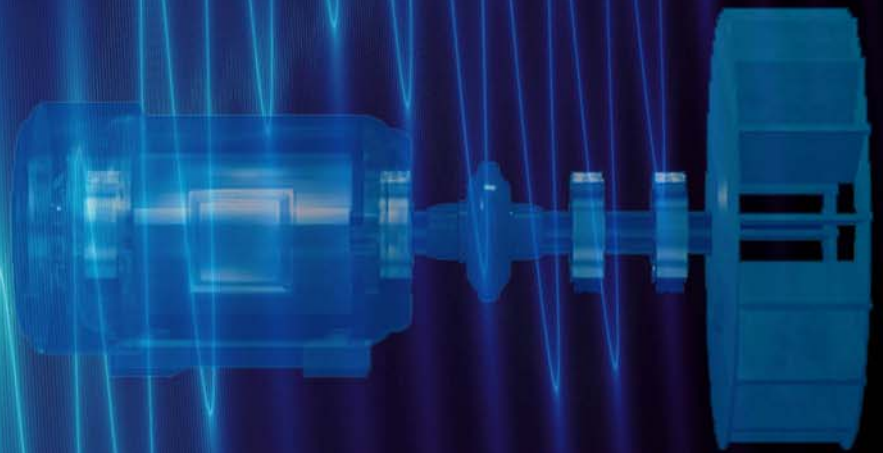


Introducción al
Análisis de Vibraciones



por Glen White

 **AZIMA | DLI**

Introducción al Análisis de Vibraciones

Por Glen White

© 1990 -2010 – Azima DLI – All rights reserved.

Azima DLI

300 TradeCenter, Suite 4610, Woburn, MA 01801 U.S.A
p. 781-938-0707, f: 781-935-0179

sales@AzimaDLI.com
www.AzimaDLI.com

Contents

Contents.....	1
Introducción	7
Introducción.....	7
Examen de Prácticas de Mantenimiento	8
Examen de Prácticas de Mantenimiento de las Máquinas.....	8
Metas de programas de Mantenimiento	8
Panorama Histórico	9
Donde estamos el Día de Hoy?	9
Componentes de un Programa de Mantenimiento.....	10
Mantenimiento : Funcionar - hasta - Fallar	10
Mantenimiento periodico preventivo.	10
Mantenimiento predictivo	11
Mantenimiento Pro Activo	12
Ventajas del Mantenimiento proactivo.....	13
Estudio de casos.....	13
Coeficiente de Mérito	13
Fallas de Máquinas Específicas	14
Introducción al Fenómeno Vibración	16
Que es Vibración?	16
Movimiento Armónico Sencillo.....	16
Ecuaciones de movimiento.....	17
Dinámica de Sistemas Mecánicos.....	19
Medición de Amplitud de Vibración	19
El Concepto de Fase	20
Unidades de Vibración.....	22
Resúmen de Unidades de Amplitud	23
Desplazamiento, Velocidad y Aceleración.....	23
Vibración Compleja.....	26
Consideraciones acerca de la Energía y la Fuerza	27
Estructuras Mecánicas.....	27
Frecuencias Naturales	27
Resonancia	28
Sistemas Lineales y No Lineales	30
Definición de linealidad.....	30
No linealidades en Sistemas.....	31
No linealidades en Máquinas rotativas	31

Análisis de Frecuencia	32
Porque llevar a cabo un Análisis de Frecuencia?	33
Como hacer un Análisis de Frecuencia.....	34
Como hacer un Análisis de Frecuencia.....	35
Ejemplos de algunas Ondas y sus Espectros	36
Efectos de Modulación	40
Pulsos	43
Análisis de la Banda de Octavas y de un Tercio de Octavas	45
Escalas de frecuencias logarítmicas	45
Escalas Lineales y Logarítmicas de Amplitud	46
El Decibel	49
Valores dB vs Proporciones de Nivel de Amplitud.....	50
Conversiones de Unidades	50
Niveles VdB vs Niveles de Vibración en pps	51
Transductores de vibración.....	53
Datos Generales.....	53
El Sensor de Proximidad.....	53
El Sensor de Velocidad.....	54
El Acelerómetro	55
El analizador TRF	58
Fondo	58
Análisis de Espectro	58
Formas de la Transformada de Fourier.....	58
La Serie de Fourier.....	59
Los Coeficientes de Fourier	59
La Transformada Integral de Fourier.....	59
La Transformada Discrecional de Fourier.....	60
La Transformada Rápida de Fourier	60
Conversión de Análogo a Digital	60
Formación de aliasas	61
Fugas.....	63
Ventanas	64
Ventanas para Señales transientes	64
La Ventana Hanning.....	65
Proceso de Traslape	66
El Efecto de Palizada	68
Promediando	68
Promediando en Tiempo Síncrono.....	69
Trampas en la TRF.....	69
Monitoreo de Vibración en Máquinas	70
Introducción	70
Historia del análisis de vibración y su uso en el mantenimiento de maquinaria.....	70
Aspectos Prácticos en la Medición de Vibración	71
Ubicación de los Puntos de Prueba	71
Orientación de los Sensores de Vibración	72
Mediciones Triaxiales	72
Ejemplos de Orientación.....	73
Bloques de Montaje para Sensores - "Bloqueo"	74
Estratégias de Pruebas para Inspecciones de Vibración.....	75
Condiciones de Prueba	75

Condiciones de operación	75
Calentamiento	75
Inspección Visual	75
El Concepto de Comparación de Espectros	76
Parámetros de Medición de Vibración	76
Programa de Pruebas de Maquinaria	77
Elaborar Tendencias	77
El Espectro de Referencia	78
Frecuencias Forzadas	79
El Eje de Frecuencias	82
Normalización de orden	82
La Evaluación de Espectros de Vibración de Maquinaria	83
Análisis en el Dominio del Tiempo	84
La Forma de Onda vs el Espectro	84
Que Podemos Aprender de la Forma de Onda?	84
Promedio en Tiempo Síncrono	86
Aplicaciones Prácticas	87
Reducción de ruido extraño	87
Cajas de Engranajes	88
Análisis Cepstro	90
Terminología Cepstro	91
Propiedades Estadísticas de Señales de Vibración	92
Probabilidad de la Distribución de Amplitudes	92
Kurtosis	93
Demodulación de Amplitud	94
Modulación de Amplitud en Firmas de Vibración en Máquinas	94
Demodulación de Amplitud Aplicada al Análisis de Rodamientos	95
Análisis Fundamental de Causas de Fallas	96
Definiciones	96
Técnicas AFCF	97
Movilidad de rodamiento	98

Análisis de Vibración Manual..... 101

Pasos iniciales	101
La Guía para Pruebas y Análisis de Vibración	101
Verificación de la Validez de los Datos	102
Análisis de Espectros Paso a Paso	103
Identificar el pico de Primer Orden (1x)	103
Diagnóstico de Máquinas	104
Desbalanceo	105
Calcular la fuerza de desbalanceo	105
Desbalanceo de par de Fuerzas	107
Gravedad de Desbalanceo	107
Desalineación	109
Desalineación paralela	109
Desalineación Angular	110
Desalineación General	110
Efectos de la Temperatura en la Alineación	110
Causas de Desalineación	111
Flecha flexionada	111
Chumaceras	111
Remolino de aceite (Oil Whirl)	111
Latigazo de aceite	112
Holgura de rodamiento	112
Rodamientos de Empuje	113

Rodamientos con Elementos rodantes	113
Desgaste en Rodamientos con elementos rodantes	114
Bandas Laterales.....	115
Rodamientos con Elementos rodantes Desalineados (Chuecos).....	116
Holgura de rodamientos con elementos rodantes	116
Holgura mecánica.....	117
Holgura rotativa	117
Vibración Inducida Electricamente	118
Motores eléctricos a Corriente Alterna (CA).....	118
Motores síncronos	119
Motores a Inducción	119
Fuentes de Vibración.....	120
Fuentes mecánicas de Vibración en Motores	121
Problemas de Barra del Rotor.....	122
Monitoreo de la Barra del Rotor por Análisis de la Corriente del Motor... ..	122
Motores C. D.	124
TURBINAS	124
Diagnósticos de Turbina.....	124
BOMBAS	125
Bombas centrífugas.....	125
Bombas con Engranés	125
Bombas a Hélice	126
Ventiladores.....	126
Ventilador de flujo axial	126
Ventiladores centrífugos.....	127
Acoplamientos	127
Bandas de activación	128
Bandas mal emparejadas, desgastadas o estiradas	128
Poleas excéntricas, movimiento excéntrico de poleas.....	128
Desalineación de poleas	129
Resonancia de banda o golpe de banda.....	129
Cajas de Engranés	129
Frecuencia de caza de dientes	130
Daños a dientes de engranes	130
Engranés excentricos y Flechas con Flexión.....	131
Engranés planetarios.....	131
Compresores Centrífugos	131
Maquinas recíprocas	131
Tablas de Resumen Diagnóstico	132
Desbalanceo.....	132
Desalineación	132
Felcha con Flexión	133
Problemas de Rodamientos con Gorrónes	133
Problemas de Rodamientos con Elementos Rodantes.....	135
Problemas de Rodamientos con Elementos Rodantes - continuación	136
Holgura Mecánica.....	136
Problemas de Motor Eléctrico	137
Problemas de Bomba	137
Problemas de Turbinas	138
Problemas de Ventiladores	138
Problemas de Compresor	138
Problemas de Bandas	139
Problemas de engranes	139
ESTIMACION DE LA GRAVEDAD DE LA VIBRACION	141

Niveles de Vibración absolutos	141
Tabla Rathbone	141
Norma ISO 2372	142
MIL-STD-167-1 y MIL-STD-167-2	142
Especificación Técnica NAVSEA S 9073 - AX SPN 010/MVA	143
Normas Comerciales (Tabla Azima DLI de Gravedad de Vibración en Maquinaria)	143
Index.....	2

Introducción

Introducción

El propósito de este libro es de servir como texto de referencia para el ingeniero de mantenimiento y para el técnico que están trabajando con la más reciente tecnología de mantenimiento de maquinaria.

En términos generales, los temas son los principios de la teoría de vibraciones, y el análisis de las mismas, aplicadas a la determinación de las características de operación de las máquinas y sus deficiencias. El primer capítulo pone énfasis en la importancia del análisis de vibraciones en el campo de mantenimiento predictivo, y el análisis de las razones básicas de las fallas. Los capítulos acerca de la teoría de las vibraciones y del análisis de frecuencias ponen las bases para el capítulo acerca del diagnóstico de fallas en máquinas, basado sobre medición y análisis de vibraciones. Se usó un método de acercamiento sistemático, para llevar al lector a través de una serie de pasos lógicos, para determinar el estado de una máquina, basándose en un análisis detallado de las firmas de vibraciones.

Puede ser que algunos términos que usamos, no son conocidos de los lectores y por esta razón fue incluido en el último capítulo un glosario completo.

Las palabras que aparecen en negritas en el texto se encuentran en el glosario.

El autor recibirá con gusto comentarios y sugerencias de sus lectores. Favor de mandar cualquier correspondencia a :

Dean Lofall

Azima DLI

300 TradeCenter, Suite 4610

Woburn, MA 01801 U.S.A

p. 781-938-0707

f: 781-935-0179

www.AzimaDLI.com

Examen de Prácticas de Mantenimiento

Examen de Prácticas de Mantenimiento de las Máquinas

Presentamos aquí un examen de los programas y técnicas de mantenimiento que se practican desde el principio de la década de los noventa en una gran variedad de industrias. La mayoría de la información que presentamos fue recopilada de plantas industriales en tierra, pero también es aplicable al mantenimiento de sistemas mecánicos a bordo de barcos. Aunque el énfasis fue puesto en el mantenimiento predictivo, también se describen y se evalúan otras disciplinas.

Las prácticas de mantenimiento de máquinas cambiaron mucho y han evolucionado los últimos 15 años y es necesario el estudiar ese desarrollo. Primero conoceremos los propósitos básicos de cualquier sistema de mantenimiento:

Metas de programas de Mantenimiento

La meta más importante de cualquier programa de mantenimiento es la eliminación de algún desarreglo de la maquinaria. Muchas veces una avería grave causará daños serios periféricos a la máquina, incrementando los costos de reparación. Una eliminación completa no es posible en la práctica en ese momento, pero se le puede acercar con una atención sistemática en el mantenimiento.

El segundo propósito del mantenimiento es de poder anticipar y planificar con precisión sus requerimientos. Eso quiere decir que se pueden reducir los inventarios de refacciones y que se puede eliminar la parte principal del trabajo en tiempo extra.

Las reparaciones a los sistemas mecánicos se pueden planificar de manera ideal durante los paros programados de la planta.

El tercer propósito es de incrementar la disponibilidad para la producción de la planta, por medio de la reducción importante de la posibilidad de algún 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. Idealmente, las condiciones de operación de todas las máquinas se deberían conocer y documentar.

El último propósito del mantenimiento es de permitir al personal de mantenimiento el trabajar durante horas de trabajo predecibles y razonables.

Panorama Histórico

Con el propósito de obtener una cierta perspectiva acerca de los programas de mantenimiento modernos, examinaremos un poco más de cerca la historia de las prácticas de mantenimiento.

El primero tipo de mantenimiento era de funcionamiento-hasta-fallar, en donde la máquina funcionaba hasta que una falla venía a interrumpir el servicio. Eso es obviamente una política costosa. La mayor parte del costo está representada por la impredecibilidad del estado de la máquina.

Es sorprendente enterarse de que gran parte del mantenimiento del día de hoy es de este tipo.

Por fin, la gente de mantenimiento encontraron la idea del mantenimiento periódico preventivo, en donde las máquinas son desarmadas y reacondicionadas según programas regulares. La teoría es que si se reacondicionan las máquinas antes de que se termine su duración de vida esperada, no presentarán fallas en servicio. El mantenimiento preventivo ya existió por mucho tiempo, pero se hizo mucho más importante en los años 1980 como veremos.

En los últimos 10 años, el mantenimiento predictivo se hizo muy popular. Eso es el mantenimiento en que solamente se va a componer una máquina cuando se sabe que presenta una falla. No se interfiere con máquinas que funcionan bien, basándose en la teoría: "Si algo no está roto, no hay que repararlo"

La innovación más reciente en mantenimiento se llama mantenimiento proactivo, e incluye una técnica llamada "Análisis de Causas Fundamentales de Faltas" en que se busca la causa fundamental de una falta de la máquina y se la corrige.

Dentro de poco haremos una evaluación de algunas filosofías de mantenimiento.

Donde estamos el Dia de Hoy?

En 1991 se hizo una medición internacional del mantenimiento en la mayoría de plantas industriales. Encontraron que las cuatro técnicas de mantenimiento mencionados anteriormente estaban en uso en unos porcentajes que mencionamos a continuación:

- Más de la mitad de horas de mantenimiento se usan en el modo reactivo, realizando reparaciones de emergencia, no programadas.
- Menos del 10% de las horas se usan en mantenimiento preventivo.
- Menos del 40% del mantenimiento es predictivo
- Muy poco tiempo se usa en técnicas pro activas.

Esos números nos demuestran que como decía Thomás Edison, cuando inventó el fonógrafo, "a penas hemos rascado la superficie", llevando prácticas de mantenimiento en el siglo 20.

Tiene sentido que un programa moderno de mantenimiento de máquina incluya elementos de cualquiera de esas técnicas, y con el fin de saber porque, las examinaremos más en detalle.

Componentes de un Programa de Mantenimiento

Mantenimiento : Funcionar - hasta - Fallar

El mantenimiento de funcionamiento-hasta -fallar a veces se llama "mantenimiento de crisis" o "mantenimiento historico" por buenas razones.

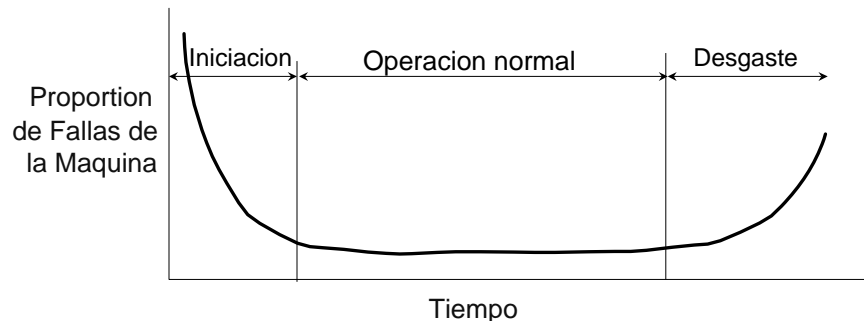
Por mucho tiempo este fué la forma dominante de mantenimiento y sus costos son relativamente elevados, debido a los tiempos de inactividad no programados, maquinaria dañada, y gastos de tiempo extra.

De esta manera, la gerencia y el departamento de mantenimiento son controlado por los caprichos de sus máquinas, y el estado actual del parque de máquinas de la planta solamente se conoce de una manera imprecisa. Esto hace casi imposible planificar las necesidades de mantenimiento, y lo que es peor, predecir el estado general de disponibilidad del sistema.

El mantenimiento de funcionamiento-hasta- fallar debería representar una pequeña parte de un programa moderno, pero hay algunas situaciones donde tiene sentido. Un ejemplo es una planta con un gran número de máquinas similares, que no son caras para reemplazar o reparar. Cuando una falla, otras están programadas para tomar su lugar y la producción no se ve muy afectada.

Mantenimiento periodico preventivo.

Desde el funcionamiento-hasta-fallar progresamos al mantenimiento periódico preventivo que a veces es llamado "mantenimiento historico". En este tipo se analizan las historias de cada máquina y se programan reacondicionamientos periódicos antes de que ocurran los problemas que estadísticamente se pueden esperar. Ya se sabe desde hace mucho que grupos de máquinas similares van a tener proporciones de fallas que se pueden predecir hasta cierto punto, si se toman promedios durante un tiempo largo. Esto produce "la curva de la tina" que relaciona la proporción de fallas al tiempo de operación de la manera siguiente:



Si esta curva es aplicable a todas las máquinas del grupo, y si la forma de la curva es conocida, se podría usar el mantenimiento preventivo de manera ventajosa. Lamentablemente eso no es el caso en la práctica.

El mantenimiento preventivo también incluye actividades como el cambio del aceite y de los filtros y la limpieza e inspección periódica. La actividad de mantenimiento se puede planificar en base al tiempo del calendario o a horas de operación de la máquina, cantidad de partes producidas etc. El mantenimiento preventivo se hizo muy popular al principio de la década de los 80 cuando se empezó a usar pequeñas computadoras para la planificación y el registro de las actividades de mantenimiento.

En un estudio famoso acerca de mantenimiento preventivo por United y American Airlines, encontraron que para un gran tipo de máquinas giratorias, la proporción de fallas se incrementaba de manera importante inmediatamente después de los reacondicionamientos, en otras palabras, el reacondicionamiento provocaba una reducción de la confiabilidad de las máquinas. Es como si la máquina regresa al inicio de la curva de la tina después de cada reacondicionamiento.

De este estudio y de observaciones posteriores, se dedujo que los reacondicionamientos periódicos

causaron 20% a 25% de las fallas al arrancar. Alrededor del 10% de esas fallas se pueden atribuir a rodamientos defectuosos.

Es obvio que el mantenimiento preventivo hace un uso ineficiente de los recursos para la mayoría de las máquinas. *Pero hay casos en que se le puede usar con buenos resultado.* Buenos ejemplos son las máquinas que tienen desgaste por el uso como trituradoras de rocas y de minerales, y máquinas sujetas a la corrosión como máquinas que manejan sustancias causticas.

Mantenimiento predictivo

El siguiente paso en la tecnología de mantenimiento fue la llegada del mantenimiento predictivo, basado en la determinación del estado de la máquina en operación: La técnica esta basada en el hecho que la mayoría de las partes de la máquina darán un tipo de aviso antes de que fallen. Para percibir los sintomas con que la máquina nos esta advirtiendo requiere varias pruebas no destructivas, tal como análisis de aceite, análisis de desgaste de partículas, análisis de vibraciones y medición de temperaturas.

El uso de estas técnicas, para determinar el estado de la máquina dará como resultado un mantenimiento mucho mas eficiente, en comparación con los tipos de mantenimiento anteriores.

El mantenimiento predictivo permite que la gerencia de la planta tenga el control de las máquinas y de los programas de mantenimiento y no al revés. En una planta donde se usa el mantenimiento predictivo el estado general de las máquinas esta conocido en cualquier momento y una planificación más precisa sera posible.

El mantenimiento predictivo usa varias disciplinas. La más importante de estas es el análisis periodico de vibraciones. Se ha demostrado varias veces que de todas las pruebas no destructivas, que se pueden llevar a cabo en una máquina, la firma de vibraciones proporciona la cantidad de información más importante acerca de su funcionamiento interno.

En algunas máquinas que podrían afectar de manera adversa las operaciones de la planta si llegarían a fallar, se puede instalar un monitor de vibración continuo. En este monitor, una alarma se prenderá cuando el nivel de vibraciones rebasa un valor predeterminado. De esta manera se evitan fallas que progresan rapidamente, y causan un paro catastrófico. La mayoría del equipo moderno , accionado por turbinas se vigila de esta manera.

El análisis de aceite y el análisis de particulos de desgaste son partes importantes de los programas predictivos modernos, especialmente en equipo crítico o muy caro.

La termografia es la medición de temperaturas de superficie por detección infraroja. Es muy útil en la detección de problemas en interruptores y áreas de acceso difícil.

Análisis de la firma de motor es otra técnica muy útil que permite detectar barras de rotor agrietadas o rotas, con el motor en operación.

La prueba de sobretensión de los estatores de motor se usa para detectar una falla incipiente en el aislamiento eléctrico.

Ventajas del Mantenimiento Predictivo

La ventaja más importante del mantenimiento predictivo de equipo industrial mecánico es un grado de preparación más alto de la planta, debido a una confiabilidad más alta del equipo.

El establecer una tendencia sobre tiempo de las fallas que se empiezan a desarrollar se puede hacer con precisión y las operaciones de mantenimiento se pueden planificar de tal manera que coincidan con paros programados de la planta. Muchas industrias reportan incrementos de productividad del 2% al 10% debido a prácticas de mantenimiento predictivo.

Se espera porcentajes de incremento similares de la disponibilidad para misiones en sistemas navales.

Otra ventaja del mantenimiento predictivo son los gastos reducidos para refacciones y mano de obra. La reparación de una máquina con una falla en servicio costará diez veces lo que cuesta una reparación anticipada y programada.

Un gran número de máquinas presentan fallas al arrancar, debido a defectos que provienen de una instalación incorrecta. Las técnicas predictivas se pueden usar para asegurar una alineación correcta y la integridad general de la máquina instalada, cuando se pone en servicio.

La aceptación de maquinaria nueva está basada para muchas plantas en la luz verde proporcionada por el análisis de vibraciones. El mantenimiento predictivo reduce la probabilidad de un paro catastrófico, y esto será una seguridad incrementada para los trabajadores. Hubo muchos casos de heridos y muertos debido a fallas repentinas en las máquinas.

Mantenimiento Pro Activo

La última innovación en el campo del mantenimiento predictivo es el mantenimiento pro activo, que usa gran cantidad de técnicas para alargar la duración de operación de la parte mayor de un programa pro activo es el análisis de las causas fundamentales de las fallas en máquinas. Esas causas fundamentales se pueden remediar y los mecanismos de falla se pueden eliminar gradualmente en cada máquina.

Se ha sabido desde hace mucho tiempo que el **desbalanceo** y la desalineación son las causas fundamentales de la mayoría de las fallas en máquinas. Ambos fenómenos provocan una carga en los rodamientos con fuerzas indebidas y acortan su vida útil. En lugar de reemplazar continuamente rodamientos gastados en una máquina que presenta una falla, una mejor política sería de llevar a cabo un balanceo y alineación de precisión en la máquina y de verificar los resultados por medio de un análisis de la firma de vibraciones.

Alineación de Precisión

Se ha mencionado en la revista TAPPI, que una alineación de precisión resulta en una extensión de la vida útil de los rodamientos con un factor de ocho en una gran parte de máquinas rotativas. Otras ventajas que se reportaron fueron un ahorro del 7% en costos de mantenimiento general y un incremento del 12% en la disponibilidad de la máquina. Las fallas que se atribuyeron a la desalineación fueron reducidas a la mitad.

Otra ventaja de la alineación de precisión es el ahorro de energía. Un estudio reciente reveló un promedio de ahorro de energía del 11% por medio de alineación de

precisión en un grupo de ensamblados de bombas a motor sencillas. Esto se debe a que se usa menos energía moviendo el acoplamiento, que hace vibrar la máquina y calienta los rodamientos. El ahorro de dinero en este caso debido a un gasto reducido de energía será más que dos veces el gasto del mantenimiento de estas máquinas.

Instalaciones nuevas

Es sabido que muchas máquinas recién instaladas tienen defectos. Estos van desde instalaciones incorrectas debido a una colocación defectuosa de las patas y una alineación incorrecta, hasta partes defectuosas en la máquina, como rodamientos, flechas con flexión, etc. Un programa de mantenimiento pro activo incluirá el probar las nuevas instalaciones con el propósito de la certificación y de la comprobación de que la marcha de la máquina se haga según normas estrictas. Las mismas normas se aplican a maquinaria reconstruida o reacondicionada.

Este tipo de pruebas puede llevar al establecimiento de especificaciones específicas de funcionamiento que en varios casos son más estrictas que las especificaciones y tolerancias del constructor de la maquinaria.

Una parte esencial de la política proactiva es la capacitación de personal de mantenimiento en la aplicación de los principios de base.

Ventajas del Mantenimiento proactivo

Un programa de mantenimiento proactivo exitoso gradualmente eliminará los problemas de la máquina a través de un periodo de tiempo. Esto resultará en una prolongación importante de la vida útil de la máquina, una reducción del tiempo de inmovilización y una capacidad de producción extendida. Una de las mejoras características de la política es que sus técnicas son extensiones naturales de las que se usan en un programa predictivo y que se pueden agregar fácilmente a programas existentes.

El día de hoy es necesaria una política de mantenimiento equilibrada que incluya el uso apropiado de métodos preventivos, predictivos y proactivos. Estos elementos no son independientes pero deben ser partes integrantes de un programa de mantenimiento unificado.

Estudio de casos

Los portaaviones de la marina Americana de la flota del Pacífico han estado implementando y usando un programa de mantenimiento predictivo basado en vibraciones desde 1975. Desde 1986 la tripulación de los barcos ha estado recolectando datos de vibración. Azima DLI tiene una gran base de datos, que contiene la historia entera del programa. Es instructivo consultar esta base de datos y estudiar algunos detalles de la historia.

Coeficiente de Mérito

El sistema experto del software de la casa Azima DLI examina todos los datos de vibraciones de esos barcos y genera recomendaciones de reparaciones para varios centenares de máquinas en cada barco. También se guardan los archivos de reparaciones y de seguimiento.

El sistema experto lleva a cabo un diagnóstico de los problemas de las máquinas y hace recomendaciones específicas para reparaciones. Cada máquina recibe un Coeficiente de Mérito (CDM) que es inversamente proporcional al estado general de la máquina. (Algunos comentaron que se debería llamar coeficiente de demérito) La escala del coeficiente de mérito está normalizada de tal manera que un CDM de 100 indica que la máquina se debe programar para reparación. Los valores más altos indican estados peores y los más bajos indican estados aceptables.

La tabla que publicamos a continuación proporciona un resumen de toda la flotilla de porte aviones del Pacífico, en términos de CDM promedio de todas las máquinas observadas desde 1986 hasta 1992.

Se ve que al inicio del programa, el CDM promedio es de 111 y en 1992 el CDM promedio es de 89. Eso quiere decir que en 1986 la máquina promedio en la flotilla del Pacífico necesitaba reparación, pero que en 1992 la máquina promedio estaba en un estado aceptable.

	1986	1987	1988	1989	1990	1991	1992
CDM Promedio	111	108	103	101	98	92	89

Fallas de Máquinas Específicas

También es constructivo estudiar los tipos de reparación que fueron requeridos por el sistema experto y llevados a cabo.

Barco	Número de máquinas	Desbalanceo	Alineación	Rodamientos	Otro
CV41, 43	1755	22	10	25	43
CV59-67	4877	21	13	25	41
CVN68, 69	527	28	15	22	35
AVT16	383	20	19	13	48

Aquí se ve que desbalanceo, alineación, y rodamientos representan más de la mitad de las causas de reparaciones. Naturalmente estas causas están relacionadas ya que la mayoría de los problemas de rodamientos son provocados por desbalanceo y mala alineación. Se dice que solamente unos porcientos de los rodamientos con elementos rodantes llegan a funcionar durante toda su vida proyectada.

Quizas mas interesante sea el archivo de los recomendaciones de reparaciones para el USS America, (CV 66) que publicamos a continuación.

Eso es la relación entre los datos del estudio de vibraciones y el porcentaje de áquinas por la que se recomendó un reacondicionamiento. Los estudios de Febrero 1988, Agosto 1990, y Agosto 1993 se llevaron a cabo inmediatamente después de los reacondicionamientos.

	Febr. 1988 D. D. Reac	Sept. 1989	Ago. 1990 D. D. Reac	Mar. 19 91	Ago. 1992	Ago. 1993 D. D. Reac
% de máquinas necesitando reparaciones	12	8	10	7.5	7	13

El hecho que el porcentaje de problemas postreacondicionamiento haya sido más alto que en otras ocasiones nos indica que los reacondicionamientos crearon más problemas que los que resolvieron. Esto concuerda con un estudio anterior de una línea aérea que indicó un número elevado de fallas al arrancar después de reacondicionamiento.

La tendencia no es tan visible en la mayoría de los barcos que estudiamos.

Introducción al Fenómeno Vibración

Que es Vibración?

En su forma más sencilla, una vibración se puede considerar como la oscilación o el movimiento repetitivo de un objeto alrededor de una posición de equilibrio. La posición de equilibrio es la a la que llegará cuando la fuerza que actúa sobre él sea cero. Este tipo de vibración se llama vibración de cuerpo entero, lo que quiere decir que todas las partes del cuerpo se mueven juntas en la misma dirección en cualquier momento.

El movimiento vibratorio de un cuerpo entero se puede describir completamente como una combinación de movimientos individuales de 6 tipos diferentes. Esos son traslaciones en las tres direcciones **ortogonales** x, y, y z, y rotaciones alrededor de los ejes x, y, y z. Cualquier movimiento complejo que el cuerpo pueda presentar se puede descomponer en una combinación de esos seis movimientos. De un tal cuerpo se dice que posee seis grados de libertad. Por ejemplo un barco se puede mover desde adelante hacia atrás (ondular) desde abajo hacia arriba () y de babor hacia tribor (). También puede rodar en el sentido de la longitud (rodar), girar alrededor del eje vertical, (colear) y girar alrededor del eje babor-tribor (arfar)

Supongamos que a un objeto se le impide el movimiento en cualquiera dirección excepto una. Por ejemplo un **péndulo** de un reloj solamente se puede mover en un plano. Por eso, se le dice que es un **sistema con un grado único de libertad**. Otro ejemplo de un sistema con un grado único de libertad es un elevador que se mueve hacia arriba y hacia abajo en el cubo del elevador.

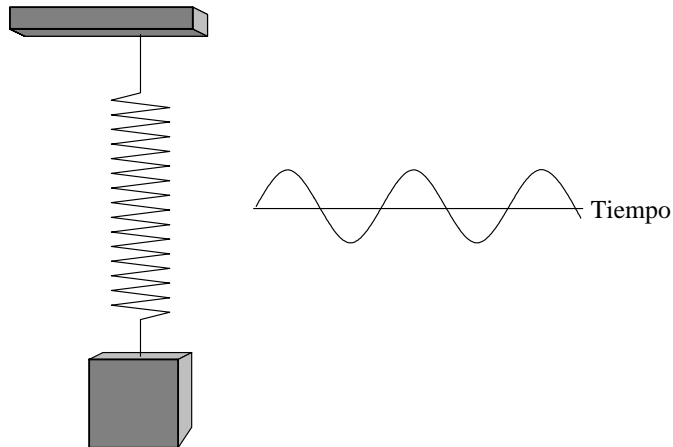
La vibración de un objeto es causada por una fuerza de **excitación**. Esta fuerza se puede aplicar externamente al objeto o puede tener su origen a dentro del objeto. Mas adelante veremos que la proporción (**frecuencia**) y la magnitud de la vibración de un objeto dado, están completamente determinados por la fuerza de **excitación**, su dirección y frecuencia. Esa es la razón porque un análisis

de vibración puede determinar las fuerzas de excitación actuando en una máquina. Esas fuerzas dependen del estado de la máquina, y el conocimiento de sus características e interacciones permite de diagnosticar un problema de la máquina.

Movimiento Armónico Sencillo

El movimiento más sencillo que pueda existir es el movimiento en una dirección, de una masa controlada por un resorte único. Este sistema mecánico se llama sistema resorte-masa, con un grado único de libertad. Si se desplaza la masa, hasta una

cierta distancia del punto de equilibrio, y después se suelta, el resorte la regresará al equilibrio. Para entonces, la masa tendrá algo de energía cinética y rebasará la posición de descanso y desviará el resorte en la dirección opuesta. Perderá velocidad hasta pararse en el otro extremo de su **desplazamiento** donde el resorte volverá a empezar el regreso hacia su punto de equilibrio. El mismo proceso se volverá a repetir con la energía transfiriéndose entre la masa y el resorte, desde energía cinética en la masa hasta energía potencial en el resorte, y regresando. La ilustración siguiente enseña una gráfica de la masa contra el tiempo:



Movimiento Armonico Sencillo

Si no hubiera fricción en el sistema, la oscilación continuaría en la misma proporción y en la misma amplitud para siempre. Este movimiento armónico sencillo idealizado, casi nunca se encuentra en sistemas mecánicos reales. Cualquier sistema real tiene fricción y eso hace que la amplitud de la vibración disminuya gradualmente ya que la energía se convierte en calor.

Las definiciones siguientes son aplicables al movimiento armónico sencillo:

T =el **periodo** de la onda

El periodo es el tiempo necesario para un ciclo, o para un viaje ida y vuelta, o de un cruce del nivel cero hasta el siguiente cruce del nivel cero en la misma dirección. El periodo se mide en segundos o milisegundos dependiendo de que tan rápido se cambie la onda.

F =la **frecuencia** de la onda = $1/T$

<p><i>La unidad de frecuencia es el Hz, llamada por el científico alemán, Heinrich Herz, que fue el primero a investigar las ondas radio.</i></p>	<p>La frecuencia es el número de ciclos que ocurren en un segundo, y sencillamente es el recíproco del período.</p>
---	---

Ecuaciones de movimiento

Si se anota la posición o el **desplazamiento** de un objeto que está sometido a un movimiento armónico sencillo contra el tiempo en una gráfica, como lo mostramos arriba, la curva resultante será una **onda seno** o **senoidal** que se describe en la siguiente ecuación:

$$d = D \sin (\omega t)$$

donde d = desplazamiento instantáneo
 D = desplazamiento máximo o pico
 t = tiempo

Esta es la misma curva que la de una función senoidal trigonométrica, y se puede considerar como la mas sencilla y básica de todas las formas repetitivas de ondas. La función senoidal matemática se deriva de las longitudes relativas de los lados de un triángulo rectangular y la onda senoidal es una anotación del valor de la función senoidal contra el ángulo. En el caso de vibración, la onda senoidal se anota como una función de tiempo pero a veces, se considera que un ciclo de la onda es igual a 360 grados de ángulo. Se comentará más a cerca de este sujeto cuando trataremos el tema **fase**.

La velocidad del movimiento que describimos arriba es igual a la proporción del cambio del desplazamiento, o en otras palabras a que tan rápido se cambia su posición. La razon de cambio de una cantidad respecto a otra se puede describir con la derivada siguiente:

$$v = \frac{dd}{dt} = \omega D \cos (\omega t)$$

donde v = velocidad instantánea

Aqui se puede ver que la forma de la función de velocidad también es senoidal, pero ya que está descrita por el cóseno, está desplazado de 90 grados. En un momento veremos lo que eso significa.

La aceleración del movimiento que aqui se describe está definida como la proporción de cambio de la velocidad, o que tan rápido la velocidad está cambiando en cualquier momento.

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2d}{dt^2} = -\omega^2 D \sin(\omega t)$$

donde a = aceleración instantánea.

También aqui hay que notar que la función de aceleración fué desplazada por 90 grados adicionales como lo indica el signo negativo.

Si examinamos estas ecuaciones, se ve que la velocidad es proporcional al desplazamiento por la frecuencia, y que la aceleración es proporcional al cuadrado de la frecuencia por el desplazamiento. Eso quiere decir que con un gran desplazamiento y a una alta frecuencia, resultan velocidades muy altas, y se requeririan niveles de aceleración extremadamente altos. Por ejemplo, supongamos que un objeto vibrando está sometido a un desplazamiento de 0.1 pulgada a 100 Hz. La velocidad es igual a desplazamiento por frecuencia, o:

$$v = 0.1 \times 100 = 10 \text{ pulgadas por segundo.}$$

La aceleración es igual a desplazamiento por el cuadrado de la frecuencia, o:

$$a = 0.1 \times (100)^2 = 1000 \text{ pulgadas por segundo.}$$

Un G de aceleración es igual a 386 pulgadas por segundo, por eso la aceleración es:

$$\frac{1000}{386} = 2.59G$$

Vemos ahora lo que pasa cuando subimos la frecuencia a 1000 Hz:

$$v = 0.1 \times 1000 = 100 \text{ pulgadas por segundo}$$

$$a = 0.1 \times (1000)^2 = 100.000 \text{ pulgadas por seg}^2 \text{ o } 259 \text{ G}$$

Así vemos que en la práctica las altas frecuencias no se pueden asociar con altos niveles de desplazamiento.

Dinámica de Sistemas Mecánicos

Una estructura física pequeña y compacta como el mármol se puede imaginar como solamente una masa. Se moverá en respuesta a una fuerza externa que se aplica a ella, y su movimiento será gobernado por las leyes de movimiento de Newton. En términos sencillos, las leyes de Newton dicen que si el mármol está en reposo, se quedará en reposo, a menos que una fuerza externa actúe sobre él.

Si está sometido a una fuerza externa, su aceleración será proporcional a esa fuerza.

La mayoría de los sistemas mecánicos son más complejos que una masa sencilla, ya que necesariamente se mueven como un entero, cuando son sometidos a una fuerza. Sistemas mecánicos como máquinas rotativas no tienen una rigidez infinita y tienen varios grados de flexibilidad a varias frecuencias. Como lo veremos, su movimiento en respuesta a una fuerza externa depende de la naturaleza de esta fuerza, y las características dinámicas de su estructura mecánica y muchas veces es muy difícil predecirlas. Las disciplinas de Modelación Finita de Elementos y Análisis Modal, se dedican a predecir cómo una estructura reaccionará a una fuerza conocida. No trataremos más en detalle esas materias ya que son muy complejas, pero es instructivo estudiar la manera como interactúan fuerzas y estructuras si es que queremos entender el aspecto útil del análisis de vibraciones en maquinaria.

Medición de Amplitud de Vibración

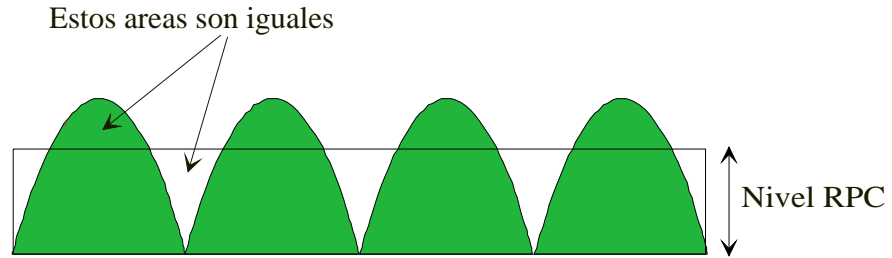
Las definiciones siguientes son de aplicación a la medición de la **amplitud** de las vibraciones mecánicas.

Amplitud Pico (Pk) es la distancia máxima de la onda del punto cero o del punto de equilibrio.

Amplitud Pico a Pico (Pk-Pk) es la distancia de una cresta negativa hasta una cresta positiva. En el caso de una onda senoidal, el valor pico a pico es exactamente dos veces el valor pico, ya que la forma de la onda es simétrica. Pero eso no es necesariamente el caso con todas las formas de ondas de vibración, como lo veremos dentro de poco.

Amplitud Raíz del Promedio de los Cuadrados (RPC)

Es la raíz cuadrada del promedio de los cuadrados de los valores de la onda. En el caso de una onda senoidal el valor RPC es igual a 0.707 del valor pico, pero esto es solo válido en el caso de una onda senoidal. El valor RPC es proporcional al área abajo de la curva. Si se rectifican a los picos negativos, eso quiere decir si se les hace positivos, y el área abajo de la curva resultante está promediado hasta un nivel medio este nivel es proporcional al valor **RPC**.



<p><i>Promedio de Amplitud Es sencillamente el promedio aritmético del nivel de la señal sobre tiempo. No se usa en la medición de vibración y de aquí en adelante ya no será considerada.</i></p>	<p>El valor RPC de una señal de vibración es una medida importante de su amplitud . Como lo mencionamos con anterioridad, es numericamente igual a la raíz cuadrada del promedio de los cuadrados de los valores de amplitud. Para calcular este valor, los valores instantáneos de amplitud de la onda se deben llevar al cuadrado y esos cuadrados se deben promediar durante un cierto tiempo. Este tiempo debe ser por lo menos un período de la onda para llegar al valor RPC.</p>
--	--

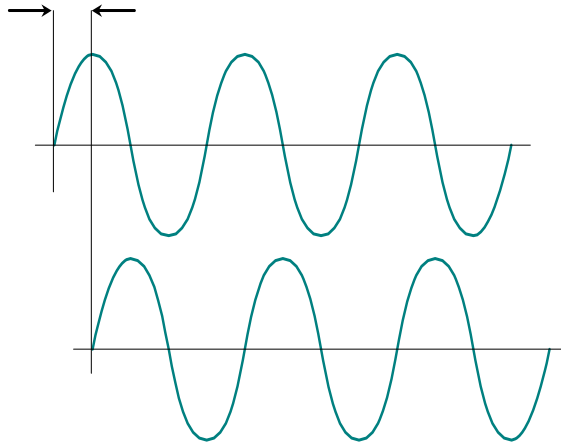
El valor RPC debe usarse en todos los calculos acerca de fuerza o energia en forma de onda. Un ejemplo de eso es la línea de corriente 117 Voltios CA. Los 117 Voltios es el valor RPC del voltaje y se usa en los cálculos de la energia vatimétrica (fuerza), que jala las máquinas conectadas. Hay que recordar que el valor RPC de una onda senoidal es 0. 707 veces el valor pico y que esa es la única forma de onda donde este es válido. Veremos dentro de poco porque esto es importante.

El Concepto de Fase

Fase es una medida de la diferencia de tiempo entre dos ondas senoidales. Aunque la fase es una diferencia verdadera de tiempo, siempre se mide en terminos de ángulo, en grados o radianes. Eso es una normalización del tiempo que requiere un ciclo de la onda sin considerar su verdadero **periodo** de tiempo.

La diferencia en fase entre dos formas de onda se llama a veces el desplazamiento de fase. Un desplazamiento de fase de 360 grados es un retraso de un ciclo o de un periodo de la onda, lo que realmente no es ningún desplazamiento. Un desplazamiento de 90 grados es un desplazamiento de 1/4 del periodo de la onda etc. El desplazamiento de fase puede ser considerado positivo o negativo;eso quiere decir que una forma de onda puede ser retrasada relativa a otra o una forma de onda puede ser avanzada relativa a otra. Esos fenómenos se llaman atraso de fase y avance de fase respectivamente.

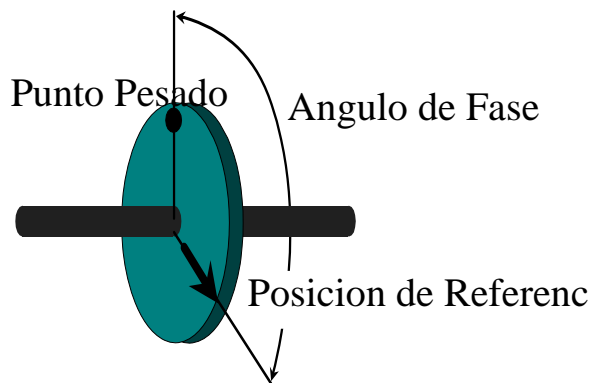
Atraso de tiempo = $1/4$ de periodo = 90 grados de



El Concepto de Fase

En este ejemplo, la curva inferior está desplazada de 90 grados con respecto a la curva superior. Eso es un atraso de tiempo de $1/4$ del período de la onda. También se podría decir que la curva superior tiene un avance de 90 grados.

La fase también se puede medir con referencia a un tiempo particular. Un ejemplo de esto es la fase de un componente desbalanceado en un rotor, con referencia a un punto fijo en el rotor, como una conexión. Para medir la fase, un impulso **disparador** debe ser generado desde un cierto punto de referencia, en la flecha. Este disparador puede ser generado por un tacómetro o por una clase de sonda óptica o magnética, que sentirá una discontinuidad en el rotor y a veces está llamada un impulso "taco".



Fase de un Rotor

El ángulo de fase se puede medir desde la posición de referencia o bien en la dirección de la rotación, o bien en la dirección opuesta a la rotación, eso es atraso de fase o avance de fase. , y varios fabricantes de máquinas usan diferentes

convenciones. En el programa Azima DLI Balance Alert, se puede seleccionar ambas direcciones, según la preferencia del operador.

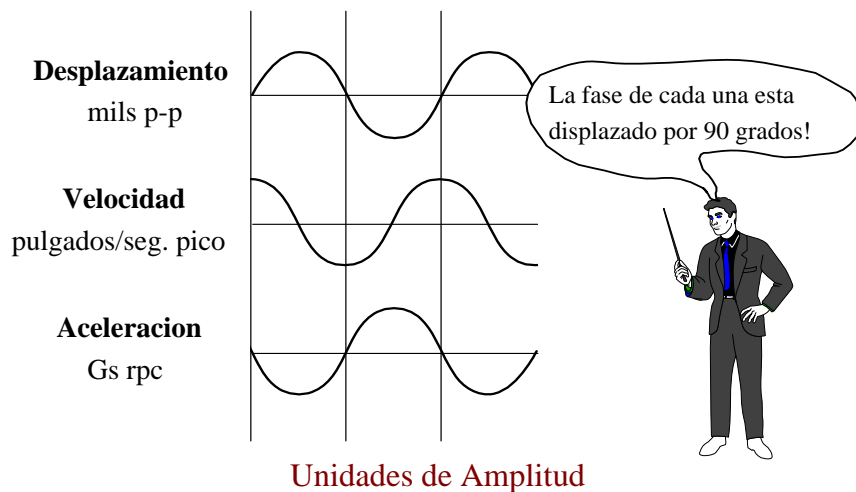
Unidades de Vibración

Hasta ahora, solamente hemos considerado el **desplazamiento** de un objeto vibrando como una medida de la amplitud de su vibración. El desplazamiento es sencillamente la distancia desde una posición de referencia, o punto de equilibrio. Aparte de un desplazamiento variable, un objeto vibrando tendrá una **velocidad** variable y una **aceleración** variable. La velocidad se define como la proporción de cambio en el desplazamiento y en el sistema inglés, se mide por lo general en pulgadas por segundo (PPS). Aceleración se define como la proporción de cambio en la velocidad y en el sistema inglés se mide en unidades **G**, o sea la aceleración promedio debida a la gravedad en la superficie de la tierra.

El desplazamiento de un cuerpo, que está sujeto a un movimiento sencillo armónico es una onda senoidal, como hemos visto. También resulta (y se puede comprobar fácilmente matemáticamente) que la velocidad del movimiento es senoidal. Cuando el desplazamiento está a su máximo, la velocidad estará cero, porque esa es la posición en la que la dirección del movimiento se da la vuelta. Cuando el desplazamiento está cero (el punto de equilibrio), la velocidad estará en su máximo. Esto quiere decir que la fase de la onda de velocidad se desplazará hacia la izquierda a 90 grados, comparada a la forma de onda del desplazamiento. En otras palabras, se dice que la velocidad tiene un avance sobre el desplazamiento de un ángulo de 90 grados fase.

Si nos recordamos que la aceleración es la proporción del cambio de velocidad, se puede demostrar que la forma de onda de aceleración de un objeto sujeto a un movimiento sencillo armónico, también es senoidal y también que cuando la velocidad está en su máximo, la aceleración es cero. En otras palabras, la velocidad no se está cambiando en este momento. Cuando la velocidad es cero, la aceleración está en su máximo--en este momento la velocidad está cambiando lo más rápido. La curva senoidal de la aceleración contra tiempo se puede ver de esta manera como desplazada en fase hacia la izquierda de la curva de velocidad y por eso la aceleración tiene un avance de 90 grados sobre la velocidad.

Las relaciones se enseñan a continuación:



Notense que la aceleración es 180 grados fuera de fase en relación al desplazamiento. Esto quiere decir que la aceleración de un objeto vibrando siempre estará en la dirección opuesta al desplazamiento.

Es posible definir otro parámetro, que es la proporción de cambio de la aceleración, y se llama **jalón**. Jalón es lo que se siente, cuando se para su carro, si se mantiene una presión constante en el pedal del freno. Realmente es la terminación brusca de la aceleración. Los constructores de elevadores les interesa la medición del jalón, ya que los pasajeros de elevadores son especialmente sensibles a las variaciones de aceleración.

Resumen de Unidades de Amplitud

En el sistema inglés de medición, el **desplazamiento** se mide generalmente en mils (milésimos de pulgada), y el valor pico a pico se usa por convención.

La **velocidad** generalmente se mide en pulgadas por segundo y la convención es de usar el valor pico o el valor RPC. Lo más común es de usar el valor pico, no porque sea mejor, pero debida a una larga tradición.

La **aceleración** se mide generalmente en Gs. 1 G es la aceleración debida a la gravedad en la superficie de la tierra. El G en realidad no es una unidad de aceleración--es sencillamente una cantidad de aceleración a que estamos sometidos como habitantes de la tierra.

A veces la aceleración se mide en pulgadas por segundo por segundo (pulgadas/seg²) o m/seg², que son unidades verdaderas. Un G es igual a 386 pulgadas / seg² o 9. 81 m/seg².

El procedimiento de convertir una señal de desplazamiento hacia velocidad o de velocidad hacia aceleración es equivalente a la operación matemática de diferenciación

Del modo contrario, la conversión de aceleración a velocidad o de velocidad a desplazamiento es la integración matemática. Es posible llevar a cabo estas operaciones con instrumentos que miden la vibración y de esta manera convertir los datos de cualquier sistema de unidades a cualquier otro. Desde un punto de vista práctico la diferenciación es un procedimiento ruidoso en si, y muy raras veces se lleva a cabo. La integración, por otra parte se lleva a cabo con mucha precisión, con un circuito eléctrico muy barato. Esa es una de las razones de que el acelerómetro de hecho es el transductor estandar para medición de vibraciones, ya que su señal de salida se puede integrar fácilmente una o dos veces para mostrar velocidad o desplazamiento.

La integración no es adecuada para señales con una frecuencia muy baja (Abajo de 1 **Hz**), ya que en esta área el nivel de ruido se va incrementando y la precisión del procedimiento de integración padece.

La mayoría de los integradores disponibles comercialmente funcionan correctamente arriba de un Hz, lo que es lo suficiente bajo para casi todas las aplicaciones de vibraciones.

Desplazamiento, Velocidad y Aceleración

Una señal de vibración grabada como desplazamiento contra frecuencia se puede convertir en una gráfica de velocidad contra frecuencia por el procedimiento de diferenciación como lo definimos con anterioridad.

Eso quiere decir que una gráfica de la velocidad de vibración tendrá un perfil escarpado hacia arriba según se incrementa la frecuencia, en comparación con la misma señal grabado como desplazamiento.

La diferenciación involucra una multiplicación por la frecuencia, y eso quiere decir que la velocidad de la vibración a cualquier frecuencia es proporcional al desplazamiento multiplicado por la frecuencia.

Para un desplazamiento dado, si se duplica la frecuencia, también se duplicará la velocidad, y si se incrementa la frecuencia diez veces, la velocidad también se incrementará con un factor de diez.

Para obtener aceleración desde velocidad, se requiere otra diferenciación, y eso resulta en otra multiplicación por la frecuencia. El resultado es que por un desplazamiento dado, la aceleración es proporcional al cuadrado de la frecuencia. Eso quiere decir que la curva de aceleración está dos veces más empinada que la curva de velocidad.

Para ilustrar esas relaciones, consideramos que tan fácil es mover la mano sobre una distancia de un pie (33 cm) a un ciclo por segundo o 1 Hz. Probablemente sería posible lograr un desplazamiento similar de la mano a 5 o a 6 Hz. Pero consideramos que tan rápido su mano se debería mover para lograr el mismo desplazamiento de un pie a 100Hz o 1000 Hz!

La segunda ley de movimiento de Newton dice que la fuerza es igual a la masa por la aceleración

Ahora vemos la enorme fuerza necesaria para mover su mano un pie a esas altas frecuencias. Según Newton, fuerza es igual a masa por aceleración, y por eso la fuerza se incrementa según el cuadrado de la frecuencia. Aquí está la razón del porque nunca se ven niveles de aceleración altos combinados con valores de desplazamientos altos. Las fuerzas enormes que serían necesarias sencillamente no se encuentran en la práctica.

Se puede ver que esas consideraciones con los mismos datos de vibración representados como gráficas de desplazamiento, velocidad y aceleración tendrán apariencias diferentes. La curva de desplazamiento pondrá el acento en las frecuencias más bajas, y la curva de aceleración pondrá el acento en las frecuencias más altas, a costo de las más bajas.

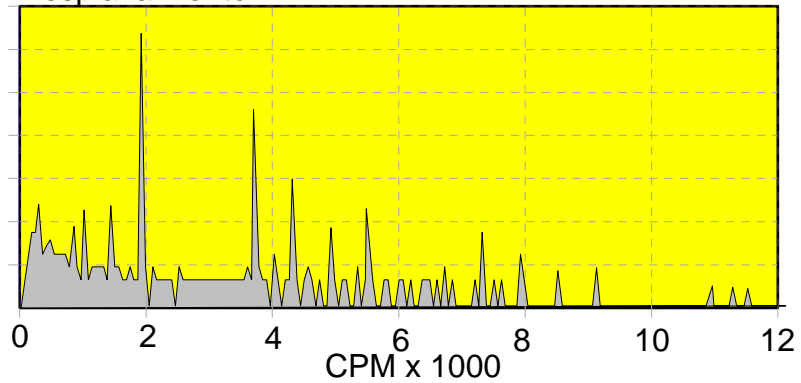
Los niveles relativos de desplazamiento, velocidad y aceleración contra frecuencia en unidades estandares inglesas se observan en las ecuaciones siguientes:

$$V = \frac{86.75A}{f}, \quad A = 0.01146Vf$$

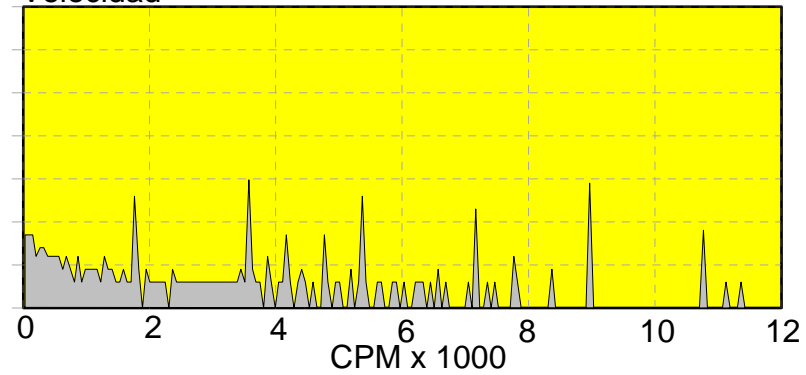
$$D = \frac{318.5V}{f}, \quad V = 0.00314fD$$

$$D = \frac{27,668A}{F^2}, \quad A = 0.0000361Df$$

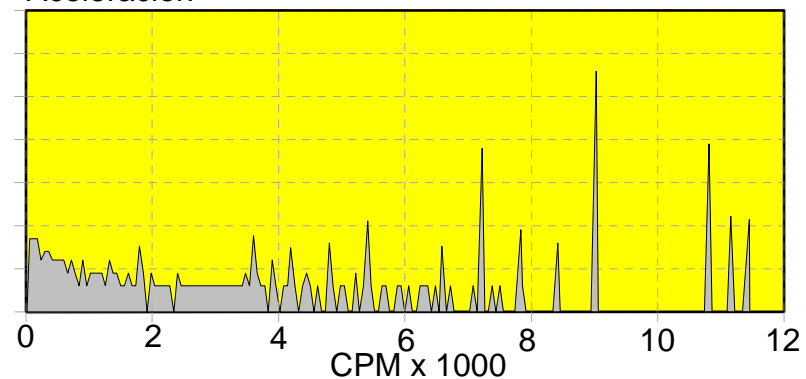
Desplazamiento



Velocidad



Aceleracion

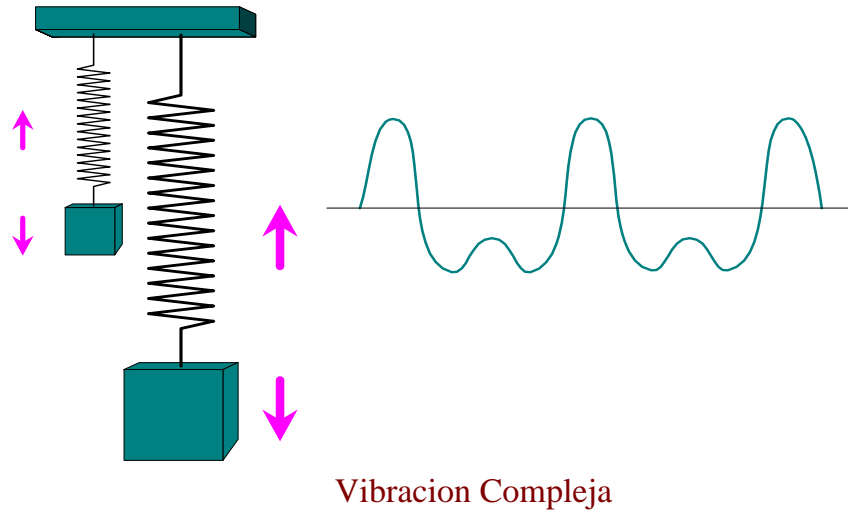


Estas tres curvas que se muestran arriba, proporcionan la misma información, pero el acento se ha cambiado. Noten que la curva de desplazamiento es más difícil de leer en las frecuencias más altas. La curva de velocidad es la más uniforme en nivel sobre frecuencia. Eso es típico para la mayoría de la maquinaria rotativa pero en algunos casos, las curvas de desplazamiento y aceleración serán las más uniformes. Es una buena idea seleccionar las unidades de tal manera que se obtenga la curva la más plana. Eso proporciona la mayor cantidad de información visual al observador. El parámetro de vibración que se usa más comúnmente en trabajos de diagnóstico de maquinaria es la velocidad.

En un sistema mecánico lineal, todos los componentes de vibración existirán juntos, y ninguno interferirá con cualquier otro. En el caso de un sistema no lineal, las vibraciones tendrán una interacción y generarán nuevos componentes que no están en la función forzada. Ver también la sección acerca de sistemas no lineales en el capítulo de Monitoreo de Maquinaria.

Vibración Compleja

La vibración es el movimiento que resulta de una fuerza oscilatoria y de un sistema mecánico **lineal**. La frecuencia de la vibración será la misma que la frecuencia forzada. Si hay varias frecuencias forzadas, que ocurren al mismo tiempo, entonces la vibración resultante será una suma de las vibraciones a cada frecuencia. Bajo esas condiciones la forma de la onda resultante no será senoidal y puede ser muy compleja.



Algunas máquinas, especialmente las que funcionan a velocidad baja, producen formas de ondas de vibraciones que pueden interpretarse con relativa facilidad directamente. También ver la sección acerca del Análisis de Dominio de Tiempo en el capítulo sobre el monitoreo de las máquinas.

En el diagrama, la vibración de alta frecuencia y la vibración de baja frecuencia se suman para resultar en una forma de onda compleja. En casos sencillos como esto, es relativamente fácil encontrar las frecuencias y las amplitudes de los dos componentes, examinando la forma de onda, pero la mayoría de las señales de vibración son mucho más complejas que esto, y pueden ser extremadamente difíciles para interpretar. En una máquina típica rotativa, muchas veces es difícil el obtener más información acerca del funcionamiento interno de la máquina, solamente estudiando la forma de la onda de vibración, aunque en algunos casos el análisis de la forma de onda es una herramienta poderosa como lo veremos en el capítulo sobre el monitoreo de las vibraciones en máquinas.

Consideraciones acerca de la Energía y la Fuerza

Para producir vibración, se requiere energía, y en el caso de vibración de máquina, esa energía viene de la fuente de poder hacia la máquina. La fuente de energía puede ser la línea de corriente CA, un motor a combustión interna, vapor accionando una turbina etc.

Energía se define como fuerza multiplicada por la distancia sobre la que la fuerza actúa, y la unidad internacional de energía es el Julio. Un Julio de energía es el equivalente de un Newton de fuerza actuando sobre una distancia de un metro. El concepto físico de trabajo es similar a el de energía, y las unidades que se usan para medir el trabajo son las mismas que se usan para medir la energía.

La cantidad de energía presente en la vibración de la máquina misma por lo general no es tan grande comparada a la energía requerida para activar la máquina para su tarea asignada.

Fuerza se define como la proporción con que se hace el trabajo, o la proporción de transferencia de energía. Según las normas internacionales se mide en Julios por segundo o Vatios. Un caballo vapor es equivalente a 746 Vatios. La fuerza es proporcional al cuadrado de la amplitud de la vibración, igual como la fuerza eléctrica es proporcional al cuadrado del voltaje o al cuadrado de la corriente.

Según la ley de la conservación de energía no se puede crear ni destruir energía, pero se puede cambiar en formas diferentes. La energía vibratoria en un sistema mecánico se disipará al final en forma de calor.

Estructuras Mecánicas

Cuando analizamos la vibración de una máquina, que es un sistema mecánico más o menos complejo es útil considerar las fuentes de la energía de vibración y las rutas en la máquina que sigue esta energía. Energía siempre se mueve o fluye de la fuente de la vibración hacia el punto de absorción, donde se transforma en calor. En algunos casos eso puede ser una ruta muy corta, pero en otras situaciones es posible que la energía viaje largas distancias antes de ser absorbida.

La más grande absorbadora de energía es la fricción, que puede ser fricción deslizadora o fricción viscosa. La fricción deslizadora tiene su origen en el movimiento relativo de las partes de la máquina, y un ejemplo de fricción viscosa es la película de aceite en un rodamiento con gorrón. Si una máquina tiene poca fricción, su nivel de vibración tiende a ser muy alto, ya que la energía de vibración se va incrementando debido a la falta de absorción. Por otra parte, una máquina con una fricción mas importante tendrá niveles de vibración mas bajos, ya que su energía se absorbe más rápidamente. Por ejemplo, una máquina con rodamientos a elementos rodantes (muchas veces se le llama rodamientos anti-fricción) vibra más que una máquina con chumaceras, donde la película de aceite absorba una cantidad importante de energía. La razón porque las estructuras de aviones son remachadas en lugar de soldadas en una unidad sólida, es que las juntas remachadas se mueven ligeramente y absorben la energía por medio de la fricción deslizadora. Eso impide que las vibraciones se incrementen hasta niveles destructivos. De una estructura de este tipo se dice que está altamente amortiguada y la **amortiguación** es en realidad una medida de su capacidad de absorción de energía.

Frecuencias Naturales

De cualquier estructura física se puede hacer un modelo en forma de un número de resortes, masas y amortiguadores. Los amortiguadores absorben la energía pero los resortes y las masas no lo hacen. Como lo vimos en la sección anterior, un resorte y

una masa interactúan uno con otro, de manera que forman un sistema que hace resonancia a su frecuencia natural característica. Si se le aplica energía a un sistema resorte-masa, el sistema vibrará a su frecuencia natural, y el nivel de las vibraciones dependerá de la fuerza de la fuente de energía y de la absorción inherente al sistema. La frecuencia natural de un sistema resorte-masa no amortiguado se da en la siguiente ecuación:

$$F_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$$

donde F_n = la frecuencia natural

k = la constante del resorte, o rigidez

m = la masa

De eso se puede ver que si la rigidez aumenta, la frecuencia natural también aumentará, y si la masa aumenta, la frecuencia natural disminuye. Si el sistema tiene absorción, lo que tienen todos los sistemas físicos, su frecuencia natural es un poco más baja y depende de la cantidad de absorción.

Un gran número de sistemas resorte-masa-amortiguación que forman un sistema mecánico se llaman "grados de libertad", y la energía de vibración que se pone en la máquina, se distribuirá entre los grados de libertad en cantidades que dependerán de sus frecuencias naturales y de la amortiguación, así como de la frecuencia de la fuente de energía.

Por esta razón, la vibración no se va a distribuir de manera uniforme en la máquina. Por ejemplo, en una máquina activada por un motor eléctrico una fuente mayor de energía de vibración es el desbalanceo residual del rotor del motor. Esto resultará en una vibración medible en los rodamientos del motor. Pero si la máquina tiene un grado de libertad con una frecuencia natural cerca de las RPM del rotor, su nivel de vibraciones puede ser muy alto, aunque puede estar ubicado a una gran distancia del motor. Es importante tener este hecho en mente, cuando se hace la evaluación de la vibración de una máquina. --la ubicación del nivel de vibración máximo no puede estar cerca de la fuente de energía de vibración. La energía de vibración frecuentemente se mueve por largas distancias por tuberías, y puede ser destructiva, cuando encuentra una estructura remota con una frecuencia natural cerca de la de su fuente.

Resonancia

Ejemplos de sistemas mecánicos con alta resonancia son campanas y diapasones.

La resonancia es un estado de operación en el que una frecuencia de excitación se encuentra cerca de una **frecuencia natural** de la estructura de la máquina. Una frecuencia natural es una frecuencia a la que una estructura vibrará si uno la desvía y después la suelta. Una estructura típica tendrá muchas frecuencias naturales. Cuando ocurre la resonancia, los niveles de vibración que resultan pueden ser muy altos y pueden causar daños muy rápidamente.

Bajo ninguna circunstancia se debe operar una máquina a la frecuencia de resonancia !

En una máquina que produce un espectro ancho de energía de vibración, la resonancia se podrá ver en el espectro, como un pico constante aunque varíe la velocidad de la máquina. El pico puede ser agudo o puede ser ancho, dependiendo de la cantidad de amortiguación que tenga la estructura en la frecuencia en cuestión.

Para determinar si una máquina tiene resonancias prominentes se puede llevar a cabo una o varias pruebas con el fin de encontrarlas:

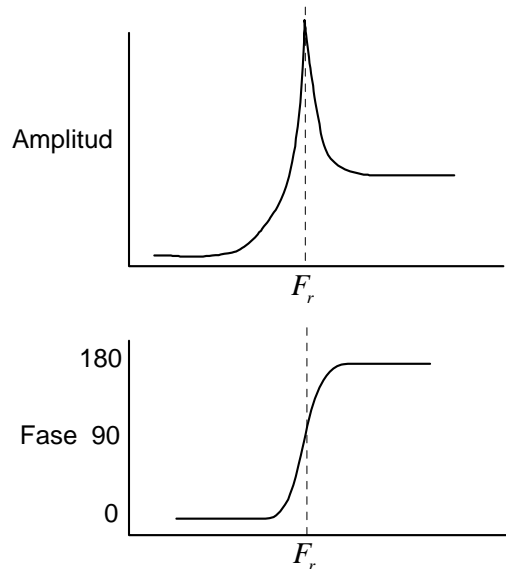
- La prueba del Impacto. Se pega a la máquina con una masa pesada, como una viga de madera, de cuatro por cuatro, o el pie -con bota- de un jugador de futbol, mientras que se graban los datos. Si hay una resonancia, la vibración de la máquina ocurrirá a la frecuencia natural, mientras que ella se está extinguiendo.
- El arranque y rodamiento libre. Se prende y se apaga la máquina, mientras que se graban datos de vibración y de tacómetro. La forma de onda de tiempo indicará un máximo, cuando las RPM igualan las frecuencias naturales.
- La prueba de la velocidad variable: en una máquina cuya velocidad se puede variar en un rango ancho, se varía la velocidad, mientras que se están grabando datos de vibración y de tacómetro. La interpretación de los datos se hace como en la prueba anterior.

La gráfica abajo muestra una curva de respuesta idealizada de resonancia mecánica. El comportamiento de un sistema resonante, cuando se le somete a una fuerza externa, es interesante y va un poco en contra la intuición. Depende mucho de la frecuencia de la fuerza de excitación. Si la frecuencia forzada es más baja que la frecuencia natural, -en otras palabras a la izquierda del pico, entonces el sistema se comporta como un resorte y el desplazamiento está proporcional a la fuerza. El resorte de la combinación resorte-masa hace el sistema resonante y está dominante al determinar la respuesta del sistema. En esta área, controlada por el resorte, el sistema se comporta de acuerdo con nuestra intuición, reaccionando con un movimiento más amplio cuando se le aplica una fuerza más grande, y el movimiento está en fase con la fuerza.

En el área arriba de la frecuencia natural, la situación es diferente. Aquí la masa es el elemento que controla. El sistema parece una masa a la que se le aplica una fuerza. Eso quiere decir que la aceleración es proporcional a la fuerza aplicada y el desplazamiento es relativamente constante con la frecuencia que cambia. El desplazamiento está fuera de fase en esta área con la fuerza.

Cuando se empuja al sistema, este se mueve hacia el que está empujando y vice versa.

A la resonancia misma, el sistema se comporta totalmente diferente en presencia de una fuerza aplicada. Aquí, los elementos resorte y masa se cancelan el uno al otro, y la fuerza solamente ve la amortiguación o la fricción en el sistema. Si el sistema está ligeramente amortiguado es como si se empuja al aire. Cuando se le empuja, se aleja de su propia voluntad. En consecuencia, no se puede aplicar mucha fuerza al sistema en la frecuencia de resonancia, y si uno sigue intentandolo, la amplitud de la vibración se va a incrementar hasta valores muy altos. Es la amortiguación que controla el movimiento de un sistema resonante a su frecuencia natural.



Ejemplos de resonancias en máquinas son las llamadas frecuencias críticas de flechas rotativas,

El ángulo de fase entre la vibración de la fuente de excitación y la respuesta de la estructura siempre es de 90 grados a la frecuencia natural.

En el caso de rotores largos, como en turbinas, las frecuencias naturales se llaman "frecuencias críticas" o "velocidades críticas" y se debe cuidar que estas máquinas no operen a velocidades donde 1x o 2x corresponde a esas frecuencias críticas.

Sistemas Lineales y No Lineales

Para ayudar a entender la transmisión de vibración a través de una máquina es conveniente investigar el concepto de linealidad y lo que significa sistemas lineales y no lineales. Dentro de poco, estudiaremos escalas de amplitud y de frecuencia lineales y logarítmicos, pero el termino "lineal" también se refiere a las características de un sistema que puede tener señales de entrada y de salida. Un sistema es cualquier aparato o estructura que puede aceptar una señal de entrada o estímulo en alguna forma y producir una señal de salida o respuesta. Ejemplos de sistemas son grabadoras y amplificadoras, que funcionan con señales eléctricas y estructuras mecánicas en las que las señales de entrada son fuerzas de vibración y las señales de salida son **desplazamientos, velocidades y aceleraciones** de vibraciones.

Definición de linealidad.

Se dice que un sistema es lineal, cuando cumple con los dos criterios siguientes:

1. Si una entrada X al sistema produce una salida X , entonces una entrada $2X$ producirá una salida $2X$. En otras palabras, la magnitud de la salida del sistema es proporcional a la magnitud de la entrada del sistema.
2. Si una entrada X produce una salida X , y una entrada Y produce una salida Y , entonces una entrada $X+Y$ producirá $X+Y$. En otras palabras, el sistema maneja dos entradas simultáneas de manera independiente y esas no interactúan en el sistema. Esos criterios implican el hecho que un sistema lineal no producirá frecuencias de salida, que no estén presentes en la entrada.

Observen que no hay nada en estos criterios que diga que la salida del sistema es la misma que la entrada, o que la salida se parece a la entrada. Por ejemplo la entrada

podría ser una corriente eléctrica y la salida podría ser una temperatura. En el caso de estructuras mecánicas como máquinas consideraremos la entrada como una fuerza vibratoria y la salida como la vibración medida.

No linealidades en Sistemas

La linealidad con absoluta perfección no existe en ningún sistema real. Hay muchos tipos diferentes de no linealidad y existen en varios grados en todos los sistemas mecánicos, aunque muchos sistemas actuales se acercan a un comportamiento lineal, especialmente con niveles de entrada pequeños. Si un sistema no es lineal, producirá frecuencias en su salida, que no existen en su entrada. Un ejemplo es un amplificador estereo o una grabadora que produce armónicos de su señal de entrada.

Esto se llama distorsión armónica y disminuye la calidad de la música reproducida. La distorsión armónica casi siempre es peor con señales de niveles altos. Un ejemplo es una radio pequeña que suena relativamente "limpia" a nivel de volumen bajo, pero chilla de manera distorsionada a niveles de volumen altos.

Muchos sistemas son casi lineales en respuesta a entradas pequeñas, pero se vuelven no lineales a niveles de excitación superiores. A veces existe un umbral definido. Las señales de entrada, ligeramente superiores a este umbral resultan no lineales en una gran proporción. Un ejemplo de este es el corte de un amplificador cuando el nivel de su señal de entrada excede el voltaje o la capacidad de oscilación de su suministro de energía. Este es análogo a un sistema mecánico donde una parte se puede mover libremente hasta que pega con un tope, como un carter de rodamiento flojo, que se puede mover un poco antes de que le paran los pernos de montaje.

No linealidades en Máquinas rotativas

Como lo vimos, la vibración de una máquina es su respuesta a fuerzas causadas por sus partes moviéndose en la máquina. Medimos la vibración en varios lugares en la máquina y de estas mediciones deducimos la magnitud de las fuerzas. Midiendo la frecuencia de la vibración suponemos que las fuerzas se presentan a la misma frecuencia que la respuesta, y que los niveles medidos son proporcionales a la magnitud de las fuerzas. Este razonamiento supone que la máquina es lineal. En su respuesta a las funciones forzadas, y para la mayoría de las máquinas eso es una suposición razonable.

Pero a medida que se desgasta una máquina, y que aumentan los juegos, o si se forman grietas o holgura, la respuesta ya no seguirá siendo lineal. El resultado es que la vibración medida puede ser muy diferente que las funciones forzadas. Por ejemplo un rotor desbalanceado comunica una fuerza senoidal en la frecuencia $1x$ al rodamiento, y esta fuerza no contiene ninguna otra frecuencia. Si la estructura mecánica de la máquina está no lineal esta fuerza **senoidal** será distorsionada y la vibración resultante ocurrirá en los armónicos de $1x$ y también en $1x$. El rango y la magnitud del contenido armónico de la vibración es una medida del grado de no linealidad de la máquina.

Por ejemplo la vibración de un rodamiento con gorrón contendrá cantidades y magnitudes de armónicos más y más grandes, a medida de que el juego en el rodamiento va aumentando.

Acoplamientos flexibles son no lineales, cuando son desalineados y esto es la razón que su firma de vibración contiene un fuerte segundo armónico de $1x$. Muchas veces, acoplamientos desgastados y desalineados producen un fuerte tercer armónico de $1x$. Cuando las fuerzas que actúan en frecuencias diferentes interactúan de una manera no lineal, en una máquina, el resultado es la generación de

frecuencias de suma y de diferencias-nuevas frecuencias que no están presentes en las frecuencias forzadas. Esas frecuencias de suma y de diferencia son las **bandas laterales** que se encuentran en los espectros de cajas de engranes defectuosas, rodamientos con elementos rodantes, etc. En el caso de una caja de engranes una frecuencia forzada es el engranaje y la otra son las rpm del engrane. Si el engrane está excéntrico, o deformado de otra manera, las rpm causarán una **modulación** del engranaje y el resultado serán las bandas laterales. La modulación siempre es un proceso no lineal que crea nuevas frecuencias que no existen en las funciones forzadas.

Análisis de Frecuencia

Para circumvalar las limitaciones del análisis de la forma de onda, la práctica más común es de llevar a cabo un análisis de frecuencias, también llamado análisis de **espectro** de la **señal** de vibración. La gráfica en el dominio del tiempo se llama la forma de onda, y la gráfica en el dominio de la frecuencia se llama el espectro. El análisis del espectro es equivalente al transformar la información de la señal del **dominio** de tiempo en el dominio de la frecuencia.

Las relaciones siguientes son válidas entre tiempo y frecuencia:

$$Tiempo = \frac{1}{Frecuencia}$$

$$Frecuencia = \frac{1}{Tiempo}$$

Un horario de ferrocarril nos enseña la equivalencia de la información en los dominios de tiempo y de frecuencia.

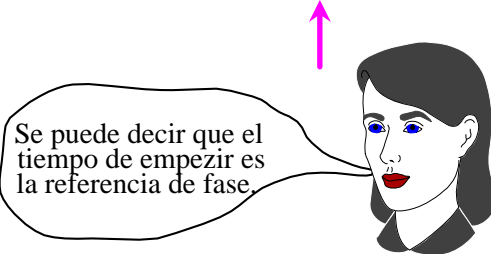
Tiempo

06:10
06:30
06:50
07:10
07:30
07:50
08:10
08:30

·
·
·

Frecuencia

Cada 20 Minutos,
Empezando a 06:10



El Horario del Tren

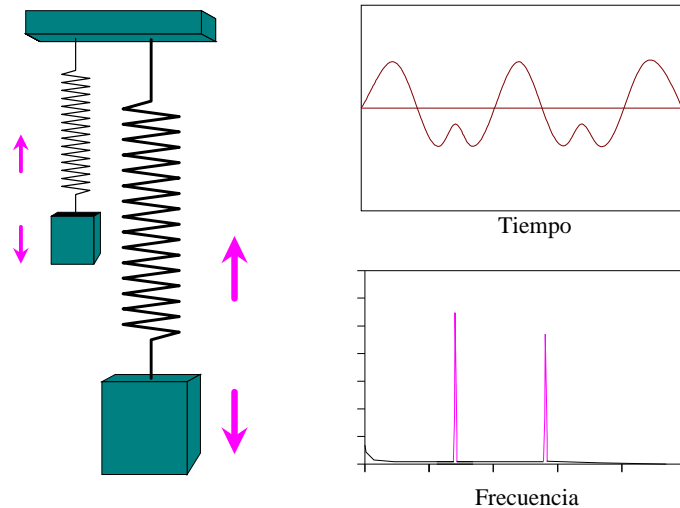
La representación de la frecuencia en este caso es más breve que la representación del tiempo. Eso es una reducción de datos.

Noten que la información es la misma en ambos dominios, pero que en el dominio de frecuencia está mucho más compacto. Un horario muy largo ha sido compactado en dos renglones en el dominio de frecuencia. Es una regla general de la

característica de la transformación que los eventos que ocurren en un tiempo largo sean comprimidos a sus lugares específicos en el dominio de frecuencia.

Porque llevar a cabo un Análisis de Frecuencia?

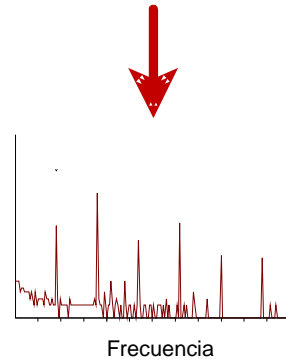
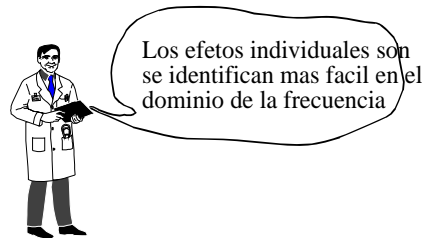
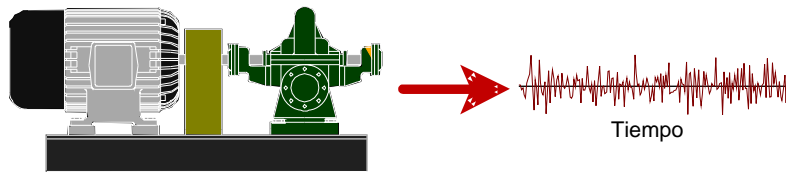
En el dibujo de abajo observen que los diferentes componentes son separados y distintos en el espectro y que sus niveles pueden ser fácilmente identificados. Sería difícil de extraer esta información de la forma de onda en el dominio de tiempo.



Dominio de Tiempo vs. Dominio de Frecuencia

Se ha argumentado que la razón para el uso generalizado del análisis de frecuencia es la gran disponibilidad del analizador TRF barato!

En el dibujo siguiente, vemos que algunos eventos que se traslapan y que son confusos en el dominio de tiempo están separados en sus componentes individuales en el dominio de la frecuencia. La forma de la onda de vibración contiene una gran cantidad de información que no es aparente. Parte de la información está en las componentes de nivel muy bajo, la magnitud de los que puede ser menos ancho que la línea de la gráfica, de la forma de onda. Pero estos componentes de bajo nivel pueden ser importantes, si son una indicación de un problema que está creciendo, como una falta en un rodamiento. La esencia del mantenimiento predictivo es la detección temprana de faltas incipientes. Por eso hay que ser sensible a valores muy pequeños de señales de vibración como lo veremos dentro de poco.



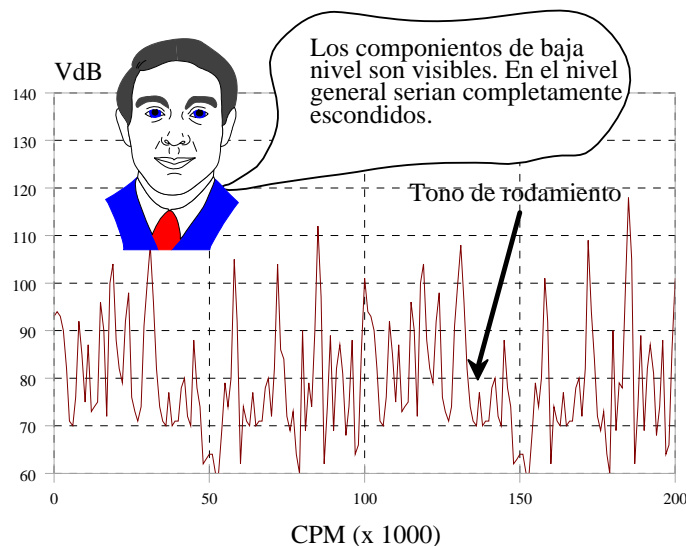
Por otra parte, hay circunstancias, donde la forma de onda nos proporciona más información que el espectro.

Como hacer un Análisis de Frecuencia

Antes de investigar el procedimiento de la realización de análisis de espectro vamos a estudiar los diferentes tipos de señales con que vamos a trabajar.

Desde un punto de vista teórico y práctico es posible dividir todas las señales del dominio del tiempo en varios grupos. Estas señales diferentes producen diferentes tipos de espectros, y para evitar errores cuando llevamos a cabo el análisis de frecuencias, es conveniente conocer sus características.

En el dibujo siguiente un componente de muy bajo nivel representa una falla incipiente en un rodamiento, y no se hubiera notado en el dominio de tiempo o en el nivel general de vibración. Recuerden que el **nivel general** es sencillamente el nivel RPC de la forma de la onda en un rango largo de frecuencias y que un pequeño disturbio como un tono de rodamiento, como lo enseñamos aqui, podría duplicar o cuadruplicar en nivel antes de afectar al RPC general.

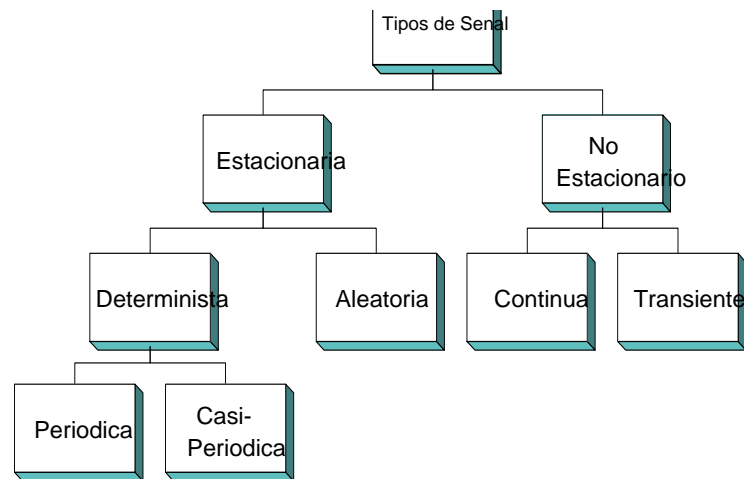


Por otra parte, hay circunstancias, donde la forma de onda nos proporciona más información que el espectro.

Como hacer un Análisis de Frecuencia

Antes de investigar el procedimiento de la realización de análisis de espectro vamos a estudiar los diferentes tipos de señales con que vamos a trabajar.

Desde un punto de vista teórico y práctico es posible dividir todas las señales del dominio del tiempo en varios grupos. Estas señales diferentes producen diferentes tipos de espectros, y para evitar errores cuando llevamos a cabo el análisis de frecuencias, es conveniente conocer sus características.



Señales

Señales Estacionarias

La primera división natural de todas las señales es en las categorías estacionarias y no estacionarias. Las señales estacionarias son constantes en sus parámetros estadísticos sobre tiempo. Si uno observa una señal estacionaria, durante unos momentos y después espera una hora y vuelve a observar, esencialmente se vería igual, eso es, su nivel general sería casi lo mismo y su distribución de amplitud y su **desviación estandar** serían casi lo mismo. La maquinaria rotativa generalmente produce señales de vibración estacionarias.

Las señales estacionarias se dividen en señales deterministas y aleatorias. Las señales aleatorias son impredecibles en cuanto a su contenido de **frecuencia** y a su nivel de amplitud, pero todavía tienen características estadísticas relativamente uniformes sobre tiempo.

Ejemplos de señales aleatorias son lluvia cayendo en un techo, ruido de un motor a reacción, turbulencia en los patrones de flujo de una bomba y **cavitación**.

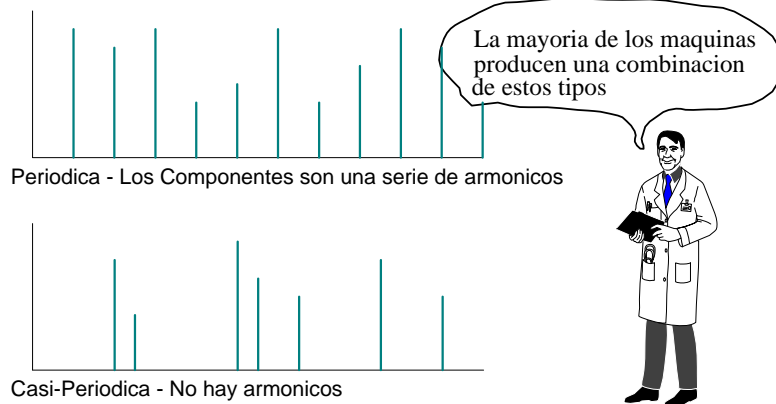
Señales Deterministas

Señales deterministas son una clase especial de señales estacionarias y tienen un contenido de frecuencia y de nivel relativamente constante por un largo periodo de tiempo.

Señales deterministas son generadas por maquinaria rotativa, instrumentos musicales, y generadores de funciones eléctricas. Se pueden dividir en señales periódicas, y **casi periódicas**. Señales **periódicas** tienen formas de ondas con un patrón que se repite a igual distancia en el tiempo. Señales casi periódicas tienen formas de onda con una repetición variable en el tiempo, pero que parece ser periódica al ojo del observador.

A veces maquinaria rotativa producirá señales casi periódicas, especialmente equipo activado por banda.

Las señales deterministas son probablemente las más importantes en el análisis de vibraciones y sus espectros se ven así:



Espectros de Senales Deterministas

Señales periódicas siempre producen espectros con componentes a frecuencia discreta que son una serie **armónica**. El término "armónico" viene de la música donde los armónicos son múltiplos de la frecuencia fundamental.

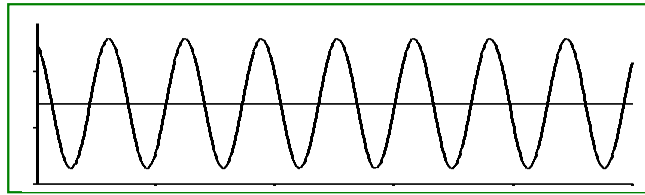
La mayoría de las señales casi periódicas son una combinación de varias series armónicas.

Señales no estacionarias

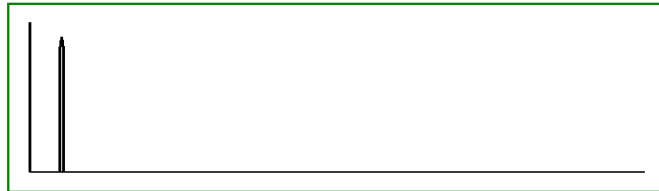
Señales no estacionarias se dividen en continuas y transientes. Ejemplos de señales no estacionarias continuas son la vibración producida por una perforadora manual, y el sonido de fuegos artificiales. Transientes se definen como señales que empiezan y terminan al nivel cero y duran una cantidad de tiempo finita. Pueden ser muy breves o bastante largos. Ejemplos de transientes son un golpe de un martillo, el ruido de un avión que pasa, o la firma de vibración de una máquina arrancando o terminando de funcionar.

Ejemplos de algunas Ondas y sus Espectros

A continuación examinamos algunas formas de onda y sus espectros que enseñan algunas características importantes del análisis de frecuencia. Aunque estas son idealizadas, ya que fueron hechos por un generador de función electrónico, y analizadas por un analizador TRF, tienen algunos atributos, que se ven generalmente en **espectros** de máquinas.



Tiempo

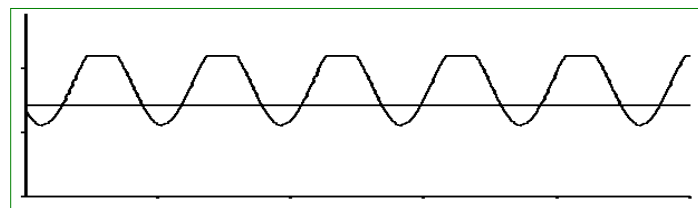


Frecuencia

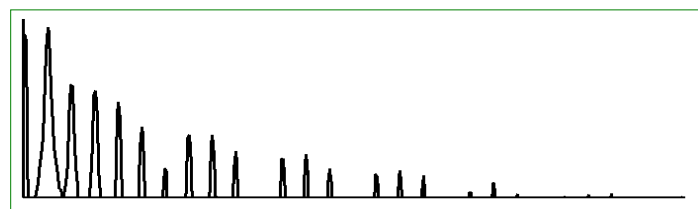
El Espectro de un Onda Senoidal

Una onda senoidal consiste de una frecuencia única, y su espectro es un punto único. Teóricamente, una onda senoidal existe un tiempo infinito y nunca cambia. La transformada matemática, que convierte la forma de la onda del dominio del tiempo al dominio de la frecuencia se llama la **transformada de Fourier** y comprime toda la información en la onda senoidal de un tiempo infinito en un punto. El hecho que el pico en el espectro que mostramos arriba tiene una anchura finita, es un artefacto del análisis TRF que comentaremos más adelante.

Una máquina desbalanceada tiene una fuerza de **excitación** que es una onda senoidal en 1x o bien una vez por revolución. Si la máquina fuera perfectamente lineal, en su respuesta, la vibración resultante sería una onda senoidal pura, como la muestra de arriba. En muchas máquinas con balanceo deficiente, la forma de onda si se parece a una onda senoidal y en el espectro hay un pico de vibración importante en 1x.



Tiempo



Frecuencia

El Espectro de una Senal Periodica

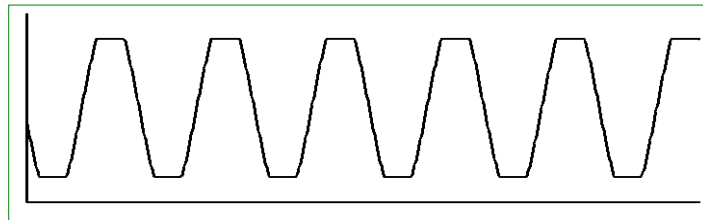
Aquí vemos que un espectro armónico es el resultado de una forma de onda periódica, en este caso una onda senoidal recortada. El espectro contiene componentes a distancias iguales, y su distancia es igual a 1 dividido entre el

periodo de la forma de onda. El más bajo de los componentes arriba de la frecuencia cero se llama la fundamental y los otros los armónicos. Esta forma de onda viene de un generador de señal y se puede ver que alrededor de la línea cero no es simétrica. Eso quiere decir que tiene un componente **CD** y este se ve como la primera línea a la izquierda del espectro. Este sirve para ilustrar que un análisis de espectro puede extenderse toda la distancia, hasta la frecuencia cero ó en terminología común hasta **CD**.

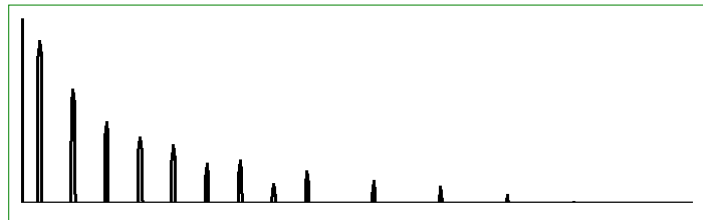
En el análisis de vibraciones de maquinaria, generalmente no es deseable incluir frecuencias tan bajas en el análisis del espectro y esto por varias razones. La mayoría de los transductores no responden a la **CD** aunque si hay acelerómetros que se usan en la navegación por inercia, que responden a la **CD**. Para vibración de máquina la frecuencia más baja que se considera de interés es alrededor de 0.3 orden. En algunas máquinas este será abajo de 1 Hz. Se necesitan técnicas especiales para medir e interpretar señales abajo de esta frecuencia.

Se puede observar que este espectro consiste de puntos discretos, por definición la señal es determinista

Es común en firmas de vibración de máquinas de ver una forma de onda recortada como se muestra arriba. Esto quiere decir que hay holgura en la máquina y algo está restringiendo su movimiento en una dirección.



Tiempo



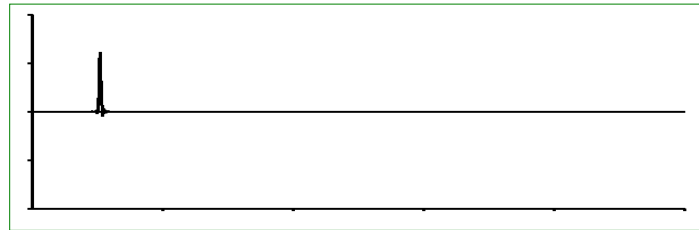
Frecuencia

El Espectro de una Señal Periodica

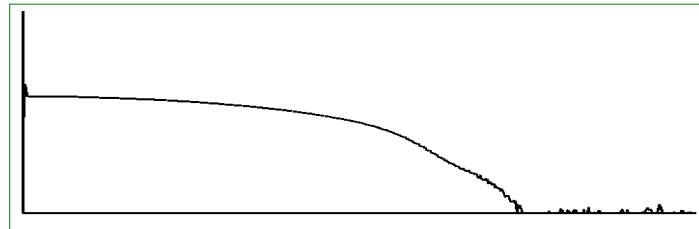
La señal mostrada arriba es similar a la anterior pero está recortada por ambos lados, positivos y negativos, y el resultado es una forma de onda simétrica. Este tipo de señal puede ocurrir en vibración de maquinaria si hay holgura en la máquina y si el movimiento está restringido en ambas direcciones. El espectro parece tener armónicos pero solamente son los armónicos noes. Todos los armónicos pares faltan. Cualquier forma de onda periódica, simétrica tendrá un espectro con solamente los armónicos noes. El espectro de una onda cuadrada también se vería así.

A veces el espectro de vibración de una máquina se parecerá a esto, si la holgura es extrema, y si el movimiento de la parte en vibración está restringido en ambos extremos del desplazamiento.

Una máquina desbalanceada con un perno de sujeción flojo es un ejemplo de esto.



Tiempo



Frecuencia

El Espectro de un Impulso Corto

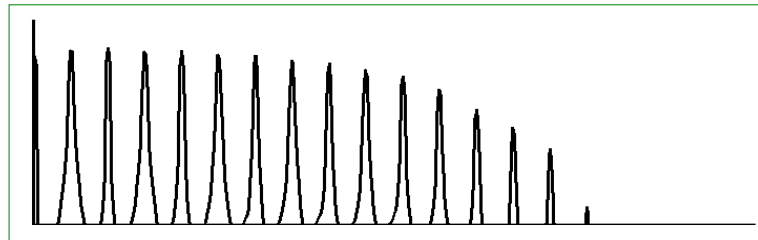
Arriba se muestra un impulso producido por un generador de señal. Observen el espectro, es continuo en lugar de discreto. En otras palabras, la energía en el espectro está repandida en un rango de frecuencias en lugar de ser concentrada solo en frecuencias específicas. Esto es característico de señales no deterministas, tales como el ruido aleatorio y transientes. Se puede ver que el nivel del espectro se va a cero en una frecuencia particular. Esa frecuencia es el recíproco de la longitud del impulso. Por eso, más corto el impulso, más grande su contenido en altas frecuencias. Si el impulso sería infinitamente corto (la llamada función delta en las matemáticas) entonces su espectro se extendería de cero a infinito en frecuencias.

Cuando se examina un espectro continuo es generalmente imposible determinar si es el resultado de una señal aleatoria o transiente. Esto es una limitación inherente del análisis de frecuencias, tipo Fourier, y por esta razón es buena idea estudiar la forma de onda, cuando se encuentra un espectro continuo. En cuanto a la vibración de la maquinaria es de interés para el analista si ocurren impactos, (causando impulsos en la forma de onda) o si está presente ruido aleatorio, (por ejemplo debido a cavitación) en la señal.

Un impulso único raramente está producido por una máquina giratoria, pero en la prueba del impulso este tipo de **excitación** se aplica a la máquina. Su respuesta en vibración no será una curva suave clásica, como esta, pero será continua con picos correspondientes en las frecuencias naturales de la estructura de la máquina. Este espectro nos enseña que el impulso es una buena fuerza de entrada que se puede usar en este tipo de pruebas, ya que contiene energía en un rango continuo de frecuencias.



Tiempo



Frecuencia

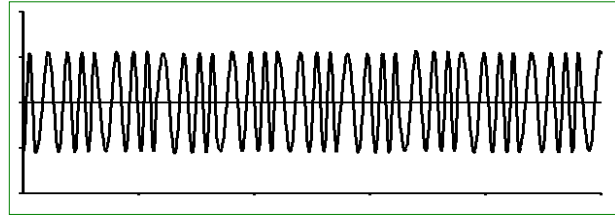
El Espectro de un Tren de Pulsos

Si el mismo impulso que produjo el espectro anterior se repite a una razón constante, el espectro que resultará tendrá una envolvente, con la misma forma que el espectro del impulso único, pero consistirá de los armónicos de la **frecuencia** de repetición del pulso en lugar de un espectro continuo.

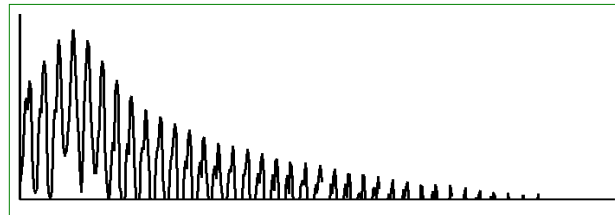
Este tipo de señal se produce por un rodamiento con un defecto en uno de los anillos. Los impulsos pueden ser muy angostos y siempre producirán una serie importante de armónicos.

Efectos de Modulación

Modulación es un efecto no lineal en el cual varias señales interactúan unas con otras para producir nuevas señales con frecuencias que no estaban presentes en las señales originales. Los efectos de la modulación son la damnación del ingeniero audio, ya que producen distorsión intermodular que es molesta para el auditor de música. Hay muchas formas de modulación incluyendo la modulación de frecuencia, y de amplitud y el sujeto es muy complejo. Ahora estudiaremos individualmente a los dos tipos de modulación.



Tiempo



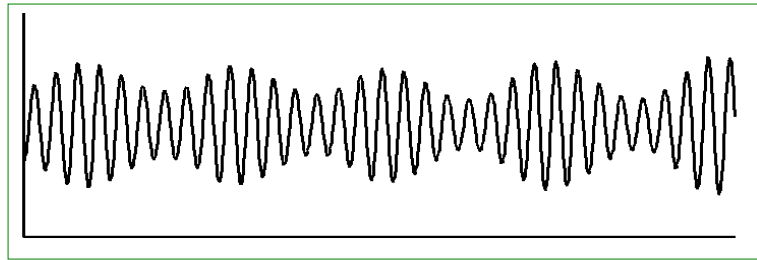
Frecuencia

El Espectro de una Onda Senoidal Modulada en Frecuencia

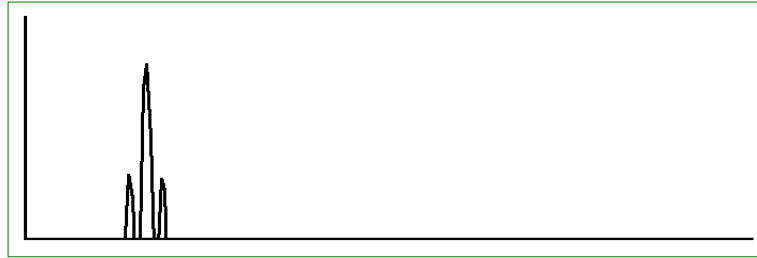
Es raro ver la modulación de frecuencia sola. La mayoría de las máquinas producirán modulación de amplitud al mismo tiempo que modulación de frecuencia

La modulación de frecuencia (FM) es la variación en frecuencia de una señal, debido a la influencia de otra señal, generalmente de frecuencia más baja. La frecuencia que se está modulando, se llama la **cargadora**. En el espectro mostrado arriba, el componente más importante es la cargadora, y los otros componentes, que parecen armónicos se llaman **bandas laterales**. Esas bandas laterales se ubican simétricamente de cada lado de la cargadora, y su distancia es igual a la frecuencia moduladora.

Modulación de frecuencia ocurre en espectros de vibración de máquinas, especialmente en cajas de engranes, donde la frecuencia del engranaje está modulada por las rpm del engrane. También ocurre en algunos altavoces, de sistemas de sonido, donde se llama distorsión FM, aunque generalmente a un nivel muy bajo.



Tiempo



Frecuencia

El Espectro de una orma de Ond Modulaa in Amplitud

Este ejemplo nos muestra una modulación de amplitud a cerca de 50% de la modulación total.

Se nota que la frecuencia de la forma de onda parece ser constante y que el nivel está fluctuando en una proporción constante. Esta señal de prueba fue producida, variando rápidamente el control de ganancia, en un generador de función, mientras que se grababa la señal.

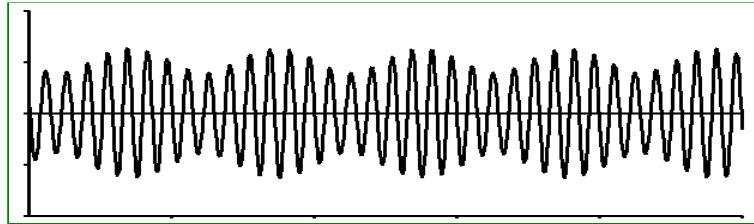
Este tipo de señal se produce frecuentemente en engranes y rodamientos con defectos y se puede identificar facilmente por las bandas laterales en el espectro.

El espectro tiene un pico en la frecuencia cargadora, y dos componentes a cada lado. Estos componentes suplementarios son las bandas laterales. Noten que aqui solamente hay dos bandas laterales en comparación con la gran cantidad producida por la modulación de frecuencia. Las bandas de frecuencia están a una distancia de la cargadora, igual a la frecuencia de la señal moduladora, en este caso en la frecuencias a la que se movió el botón del control. En este ejemplo, la frecuencia moduladora es mucha más baja que la frecuencia modulada, o cargadora, pero en situaciones prácticas, las dos frecuencias están cerca una de otra.

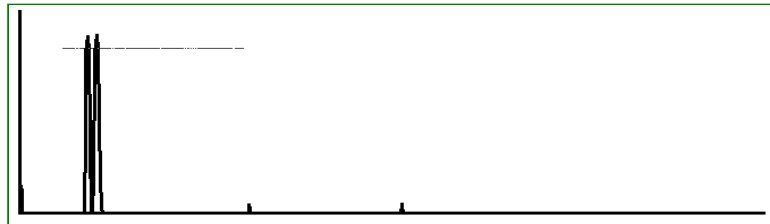
Estas frecuencias son ondas senoidales, pero en la práctica, la señal modulada y la moduladora muchas veces son complejas. Por ejemplo, la señal que transmite un radio AM, contiene una cargadora de alta frecuencia, y muchas bandas laterales, que son el resultado de la emisión de la modulación de la cargadora por la señal de la voz o de la música.

Una firma de vibración o acústica similar a esto, se genera muchas veces en motores eléctricos con problemas en las barras del rotor.

Pulsos



Tiempo



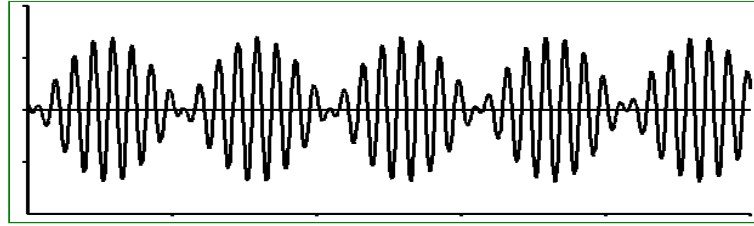
Frecuencia

El Espectro de un Senal de Pulsos

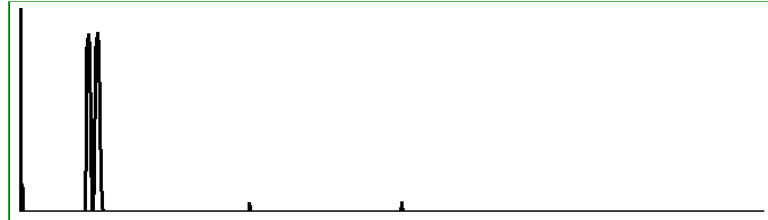
Es casi imposible ver la diferencia entre pulsaciones y modulación de amplitud, estudiando la forma de onda. Las dos son procesos fundamentalmente diferentes, causados por fenómenos diferentes en las máquinas. El espectro cuenta toda la historia.

Esta forma de onda se vé como modulación de amplitud pero en realidad son dos señales de onda senoidal que se sumaron para formar pulsos. Ya que las señales son ligeramente diferentes en frecuencia, su fase relativa varía de 0 a 360 grados, y eso quiere decir que la amplitud combinada varía, debido al reforzamiento y a la cancelación parcial. El espectro enseña la frecuencia y la amplitud de cada componente y no hay bandas laterales. En este ejemplo, las amplitudes de las dos señales son diferentes, provocando una cancelación incompleta en los puntos cero entre las máxima. Pulsar es un procedimiento lineal. No crea componentes de frecuencia adicionales.

Los motores eléctricos a veces producen firmas de sonido y de vibración que se parecen a pulsaciones, en las que la proporción de pulsaciones es dos veces la **frecuencia de deslizamiento**. Esto no es pulsación; en realidad se trata de modulación de amplitud de la firma de vibración a dos veces la frecuencia de deslizamiento. Probablemente se le ha llamado pulsación porque suena un poco como las pulsaciones que se encuentran en el sonido de un instrumento de música desafinado.



Tiempo

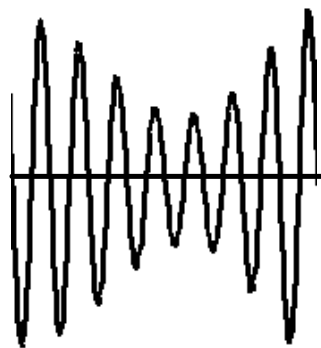


Frecuencia

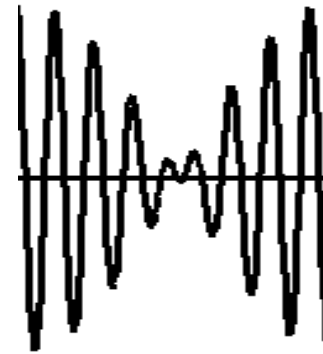
El Espectro de un Senal de Pulsacion

Esto parece modulación de amplitud a 100%!

Este ejemplo de pulsación es como lo anterior, pero los niveles de las dos señales son iguales y se cancelan completamente en los puntos cero. La cancelación completa se ve raramente en señales verdaderas, que se encuentran en equipo rotativo.



Modulacion de Amplitud



Pulsaciones

Modulacion de Amplitud vs Pulsaciones

Anteriormente, hemos visto que las pulsaciones y la modulación de amplitud producen formas de onda similares. Esto es correcto, pero hay una diferencia sutil. Estas formas de onda fueron amplificadas para obtener más claridad. Noten que en el caso de las pulsaciones hay un cambio de fase en el punto donde la cancelación está completa.

Análisis de la Banda de Octavas y de un Tercio de Octavas

Escalas de frecuencias logarítmicas

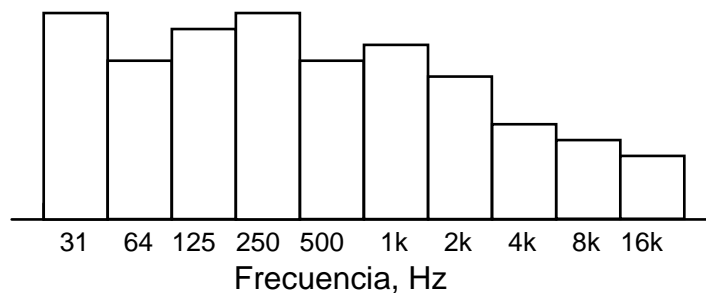
Hasta aquí, la única clase de análisis de frecuencia que estudiamos, ha sido en una escala lineal. Eso quiere decir que el eje de las frecuencias está puesto de manera lineal. Esto es adecuado para un análisis de frecuencias con una resolución de frecuencia constante a través del rango de las frecuencias. Eso se llama análisis de banda angosta. El analizador TRF realiza esta clase de análisis.

Hay muchas situaciones donde se requiere de un análisis de frecuencia, pero donde el análisis de banda angosta no presenta los datos en su forma más útil. Un ejemplo de esto es el análisis del ruido acústico donde se estudia el índice de molestias a un observador humano. El mecanismo de audición humano es sensible a proporciones de frecuencias más que a frecuencias. La frecuencia de un sonido determinará su altura como percibido por un auditor y una proporción de dos veces una frecuencia se escucha como un cambio de altura de **una octava**, sin que importe cuales fueran las frecuencias. Si por ejemplo se sube un sonido de 100 Hz a 200 Hz, su altura se subirá una octava: Un sonido de 1000 Hz cuando se sube a 2000 Hz también se subirá una octava en altura. El hecho es válido con tanta precisión en un rango importante de frecuencias, que es conveniente definir una octava como una proporción de frecuencias de dos, aunque la octava misma es una medida subjetiva de cambio en la altura de un sonido.

Este fenómeno se puede resumir diciendo que la percepción de altura del oído es proporcional al logaritmo de la frecuencia, en lugar de a la frecuencia misma. Por eso, tiene sentido el expresar el eje de frecuencias de espectros acústicos en un eje de log frecuencias, y eso es lo que se hace de manera casi universal. Por ejemplo, las curvas de las respuestas de frecuencias publicadas por los fabricantes de sonido, siempre vienen en log frecuencia. De la misma manera, cuando se lleva a cabo un análisis de frecuencia de sonido, es muy común el usar gráficas con log frecuencia.

El eje vertical de un espectro de banda se divide por lo general en decibel (dB)

La octava es un intervalo de frecuencias para el oído, que el llamado análisis de banda de octavas ha sido definido como una norma para el análisis acústico. El dibujo de abajo muestra un espectro típico, de banda de octava, donde se usan las frecuencias estándar ISO de la banda de las octavas. Cada banda de octavas tiene una anchura de banda de alrededor del 70% de su frecuencia central. Este tipo de espectro se llama banda a porcentaje constante, porque cada banda tiene su anchura que es un porcentaje constante de su frecuencia central. En otras palabras: las bandas de análisis se hacen más anchas en proporción a sus frecuencias centrales.



Espectro, Bandas de Octavas

Se podría argumentar que la resolución de frecuencias en un análisis de banda de octavas no es lo suficiente preciso, para ser muy útil, especialmente en el análisis de la firma de vibraciones de maquinaria, pero es posible definir el análisis de bandas a porcentaje constante, con bandas de frecuencias de una anchura más angosta. Un ejemplo común de esto es el espectro de un tercio de octava, cuyas anchuras de banda son alrededor del 27% de sus frecuencias centrales. Tres bandas de un tercio de octava forman una octava y la resolución de este tipo de espectro es tres veces mejor que la del espectro de la banda de octava. Los espectros de un tercio de octava se usan frecuentemente en mediciones acústicas.

Una ventaja mayor del análisis de las bandas de porcentaje constante es que en una gráfica se puede mostrar un largo rango de frecuencias, y que la resolución de frecuencias en las frecuencias bajas puede ser todavía bastante angosta. Evidentemente, la resolución de frecuencias en las frecuencias más altas sufrirá, pero esto no presenta un problema para algunas aplicaciones, como la detección de fallas en máquinas.

En el capítulo acerca del diagnóstico de fallas en máquinas veremos que los espectros de banda angosta son muy útiles para resolver armónicos y bandas laterales, de altas frecuencias. Pero para la detección de una falla en una máquina, no se requiere una resolución tan alta. El espectro de velocidad de vibración de la mayoría de máquinas tendrá una pendiente hacia abajo, en las frecuencias más altas, y un espectro de banda a porcentaje constante (BPC) de los mismos datos, generalmente tendrá que ser más uniforme en su nivel sobre un largo rango de frecuencias. Esto quiere decir que un espectro BPC hace mejor uso del rango dinámico de los instrumentos. Los espectros de un tercio de octava están lo suficiente angostos en las frecuencias bajas, como para enseñar los primeros y raros armónicos de la velocidad de funcionamiento, y se pueden usar de manera efectiva, para la detección de fallas, si se establece una tendencia en el tiempo.

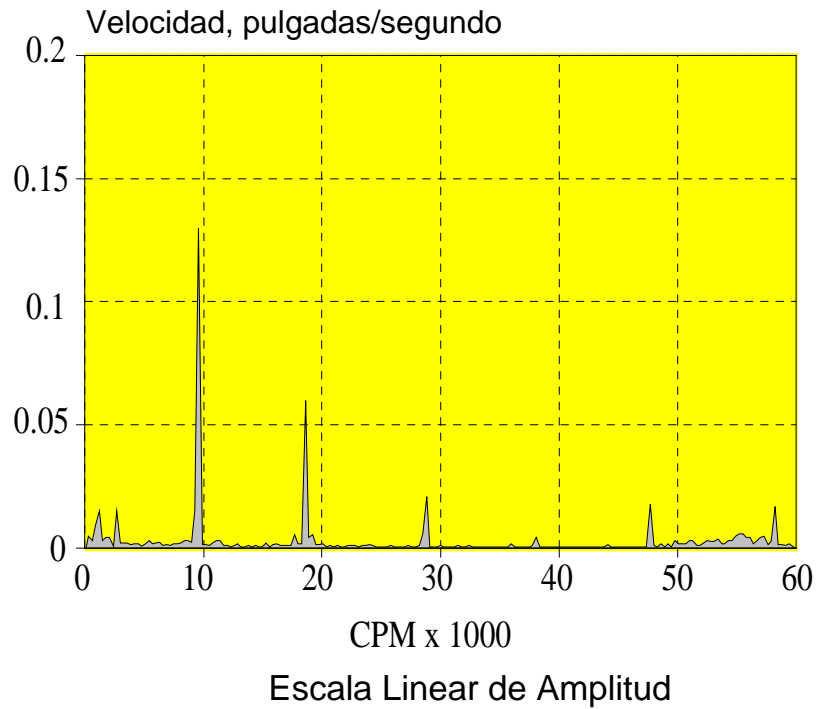
El uso de espectros constantes BPC para el monitoreo de maquinaria no ha sido bien reconocido en la industria, con unas excepciones notables tales como la flotilla de submarinos de la marina de los E. U. A.

Escalas Lineales y Logarítmicas de Amplitud

Puede parecer mejor, estudiar los espectros de vibración con una escala lineal de amplitud, ya que eso es una verdadera representación de la amplitud de vibración, medida en la realidad. Una escala lineal hace que se vean y se evalúen muy fácilmente los componentes más largos en un espectro. Componentes muy pequeños pueden pasar desapercibidos, o en el mejor de los casos, es difícil asignarles una magnitud. El ojo tiene la capacidad de ver componentes pequeños, de un tamaño de 1/50 de los más grandes en un mismo espectro, pero cualquier cosa más pequeña que esto se pierde. En otras palabras, el rango dinámico del ojo es de alrededor de 50 a 1. Este equivale a 34 dB.

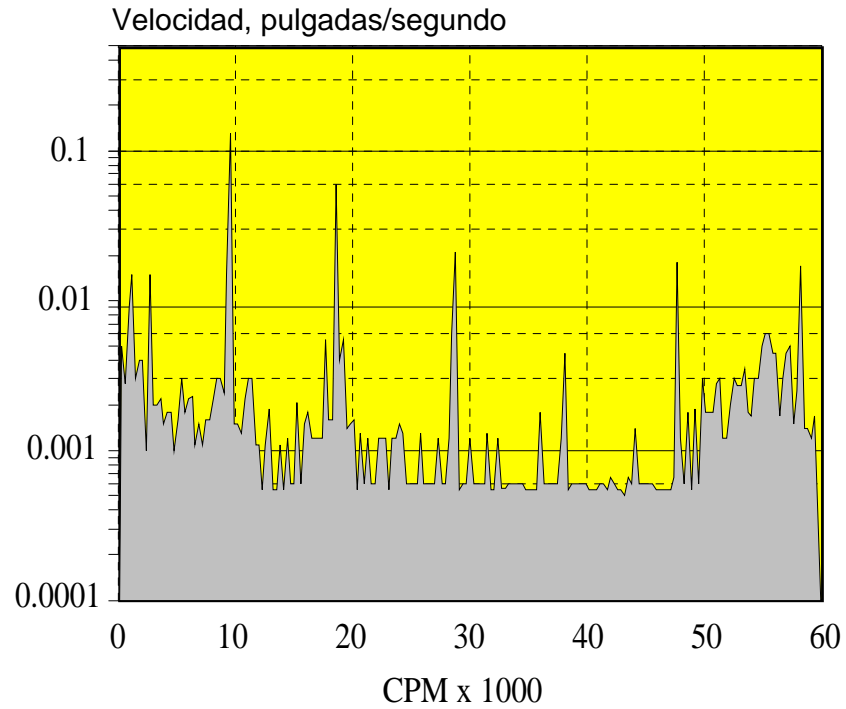
La escala lineal puede ser adecuada en casos donde los componentes tienen todos casi el mismo tamaño, pero en el caso de vibración de maquinaria, las fallas incipientes en partes como rodamientos producen señales con amplitudes muy pequeñas. Si queremos hacer un buen trabajo en establecer una tendencia en los niveles de estos componentes del espectro, es mejor trazar el logaritmo de la amplitud en lugar de la misma amplitud. De esta manera podemos fácilmente mostrar e interpretar visualmente un rango dinámico de por lo menos 5000 a 1 o sea más que 100 veces mejor que lo que permite una escala lineal.

Para ilustrar tipos diferentes de presentación de amplitud, mostraremos la misma firma de vibraciones en una escala lineal y dos tipos diferentes de escala logarítmica de amplitud.



Observen que este espectro lineal muestra muy bien los picos largos, pero la información acerca de los niveles más bajos no está disponible. En el caso del análisis de la vibración en maquinaria, muchas veces estamos interesados en los componentes más pequeños del espectro. Esto es en caso de diagnóstico de rodamientos a elementos rodantes. Este sujeto se tratará en detalle en el capítulo acerca del Monitoreo de Vibración en Maquinaria.

El espectro abajo traza el logaritmo del nivel de vibración en lugar del nivel mismo.

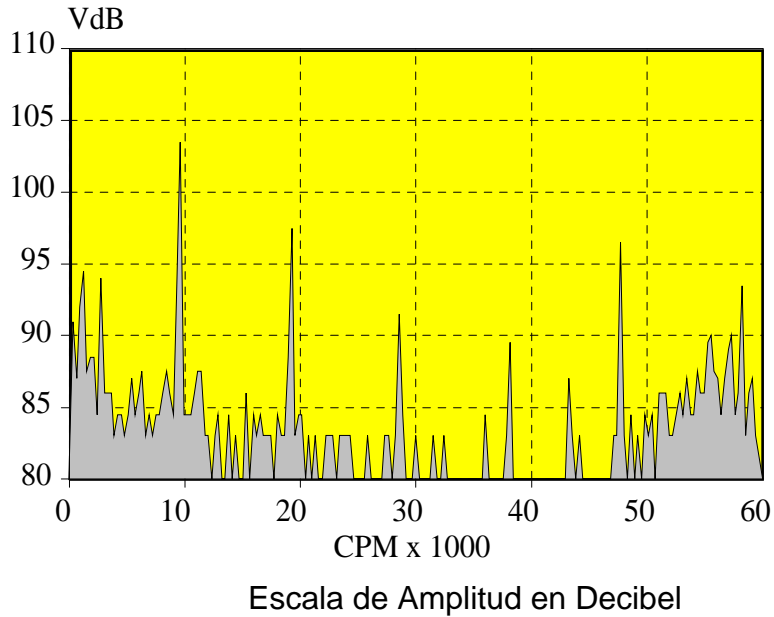


Escala de Amplitud Logarítmica

Ya que este espectro está en una escala logarítmica, de amplitud, una multiplicación con un valor constante solamente transfiere el espectro hacia arriba en la pantalla, sin cambiar su forma o la relación entre los componentes.

En una escala logarítmica, la multiplicación del nivel de la señal se traduce en una adición. Esto quiere decir que si se cambia la cantidad de amplificación de una señal de vibración, esto no afectará a la forma del espectro. Este hecho simplifica de manera importante la interpretación de espectros logarítmicos tomados a varios factores de amplificación. --se transfieren las curvas por arriba o por abajo en la gráfica--Con una escala lineal, la forma del espectro cambia de manera drástica, con varios grados de amplificación.

El espectro siguiente viene en **decibels**, un tipo especial de escala logarítmica, muy importante en análisis de vibraciones.



El Decibel

Los decibels son útiles en la medición de vibraciones y en la medición acústica

Un tipo conveniente de escala logarítmica es la escala decibel o escala dB. Es una escala de proporción, que relacione el nivel medido de amplitud a un nivel de referencia.

Se define el decibel (dB) por la expresión siguiente:

$$L_{dB} = 20 \log_{10} \frac{L_1}{L_{ref}}$$

donde: L_{dB} = el nivel de la señal en dB

L_1 = el nivel de Vibración, en Aceleración, Velocidad, o Desplazamiento.

L_{ref} = el nivel de referencia, equivalente a 0 dB

El concepto del decibel fue introducido por los laboratorios Bell Telephone antes de 1930. Se usó por primera vez, para medir la pérdida de fuerza relativa, y la proporción señal/ruido en líneas telefónicas. Rapidamente se adoptó en servicio como una medida del nivel de presión acústica del sonido.

El nivel de **velocidad** de vibración en dB abreviado VdB está definido como:

$$V_{dB} = 20 \log \frac{V}{V_{ref}}$$

o

$$V_{dB} = 20 \log \frac{V}{10^{-9} \text{ m/sec}}$$

El "Système International", o SI es el reemplazo moderno del sistema métrico.

La referencia o el nivel " 0 dB" de 10^{-9} metros por segundo, es lo suficiente pequeño por que todas nuestras mediciones en maquinaria resultan en números positivos de dB. Este nivel de referencia normalizado usa las unidades de normas internacionales o del sistema métrico, pero no está reconocido como una norma en los E. U. A. y otros países de habla inglés. (La marina de E. U. A. y muchas industrias norte americanas usan una referencia de 0 dB de 10^{-8} m/seg., y así sus resultados son mas bajos que los resultados según las normas internacionales de 20 dB para la misma medición.

El VdB es poner la magnitud de la vibración en una escala logarítmica, y que permite la realización fácil de mediciones relativas. Un incremento de nivel de 6 dB representa una duplicación de la amplitud sin tomar en cuenta el nivel inicial. De la misma manera, un incremento de 20 dB representa un cambio en el nivel con un factor de diez. De esta manera, una proporción constante de niveles se ve como cierta distancia en la escala, sin tomar en cuenta los niveles absolutos de las mediciones. Esto hace muy facil la evaluación de tendencias de los datos espectrales de vibración. Un incremento de 6 dB siempre indica una duplicación de las magnitudes.

Valores dB vs Proporciones de Nivel de Amplitud

La tabla siguiente nos da la relación de los valores dB contra las proporciones de amplitud.

Cambio en dB	Proporción de nivel lineal	Cambio en dB	Proporción de nivel lineal
0	1	30	31
3	1.4	36	60
6	2	40	100
10	3.1	50	310
12	4	60	1000
18	8	70	3100
20	10	80	10,000
24	16	100	100,000

Se recomienda que se use VdB como una escala de amplitud de vibración ya que una cantidad de información más grande está disponible al espectador en comparación con las unidades de amplitud. También en comparación con una escala logarítmica, una escala dB es mucho más fácil de leer.

Conversiones de Unidades

La Aceleración y el Desplazamiento también se pueden expresar en las escalas dB. La escala AdB es la que más se usa y su punto de referencia cero está puesto en 1 micro G, abreviado μ G.

Resulta que $AdB = VdB$ a 159.2 Hz. Los niveles VdB, AdB y DdB son relacionados por las siguientes formulas:

Cualquier parámetro de vibraciones, desplazamiento, velocidad o aceleración se puede mostrar en una escala dB: Las cantidades de referencia en esta escala para o dB fueron escogidas de tal manera que los niveles de dB de las tres cantidades sean las mismas a 159.2 Hz, que equivale a 1000 radianes por segundo.

$$VdB = AdB - 20 \log(f) + 44$$

$$VdB = DdB + 20 \log(f) + 24$$

$$DdB = AdB - 20 \log(f^2) + 20$$

La aceleración y la Velocidad en unidades lineales se calculan de los niveles dB como sigue:



Es conveniente recordar la siguiente regla general: A 100 Hz, 1G = 120 AdB = 124 VdB = 2.8 mils p. pulgada.

$$A_G = 10^{\left(\frac{AdB-120}{20}\right)}$$

$$V_{cm/sec} = 10^{\left(\frac{VdB-120}{20}\right)}$$

$$V_{in/sec} = 10^{\left(\frac{VdB-125}{20}\right)}$$

Notan que la forma de onda en el dominio de tiempo siempre está representada en unidades de amplitud lineales, no es posible usar una escala logarítmica en la gráfica de la forma de onda ya que algunos de los valores son negativos, y el logaritmo de un número negativo no está definido.

Niveles VdB vs Niveles de Vibración en pps

El nivel de pico es la unidad estandar para la medición de velocidad de vibración, aunque en la mayoría de los casos las RPM tendrían más sentido

A continuación una tabla de conversión para relacionar niveles VdB a pulgadas por segundo pico.

VdB	Pps pico	VdB	Pps pico	VdB	Pps pico
60	.0006	90	.018	120	.56
62	.0007	92	.022	122	.70
64	.0009	94	.028	124	.88
66	.0011	96	.035	126	1.1
68	.0014	98	.044	128	1.4
70	.0018	100	.056	130	1.8
72	.0022	102	.070	132	2.2
74	.0028	104	.088	134	2.8

76	.0035	106	.11	136	3.5
78	.0044	108	.14	138	4.4
80	.0056	110	.18	140	5.6
82	.0070	112	.22	142	7.0
84	.0088	114	.28	144	8.8
86	.011	116	.35	146	11.1
88	.014	118	.44	148	14.0

Transductores de vibración

Datos Generales

Uno de los primeros transductores fue el dedo humano! Un transductor todavía más básico y mucho más sensible, es el órgano lateral lineal de los peces.

El transductor de vibraciones es un aparato que produce una señal eléctrica que es una réplica o **análogo** del movimiento vibratorio al cual está sujeto. Un buen transductor no debe agregar falsos componentes a la señal, y debería producir señales uniformes en todo el rango de frecuencias que nos interesa

Los tipos diferentes de transductores responden a parámetros diferentes de la fuente de vibración, como se puede apreciar en la tabla siguiente.

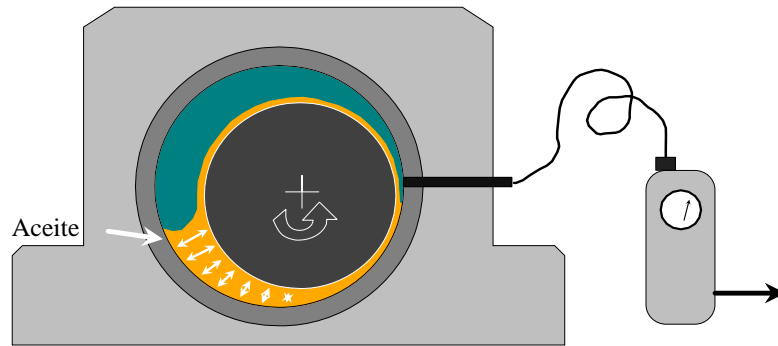
Nombre:	Sensible a
Sensor de Proximidad	Desplazamiento
Sensor de Velocidad	Velocidad
Accelerometro	Acceleracion

A continuación examinaremos las características de esos transductores.

Un tipo muy común de sensor de proximidad se conoce comercialmente como el "Proximiter". Es una marca comercial de la Bentley Nevada Company.

El Sensor de Proximidad

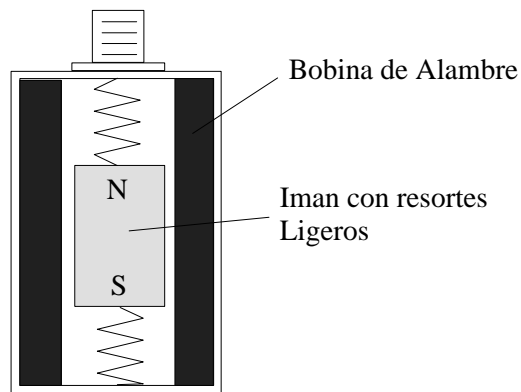
El Sensor de proximidad, también llamado "Sensor de Corriente de Remolino", o "Transductor de Desplazamiento" es una unidad de montaje permanente, y necesita un amplificador que condiciona la señal para generar un voltaje de salida, proporcional a la distancia entre el transductor y la extremidad de la flecha. Su operación está basada en un principio magnético, y por eso, es sensible a las anomalías magnéticas en la flecha. Se debe tener cuidado para evitar que la flecha sea magnetizada y que de esta manera, la señal de salida sea contaminada. Es importante saber que el transductor mide el desplazamiento relativo entre el rodamiento y el gorrón, y no mide el nivel de vibración total de la flecha o del carter. El transductor de desplazamiento está por lo general instalado en grandes máquinas con rodamientos con gorriones, donde se usa para detectar fallas en los rodamientos y para apagar la máquina antes que ocurra una falla catastrófica.



Esos transductores se usan mucho en pares, separados por una diferencia de orientación de 90 grados. Se pueden conectar a los platos horizontales y verticales de un osciloscopio para señalar la órbita o la ruta del gorrón , cuando está dando vueltas en el rodamiento.

La frecuencia de respuesta del transductor de desplazamiento va desde DC (0 Hz) hasta alrededor de 1 000 Hz.

El Sensor de Velocidad.



Sensor de Velocidad

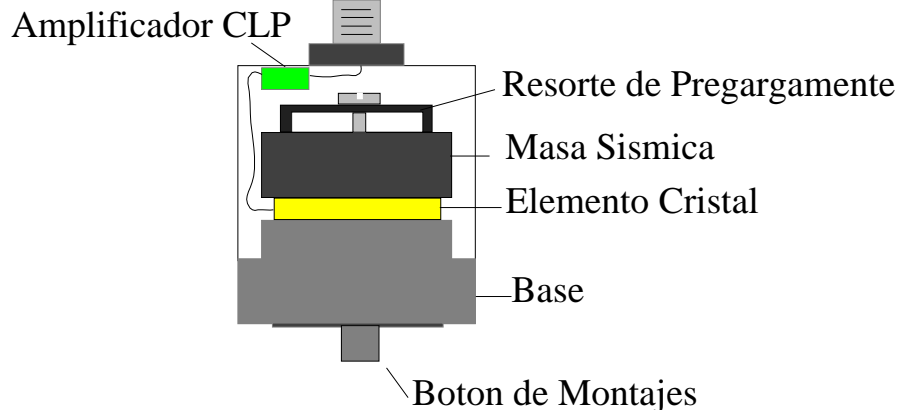
Algunos sensores de velocidad están hechos con una bobina móvil fuera de un imán estacionario. El principio de operación es el mismo. Un otro tipo de transductor de velocidad consiste en un acelerómetro con un **integrador** electrónico incluido. Esta unidad se llama un Velómetro y es en todos los aspectos superior al sensor de velocidad sísmico clásico.

El sensor de velocidad fue uno de los primeros transductores de vibración, que fueron construidos. Consiste de una bobina de alambre y de un imán colocados de tal manera que si se mueve el carter, el imán tiende a permanecer inmóvil debido a su inercia. El movimiento relativo entre el campo magnético y la bobina induce una corriente proporcional a la velocidad del movimiento. De esta manera, la unidad produce una señal directamente proporcional a la velocidad de la vibración. Es autogenerador y no necesita de aditamentos electrónicos acondicionadores para funcionar. Tiene una impedancia de salida eléctrica relativamente baja que lo hace relativamente insensible a la inducción del ruido.

Aun tomando en cuenta estas ventajas, el transductor de velocidad tiene muchas desventajas, que lo vuelven casi obsoleto para instalaciones nuevas, aunque hoy en día todavía se usan varios miles. Es relativamente pesado y complejo y por eso es caro, y su respuesta de frecuencia que va de 10 Hz a 1000 Hz es baja. El resorte y el

imán forman un sistema resonante de baja frecuencia, con una frecuencia natural de 10 Hz. La resonancia tiene que ser altamente amortiguada, para evitar un pico importante en la respuesta a esta frecuencia. El problema es que la amortiguación en cualquier diseño práctico es sensible a la temperatura, y eso provoca que la respuesta de frecuencia y la respuesta de fase dependan de la temperatura.

El Acelerómetro



Accelerometro Piezo-Electrico

El acelerómetro de tipo de compresión como se muestra en el diagrama fue el primer tipo a ser desarrollado. Por lo general se prefiere el acelerómetro del tipo de cizallamiento, configurado de tal manera que el elemento activo está sujeto a fuerzas de cizallamiento.

También hay otros tipos de diseños para acelerómetros.

Se puede considerar al acelerómetro piezo eléctrico como el transductor estándar para medición de vibración en máquinas. Se produce en varias configuraciones, pero la ilustración del tipo a compresión sirve para describir el principio de la operación. La masa sísmica está sujeta a la base con un perno axial, que se apoya en un resorte circular. El elemento piezo eléctrico está ajustado entre la base y la masa. Cuando una materia está sujeta a una fuerza, se genera una carga eléctrica entre sus superficies. Hay muchas materias de este tipo. Cuarzo se usa más. También hay materias piezo eléctricos sintéticos que funcionan bien y en algunos casos son capaces de funcionar a temperaturas más altas que el cuarzo lo puede hacer. Si se incrementa la temperatura de un material piezo eléctrico, se va llegar al llamado "punto curie" o "temperatura curie" y se pierde la propiedad piezo eléctrica. Una vez que esto pasa, el transductor está defectuoso y no se puede reparar.

Cuando se mueve el acelerómetro en la dirección arriba abajo, la fuerza que se requiere para mover la masa sísmica está soportada por el elemento activo. Según la segunda ley de Newton, esa fuerza es proporcional a la **aceleración** de la masa. La fuerza sobre el cristal produce la señal de salida, que por consiguiente es proporcional a la aceleración del transductor. Los acelerómetros son **lineales** en el sentido de la amplitud, lo que quiere decir que tienen un rango dinámico muy largo. Los niveles más bajos de aceleración que puede detectar son determinados únicamente por el ruido electrónico del sistema electrónico, y el límite de los niveles más altos es la destrucción del mismo elemento piezo eléctrico. Este rango de niveles de aceleración puede abarcar un rango de amplitudes de alrededor de 10 , lo que es igual a 160 dB. Ningún otro transductor puede igualar esto.

El acelerómetro piezo eléctrico está muy estable sobre largos periodos. Mantendrá su **calibración** si no se le maltrata. Las dos maneras de que se puede dañar un

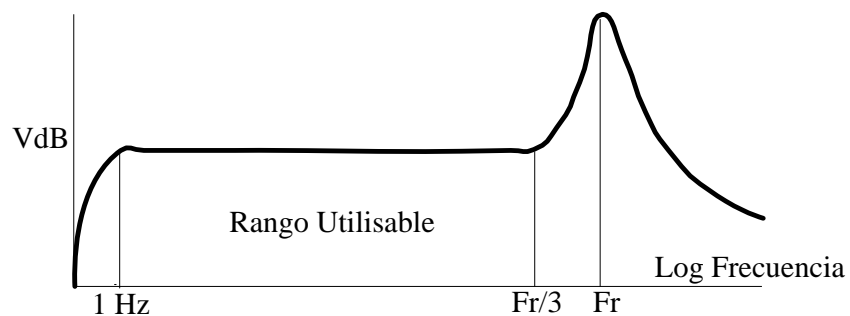
acelerómetro son la exposición a un calor excesivo y la caída en una superficie dura. Si se cae de una altura de mas de un par de pies, en un piso de concreto, o en una cubierta de acero, se debe volver a calibrar el acelerómetro para asegurarse que el cristal no se cuarteó. Una pequeña cuarteadura causará una reducción en la sensibilidad y también afectará de manera importante a la resonancia y a la respuesta de frecuencia. Es una buena idea calibrar los acelerómetros una vez al año, si estan en servicio con colectores de datos portátiles.

El rango de frecuencias del acelerómetro es muy ancho y se extiende desde frecuencias muy bajas en algunas unidades hasta varias decenas de kilohertzios. La respuesta de alta frecuencia está limitada por la resonancia de la masa sismica, junto con la elasticidad del piezo elemento. Esa resonancia produce un pico importante en la respuesta de la frecuencia natural del transductor, y eso se situa normalmente alrededor de 30 kHz para los acelerómetros que se usan normalmente. Una regla general es que un acelerómetro se puede usar alrededor de 1/3 de su frecuencia natural. Datos arriba de esta frecuencia se acentuarán debido de la respuesta resonante, pero se pueden usar si se toma en cuenta este efecto.

Quando se usa un acelerómetro PCI se debe tener cuidado de no exponerlo a niveles de aceleración donde el voltaje de salida rebasa varios voltios. Si no, se sobrecargará el preamplificador interno y el resultado será una distorsión.

La mayoría de los acelerómetros que hoy en día se usan en la industria son del tipo "PCI", lo que quiere decir que tienen un preamplificador interno de circuito integrado. Este preamplificador recibe su energía de la polarización de la corriente directa por el alambre de la misma señal, así que no se necesita alambrado suplementario. El aparato con que está conectado el aparato debe tener su fuerza de corriente directa disponible para este tipo de transductor. El acelerómetro PCI tendrá un límite de baja frecuencia, debido al mismo amplificador y este se situa generalmente a 1 Hz para la mayoría de las unidades disponibles comercialmente. Algunas unidades fueron diseñadas especialmente para ir hasta 0, 1 Hz si se necesita datos de muy baja frecuencia.

Quando se conecta un acelerómetro PCI a la fuente de energía, el amplificador necesita unos segundos para estabilizarse. Durante este tiempo cualquier dato que la unidad recogerá sera contaminado por las lentas variaciones del voltaje. Por esa razón, los recopiladores de datos deben de tener un retraso integrado, para asegurar que la unidad está en condición estable. Si el retraso es demasiado breve, la forma de onda de tiempo tendrá una rampa de voltaje en forma exponencial superpuesta sobre los datos y en el espectro se verá una característica creciente de muy baja frecuencia a veces llamada **bajada de eski**. Este se debe evitar, ya que compromete el rango dinámico de la medición.



Repuesta de Frecuencias del Acelerometro

La frecuencia de resonancia de un acelerómetro depende mucho de su montaje. El mejor tipo de montaje siempre es el montaje con botón, todo lo demás limitará el rango de frecuencia efectivo de la unidad.

Cuando se coloca un acelerómetro es importante que la ruta de vibración desde la fuente hacia el acelerómetro sea la más corta posible, especialmente si se está midiendo la vibración en rodamientos con elementos rodantes.

El analizador TRF

Fondo

Esta sección cubrirá la operación y la teoría del analizador **TRF** que es el equipo de análisis de señal que más se usa en el campo de vibraciones. Muchos trabajadores consideran que el analizador TRF es una "caja mágica" en la que se pone una señal y de la que sale un espectro. Por lo general la suposición es que el **espectro** dice la verdad. La caja no puede mentir. Veremos que esta suposición es válida en muchos casos, pero también veremos que podemos ser engañados porque hay muchas trampas en el proceso de análisis de señales digitales. Uno de los propósitos de esta sección es ayudarles para evitar caer en unas trampas y aun si caen, de ayudarles para salir adelante.

El análisis TRF es solamente un tipo de análisis de espectros digitales, pero no nos concentraremos en otros tipos ya que no son aplicable al programa VMS.

Análisis de Espectro

Al barón Fourier, le otorgaron el título de gobernador de Egipto después de la victoria de Napoleón

El análisis de espectros que se define como la transformación de una señal de la representación en el dominio del tiempo hacia la representación en el dominio de la frecuencia, tiene sus raíces a principio del siglo XIX, cuando varios matemáticos lo investigaron desde una base teórica. Pero fue un hombre práctico, un ingeniero con una educación matemática, que desarrolló la teoría en que están basadas casi todas nuestras técnicas modernas de análisis de espectro. Este ingeniero era Jean Baptiste Fourier. El estaba trabajando para Napoleón, durante la invasión de Egipto en un problema de sobrecalentamiento de cañones, cuando dedujo la famosa Serie de Fourier, para la solución de la conducción de calor. Puede parecer que hay una gran distancia entre cañones sobrecalentados y análisis de frecuencia, pero resulta que las mismas ecuaciones son aplicables en los dos casos. Fourier más tarde generalizó la Serie de Fourier en la Transformada Integral de Fourier. La llegada del análisis de las señales digitales naturalmente llevó a la llamada Transformada Discrecional de Fourier y la Transformada Rápida de Fourier o TRF

Formas de la Transformada de Fourier

A continuación mencionamos las cuatro formas de la transformada de Fourier:

- La Serie de Fourier: transforma una señal infinita periódica en un espectro de frecuencia infinito discrecional.
- La transformada integral de Fourier: transforma una señal continua de tiempo infinito en un espectro de frecuencias continuo infinito
- La Transformada Discrecional de Fourier :(**TDF**) Transforma una señal discrecional periódica de tiempo en un espectro de frecuencias discrecional periódico.
- La transformada rápida de Fourier: un algoritmo de computadora para calcular la TDF.

Vamos a estudiar esas formas con más detalle en la sección siguiente.

La Serie de Fourier

La Serie de Fourier es ideal para realizar un análisis de frecuencia de señales periódicas (deterministas) pero no funciona bien en señales aleatorias o continuas.

La operación de la Serie de Fourier esta basada en una señal de tiempo que es **periódica**. Esto es una señal de tiempo cuya forma se repite en una cantidad infinita de veces. Fourier demostró que una señal de este tipo es equivalente a una colección de funciones senos y cosenos cuyos frecuencias son múltiplos del recíproco del periodo de la señal de tiempo. El resultado un poco inesperado es que cualquier forma de onda, siempre y cuando no sea infinita en longitud se puede representar como la suma de una serie de componentes armónicos, y la frecuencia fundamental de la serie de armónicos es 1 entre la longitud de la forma de onda. Las amplitudes de los varios armónicos se llaman los coeficientes Fourier, y sus valores se pueden calcular fácilmente si se conoce la ecuación para la forma de onda. También se puede calcular graficamente la forma de onda. Se sabe que en una clase de física los estudiantes hicieron eso con el perfil de Marilyn Monroe. Pusieron los coeficientes de MM en el pizarrón de anuncios como una broma para "enterados".

Los Coeficientes de Fourier

El cálculo de los coeficientes de Fourier se define como una transformada matemática del dominio de tiempo hacia el dominio de frecuencia.

Un hecho importante que se puede ver de la Serie de Fourier es que la forma de onda original se puede reconstruir a partir de los coeficientes de frecuencia. En otras palabras, es posible transformar del dominio de frecuencia y regresar hacia el dominio de tiempo sin que se pierda la información. La Serie de Fourier está perfectamente adaptada para realizar el análisis de frecuencia en formas de ondas periódicas, eso es en señales **deterministas**.

La Transformada Integral de Fourier

La extensión natural de la Serie de Fourier para abarcar señales de tiempo de una longitud infinita, estas son señales no repetitivas continuas, es la Transformada Integral de Fourier, o más sencillo la Transformada de Fourier. Esta integración transformará cualquiera señal continua de tiempo de forma arbitraria en un espectro continuo con una extensión de frecuencias infinita. Una característica interesante de la Transformada de Fourier es el hecho que un evento que abarca un periodo de tiempo corto se extenderá sobre un largo rango de frecuencias o viceversa. Eso lo vimos en el capítulo "Introducción a la Vibración", donde enseñamos un espectro de un impulso corto.

La Transformada Discrecional de Fourier era conocida en teoría desde hace muchos años, pero solamente con la llegada de la computadora digital fue llevada a la práctica.

La Transformada Discrecional de Fourier

Ni la Serie de Fourier, ni la Transformada de Fourier se prestan fácilmente para cálculos en computadoras digitales. Para vencer este impedimento, la llamada Transformada Discrecional de Fourier fue desarrollada. (TDF). Probablemente la primera persona que concibió la TDF fue Wilhelm Friedrich Gauss, el famoso matemático alemán, del siglo XIX, aunque por cierto él no tenía una computadora digital en la que podría implementarla. La TDF opera con una señal de muestras-o discreta- en el dominio del tiempo. A partir de esta se genera un espectro de muestras -o discreto- en el dominio de la frecuencia. El espectro que resulta es una aproximación de la Serie de Fourier, una aproximación en el sentido que se perdió la información entre las muestras de la forma de onda. La clave hacia la TDF es la existencia de una forma de onda de la que se tomaron muestras, esto es la posibilidad de representar la forma de onda en una serie de números. Para generar esta serie de números desde una señal análoga, se requiere un procedimiento de muestreo, y de conversión de análogo a digital. La señal de la que se tomaron muestras es una representación matemática del nivel de la señal instantánea a intervalos definidos con precisión. No contiene información acerca de la señal entre los tiempos en que se tomaron muestras.

Si la proporción de muestreo es lo suficientemente alta como para asegurar una representación razonable de la forma de la señal, la TDF si produce un espectro que es muy similar a un espectro teóricamente verdadero. Este espectro también es discreto, y no hay información entre las muestras o "líneas" de espectro. En teoría, no hay límite al número de muestras que se puedan usar, o a la velocidad del muestreo, pero hay limitaciones prácticas que debemos observar. La mayoría de esas limitaciones son el resultado de usar una computadora digital como agente calculador.

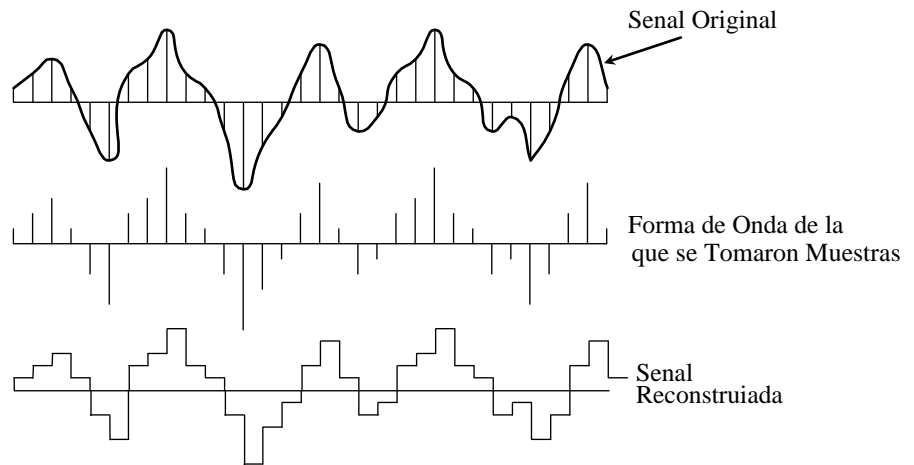
La Transformada Rápida de Fourier

Para adaptar la TDF para uso con computadoras digitales, la llamada Transformada Rápida de Fourier fue desarrollada. La TRF es un algoritmo para calcular la TDF de manera rápida y eficaz.

Son Cooley y Tuckey que fueron acreditados con el descubrimiento de la TRF en 1967 , pero ya existía desde antes, aunque sin las computadoras que se necesitaban para explotarla. El algoritmo pone algunas limitaciones en la señal y en el espectro resultante. Por ejemplo: la señal de la que se tomaron muestras y que se va a transformar debe consistir de un número de muestras igual a un poder de dos. La mayoría de los analizadores TRF permiten la transformación de 512, 1024, 2048 o 4096 muestras. El rango de frecuencias cubierto por el análisis TRF depende de la cantidad de muestras recogidas y de la proporción de muestreo, como lo veremos en breve.

Conversión de Análogo a Digital

El primer paso en la realización de un análisis TRF es el procedimiento de muestreo que se ilustra aquí:



Conversión de Análogo a Digital

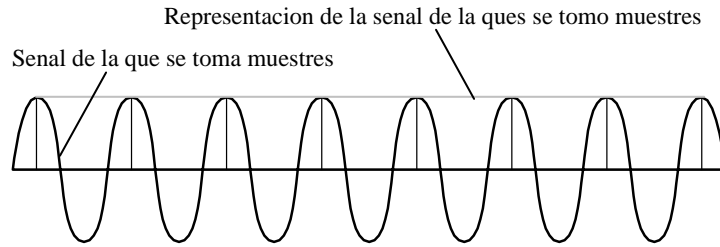
*Palabras de catorce bits
permiten un rango dinámico
de alrededor de 80 dB*

El muestreo es un procedimiento **análogo** No es **digital** y se realiza con un circuito "Tomar muestras y detener". La salida de este circuito es una secuencia de niveles de voltaje, que se mandan a un convertidor de análogo a digital. **(CAD)** Aquí los niveles de voltaje se convierten en palabras digitales que representan cada nivel de toma de muestras. La precisión de toma de muestras depende en parte de la cantidad de bits en las palabras digitales. Más grande la cantidad de bits, más bajo el nivel de ruido y más grande será **el rango dinámico**. La mayoría de los analizadores TRF usan palabras de **12 bits** y eso produce un rango dinámico de alrededor de 70 dB. Palabras de 14 bits pueden realizar un rango dinámico de 80 dB.

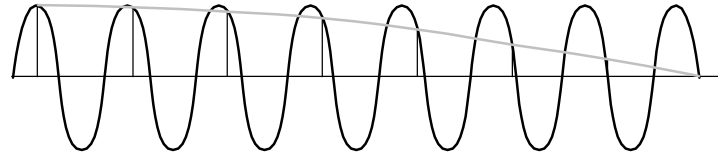
Se puede ver que la proporción de muestreo determina la frecuencia más alta en la señal que se podrá codificar. La forma de onda de que se tomaron muestras no puede conocer nada acerca de lo que se pasa en la señal entre los tiempos de muestreo. Claude Shannon que desarrolló la rama de las matemáticas que se llama teoría de la información, determinó que para codificar toda la información contenida en las muestras de una señal, la frecuencia de muestreo debe ser por lo menos el doble de la frecuencia más alta presente en la señal. Este hecho a veces es llamado el criterio Nyquist.

Formación de aliasés

Es importante que no hay información en la forma de onda de la que se tomó muestras cerca de la frecuencia de muestreo para evitar un problema llamado **formación de aliasés**.



Frecuencia de muestrea igual de la frecuencia de la onda



Frecuencia de muestreo mas baja que la frecuencia de la onda

Formación de Aliases

Aquí, la señal actual está representada en negro y su representación según las muestras en gris. La frecuencia de muestreo está representada por las líneas verticales. Noten que si la frecuencia de muestreo es la misma que la frecuencia de las muestras, cada muestra tendrá el mismo tamaño, y la salida del circuito de muestreo será un voltaje directo constante, obviamente sin relación con la frecuencia de la señal de entrada.

Ahora noten lo que pasa si la señal es más alta en frecuencia que la frecuencia de muestreo. La salida de la toma de muestras se parece a una frecuencia muy baja, y otra vez no es una representación correcta de la señal. Este fenómeno se llama formación de alias y puede causar serios errores a menos que se evite. La mejor manera de evitar la formación de alias es de llevar la señal de entrada a través de un filtro análogo de paso bajo, cuyo límite de frecuencia es menor de la mitad de la frecuencia de muestreo. En la mayoría de los analizadores TRF modernos, la frecuencia de muestreo esta puesta a 2.56 veces la frecuencia límite del filtro. El filtro deberá tener una característica de límite muy aguda y esto también quiere decir que tendrá un desplazamiento de fase, lo que puede afectar a los datos si uno requiere información acerca del lado superior del rango de frecuencias del analizador. Para evitar eso, habrá que seleccionar el rango de frecuencias de manera que la frecuencia en cuestión este en la mitad inferior del rango de frecuencias. Eso es importante cuando se realiza el balanceo con un analizador TRF donde se necesita la fase del 1X de la señal de vibración.

La formación de alias también ocurre en otros medios como en películas de cine. Por ejemplo, a veces en las películas del Oeste puede pasar que los rayos de una rueda parecen parados o parece que giran en el sentido contrario. Esto es la formación de alias ópticos, ya que la película es una representación de muestras del movimiento original. Otro ejemplo de muestras ópticas es el estroboscopio que está puesto para centellar a una proporción cerca o igual a la velocidad de rotación del objeto que se va observar y lograr que este objeto parezca estacionario o en giración lenta.

Reglas de Muestreo para Análisis Digital

- La ruta de los datos debe incluir un filtro análogo de paso bajo.
- Se tiene que tomar muestras por lo menos dos veces tan rápido que la frecuencia más alta que se va analizar.

- La Respuesta de Frecuencia del Análisis dependerá de la frecuencia con que se tomó muestras.

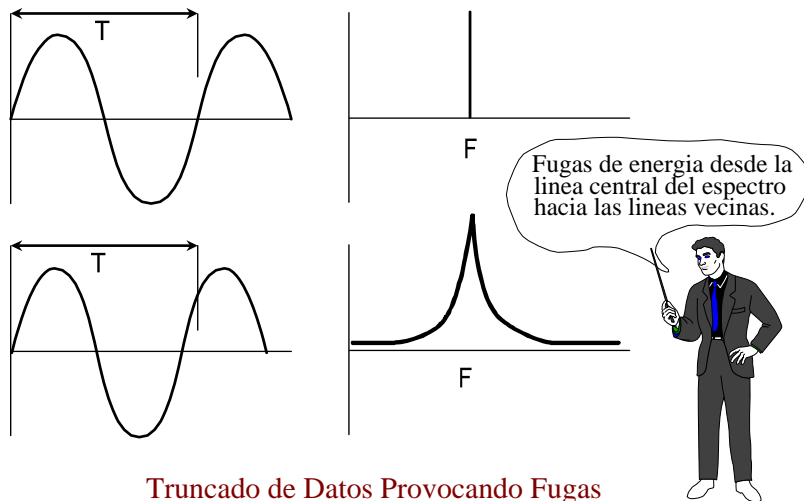
Estas reglas se aplican a cualquier análisis TRF y el analizador se encarga de cumplir con ellas. El filtro anti alias es puesto internamente al valor apropiado para cada rango de frecuencias del analizador. El tiempo total de muestreo se le llama la longitud de la grabación de tiempo y la naturaleza de la TRF exige que la distancia entre los componentes en el espectro (también llamada la resolución del espectro) es de 1 entre la duración de la grabación. Por ejemplo si la resolución de la frecuencia es 1 Hz, entonces la duración de la grabación es un segundo, y si la resolución es 0,1 Hz entonces la duración de la grabación es de 10 segundos, etc. De esto se puede ver que para realizar un análisis de espectro a resolución muy alta, se requiere tiempos relativamente largos para recopilar los datos. Eso no tiene nada que ver con la velocidad de cálculo del analizador, es sencillamente una ley natural del análisis de frecuencias.

Fugas

El analizador TRF es un aparato que procesa lotes, eso es que toma muestras de la señal de entrada durante un tiempo específico recopilando las muestras en un buffer. Después de eso, el aparato lleva a cabo el cálculo en este "lote" y enseña el espectro resultante.

Si una forma de onda senoidal esta pasando a través del nivel cero, al principio y al final de la grabación de tiempo, eso es si la grabación de tiempo abarca exactamente un número entero de ciclos de la forma de onda, el espectro TRF resultante consistirá de una sola línea con la amplitud y la frecuencia correcta. Si por otra parte, el nivel de la señal no está en cero, en ambas partes de la grabación de tiempo, la forma de onda será truncada y eso provocará una discontinuidad en la señal de la que se tomó muestras. Esta discontinuidad no está bien manejada por el proceso TRF y el resultado es que el espectro está ungido desde una sola línea en las líneas vecinas. A este se le dió el nombre de fugas. Es como si la energía en la señal se "fuga" desde su ubicación correcta hacia las líneas vecinas.

La forma de un espectro presentando fugas depende de la cantidad con que la señal fue truncada, y generalmente no es predecible para señales verdaderas.

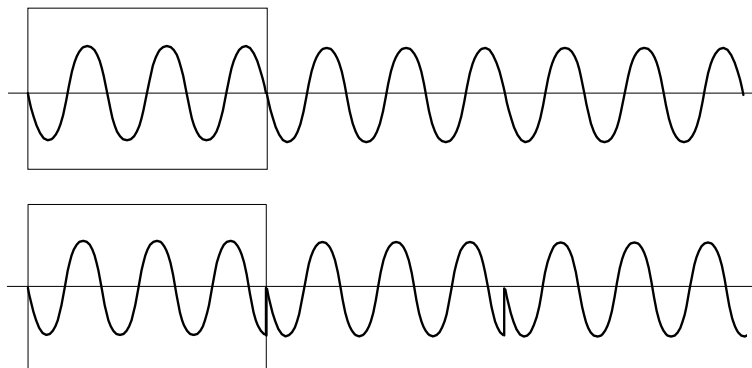


Truncado de Datos Provocando Fugas

Ventanas se hace en la señal antes de calcular la TRF.

Ventanas

Para reducir el efecto de las fugas, es necesario vigilar que el nivel de la señal este en cero al principio y al final de la grabación de tiempo. Esto se hace multiplicando los datos recopilados por una función llamada "ventana" o "ponderada" que puede tener varias formas. Las formas más comunes de ventanas y sus usos se mencionan a continuación.

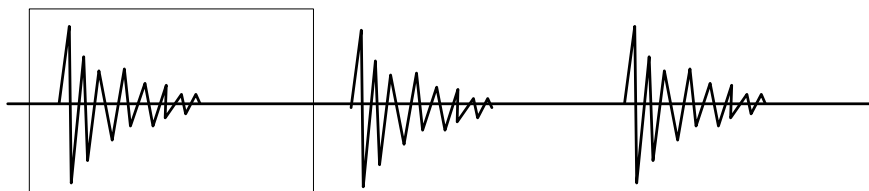


Ventana Plana, Uniforme o Rectangular

Hay muchas más formas de ventanas disponibles que las que enseñamos aquí, pero fueron diseñadas para propósitos más especializados.

Si no se usa una función de ventana esto se llama ventanas rectangulares o planas o uniformes. En la gráfica arriba, el efecto de los datos truncados se puede apreciar como discontinuidades en la forma de ondas con ventanas. El analizador TRF solamente conoce lo que es una ventana de tiempo, o una grabación de tiempo. Está suponiendo que la señal contiene discontinuidades y esas son las causas de las fugas que vimos en la gráfica anterior. Se podrían evitar las fugas si los cruces de la línea cero de la forma de onda de entrada fueran sincronizados con los tiempos de muestreo, pero en la práctica esto es imposible de realizar

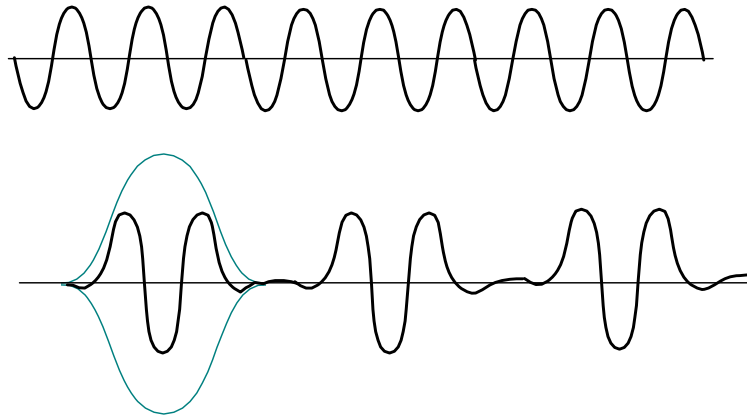
Ventanas para Señales transientes



Ventana Plana, Uniforme o Rectangular

En el caso que la señal de entrada es un transiente, empezará y terminará por definición en el nivel cero. Mientras que se encuentre totalmente en la grabación de tiempo, no habrá truncado y el análisis será correcto, ya que el TRF ve la señal entera. Es muy importante que el transiente completo se pueda incorporar en la grabación. La duración de la grabación depende del rango de frecuencias del análisis. La mayoría de los analizadores TRF permiten al usuario ver la grabación de tiempo en pantalla, para que uno se pueda asegurar que se ha cumplido con la condición anterior.

La Ventana Hanning



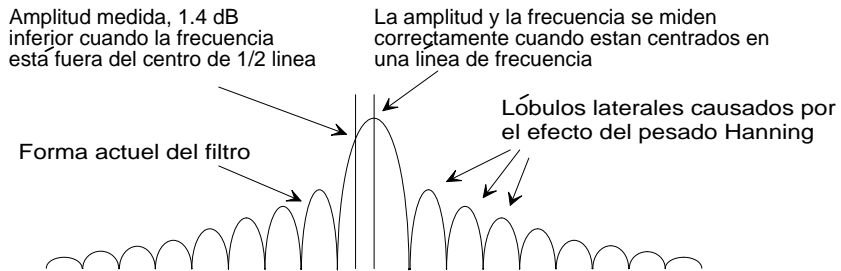
No hay que confundir la Ventana Hanning con la Ventana Hamming que ahora es obsoleta.

La ventana Hanning llamada por su inventor Von Hann, tiene la forma de un ciclo de una onda cosenoidal, a que se agrega 1 para que así siempre sea positivo. Los valores de la señal mostrada se multiplican por la función Hanning y el resultado se ve en la gráfica. Noten que las extremidades de la grabación de tiempo fueron forzadas hacia cero sin tomar en cuenta que está haciendo la señal de entrada.

La ventana Hanning realiza un buen trabajo, forzando las extremidades hacia cero, pero también agrega distorsión a la forma de onda que se está analizando, bajo la forma de modulación de amplitud, eso es la variación en amplitud de la señal sobre la grabación de tiempo. La Modulación de Amplitud en una forma de onda resulta en bandas laterales en su espectro y en el caso de la ventana Hanning, esas bandas laterales o lóbulos laterales como se llaman, efectivamente reducen la resolución de frecuencia del analizador de 50%. Es como si las líneas de frecuencia del analizador se hacen más anchas. En la gráfica, la curva tiene la forma del filtro que produce el analizador con el factor de ponderado Hanning. Cada línea del analizador tiene la forma de esta curva. Solamente una se enseña en la gráfica.

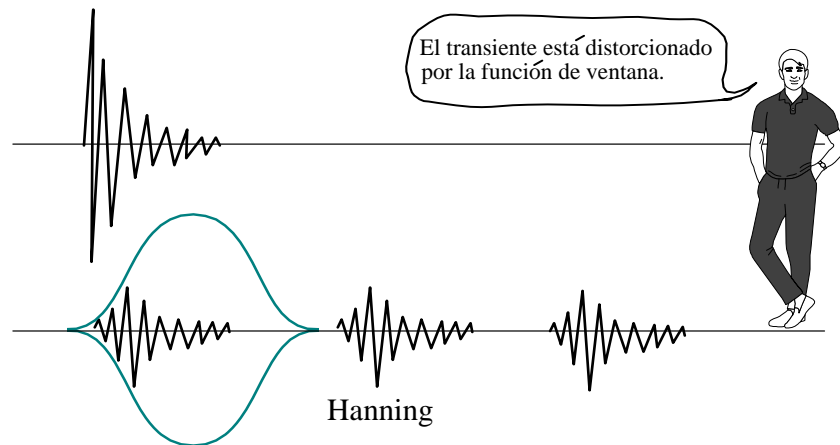
Si un componente de una señal está a la frecuencia exacta de una línea TRF, será leído en su amplitud correcta, pero si está en una frecuencia que es la mitad de delta F (la mitad de la distancia entre las líneas) será leído en una amplitud inferior de 1.4 dB.

La gráfica nos enseña este efecto y también nos enseña los lóbulos laterales creados por la ventana Hanning. Los lóbulos laterales más altos son aproximadamente 32 dB más bajo que el lóbulo principal.



La amplitud medida de la señal pesada por la ventana Hanning, también es incorrecta, porque en esencia se quita la mitad de la señal por el proceso de ponderado. Esto se puede corregir fácilmente, multiplicando los niveles del espectro por dos y el analizador TRF realiza esta tarea. Este proceso supone que la amplitud de la señal es constante en todo el intervalo de muestreo. Si no es así, como en el

caso de una señal transiente, el cálculo de la amplitud tendrá un error, como se enseña abajo.



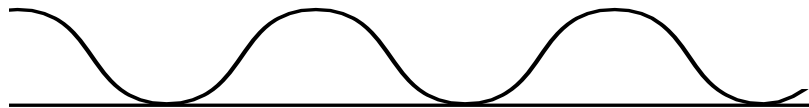
La ventana Hanning siempre se debe usar con señales continuas y nunca se debe usar con transientes. La razón es que la forma del transiente será distorcionada por la forma de la ventana, y la frecuencia y el contenido de un transiente están íntimamente conectados con su forma.

El nivel medido también será fuertemente distorcionado. Aunque el transiente estuviera en el centro de la ventana de Hanning, el nivel medido sería dos veces el nivel actual, debido a la corrección de la amplitud, aplicada por el analizador cuando esta usando el efecto de ponderado Hanning.

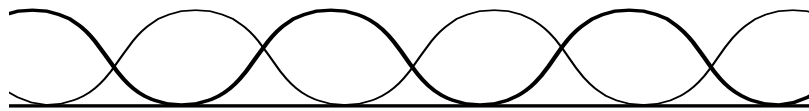
Una señal ponderada Hanning esta solamente presente por la mitad. La otra mitad fue removida por el proceso de la ventana. Esta no presenta problemas con una señal perfectamente suave, y continua como una onda senoidal, pero la mayoría de las señales que queremos analizar, como firmas de vibraciones de máquinas no son perfectamente suaves. Si ocurre un pequeño cambio en la señal cerca del inicio o del final de la grabación en tiempo, o bien se analizará a un nivel mucho más bajo que su nivel verdadero, o se puede pasar totalmente desapercibido. Por esa razón es una buena idea de emplear el procesamiento de traslape. Para eso se requiere de dos **bufers** de tiempo en el analizador. Para un traslape de 50%, la secuencia de eventos es la siguiente: cuando el primero bufer está semi lleno, esto es cuando contiene la mitad de muestras de la grabación en tiempo, se conecta el segundo bufer al flujo de datos, y esto empieza a recopilar datos. Tan rápido que el primer bufer está lleno, se calcula la TRF y el bufer vuelve a recopilar datos. Cuando el segundo bufer está lleno, se calcula otra vez la TRF, basandose en su contenido, y el resultado se manda al bufer, realizando el promedio del espectro. Este proceso sigue hasta que se recopilaron el número deseado de promedios.

Proceso de Traslape

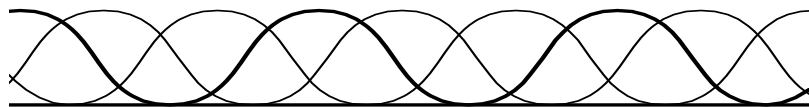
El proceso de traslape solamente se puede lograr si el tiempo necesario para calcular la TRF es más corto que la duración de la grabación en tiempo. Si eso no es el caso, los cálculos del espectro se quedarán atrás de la recopilación de datos y huecos de señal no analizada. Ver también el párrafo acerca de velocidad en tiempo real más adelante en esta sección



Sin Traslape



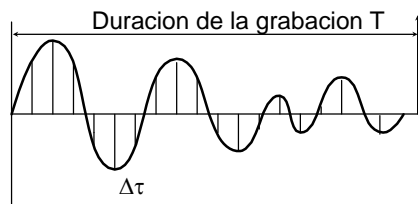
Traslape de 50%



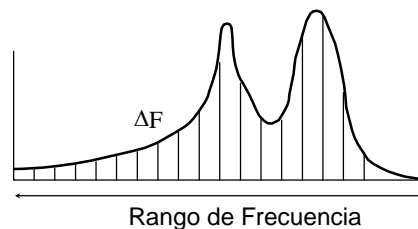
Traslape de 66.7%

<p><i>Aunque la mayoría de los recopiladores de datos usan el proceso con 50% de traslape por default, pueden ser puestos para usar otros porcentajes de traslape.</i></p>	<p>Si el traslape es 2/3 o sea 66.7 % entonces el pesado en tiempo de los datos será plano y no hay ventaja al usar un traslape más grande. En la mayoría de recopilaciones de datos para análisis de maquinaria, se usa un traslape de 50%, que dá una precisión de amplitud suficiente para la parte principal del trabajo de vibraciones.</p>
--	--

Aquí damos un resumen de la relación entre la proporción de muestreo, cantidad de muestras, duración de la grabación en tiempo, y la resolución de frecuencias que afectan al análisis TRF. La proporción de muestreo en muestras por segundo multiplicado por la duración de la grabación en tiempo T en segundos es igual al número de muestras N. En el analizador TRF el número de muestras N se limita a un poder de 2.



Grabacion en tiempo = N muestras



$$\Delta F = \frac{\text{Rango de frecuencia}}{\text{Num. de líneas}}$$

$$T = 1/\Delta F = \frac{\text{Num de líneas}}{\text{Rango de Frec.}}$$

$$\Delta t = T/\text{No.de Muestras}$$

Espectro = 1/N Líneas

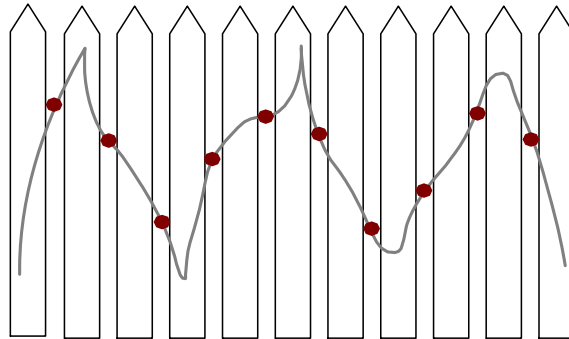
Fundamentales de la TRF

El algoritmo TRF operando en N muestras de tiempo producirá un número de líneas de frecuencia igual a N/2. Una grabación en tiempo de 512 muestras producirá un espectro de 256 líneas. Los analizadores TRF por lo general no enseñan las líneas

superiores del espectro ya que hay la posibilidad que sean contaminadas por componentes alias. Eso se debe al hecho que el filtro anti alias no está perfecto y tiene un límite finito en su rango de corte. . Por eso, un espectro de 256 líneas se enseñará como un espectro de 200 líneas, y un espectro de 512 líneas se enseñará como un espectro de 400 líneas etc.

El Efecto de Palizada

Como lo mencionamos con anterioridad, el espectro TRF es un espectro discreto, y consiste de estimaciones de lo que es el nivel espectral a frecuencias específicas. Esas frecuencias se determinan por los parámetros de análisis que están puestos en el analizador y no tienen nada que ver con la señal que se analiza. Esto quiere decir que puede haber y que probablemente hay picos reales en el espectro real de la señal que se encuentran entre las líneas del análisis TRF. Esto también quiere decir que por lo general, los picos en un espectro TRF se miden muy bajo de nivel, y los valles se miden demasiado alto. Lo que es más, las frecuencias reales en las que se encuentran los picos y los valles no serán las que indica el espectro TRF.



Este fenómeno se llama error de prejuicio en la resolución o más comunamente efecto de palizada. En otras palabras, mirando un espectro TRF es un poco como mirar una cordillera a través de una palizada.

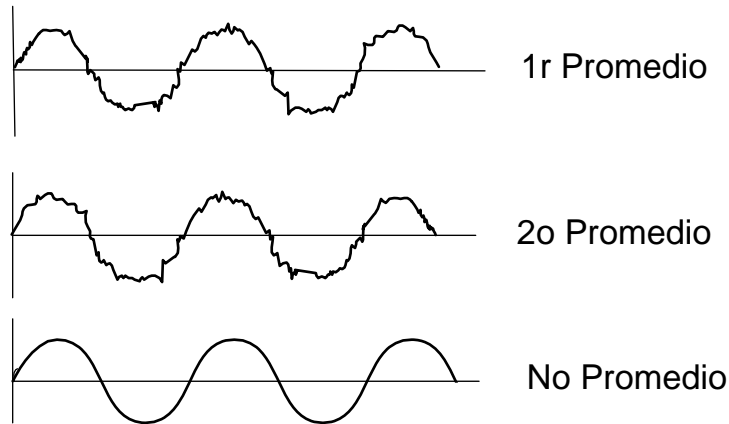
Promediando

Una de las funciones importantes del analizador TRF es que puede realizar fácilmente promedios de espectros sobre tiempo. En general la señal de vibración de una máquina rotativa no es completamente determinista, pero tiene algún ruido aleatorio superpuesto. Ya que el ruido no es predecible, cambiará la forma del espectro y en muchos casos puede llevar a una distorsión seria del espectro. Si se hace el promedio de una serie de espectros, el ruido gradualmente tomará una forma suave y los picos espectrales resaltarán, debido a la parte determinista de la señal, y sus niveles serán representados con más precisión. No es verdad que el hecho de solamente promediar espectros TRF reducirá la cantidad de ruido, el ruido se suavizará pero su nivel no se reducirá .

Hay dos tipos de promedios que se usan generalmente. en analizadores TRF. Se llaman el promedio lineal y el promedio exponencial. El promedio lineal se obtiene sumando un número de espectros y dividiendo el total por el número de espectros. Esto se hace para cada línea del espectro y el resultado es un verdadero promedio aritmético, línea por línea. El promedio exponencial genera un promedio continuo, donde los espectros recién recopilados tienen más influencia en el promedio que los espectros más antiguos. Esto proporciona una forma conveniente para examinar datos que cambian pero todavía les queda el beneficio de algo del promediado para suavizar los espectros y reducir el ruido aparente.

Promediando en Tiempo Síncrono.

Promediando en tiempo síncrono, también llamado en el dominio del tiempo es una clase de promedio totalmente diferente, donde la forma de onda está promediada en un bufer antes de que se haga el cálculo de la TRF. Para poder realizar el promedio en el dominio de tiempo, se tiene que introducir un impulso disparador de referencia en el analizador para decir cuando debe empezar a recopilar muestras de la señal. El disparador está sincronizado con un elemento de la máquina que nos interesa.



El promedio va acumulando gradualmente estas partes de la señal que fueran sincronizadas con el disparador y otras partes de la señal son eliminadas efectivamente, al promediar. Este es el único tipo de promedio que reduce el ruido.

La aplicación de promedios en tiempo síncrono en el diagnóstico de problemas de engranes se cubrirá en el capítulo siguiente: Monitoreo de Vibración en Maquinaria.

Un ejemplo del uso del promedio en el dominio del tiempo es la medición de la vibración en máquinas en presencia de una vibración excesiva de fondo, por ejemplo generada por máquinas vecinas en operación, o otras fuentes de ruido. En este caso, el disparador está derivado de un tacómetro, conectado a la flecha principal. El tacómetro está puesto para dar un impulso por revolución de la flecha y todo en el espectro relacionado con las partes giratorias será incrementado. Todas las otras partes serán reducidas. Eso es una buena manera de reducir las consecuencias de los efectos de voltaje en la línea. Por ejemplo, en una máquina girando a 3600 rpm la frecuencia de línea de 60 Hz será cerca de las rpm y el segundo armónico de línea será cerca de 2x. Si el espectro no tiene la resolución suficiente para separar los dos componentes, la información acerca de los componentes de la velocidad de funcionamiento será contaminada. Realizar el promedio en el dominio de tiempo reducirá los componentes inducidos de línea y dejará intactos los componentes de rotación.

Trampas en la TRF

Probablemente, el error que se comete con más frecuencia, cuando se usa el analizador TRF es la selección de la ventana incorrecta, para la tarea que nos espera. El siguiente error más común es la selección de una resolución de

A continuación enumeramos un resumen de las trampas, plagando la técnica del análisis TRF. Esto no quiere decir que el análisis TRF no es bueno-al contrario, esta técnica ha revolucionado el análisis de datos de vibración. El hecho importante es que los problemas con el análisis TRF se pueden solucionar usando una técnica adecuada, y que los efectos residuales se pueden reducir a niveles insignificantes.

- El muestreo provoca la generación de alias
- Limitación de tiempo provoca fugas.
- Frecuencias discretas en el espectro calculado provocan el efecto de palizada.

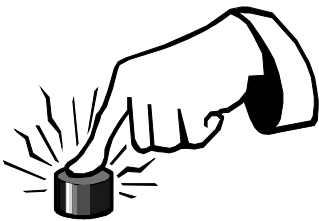
Monitoreo de Vibración en Máquinas

Introducción

Ya se ha demostrado muchas veces que la firma de vibración de una máquina en operación da mucha más información acerca del funcionamiento interno de la máquina que cualquier otra clase de prueba no destructiva. Un rodamiento con un pequeño defecto incipiente, provocará un cambio delator en la vibración de la máquina de la misma manera que un desbalanceo, una desalinación o una cantidad de otras fallas. El análisis de vibraciones, cuando está aplicado correctamente, permite al técnico detectar pequeños defectos mecánicos incipientes mucho antes que representen una amenaza en contra de la integridad de la máquina. De esa manera, nos da el tiempo suficiente para programar el mantenimiento para acomodar las necesidades de la gerencia de planta. De esa manera es la gerencia de planta la que controla las máquinas en lugar que sea viceversa.

La medición de vibración y su análisis son las bases del Mantenimiento Predictivo, que forma un fuerte contraste con la práctica de mantenimiento del tipo histórico "funcionar hasta fallar." Varios estudios, como el que llevó a cabo el Instituto de la Investigación de la Energía Electrica (EPRI) demostraron que en promedio, la industria gasta 17\$ por año por caballo vapor, en el mantenimiento de la maquinaria, si se practica, "funcionar hasta fallar". Técnicas de mantenimiento predictivas aplicadas correctamente redujeron esta cantidad hasta 9\$ por caballo vapor.

Historia del análisis de vibración y su uso en el mantenimiento de maquinaria



El primero analizador de vibración fué el cerebro humano, combinado con los sentidos del oído y del tacto, y todavía es uno de los mejores cuando el sujeto está bien entrenado. Muchos operadores de máquinas y gente de mantenimiento son capaces de diagnosticar problemas de máquinas por el tacto y con el uso de su fiel mango de escoba o desarmador para transmitir el sonido de un rodamiento al oído. El mecanismo del oído humano es extremadamente apto para reconocer patrones y muchas veces es capaz de reconocer las firmas distintivas, causadas por un defecto tal como una astilla en el anillo de un rodamiento con bolas.

Desgraciadamente el analizador de vibraciones humano no tiene salida eléctrica. , tiene una memoria deficiente y por lo general se jubila en la cumbre de su productividad.

Para incrementar la consistencia y para poder recordar las historias en el tiempo, necesitamos poder poner números a las mediciones de vibraciones y guardar archivos. Esos son las áreas donde el analizador de vibración humano falla. Era inevitable que fueran desarrollados métodos mecánicos y electrónicos para ese propósito.

Los primeros medidores de vibración fueron introducidos en los años 1950. Ellos medían el **nivel** general o nivel de banda ancha de vibración en maquinaria, o bien en **mils** (milésimos de pulgada) pico a pico de desplazamiento vibratorio o en pulgadas por segundo (PPS) de velocidad vibratoria. Un poco más tarde, los **filtros análogos** fueron agregados para poder hacer la diferencia entre los componentes de frecuencia diferente y de esta manera producir una especie de **espectro** de vibración.

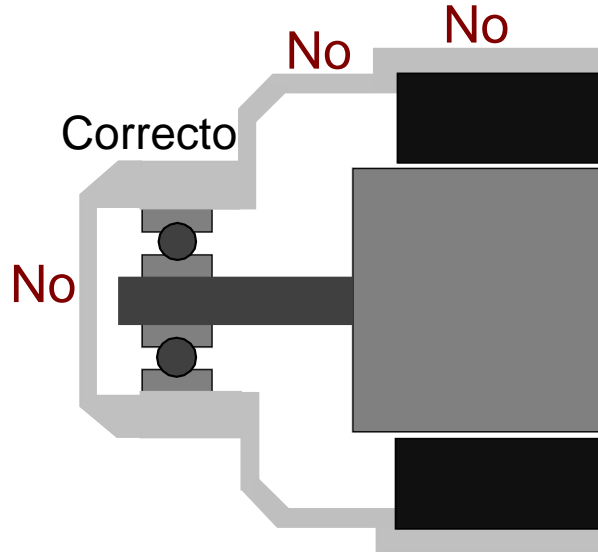
Los años 1970 vieron la llegada de la computadora personal y el procesador de las señales digitales que lleva al analizador TRF y eso posibilitó el cálculo de un espectro de frecuencias muy rápido. , desde una señal de vibración grabada. Los primeros analizadores eran muy voluminosos y pesaban hasta 35 kilogramos. , y eso les hacia más adecuados como instrumentos de laboratorio que como unidades portátiles para uso en la industria.

Los años 1980 vieron la explotación del microprocesador en un único chip de silicón. y éste fue seguido muy rápidamente por el verdadero analizador de señales digitales portatil. , activado por baterías. Es un aparato que junto con un programa de computadora almacena los datos y maneja los aspectos lógicos de la recopilación de datos, que revolucionó la aplicación del análisis de vibración en el diagnóstico de maquinaria.

Aspectos Prácticos en la Medición de Vibración

Ubicación de los Puntos de Prueba

En general es deseable colocar el transductor de prueba lo más cerca posible del rodamiento, con metal sólido entre el rodamiento y el sensor. Se debe evitar la colocación en las gorras de rodamientos, ya que son hechas de metal delgado y conducen muy poco la energía de vibración. Si es posible habrá que seleccionar los lugares de ubicación de tal manera que no haya juntas entre metal y metal, entre el rodamiento y el sensor. La junta entre la campana y el carter del estator de un motor es un ejemplo de esto. Carteres de ventiladores y las extremidades de motores se deben evitar.



Ubicaciones de Acelerómetros

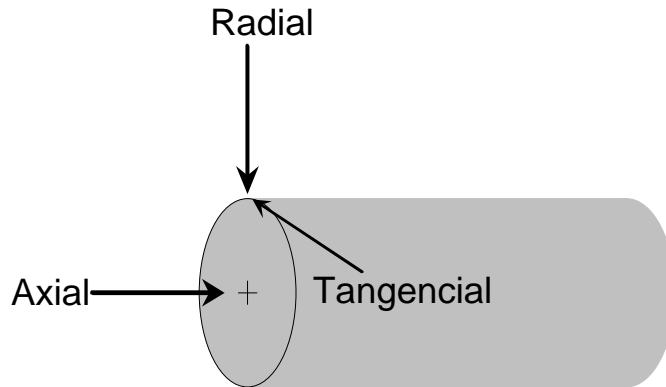
En general se ha encontrado que para motores de menos de alrededor de 50 HP un punto de prueba es adecuado, pero para motores de más de 50 HP cada rodamiento debería de tener su propio punto de prueba. En las máquinas sensibles a los daños en los rodamientos y en las que los problemas de rodamientos se deberían detectar lo más temprano posible, cada rodamiento debería tener su propio punto de prueba.

Orientación de los Sensores de Vibración

En cualquier programa de monitoreo de máquinas, el hecho que los datos sean recopilados de manera exactamente igual cada vez que se hace una medición es extremadamente importante. Eso para asegurar que los datos se pueden repetir y que se pueda establecer una tendencia en el tiempo. Por esa razón no se recomienda el uso de transductores manuales. Los datos los más confiables se recopilan cuando el transductor está montado con botón en la superficie de la máquina.

Mediciones Triaxiales

Para ayudar en la determinación de problemas de máquinas es muy útil obtener datos de vibración de cada punto de medición en tres direcciones. Esas direcciones se llaman **Axial**, **Radial**, y **Tangencial**. Axial es la dirección paralela a la flecha, radial es la dirección desde el transductor hacia el centro de la flecha, y tangencial es 90 grados de radial, tangente a la flecha.



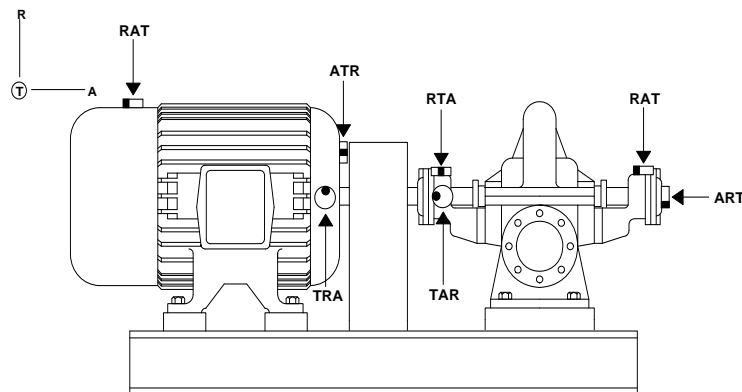
Alineación de ejes de vibración.

Direcciones ortogonales quiere decir que los ejes sensitivos de los tres acelerómetros se encuentran en ángulos derechos el uno del otro

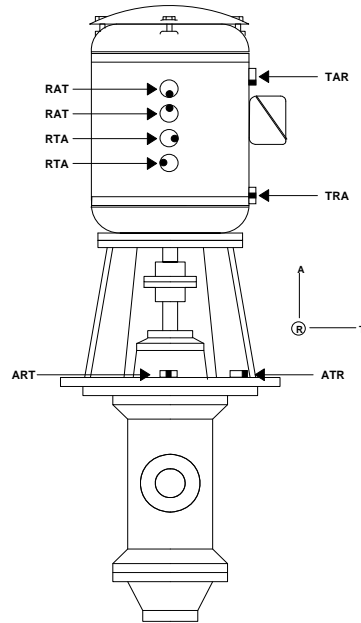
Con los recopiladores de datos de vibración Azima DLI, se recopilan los datos con un acelerómetro triaxial a 3 canales. Realmente son tres transductores en un cárter y están orientados en las tres direcciones ortogonales llamadas radial, tangencial y axial. El transductor está montado por medio de un tornillo a casquillo en un cojín de montaje de bronce especialmente diseñado. El diseño del cojín asegura que el sensor estará orientado en la misma dirección. Los canales 1, 2 y 3 del sensor pueden estar a diferentes ejes de medición con respecto a la máquina. Por ejemplo: si el sensor está montado encima de un cárter de rodamiento de una flecha horizontal, el canal 1 sería orientado verticalmente, el canal 2 podría ser orientado horizontalmente a 90 grados al eje de la flecha, y el canal 3 podría ser orientado horizontalmente paralelo al eje de la flecha. Esas direcciones se llaman Radial, Tangencial, y Axial, respectivamente. El archivo inicial de la máquina usa la abreviación RTA para este tipo de montaje. Si el sensor giraría 90 grados alrededor de su eje vertical, la orientación se llamaría RAT. Es muy importante que el programa conozca la orientación exacta del sensor. Esta información es parte de la Guía de Pruebas y Análisis de Vibraciones, para la máquina, así como lo describimos en la página ----

Ejemplos de Orientación.

El diagrama siguiente enseña las seis orientaciones del sensor para una máquina original.



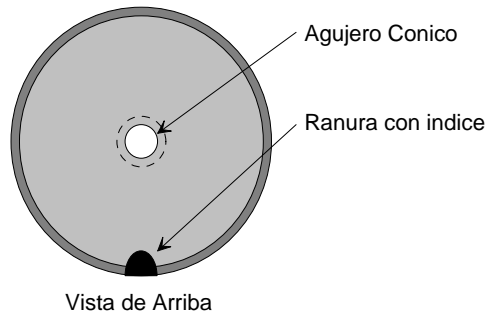
Para máquinas verticales R es Radial, T es tangencial y A es vertical.



Bloques de Montaje para Sensores - "Bloqueo"

El cojín de montaje cilíndrico o bloque es un disco de bronce con un agujero central cónico y un chavetero en la orilla, que recibe una clavija del transductor mismo. El transductor, que es sensible en el eje del tornillo de montaje es el canal 1, el eje en la dirección del chavetero es el canal 2 y el eje perpendicular a eso es el canal 3. El cojín normalmente está sujeto a la máquina con un adhesivo duro y fuerte como el adhesivo estructural Versiblok TM.

Como lo mencionamos arriba, es muy importante que la orientación del cojín sea conocida por el software y si el cojín es reemplazado el nuevo deberá estar orientado en la misma dirección. El GPAV nos da la orientación correcta de cada cojín. La instalación de los cojines de montaje a veces se llama "bloqueando" una máquina.



Vista Lateral
Cojín de Montaje de un Sensor

Estrategías de Pruebas para Inspecciones de Vibración

Cuando se lleva a cabo una inspección de vibración de un grupo de máquinas se tendrá que tomar en cuenta los puntos siguientes con el propósito de asegurar la consistencia de los datos desde una medición a la siguiente.

Condiciones de Prueba

La firma de vibración de una máquina depende en gran parte de sus parámetros de operación y de su estado físico. Los parámetros de operación incluyen factores como velocidad de operación, carga, presión de descarga de la bomba, y presión de entrega del compresor.

Probablemente el error más común que se encuentra en la práctica es el hecho que se recopilan datos en la misma máquina pero con diferentes parámetros de operación y/o niveles diferentes de vibración de fondo. El GPAV da información sobre las condiciones de operación para realizar las pruebas.

La máquina debe estar en condiciones de operación normal, cuando se recopilan datos de vibración. Si eso no fuera el caso, la firma de vibración no sería igual a las firmas de vibración recopiladas anteriormente, y ya no sería posible establecer una tendencia en el tiempo. Las velocidades de motores a inducción dependen de la carga, y no deberían variar de una recopilación a la siguiente con más de unos porcientos. Eso quiere decir que las condiciones de carga deben ser las mismas tanto como sea posible.

El nivel de vibración agregado por fuentes extrañas como máquinas cercanas, también debiera ser lo mismo cada vez que se recopilen datos. No recopilen datos con las máquinas cercanas apagadas, si los espectros anteriores fueron recopilados mientras que éstas estaban funcionando. Eso es especialmente válido con un nivel de vibración de fondo alto como por ejemplo en un cuarto de máquinas de un barco. Motores Diesel de propulsión deben estar operando a la misma velocidad durante cada sesión de recopilación de datos.

Condiciones de operación

Es imperativo, que cuando se recopilan datos, las RPM de la prueba esten muy cerca de las RPM que se usaron en pruebas anteriores. En equipo accionado por turbinas, la velocidad se debe verificar usando un tacómetro estroboscópico portátil u otro, y la velocidad debe ser constante sin variaciones. Las presiones de las sondas deben ser el reflejo de las condiciones de operación normal. No se recomienda probar las bombas con las válvulas de descarga cerradas, pero si hay que probar una bomba en una situación de recirculación, se puede cerrar parcialmente la válvula de recirculación para llegar a una presión de descarga normal.

Calentamiento

Todas las máquinas deben ser probadas totalmente calentadas. La temperatura de la máquina afectará la alineación y los juegos en operación debido a la expansión termal. Una máquina fría tendrá una firma de vibración diferente de una máquina caliente y esas pueden a veces ser totalmente diferentes.

Inspección Visual

Es importante la inspección visual de una máquina en operación mientras que se está probando la vibración, ya que se pueden descubrir indicaciones valiables acerca

del estado de la máquina. Se debe notar las RPM y la presión de descarga. Los puntos siguientes deben ser verificados:

- Hay algunos ruidos inusitados?
- Algunos rodamientos se sienten más calientes que normal?
- Se puede sentir un nivel de vibración excesivo?
- Hay algo inusitado en la operación de la máquina?
- Hay algunas fugas de vapor o de fluidos aparentes?
- Los valores que indican los metros parecen normales?
- El operador de la máquina hace algunos comentarios acerca del estado de la máquina?

El Concepto de Comparación de Espectros

Parámetros de Medición de Vibración

Tal como lo vimos en el capítulo Introducción a la Vibración, es posible examinar la misma señal de vibración en términos de **Aceleración**, **Velocidad** y **Desplazamiento**. Se vio que la velocidad a cualquier frecuencia es proporcional al desplazamiento multiplicado por la frecuencia, lo que quiere decir que también es igual al desplazamiento multiplicado por el cuadrado de la frecuencia.

Los modelos DCXA y DCA60 usan la velocidad como el parámetro de default.

Basandonos en esas relaciones se vio en el capítulo Introducción a la Vibración, que el desplazamiento de vibración pone un fuerte énfasis en las frecuencias más bajas, y que la aceleración pone un fuerte énfasis en las frecuencias más altas. Cuando se estudia el espectro de vibraciones de una máquina, es deseable enseñar el parámetro que mantenga un nivel más uniforme en todo el rango de frecuencias. Eso aumentará al máximo el rango dinámico de la señal medida. Para la término de máquinas rotativas, de tamaño medio, se verá que es la velocidad de vibración que produce el espectro más uniforme, y por esa razón, es la que se escoge como parámetro de default del monitoreo de máquina.

Aunque é rminos ia es posible realizar manualmente una comparación de espectros de vibración que se tomaron del mismo punto de medición a tiempos diferentes , es casi imposible en la práctica realizar un buen trabajo, debido a la complejidad de los espectros y de la gran cantidad de datos. Por esta razón se ha generalizado el uso de un programa de computadora para realizar el trabajo.

En el análisis de la é rmino de firmas de vibración de máquinas, el nivel absoluto de los componentes de nivel no es una indicación de problemas en la máquina tan válida , como lo es la proporción de incremento de los componentes. Por ejemplo: una máquina puede tener un tono de rodamiento en un espectro de vibraciones a un nivel 94 VdB (0.28 pulgadas de pico por segundo) y la máquina podría funcionar por años con este tono al mismo nivel. La presencia del tono es una indicación de que existe una anomalía en el rodamiento, pero puede ser que la carga sobre el rodamiento no sea lo suficientemente fuerte para causar una degradación rápida. Por otra parte, otra máquina puede tener un tono de rodamiento a 70 VdB (.0018 PPS), y el tono se podría incrementar hasta 76 VdB en un mes y hasta 82 VdB en otro mes. Eso si es una causa de preocupación ya que un incremento de 6 dB equivale a una duplicación del nivel de vibración. Esta proporción de incremento indica un nivel de vibración que crece de manera exponencial y quiere decir que la proporción de daño al rodamiento se incrementa debido a la misma presencia de la falla. Eso es un ejemplo de retroalimentación positiva, y en situaciones de este tipo, los problemas pequeños pueden crecer muy é rminos ia hasta llegar muy pronto a ser problemas grandes. Noten que en este caso, los niveles absolutos son muy bajos, es la proporción de crecimiento que es mucho más importante que la magnitud de la falla.

Programa de Pruebas de Maquinaria

Es importante iniciar un programa de monitoreo de vibración de un tamaño manejable, y después que se tenga la experiencia irlo incrementando. Las máquinas más importantes que se deben monitorear son las principales para la productividad de la planta, y las que tienen una historia negativa de mantenimiento. Al principio no se deben incluir máquinas de velocidad variable, máquinas muy compleja y máquinas recíprocas.

Para que el programa de monitoreo tenga éxito, las mediciones se tienen que hacer según un programa. La mayoría del equipo debe de probarse mensualmente , y algunas máquinas menos importantes cada tres meses. Una prueba semanal es normal para máquinas críticas. De todos modos, es importante adaptar su programa de mediciones a las máquinas y a su estado. A medida que se adquiere é rminos ia, será fácil revisar el programa.

Elaborar Tendencias

La elaboración de tendencias consiste en almacenar las firmas de grabación grabadas a tiempos específicos y de apuntar los cambios en los niveles de vibración a las **frecuencias forzadas** vs tiempo. Una tendencia creciente en el nivel, indica un problema incipiente.

La manera más sencilla de utilizar las tendencias en las vibraciones es de establecer un **espectro** de vibración representativo de una máquina operando normalmente, como punto de referencia. Y de comparar esta referencia con espectros que se grabaron más tarde en la misma máquina. La comparación de espectros es posible por la normalización de orden, que estudiaremos en breve. Cuando se hace la comparación, hay varios puntos importantes que se tienen que tomar en cuenta:

- Las condiciones en las que opera la máquina, cuando se graba el nuevo espectro deben ser lo más similares a las condiciones en que operaba cuando se grabó el espectro de referencia. Si no, los espectros no son comparables y se pueden cometer errores importantes.

- Los datos de las vibraciones deben recordarse de manera exactamente igual que los datos de referencia. El **transductor** debe ser montado en el lugar exactamente igual y su **calibración** debe ser precisa si es posible, se debe usar el mismo transductor para todas las mediciones sucesivas en la máquina
- Cuando se toman datos de las vibraciones con un analizador TRF o con un recopilador de datos, es importante realizar un promedio de varios espectros instantáneos, para reducir las variaciones aleatorias y los efectos de ruido extraño en la señal medida. La cantidad de promedios espectrales que se graban para producir los espectros deben ser suficientes para producir una **firma** uniforme y constante.

Normalmente de seis a diez promedios serán suficientes, pero en algunas máquinas con un contenido de ruido aleatorio relativamente alto en sus firmas es posible que se necesite tiempos de promedio más largos. Una regla general es de 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 grabar otro espectro. Si los dos últimos espectros son similares, entonces la cantidad anterior de promedios es adecuada para la máquina.

El Espectro de Referencia

Cuando se lleva a cabo la realización de tendencias, es extremadamente importante de estar seguro que el espectro de referencia con que se van a comparar los datos de pruebas posteriores sea realmente representativo de la máquina.

Firmas de Vibración Promediadas

Una larga experiencia nos ha demostrado que una manera excelente de generar una referencia sensata es de realizar el promedio de varios espectros de máquinas del mismo tipo. Si hay un número de máquinas similares, el promedio estadístico de sus espectros de referencia es una buena indicación del estado general de este tipo de máquina. En particular. Una serie de máquinas en buen estado de funcionamiento producirá espectros de vibración similares los unos a los otros pero que tendrán variaciones aleatorias en nivel. Se hace el promedio de los espectros de las máquinas y se calcula las **desviaciones estándar** de nivel a cada frecuencia importante.

Algunos tipos de máquinas son tan individualistas que cuando se hace el promedio, la desviación estándar entre las magnitudes de vibración es tan grande, que el promedio no tiene sentido. En este caso, se tiene que usar cada máquina, para realizar una referencia que tenga sentido, calculando el promedio de una serie de mediciones durante un periodo de tiempo largo, y generando una máscara del espectro promedio de referencia.

Hay muchas situaciones en las que no está disponible una selección larga de máquinas similares. En este caso, los espectros de referencia promediados se toman en la misma máquina a diferentes momentos.

Cuando se hace el promedio de espectros de un grupo de máquinas se debe tener cuidado de verificar que los espectros a promediar sean válidos y que las máquinas de las que provengan no sean defectuosas.

Una de las tareas más importantes del analista de vibraciones es de asegurarse que los espectros promedios son válidos y representativos de las máquinas.

No hay que confundir el promedio para la obtención de un espectro de referencia con el promedio hecho en el momento de recopilación de datos de vibración, como lo describimos arriba.

La Máscara del Espectro

Como lo vimos, máquinas sanas tendrán desviaciones menores en sus espectros de vibración, debido a pequeñas variaciones en carga, temperatura y voltaje de línea, y a las fluctuaciones de ruido de fondo. Estas variaciones en firmas de vibración pueden ser la causa de la generación de alarmas falsas, si el espectro crudo se compara con el espectro de referencia válido. Por esta razón es deseable generar un llamado espectro máscara del espectro de referencia. Esta máscara es un espectro nuevo, que se hace incrementando los niveles en el espectro de referencia con varias cantidades a diferentes frecuencias. Por ejemplo, la máscara podría ser 6 dB arriba de la referencia en 1x, pero solamente 4 dB arriba de la referencia en 2x.

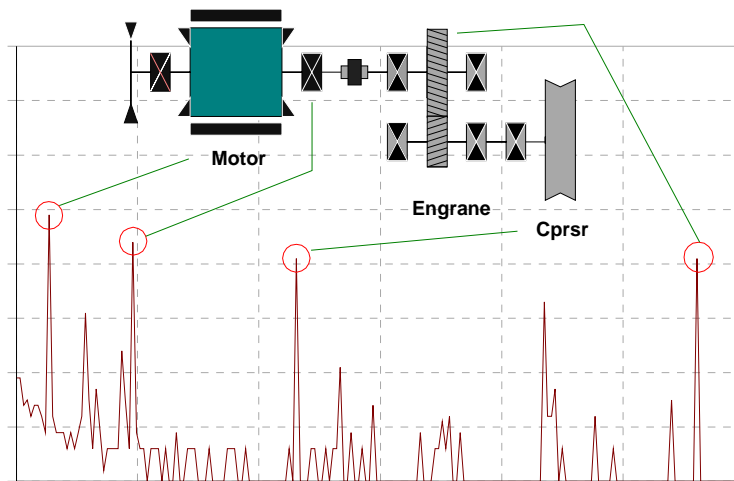
Un buen punto de partida para establecer la máscara es agregar una desviación estándar en nivel a cada pico del espectro, al espectro de referencia promediado. Encontrarán que una larga clase de máquinas producirá espectros promedios con desviaciones estándar relativamente pequeñas, y particularmente con esas máquinas es una buena idea realizar el promedio del espectro y después generar la máscara agregando una desviación estándar a cada frecuencia. Para una clase de máquinas que muestran desviaciones estándar largas en nivel, cuando se hace la referencia, será más difícil la generación de la máscara, y los niveles de la máscara deberán ser más altos que una desviación estándar arriba de la referencia.

La determinación de la forma de la máscara puede ser relativamente complicada y depende de la máquina de la variación normal en los niveles de vibración espectral a varias **frecuencias**. Eso solamente se puede determinar examinando una serie de espectros históricos, con la aplicación de un buen juicio y conocimiento de la máquina.

Frecuencias Forzadas

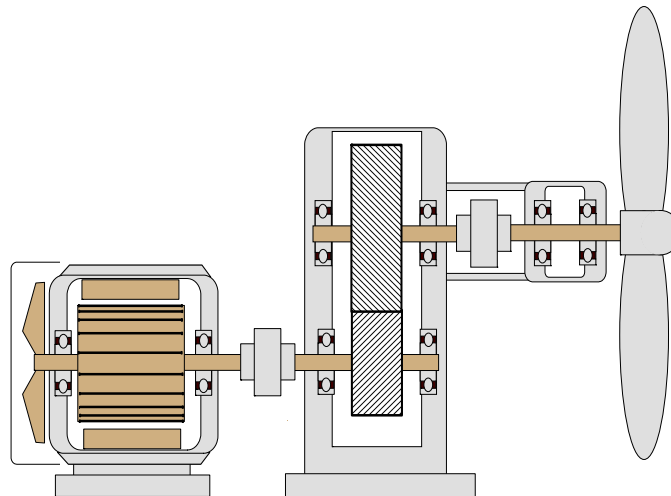
El valor del análisis de las vibraciones de maquinaria está basado en el hecho que elementos específicos en las partes rotativas de cualquier máquina producirán fuerzas en la máquina que causarán vibraciones a frecuencias específicas. Una de las más importantes **frecuencias forzadas** son las RPM de la flecha, y eso proviene del hecho que cualquier rotor siempre presenta una cierta cantidad de desbalanceo residual. Esto imparte una fuerza centrífuga radial en los rodamientos y causa la vibración de la estructura a la **frecuencia fundamental** o 1x. Los llamados **tonos de rodamientos**, que son característicos de cada geometría de rodamiento son fuerzas generadas por defectos en los anillos del rodamiento y en los mismos elementos de rodamientos. Las frecuencias de engranaje de los engranes provienen de los impactos individuales de los dientes de un engrane unos contra otros y la frecuencia de engranaje es igual al número de dientes en el engrane multiplicado por las RPM del engrane. Las frecuencias de paso de aspas o de alabes son similares al engranaje y son igual al número de alabes en una impulsora o al número de aspas en un ventilador, multiplicado por las RPM. Cada frecuencia forzada va a crear un pico en el espectro de vibración. La amplitud del pico depende de la gravedad de la condición que lo causa. De esa manera, la frecuencia indica el tipo de problema, y la amplitud indica su gravedad.

Compresor Centrifugo a Aire



Frecuencias Forzadas

A continuación damos un ejemplo de un cálculo de frecuencias forzadas para una máquina activada por engranes



Suponemos que los componentes motor/engrane /ventilador tienen los números de elementos siguientes:

Componenta de la Máquina	Elementos del Componente	Número de Elementos
Ventilador de Enfriamiento del Motor	Aspas de Ventilador	11
Rotor del Motor	Barras del Rotor	42
Piñon de activacion	Dientes de Engrane	36
Engrane Activado	Dientes de Engrane	100
Ventilador	Aspas de Ventilador	9

En este caso de una máquina de varias flechas, debemos considerar que las frecuencias fundamentales de las flechas del motor y del ventilador son diferentes. Suponemos que el motor está girando a 1780 RPM. Para calcular las RPM de la flecha del ventilador, primero tenemos que encontrar la proporción de reducciones de la caja de engranes. Para encontrarla, consideramos el número de dientes en cada engrane. Dividimos la cantidad del piñón de activación entre la cantidad del engrane activado:

$$36/100 = 0.36$$

Después se multiplica esta proporción por las RPM de la flecha del motor para encontrar las RPM de la flecha del ventilador:

$$0.36 \times 1780 = 640.8$$

Ahora se puede decir que la frecuencia fundamental del motor es de 1780 CPM. Y la frecuencia fundamental del ventilador de 640.8 CPM.

*Los términos RPM (Revoluciones por Minuto) y CPM (Ciclos por MINuto) muchas veces se pueden usar e intercambiar como **unidades de frecuencia**.*

Se van a multiplicar los números de elementos en cada componente por la frecuencia fundamental de la flecha que está girando. Los componentes ubicados en la flecha del motor se van a multiplicar por 1780 CPM y los componentes de la flecha del ventilador se van a multiplicar por 640.8. Para facilitar eso, separemos los componentes con sus flechas correspondientes.

Flecha de Motor	Elementos	Frecuencia Forzada CPM
Rotación	1	1,780
Ventilador de enfriamiento	11	19,580
Rotor del Motor	42	74,760
Piñon de activación	36	64,080

Flecha del ventilador	Elementos	Frecuencia Forzada
Rotación	1	640.8
Engrane Activado	100	64,080
Ventilador	9	5,767.2

Estos efectos no lineales son análogos a la distorsión armónica e intermodulada en sistemas de sonido.

Si la máquina fuera completamente lineal en su respuesta, las frecuencias forzadas existirían por sí mismas, pero a medida que la máquina va desarrollando holgura, y juego excesivo, su estructura se hace no lineal. La señal de vibración que se genera en las frecuencias forzadas, especialmente en 1x, la velocidad de funcionamiento se distorsiona y provoca la aparición de **armónicos** en el espectro. A medida que se incrementa el grado de no linealidad, las frecuencias forzadas interactúan y causan **modulación** de frecuencia y de amplitud. Esto causa la aparición de **bandas laterales** en el espectro. Por estas razones, los armónicos de velocidad de funcionamiento y las bandas laterales casi siempre son una indicación de problemas de maquinaria y su número y nivel son una indicación de la gravedad del problema.

El Eje de Frecuencias

Cuando se va dibujando los espectros de vibración de maquinaria rotativa, hay varias opciones para las unidades del eje de frecuencias. Probablemente la unidad la más natural es el ciclo por segundo, o hertzio **Hz**. Otra unidad que se usa frecuentemente son las Revoluciones por Minuto (RPM) o Ciclos por Minuto (CPM). Hz se convierte a CPM, multiplicando por 60. Mucha gente opina que CPM es una escala conveniente, para usarse, ya que muchas máquinas se describen en términos de RPM. Esta práctica resulta en grandes números para el eje de frecuencias y por eso, mucha gente prefieren usar Hz ya que los números más pequeños son más convenientes.

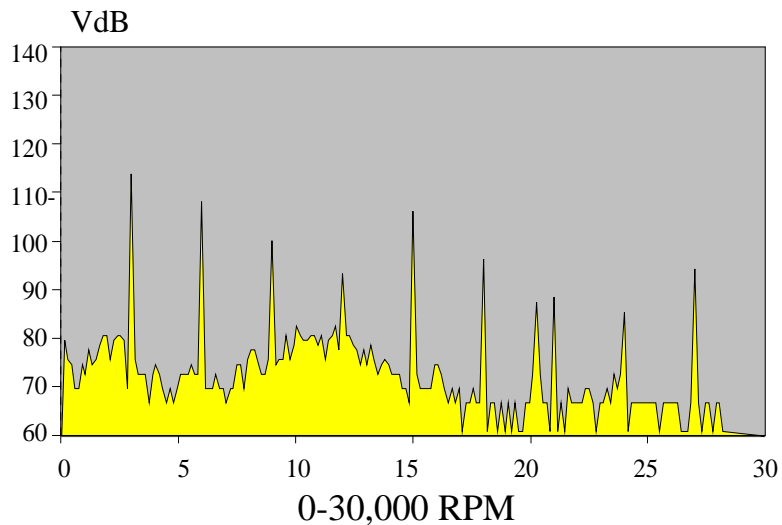
Normalización de orden

Se tiene que tener cuidado con la normalización de orden. Por ejemplo, si una máquina tiene dos o más flechas, girando a velocidades diferentes, solamente se puede normalizar el espectro por una velocidad de flecha al mismo tiempo.

En lugar de expresar los espectros de vibración en unidades de frecuencia hertzio (Hz), muchas veces es deseable usar ordenes o multiples de las RPM de la máquina. La primera orden se llama 1x, el segundo 2x etc. En un espectro normalizado de ordenes cada uno de los armónicos de la velocidad está en la misma ubicación en la gráfica sin tomar en cuenta la velocidad. Esto es especialmente valuable, si se quiere comparar varias mediciones en la misma máquina, tomados en momentos diferentes, y que la velocidad ha cambiado un poco entre los momentos de las mediciones.

La normalización de orden se lleva a cabo con el software Azima DLI Advanced Alert R y bajo ciertas condiciones es posible para el programa seleccionar el pico equivocado como componente 1x. Por esta razón es importante que el analista verifique que la normalización se haga correctamente, si es que un espectro presenta grandes diferencias con otros espectros tomado de la misma máquina. En este caso, el analista deberá volver a normalizar el espectro.

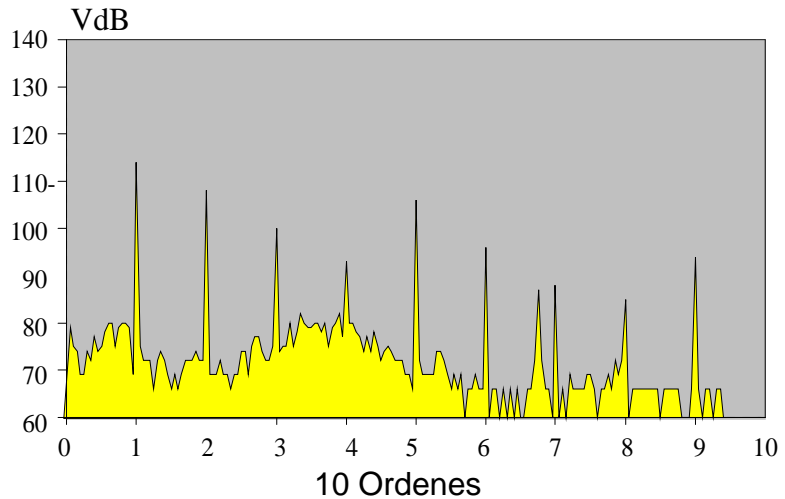
A continuación enseñamos un espectro no **normalizado por orden** con una escala de cero hasta 30 000 RPM



Espectro convencional de Vibración

Noten que muchos picos parecen ubicados a la misma distancia, pero puede ser difícil distinguir cual es un armónico de flecha cerca de 20 000 CPM.

La gráfica siguiente es un espectro normalizado con una escala de 0 a 10 ordenes. . Noten que los armónicos de velocidad de funcionamiento son enteros en la escala de frecuencias y que el pico en 7x se ve inmediatamente como un componente no **síncrono**



Espectro normalizado por orden

La normalización de espectros por orden tiene las ventajas siguientes:

- La velocidad de rotación fundamental se puede reconocer al instante en el orden 1.0
- Armónicos de la velocidad de rotación serán enteros.
- Una segunda flecha en una máquina activada por engranes tendrá un orden igual a la proporción de los engranes.
- Frecuencias de excitación tales como proporción de engranaje y paso de alabes en bomba se pueden reconocer fácilmente, porque su orden es igual al número de elementos.
- Los tonos de rodamientos serán no enteros, muchas veces serán los componentes principales no enteros.
- Las bandas laterales alrededor de los tonos de rodamiento se podrán reconocer fácilmente porque estarán en el orden de tono ± 1 , ± 2 etc.
- Más importante: ya que la velocidad de la máquina casi nunca está exactamente igual de prueba a prueba, los picos no estarán en las mismas frecuencias, no se puede hacer los promedios de los espectros. Los espectros normalizados tienen los picos en los mismos órdenes prueba tras prueba, y se puede hacer los promedios sin que haya dispersión.

La Evaluación de Espectros de Vibración de Maquinaria

La mayoría de las máquinas tienen un conjunto de frecuencias forzadas relativamente sencillas, determinadas por la geometría de la máquina y por su velocidad. La existencia de otras frecuencias que las frecuencias forzadas tales como los armónicos de 1x en la firma de vibración de la máquina indica una no linealidad

y la magnitud combinada de esas frecuencias nuevas es un buen indicador del estado de salud general de la máquina. A medida que se desgasta una máquina, el juego se hace más grande, y su firma de vibración se hace más compleja, debido a la generación de **armónicos** bandas laterales.

Cuando se hace una tendencia del nivel de vibración de una máquina, en el tiempo, un incremento en el nivel de frecuencias forzadas indica un cambio en el mecanismo de la máquina, causando esta frecuencia forzada. No necesariamente indica un daño a la máquina. Por ejemplo un incremento de 1x en un rodamiento de motor indica una condición de desbalanceo creciente, pero si empiezan a aparecer armónicos de 1x, eso indica daños tal como incremento de juego en rodamientos, holgura o grietas en la estructura. Por eso, una fuerte vibración en 1x significa que se debe balancear el rotor, pero la aparición de 1x también quiere decir que el rodamiento y las estructuras vecinas también se deben verificar en cuanto a daños.

Análisis en el Dominio del Tiempo

Como lo menciona el filósofo Lotfi Zadek: "Si nuestra única herramienta es un martillo, muy rápido todos nuestros problemas se verán como clavos"

La Forma de Onda vs el Espectro

Como lo mencionamos en el capítulo Introducción a la Vibración, fuimos seducidos para usar el analizador de espectros como una herramienta de análisis, por default, para casi todas las señales de vibración. Eso ocurrió parcialmente por la gran disponibilidad de analizadores TRF portátiles y baratos, verdaderas "cajas mágicas". Es importante -sin embargo- que consideremos cuidadosamente lo que estamos haciendo y que no supongamos ciegamente que todas las señales de vibración se deben cambiar en espectros antes de estudiarlas.

El análisis del Dominio de Tiempo es sencillamente el uso de la **forma de onda** en lugar del espectro, para ayudar a diagnosticar problemas de máquinas, tal como lo vimos en la sección de análisis de frecuencia del curso de Aspectos Fundamentales de Vibración, los **espectros** de un impulso o de un transiente y de una señal aleatoria puede parecer exactamente iguales. Esto es válido aunque las señales sean muy diferentes en sus características.

La forma de onda nos enseña la diferencia inmediatamente, y por eso es una buena idea que el analista examina la forma de onda cuando el espectro no proporciona toda la información que se necesita para hacer un diagnóstico completo.

Que Podemos Aprender de la Forma de Onda?

- Impactos vs Ruido Aleatorio. Los impactos pueden ser causados por rodamientos con elementos rodantes, donde las bolas encuentren una grieta o un pequeña astilla en un anillo de rodamiento. Si hay una gran cantidad de ruido externo, el espectro no tendrá un pico bien definido en la frecuencia del tono del rodamiento.
- Truncado o aplastado de la señal. En muchos casos de holgura, como en el caso del soporte principal de un rodamiento que se eleva ligeramente durante una parte de la rotación, y después hace contacto con la base durante el resto del ciclo, la forma de onda será aplastada por un lado. Esto resultará en armónicos en el espectro, pero otros tipos de distorsión de la forma de onda también producirán armónicos. La forma de onda proporciona una identificación rápida de este tipo de holgura, donde el movimiento está limitado en una dirección.
- Eventos de baja frecuencia. En algunos casos, la señal de vibración podrá tener una discontinuidad de vez en cuando. Cuando se transforma en el dominio de la **frecuencia**, su frecuencia será tan baja que no se podrá ver claramente en el

Los pulsos producidos muchos veces por motores electricos no son verdaderos pulsos. Es modulación de amplitud de la vibración del motor a dos veces la proporción de deslizamiento del motor.

espectro. Un ejemplo de eso es una caja de engranes de baja velocidad, que tiene un diente roto, o cuarteado en el engrane grande.

- Pulsos que ocurren muchas veces en firmas de motores eléctricos y en firmas de vibración general de grupos de máquinas similares, que giran casi a la misma velocidad, se ven difícilmente en el dominio de la frecuencia, porque se necesita un espectro de alta resolución para resolver las dos frecuencias. Si se sospecha la existencia de pulsos, se debe realizar y examinar una larga grabación de la señal de tiempo. Los pulsos aparecerán inmediatamente, si están presentes.
- Impactos aleatorios. Una parte de la máquina está floja y esta pegando algo, a un ritmo que no tiene relación con la velocidad de la máquina.

Cuando preparamos un analizador, para almacenar formas de onda, debemos tener en mente un punto importante, eso es que el rango adecuado para examinar un espectro, por lo general no es adecuado para examinar la forma de onda. La mayoría de los analizadores TRF - con pocas excepciones - no permiten introducir proporciones específicas de muestreo o duraciones de la grabación en el dominio de tiempo-hay que introducirlos en términos de rango de frecuencia y resolución de frecuencia. Recuerden el capítulo de análisis TRF que la duración en tiempo de la grabación que el analizador usa para calcular el espectro es el recíproco de la distancia entre las líneas del espectro.

Los espectros generalmente tienen una escala, que permite la evaluación de un largo rango de frecuencias, y cuando el analizador TRF esta puesto para un rango de frecuencias relativamente alto, la duración de la grabación en tiempo será relativamente corta. Por ejemplo, un espectro de 400 líneas que se extiende desde CD hasta 1000 Hz tiene una distancia entre líneas de $1000/400 = 2.5$ Hz. La grabación en tiempo que se usa para calcular este espectro tiene una duración de $1/2.5 = 0.4$ segundos. Esta grabación en tiempo, que es la forma de tiempo actual, nos enseñará los detalles de lo que pasó en este tiempo. Pero cuando estudiamos una forma de onda, a veces estamos interesados en eventos que ocurren en tiempos muchos más largos. Por ejemplo, si estamos buscando pulsos en la firma de vibración de un motor eléctrico, o si examinamos la vibración combinada de dos máquinas que giran a velocidades ligeramente diferentes necesitamos ver una forma de onda, que dura por lo menos unos segundos.

Para llegar a una forma de onda que dura cinco segundos, debemos introducir una distancia entre líneas de $1/5$ Hz. y eso quiere decir un rango de baja frecuencia, o una alta resolución en el espectro correspondiente.

Para determinar la proporción de muestreo, de la forma de onda, y así su resolución en tiempo, otra vez tenemos que conseguir la información de las características del espectro. La proporción de muestreo para la grabación de tiempo, para la mayoría de los analizadores, es de 2.56 veces la frecuencia más alta en el espectro. Así, un rango de frecuencia de 100 Hz implica una proporción de muestreo de 256 muestras por segundo, y un rango de 1000 Hz necesita una proporción de 2560 muestras por segundo.

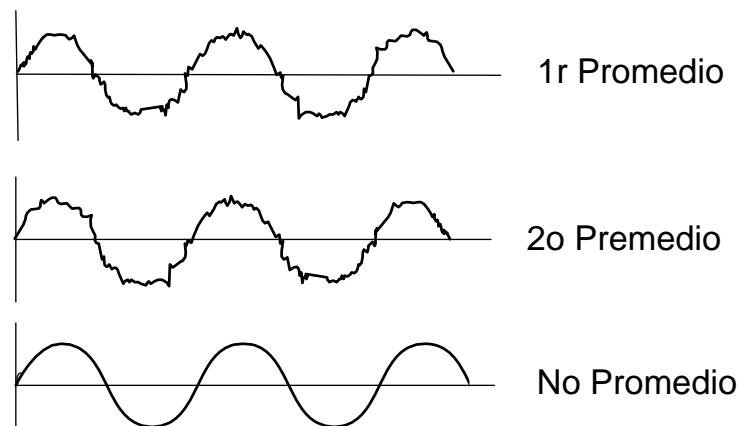
Recuerden que, para que una grabación en tiempo tenga sentido, debe tener mucho más puntos de datos que el espectro usual, y se tiene que cuidar que haya memoria suficiente para almacenar los datos de la forma de onda; para esto, lo mejor es usar la proporción de muestreo la más baja y la duración mas corta de grabación de tiempo, que le van a proporcionar los datos que necesita. Por ejemplo, si solamente quiere resolver pulsos en una onda, que ocurren una vez en varios segundos la proporción de muestreo no tiene que ser muy alta, 50 muestras por segundo probablemente será suficiente. Eso corresponde a un rango de frecuencias de $50/2.5 = 20$ Hz.

Por otro lado, si quieren examinar una forma de onda que tiene desviaciones interesantes 50 veces por segundo, entonces se tiene que mostrar lo suficientemente rápido para resolver cada desviación. Puede ser que se quiere tomar 1000 muestras por segundo para realizar el trabajo. Eso corresponde a un rango de frecuencias de $1000/2.56 =$ alrededor de 390 Hz.

Una buena regla general es de memorizar que la duración de la grabación de tiempo solamente depende de la distancia de las líneas y que la proporción de muestreo solamente depende del rango de frecuencias, y los dos son ajustables de manera independiente.

Promedio en Tiempo Síncrono

El promedio de tiempo síncrono, también llamado promedio en el dominio de tiempo, o sencillamente promedio sincrónico, es un tipo completamente diferente de promedio, donde la forma de onda está promediada en un bufer, antes de que la TRF se calcule. Para poder llevar a cabo el promedio en el dominio de tiempo, un pulso disparador de referencia debe ser introducido en el analizador para informar cuando tiene que empezar a tomar muestras de la señal. Este pulso disparador está sincrónico con un elemento de la máquina, que es de interés, como la rotación de la flecha por ejemplo.



La gráfica arriba enseña el efecto de la contaminación de la señal de vibración 1x, con ruido aleatorio. El ruido, siendo aleatorio, tiene una fase aleatoria. En otras palabras, no tiene coherencia de una grabación en tiempo hasta la otra, y su promedio se cancela a si mismo. El componente 1x tiene la misma fase con referencia al pulso del tacómetro que se usa como disparador, para el analizador, y el proceso de promedio lo reforzará.

Cuando se lleva a cabo el promedio en el dominio de tiempo de una señal de vibración de una máquina real, la grabación de tiempo promediada va acumulando gradualmente esas porciones de la señal que están sincrónicas con el disparador. Los promedios de otras partes de la señal, como el ruido y otros componentes, como de otras partes rotativas de la máquina se cancelan efectivamente. Este es el único tipo de promedio que disminuye el ruido.

Es importante notar, que en el caso de rodamientos con elementos rodantes, los tonos de rodamientos no son sincronizados con las RPM y se van a cancelar sus promedios! No intenten usar el promedio en el dominio de tiempo para encontrar tonos de rodamientos.

Un ejemplo del uso del promedio en el dominio de tiempo es la medición de la vibración de máquina en presencia de vibración de fondo excesiva que proviene de máquinas cercanas o de otras fuentes. En este caso, el disparador viene de un tacómetro, conectado con la flecha principal. El tacómetro está puesto para dar un pulso por revolución de la flecha, y todo en el espectro, relacionado con las partes rotativas será incrementado y todas las otras señales serán reducidas.

Aplicaciones Prácticas

Reducción de ruido extraneo

Ambientes ruidosos

Esto queda válido, aunque la diferencia de velocidades puede ser muy pequeña.

Supongamos que intentan medir la firma de vibración de una máquina, cuya vibración está contaminada por la vibración de una o varias máquinas cercanas que giran a velocidades diferentes. Si se recopila un espectro promedio, sincronizado con las RPM de la máquina como disparador, la vibración causada por las otras fuentes será cancelada dejando solamente esos componentes que son sincronizados con el rotor que se usa para la generación de la señal del tacómetro.

Se tiene que recordar, que como lo describimos arriba, en este tipo de señal, se pierden los tonos de rodamientos.

Excitación de la Frecuencia de Línea

Vibraciones causados por efectos magnéticos de la entrada de la CA en las máquinas, siempre están sincronizadas con la frecuencia de línea de 60 Hz, o 50 Hz en Europa, Australia y varias partes de Asia. En cualquier caso, la excitación por la línea de energía casi siempre está en el doble de la frecuencia de línea, en lugar de en la frecuencia de línea.

En un motor que gira a 3580 RPM, el segundo armónico de la velocidad de funcionamiento estará a 119.3 Hz, y a menos que tengan una resolución más grande que 1 Hz en el espectro de vibraciones, el componente en 120 Hz inducido por la línea, contaminará al componente de vibración 2x. Una manera de eliminar el componente de línea es realizar un promedio sincronizado, usando las RPM de la flecha como disparador. Otra alternativa es un promedio sincronizado, usando la línea de CA como disparador lo que cancelará todas las vibraciones causadas por la máquina y dejará solamente los componentes causados por los efectos magnéticos. Estos pueden ser muy importantes en motores eléctricos. Recuerden que esta técnica no funcionará con motores sincronizados, ya que sus RPM están sincronizadas con la frecuencia de línea CA.

La misma técnica puede funcionar con motores CD, especialmente donde la velocidad está alternada por controladores del tipo SCR. Esos controladores son conocidos por generar componentes falsos en la corriente directa que producen. Un ejemplo típico son los picos de voltaje a 360 Hz y armónicos (6 veces la frecuencia

de línea, generado por a duplicación de la frecuencia de línea y por una fuente de energía trifásica. Estas perturbaciones de voltaje causan vibraciones en el motor, y pueden considerablemente complicar los espectros. El promedio sincronizado puede eliminarlos o aislarlos si el disparador ha sido derivado de la frecuencia de línea.

Máquinas activadas por bandas

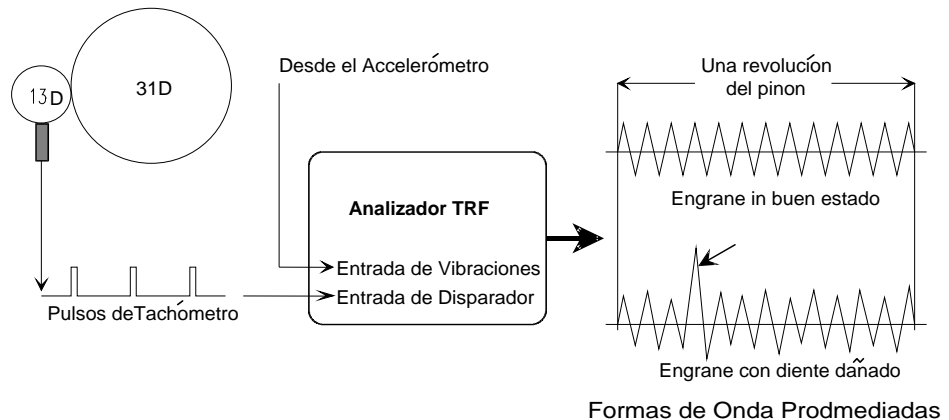
Supongamos que tenemos una máquina activada por banda que tiene un espectro de vibración complejo, y que queremos ver el efecto de la banda en la firma de vibraciones. La frecuencia de la banda será no sincronizada, con las RPM de la patea, y se puede colocar un pedazo de cinta reflejante o una gota de pintura en la banda, un fototacómetro podrá leer las RPM de la banda. Si se usa eso como el disparador para un promedio en el dominio del tiempo, el espectro que resulta enseñará gradualmente la vibración que resulta de las irregularidades en la banda, con toda la vibración de la máquina cancelada.

Recuerden que también los tonos de rodamientos se cancelarán bajo estas circunstancias.

Otra alternativa-si las bandas producen mucho ruido, especialmente en el caso de bandas multiples-, es un promedio sincronizado de las vibraciones de la máquina con las RPM de la flecha como referencia que eliminará los componentes de la banda y resultará en un espectro mucho más limpio con relación al ratan. Recuerden que los tonos de rodamientos se cancelarán bajo estas circunstancias.

Cajas de Engranés

Consideramos una caja de engranes, que tiene un piñon con 13 dientes y un engrane activado con 31 dientes. Si se conecta un tacómetro a la flecha del piñon, y su salida se usa para disparar un analizador, capaz de realizar promedios sincronizados en tiempo, la forma de onda promediada gradualmente excluirá componentes de vibración de todo, excepto de eventos relacionados a la revolución del piñon. Cualquier vibración causada por el engrane activado será cancelada en el promedio y la forma de onda resultante enseñará la firma de vibración de cada diente individual en el piñon, tal como lo ilustramos abajo.



Noten que en el ejemplo de arriba la forma de onda promediada inferior enseña un diente dañado en el piñon. La ilustración está idealizada en el aspecto que la duración de la grabación de tiempo corresponde exactamente a una revolución del engrane. Para lograr eso, el rango de frecuencias y la resolución de la frecuencia deben ser de tales magnitudes que el espacio entre las líneas está igual al recíproco de la duración de la grabación en tiempo. Para una máquina a 1760 RPM, una revolución ocurre en un poco más que 1/29.333 de segundo y por eso la distancia

entre las líneas debería ser un poco más grande que 29.333Hz. Esto se puede lograr poniendo el rango de las frecuencias a 2933.3 Hz y el número de líneas TRF en 100. El analizador DC - 7B de Azima DLI tiene los siguientes rangos de frecuencias:

5 Hz - 100Hz en pasos de 5 Hz

110 Hz - 1000 Hz en pasos de 10 Hz

1050 Hz - 10 000 Hz en pasos de 50 Hz

10 500 Hz - 23500 Hz en pasos de 500 Hz

Para preparar el DC 7B para una prueba como esta, se podría usar un rango de frecuencias de 2900 Hz y una resolución de 100 líneas. Esto producirá una duración de grabación de tiempo de 1/29 de segundo, lo que es un poco más largo que el tiempo de revolución del engrane. Los otros analizadores se preparan de manera similar.

Ya que la proporción del muestreo es 2.56 veces el rango de frecuencias, hay $2.56 \times 2900 = 7424$ muestras por segundo y $7424/29 = 256$ muestras por revolución. Esto equivale a $256/13 = 19.7$ muestras por diente, lo que debería ser suficiente para resolver el diente individual del engrane en la grabación de tiempo.

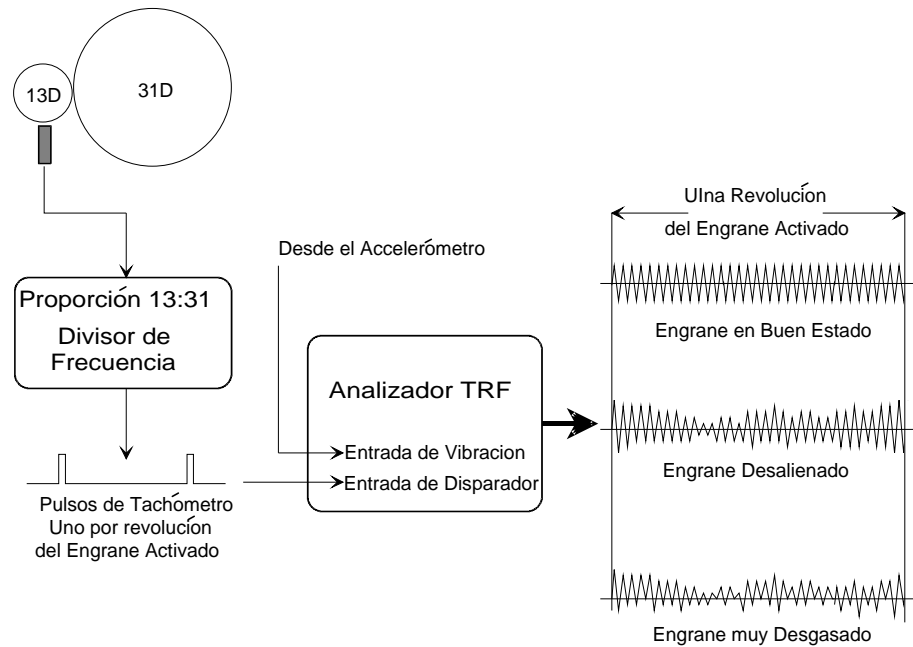
El espectro es útil para detectar bandas laterales alrededor de la frecuencia del engranaje, que son una indicación de modulación de amplitud y de frecuencia de la frecuencia del engranaje, lo que no se podrá ver fácilmente en la forma de onda.

Se puede examinar la onda de tiempo, o se puede calcular el espectro TRF. El espectro será libre de ruido y la frecuencia de engranaje ($29.333 \times 13 = 381$ Hz) será claramente definida, y sus primeras siete armónicos serán visibles en el rango de frecuencias de 2900 Hz. Si se quiere buscar bandas laterales alrededor del engranaje, se deberá usar un rango de frecuencias más bajo, y la resolución se deberá incrementar, hasta 400 o 800 líneas para resolver fácilmente las bandas laterales. Con este rango y una resolución de 800 líneas la duración de la grabación en tiempo será de 2 segundos y abarcará a 60 revoluciones del engrane y los dientes individuales del engrane estarán muy cerca unos de otros. La grabación en tiempo de dos segundos contendrá de esta manera $60 \times 13 = 780$ dientes, y $2.56 \times 400 \times 2 = 2048$ muestras o 2.63 muestras por diente, lo que no es suficiente para resolver de manera adecuada los dientes individuales.

De lo anterior, se puede ver que si se quiere estudiar la grabación de tiempo se tendrá que usar un rango de frecuencias alto y un número de líneas bajo, pero si se quiere estudiar el espectro, se tendrá que usar un rango de frecuencias más bajo con un número de líneas más alto. Esto es un ejemplo de que el dominio de tiempo y el dominio de frecuencia son deseables pero van en contra uno de otro. Es necesario optimizar los parámetros de recopilación de datos de manera diferente para cada tipo de exhibición. Entre parentesis esto también es válido cuando no se hace el promedio sincronizado.

Los mismos valores básicos pueden ser usados para examinar el engrane activado, en lugar del piñón si se agrega un multiplicador/divisor a los valores entre la salida del tacómetro y la entrada del disparador. Si el divisor está puesto para una proporción de 13:31 sus pulsos de salida corresponderán a cada revolución del engrane activado. Entonces la forma de onda promediada de tiempo enseñará los dientes del engrane activado en lugar de los del piñón.

Naturalmente habrá que activar el rango y la resolución del analizador para poder mostrar una cantidad representativa de dientes en la duración de la grabación de tiempo.



Formas de Onda Predmediadas

Si la forma de onda estaría sujeta a un análisis de frecuencia, la frecuencia predominante en el espectro sería 13x, lo que es la frecuencia de engranaje. La técnica se puede aplicar a cajas de engranes con engranes múltiples, desde el momento que los números de dientes son conocidos, y el divisor de frecuencias tiene la posibilidad de realizar la división correcta.

Análisis Cepstro

El análisis Cepstro tiene un gran valor en el diagnóstico de cajas de engranes y de problemas de rodamientos, cuando se combina con la realización de tendencias en tiempo. El sistema experto Azima DLI (Expert ALERT) lo usa para este propósito.

El análisis **Cepstro** es una técnica adelantada que consiste en tomar un **espectro** de un espectro. Antes de calcular el cepstro, se calcula el logaritmo natural de la amplitud del espectro. El cepstro está relacionado con la función de **autocorelación**; si el espectro no se hace a una escala logarítmica, el cálculo del cepstro producirá la autocorelación. En el análisis de cepstro se trata a un espectro como si fuera una **forma de onda**, y se hace otro espectro a partir del primero. El eje horizontal del cepstro está relacionado con el tiempo, pero no es tiempo en el sentido convencional. Se le podría llamar tiempo **periódico**, y de todos modos se le mide en segundos. El aspecto útil del cepstro es que extrae patrones periódicos, esos patrones que se repiten en un espectro de la misma manera que un espectro extrae patrones periódicos de una forma de onda. Muchas veces un espectro de una máquina rotativa estará muy complejo y contendrá varios grupos de armónicos de partes rotativas y quizá varios grupos de bandas laterales de varias modulaciones. Un cepstro de análisis de un espectro determinado tendrá picos que corresponden a la distancia de los **armónicos** y de las **bandas laterales** y esas estarán separadas para que se puedan identificar más fácilmente. En comparación con el espectro, el cepstro representa una reducción de datos de la misma manera que el espectro representa una reducción de datos en comparación con la forma de onda.

Terminología Cepstro

Nota del traductor:

Ya que la terminología inglesa Cepstrum está formada de puros neologismos, aplicamos a los terminos Españoles la transformación equivalente que la que el autor aplicó a las palabras ingleses originales.

La palabra Cepstro es sencillamente la palabra espectro con las primeras letras en el orden inverso. Los diferentes parámetros del cepstro recibieron nombres extravagantes que mencionamos a continuación.

Espectro	Cepstro
Frecuencia	Quefrecencia
Armónico	Ramónico
Magnitud	Gamnitud
Fase	Safe
Filtro	Liftro
Alto-Paso	Corto-PASo
Bajo-Paso	Largo-Paso
Fundamental	Mundafental

La quefrecencia es el eje horizontal del cepstro y tiene las unidades de tiempo periódico.

Rámonicos son componentes cepstrales que se encuentren a iguales incrementos de tiempo.

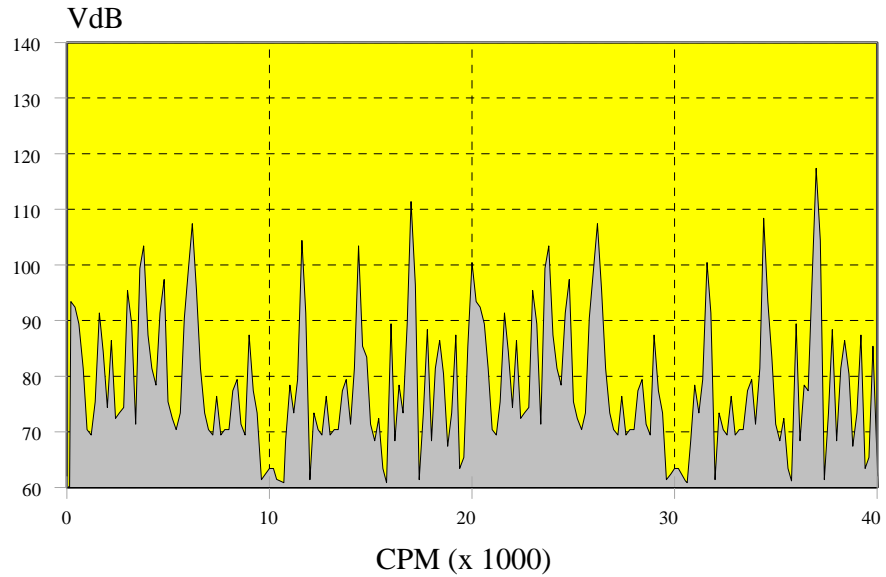
Por lo general, el cepstro es mucho menos complejo que el espectro del cual fué derivado y de esa manera es más fácil de interpretar.

La utilidad primaria de un cepstro reside en la detección de fallas, realizando tendencias en el tiempo. En cierto modo, el cepstro es un especie de esquema de reconocimiento de patrones. Es muy sensible a la emergencia de patrones de bandas laterales o armónicos que aparecen en los varios estadios de degradación de maquinaria. Ya que el cepstro separa efectivamente las varias familias de bandas laterales, y de armónicos, también es una herramienta poderosa en el diagnóstico de fallas. Se debe tener cuidado ya que en algunas fallas tales como defectos en rodamientos con elementos rodantes los armónicos y las bandas laterales pueden disminuir cuando el rodamiento llega a un estado de desgaste avanzado.

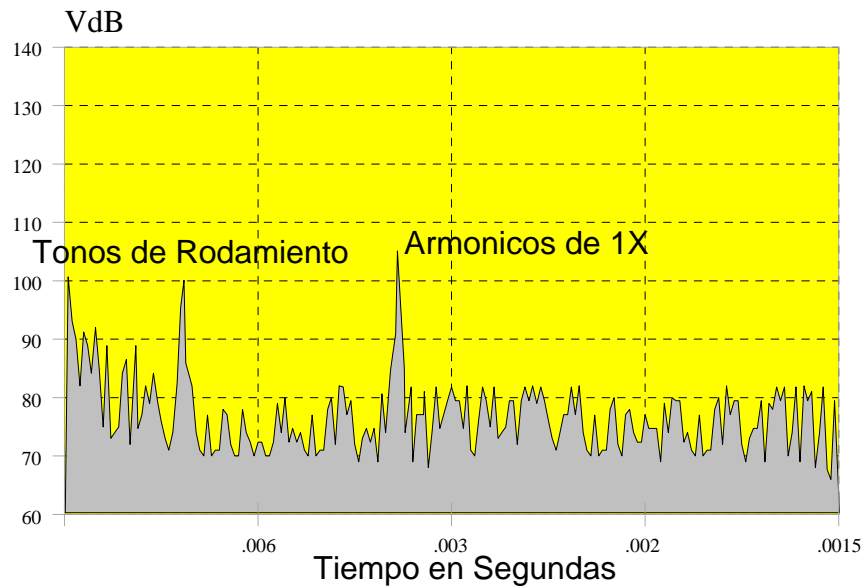
A continuación publicamos las gráficas de un espectro y un cepstro de la firma de vibración de una máquina con rodamientos. Noten que el espectro presenta muchos armónicos y es muy complejo. La segunda gráfica es el cepstro del espectro. Los dos picos importantes en el cepstro representan la serie de armónicos de la velocidad de funcionamiento (1x) y la serie de armónicos de un tono de rodamiento.

Si se haría el monitoreo de de esta máquina en un programa de mantenimiento predictivo, sus espectros se recogerían y se realizaría una tendencia en el tiempo. Para determinar el estado de los rodamientos, se deberían anotar los niveles de varios armónicos de la frecuencia del rodamiento, ya que el nivel de la frecuencia fundamental es un buen indicador del estado del rodamiento.

Si se usaría el cepstro, para realizar el mismo tipo de tendencia, solamente se tendría que considerar el componente en 0.0075 segundos, ya que su nivel depende de los niveles de todos los armónicos del tono de rodamiento en el espectro.



Espectro de una máquina con rodamientos



Cepstro de una máquina con rodamientos

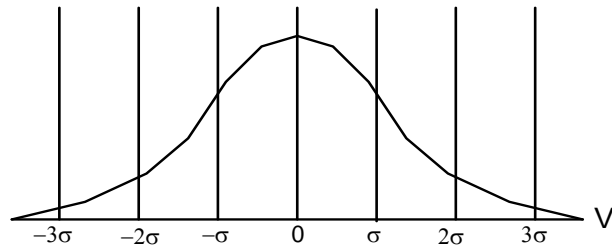
Propiedades Estadísticas de Señales de Vibración

Probabilidad de la Distribución de Amplitudes

La firma de vibración de una máquina siempre tiene una variación aleatoria. Esto quiere decir que no se puede predecir su valor al instante. Aun así, la probabilidad de que un valor dado caiga dentro de un cierto rango de amplitudes es predecible en un sentido estadístico. Por ejemplo, consideramos una señal corta de la señal de velocidad de la vibración de una máquina en operación. La velocidad de vibración V puede variar en cualquier momento en una manera aleatoria, alrededor de un valor mediano. Supongamos que la escala está dividida en una serie de pequeñas divisiones. Entonces la probabilidad estadística que una señal se encontrará en una

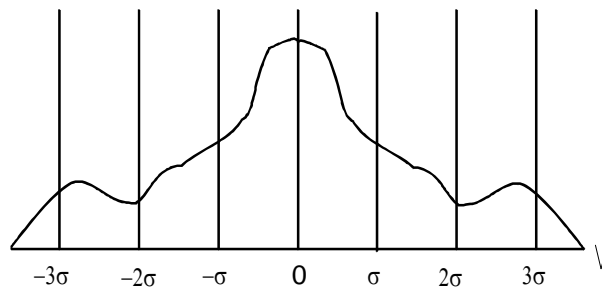
división se puede medir, anotando el tiempo que la señal permanece en cada división, dividido entre el tiempo de monitoreo total de la señal. La probabilidad de densidad es una medida de la distancia desde el valor mediano, y la amplitud se anotará contra la amplitud.

La curva de probabilidad de densidad con la que más estamos familiarizados es la famosa curva de distribución normal o de Gauss, que se conoce popularmente como la curva en forma de campana.



Distribución de Probabilidades de Gauss

El valor RPC de una señal con una distribución de Gauss se llama la **desviación estandard** y se abrevia con la letra griega sigma (σ) (Σ). Una señal de vibración aleatoria producirá una distribución de Gauss, y la experiencia ha demostrado que las máquinas sanas también producen distribuciones de Gauss. A medida de que se van a desarrollar fallas en las máquinas, las curvas de distribución cambian de forma. Por ejemplo una pequeña falla en un rodamiento introducirá picos en la forma de onda de vibraciones y eso incrementará el nivel de las extremidades de la curva de distribución, como lo señalamos abajo.



Distribución de amplitudes de un rodamiento gastado

Kurtosis

Una representación matemática de la desviación de una distribución de amplitudes de la distribución de amplitudes del tipo de la distribución de Gauss es el llamado "cuarto momento" o **kurtosis**. La distribución de Gauss tiene una kurtosis de 3, y un valor superior de kurtosis indica un **valor cresta incrementado** de la señal de vibración.

Kurtosis es una medida válida de la degradación de la máquina, pero no da ninguna indicación acerca del diagnóstico del problema. Se reportó que la kurtosis está especialmente adaptada para el monitoreo de máquinas recíprocas para la detección de fallas. Una posible ventaja en el uso de kurtosis como parámetro de detección de fallas, es que no se tiene que hacer una tendencia en el tiempo para que sea efectiva. Una kurtosis de 3 se considera generalmente como una indicación de una máquina sana. Valores más altos indican estados de fallas que progresan.

Demodulación de Amplitud

Modulación de Amplitud en Firmas de Vibración en Máquinas

Muchas máquinas producen firmas de vibración que contienen **modulación de amplitud**, y como se vió en la sección anterior, la modulación de amplitud causa la aparición de bandas laterales en el espectro de vibraciones. Se puede diagnosticar varios tipos de problemas de máquinas, examinando en detalle esas bandas laterales. Ejemplos de máquinas que producen modulación de amplitud son cajas de engranes, donde la frecuencia del engranaje está modulada por la velocidad de revolución de cada engrane, y rodamientos con elementos rodantes, donde los tonos de rodamientos se pueden modular por la velocidad de revolución o la **frecuencia fundamental del tren** del rodamiento.

En el caso de cajas de engranes, un engrane excéntrico, o una flecha con flexión causarán que el tono del engranaje se intensifique durante la parte de la revolución del engrane en la que se está aumentando el radio-el engrane activado esta siendo acelerado en su rotación durante este tiempo. La parte de la revolución en la que el radio está disminuyendo imparte menos fuerza a los dientes de los engranes y el tono del engranaje está menos fuerte. (El tono del engranaje también está **modulado en frecuencia** al mismo tiempo y eso también causa bandas laterales en el espectro, pero para la presente discusión, solo consideraremos la modulación de amplitud) Cualquier otro defecto en el engrane, como un diente cuarteado o astillado también causará un tono de engranaje irregular. Esto resultará en la modulación del tono, y en la aparición de bandas laterales en el espectro.

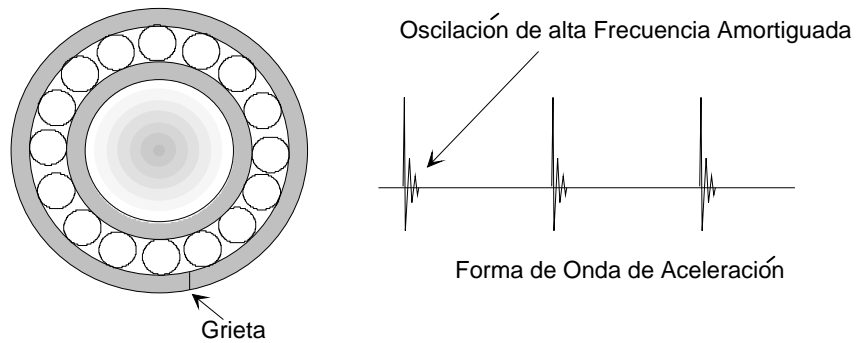
Ya que los engranes generalmente giran en la caja a velocidades diferentes, la modulación de amplitud debida a varios de los engranes será de proporción diferente y las bandas laterales estarán ubicadas a distancias diferentes. Esto permite de limitar el diagnóstico de las fallas de caja de engranes a engranes específicos y/o flechas, analizando las bandas laterales en el espectro de vibración.

En rodamientos, la modulación de tonos de rodamientos ocurre de maneras diferentes. Si el anillo interno de rodamiento tiene un pequeño defecto como una cuarteadura, este defecto se moverá a dentro y a fuera del área de carga al ritmo de las RPM de la flecha. Este supone que el anillo interno está girando y que se trata de una máquina horizontal, donde la gravedad ejerce una fuerza radial en lugar de axial en el rodamiento. El tono de rodamiento estará más fuerte cuando el defecto está en el área de carga, y lo más débil, cuando el defecto está fuera del área de carga. Esto quiere decir que la frecuencia de paso de bola en el anillo interno será modulada por amplitud y su espectro tendrá bandas laterales, a distancias iguales de las rpm del anillo. En contraste con esto, una falla en el anillo externo que se queda estacionaria, siempre estará en el área de carga y ninguna modulación ocurrirá y tampoco se producirán bandas laterales alrededor de la frecuencia del anillo externo.

Si un elemento rodante presenta un defecto, este también entrará y saldrá del área de carga, pero lo hará a la frecuencia fundamental de tren (FFT) en lugar de a las rpm. Eso es debido a que los rodillos migran en el rodamiento a las rpm de la jaula. Esta condición producirá modulación de amplitud de la **frecuencia de rotación** de la bola y las bandas laterales espectrales estarán a una distancia igual que la FFT.

Demodulación de Amplitud Aplicada al Análisis de Rodamientos

En rodamientos una u otra forma de modulación de amplitud ocurre cuando los impactos causados por pequeñas grietas en los anillos de rodamientos con elementos rodantes causan **resonancia** en los mismos anillos. Las frecuencias de resonancias de los anillos son por lo general muy altas, por lo general entre 2 KHz y 10 KHz. Las resonancias tienen una alta amortiguación, debido al montaje físico del rodamiento, y eso quiere decir que el rodamiento producirá una serie de "pings" muy cortos al ritmo de las bolas pasando la falla. Cada ping está en la frecuencia de resonancia y los pings están a la distancia del **periodo** de la frecuencia de paso de bolas.



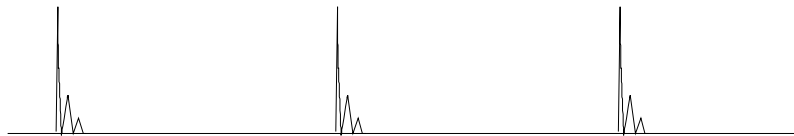
Si se lleva a cabo un análisis de la señal de vibración que corresponde a la forma de onda que se enseña aquí, habrá muy poca amplitud en la frecuencia fundamental y un grupo extenso de armónicos, de bajo nivel de la frecuencia de paso de bolas. Este se debe al hecho que los impulsos causados por las bolas encontrando la grieta, son muy breves en el tiempo, y contienen muy poca energía. Tampoco los armónicos son muy enérgicos. El ruido aleatorio en el espectro tiene una tendencia de inundarlas, y eso hace difícil encontrarlos especialmente en los primeros estados de una falla de rodamiento que se está desarrollando.

Las formas de onda que enseñamos aquí están idealizadas y no son verdaderamente representativas de datos recopilados de una máquina rotativa. La firma de vibración de la máquina siempre contiene ruido de banda ancha junto con todas las frecuencias forzadas y los armónicos etc. de procesos internos. Pero la firma todavía tendrá en ella las señales que discutimos aquí, aunque puede ser que no sean visibles. Un procedimiento para la extracción de una parte importante de la señal de vibración se conoce como la **demodulación** de amplitud. A continuación lo describimos.

Si examinamos la forma de onda producida por el rodamiento se ve que se parece a una modulación de amplitud. El tono de alta frecuencia de la resonancia del rodamiento está modulado por los impactos de las bolas contra la grieta del anillo exterior.

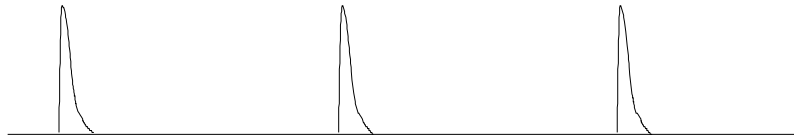


Si se pasa esta señal de tiempo a través de un rectificador a diodo, o detector, los picos negativos se convierten en picos positivos. La forma de onda se ha vuelto unilateral, como a continuación lo señalamos.



Forma de Onda rectificada de Señal de Rodamiento

Si pasamos la señal a través del **filtro** de bajo paso, se quita la oscilación, debido a la resonancia y solo se queda el envoltorio de la señal.



Envoltorio de la Señal de Rodamiento

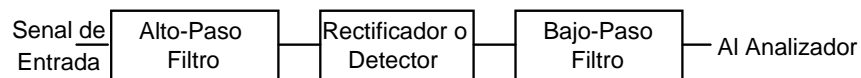
La señal envoltorio tiene una proporción de repetición, que es igual a la frecuencia del paso de bolas, pero tiene mucha más energía en la **frecuencia fundamental**, ya que los pulsos son más anchos o más largos en duración

Este proceso de rectificación y filtrado en realidad es una **demodulación** de amplitud y es exactamente el mismo proceso que se usa en receptores radio AM para recuperar la información contenida en la onda cargadora, modulada.

A la señal demodulada se le puede hacer un análisis de frecuencias y la frecuencia de paso de bolas será el componente más grande en el **espectro**.

Como lo mencionamos antes, las señales que enseñamos aquí son idealizadas y son muy bajas de nivel. Por lo general son enterados en ruido. Pero la señal que se demodula es la frecuencia de la resonancia del rodamiento de alta frecuencia y esta se puede separar de la firma de vibración de la máquina de banda ancha por filtración. En muchos casos, un **filtro** sencillo, bipolar de paso alto, sintonizado a 2 KHz es adecuado para extraer el componente de resonancia modulado.

La filtración de la señal que será demodulada es extremadamente benéfica, porque quita todo el ruido de baja frecuencia, y los componentes espectrales que tiendan a esconder los tonos de rodamientos generados por pequeños defectos. El espectro demodulado no contiene ningún ruido contaminante, y eso resulta en un mejoramiento importante de la proporción señal ruido. Eso es la ventaja más importante de la demodulación de amplitud, como herramienta de diagnóstico de máquina. Abajo enseñamos el diagrama de un esquema efectivo de demodulación de amplitud.



Análisis Fundamental de Causas de Fallas

Definiciones

En el capítulo acerca de Prácticas de Mantenimiento se introdujo el concepto de mantenimiento pro activo. Se puede definir el mantenimiento pro activo como una extensión del mantenimiento predictivo que incluye la determinación de las razones de faltas en las máquinas. Aunque es importante y económicamente viable detectar las fallas en máquinas en sus primeros niveles y de corregirlas antes de que provoquen un paro de la máquina, el hecho de solamente reemplazar la parte que presenta el defecto, como el rodamiento por ejemplo, aunque corregirá el

El análisis fundamental de faltas es análogo a la práctica en la medicina de buscar la causa básica de una enfermedad y de tratarla, en lugar de tratar los síntomas.

problema del momento y permitirá a la máquina funcionar, no corrige la causa que provocó la falta en el rodamiento.

La disciplina que precisamente se dedica a este, se llama el Análisis Fundamental de Causas de Faltas (AFCF), y será instructivo analizar algunas de las técnicas que se usan en esta tecnología. La AFCF conste de varios pasos:

- Determinar que componentes de la máquina son responsables del problema.
- Determinar la causa de la falta que se detectó.
- Tomar las medidas apropiadas para eliminar la causa identificada del problema. Un ejemplo sería de llevar a cabo una alineación de precisión en una máquina propensa a faltas en rodamientos, por causa de carga radial excesiva.
- Examinar y analizar otras máquinas del mismo tipo y llevar a cabo las mismas tareas preventivas, si necesario.
- Rediseñar la instalación de la máquina o la misma máquina para eliminar la posibilidad de que el mismo problema vuelve a presentarse en el futuro. En otras palabras eliminar el problema por medio de diseño.

Técnicas AFCF

Algunas técnicas que se usan en el Análisis Fundamental de Causas de Faltas se describen a continuación, pero de ninguna manera la lista está completa.

Medición de Fase

Las mediciones de las fases relativas de algunos componentes de vibración son una herramienta poderosa en el diagnóstico de problemas de maquinaria. Por ejemplo en una máquina con un acoplamiento entre dos flechas paralelas, a veces es difícil hacer una distinción entre desbalanceo y desalineación basándose únicamente en los datos del espectro de vibraciones. Es importante hacer esta distinción, ya que es una pérdida de tiempo el intentar balancear una máquina desalineada.

Pero la fase relativa del componente axial $1x$ en el rodamiento a un lado del acoplamiento en comparación con el rodamiento del otro lado será 180 grados, si el acoplamiento o las flechas están desalineadas. Después de alinear la máquina, habrá que repetir la medición para ver si los componentes axiales $1x$ a fase opuesta se redujeron de manera significativa. La medición de vibración es un chequeo y una verificación del trabajo de alineación, y es un chequeo mucho más sensitivo, que el que permiten los métodos convencionales de alineación.

La mejor manera de hacer las mediciones es con un analizador a dos canales, midiendo al mismo tiempo las dos señales axiales. Con esta técnica no se requiere un tacómetro u otro disparador de referencia de fase. También se puede hacer la medición con un analizador a un canal, si el analizador está disparado desde un pulso de tacómetro que se tomó de algún lugar en la flecha. Cada medición está hecha con referencia al tacómetro y la fase relativa está calculada por el software.

El Espectro Cruzado

Los analizadores TRF a canales múltiples calculan el espectro cruzado y de eso derivan todas las otras funciones de 2 canales

El espectro cruzado es la medición fundamental de dos canales. Es un espectro de magnitudes y de fases que es proporcional a la interdependencia de dos señales. Esta medición se puede usar para determinar la fuente de los componentes de vibración extraños que fueron encontrados en la firma de la máquina. Por ejemplo, si se sospecha de otra máquina cercana de contribuir a la vibración de la máquina que examinamos se coloca un sensor en la fuente de la vibración sospechada y otro en la máquina. El espectro, cruzado desde el origen hasta el destino se mide entonces con un analizador a dos canales. Si el espectro cruzado tiene un pico a la misma frecuencia que la vibración medida en la máquina, esto quiere decir que por lo menos parte de la energía que causa la vibración viene de la otra máquina. Esto es una medición muy sencilla, que solamente necesita dos sensores de vibración, y un analizador a dos canales.

De esta manera las fuentes de vibración extrañas se pueden detectar, y se puede evaluar la contaminación de mediciones de vibración deseadas que se usan en el mantenimiento predictivo. El espectro cruzado se puede usar para calcular otras medidas de dos canales incluyendo la Función de Respuesta de Frecuencia (FRF), la Función de Transferencia (FTR). La más útil es la FRF ya que es una medida del comportamiento dinámico de la estructura, independiente de la excitación hacia la estructura. La FRF se usa en análisis modal en el que se miden y enseñan los modos de vibración de un sistema mecánico y también en las pruebas de **impedancia** mecánica y de **mobilidad** como lo veremos en la sección siguiente. El TRF se usa en pruebas como el análisis de la forma de operar de la flexión que estudiaremos más adelante.

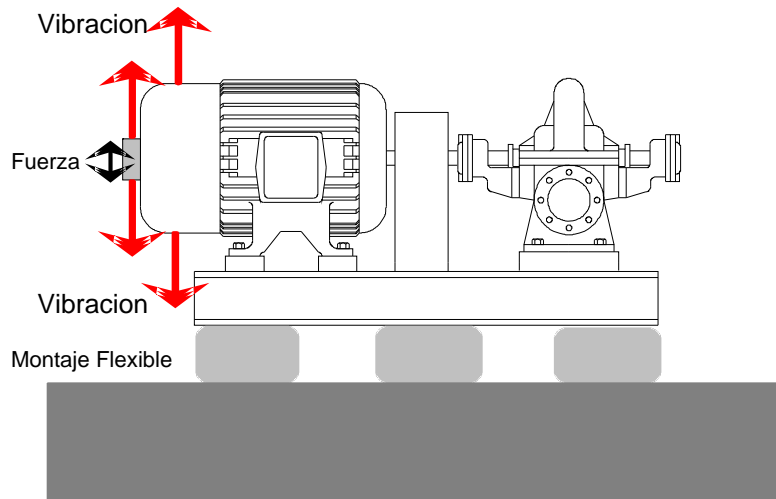
Mobilidad de rodamiento

La movilidad es el recíproco de la impedancia mecánica, y se expresa en unidades de velocidad respuesta, por unidad de excitación, como pulgada por segundo por libra.

Cuando medimos la vibración de una máquina en operación lo que realmente nos interesa son las fuerzas que causan la vibración, no la misma vibración. Esto es porque son las fuerzas que dañan a la máquina. Por ejemplo, cuando medimos una vibración radial elevada 1x en un cárter de rodamiento, hacemos la suposición que el nivel de vibración está directamente relacionado con el daño potencial que está sufriendo el rodamiento. En otras palabras suponemos que las fuerzas que existen en el rodamiento, que causan el daño son proporcionales al nivel de vibración medido. Eso es una sobresimplificación.

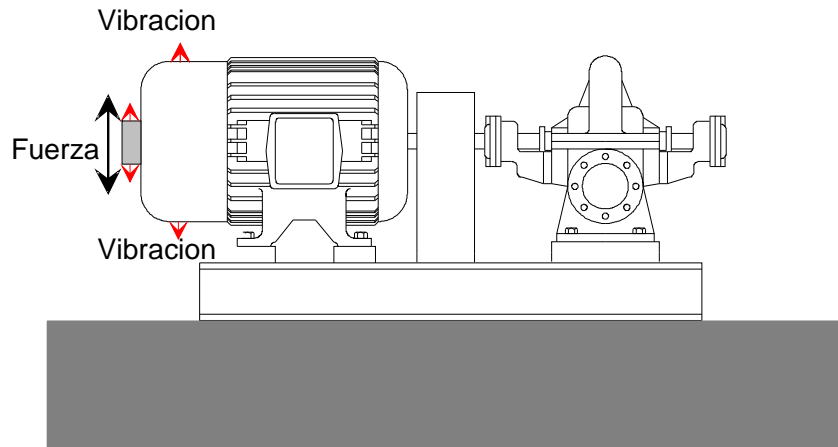
Consideramos un motor eléctrico accionando una bomba, y estamos midiendo el rodamiento de la extremidad libre del motor. La fuerza que actúa en la frecuencia 1x está generada por la fuerza centrífuga debido al desbalanceo del rotor. La magnitud de esta fuerza depende de que tan rígido está el cárter del rodamiento en la frecuencia 1x. La fuerza actual en el área de carga del rodamiento es la fuerza centrífuga más el peso del rotor. En otras palabras, si el motor está montado en resortes y está libre para moverse, una fuerza relativamente pequeña resultará en un nivel alto de vibración. En este caso, el desbalanceo residual podría causar componentes 1x relativamente altos en el espectro, pero ya que el motor no es muy rígido, la fuerza actuando sobre los elementos de los rodamientos puede ser pequeña y se sobreestimarán de manera importante la probabilidad de daños a los rodamientos.

También, si la frecuencia de excitación, 1x se encuentra cerca de una frecuencia natural de la estructura, la amplitud de la vibración estará muy alta, pero la fuerza que se necesita para causar la vibración estará baja.



La máquina tiene un montaje flexible de absorción de choques entre su base y ella.

Por otra parte, si el mismo motor, con el mismo desbalanceo residual está montado de manera rígida en una base sólida, de manera que no se puede mover, el nivel de vibración bajará. Las fuerzas actuando en el rodamiento se habrán incrementado, ya que ahora están empujando contra la base y contra la tierra entera en lugar de contra la masa del motor. El nivel más bajo de vibración daría la impresión que el motor está bien balanceado, pero en realidad el rodamiento corre peligro de ser dañado por las altas fuerzas involucradas. Así podemos ver que el nivel medido de vibración no es un buen indicador de lo que está pasando en el rodamiento.



Aquí la máquina fue conectada de manera sólida a la base.

Esto es una de las razones porque muchas máquinas con niveles de vibraciones altos funcionan por años sin fallos en los rodamientos, mientras que otras máquinas con niveles de vibración bajos usan rodamiento tras rodamiento.

La movilidad mecánica de una estructura mecánica es el número recíproco de la impedancia mecánica.

Si conociéramos las características dinámicas del carter del rodamiento se podría calcular la fuerza actuando en el rodamiento a partir del nivel medido de vibración. Es posible de medir la movilidad del carter del rodamiento, aplicando una fuerza conocida y midiendo la respuesta. Esto se hace fácilmente con un analizador a dos canales y un martillo de fuerza calibrado. El martillo tiene un transductor de fuerza en su extremidad, y la cantidad de fuerza que se aplica en un golpe del martillo se convierte en una señal eléctrica. Esta señal eléctrica se conecta con un canal del analizador. Un sensor de vibraciones está puesto en el cárter y conectado con la otra entrada y se usa el martillo para pegar la estructura, mientras que el analizador calcula la proporción de los dos espectros medidos.

Si la fuerza se mide en libras y la respuesta se mide en pulgadas por segundo, la movilidad es un espectro de pulgadas por segundo por libra, como función de la frecuencia. La vibración que resulta en cualquier frecuencia es igual a la fuerza multiplicada por la movilidad en esa frecuencia. Supongamos que la movilidad en 1x es de .01 pulgada por segundo por libra, y supongamos que el nivel de vibración en 1x cuando la máquina funciona es de .1 pulgada por segundo. Entonces la fuerza centrífuga que actúa en el cárter es de $.1 \div .01 = 10$ libras. Por otro lado, si la movilidad sería de .0001 pulgada por segundo por libra, la fuerza en el rodamiento sería de 1000 libras para el mismo nivel de vibración medido.

Cuando la instalación de la máquina ha sido correctamente diseñada, la movilidad mecánica en los rodamientos debería ser razonablemente alta para evitar fuerzas de rodamientos demasiado altas, debido a estados de desbalanceo. Esto es un área donde las mediciones a dos canales proporcionan una información valiosa que casi no se puede obtener de otra manera.

Formas de flexión en Operación

Es bien conocido que en el caso de varios tipos de máquinas, de velocidad diferente, por lo general hay algunas velocidades en las que el funcionamiento de la máquina es muy deficiente, lo que se nota en niveles de vibración excesivos o en una calidad inferior del producto. Un buen ejemplo de este fenómeno se encuentra en la industria del papel, donde se reduce la capacidad de producción ya que la máquina no puede funcionar de manera segura a ciertas velocidades.

La razón primaria del comportamiento irregular de máquinas complejas a velocidades diferentes es que las **resonancias** mecánicas en las estructuras son excitadas cuando las **frecuencias forzadas** se acercan de una frecuencia natural de la estructura. Una máquina larga tendrá muchos modos de vibración, cada uno a una frecuencia natural particular y por lo general es muy difícil de determinar donde y como la estructura se mueve en cualquier situación de resonancia.

El análisis de las formas de flexión en operación es una técnica en la que se llevan a cabo mediciones de vibraciones en varios puntos de una máquina, y se calculan las funciones de transferencia entre un punto de referencia y todas las ubicaciones de los sensores. Estas FTRs contienen información acerca de **fase** y de amplitud del movimiento de la máquina en funcionamiento. La operación de la misma máquina origina las fuerzas de excitación para la medición. Al contrario de las mediciones FRF no se usa excitación externa para el AFF.

Después que se hacen las mediciones, un programa de computadora examina todos los datos y produce una serie de imágenes animadas en 3D, que enseñan el movimiento de la máquina en frecuencias seleccionadas en la pantalla. El análisis AFF proporciona información al diseñador acerca de la manera de modificar la estructura para resolver el problema de vibraciones, indicando los lugares y las direcciones en las que el movimiento excesivo está ocurriendo.

Análisis de Vibración Manual

Pasos iniciales

Los pasos iniciales en el análisis de vibración manual son:

- Identificación de los picos de vibración en el espectro y relacionandolos con frecuencias forzadas.
- Determinación de la gravedad de problemas de máquina basandose en las amplitudes y la relación entre los picos de vibración.
- Haciendo las recomendaciones apropiadas para las reparaciones, basadas en la gravedad de los problemas de máquinas.

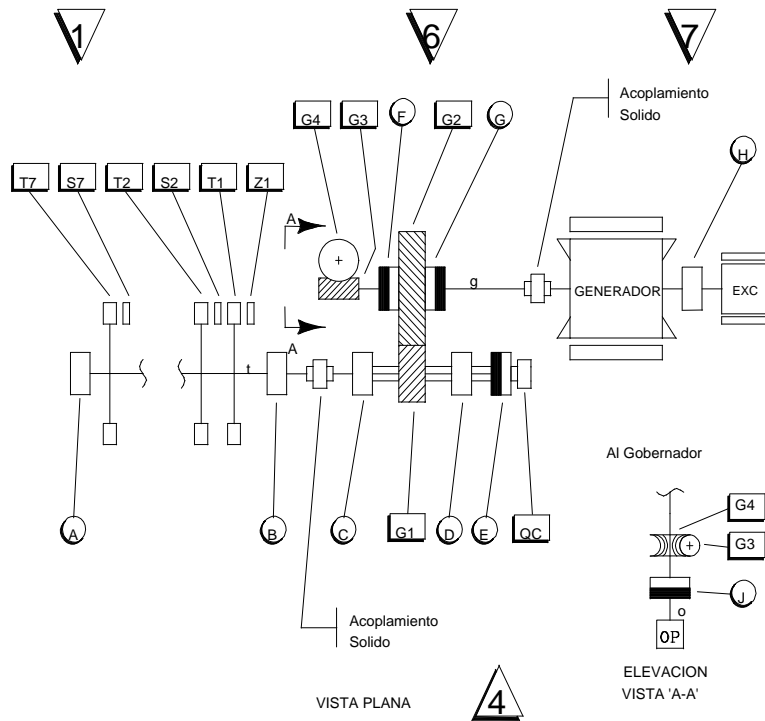
Para realizar un buen trabajo de análisis de vibración se necesitan varias herramientas:si los espectros de vibración se analizan en una computadora, se necesita lo siguiente:una calculadora y una Guía para el Análisis de Pruebas de Vibración para la máquina. Si los espectros fueron impresos en papel, una regla y un compas de diez puntos son necesarios . Los datos recopilados con anterioridad y los promedios de datos de vibración también son útiles, si están disponibles.

La Guía para Pruebas y Análisis de Vibración

El GPAV contiene informaciones importantes acerca del diseño de la máquina, los puntos de prueba y su ubicación, los rangos de frecuencias que se van a probar y las frecuencias forzadas que se pueden esperar. Se debe consultar el GPAV antes de intentar cualquier análisis de vibración. GPAVs típicos son mostrados en el libro de GPAV y también pueden ser mostrados en el programa Advanced ALERT.

Aquí enseñamos un ejemplo de un GPAV para un generador accionado por turbina.

Accionador				INTERMEDIATE OR AUXILIARY SHAFTS				ACTIVADO			
Pieza	DESCRIPCION	ELEM	ORDEN	PIEZA	DESCRIPCION	ELEM	ORDEN	PIEZA	DESCRIPCION	ELEM	ORDEN
t	Flecha de Turbina (ref)	1.00t		o	Flecha de Bomba de Aceite	0.06t		g	Flecha de Generador	0.12t	
T7	Alabes de Turbina 7* Nivel	100	100.00t	G4	Engrane Gusado, actionado de Bomba de Aceite	33	2.03t	G2	Engrane Activado	427	51.00t
S7	Alabes de Estator 7* Nivel	60	60.00t						Generador		
T6	Alabes de Turbina 6* Nivel	152	152.00t	OP	Bomba de Aceite	14	0.86t		Ranuras	90	10.75t
S6	Alabes de Estator 6* Nivel	58	58.00t						Polos	6	0.72t
T5	Alabes de Turbina 5* Nivel	140	140.00t						Excitcionr		8.24t
S5	Alabes de Estator 5* Nivel	56	56.00t						Ranuras	69	
T4	Alabes de Turbina 4* Nivel	140	140.00t						Barras	207	24.72t
S4	Alabes de Estator 4* Nivel	54	54.00t						Polos	8	0.96t
T3	Alabes de Turbina 3* Nivel	140	140.00t						Polos de Conmutacion	4	0.48t
S3	Alabes de Estator 3* Nivel	54	54.00t						Alternador		
T2	Alabes de Turbina 2* Nivel	130	130.00t						Ranuras	6	0.72t
S2	Alabes de Estator 2* Nivel	54	54.00t						Polos		
T1	Alabes de Turbina 1r Nivel	114	114.00t	Z1	Boquillas			G3	Gusano Activador de la Bomba de Aceite	17	2.03t
	(continued in Int. column)			QC	9.7 Grados de Distancia Acoplamiento de la transmision		37.10t				
G1	Pinon de Activacion	51	51.00t								



Verificación de la Validez de los Datos

Después de determinar la velocidad de la flecha, y de haberla localizada en el espectro (estará en el primer orden en un espectro normalizado), el analista de vibración deberá verificar la validez del espectro. La validez de los datos se puede falsear por causas como una anotación incorrecta de la orientación o de la posición del acelerómetro, cambios rápidos en la temperatura del acelerómetro y condiciones de operación de la máquina incorrectas.

Cuando hay que comparar datos con datos recopilados anteriormente en el mismo punto se deben mantener condiciones de prueba similares, especialmente: velocidad

de la máquina, carga y temperatura de operación.

El fenómeno "bajada de eski" también puede ser causado por una recopilación de datos demasiado rápida después de que se prendió el sensor. El amplificador en el sensor necesita un poco más de diez segundos para estabilizarse después de que se prendió la corriente. El recolector de datos tiene un retraso de activación integrado para evitar este problema.

El acelerómetro debe estar sujetado firmemente en su lugar, sin que haya posibilidad de que se mueva o que empiece a rechinar. Cualquier movimiento del sensor agregará ruido a la señal, normalmente de banda ancha, pero a veces **armónicos** de la velocidad de revolución. El acelerómetro es sensible a cambios rápidos de temperatura. Si se monta un sensor frío en una superficie caliente, los datos serán falseados durante el tiempo necesario para llegar a una temperatura de equilibrio. Esto tomará la forma de ruido de baja frecuencia, con una pendiente pronunciada hacia arriba, en el rango más bajo. Esto a veces se llama una **bajada de eski** y se puede evitar esperando que la temperatura se estabilice. Una pequeña bajada de eski es aceptable, siempre y cuando que los picos sin importancia sean inundados.

La integridad del cable del acelerómetro es crucial para la recopilación de datos válidos. Si el conductor del cable central está intermitente o abierto, la señal consistirá en su mayoría en ruido aleatorio, y si la guarda está intermitente o rota, los datos tendrán una serie de armónicos de 60 Hz debido a la interferencia eléctrica. Los armónicos de 60 Hz se distinguen de los señales inducidas eléctricamente por el hecho que los últimos formarán una serie de armónicos de 120 Hz en lugar de 60 Hz. Esto se explica en el capítulo sobre vibración inducida eléctricamente.

Si un acelerómetro está expuesto continuamente a una temperatura más alta que por la que ha sido calibrada se volverá desensibilizado y los datos que recopilará desde entonces no tendrán ningún valor. Algunos acelerómetros operarán en temperaturas hasta 400 grados F, pero la mayoría fallecen a alrededor de 200 grados F.

Hay que tener cuidado de no dejar caer el acelerómetro en una superficie dura y de dañar el elemento piezo-eléctrico. Si el elemento está cuarteado, la rigidez del ensamblado interno disminuirá y reducirá la frecuencia de resonancia del acelerómetro y esto puede cambiar de manera significativa su sensibilidad a las frecuencias altas.

Análisis de Espectros Paso a Paso

En preparación para las técnicas descritas en el capítulo siguiente, el primer paso del análisis debería ser llevado a cabo como sigue:

Este procedimiento supone que los espectros de vibración están impresos en papel. Cuando examinamos **espectros** en la pantalla de la computadora, se usan procedimientos similares, como lo explicamos en las instrucciones del software.

Noten que los pasos siguientes serán simplificados de manera importante si los espectros son normalizados en ordenes.

Identificar el pico de Primer Orden (1x)

El primer paso en el análisis de vibración de máquina es la identificación del pico espectral que corresponde a la velocidad de rotación de la flecha, o sea el llamado pico 1x. Esto será el 1x en un espectro **normalizado**. Es importante de verificar si la normalización se hizo de manera correcta. También se llama el pico de primera orden. En máquinas con flechas múltiples, cada flecha tendrá un pico característico 1x, y el analista los podrá localizar.

Noten que en máquinas con flechas múltiples, que giran a velocidades diferentes, cada flecha tendrá un grupo de armónicos 1x, relacionado con este pico.

Este ejemplo es para un motor que está activando directamente un ventilador y una bomba, activada por engrane.

Este ejemplo es para un motor y una bomba activada por engranes.

Muchas veces, los picos 1x de la flecha van acompañados de una serie de armónicos o de múltiplos enteros de 1x. y esto ayuda a encontrarlos. Una buena confirmación del pico de primera orden es la existencia de otras frecuencias forzadas conocidas como el paso de alabes de la impulsora de la bomba. Por ejemplo, si la bomba tiene seis alabes, en la impulsora, normalmente habrá un fuerte pico espectral en 6x, o sea en el sexto armónico de la velocidad de revolución. También a veces aparecerán armónicos de la velocidad de los alabes de la impulsora.

Máquina con una Flecha

Primero identificar la velocidad de revolución. (1x) y anotarla en los espectros. La precisión de este paso es crucial, ya que los pasos siguientes dependen de él. Si tiene dudas, consulta el GAVT y considere la posibilidad de niveles de vibración de fondo de otras máquinas, si varios picos se encuentran cerca del lugar esperado del componente 1x.

Anote los armónicos de 1x en los espectros. (Esto se simplifica usando un compás a diez puntos)

Identifique la frecuencia de paso de aspas y anotela en los espectros. Eso es el número de aspas multiplicado por las RPM. Anote los armónicos de la frecuencia de paso, si son sobresalientes.

Busque tonos de rodamientos, que se encuentren entre los armónicos de la velocidad de revolución 1x y que no son sincrónicos con ella. Anótelos en los espectros. Hay otros componentes de las máquinas aparte de rodamientos, que generan tonos no sincrónicos. Probablemente lo más común es el mecanismo de activación de las bandas.

Máquina de Flechas Múltiples

Identifique y anote el pico 1x del motor y los armónicos en los espectros. Identifique y anote el pico 1x y los armónicos de la bomba en los espectros. Las RPM de la bomba se pueden encontrar con la GAPV o se puede calcular desde la velocidad del motor y de la proporción de engranes como sigue: si el motor está girando a 1780 rpm y la proporción de engranes es de 2.3 a 1, entonces la velocidad de la bomba es

$$\frac{1780}{2.3} = 774$$

Identifiquen y anoten la frecuencia del paso de alabes de la bomba y sus armónicos, si es que los hay en los espectros. El paso de alabes es el número de alabes multiplicado por las RPM de la bomba.

Busque en los espectros los componentes no sincrónicos que podrían ser tonos de rodamientos, o consulte la GAPV para las frecuencias de tonos de rodamientos y anótelas en los espectros.

Después de haber llevado a cabo todas estas tareas, estarán listos para el trabajo descrito en el capítulo siguiente : Diagnóstico de Máquinas.

Diagnóstico de Máquinas

Después de la verificación de la validez de los espectros y de la identificación positiva de los picos espectrales especialmente los componentes 1x, el diagnóstico de los problemas de máquinas puede empezar. La sección siguiente hace la relación entre los problemas de máquina y sus firmas de vibración correspondientes.

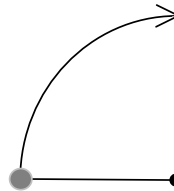
Desbalanceo

Calcular la fuerza de desbalanceo

Una masa excentrica , girando como una piedra atada a un cordón generará una fuerza centrífuga en su pivote central a la frecuencia de una vez la velocidad de revolución. La dirección de esta fuerza es radialmente hacia afuera, y su magnitud se calcula con la fórmula siguiente:

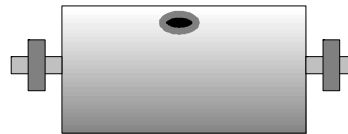
$$F = I_m r \omega^2$$

donde F = la fuerza de desbalanceo
 I_m = la masa
y r = la distancia del pivot.



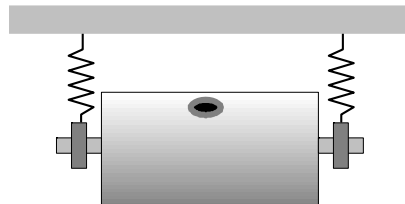
De este se puede ver que la fuerza en el pivote está proporcional a la distancia desde el centro de rotación, y al cuadrado de la velocidad.

Un rotor que tiene un punto pesado no es equivalente a la piedra con la cuerda. En el caso de la piedra, el centro de gravedad del sistema es el centro de la piedra misma, y el centro de gravedad de un rotor desbalanceado está a fuera de la masa desbalanceada, y está cerca del eje de rotación del rotor.



Si la estructura que mantiene los rodamientos en un sistema de esta naturaleza es infinitamente rígida, el centro de rotación no se podrá mover y la fuerza centrífuga que resulta de la masa desbalanceada se puede encontrar con la fórmula mencionada arriba. Esta fuerza está soportada por los rodamientos.

Consideramos ahora una máquina hipotética en la que los rodamientos no son soportados de manera rígida, pero son suspendidos con resortes.



Bajo estas condiciones la línea central de la flecha no está limitada en movimiento y el rotor girará alrededor de su centro de gravedad. La fuerza 1x en los rodamientos sera muy leve, porque nadamas es necesaria para acelerar los rodamientos hasta la amplitud mencionada arriba. La amplitud doble de la vibración de los rodamientos sera igual a dos veces la distancia entre el centro de gravedad y la línea central del rotor lo que es más, la amplitud de la vibración de rodamientos es constante sin tomar en cuenta la velocidad del rotor, siempre y cuando la velocidad sea más alta que la frecuencia natural del sistema resorte-rotor. Aqui se ve que la amplitud de la

vibración no tiene nada que ver con la fórmula de la fuerza centrífuga que mencionamos arriba.

A velocidades que están muy abajo de la frecuencia natural, se dice que el sistema esta "controlado por resortes" y la fórmula de la fuerza centrífuga es válida. Las velocidades arriba de la frecuencia natural estan en el área " controlado por masa", donde la amplitud es constante, y las fuerzas de rodamiento no son tan facilmente predecibles, ya que dependen de la masa equivalente del rodamiento y de los resortes.

El desbalanceo a veces está llamado falta de balance

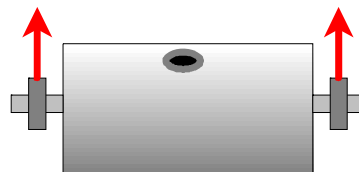
Las máquinas estan sujetas a varias condiciones de desbalanceo, las más importantes se llaman estáticas y dinámicas. El desbalanceo estático es un estado donde el centro de rotación de un rotor no corresponde a su centro de masa o en otras palabras, su centro de gravedad no está ubicado en su eje de rotación. Esto resultará en una fuerza centrífuga, que se aplica en el rodamiento a la frecuencia 1x. Esta fuerza 1x es proporcional al cuadrado de la velocidad del rotor, lo que quiere decir que máquinas de alta velocidad requieren un balanceo con mucha más precisión que máquinas de baja velocidad.

Las fuerzas de desbalanceo en maquinaria producirán vibraciones en los rodamientos, donde los componentes radiales y tangenciales 1x son 90 grados fuera de fase. El ángulo de fase actual depende de las mobilidades mecánicas relativas de la estructura en dos direcciones de medición. En la práctica, se encuentra una fase de 60 a 120 grados.

El tipo de desbalanceo más sencillo es equivalente a un punto pesado en un punto único del rotor. Esto se llama un desbalanceo estático ya que se podrá ver aunque el rotor no está girando. Si se coloca el rotor en una arista de presión nivelada, el punto pesado siempre buscará la posición más baja. Otra forma más compleja de desbalanceo, llamada desbalanceo dinámico es muy común y lo examinaremos a continuación.

Cuando se hace el diagnóstico de una máquina con desbalanceo, es importante descartar la desalineación ya que es una pérdida de tiempo intentar de balancear una máquina desalineada.

El desbalanceo estático resulta en fuerzas 1x en los dos rodamientos de soporte del rotor, y las fuerzas en ambos rodamientos siempre están en la misma dirección. Se dicen que sus señales de vibración son en **fase** una con otra. Un desbalanceo estático puro, producirá un fuerte pico 1x en el espectro de vibraciones y su amplitud será proporcional a la gravedad del desbalanceo y al cuadrado de las RPM. Los niveles relativos de la vibración 1x en los rodamientos dependen de la ubicación del punto pesado en el rotor.

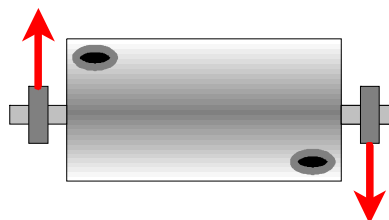


Desbalanceo estático

Es posible que el centro de gravedad del rotor este en el centro de rotación en al-unos casos de desbalanceo de par de fuerzas.

Desbalanceo de par de Fuerzas

Un rotor con desbalanceo de par de fuerzas puede ser balanceado estáticamente y puede parecer que está perfectamente balanceado, cuando se pone en arista de presión. Pero cuando gira, producirá fuerzas centrífugas en los rodamientos que estarán en fase opuesta. Un rotor puede tener desbalanceo estático y desbalanceo de par de fuerzas al mismo tiempo y esta condición se llama desbalanceo dinámico. Esto es lo que por lo general se encuentra en la práctica. Cuando se está examinando un espectro sin información acerca de fase, no se puede distinguir el desbalanceo estático del dinámico. Para corregir el desbalanceo dinámico se necesita un trabajo de balanceo en varios planos y el desbalanceo estático teóricamente se puede corregir con un solo peso de corrección. El peso de corrección se debe colocar exactamente al lado opuesto al desbalanceo y esto a veces no será fácil



Desbalanceo de par de fuerzas.

Con un desbalanceo puro estático o dinámico los niveles de vibración axiales 1x y 2x serán bajos.

Gravedad de Desbalanceo

La gravedad del desbalanceo depende del tipo y del tamaño de la máquina y del nivel de vibración. Para estimar la gravedad del desbalanceo habra que usar niveles 1x promedios de las máquinas sanas del mismo tipo como punto de comparación. Si el pico de segundo orden es del mismo tamaño que el de primera orden, se puede sospechar desbalanceo.

Los niveles siguientes son guías para uso general en el diagnóstico del desbalanceo para máquinas que giran de 1800 a 3600 RPM. Máquinas de muy alta velocidad tienen niveles de tolerancia más bajos.

1X Vibration Level, VdB VdB	Diagnóstico	Prioridad de Reparación
Menos que 108 VdB	Ligero desbalanceo	Inguna recomendación
108 VdB -- 114 VdB	Desbalanceo moderato	Desable
115 VdB -- 124 VdB	Desbalanceo grave	Importante
Mas que 125 VdB	Desbalanceo extremo	Obligatorio

El nivel medido en 1x depende de la rigidez del montaje de la máquina, y de la cantidad de desbalanceo. Las máquinas montadas en resortes tendrán más 1x que máquinas montadas en firme con el mismo grado de desbalanceo. El tamaño general de la máquina también afecta el nivel permitido de 1x como sigue:

Nivel de vibración 1X, VdB	Tipo de Máquina	Prioridad de Reparación
109 VdB	Pequeña bomba de 1 nivel	Desable
118 VdB	Gran bomba hidráulica	Desable
116 VdB	Ventilador mediano	Desable

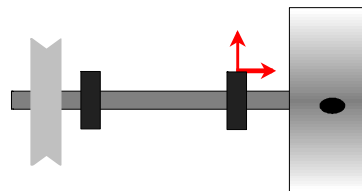
Se deberían comparar los niveles tangenciales y radiales de 1x. Si estos niveles son casi iguales es probable que la causa sea el desbalanceo. De todos modos la dirección en que la máquina tiene la menor rigidez es la dirección del nivel 1x más alto.

Desbalanceo en máquinas montadas verticalmente

Máquinas verticales, tales como bombas que generalmente están en cantilever de su base, por lo general enseñan los niveles máximos de 1x, a la extremidad libre del motor, sin tomar en cuenta donde está la fuente de vibración. Para aislar el desbalanceo del motor del desbalanceo de la bomba, puede ser necesario romper el acoplamiento y correr el motor solo, mientras que se mide 1x. Si el nivel de 1x todavía sigue alto, el problema es el motor, si no es la bomba.

Desbalanceo en máquinas sobresalientes

En una máquina con un rotor desbalanceado sobresaliente o en cantilever como un ventilador se producirán vibraciones 1x en la dirección axial y también algunas en la dirección radial y tangencial en el rodamiento más cerca del rotor. Esto es debido al hecho que el desbalanceo provoca un momento de flexión en la flecha y causa que el cárter del rodamiento se mueva en la dirección axial. Ejemplos de rotores sobresalientes son bombas con acoplamiento cercano, ventiladores con flujo axial, y pequeñas turbinas.



Desbalanceo en un rotor sobresaliente

El rodamiento más cerca del rotor sobresaliente generalmente enseñará los niveles de vibraciones 1x radiales más altos.

Fuentes de Desbalanceo

Los problemas siguientes de máquinas pueden causar desbalanceo:

- Aglomeración desigual de polvo en los rotores de un ventilador
- Falta de homogeneidad en partes coladas, como burbujas, agujeros de soplado, y partes porosas.
- Excentricidad del rotor.
- Flexión de rodillos, especialmente en máquinas de papel.
- Errores de máquina.

- Distribución desigual en las barras de rotor de motores eléctricos o en el enrollado.
- Erosión y corrosión desigual de las impulsoras de una bomba.
- Pesos de balanceo que faltan.
- Flecha con flexión.

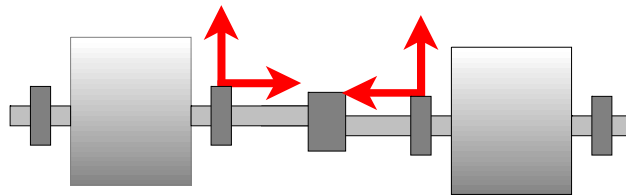
Desalineación

La desalineación es una condición en la que las líneas centrales de flechas acopladas no coinciden. Si las líneas centrales de las flechas desalineadas están paralelas pero no coinciden, entonces se dice que la desalineación es una desalineación paralela. Si las flechas desalineadas se juntan pero no son paralelas, entonces la desalineación se llama desalineación angular. Casi todas las desalineaciones que se observen en la práctica son una combinación de los dos tipos de base.

Altos niveles radiales y tangenciales causados por desalineación pueden imitar desbalanceo.

Desalineación paralela

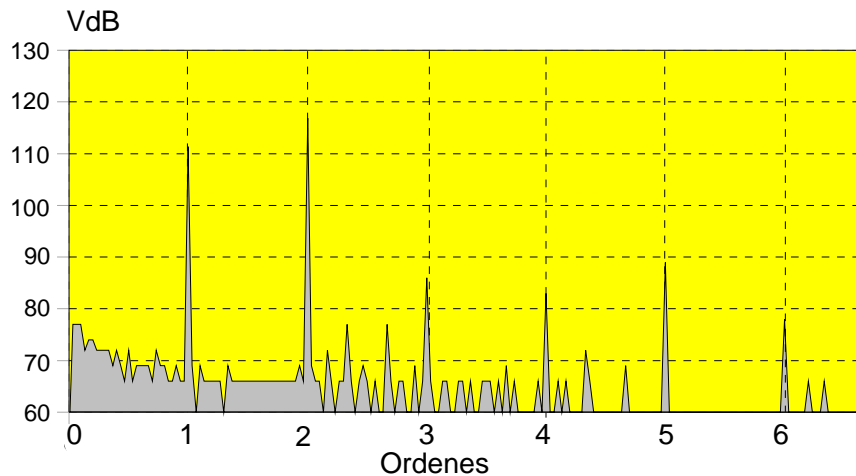
La desalineación paralela produce una fuerza de cizallamiento y un momento de flexión en la extremidad acoplada de cada flecha, niveles de vibración altos en 2x y en 1x. Se producen en las direcciones radiales o tangenciales en los rodamientos en cada lado del acoplamiento, y son de fase opuesta. En la mayoría de los casos, los componentes 2x estarán más altos que los 1x. Los niveles axiales 1x y 2x estarán bajos solamente en desalineación paralela, y su fase estará opuesta.



Desalineación paralela

Si la velocidad de la máquina puede variar, la vibración, debido al desbalanceo también variará según el cuadrado de la velocidad. Si se duplica la velocidad, el nivel del componente de desbalanceo se incrementará por un factor de cuatro, pero la vibración debida a la desalineación no cambiará de nivel.

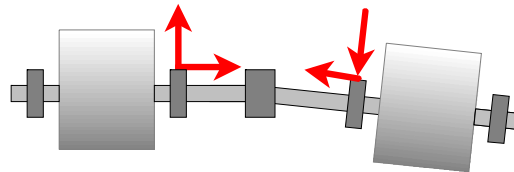
A continuación enseñamos un espectro típico de una máquina desalineada.



Desalineación

Desalineación Angular

La desalineación angular produce un momento de flexión en cada flecha, y esto genera una fuerte vibración en 1x, y algo de vibración en 2x en la dirección axial en ambos rodamientos y de **fase** opuesta. También habrá niveles relativamente fuertes en direcciones radiales y/o transversales 1x y 2x, pero en fase.



Desalineación angular

Un acoplamiento desalineado generalmente producirá niveles axiales bastante altos en 1x en los rodamientos a las otras extremidades de las flechas también.

Desalineación General

La mayoría de los casos de desalineación son una combinación de los tipos descritos arriba. El diagnóstico está basado en picos 2x más fuertes que los picos 1x y en la existencia de picos axiales 1x y 2x. Noten que altos niveles axiales 1x no están causados por desbalanceo en rotores sobresalientes.

La desalineación produce una variedad de síntomas en tipos diferentes de máquinas y se deben consultar las firmas de vibraciones promedios para máquinas sanas con el fin de determinar los niveles permisibles 1x y 2x.

Efectos de la Temperatura en la Alineación

La mejor alineación de cualquier máquina siempre ocurrirá solamente a una temperatura de operación y se espera que esta sea su temperatura de operación normal. Es imperativo que las mediciones de vibración para el diagnóstico de desalineación sean hechos con la máquina a su temperatura de operación normal.

Causas de Desalineación

La desalineación esta causada por las condiciones siguientes:

- Asembledo impreciso de los componentes, como motores, bombas etc.
- La posición relativa de los componentes se altera después del montaje.
- Distorción debido a fuerzas en tuberías.
- Distorción en soportes flexibles debido a torque.
- Expansión de la estructura de la maquina debido al alza de la temperatura.
- El frente del acoplamiento no está perpendicular al eje de la flecha.
- "Pie Suave", esto es cuando una máquina se altera cuando los pernos de fijación son puestos bajo fuerzas de torque.

La alineación de una máquina con una flecha flexionada no reducirá su nivel de vibración

Flecha flexionada

La firma de vibración causada por una flecha flexionada se parece a la firma causada por desalineación, y es fácil confundirlas. Una flecha flexionada, que por lo general esta causada por un calentamiento desigual en el rotor, debido a una barra de rotor en mal estado, causa altos picos axiales 1x y 2x y altos picos radiales y transversales 1x en ambos rodamientos. La fase del componente 1x estará opuesta en las extremidades opuestas del rotor.

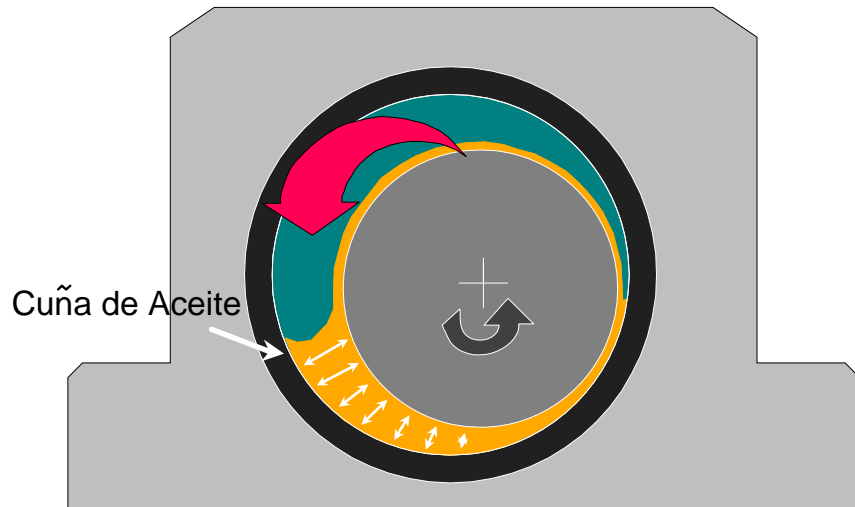


Chumaceras

La mayoría de las chumaceras generarán picos espectrales a frecuencias más bajas que 1x, y estos se llaman picos subsincronos. A veces, los armónicos de estos picos subsincronos también se generan, lo que indica una fuerte degeneración del rodamiento. A continuación mencionamos algunas causas que se tienen que investigar cuando se hace el diagnóstico de las chumaceras.

Remolino de aceite (Oil Whirl)

Remolino de aceite es una condición en la que ocurre una fuerte vibración entre 0.38x 0.48x. Nunca aparece en exactamente 0.5x, pero siempre está un poco más bajo de frecuencia. Está causado por un juego excesivo y una carga radial ligera, lo que resulta en una acumulación de la película de aceite y obliga al gorrón de migrar en el rodamiento a menos de la mitad de las RPM. El remolino de aceite es una condición seria, que necesita corrección, cuando se encuentra, ya que se puede deteriorar rápidamente hasta el punto donde hay contacto de metal a metal en el rodamiento.



Remolino de Aceite (Oil Whirl)

Latigazo de aceite

*Las llamadas velocidades críticas son velocidades en las que se excita una **frecuencia natural** de la flecha. La mayoría de las máquinas con flechas largas tendrán varias velocidades críticas, y la velocidad de operación estará por lo general arriba de la primera velocidad crítica.*

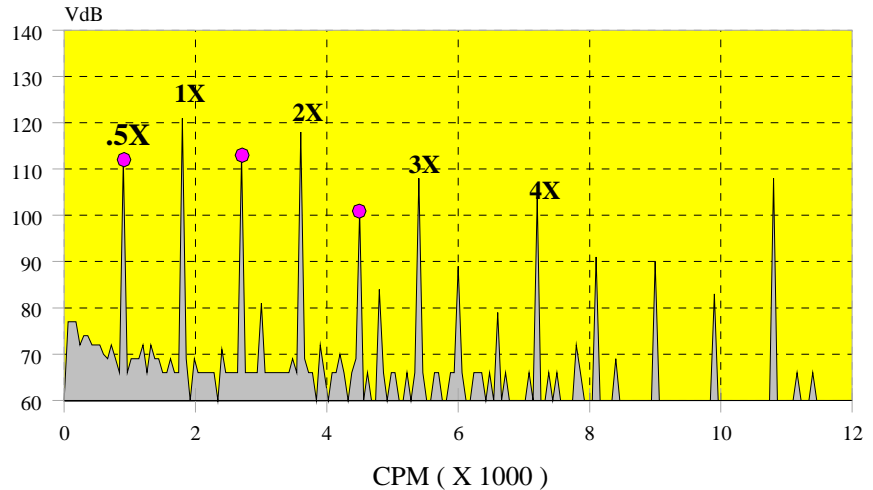
El latigazo de aceite es una condición muy destructiva que ocurre a veces en grandes ensamblados con varios rotores operados arriba de velocidades críticas. El latigazo de aceite ocurre cuando el componente de excitación por remolino de aceite llega a una frecuencia igual a la frecuencia natural de la flecha. La **resonancia** está excitada y el resultado son niveles de vibración muy altos. El latigazo de aceite a veces ocurre al arrancar, en máquinas con flechas largas. Ya que la frecuencia natural que se está excitando es la influencia controladora en el sistema, la frecuencia de la vibración no cambiará a medida que se incrementa la velocidad. Esto en contraste con el sencillo remolino de aceite, cuya frecuencia se cambia con la velocidad de la flecha. Esto proporciona un buen método para la detección de latigazo de aceite.

La solución al remolino de aceite, y al latigazo de aceite es un juego adecuado pequeño en el rodamiento y una carga adecuada radial. Cuando una gran turbina está llevada a su velocidad de funcionamiento, es importante de pasar rápidamente a través de las velocidades críticas para evitar la generación de latigazo de aceite.

Holgura de rodamiento

A veces una holgura mecánica extrema en una parte que no sea un rodamiento generará un espectro como este.

La holgura mecánica provoca la aparición de **armónicos** de 1x y en casos severos semi ordenes de 0.5x están presentes. Muchas veces la causa de las semi ordenes es el rechino del rodamiento en su cárter. A veces se ven ordenes de un tercio y un cuarto en ejemplos extremos de holgura.



Holgura de cárter de rodamiento con gorrón

Los armónicos de 1/2, 1/3 y 1/4 de orden a veces se llaman subarmónicos.

Rodamientos de Empuje

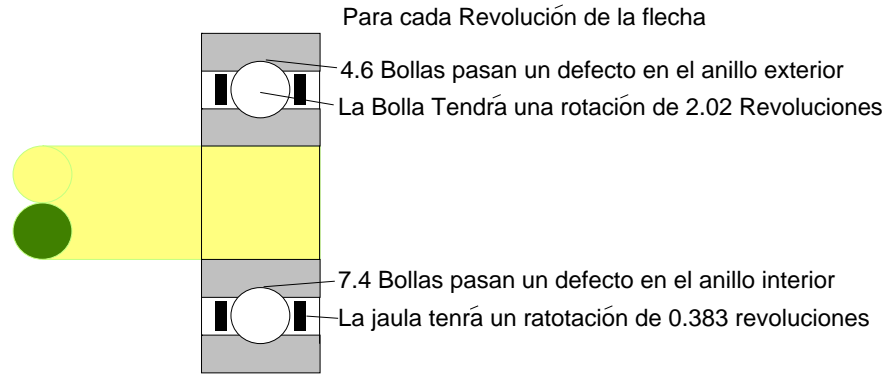
Los rodamientos de empuje desgastados por lo general presentan fuertes componentes axiales, en los primeros armónicos de 1x. Rodamientos Kingsbury gastados con 6 zapatas generarán un pico en 6x. Este pico de vibración está de manera predominante en la dirección axial.

Rodamientos con Elementos rodantes

En muchos años de experiencia hemos encontrado que en la practica, menos del 10% de todos los rodamientos funcionarán durante su tiempo de vida esperado. Alrededor de 40% de fallas de rodamientos ocurren debido a una lubricación inadecuada, y alrededor de 30% de fallas ocurren debido a un montaje incorrecto, eso quiere decir desalineación. Alrededor del 30% fallan por otras causas como sobrecarga y defectos de manufactura.

Aparte de los componentes no síncronos, los rodamientos con faltas también pueden causar ruido de banda ancha en el espectro de vibraciones. En un estado más avanzado puede causar el calentamiento del rodamiento hasta su destrucción total.

Los problemas de rodamientos con elementos rodantes son las faltas más comunes que se diagnostican en análisis de vibración. Un rodamiento defectuoso producirá componentes de vibración que son multiples exactos de 1x, en otras palabras, son componentes no síncronos. La existencia de componentes **no síncronos** en un espectro de vibraciones es una bandera roja para el analista e indica que puedan existir problemas de rodamientos y que el analista inmediatamente debería de excluir otras posibles fuentes de este tipo de componentes para verificar el diagnóstico.



A continuación encontrarán las fórmulas para el cálculo de las frecuencias de los **tonos de rodamiento** a partir de la geometría del rodamiento. Tiene un poco de imprecisión ya que la carga axial y los efectos de deslizamiento les afectan en una manera impredecible.

Bpfi = Frecuencia de paso de bolas, anillo interior
Bpfo = Frecuencia de paso de bolas, anillo exterior
BSF = Frecuencia de rotación de la bola
FTF = Frecuencia fundamental de tren
Bd = Diámetro de la bola
Pd = El módulo de rodamiento
n = número de elementos rodantes
θ = ángulo de contacto

$$BPFI = \frac{n}{2} \left(1 + \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) RPM$$

$$BPFO = \frac{n}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) RPM$$

$$BSF = \frac{P_d}{2B_d} \left[1 - \left(\frac{B_d}{P_d} \right)^2 (\cos \theta)^2 \right] RPM$$

$$FTF = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) RPM$$

La FTF misma aparece raramente en un espectro de rodamientos. Por lo general está involucrada con actividad de bandas laterales como lo explicamos a continuación.

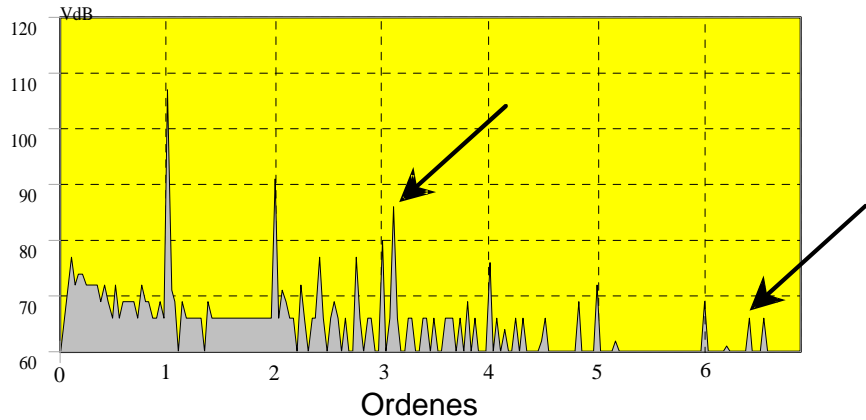
A continuación damos unas aproximaciones de frecuencias de tonos de rodamientos para los rodamientos más comunes.

- Falla en el anillo exterior: Número de rodillos multiplicado por las RPM por 0.4
- Falla en el anillo interior: Número de rodillos multiplicado por las RPM por 0.6
- Frecuencia Fundamental de Tren (FTF) = RPM por 0.4

El número de rodillos en la mayoría de los rodamientos es generalmente entre 8 y 12, pero en rodamientos con un diámetro muy ancho, como los que se encuentran en las máquinas de papel, el número de rodillos puede ser más alto.

Desgaste en Rodamientos con elementos rodantes

Los primeros estados de faltas de rodamientos producirán frecuencias de vibración no síncronas indicativas, que se llaman "tonos de rodamientos", y sus armónicos. Tonos de rodamientos a 0.006 pulgadas por segundo pico (81 VdB) o más alto son considerados significativos. A veces un rodamiento nuevo producirá un tono de rodamiento, posiblemente debido a daños durante la instalación o el transporte o defectos de manufactura.



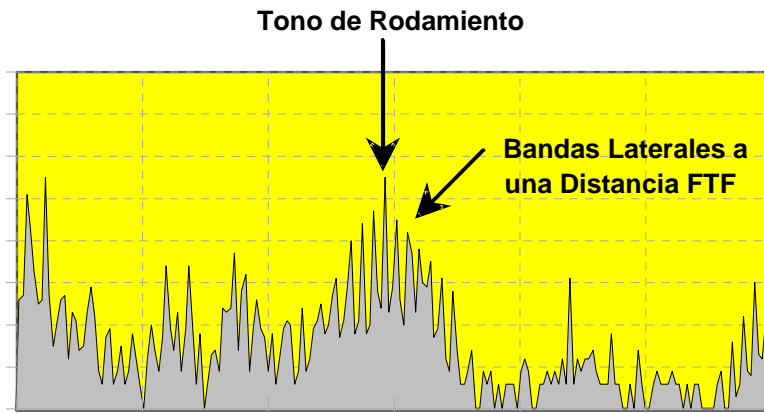
Tonos de rodamiento a 3. 2 x

Si el defecto de rodamiento es de tamaño muy pequeño, como una grieta en uno de los anillos, la firma de vibración tendrá armónicos del tono de rodamiento y habrá poca o ninguna frecuencia fundamental. Si el defecto empieza como una astilla en una área más grande del anillo, la fundamental del tono de rodamiento estará más alto en nivel que los armónicos. A medida que el defecto empeora, el nivel general de tonos de rodamiento se va a incrementar y también el nivel general de ruido de banda ancha.

Bandas Laterales

Si el efecto se encuentra localizado en el anillo interior, del rodamiento, la velocidad de revolución **modulará** en amplitud los tonos de **rodamiento**, y esto provocará bandas laterales alrededor de los tonos de rodamiento, a una distancia de 1x. La modulación de amplitud proviene del hecho que el defecto en el anillo interior entre y salga del área de carga del rodamiento una vez por revolución. Mientras que está en el área de carga el defecto producirá vibración a la frecuencia del paso de bolas, pero cuando está fuera del área de carga muy poca vibración se producirá en esta frecuencia. Esto explica la modulación de amplitud del tono de rodamiento y las bandas laterales consecuentes. . Bandas laterales a una distancia de 1x de tonos de rodamiento son una indicación segura de desgaste en el rodamiento, que va avanzando. A veces, si un rotor está fuertemente desbalanceado un defecto de rodamiento en el anillo interior no producirá modulación de amplitud o bandas laterales. Esto se debe a que la fuerza centrífuga causada por el desbalanceo mantiene el anillo interior cargado en el mismo lugar en su perifería todo el tiempo.

Un otro ejemplo de bandas laterales en espectros de rodamientos involucra la **frecuencia fundamental de tren (FFT)**. Esto es el ritmo a que la jaula que mantiene los rodillos gira en el rodamiento. Si un rodillo está astillado, cuarteado o peor, en varios pedazos, hará mucho ruido cuando está en el área de carga del rodamiento, pero será silencioso, cuando está fuera de esta área. Entrará y saldrá del área de carga al ritmo de la FFT, ya que migra alrededor del rodamiento con la jaula. Esto provocará modulación de amplitud de los tonos de rodamiento al ritmo FFT y el resultado son las bandas laterales alrededor de los tonos de rodamiento a la distancia FFT.



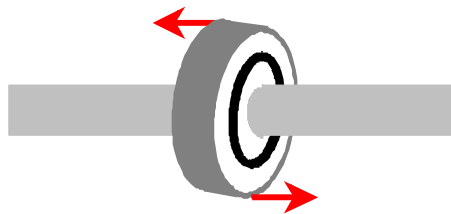
El estado final de desgaste en rodamientos a veces se llama estado termal, es el en que el rodamiento se calienta y hecha a perder el lubricante, lo que lleva a una falla catastrófica que puede incluir que se fundan los rodillos y/o los anillos.

La clave para un mantenimiento efectivo predictivo de los rodamientos es el establecer tendencias de niveles de tonos de rodamientos en el tiempo y desde su inicio. A veces una condición en un rodamiento progresará desde una falta muy pequeña hasta una falta total en un tiempo relativamente corto. Una detección temprana necesitará sensibilidad a los componentes muy pequeños de la firma de vibración. El analista deberá tener en mente que algunos tipos de máquinas tendrán tonos de rodamiento en los espectros promedios. El diagnóstico se hace basandose en incrementos significativos de estos valores promedios. Cualquier tono de rodamiento significativo se deberá vigilar con cuidado para darse cuenta si está empeorando.

Rodamientos con Elementos rodantes Desalineados (Chuecos)

Una gran cantidad de fallas se puede atribuir a una instalación incorrecta.

Un rodamiento chueco generará un componente 1x significativo y algo de 2x en el espectro de vibración, por lo general de manera predominante en la dirección axial. En algunos casos, la dirección dominante puede ser radial. Un rodamiento chueco casi siempre provocará tonos de rodamiento fuertes, así como altos niveles de 1x y 2x.



Rodamiento chueco

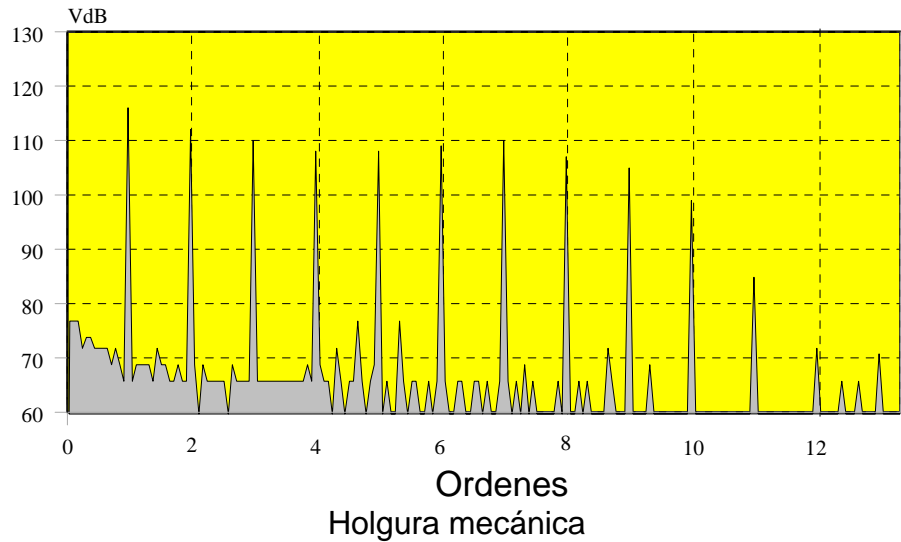
Holgura de rodamientos con elementos rodantes

Un juego excesivo en un rodamiento con elementos rodantes producirá armónicos de 1x usualmente en un rango de 2x hasta 8x. Holgura extrema generalmente producirá componentes de medio orden, en múltiplos de 0.5x. Holgura en otras partes de la máquina también producirá armónicos 1x y a veces armónicos 0.5x, así que esto no es una señal que permite concluir la presencia de juego en los rodamientos.

Las holguras rotativas y no rotativas generarán fuertes armónicos 1x.

Holgura mecánica

La holgura mecánica puede ser de dos tipos: holgura rotativa o no rotativa. Una holgura rotativa está causada por un juego excesivo entre las partes rotativas y estacionarias de la máquina, y la holgura no rotativa es una holgura entre dos partes que normalmente son estacionarias, como una pata de máquina y su base. Los dos tipos de holgura producirán armónicos 1x extensivos en los tres ejes de vibración.



Un juego excesivo en un rodamiento con gorrón puede producir armónicos de 0.5 RPM. Estos se llaman componentes de medio orden o subarmónicos y se producen por partes que se rozan o que se impactan.

Holgura rotativa

Es el juego excesivo en chumaceras y rodamientos a elementos rodantes, que producirá **armónicos** de 1x que en algunos casos se pueden extender hasta arriba de 10x. Si se acentúan los armónicos superiores, se puede sospechar de impactos. Los impactos se ven mejor en la forma de onda de tiempo, que en el espectro, y por eso si hay altos armónicos es una buena idea de examinar la forma de la onda de aceleración para encontrar picos debido a impactos.

Holgura no rotativa

La holgura entre una máquina y su base incrementará el componente de vibración 1x en la dirección de la menor rigidez. Por lo general, esa es la dirección horizontal, pero eso depende de la estructuración horizontal de la máquina. Armónicos 1x de bajo orden también se producen si la holgura es grave. A veces es difícil distinguir entre desbalanceo y holgura de la base, o flexibilidad, especialmente en máquinas verticales. Si la tangencial 1x es mucho más grande que la radial 1x, se sospecha holgura. Si la tangencial 1x es inferior o igual a la radial 1x se sospecha desbalanceo. La flexibilidad de la base u holgura puede ser causada por pernos flojos, corrosión o cuarteaduras en la estructura de montaje.

Alrededor de principios del siglo, Nikola Tesla el conocido científico Serbio inventó el motor eléctrico polifásico, y la distribución de energía polifásica CA. Seleccionó 60 Hz como la frecuencia óptima para energía de motores a inducción.

Vibración Inducida Electricamente

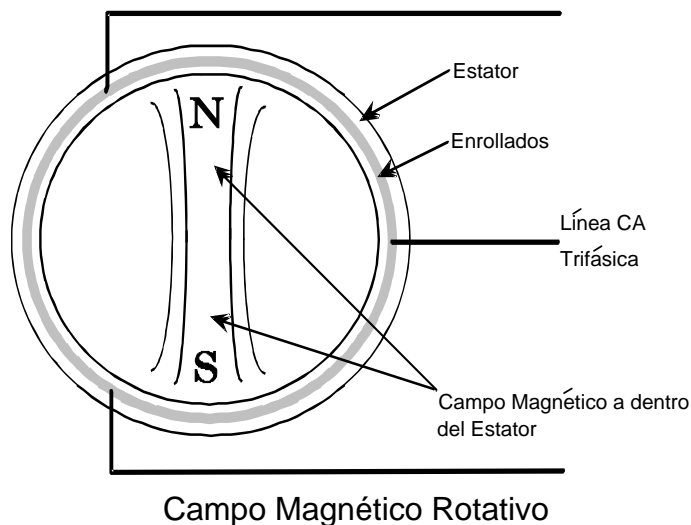
La maquinaria eléctrica sufre de todos los defectos de otra maquinaria rotativa, con la complicación adicional de efectos puramente eléctricos. La **constricción magnética** o **magnetoestricción** es la deformación de un material magnético en presencia de un campo magnético, y causa vibración a 120 Hz en todos los aparatos eléctricos como motores, generadores, transformadores etc. En motores eléctricos hay una atracción magnética entre el rotor y el estator que varía en 120 Hz. Esto también causa vibración en el estator en 120 Hz. Es a veces difícil distinguir el efecto magnético en 120 Hz del componente de vibración 2x en máquinas de 3600 RPM. El componente magnético 120 Hz desaparecerá de inmediato cuando se apaga la corriente, y el componente 2x seguirá presente mientras que el rotor está rodando bajo el impulso cinético.

Motores eléctricos a Corriente Alterna (CA)

Hay dos tipos de motores eléctricos a corriente alterna, el motor síncrono y el motor a inducción. Cada uno de estos tipos puede usar corriente monofásica o trifásica. En aplicaciones industriales, los motores trifásicos son los más comunes, debido a su eficacia mayor que los motores monofásicos. El motor síncrono es mucho menos generalizado que el motor a inducción, pero se usa en unas aplicaciones especiales, que requieren una velocidad absolutamente constante o una corrección del **factor de potencia**. Los motores a inducción y los motores síncronos son similares en muchos aspectos pero tienen algunos detalles diferentes.

Los imanes de barras tienen polos Norte y Sur. Cuando se les deja girar, el polo Norte indicará el Norte, ya que los polos opuestos se atraen, por consecuencia el polo Norte de la tierra es en realidad un polo Sur magnético

El estator del motor CA contiene un número de bobinas de alambre enrollado alrededor y a través de las ranuras del estator. Siempre hay más ranuras que bobinas y por eso las bobinas son trenzadas de manera bastante compleja. Cuando las bobinas se ponen bajo corriente, se genera un campo magnético rotativo a dentro del estator. La velocidad de rotación depende del número de bobinas, o del número de polos. En un motor trifásico, tres bobinas formarán 2 polos magnéticos debido a la acción de las corrientes que tienen una diferencia de **fase** de 120 grados entre ellos. Con una frecuencia de línea de 60 Hz, y dos polos en el estator el ritmo de rotación del campo será de 60 por segundo o 3600 RPM. Si hay 4 polos (6 bobinas) el campo girará a 1800 RPM y etc.

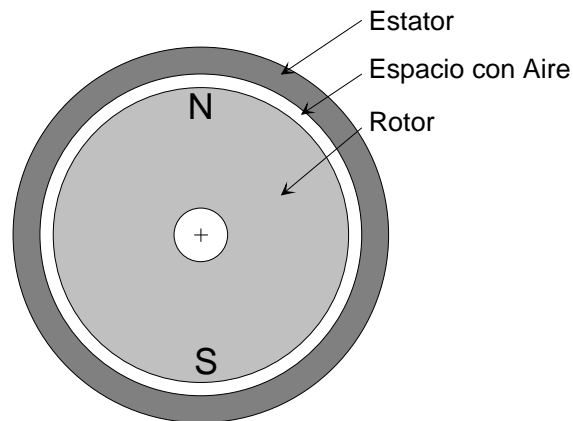


Motores síncronos

Pocos motores síncronos usan rotores con *imán permanente*. Por lo general tienen rotores con *alambre enrollado excitado por una fuente de poder CD*.

Si un rotor girando que esta magnetizado de manera permanente en la dirección transversa esta puesto a dentro del estator, sera arrastrado por atracción magnética a la velocidad a la que está girando el campo. Esta se llama la velocidad síncrona y el ensamblado es un motor síncrono. Su velocidad está exactamente síncrona con la frecuencia de línea. Pequeños motores síncronos se encuentran en relojes eléctricos para asegurar una medición de tiempo precisa, pero también en la industria se usan los motores síncronos. En grandes motores síncronos industriales el rotor es un electroimán y esta excitado por la corriente directa.

Una característica del motor síncrono es que si el rotor es "sobree excitado", esto es, si el campo magnético es superior a un cierto valor, el motor se comporta como un capacitor a través de la línea de poder. Esto puede ser útil para la corrección del **factor de fuerza** en plantas industriales que usan muchos motores de inducción.



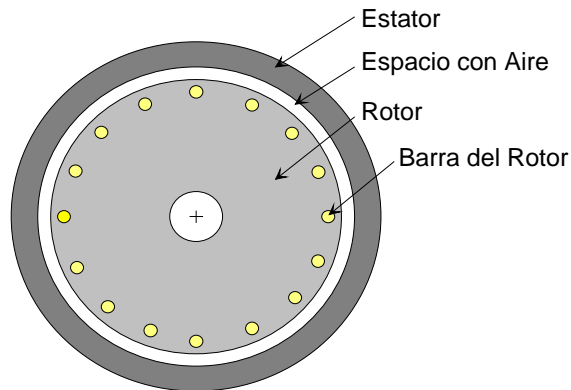
Motor Síncrono CA

Las barras del rotor pueden ser fabricadas de varilla de cobre gruesa y soldadas a las extremidades. En pequeños motores pueden ser de aluminio colado, con los anillos colados en su lugar.

Motores a Inducción

La diferencia entre el motor a inducción y el motor síncrono es que en el motor a inducción el rotor no es un imán permanente sino que es un electroimán. Tiene barras de conducción en todo su largo, incrustadas en ranuras a distancias uniformes alrededor de la perifería. Las barras están conectadas con anillos (en cortocircuito como dicen los electricistas) a cada extremidad del rotor. Están soldadas a las extremidades de las barras. Este ensamblado se parece a las pequeñas jaulas rotativas para ejercer a mascotas como hamsters y por eso a veces se llama "jaula de ardillas", y los motores de inducción se llaman motores de jaula de ardilla.

Cada par de barras es una revolución en cortocircuito, hablando magnéticamente. El rotor se magnetiza por las corrientes inducidas en sus barras, debido a la acción del campo magnético, girando en el estator. Mientras que el campo del estator pasa a lo largo de las barras del rotor, el campo magnético que cambia induce altas corrientes en ellas y genera su propio campo magnético. La polaridad del campo magnético inducido del rotor es tal que repela al campo del estator que lo creó, y esta repulsión resulta en un torque sobre el rotor que le causa de girar.



Motor de Inducción CA

Ya que el motor de inducción funciona por repulsión magnética, en lugar de por atracción como el motor síncrono, ha sido llamado "un motor a inducción repulsiva".

Si no hubiera fricción en el sistema, el rotor giraría a una velocidad síncrona, pero no produciría un torque útil. Bajo esta condición no hubiera movimiento relativo entre las barras del rotor y el campo rotativo del estator, y no hubiera inducción de corriente en ellas. En el momento en que se aplica una carga al motor, la velocidad se reduce, lo que provoca que las barras del rotor corten las líneas magnéticas de fuerza del campo del estator y crean la fuerza de repulsión en el rotor. El campo magnético inducido en el rotor se mueve en la dirección opuesta a la rotación y la velocidad de este movimiento dependen de la carga aplicada. Esto quiere decir que las RPM siempre serán inferiores a la velocidad síncrona. La diferencia entre la velocidad actual y la velocidad síncrona se llama el deslizamiento. Entre más grande es el deslizamiento, más grande es la corriente inducida en las barras del rotor, y más grande el torque. La corriente en los enrollados del estator también se incrementa para crear las corrientes más largas en las barras.

Por estas razones la velocidad de un motor de inducción siempre dependerá de la carga.

Fuentes de Vibración

En un motor eléctrico, el doble de la frecuencia de línea (120 Hz en los E. U. A.) siempre es un componente de vibración que se puede medir. A esta frecuencia la atracción entre el rotor y el estator es variable y las dimensiones del hierro cambian un poco en presencia de un campo magnético variable debido a la constricción magnética.

Vibración relacionada con el Deslizamiento

Iregularidades en las barras del rotor causarán vibración a la frecuencia de deslizamiento multiplicado por el número de polos en el motor. Por ejemplo en el motor de dos polos cualquier barra de rotor estará alineada con el polo magnético girando creado por el estator en dos ocasiones para cada ciclo de deslizamiento. El ciclo de deslizamiento es la velocidad síncrona dividida entre la velocidad de deslizamiento. Por ejemplo en un motor de 3450 RPM la velocidad síncrona es 3600RPM y la frecuencia de deslizamiento es de $3600-3450=150$ RPM. Por es $3600:150 = 24$ lo que es el ciclo de deslizamiento. Esto quiere decir que para cada 24 revoluciones del rotor la misma barra del rotor será exactamente alineada con la misma polaridad del polo magnético giratorio y estará alineado una vez cada 12 revoluciones con el polo giratorio opuesto.

Si una barra de rotor tiene más resistencia que las otras, debido a grietas o roturas, habrá menos corriente inducida en ella, cuando está alineada con los polos y esto producirá un poco menos de torque en este punto del **ciclo de deslizamiento**: de esa manera, el torque será modulado a la frecuencia de deslizamiento multiplicada por dos veces el número de polos. Este se puede ver en un componente de vibración en la firma y también resulta en bandas laterales alrededor del componente de vibración 1x y alrededor de los armónicos de 1x a una distancia de 2S veces el número de polos.

Esta condición se va empeorando rápidamente y lleva a la falla del motor.

Barras de rotor rotas, cuarteadas o corroídas, son causas comunes de fallas en motores a inducción, especialmente en motores que arrancan y paran frecuentemente bajo carga. La corriente de arranque es mucho más alta que la corriente de funcionamiento y pone una tensión en las barras del rotor, lo que hace que se calienten. Barras con la resistencia más alta se calentarán más, provocando una distribución de temperatura desigual, alrededor del rotor y una expansión diferencial de las barras, lo que lleva a roturas y grietas en el lugar donde se unan con el anillo de cortocircuito.

El batido en motores eléctricos realmente es modulación de amplitud y no un batido verdadero.

Un motor a inducción con barras defectuosas producirá una firma de vibración que varía lentamente en amplitud, a dos veces la frecuencia de deslizamiento. Este fenómeno se llama batido y muchas veces se puede oír y también medir. La amplitud y la frecuencia de los batidos dependen de la carga del motor.

Frecuencia de Paso de Ranuras

Otro componente de vibraciones en motores eléctricos es la llamada frecuencia de paso de ranuras. Esta frecuencia es el número de ranuras en el estator multiplicado por las RPM. Las ranuras del estator contienen los enrollados conductivos y su número finito produce una falta de uniformidad en el campo rotativo magnético o desabasto, lo que causa un componente de vibración. Las barras del rotor también están en ranuras y la frecuencia de paso de las barras del rotor también a veces se llama frecuencia de paso de ranuras y es diferente del paso de ranuras del estator.

Láminas en corto

El rotor y el estator de motores CA están hechos de hojas delgadas aisladas unas de otras. Esto impide que las corrientes inducidas magnéticamente circulen en el hierro y provoquen calentamiento. Si las hojas están puestas en cortocircuito, en algunos lugares un calentamiento local ocurrirá, y una distorsión térmica resultará. Hojas en corto también causarán niveles de vibración más altos a 120 Hz.

Fuentes mecánicas de Vibración en Motores

Los motores eléctricos padecen de todos los defectos mecánicos que se encuentran en otras máquinas rotativas y de algunos otros como lo veremos.

Flexión térmica del Rotor

Un calentamiento desigual del rotor, debido a una distribución de corriente desigual por la barra del rotor desalineada, causa una distorsión o una flexión en el rotor. La flexión del rotor resulta en una condición de desbalanceo con todas sus síntomas usuales. Se puede detectar por el hecho que desaparece cuando el motor está frío.

Esto se puede considerar una falla catastrófica.

El calentamiento local puede ser tan extremo que la barra defectuosa puede fundirse y penetrar en el espacio de aire.

Excentricidad en el espacio de Aire

Si el espacio de aire no está uniforme, las fuerzas en el rotor no son balanceadas y esto resulta en una alta vibración inducida magnéticamente a 120 Hz. La atracción magnética es inversamente proporcional al cuadrado de la distancia entre el estator y el rotor, y por eso, una pequeña excentricidad causará una vibración relativamente importante.

Holgura en el Rotor

A veces el rotor puede deslizarse en la flecha, por lo general de manera intermitente dependiendo de la temperatura, lo que causará una fuerte vibración en 1x y armónicos. Cambios abruptos en carga y voltaje de línea pueden iniciar esto.

Rotor excéntrico

Si el rotor no está redondo, causará una excitación en 1x y fuerzas magnéticas desbalanceadas que causan una vibración a la frecuencia de deslizamiento, multiplicado por el número de polos. Este componente desaparecerá inmediatamente, cuando se apaga la corriente, y eso sirve de prueba de confirmación.

Holgura en enrollamientos

Si los enrollamientos eléctricos del estator del motor presentan aunque sea una holgura ligera, el nivel de vibración a 120 Hz se incrementará. Esta situación es altamente destructiva, ya que está gastando el aislamiento del alambre, lo que provoca vueltas en cortocircuito y al final, cortocircuitos hacia la tierra y falla del estator. En algunas máquinas, como generadores CA, la holgura en los enrollamientos generará armónicos de media orden de la frecuencia de excitación de 120 Hz.

Problemas de Barra del Rotor

Una manera importante de fallar de los motores eléctricos grandes, es el agrietamiento y el calentamiento y la rotura de barras de rotor, especialmente en motores que arrancan con frecuencia bajo carga. La condición de arranque pone la tensión más alta sobre las barras del rotor, ya que ellas cargan la corriente más alta, ya que el rotor corre a una velocidad mucho más baja que la velocidad síncrona.

Las altas corrientes causan un calentamiento y una expansión de las barras con relación al rotor y debido a las diferencias en la resistencia eléctrica de las barras individuales, el calentamiento y la expansión serán desiguales. Esto lleva a un agrietamiento de las juntas, donde las barras están soldados al **anillo de cortocircuito**. Tan rápido como aparezca una grieta, la resistencia de la barra se incrementa, lo que incrementa el calentamiento y empeora la grieta. Al mismo tiempo, las barras del rotor vecinas recibirán corrientes incrementadas debido a la corriente reducida en la barra rota.

Esta secuencia resulta en el calentamiento del rotor, lo que le causa una distorsión. Ver el párrafo sobre flexión térmica del rotor, arriba.

Monitoreo de la Barra del Rotor por Análisis de la Corriente del Motor

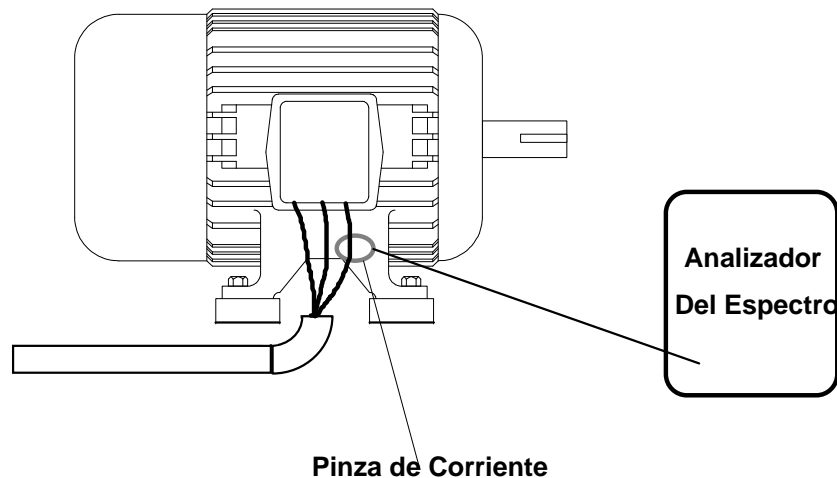
El estado de las barras del rotor en un motor a inducción se puede medir, haciendo un análisis de frecuencia con alta resolución de la corriente de entrada del motor.

La presencia de una barra de rotor defectuosa causará una ligera reducción en el torque del motor, cada vez que un polo del campo magnético rotativo pasa cerca de ella. Este ocurre con el doble de la frecuencia del deslizamiento, ya que los polos Nortes y Sures del campo causan una reducción momentanea en el torque. Esta reducción también resulta en una reducción en la corriente de entrada hacia el motor en la misma proporción, -esto es el resultado de la conservación de energía. Esta reducción periodica en la corriente del motor, en realidad es una modulación de amplitud de la misma. La cantidad de modulación está relacionada con la gravedad del problema de la barra del rotor.

Una buena manera para detectar si hay modulación de la corriente es de buscar las **bandas laterales** alrededor de 60 Hz, colocadas a una distancia de dos veces la frecuencia del deslizamiento. Esto se puede hacer colocando una pinza en una fase de la línea de entrada y conectandola a un analizador de espectros.

Esto hace facil probar una serie de motores, ya que todos los interruptores generalmente están ubicados en el centro.

En lugar de una pinza portable de corriente, se puede usar un transformador convencional de corriente. Generalmente el transformador se ubica cerca de los interruptores del motor, en lugar de cerca del motor, especialmente en el caso de motores muy grandes. La ubicación del transformador en relación al motor no es importante-la firma de la corriente será la misma.



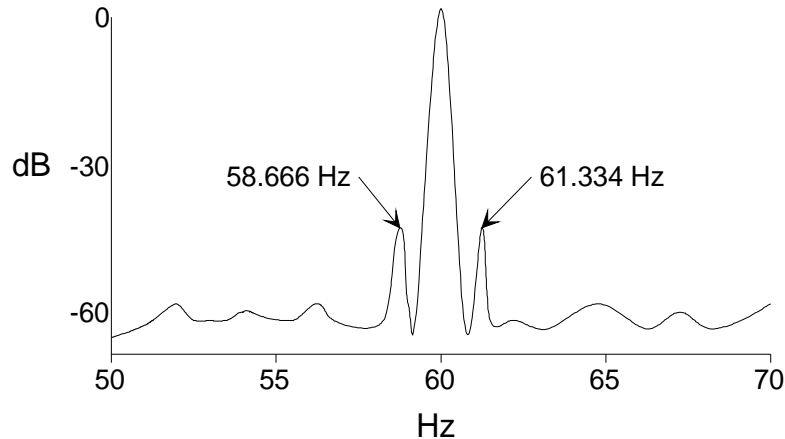
Para esta prueba el motor deberá operar bajo carga ya que sin carga el deslizamiento será muy lento y no se desarrollará ningún torque apreciable.

Solamente se necesita medir una fase de un motor trifásico.

El analizador de espectro deberá ser capaz de generar un espectro de alta resolución desde 0 Hz hasta 70 Hz o un espectro zoom, desde 50 a 70 Hz Una resolución de frecuencia de 1600 líneas es deseable para separar las bandas laterales causadas por variaciones de carga, etc.

La alta resolución y el espectro zoom son deseables, ya que las bandas laterales de la frecuencia de deslizamiento estarán muy cerca en frecuencia de la línea de frecuencia de 60 Hz. Por ejemplo para un motor que gira a 1760 RPM, la frecuencia de deslizamiento será de $1800 - 1760 = 40$ RPM, lo que equivale a $0,667$ Hz. Las bandas laterales estarán ubicadas a dos veces esta frecuencia, o $1,334$ Hz.

Si las bandas laterales estan a una distancia de 55 a 60 dB del pico de 60 Hz, se considera que las barras del rotor son buenas, pero si se incrementan a 40 dB, abajo del pico de 60 Hz, eso es una indicación de barras dañadas. Es posible calibrar un sistema como eso y relacionar el número de barras abiertas, al nivel de bandas laterales si se conoce el número de barras en el rotor.



El espectro arriba es de un motor de 1760 RPM con problemas de barras de rotor

Motores C. D.

Vibración excesiva en motores C. D. puede ser causada por segmentos de conmutadores malformados o picados, o un contacto incorrecto de los cepillos con el conmutador. La frecuencia estará a la frecuencia de paso de segmentos, lo que equivale al número de segmentos del conmutador multiplicado por las RPM.

Una causa posible de ruido inducido por el sistema de control es un filtrado eléctrico defectuoso de la salida CD del controlador.

Sistemas de control de velocidad electrónicos para grandes motores c. d. por lo general usan rectificadores controlados por silicón (RCS) para convertir una corriente trifásica en una corriente directa, y pueden generar grandes cantidades de interferencia eléctrica en armónicos más altos de la frecuencia de línea CA, especialmente 360 Hz, lo que es 6 veces la frecuencia de línea. Cuando estos componentes se introducen en los enrollados del motor, causarán vibraciones a esas frecuencias.

Si el pico en 360 Hz en el espectro de vibración se incrementa de manera significativa, las causas más probables son enrollamientos con circuitos abiertos, holgura en conexiones eléctricas o RCS funcionando de manera incorrecta.

TURBINAS

Turbinas a gas y a vapor esencialmente son similares mecánicamente. Turbinas a gas tienen la complicación adicional de una cámara de combustión. Las **firmas** de vibración de turbinas a gas por lo general contienen un componente de vibración de banda ancha, causado por el ruido de la combustión.

Diagnósticos de Turbina

Las turbinas a veces enseñan un componente fuerte a la llamada proporción de alabes, que es el número de alabes de turbina por las RPM del rotor. La magnitud de este componente depende de la geometría interna de la unidad. Si esto cambia, por ejemplo debido a una alabe agrietada, distorsionada o picada o a un juego cambiado, el componente de paso de alabes en la firma de vibración cambiará, por lo general empeorará.

Si las alabes de la turbina se desgastan de manera uniforme, la frecuencia de paso de alabes se quedará bastante uniforme, pero si una porción del rotor está dañada, como con una alabe rota, el paso de alabes será **modulado** por las RPM del rotor o

por la cantidad de boquillas en la turbina por las RPM, causando bandas laterales en el espectro.

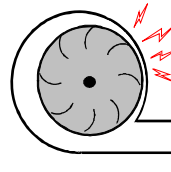
BOMBAS

Hay muchos tipos de bombas en uso, y sus firmas de vibración varían en un rango ancho. Cuando se está monitoreando la vibración en bombas, es importante que las condiciones de operación sean idénticas de una operación a la siguiente, para asegurar firmas consistentes. La presión de succión, la presión de descarga y especialmente la inducción de aire y la cavitación afectarán la firma de vibración.

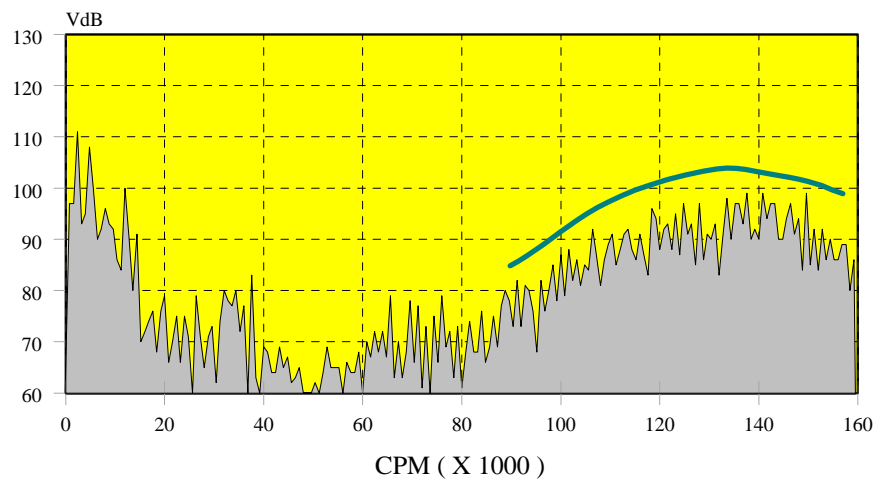
La impulsora de la bomba produce un impulso de presión en el fluido bombeado, cuando cada alabe pasa el puerto de salida. Este excita la frecuencia de vibración del paso de alabes en la tubería, y por lo general se transmite a través de la máquina.

Bombas centrífugas

Bombas centrífugas siempre tienen un componente de vibración importante en la frecuencia de paso de alabes, que es igual al número de alabes de la impulsora por las RPM. Si la amplitud se incrementa de manera significativa, eso por lo general quiere decir que hay un problema interno como una desalineación, o daño en las alabes. Los armónicos del paso de alabes también son común en estas bombas.



El espectro siguiente, que contiene ruido de alta frecuencia de banda ancha indica que ocurre cavitación debido a una baja presión de entrada.



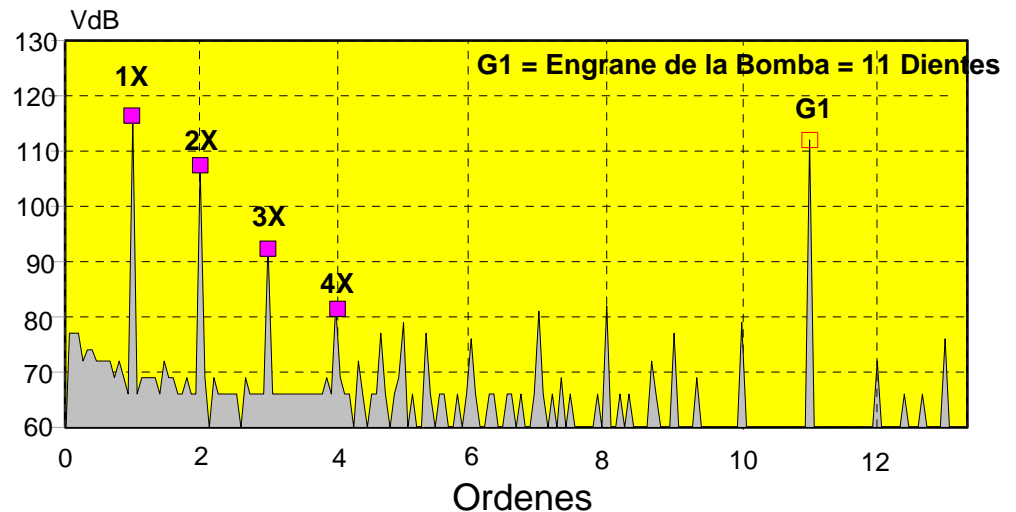
Cavitación en Bombas Centrífugas

La cavitación producirá este tipo de espectro a todos los puntos de medición de la bomba y del cárter.

Bombas con Engranajes

Bombas con engranes se usan para bombear aceite de lubricación, y casi siempre tienen un componente de vibración fuerte en la frecuencia del engranaje, que es el número de dientes en el engrane por las RPM. Este componente dependerá

fuertemente de la presión de salida de la bomba. Si la frecuencia del engranaje se cambia de manera significativa, y hay una aparición de armónicos o de bandas laterales, en el espectro de vibración, este podría ser una indicación de un diente cuarteado o dañado de otra manera.



Típico Espectro de una Bomba a Engranes.

Bombas a Hélice

El tipo de bomba a hélice puede generar un gran número de componentes de frecuencia en el espectro de vibración. Desgaste o daños en la rosca generalmente producirán fuertes armónicos en la proporción de la rosca que son el número de hilos por las RPM.

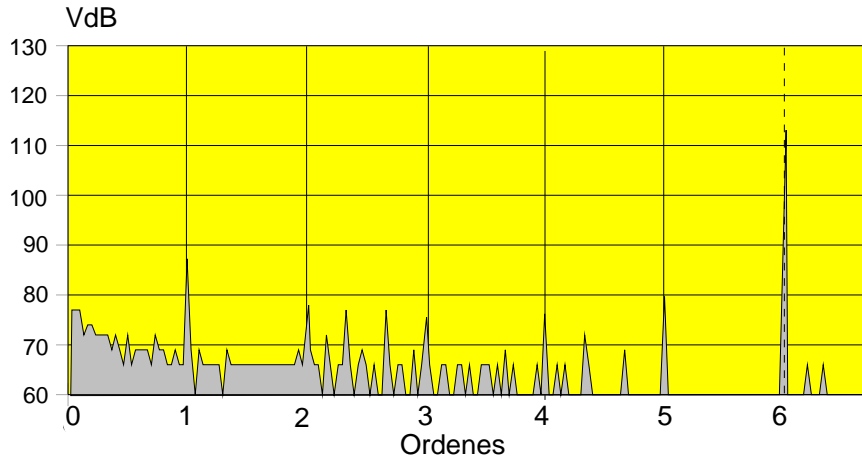
Ventiladores

La mayoría de los ventiladores son del tipo de propulsor a flujo axial o son del tipo centrífugo. En los ventiladores y particularmente en los que mueven aire cargado de partículas o gas, se acumulan fácilmente desechos en las aspas de manera desigual. Eso provoca un desbalanceo y se debe corregir inmediatamente, después que ha sido diagnosticado. Si alguna de las aspas se deforma, se rompe o se agrieta, el pico de la frecuencia del paso de aspas se incrementará. Si hay muchas aspas, a veces bandas laterales $1x$ aparecerán a alrededor de la frecuencia del paso de aspas.

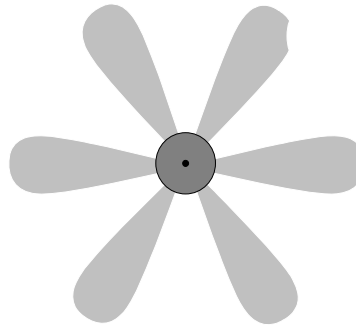
Ventilador de flujo axial

Un problema de cárter del ventilador, como un juego insuficiente de aspas causará altos niveles de la frecuencia de paso de aspas, que es el número de aspas por las RPM. Si el ventilador está desbalanceado, el componente $1x$ será alto en las direcciones radiales y tangenciales, y generalmente también alto en la dirección axial ya que la mayoría de los ventiladores a flujo axial son sobresalientes

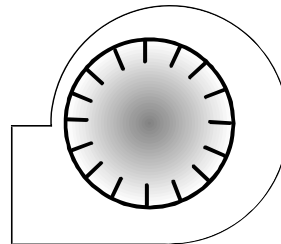
Las cárteres de ventiladores excesivamente flexibles muchas veces son dadas a rechinar, agregando ruido en sus propias frecuencias resonantes y en los armónicos.



Ventilador con Seis Aspas



Ventiladores centrífugos



Un problema común en ventiladores centrífugos, es la distribución desigual del aire de suministro a través de la entrada, y este causa niveles de vibración incrementados a la proporción del paso de alabes. Si el ventilador está desbalanceado, y está sobresaliente una alta vibración 1x ocurrirá en la dirección axial y en ambas direcciones radiales.

Los alabes defectuosos también pueden generar bandas laterales 1x alrededor de la frecuencia de paso de alabes.

Acoplamientos

Los acoplamientos existen en muchos tipos y configuraciones y un defecto en un acoplamiento por lo general causa síntomas similares a la desalineación. Frecuentemente los problemas de acoplamiento producirán componentes de vibración 1x más fuertes que los que produce la desalineación. Si el acoplamiento no

es verdadero, eso es si las caras de las bridas no son paralelas, se produce una vibración similar a la desalineación angular.

La desalineación de acoplamientos es un problema común y el resultado son componentes altos 1x y 2x radiales y tangenciales.

El desgaste en el acoplamiento puede producir todos los síntomas de desalineación y de holgura. Los acoplamientos de motor de tres mordazas, que contienen espaciadores de longitud incorrecta causarán fuertes componentes axiales y radiales a 3 veces las RPM de la flecha.

Bandas de activación

Las bandas son un tipo de transmisión de fuerza relativamente barato, pero están sujetas a muchos problemas. Hay muchas clases de bandas y todas están sujetas a desgaste y a daños. Las bandas deben ser revisadas frecuentemente para ver si tienen daños. Deben ser mantenidas a la tensión correcta y deben estar limpias.

Bandas mal emparejadas, desgastadas o estiradas

Bandas mal emparejadas, estiradas o desgastadas, especialmente bandas Vee, generarán vibración a la frecuencia fundamental de paso de banda y sus armónicos. Si es que hay dos poleas en el sistema, el segundo armónico estará dominante. La frecuencia fundamental de la banda (FFB) se da con la fórmula siguiente. Siempre es subsíncrona, eso es más baja en frecuencia que 1x.

$$FFB = \pi \frac{D}{L} (RPM)$$

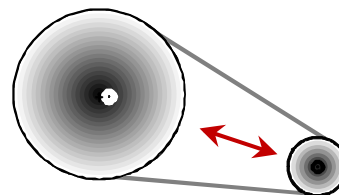
donde: D = Diámetro de la Polea

L = Longitud de la Banda

RPM = Velocidad de revolución de la polea.

Poleas excéntricas, movimiento excéntrico de poleas

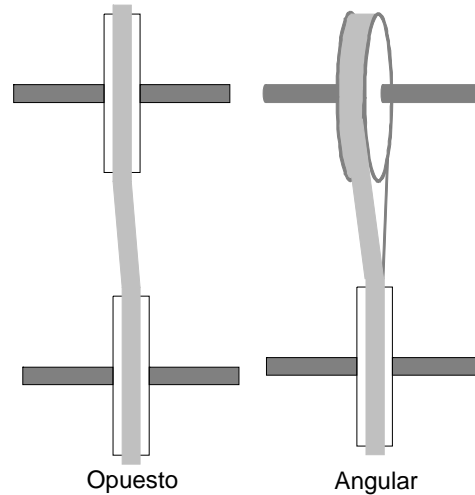
Poleas excéntricas generarán fuertes componentes radiales 1x, especialmente en la dirección paralela a las bandas. Esta situación es muy común e imita el desbalanceo. Eso se puede verificar removiendo las bandas y volviendo a medir. Una vibración 1x de una polea excéntrica o de una polea con **movimiento excéntrico** generalmente se manifestará en la otra polea.



Polea excéntrica

Desalineación de poleas

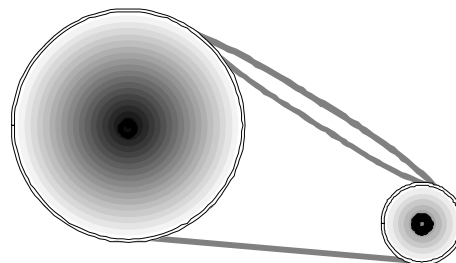
La desalineación de poleas generará fuertes componentes axiales 1x y armónicos axiales de la frecuencia fundamental de la banda.



A veces las bandas individuales en un sistema multibandas tendrán una resonancia a frecuencias diferentes debido a longitudes y tensiones diferentes.

Resonancia de banda o golpe de banda.

Una fuerte vibración con onda estática, de las bandas es una indicación de una tensión incorrecta. La frecuencia puede variar en un rango largo, y se puede medir con un pequeño estroboscopio portátil para verificar su posición en el espectro. No se deben usar inactivos cargados con resortes, ya que agregan un sistema de resonancia al sistema de banda que ya es complejo de por sí, y por lo general causan más problemas que los que resuelven. Tensión de banda desigual en sistemas de bandas múltiples causa altas cargas radiales en los rodamientos.



Resonancia de banda

Cajas de Engranajes

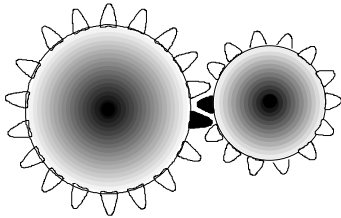
Engranajes nuevos a veces enseñarán un componente extraño llamado "fantasma". Está causado por irregularidades que fueron cortadas en el engrane durante su fabricación.

Cajas de engranes sanas generarán tonos bastante prominentes en la frecuencia del engranaje, que es el número de dientes de los engranes por las RPM del engrane. En una caja nueva, a medida que se desgastan los dientes, el componente del engranaje disminuirá en nivel cuando los dientes se hacen más suaves y se adaptan. Después, a medida que va progresando el desgaste, el engranaje incrementará de nivel. El nivel del componente del engranaje depende también de la alineación de las flechas que cargan los engranes.

Si la caja tiene flechas múltiples, cada par de engranes generará sus propios componentes de engranaje.

Engranajes con diferentes tipos de dientes generarán niveles diferentes de vibración. Engranajes rectos son los más ruidosos, seguidos por engranajes cónicos, engranajes hipoides, engranajes helicoidales, engranajes doble helicoidales, y engranajes helicoidales sin fin en orden descendiente de nivel de vibración.

Frecuencia de caza de dientes



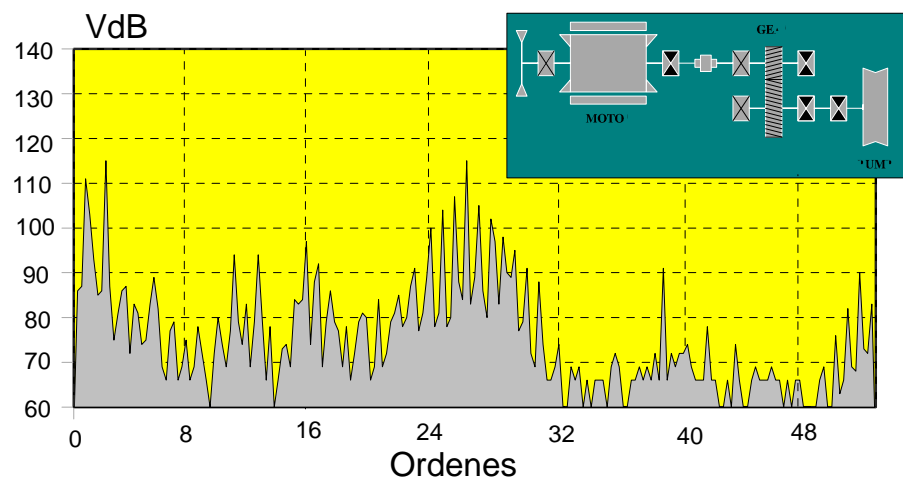
La llamada frecuencia de caza de dientes es el ritmo con que un diente en un engranaje se une con un diente particular en otro engranaje. Si la proporción de los engranajes es un número entero como 1, 2 o 3, la frecuencia de caza de dientes será la RPM del engranaje más grande y los mismos dientes estarán en contacto una vez por revolución. Esto causará un desgaste desigual en los engranajes, ya que un defecto pequeño en un diente contactará de manera repetitiva el mismo diente en el otro engranaje, causando un desgaste localizado en estos dientes.

Por esa razón, las cajas de engranajes no se construyen con esas proporciones sencillas, a menos que sea absolutamente necesario. Idealmente, la frecuencia de caza de dientes debería ser la más baja posible, para distribuir de una manera igual el desgaste alrededor de los dos engranajes. Eso quiere decir que el número de dientes en cada engranaje debe ser un número primo. La frecuencia de caza de dientes de un par de engranajes es la frecuencia de engranaje entre el mínimo común múltiplo de los números de dientes de los dos engranajes. El mínimo común múltiplo, muchas veces es solamente el producto de los números de dientes. En algunas cajas, la frecuencia de caza de dientes aparecerá en el espectro de vibraciones y si es así, se debería establecer una tendencia en el tiempo, ya que bajo esas circunstancias el desgaste es rápido.

Daños a dientes de engranajes

A veces es más fácil diagnosticar un diente dañado en el dominio de frecuencia. La forma de onda en-señalará a veces un pico a un ritmo de repetición igual a las RPM del engranaje

Daño localizado en un diente de un engranaje resultará en componentes de frecuencia elevada del engranaje y esto será modulado por las RPM del engranaje. Esto causa bandas laterales a distancia de $1x$ alrededor del engranaje, y armónicos del engranaje. En el caso que se producen bandas laterales, es fácil determinar que engranaje tiene un defecto, por la distancia de las bandas laterales.



Bandas Laterales Alrededor de la Frecuencia de Engranaje

Engranos excéntricos y Flechas con Flexión

La excentricidad del engrane generará una banda lateral a cada lado del engranaje a distancia de las RPM del engrane en lugar de las bandas laterales múltiples que se encuentran con dientes individuales dañados.

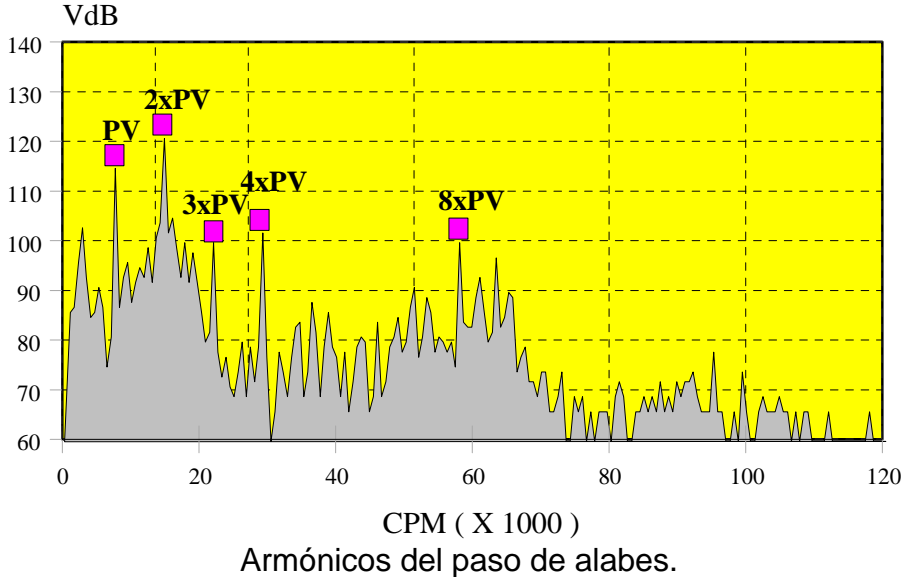
Engranos planetarios

Los sistemas de engranes planetarios son un poco más complejos que los pares de engranes estándar, debido al hecho que los centros de los engranes planetas giran alrededor del engrane sol, a un ritmo llamado la frecuencia de tren. La frecuencia del engranaje se puede modular por las RPM del engrane sol, las RPM de un engrane planeta o la frecuencia de tren. Esto puede producir series complejas de bandas laterales en el espectro, y puede ser difícil de interpretar.

Compresores Centrífugos

Los compresores centrífugos generan espectros similares a los ventiladores centrífugos en los que la frecuencia de paso de alabes dominará. Alabes dañadas o con erosión causarán un incremento del paso de alabes, y también producirán bandas laterales 1x alrededor del paso de alabes. En compresores CF, la oscilación hidráulica es un problema de dinámica de fluidos al puerto de salida del compresor, que por lo general causa una vibración a una frecuencia de menos de 1x. Muchas veces está causada por una presión de salida incorrecta.

A continuación enseñamos un espectro de vibración típico de un compresor centrífugo con 6 alabes



Maquinas recíprocas

Los tipos más comunes de máquinas recíprocas son bombas a pistón y compresores y motores a combustión interna. En todas estas máquinas el ritmo del pistón (por lo general 1x) es dominante, junto con el ritmo de ignición de los motores con 4 ciclos. No es fuera de lo común encontrar niveles de vibración tan altos como 125 VdB (7 pulgadas por segundo pico) en máquinas sanas como esas. El analista juzgará el

estado de la máquina comparando con niveles anteriores, en lugar de aplicar niveles de referencia absolutos.

Muchas máquinas recíprocas tienen turbocargadores y esos se diagnostican como otras turbinas rotativas y compresores. Problemas en engranes de árboles de levas también son comunes y se pueden ver, examinando la frecuencia del engranaje. Si el motor tiene un amortiguador torsional en la flecha, este puede fallar incrementando de manera importante la vibración en la frecuencia del modo de vibración torsional del primer cigueñal. Esta frecuencia se debe obtener del constructor del motor.

Bombas con pistón con desplazamiento variable son mucho más suaves que los compresores y se prestan bien al análisis de vibración. Si hay armónicos del ritmo del pistón presentes en niveles significativos eso indica por lo general un problema en la activación del pistón. Un tono muy prominente en la frecuencia fundamental del pistón puede ser indicativo de un desgaste de la placa de giro excéntrico.

Tablas de Resumen Diagnóstico

Las tablas siguientes proporcionan un resumen de la mayoría de las informaciones acerca del diagnóstico de máquinas, pero no pretenden ser exhaustivas.

Desbalanceo

	Frecuencia de excitación	Plano dominante	Amplitud	Caracter espec. del Envolvente	Comentarios
Desbalanceo de la masa. Termale	1X	radial*	Uniforme	Banda Angosta	Flexión debida tensiones estáticas puede cuasar un incremento de la amplitud con la temperatura
Dinámico	1X	radial		Por lo general algunos armónicos 1X	Forma mas común desbalanceo
Par de fuerzas	1X	radial, axial			
Rotor sobresaliente	1X	axial, radial			

*La plano radial incluye la dirección tangencial en todas las tablas.

Desalineación

Fuente de Vibración	Frecuencia de excitación	Plano dominante	Amplitud	Caracter espec. del Envolvente	Comentarios
---------------------	--------------------------	-----------------	----------	--------------------------------	-------------

Desalineación angular	1X, 2X	axial	Uniforme	Banda Angosta	La mayoría de las desalineaciones son una combinación de paralelo y angular.
Desalineación paralelo	1X, 2X	radial	Uniforme	Banda Angosta	En largos acoplamientos, 1X será mas alto.
Combinación de paralelo y angular	1X,2X	radial, axial	Uniforme	Banda Angosta	Desalineación también se ve múltiplos de 2X.
Rodamiento chueco	2X, 1X incrementados y tonos de rodamiento	radial, axial	Alta Uniforme	Banda Angosta	Generalmente acompañada de componentes axiales.
Impulsora desalineada	2X, incremento en armónicos de ritmo de alabes	radial	Uniforme	Banda Angosta	Generalmente acompañada de amplitudes bajas axiales.
Desalinamiento de engranes	Fuerte ritmo de engranaje	radial, axial	Uniforme	Generalmente bandas laterales alrededor del ritmo del engranaje.	Armónicos del engranaje son comunes.

Flecha con Flexión

Fuente de Vibración	Frecuencia de excitación	Plano dominante	Amplitud	Caracter espec. del Envolente	Comentarios
Flecha con exflexión ligera	1X, 2X	radial, axial	Uniforme	Banda Angosta	Movimiento centrico en el acoplamiento parece desbalanceo
Flecha con exflexión al acoplamiento	1X, 2X	radial, axial	Uniforme	Banda Angosta Quizas armónicos de 2X, 3X.	Movimiento centrico en el acoplamiento parece desalineación

Problemas de Rodamientos con Gorrónes

Fuente de Vibración	Frecuencia de excitación	Plano dominante	Amplitud	Caracter espec. del Envolente	Comentarios
Remolino de Aceite	0.38X, hasta 0.48X	Radial		Pico Agudo	
Latigazo de Aceite	0.38X, hasta 0.48X	Radial		Pico Agudo	Movimiento excéntrico en la masa del rotor parece desbalanceo. Movimiento excéntrico en el acoplamiento parece desalineación.
Juego excesivo en el rodamiento	Armónicos de 1X	Radial		Protuberancia en la serie de los armónicos	4X hasta 8X y/o 7X hasta 15X.

Holgura en el rodamiento con Gorrónes. Rechina	0.5X, 1X	Radial		Armónicos 0.5X	
Rodamientos de Gorrónes de Empuje. Rodamientos Zapatillas. Kingsbury	1X, Ritmo de la zapatilla Kingsbury	Axial		Armónicos 1X, Armónicos del ritmo de zapatilla Kingsbury	Generalmente seis

Problemas de Rodamientos con Elementos Rodantes

Observen:

x:frecuencia del rotación

ftf:frecuencia fundamental de tren (aprox 0.38 hasta 0.42)

bsf:frecuencia de rotación de bola (aprox 1.5X hasta 3X)

bpfi:frcuencia de paso de bola, anillo interior (aprox. 4X hasta 10X)

bpfo:frecuencia de paso de bola, anillo exterior (aprox. 2X hasta 7X)

Fuente de Vibración	Frecuencia de excitación	Plano dominante	Amplitud	Caracter espec. del Envolente	Comentarios
Anillo interior defectuoso. Defecto pequeño	bpfi, armónicos de bpfi	radial	Uniforme	Picos síncronos	Carga Radial
Defecto interior defectuoso. Un defectoe moderado	bpfi con armónicos y bandas laterales de 1X	radial	Modulado en Amplitud	Picos no síncronos con bandas laterales de 1X.	Niveles de carga radial incrementados
Anillo interior defectuoso. Dos o tres defectos pequeños.	bpfi y armónicos. Radial prominentes	radial	Alta, Uniforme	Banda Ancha	El ruido de banda ancha incrementa
Anillo interior defectuoso. Multiples pequeños defectos Asperosidad alrededor del anillo.	bpfi y armónicos prominentes	Radial	Alto, Uniforme	Picos no Síncronos	El ruido de banda ancha incrementa
Anillo exterior defectuoso. Un pequeño defecto	bpfo y armónicos	Radial	Uniforme	Picos no Síncronos	Los armónicos tienen un más alto que la frecuencia fundamental.
Anillo exterior defectuoso Un solo defecto moderado	bpfo y armónicos	Radial	Uniforme	Picos no Síncronos	El ruido de banda ancha incrementa
Bola o rodillo defectuoso. (Unico)	bsf y armónicos	Radial	Alta Uniforme	Banda Angosta	
Bolas defectuosas (varias)	bsf y armónicos	Radial	Uniforme	Banda Angosta	El ruido de banda ancha icrementa

Problemas de Rodamientos con Elementos Rodantes - continuación

Fuente de Vibración	Frecuencia de excitación	Plano dominante	Amplitud	Caracter espec. del Envoltente	Comentarios
Jaula defectuosa. Rota en un lugar.	Ruido de banda ancha	Radial	Uniforme	Banda ancha	Nivel de ruido bajo
Jaula rota en pedazos	Ruido de banda ancha	Radial	Uniforme	Banda Ancha	Ruido causado por los pedazos de la jaula en el rodamiento
Precarga o lubricación inadecuada	Ruido de alto frecuencia "montón de heno"	Radial		Banda Ancha	El ruido de banda ancha incrementa
Holgura del rodamiento girando en la flecha	Armónicos 1X	Radial		Banda Angosta	Número y amplitud de los armónicos función de la holgura.
Holgura en le carter	1X, 2X, 3X	Radial		Banda Agosta	
Holgura extrema o falla	0.5X y Armónicos	Radial			Línea de base del ruido de baja frecuencia se va elevando.
Juega excesivo en un rodamiento	Armónicos 0.5X, 1X	Radial			4X hast 8X o 7X hasta 15X
Rodamiento Chueco	1X, 2X, Tonos de rodamiento	Axial, Radial	Elevado Uniforme	Banda Angosta	Diferencia de fase de 180 grados en medidas axiales en cada lado del cárter del rodamiento.

Holgura Mecánica

Fuente de Vibración	Frecuencia de excitación	Plano dominante	Amplitud	Caracter espec. del Envoltente	Comentarios
Holgura de las base	Armónicos 1X	Generalmente tangencial	Uniforme	Banda Angosta	Indicado por flexibilidad de la base
Holgura en Rodamiento Gorrón	Armónicos 1X	Radial	Uniforme	Banda Angosta	Los armónicos se pueden extender hast 10X.
Holgura extrema de rodamiento con gorrón	Armónicos 0.5X	Radial	Uniforme		A veces también hay armónicos 0.25X.

Problemas de Motor Eléctrico

Fuente de Vibración	Frecuencia de excitación	Plano dominante	Amplitud	Caracter espec. del Envoltente	Comentarios
Contacto in correcto cepillaos cinmutador (Motores CD)	$f = \frac{n C X}{60} Hz$	Radial		Banda Angosta	n = cualquier entero positivo c = número de segmentos del conmutador X = velocidad de la máquina (RPM)
Barras de rotor rotas	2X deslizamiento X número de polos	Radial	A veces batido	Banda Angosta	A veces cuasa bandas laterales de deslizamiento en 2X alrededor de 120 Hz.
Paso de ranuras de motor a inducción	$S = \frac{B}{60} \pm 120$	Radial			S = frecuencia de paso de ranuras del rotor en Hz B = número de barras del rotor X = velocidad del rotor (RPM) 120 = doble de la frecuencia de línea en Hz.

Problemas de Bomba

Observen V = número de alabes de la bomba
 T = número de dientes del engrane
 S = número de hilos en las rosca

Fuente de Vibración	Frecuencia de excitación	Plano dominante	Amplitud	Caracter espec. del Envoltente	Comentarios
Holgura no rotativa	1X, 2X, 3X	Radial	Uniforme	Banda Angosta	Armónicos hasta 10 X
Holgura rotativa (rotores, impulsores, etc.)	Paso de alabes, = V	Radial	Varía de arranque a arranque	Banda Angosta	A veces también armónicos 0.5X
Bombas centrífugas con V alabes	Paso de alabes	Radial	Ritmo de alabes fluctuando	Armónicos de la bomba	En bombas largas la amplitud más fuerte ocurre al ritmo de los alabes. En bombas más pequeñas, la amplitud más fuerte ocurre a los armónicos del ritmo de los alabes.

Bombas con engranes de T dientes	Engranaje = Tx	Radial			Más que una voluta de descarga (como en bombas con rotores múltiples) creará armónicos de la frecuencia de engranaje
Rotor Rozando	0.5X, 1X	Radial	Uniforme	Banda angosta	Puede excitar el rotor críticamente
Bombas a Husillo	SX	Radial			Número de hilos en la rosca
Cavitación o hambruna	Aleatorio	Radial	Fluctúa	Banda Ancha	A veces ruido aleatoria, hasta 20 kHz

Problemas de Turbinas

Fuente de Vibración	Frecuencia de excitación	Plano dominante	Amplitud	Caracter espec. del Envoltente	Comentarios
Problema de juego de rotor	Ritmo de paso de alabes rotor	Radial	Uniforme	Banda Angosta	
		Radial	Uniforme	Banda Angosta	Los Armónicos por lo general son más altos en nivel que 1X. Bandas laterales alrededor del paso de alabes en 1X.

Problemas de Ventiladores

Fuente de Vibración	Frecuencia de excitación	Plano dominante	Amplitud	Caracter espec. del Envoltente	Comentarios
Problema de juego de aspa y del carter del ventilador	Ritmo de aspas =X veces el número aspas	Radial	Uniforme	Banda Angosta	A veces hay armónicos al paso de aspas.
Desbalanceo del ventilador	1X	Radial	Uniforme	Banda Angosta	
Problema de paso	1X	Axial	Uniforme	Banda Angosta	
Velocidad de aire desigual	Paso de Aspas	Radial	Uniforme	Banda Angosta	

Problemas de Compresor

Fuente de Vibración	Frecuencia de excitación	Plano dominante	Amplitud	Caracter espec. del Envolute	Comentarios
Tipo Difusor	Paso de alabes	Radial	Uniforme	Banda Angosta	
Tipo Pistón	2X	Radial, Axial	Uniforme	Banda Angosta	Por lo general armónicos 1X

Problemas de Bandas

Fuente de Vibración	Frecuencia de excitación	Plano dominante	Amplitud	Caracter espec. del Envolute	Comentarios
Bandas mal emparejadas, desgastadas o estiradas	Múltiplos de la frecuencia de banda (B). Por lo general, 2B is lo más fuerte.	Radial en línea con las bandas	Puede hacer un batido con fluctuaciones si 2B está cerca de cualquier de las flechas		B siempre es inferior a 1X
Poleas excéntricas o desbalanceados	Flecha x1	Radial	Uniforme		Se confunde fácil con desbalanceo.
Desalineación de la banda o de la cara de polea	1X de la polea activadora	Axial	Uniforme		Confirmar con un estroboscopio
Resonancia de la banda	Varía	Radial	Puede fluctuar		Resonancia de la banda sin relación con la velocidad de rotación
Tensión de la banda incorrecta					Puede producir resonancia en la banda. (Ver arriba) Puede incrementar el desgaste de los rodamientos

Problemas de engranes

Fuente de Vibración	Frecuencia de excitación	Plano dominante	Amplitud	Caracter espec. del Envolute	Comentarios
Contacto de dientes incorrecto (Engranaje)	X veces número de dientes en el engrane	Radial, Axial	Uniforme, a veces con batidos	Banda Angosta	Muchas veces con 1X de las bandas laterales de cualquier de los dos engranes
Excentricidad del engrane	1X engranaje	Radial		Banda Angosta	El engrane puede ser balanceado pero montado en un rotor desbalanceado. Bandas laterales 1X están presentes alrededor del engranaje.

Desalineación de engranes	2X engraje	Axial	Uniforme	Banda Angosta	Bandas laterales 1X alrededor del engranaje
Línea de paso Movimiento excéntrico. Desbanalceo de masa o dientes defectuosos.	1X más la frecuencia del engranaje	Radial para engranes rectos, más axial para engranes helicoidales simples o dobles.	Uniforme	Banda Angosta	Bandas laterales 1X alrededor del engranaje
Errores de fabricación	Engranaje, Frecuencia fantasma por lo general no síncrono con 1X	Radial	Uniforme	Banda Angosta	Errores de fabricación debido a problemas en los engranes de activación de la fresadora y las cortadora pueden causar componentes fantasmas.
Problemas de engranes planetarios	Dependen en gran parte de la geometría de la caja	Radial	Uniforme	Banda Angosta	Es común encontrar bandas laterales alrededor del engranaje al ritmo de la órbita del engrane planeta..

ESTIMACION DE LA GRAVEDAD DE LA VIBRACION

Una vez que un problema específico de máquina ha sido identificado por su firma de vibración, la pregunta siguiente debe ser: "El problema es lo suficientemente grave para requerir mantenimiento?" No hay un acuerdo general sobre como hacer esto y estudiaremos varias rutas que han comprobado ser exitosas en la práctica.

Niveles de Vibración absolutos

El estado de una máquina se determina mejor por una serie de mediciones de vibración hecho en un largo tiempo. Normas absolutas se pueden usar como guía si no hay datos históricos.

A través de los años, se hicieron varios intentos para establecer niveles de vibración absolutos, o normas de niveles para una operación aceptable en diferentes tipos de máquinas. Los primeros de esos intentos fueron mediciones generales del desplazamiento de vibración. Las mediciones de velocidad fueron agregadas después. Todavía más tarde fue introducido el concepto de nivel de vibración como función de la frecuencia.

Algunas de las normas que se usan generalmente se presentan a continuación.

Tabla Rathbone

La tabla Rathbone, inventada por T.C. Rathbone en 1939 compara la velocidad general de vibración con varios grados de suavidad de la máquina. Rathbone no hizo inferencias al contenido de frecuencias de la vibración o al tamaño de la máquina. El día de hoy, la tabla Rathbone está considerada obsoleta, y solamente la presentamos por interés histórico.

Condición de operación de la Máquina	Velocidad de Vibración General
Muy Ruda	0.628 pps pico
Ruda	0.314 pps pico
Ligeramente ruda	0.157 pps pico
Regular	0.0785 pps pico
Buena	0.0392 pps pico
Muy buena	0.0196 pps pico
Suave	0.0098 pps pico
Muy suave	0.0049 pps pico

Norma ISO 2372

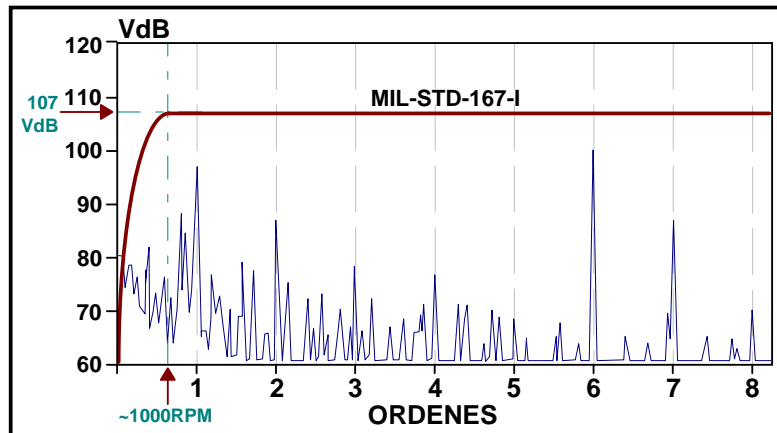
La norma ISO número 2372 proporciona guías para aceptación de la amplitud de vibración, para maquinaria rotativa operando desde 600 hasta 12 000 RPM. Especifica niveles de velocidad general de vibración en lugar de niveles espectrales, y puede ser muy engañosa.

ISO 2372 especifica los límites de la velocidad de vibración basándose en los caballos vapor de la máquina y cubre un rango de frecuencias desde 10 Hz hasta 1 000 Hz. Debido al rango limitado de alta frecuencia, se puede fácilmente dejar pasar problemas de rodamientos con elementos rodantes. Esta norma está considerada obsoleta y se va a reformular.

Level, VdB	Menos que 20 HP	20 a 100 HP	Más que 100 HP
125	No Permissible	No Permissible	No Permissible
121	No Permissible	No Permissible	A Penas Tolerable
117	No Permissible	A Penas Tolerable	A Penas Tolerable
113	A Penas Tolerable	A Penas Tolerable	Permissible
109	A Penas Tolerable	Permissible	Permissible
105	Permissible	Permissible	Bueno
101	Permissible	Bueno	Bueno
97	Bueno	Bueno	Bueno

MIL-STD-167-1 y MIL-STD-167-2

Estas normas que datan de 1974 son un intento de proporcionar un nivel de vibración límite, como función de la frecuencia para pruebas de aceptación de maquinaria rotativa. MIL-STD-167-1 cubre la vibración excitada internamente en toda clase de maquinaria rotativa con la excepción de maquinaria recíproca, y MIL-STD-167-2 cubre la maquinaria recíproca, sistemas de propulsión y flechas. Se han usado por muchos años y se consideran como pasadas. Se basan en un espectro de desplazamiento (mils pico) que es equivalente a una velocidad constante de 0-13 pulgadas por segundo (107 VdB) arriba de 1200 RPM. Esas normas siguen siendo usadas como una referencia aproximada para niveles aceptables de vibración para máquinas sencillas, de tamaño medio, como motores de bombas eléctricas, pero no se deben usar como una norma absoluta.



Especificación Técnica NAVSEA S 9073 - AX SPN 010/MVA

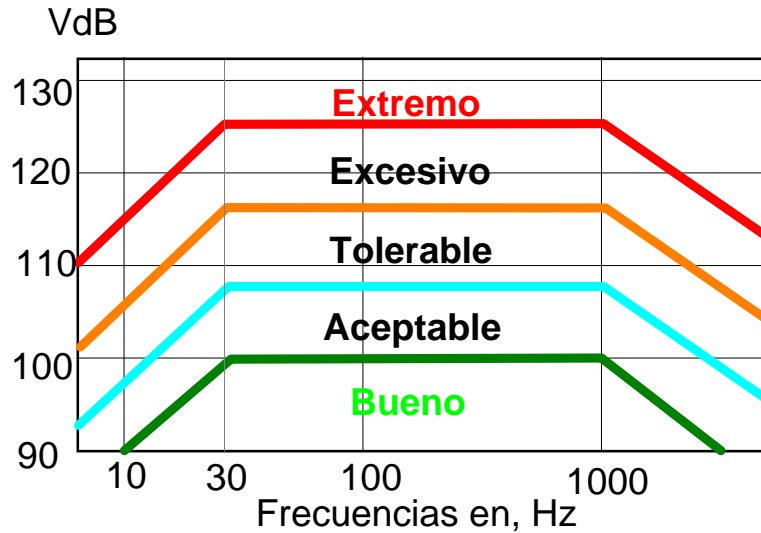
Esta es una norma más reciente, de 1978 que fue elaborada por el mando de Sistemas Navales (NAVSEA) de los E.U.A. Está basada en firmas de vibraciones promediadas y dice que el criterio de aceptación después del reacondicionamiento de la máquina no puede ser más que una **desviación estandar** (1σ) arriba de los niveles espectrales promedio. El criterio de la aceptación durante la operación normal es el nivel espectral promedio más 2σ .

Normas Comerciales (Tabla Azima DLI de Gravedad de Vibración en Maquinaria)

La tabla que enseñamos aquí se puede aplicar a un gran número de máquinas rotativas con una confianza razonable. Es una destilación de datos de un rango importante de maquinaria industrial, y se considera que está más al día y más útil que las normas mencionadas arriba.

Nivel de Vibración	< 30 Hz	30 Hz - 1000 Hz	> 1000 Hz
Extremo	10 mils p-p	125 VdB rms	11.2 G rms
Excesivo	4.2 mils p-p	117 VdB rms	4.46 G rms
Tolerable	1.5 mils p-p	108 VdB rms	1.58 G rms
Aceptable	0.6 mils p-p	100 VdB rms	0.630G rms

La misma información se encuentra en forma gráfica abajo.



Index

- aceleración**, 18, 19, 22, 23, 24, 25, 29, 51, 55, 56, 76, 117
Acelerómetro, 55
amortiguación, 27, 28, 29, 55, 95
amplitud, 17, 19, 20, 22, 27, 29, 30, 35, 40, 41, 42, 43, 44, 46, 47, 48, 49, 50, 51, 55, 63, 65, 66, 67, 79, 81, 85, 89, 90, 93, 94, 95, 96, 98, 100, 105, 106, 115, 121, 123, 125, 132, 136, 137, 142
Amplitud Pico a Pico (Pk-Pk), 19
Amplitud Pico (Pk), 19
Amplitud Raiz del Promedio de los Cuadrados (RPC), 19
análogo, 31, 53, 60, 61, 62, 97
armónica, 31, 36, 81
armónicos, 31, 36, 38, 40, 41, 46, 59, 81, 82, 83, 84, 87, 89, 90, 91, 95, 103, 104, 111, 112, 113, 114, 115, 116, 117, 121, 122, 124, 125, 126, 129, 130, 132, 133, 135, 136, 137, 138, 139
bajada de eski, 56, 103
bandas laterales, 32, 41, 42, 43, 46, 65, 81, 83, 84, 89, 90, 91, 94, 114, 115, 121, 123, 125, 126, 127, 130, 131, 133, 135, 139, 140
Bloques de Montaje, 74
Cajas de Engranajes, 88, 129
calibración, 55, 78
cavitación, 35, 39, 125
Cepstro, 90, 91, 92
decibels, 48
demodulación, 95, 96
Demodulación de Amplitud, 94, 95
Desalineación Angular, 110
Desalineación paralela, 109
desbalanceo, 12, 15, 28, 70, 79, 84, 97, 98, 99, 100, 105, 106, 107, 108, 109, 110, 115, 117, 121, 126, 128, 132, 133, 139
desplazamiento, 17, 18, 19, 20, 22, 23, 24, 25, 29, 38, 51, 53, 54, 62, 71, 76, 132, 141, 142
desviación estándar, 78, 79
desviación estandard, 35, 93, 143
disparador, 21, 69, 86, 87, 88, 89, 97
dominio de tiempo, 32, 33, 34, 51, 59, 69, 85, 86, 87, 89
espectro, 28, 32, 33, 34, 35, 37, 38, 39, 40, 41, 42, 43, 45, 46, 47, 48, 56, 58, 59, 60, 63, 65, 66, 67, 68, 69, 71, 76, 77, 78, 79, 81, 82, 83, 84, 85, 87, 88, 89, 90, 91, 94, 95, 96, 97, 98, 100, 101, 102, 103, 106, 107, 109, 112, 113, 114, 116, 117, 123, 124, 125, 126, 129, 130, 131, 142
excitación, 16, 28, 29, 30, 31, 37, 39, 83, 87, 98, 100, 112, 122, 132, 133, 135, 136, 137, 138, 139
factor de fuerza, 119
factor de potencia, 118
fase, 18, 20, 21, 22, 23, 29, 30, 43, 44, 55, 62, 86, 97, 100, 106, 107, 109, 110, 111, 118, 123, 136
filtro, 62, 63, 65, 68
firma, 11, 12, 31, 36, 42, 43, 46, 47, 70, 75, 78, 83, 85, 87, 88, 91, 92, 95, 96, 98, 111, 115, 116, 121, 123, 124, 125, 141
forma de onda, 20, 22, 26, 29, 32, 33, 34, 35, 37, 38, 39, 42, 43, 51, 56, 59, 60, 61, 63, 64, 65, 69, 84, 85, 86, 88, 89, 90, 93, 95, 117, 130
formación de alias, 61, 62
frecuencia, 16, 17, 18, 23, 24, 25, 26, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 35, 36, 37, 38, 39, 40, 41, 42, 43, 45, 54, 56, 58, 59, 60, 61, 62, 63, 65, 66, 67, 69, 71, 76, 78, 79, 81, 82, 84, 85, 87, 88, 89, 90, 91, 94, 95, 96, 98, 100, 103, 104, 105, 106, 111, 112, 115, 118, 119, 120, 121, 122, 123, 124, 125, 126, 127, 128, 129, 130, 131, 132, 135, 136, 137, 138, 141, 142
frecuencia de rotación, 94, 135
frecuencia fundamental del tren, 94
frecuencia natural, 28, 29, 55, 56, 98, 100, 106, 112
frecuencias forzadas, 26, 32, 77, 79, 80, 81, 83, 84, 95, 100, 101, 104
Hanning, 65, 66
Hz, 17, 18, 23, 24, 38, 45, 50, 51, 54, 56, 63, 69, 82, 85, 86, 87, 89, 103, 118, 120, 121, 122, 123, 124, 137, 142, 143
jalón, 23
kurtosis, 93

lineal, 26, 30, 31, 37, 40, 43, 45, 46, 47, 48, 50, 53, 68, 81
magnetoestricción, 118
Máscara del Espectro, 79
modulación, 32, 40, 41, 42, 43, 44, 65, 81, 85, 89, 94, 95, 115, 121, 123
Modulación, 40, 41, 65, 94
Normalización, 82
normalizado, 50, 82, 83, 102, 103
onda seno, 17
orden, 38, 77, 82, 83, 91, 102, 103, 104, 107, 113, 116, 117, 122, 130
ortogonales, 16, 73
péndulo, 16
periodicas, 36
periódico, 9, 10, 59, 90, 91
periodo, 13, 17, 20, 35, 38, 59, 78, 95
período, 17, 21
Poleas, 128, 139
Promedio en Tiempo Síncrono, 86
rango dinámico, 46, 55, 56, 61, 76
Ranuras, 121
Remolino de aceite, 111
Resonancia, 28, 129, 139
resonancias, 28, 30, 95, 100
RPC, 19, 20, 23, 34, 93
Señales transientes, 64
senoidal, 17, 18, 19, 20, 22, 26, 31, 37, 43, 63, 66
Sensor de Proximidad, 53
Sensor de Velocidad, 53, 54
síncrono, 69, 83, 86, 118, 119, 140
sistema con un grado único de libertad, 16
tonos de rodamiento, 83, 114, 115, 116, 133
transductor, 23, 53, 54, 55, 56, 71, 72, 73, 74, 78, 100
transformada de Fourier, 37, 58
Transformada Discrecional de Fourier, 58, 59, 60
Transformada Rápida de Fourier, 58, 60
TRF, 33, 36, 37, 45, 58, 60, 61, 62, 63, 64, 65, 66, 67, 68, 69, 71, 78, 84, 85, 86, 89, 98
Ubicación de los Puntos de Prueba, 71
una octava, 45, 46
VdB, 107
velocidad, 17, 18, 22, 23, 24, 25, 26, 28, 29, 46, 49, 51, 54, 60, 62, 63, 66, 69, 71, 75, 76, 77, 81, 82, 83, 85, 87, 91, 92, 94, 98, 100, 102, 103, 104, 105, 106, 107, 109, 112, 115, 118, 119, 120, 122, 124, 137, 141, 142