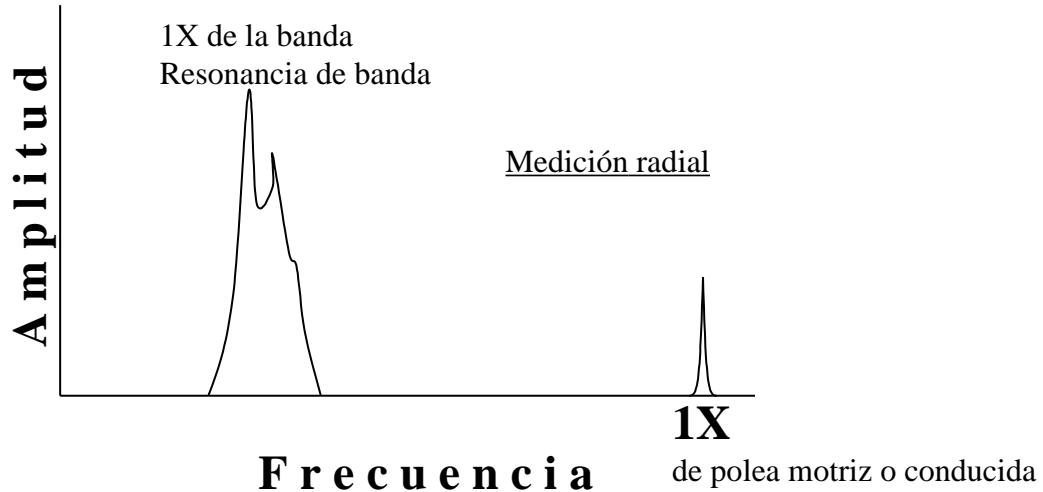


Esquema que muestra banda en resonancia.

Frecuentemente al monitorear vibración en máquinas con transmisión por banda, se va a detectar vibración severa en el motor; sin embargo, al efectuar el análisis espectral la componente de vibración a una vez la frecuencia de giro del motor, pero sin embargo con una componente de vibración alta a una vez la frecuencia de giro del ventilador, esta componente pudiera presentarse tanto en lecturas tomadas en dirección radial como axial. Cuando esto se presenta, se debe a la excitación de la frecuencia natural de la estructura o de los cimientos del motor, ocasionada por la vibración del ventilador. Para poder identificar si este es el caso de resonancia, utilizar la prueba de impacto para determinar la frecuencia natural del sistema; en el caso de ser esta la situación, la solución será la de rigidizar la estructura o cimentación del motor, añadiendo abrazadoras o concreto en la base.

7.6.4. Polea o maza de ventilador floja.

La



Gráfica espectral mostrando resonancia en banda de transmisión.

vibración excesiva en este caso ocurre por el aflojamiento de una polea o maza del ventilador.

Esta condición presenta las siguientes características:

- Presenta alta vibración a una vez la frecuencia de giro, acompañada por armónicas.
- En forma normal la medición de fase tanto en dirección vertical, horizontal y axial las lecturas deben ser constantes. En el caso de presencia de aflojamiento de la polea o maza del ventilador las mediciones de fase van a ser inestables.
- Si una maza sostenida por varios tornillos se afloja en el ventilador, presentará una diferencia en la fase y la amplitud cada vez que se ponga en marcha la unidad; en estos casos el balanceo del ventilador sólo será una solución temporal. Este balanceo puede servir durante unas horas, pero después cuando la masa del ventilador o la polea se desplacen ligeramente, trastornará totalmente el balanceo y acompañado de un cambio de la fase y la amplitud, lo mismo puede ocurrir si la polea no está debidamente ajustada en el eje.
- La recomendación para cada uno de estos casos es asegurar de que los ajustes entre el eje y la polea y/o masa sean los correctos.

Turbina

Existen turbinas a gas y con vapor mecánicamente son muy similares. Las turbinas a gas tienen la complicación adicional de una cámara de combustión.

Los espectros de vibración de las turbinas a gas contienen un componente de vibración de banda ancha, y es generado por el ruido de la combustión.

a) Características de las turbinas.

- Un componente fuerte que presentan las turbinas es la llamada frecuencia de paso álabes, que es el número de álabes de la turbina por la velocidad de giro del rotor; y la magnitud de este componente dependerá de la geometría interna de la unidad.

Cuando por una variante como por ejemplo un álate fisurado, deformado, fracturado, etc. la condición del componente de paso de álabes en el espectro de vibración cambiará y por lo general será para empeorar.

Cuando existe un desgaste de manera uniforme, la frecuencia de paso de álabes también será uniforme, pero si una parte del rotor esta dañada, como un álate roto, entonces el paso de álabes ya no será uniforme, sino que se modulará por la velocidad de giro del rotor o por la cantidad de boquillas en la turbina por la velocidad de giro; generando bandas laterales en el espectro.

7.6.5. Bomba

El componente de vibración importante en las bombas centrífugas es el de la frecuencia de paso de álabes, y se obtiene multiplicando el número de álabes del impulsor por la velocidad de giro del motor, si la amplitud se incrementa de manera significativa, significa que existe un problema interno, pudiendo ser desalineación o algún daño en los álabes.

a) Cavitación en bombas centrífugas

Este fenómeno se presenta por varias causas; una de ellas es por burbujas de aire en la succión de la bomba; las cuales pueden ser producidas por la discontinuidad del flujo del material que se bombea, o por problemas de diseño en la tubería de descarga y succión principalmente.

Esta anomalía se caracteriza por presentar un espectro de banda ancha y llenando una gama amplia del rango de frecuencias.

7.7. Detención de problema de Engranes

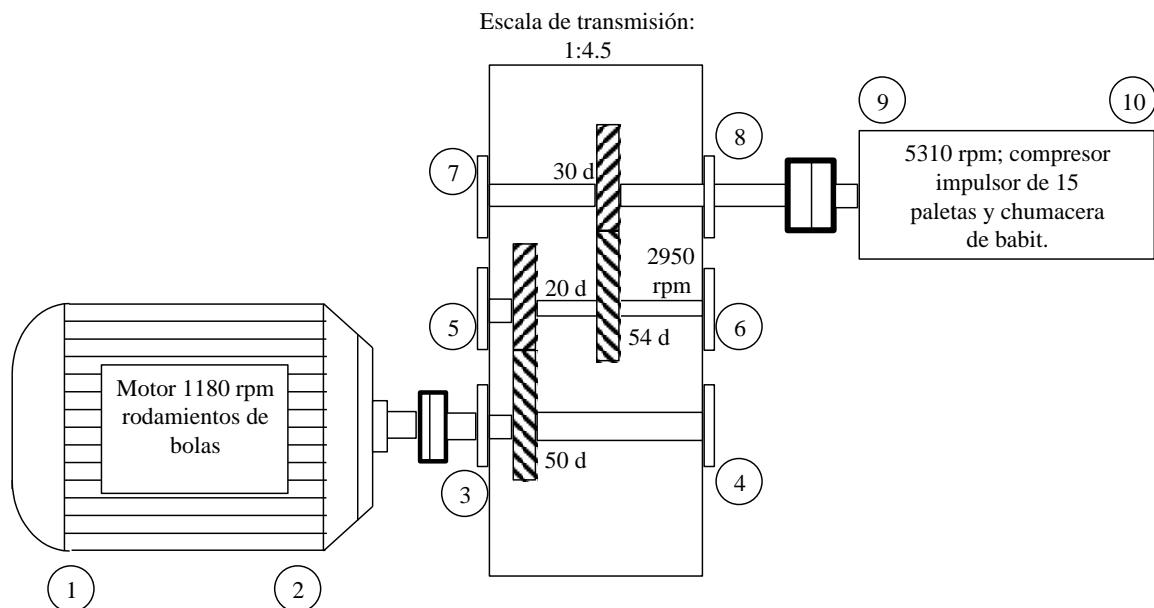
Si un engrane se encuentra defectuoso o dañado, generalmente genera un componente con frecuencia correspondiente al número de dientes por la velocidad de giro; así como armónicas respectivas de dicha frecuencia. Esta frecuencia se le conoce como frecuencia de paso de dientes.

Muchos analistas cuando detectan estas frecuencias opinan que se debe a un engrane excéntrico; pero según estudios recientes, este caso es rara vez el origen del problema; aunque no se descarta la posibilidad, se recomienda tratar de encontrar probables causas que pudieran provocar esta vibración.

Por ejemplo, un engrane puede estar bien balanceado, pero en el eje donde va a ser montado se encuentra desbalanceada. Este eje al estar girando a su velocidad de operación va a generar una cierta vibración proporcional a su desbalance; y por consiguiente va a estar generando su orbitación. Esta orbitación va a provocar que el engrane funcione como si estuviera excéntrico.

Lo mismo pudiera suceder si se presentaran los casos de desalineación o cualquier otro origen de vibración que genere componentes a una vez la frecuencia de giro que afecte la línea central del engrane y su eje de rotación.

Es muy importante observar en las gráficas espectrales las frecuencias generadas por los dientes y detectar la fuente que lo genera; y que pudiera ser: amplificación debido a resonancia, problema en el engrane (desgastes, agrietamientos, etc.), aunque comúnmente se pueden presentar condiciones de desalineación y/o desbalance.



Al sospechar de la presencia de resonancia, se recomienda verificar en partes externas no rotativas, como la cubierta de la caja de engranes, alguna sección de la base fabricada de metal, vigas e incluso pedestales y cimentación, etc.

Si en las componentes generadas por la interferencia, aparecieran diferencias entre las bandas laterales de la relación de dientes de un engrane por la velocidad de giro, se concluye que este es el problema y pudiera ser que el engrane estuviera funcionando como excéntrico, debido a la órbita generada por desbalance o desalineación. Si se producen bandas laterales con diferencias del doble de la frecuencia de giro se sospecha de desalineación.

Por medio del análisis de vibración es posible también detectar fallas, tales como desgaste, dientes rotos, fisurados, excentricidad de engranes, juego entre dientes, etc. Debido a que el tratado de cada uno de estos aspectos requiere de profundo estudio, únicamente se hará mención del desgaste de dientes y los otros aspectos se tratarán en los cursos de niveles avanzados.

La separación de las bandas laterales será de una vez la frecuencia de giro para ambos engranes.

La figura siguiente:

muestra cómo se calcula la frecuencia de paso de engranes, de acuerdo con el dibujo: tendremos lo siguiente. En este caso nótese que hay dos frecuencias de engrane en esta caja de engranes de doble reducción (FPE 1 y FPE 2). El primer engranaje (FPE 1) comprende un engrane de 50 dientes operando a 1,180 r.p.m., enlazándose con un engrane de 20 dientes a 2,950 r.p.m. El siguiente engranaje (FPE 2) comprende un engrane de 54 dientes operando a la misma velocidad de 2,950 r.p.m., enlazándose a otro engrane de 30 dientes que opera a 5,310 r.p.m.

Obsérvese que el número de dientes y la velocidad de giro de ambos engranes pueden utilizarse para calcular la frecuencia de engranes, por ejemplo, en el caso FPE1, se puede calcular multiplicando 50 (dientes) x 1,180 r.p.m. = 59,000 cpm, que es lo mismo que 20 dientes por 2,950 r.p.m. = 59,000 cpm.

7.7.1. Configuración de espectro para detectar desgaste de engranes.

Para detectar fallas de engranes, es conveniente utilizar un rango de frecuencia mínimo de

3.25 veces la frecuencia de paso de engranes.

Si no se conoce la frecuencia de paso de los engranes, se puede especificar la frecuencia máxima a 200 veces la frecuencia de giro y emplear 1,600 Líneas de resolución para permitir la detección de frecuencias de banda lateral de engranes del tren de giro de baja velocidad. Así como bandas laterales del piñón de velocidad más alta.

Muchos de los problemas de desgaste de engranes no se manifiestan a la frecuencia de engrane, si no en la segunda o tercera armónica; es importante mencionar que una de las frecuencias más comunes a las que se detecta el desgaste de engranes es la correspondiente a la tercera armónica de la frecuencia de engranes.

Esto se debe a que en cada caso de engranajes existen tres eventos:

- Una acción de deslizamiento, cuando un diente se pone en contacto con el otro.
- Una acción de rodadura, que se presenta cuando los dientes se empalman completamente.
- Y otra acción de deslizamiento contraria a la inicial, sólo que esta vez es cuando el diente se separa del otro.

Ahora bien, cualquier factor que interrumpa estas acciones de los engranes puede generar tres pulsos por frecuencia de paso de engrane (frecuencias a tres veces la frecuencia de paso de engrane).

La condición de tomar datos de hasta 3.25 FPE requerirá de la medición de frecuencia alta y requerirá la toma de espectros en aceleración; y va a requerir una frecuencia máxima de 240,000 cpm (4,000 Hz). Adicionalmente se requiere el uso de 1,600 líneas de resolución para poder detectar las bandas laterales con separación a una vez la frecuencia de giro del engranaje principal de velocidad más baja a estas altas frecuencias. Usando 1600 líneas de resolución va a separar las de la frecuencia de paso de diente de los engranes o de sus armónicas.

Debido a que para el análisis de engranes se requiere mediciones de hasta 3.25 veces la frecuencia de paso de engranes como mínimo, podría requerirse el uso de dos transductores separados en cada posición de la caja de engranes.

El primer transductor puede emplearse para medir un rango de frecuencias únicamente 40 o 50 veces la frecuencia de giro; lo que permitiría detectar problemas tales como desbalance, desalineación, excentricidad, problemas en rodamientos, etc.

La segunda medición en la misma localización del engrane (y comúnmente con un rango de frecuencias superior), la cual va a permitir identificar el desgaste potencial del engrane.

Sin embargo, cada localización individual puede requerir dos mediciones por separado con dos rangos de frecuencia diferentes para complementar la evaluación del estado en que se encuentran los engranes. Retomando el ejemplo de la figura, para las posiciones 3 y 4 de la flecha de alta velocidad, el rango de frecuencias sería de unas 60 veces la frecuencia de 1,180 r.p.m.; decir un rango de frecuencia de 72,000 cpm. Si comparamos el rango de frecuencia alta de 200,000 cpm, mostrado en la figura antes mencionada para la evaluación de hasta $3.25 \times \text{FPE}_1$, se debe especificar una segunda medición en las posiciones 3 y 4 en las direcciones horizontal y axial hasta esta frecuencia alta máxima.

En los engranes helicoidales y los engranes en bisel o cónicos tienden a causar mucha vibración en sentido axial, cuando éstos se desgastan; en tanto que los engranes cilíndricos desgastados provocarán vibración en sentido radial.

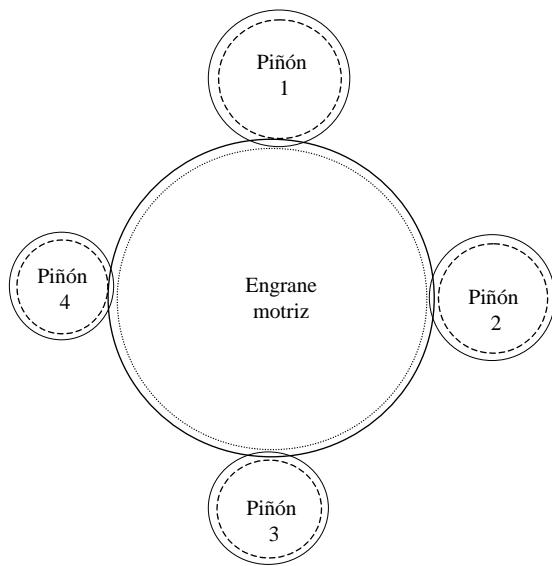
Adicionalmente los dos rangos diferentes de frecuencia en cada una de las posiciones de la caja de engranes, se requerirán dos transductores separados y más aún la utilización de dos parámetros que son (velocidad y aceleración). En la figura puede observarse que las posiciones 6 y 8 requieren un análisis de hasta 540,000 cpm (9,000 Hz); en tanto que en el eje de 2,950 r.p.m. requerirá de sólo 150,000 cpm, para detectar los problemas de desbalance, aflojamientos y desalineación, esta frecuencia de 150,000 cpm se pueden evaluar con precisión mediante un acelerómetro con montaje magnético que midiera la velocidad, y las mediciones de aceleración (alta frecuencia) de hasta 540,000 cpm, entonces se puede utilizar un acelerómetro de montaje con perno o pegado con algún adhesivo, con la finalidad de tener lecturas precisas y repetibles. Esta situación es muy común en incrementadores y reductores de velocidad.

En la anterior figura se representa el arreglo de un tren de engranes para un compresor de tipo centrífugo; el cual se compone de un engrane maestro y cuatro piñones de los ejes de montaje de los impulsores, estos piñones giran por la transmisión del engrane principal o maestro por lo que sólo tendremos una frecuencia de paso de engrane.

7.7.2. Desgaste de dientes de los engranes.

Una de las características principales en la condición de desgaste de dientes en engranes, es el marcado incremento de la amplitud de la frecuencia fundamental de paso de engranes, incluso también en sus armónicas. Es importante hacer notar que el incremento o decremento de la amplitud en las frecuencias de paso de engrane dependerá significativamente de la carga, tipo de máquina y tipo de engrane.

Es además de gran importancia los incrementos tanto del número de bandas laterales, como la amplitud de estas, en torno a las frecuencias de las frecuencias de paso de engrane. Las bandas laterales estarán separadas al rpm de cada engrane de acoplamiento.



Elemento	No. dientes	RPM	Hz
Piñón 1	25d	49 270	821.13
Piñón 2	27d	45 620	760.3
Piñón 3	32d	38 490	641.51
Piñón 4	42d	29 325	488.75
Corona	344d	3 580	59.68

$$FPE = d(\text{corona}) * \text{rpm}(\text{corona})$$

$$FPE = 344 * 3580 = 1 231 680 \text{ rpm} = 20 528 \text{ Hz}$$

Normalmente cuando los engranes se encuentran en buenas condiciones y además perfectamente alineados, la amplitud de la frecuencia fundamental va a ser mayor que la de sus armónicas a dos y tres veces. Además de que solo presentará una sola familia de bandas laterales; las cuales tendrán una separación de la velocidad de giro de cada engrane.

El desgaste inicial de engranes se detecta en la tercera armónica de la frecuencia de paso de engranes debido a la acción de deslizamiento-rodamiento-deslizamiento que tiene lugar en cada contacto entre engranes. Nuevamente es necesario recalcar que lo que se debe buscar son los incrementos de familias de bandas laterales, así como la magnitud de estas.

Si más de un engrane tiene dientes desgastados, aparecerán bandas laterales alrededor de la frecuencia de paso de engranes con una separación entre ellas de la velocidad de giro de los engranes que tienen los dientes desgastados.

7.8. Compresores Centrífugos.

Los compresores de tipo centrífugos, al igual que los ventiladores centrífugos, la frecuencia de paso de álabes será dominante, los álabes dañados, agrietados o con erosión causarán un incremento en la amplitud de la frecuencia de paso de álabes y en las bandas laterales que estarán espaciadas a una vez la frecuencia de giro, alrededor de esta misma frecuencia.

La oscilación hidráulica es un problema de dinámica de los fluidos en la parte de salida del compresor, que por lo general causa vibración menor que la velocidad de giro (aproximadamente a 0.48 veces la frecuencia de giro.) y algunas veces es provocada por una presión de salida incorrecta.