

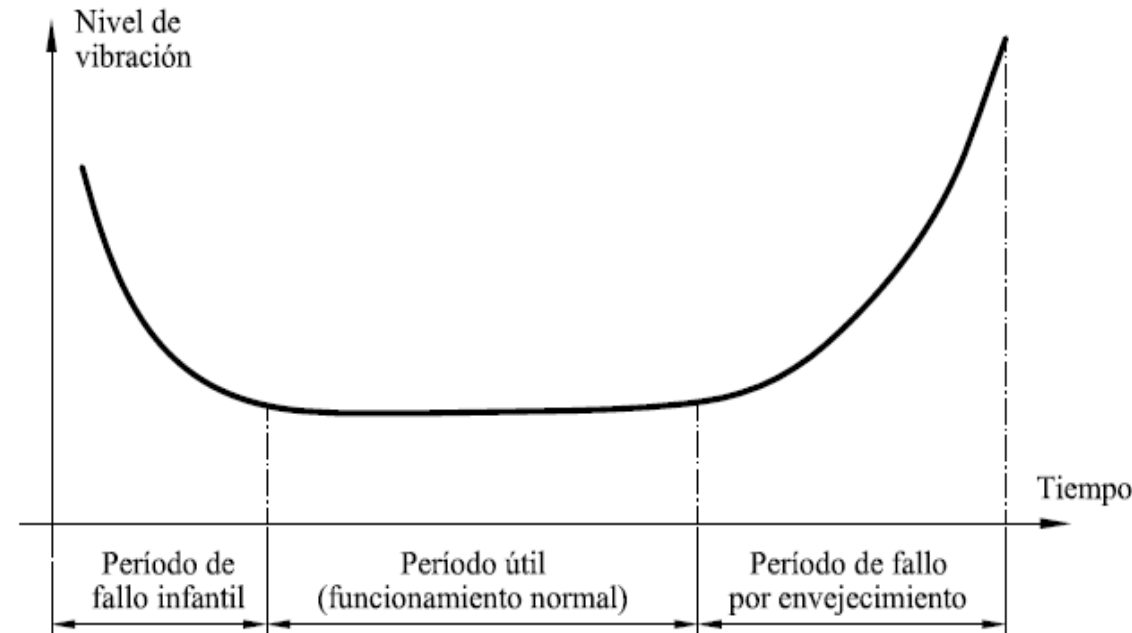
8 Mantenimiento predictivo basado en vibraciones

8.1 Introducción

- Inicialmente, el mantenimiento era correctivo.
- Con la 1ª Guerra Mundial, el mantenimiento se comienza a aplicar de forma organizada en EEUU.
- A partir de ahí, el crecimiento de la producción en línea y el tamaño de las series impulsó el mantenimiento preventivo.
- En los 50 y 60, los técnicos de mantenimiento comenzaron a estudiar en profundidad el origen de los fallos, lo que llevó al desarrollo de las técnicas de análisis de aceites o vibraciones, es decir, al mantenimiento predictivo.

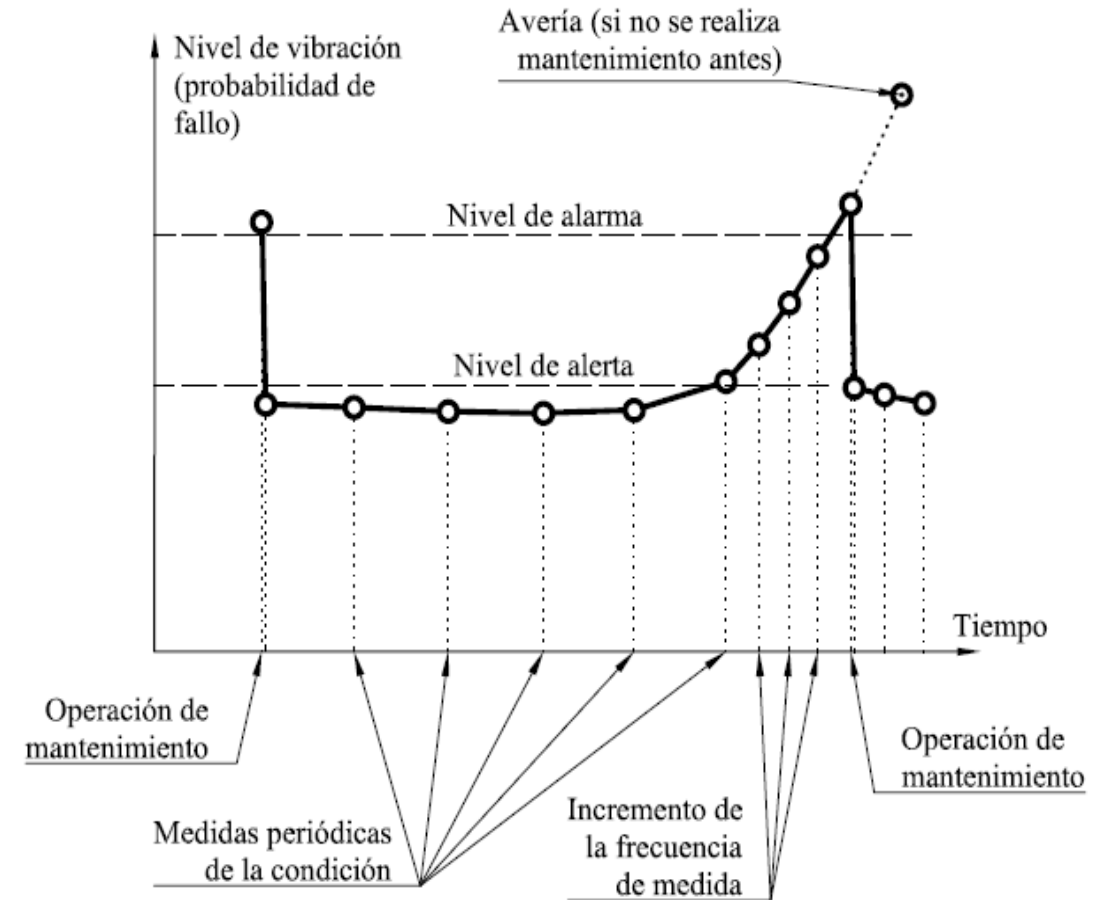
8.1 Introducción

- En cualquier máquina hay tres tipos de fallos (curva de la bañera):
 - Infantiles.
 - Por desgaste y envejecimiento.
 - Aleatorios.
- La vibración sigue la misma tendencia.
 - Decrece al principio por el rodaje.
 - Se mantiene constante o crece ligeramente durante la vida de servicio.
 - Crece rápidamente al final por el desgaste, que lleva a la rotura.
- Por ello, la medida de la vibración es fundamental en el diagnóstico del estado de la máquina.



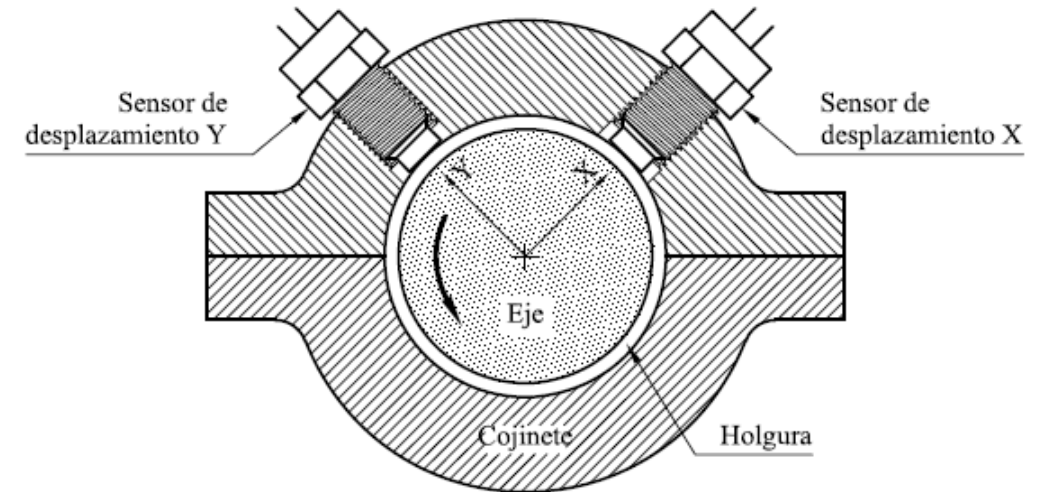
8.1 Introducción

- El mantenimiento predictivo se basa en el análisis del estado de la máquina (nivel de vibración).
- No hace falta parar la máquina.
- Medición continua o periódica.
- Niveles de alerta y alarma.
- Incremento de la frecuencia de inspección a partir del nivel de alerta.
- El nivel de alarma debe estar cerca de la avería, para aprovechar al máximo la vida útil.



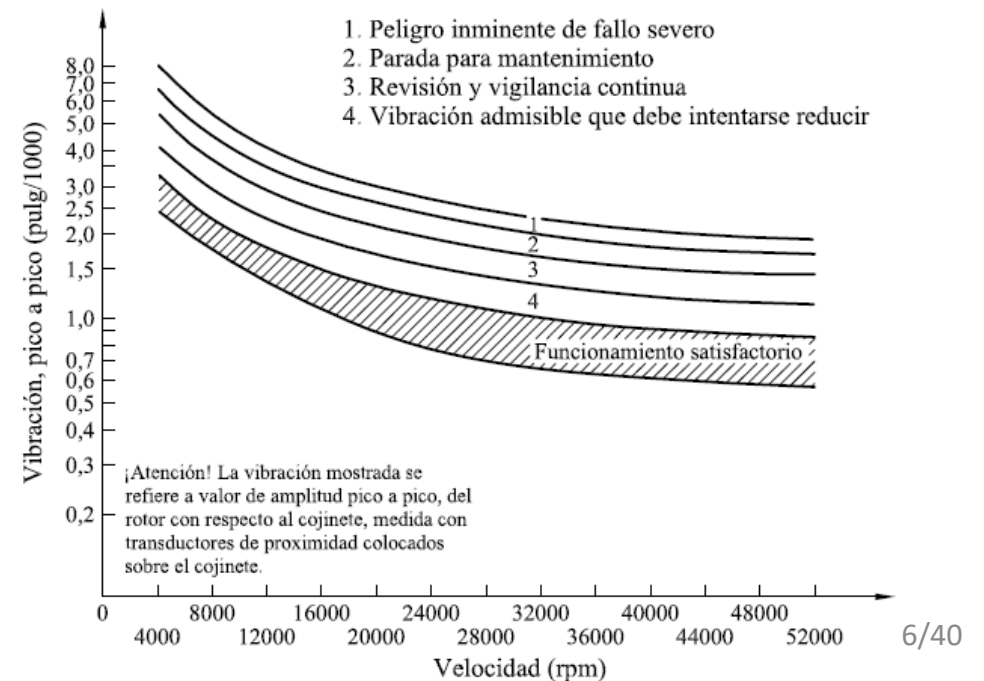
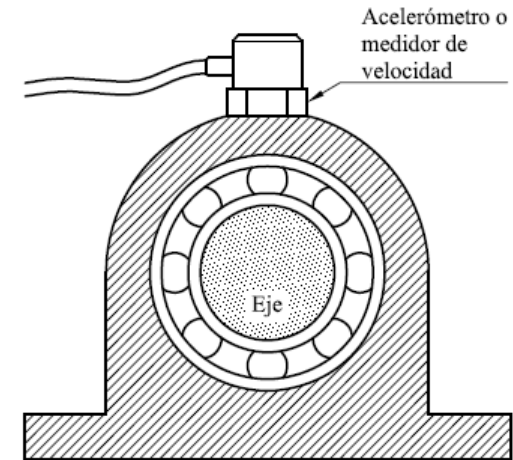
8.2 Niveles de vibración. Normativa

- El nivel de vibración aceptable de una máquina será aquél que:
 - Permita su funcionamiento correcto.
 - No reduzca de forma apreciable su vida útil.
 - No afecte a otras máquinas o sistemas cercanos, ni a las personas.
- Las normas se basan en:
 - Medidas de vibración relativa del eje.
 - En máquinas con cojinetes de aceite, ejes flexibles y soportes de gran masa: no llega casi vibración a soportes o carcasa.
 - Se utilizan sensores de proximidad sin contacto (figura).



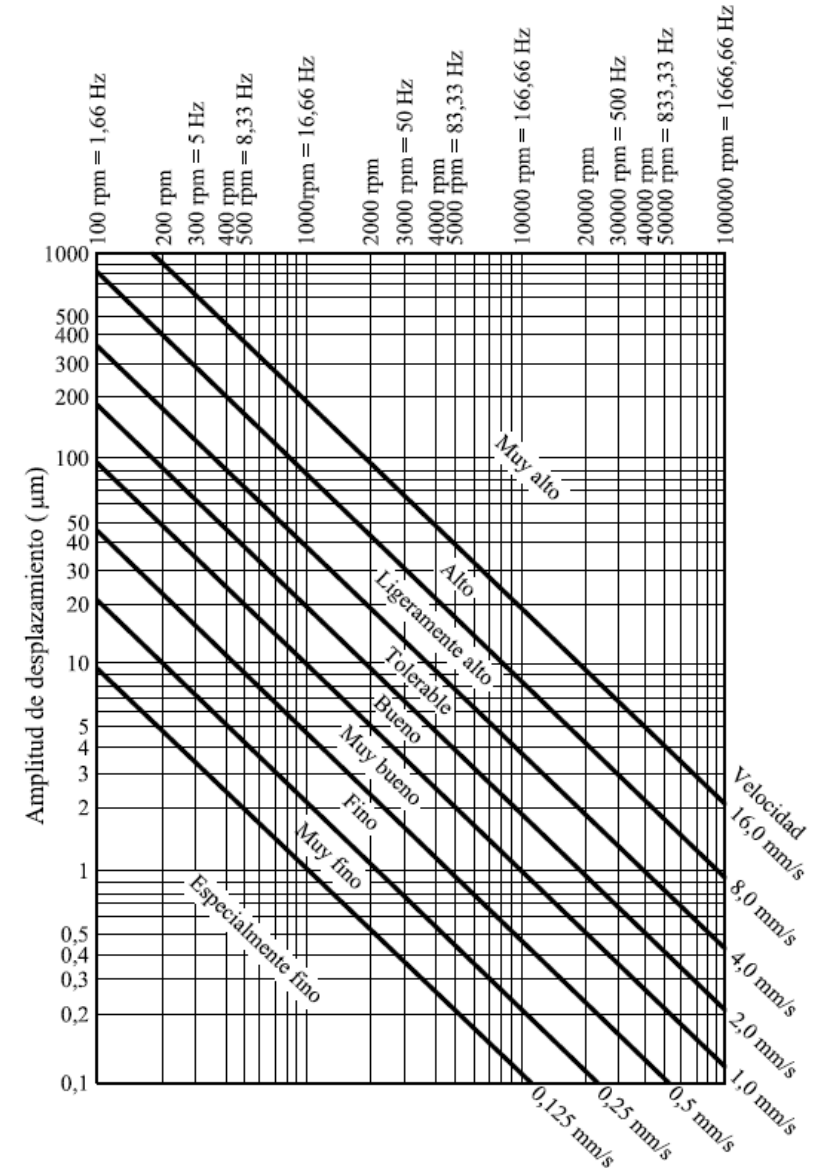
8.2 Niveles de vibración. Normativa

- Medidas de vibración en carcasa.
 - En máquinas con apoyos rígidos (rodamientos) y carcasa con poca masa, a la que le llega bien la vibración.
 - Se emplean como sensores acelerómetros o medidores de velocidad (figura).
- Gráfico de Dresser-Clark.
 - Se basa en la medida de vibración relativa del eje.
 - Se emplea en turbomáquinas.
 - Los valores de entrada son:
 - Vibración pico a pico de desplazamiento del eje.
 - Velocidad de giro.



8.2 Niveles de vibración. Normativa

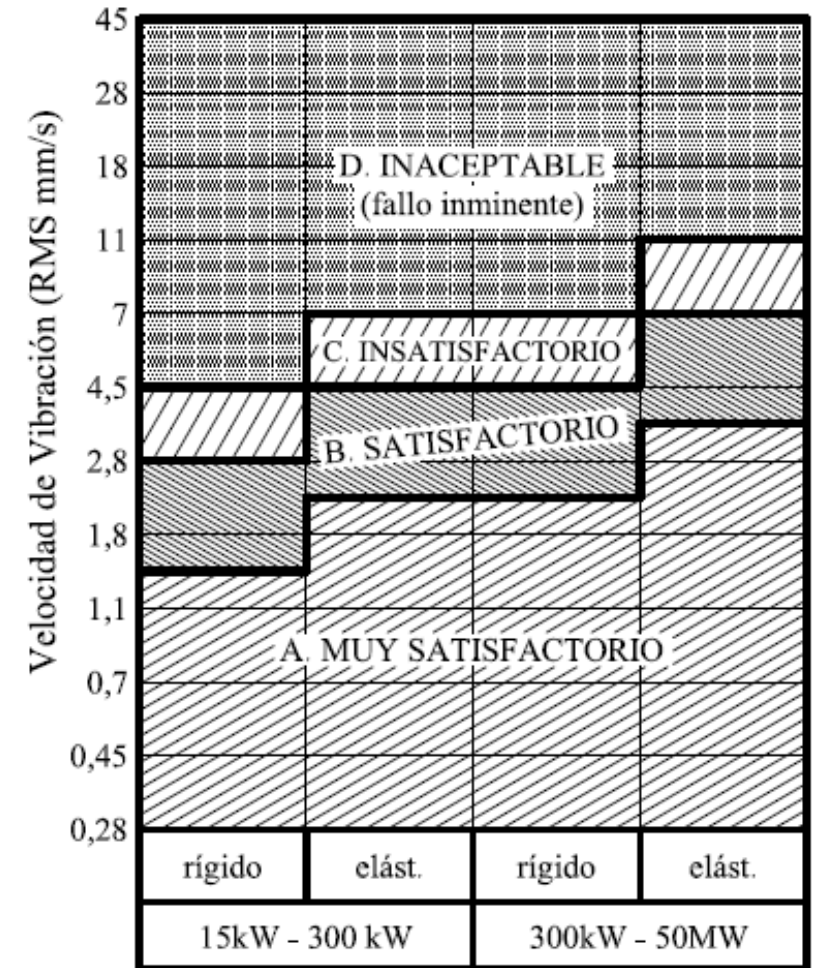
- Carta de Rathbone.
 - Desarrollada en los años 30, hoy casi en desuso, puede servir como primera aproximación.
 - Similar a la anterior, incluye las líneas isovelocidad.
 - Problema: se basa en medidas de desplazamiento y con un filtro a la frecuencia de giro, por lo que resulta un método poco adecuado para maquinaria de alta frecuencia (máquinas rápidas, fallos en rodamientos y engranajes).



8.2 Niveles de vibración. Normativa

ISO/DIS 10816-3 TABLA DE SEVERIDAD DE VIBRACIÓN PARA MÁQUINAS ROTATIVAS DESDE 120 A 15000 RPM

- Normas ISO.
 - ISO 7919: medida de la vibración relativa del eje.
 - Se basa en el gráfico de Dresser-Clark.
 - ISO 10816: medida de vibración sobre carcasa.
 - Define cómo colocar los sensores, qué medida tomar de la vibración, y cómo filtrarla.
 - Define varios grupos de máquinas:
 - Según la potencia.
 - Según el tipo de apoyo:
 - Máquinas con apoyo rígido: frecuencia natural del sistema máquina-apoyo superior, en al menos un 25%, a la frecuencia fundamental de excitación (velocidad de giro del eje).
 - Máquinas con apoyo flexible: en caso contrario.
 - Nivel de alerta: entre B y C.
 - Nivel de alarma: entre C y D.



8.2 Niveles de vibración. Normativa

- Norma UNE 20113-14.
 - Para máquinas eléctricas rotativas con velocidades entre 600 y 3600 rpm.
 - Motor a velocidad nominal y en vacío (sin conectar a la carga).

Límites de intensidad de vibración

Clase	Velocidad nominal n (rpm)	Valores eficaces máximos de la velocidad de vibración para una altura de eje H (mm)				
		Máquinas medidas en estado de suspensión libre				Montaje rígido
		56≤H≤132 (mm/s)	132<H≤255 (mm/s)	255<H≤400 (mm/s)	H>400 (mm/s)	H>400 (mm/s)
N (normal)	600<n≤3600	1,8	2,8	4,5	4,5	2,8
R (reducido)	600≤n≤1800	0,71	1,12	1,8		
	1800<n≤3600	1,12	1,8	2,5		
S (especial)	600≤n≤1800	0,45	0,71	1,12		
	1800<n≤3600	0,71	1,12	1,8		

8.3 Organización del mantenimiento predictivo

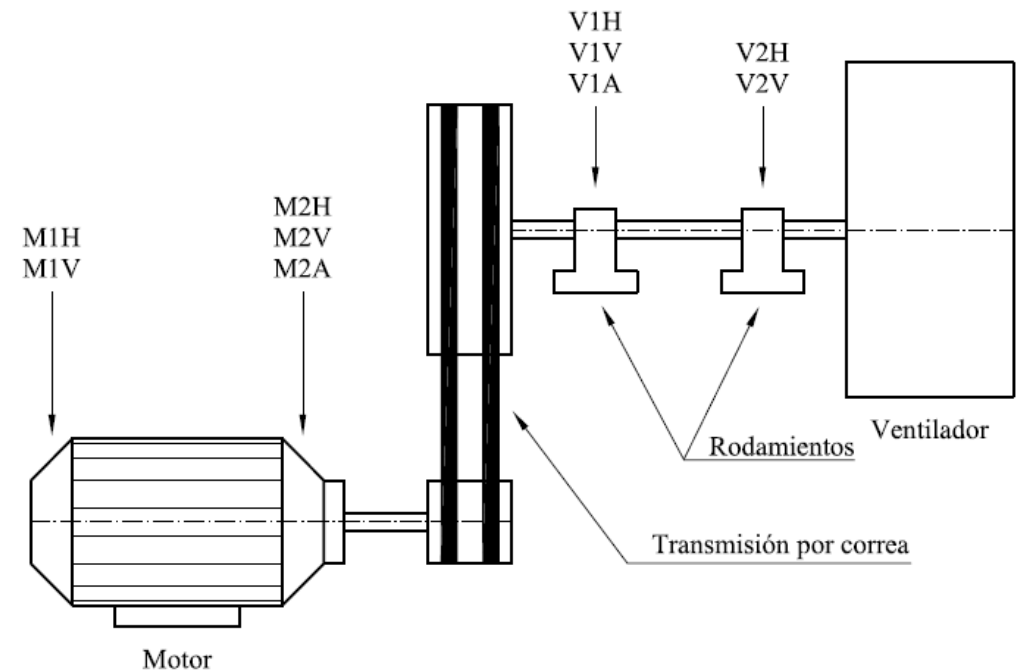
- El objetivo de un sistema de mantenimiento predictivo es la detección precoz de averías para corregirlas antes del fallo.
 - Mayor disponibilidad de las líneas de producción.
 - Reducción de costes y simplificación de la organización del mantenimiento.
 - Mejora de seguridad, higiene y calidad del producto final.
- Organización del mantenimiento.
 - Selección de máquinas a controlar e inventario (características técnicas, historial de averías), rutas de medida, puntos de medida, periodicidad.
 - Procedimiento de medida (transductor, colocación, frecuencias, unidades).
 - Métodos de análisis y diagnóstico (análisis de espectro, temporal, orbital, etc.).
 - Diseño de base de datos e informes de medidas, selección de sistemas informáticos.

8.3 Organización del mantenimiento predictivo

- Selección de máquinas y establecimiento de rutas.
 - Máquinas simples (correctivo), máquinas fiables o con fallo fácilmente anticipable (preventivo), máquinas que funcionan de forma continua con coste alto de reparación o efecto crítico en la producción (predictivo).
 - Comenzar el programa con unas pocas máquinas e ir ampliando.
 - Inventario: velocidades, características de elementos normalizados (engranajes, rodamientos, correas, etc.), datos de engrase, historial de averías y reformas, etc.
 - Periodicidad:
 - Medidas intermitentes (offline condition monitoring). Rutas de medida.
 - Medidas o monitorización permanentes (online condition monitoring).
 - Puntos de medida de difícil acceso o en ambientes peligrosos para operarios.
 - Criticidad de la máquina.
 - Falta de personal para realizar las medidas (plataformas marinas, estaciones de bombeo, etc.).

8.3 Organización del mantenimiento predictivo

- Selección de puntos de medida.
 - Cercanía a los posibles problemas y accesibilidad.
 - Los apoyos son puntos habituales de medida: dos direcciones radiales (horiz. y vert.) y una axial.
 - Los puntos seleccionados:
 - Deben marcarse claramente en la máquina (repetibilidad).
 - Se nombran con un código específico que aparecerá en las fichas de gestión.

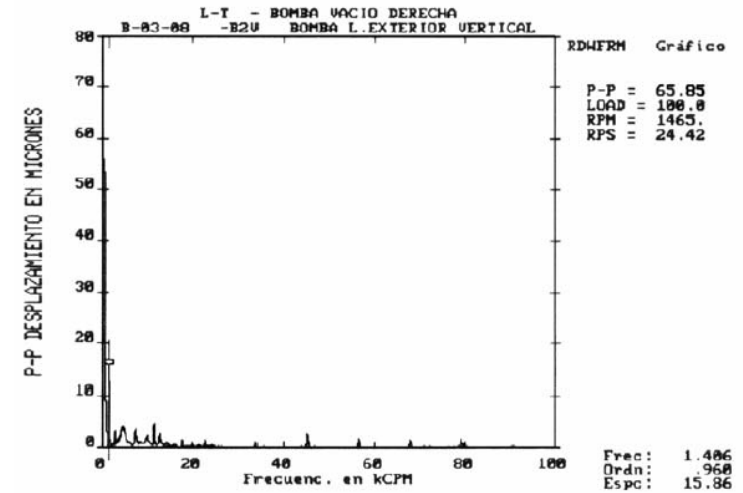


8.3 Organización del mantenimiento predictivo

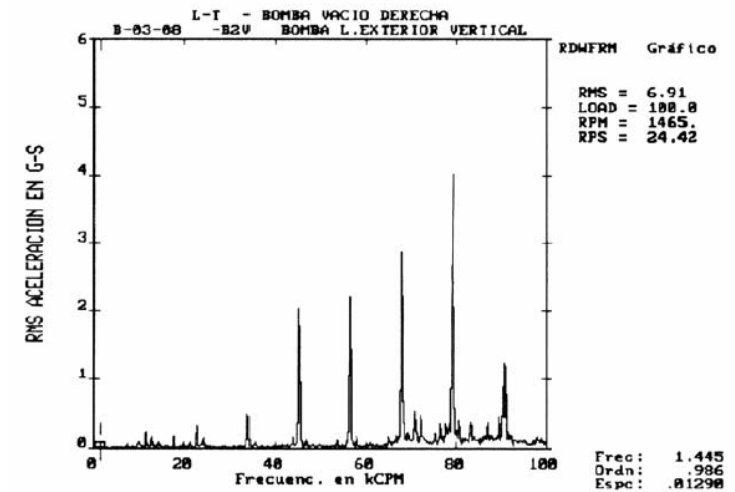
- Procedimiento de medida.
 - Tipo de transductor.
 - Vibración: corrientes de Eddy (desplazamiento), electrodinámicos (velocidad), acelerómetros (aceleración; sobre todo, piezoeléctricos).
 - Otros: termómetros (temperatura), estetoscopios (ruido en rodamientos), estroboscopios (deslizamientos, régimen de giro, estado de correas, etc.).
 - La elección depende de la variable de interés, la rigidez relativa entre eje y carcasa, la frecuencia de interés, el peso del transductor.
 - Transductor de desplazamiento: vibración relativa del eje en máquinas lentas (rango práctico del sensor hasta 500-1000 Hz). A frecuencias mayores, mucho ruido. Montaje permanente en pareja radial desfasada 90° y uno axial.
 - Transductor electrodinámico de velocidad: adecuado para medir la severidad de la vibración (ISO 10816); sensibilidad constante en el rango 10-1000 Hz. Gran tamaño.
 - Acelerómetro: medida a altas frecuencias (hasta 10000 Hz, rodamientos y engranajes). Permiten obtener velocidad por integración. Los más empleados en carcasa.

8.3 Organización del mantenimiento predictivo

- Parámetro de medida.
 - Desplazamiento, velocidad, aceleración. Puede emplearse el sensor directo o integrar las señales en el analizador. El parámetro más adecuado puede venir condicionado por la normativa empleada. Por ejemplo, ISO 10816 -> velocidad RMS.
 - Si no hay condicionantes, se elegirá el parámetro que proporcione el espectro más “plano” en las frecuencias de interés.
 - La amplitud de la vibración en velocidad crece linealmente con la velocidad de giro, y la de aceleración lo hace cuadráticamente. Así, la aceleración será idónea para fallos que se manifiestan a altas frecuencias (rodamientos y engranajes).



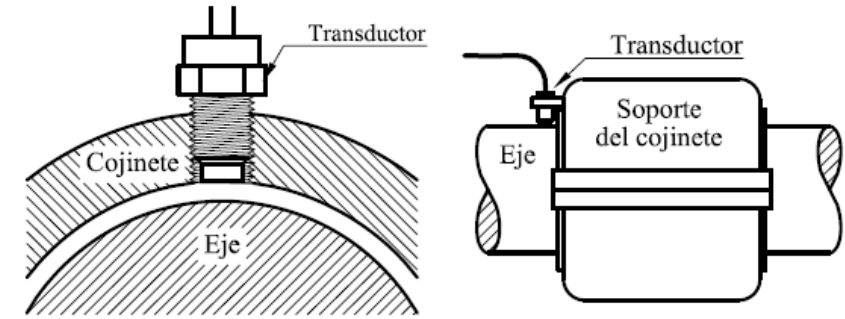
(a)



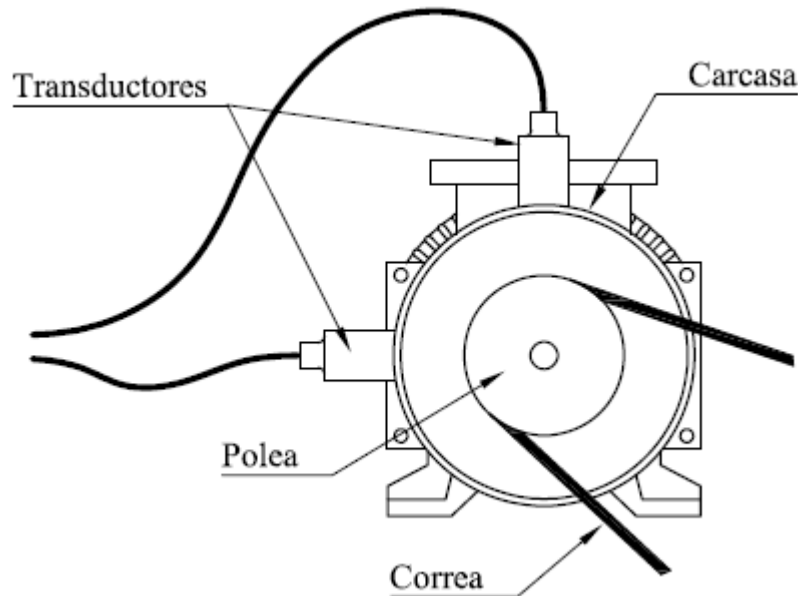
(b)

8.3 Organización del mantenimiento predictivo

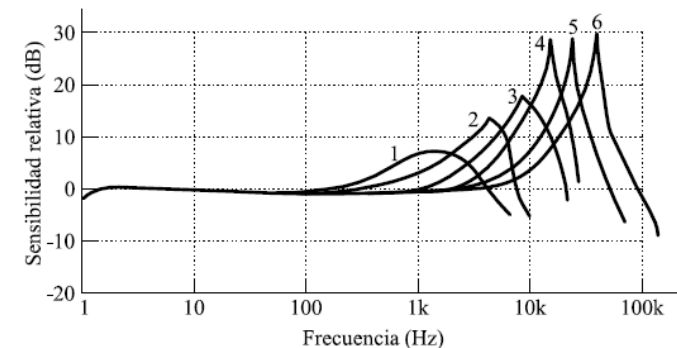
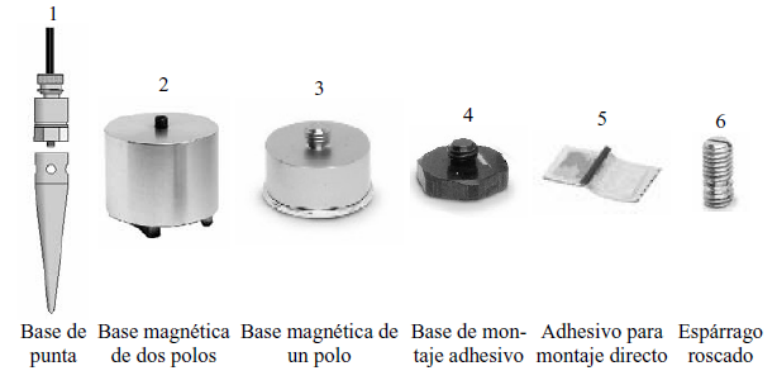
- Instalación y fijación del transductor.
 - Desplazamiento: interno (roscado al cojinete, punta enrasada) o externo (peor).
 - Velocidad y aceleración: fijados en la carcasa, lo más cerca posible de los apoyos; atornillados, pegados, etc.



Desplazamiento: montajes interno y externo

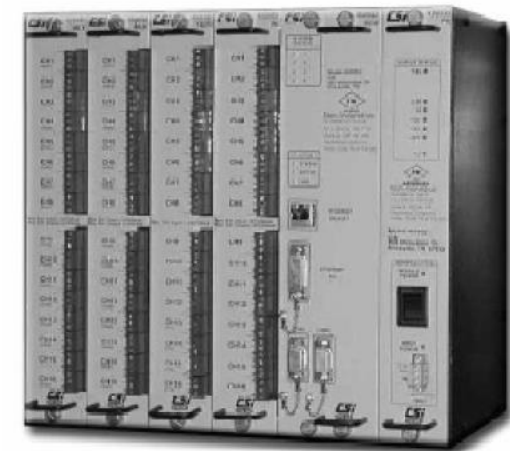


De masa sísmica: velocidad, aceleración



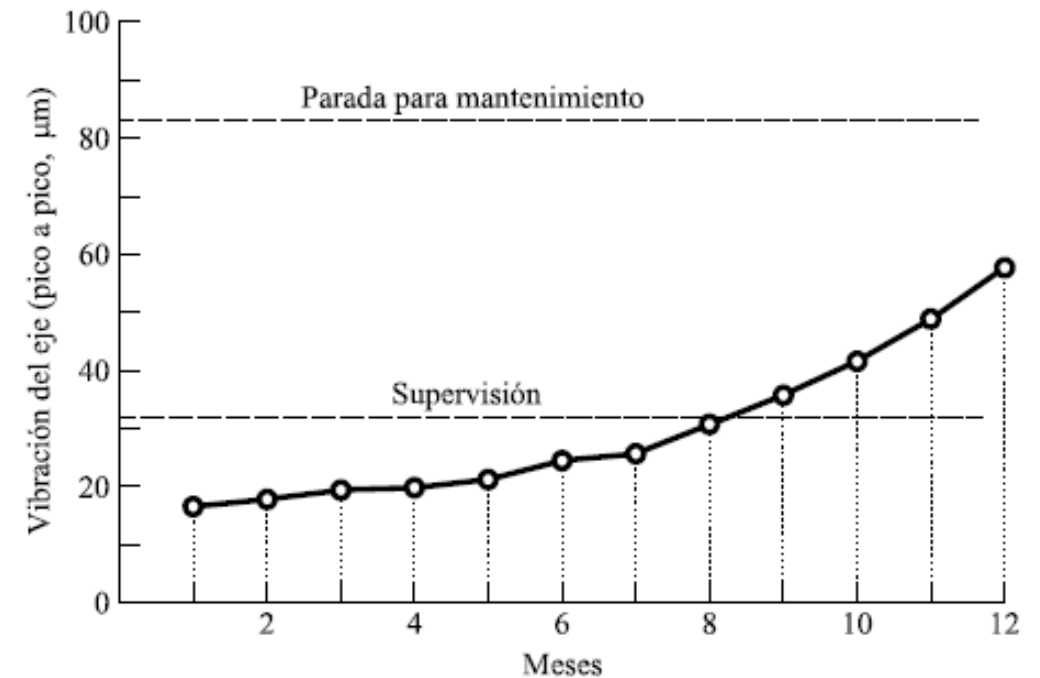
8.3 Organización del mantenimiento predictivo

- Rango de frecuencias.
 - Pequeño: no permite el control de fallos que se manifiesten a otras frecuencias.
 - Grande: falta de resolución.
 - El espectro puede ser excesiva información. Se definen bandas: 1xRPM (desequilibrio), 1xRPM-2xRPM (desalineación), 1-20 kHz (rodamientos y engranajes).
- Sistemas de adquisición y análisis.
 - La señal del transductor es débil, deber ser acondicionada, amplificada (a veces, integrada), pasada a frecuencia, mostrada y almacenada.
 - Vibrómetros. Sólo valor global de severidad.
 - Analizadores de vibración. Portátiles.
 - Sistemas de adquisición.



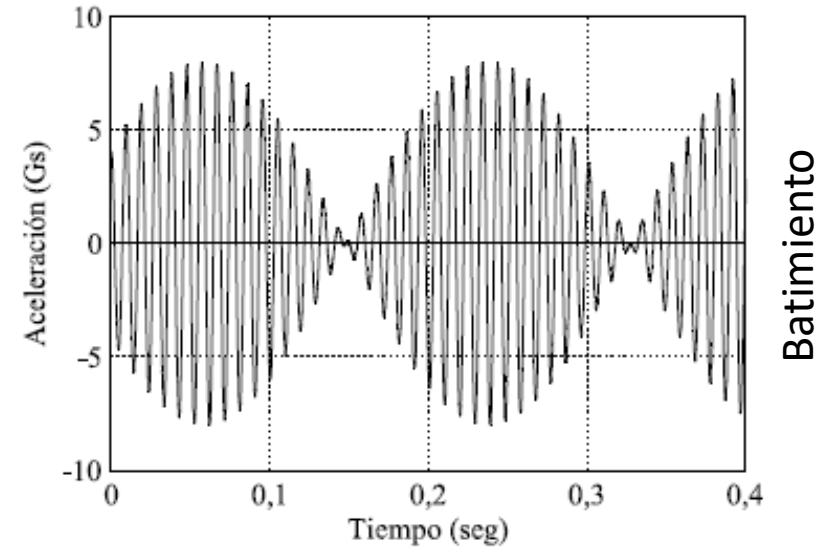
8.3 Organización del mantenimiento predictivo

- Métodos de análisis.
 - La simple medida de la severidad de la vibración no es suficiente en muchos casos.
 - Análisis de tendencias.
 - Vibración global frente al tiempo para cada banda de frecuencias de interés.
 - Límites de alerta y alarma.
 - Es el primero, pero su información es limitada y puede ser preciso complementarlo con análisis más detallados.

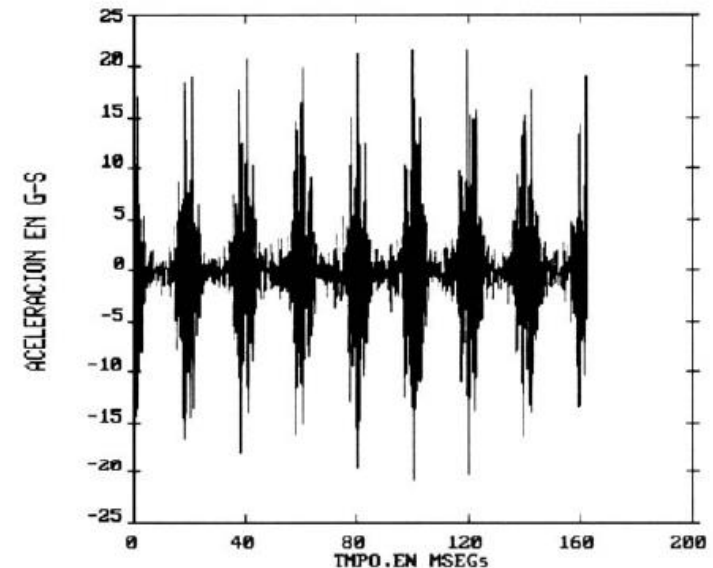


8.3 Organización del mantenimiento predictivo

- Análisis de la onda temporal.
 - Representación de la señal del transductor frente al tiempo.
 - Permite observar la forma de la onda, y diagnosticar diversos problemas, sobre todo a bajas frecuencias, donde el espectro va peor:
 - Desequilibrio (senoidal).
 - Roces (achatamiento superior o inferior).
 - Batimiento: acoplamiento de frecuencias cercanas da lugar a frecuencia mucho menor.
 - Rodamientos (choques).



Batimiento

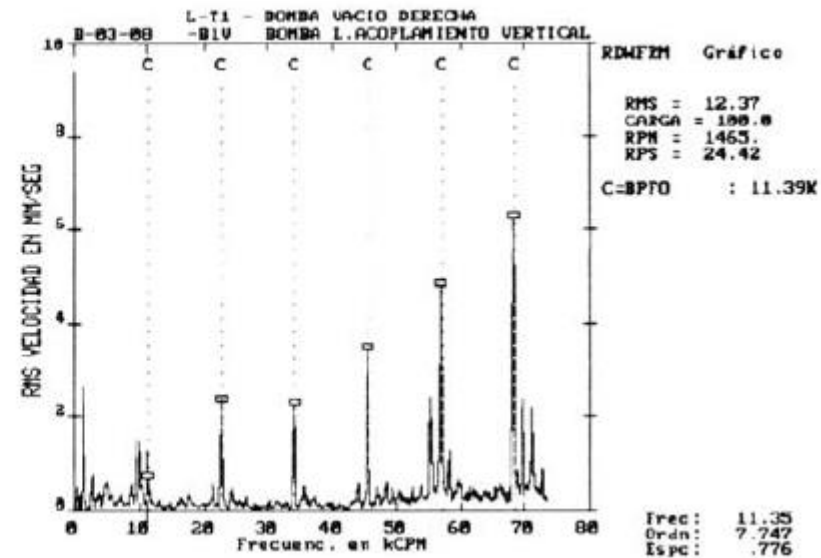
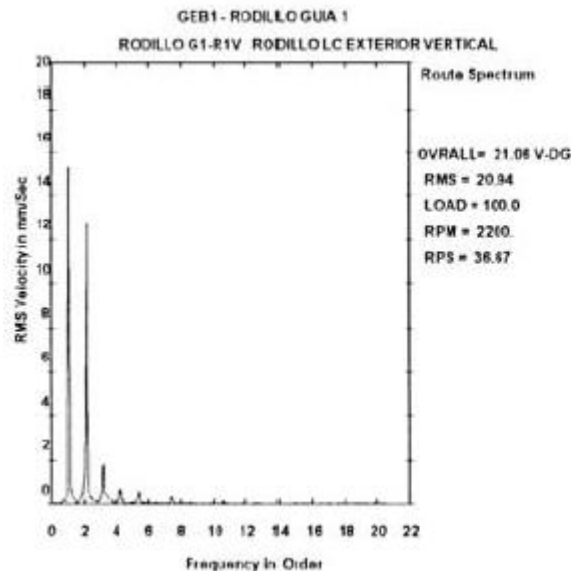


Rodamiento

8.3 Organización del mantenimiento predictivo

- Análisis de espectro.
 - Imprescindible si la señal es de velocidad o aceleración (difícil de interpretar en el tiempo).
 - Los defectos suelen tener una frecuencia característica, por lo que se manifiestan en un pico.
 - La amplitud del pico y la presencia de bandas laterales indican la severidad del defecto.
 - Se emplea el espectro de desplazamiento, velocidad o aceleración en función de la zona de frecuencias de interés.
 - Detección de frecuencias síncronas y asíncronas.

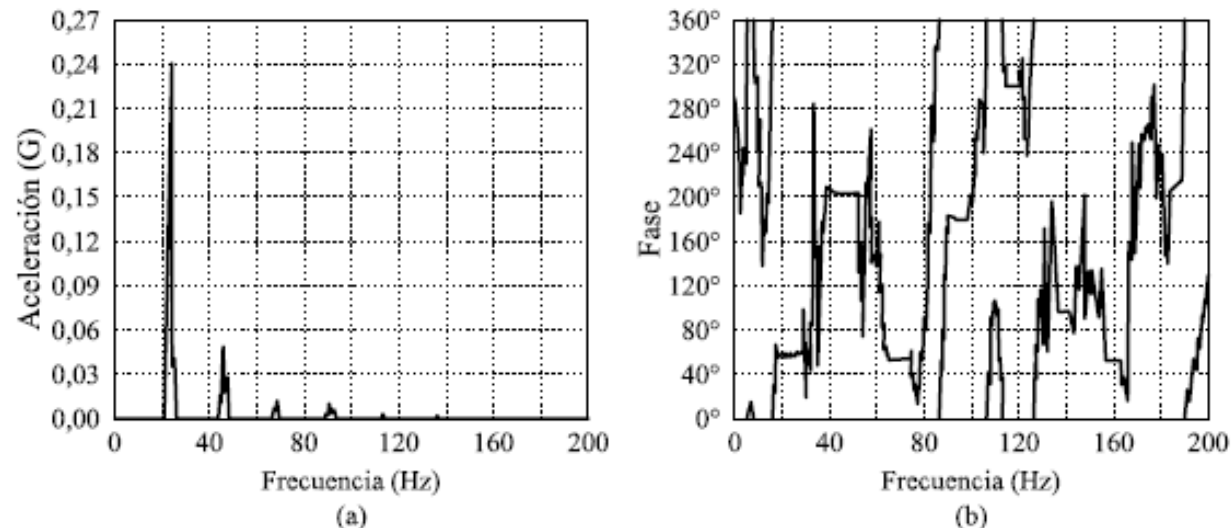
Desalineación



Rodamiento

8.3 Organización del mantenimiento predictivo

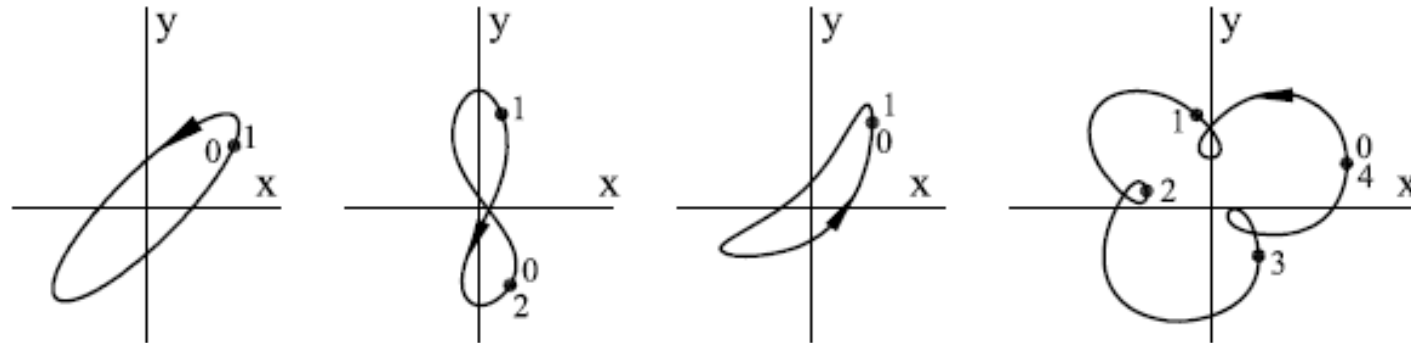
- Análisis de fase.
 - Fase: ángulo de desfase entre los picos de una señal y los pulsos enviados a una frecuencia igual a la del giro del rotor.
 - La diferencia de fase entre distintos puntos de medida (horizontal y vertical, o vertical en ambos extremos del eje) es de gran ayuda para distinguir desequilibrio y desalineación.
 - Espectro de fases. Zonas de fase constante asociadas al comportamiento de la máquina (se corresponden con picos en el espectro de amplitudes).



Espectros de amplitud y fase de una misma señal

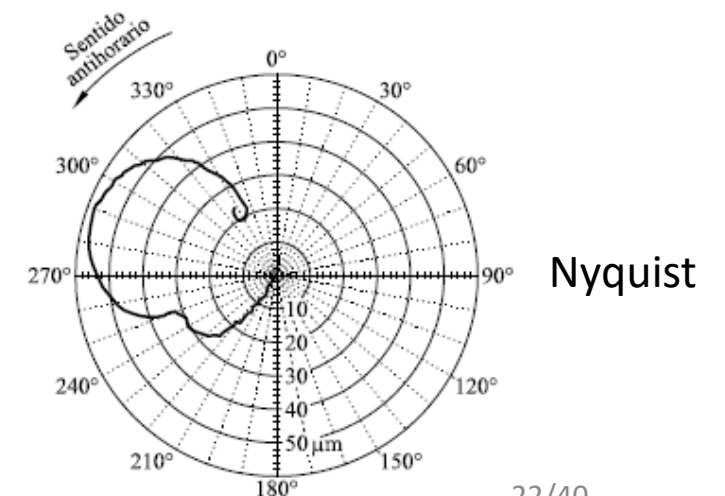
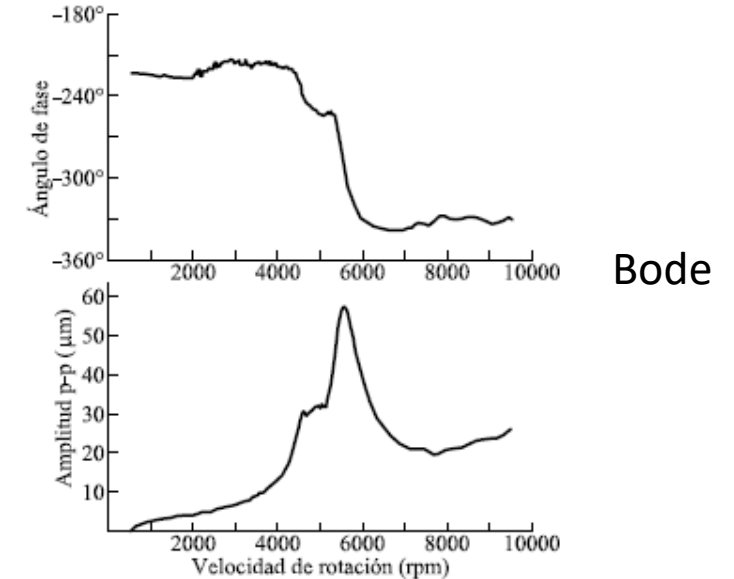
8.3 Organización del mantenimiento predictivo

- Análisis orbital.
 - Las órbitas se obtienen representando una señal en abscisas y otra en ordenadas.
 - Si ambas son de desplazamiento, y son perpendiculares en el mismo punto, se obtiene el desplazamiento del centro eje (se emplea en cojinetes).
 - Si se marca un punto por cada vuelta del eje, se ve si la figura tiene un periodo igual al de giro del eje o no (no suele tenerlo cerca de una velocidad crítica).
 - Forma elíptica (desequilibrio), cruzada (desalineación).



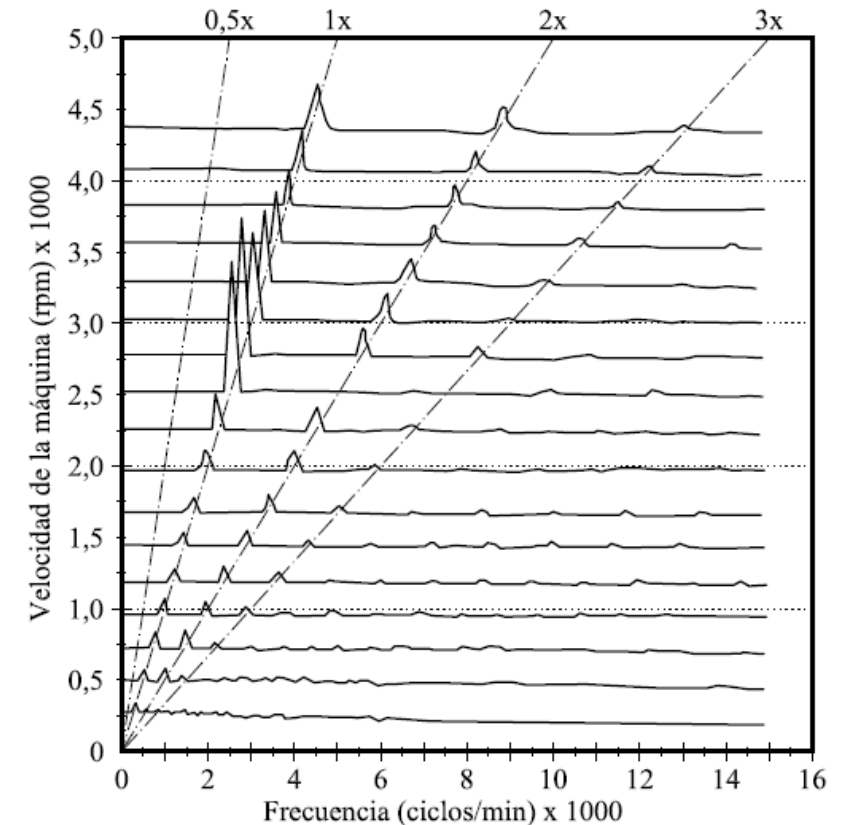
8.3 Organización del mantenimiento predictivo

- Análisis modal.
 - El análisis modal se emplea para conocer las frecuencias de resonancia del sistema.
 - Se aplica un impacto a la máquina, o se hace un barrido de velocidades de giro, y se mide la señal de vibración con un acelerómetro.
 - El diagrama de Bode representa amplitud y fase de la señal frente a la frecuencia. Las frecuencias de resonancia presentan un pico en amplitud y un cambio brusco en fase (90°).
 - El diagrama de Nyquist es una representación alternativa en polares, donde la amplitud es la distancia al origen y la fase es el ángulo con la dirección de referencia.



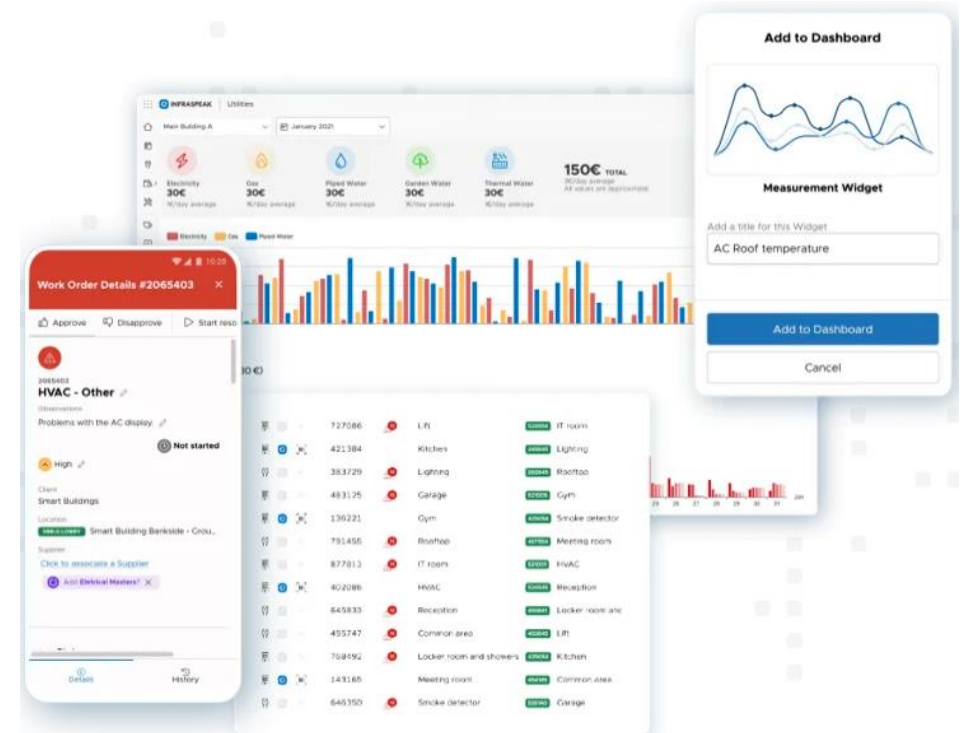
8.3 Organización del mantenimiento predictivo

- Análisis de espectro en cascada.
 - Los espectros en cascada son gráficos 3D que representan los espectros obtenidos, cada cierto intervalo de tiempo o para ciertas velocidades, durante el arranque o la parada de la máquina.
 - Permiten estudiar los transitorios.
- Otros análisis.
 - Kurtosis: parámetro estadístico que crece con el número de picos de la señal temporal; para rodamientos.
 - Spike Energy: valor medio de la señal de aceleración de alta frecuencia; para rodamientos.
 - Cepstrum: permite resaltar picos laterales; para engranajes y rodamientos.
 - SEE (Spectral Emited Energy): se basa en medidas de alta frecuencia; para rodamientos.
 - REBAM (Rolling Element Bearing Activity Monitor): deflexiones de la pista externa medidas con transductor de desplazamiento relativo.



8.3 Organización del mantenimiento predictivo

- Bases de datos e informes.
 - Deben almacenarse:
 - La documentación técnica de las máquinas.
 - Los datos de medidas y los resultados de los análisis.
 - Para manejar toda esta información:
 - Bases de datos.
 - Programas de ayuda al análisis y diagnóstico de averías.
 - Existen programas informáticos:
 - Que incorporan todo lo mencionado.
 - Permiten generar informes para dar las órdenes de intervención resultantes del diagnóstico de problemas realizado.

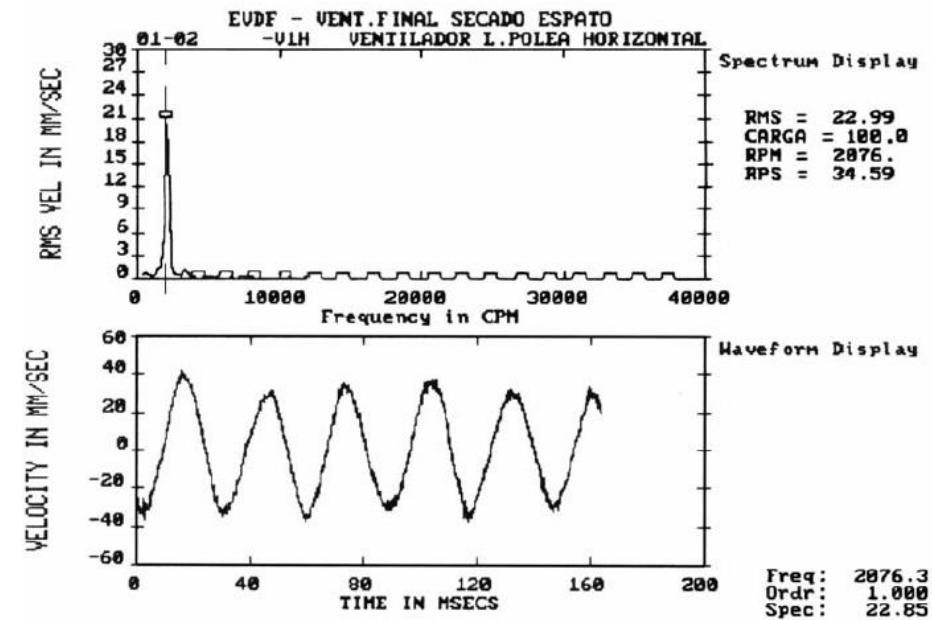


8.4 Diagnóstico de causas de vibración

- Se va a estudiar la forma de detectar las distintas anomalías en el funcionamiento de las máquinas a partir de las medidas de vibración.
- Se comienza con los gráficos de tendencia, pasando a análisis más detallados cuando se supera el límite de alerta.
- Una correcta definición de las bandas de frecuencia permitirá tener una idea aproximada del problema desde el principio, que habrá que confirmar después con los análisis detallados.
- El ingeniero de mantenimiento, como el médico, intenta deducir cuál es el problema de la máquina a partir de los resultados de los distintos análisis.
- Se van a abordar los problemas:
 - A frecuencias bajas (velocidad de giro y primeros múltiplos): desequilibrio y desalineación.
 - A frecuencias altas: rodamientos y engranajes.
 - Específicos de cojinetes.

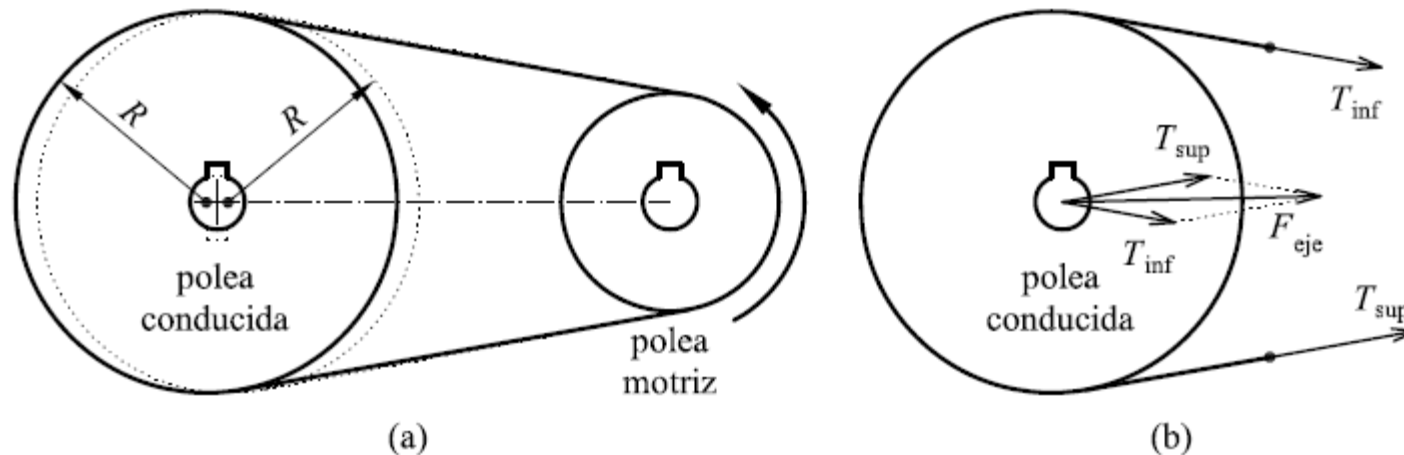
8.4 Diagnóstico de causas de vibración

- Desequilibrio de rotores.
 - Habitual en cigüeñales, ventiladores, hélices, turbinas y compresores.
 - Amplitud alta a 1xRPM y baja de sus múltiplos (2xRPM, 3xRPM, etc.), bajo nivel de vibración no síncrona (no múltiplos) y subsíncrona (inferior).
 - Vibración radial, con mayor amplitud en la dirección de menor rigidez. Pequeña amplitud de la vibración axial.
 - Onda en el tiempo aproximadamente senoidal, de 1xRPM.
 - Fase coincidente a ambos lados del acoplamiento, a diferencia de la desalineación. Diferencia de fase de 90° entre medidas horizontal y vertical en un apoyo.
Desequilibrio estático: misma fase en ambos apoyos.
Desequilibrio dinámico: desfase de 180°. Caso general: ninguna de las dos.
 - Órbita circular o elíptica.



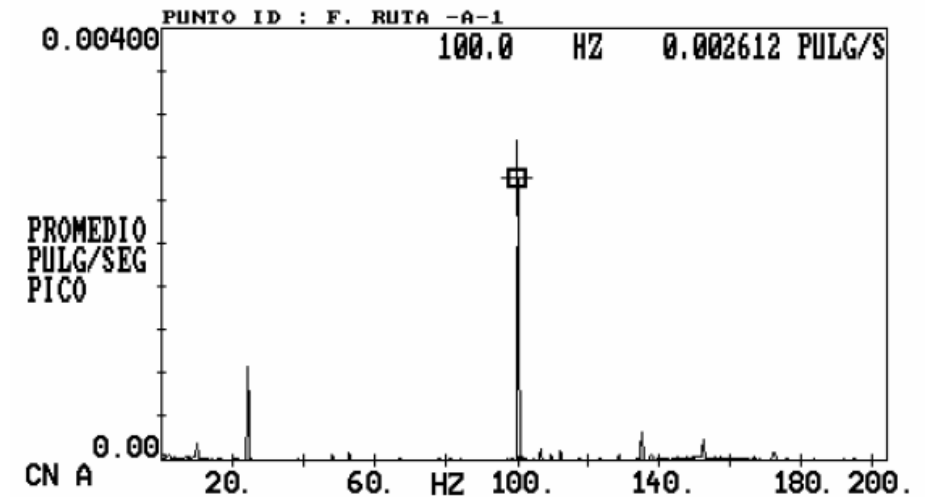
8.4 Diagnóstico de causas de vibración

- Excentricidad.
 - No coincidencia entre el eje de giro y el eje geométrico de un elemento unido a un eje giratorio. Puede deberse a un posicionamiento incorrecto en una polea o en una rueda dentada o también al desgaste desigual.
 - Pico en el espectro a 1xRPM, puede confundirse con el desequilibrio. De hecho, lo es, aunque la magnitud depende en muchos casos de la carga, por lo que si se corrige con equilibrado, reaparece al cambiar la carga.
 - Si se quita la correa, disminuirá el pico a 1xRPM al desaparecer las fuerzas variables.
 - La diferencia de fase entre las medidas horizontal y vertical será nula, frente a los 90° del desequilibrio.



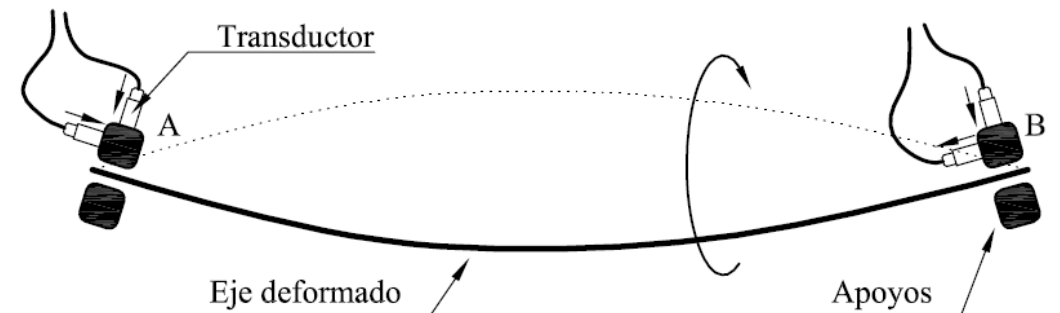
8.4 Diagnóstico de causas de vibración

- Entrehierro no uniforme en motores eléctricos.
 - La excentricidad entre rotor y estator da lugar a un entrehierro no uniforme y a un desequilibrio en el campo magnético, lo que produce fuerzas magnéticas desequilibradas.
 - Se manifiesta a 100 Hz (doble de la frecuencia de red), independientemente del número de polos del estator.
 - La vibración aumenta con la carga y desaparece al cortar la corriente. Se puede detectar con un espectro en cascada durante la parada del motor.
 - Una pata mal anclada puede causar la deformación del estator y causar este problema.



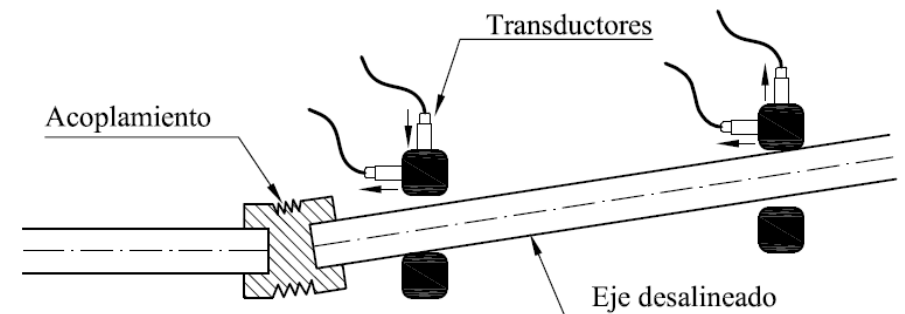
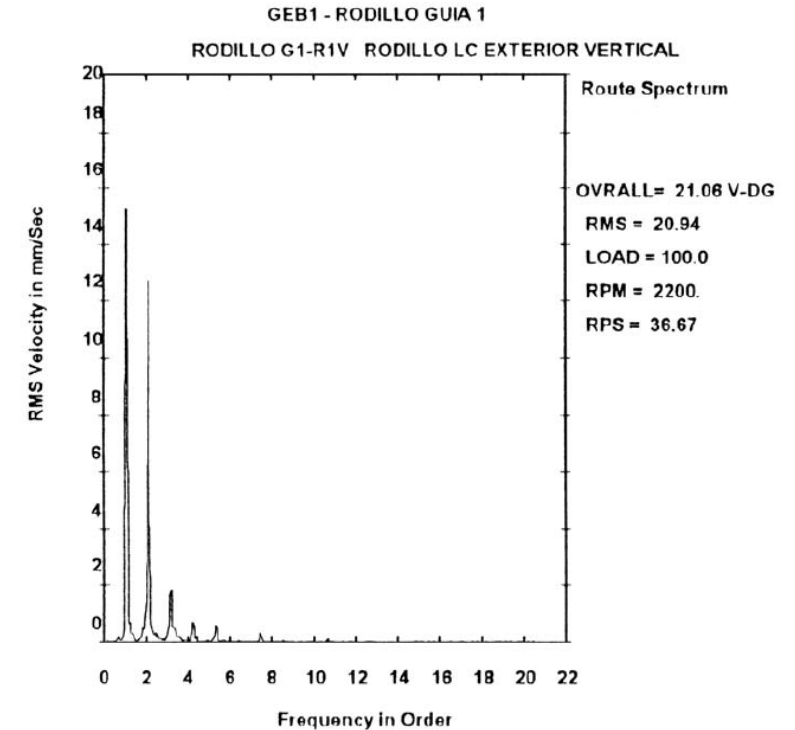
8.4 Diagnóstico de causas de vibración

- Eje deformado.
 - El eje se flexiona por dilatación, sobrecarga o defectos de fabricación.
 - Se manifiesta a $1xRPM$ pero con vibración axial notable, de fases opuestas en los extremos.
 - También hay diferencias de fase entre puntos opuestos (arriba-abajo, izquierda-derecha) de un extremo del eje.



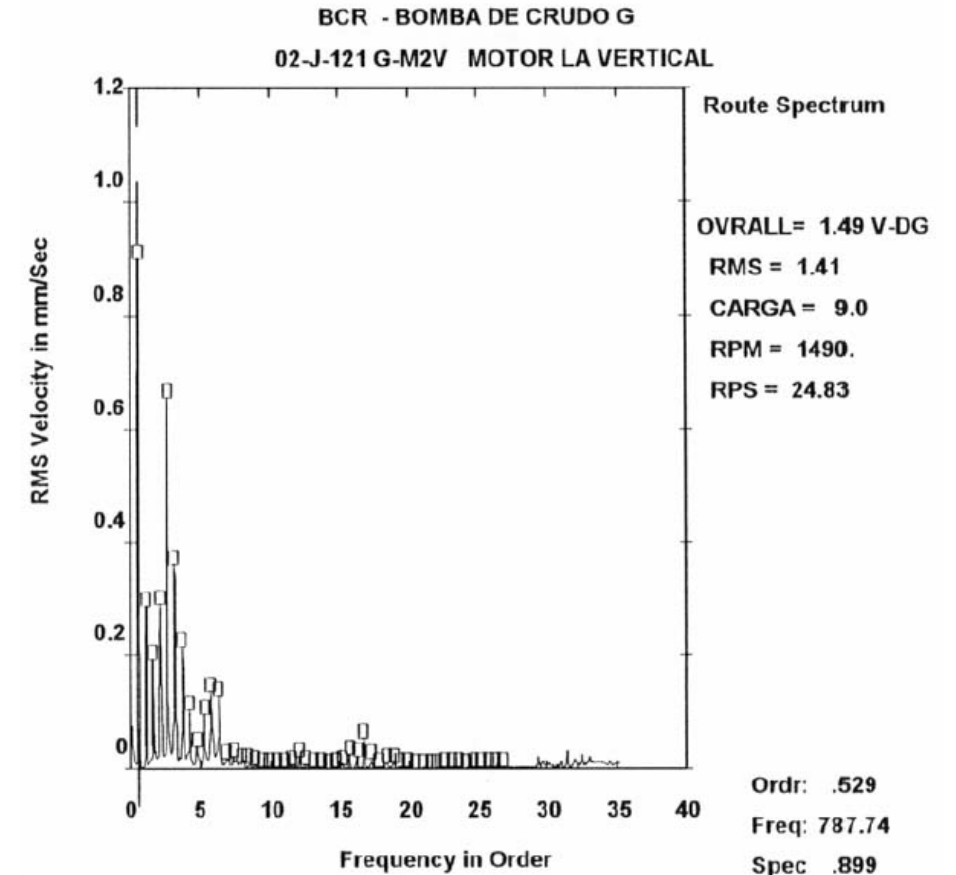
8.4 Diagnóstico de causas de vibración

- Desalineación.
 - El problema más habitual tras el desequilibrio.
 - Provoca desplazamientos laterales de los ejes, que causan desgastes en cojinetes o rodamientos, doblado de ejes, roturas o desgastes de acoplamientos, mayor consumo eléctrico.
 - Fuerte vibración radial y axial a 1xRPM y 2xRPM.
 - Angular, más 1xRPM; paralela, más 2xRPM.
 - Y armónicos superiores de menor amplitud.
 - Fase diferente a ambos lados del acoplamiento.
 - Vibración axial con extremos en fase, y radial con extremos en contrafase (180°).
 - Órbitas con forma de elipses aplanadas o bananas, más cuanto mayor componente en 2xRPM.



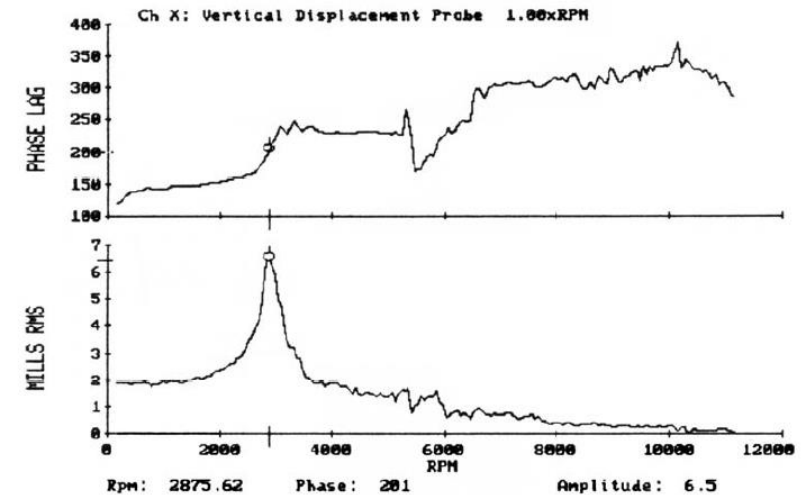
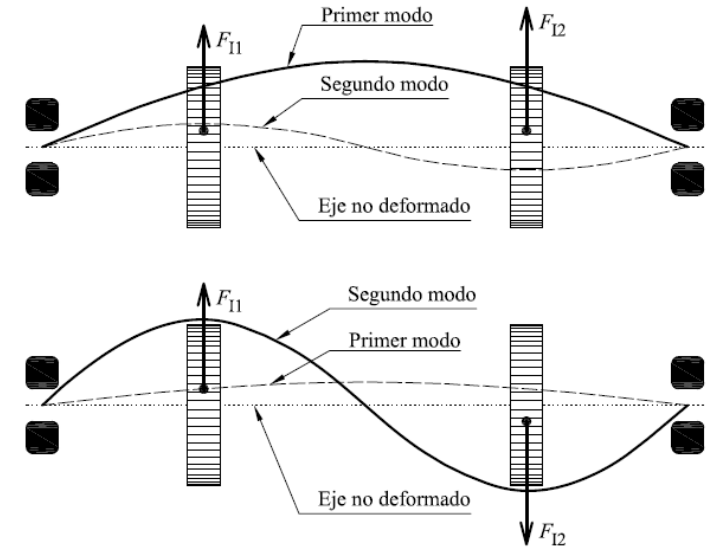
8.4 Diagnóstico de causas de vibración

- Holguras.
 - Faltas de apriete (tornillos, anclajes), desgastes, producen una amplificación en vibraciones debidas a otras causas.
 - En elementos rotativos:
 - Vibración en 1xRPM y múltiplos hasta 4 ó 5XRPM, pudiendo existir (holgura severa) medios armónicos (1.5xRPM, 2.5XRPM, etc.) y subarmónicos (0.5xRPM, holgura muy severa).
 - Dirección predominante radial.
 - En elementos estructurales:
 - Vibración en 1XRPM, 2xRPM y 3xRPM, pudiendo ser las dos últimas mayores que la primera si crece la holgura.
 - Si se mide en puntos cercanos de dos elementos estructurales unidos entre sí, y ambas medidas presentan parecida amplitud y fase, la unión es buena, y no lo es en caso contrario.



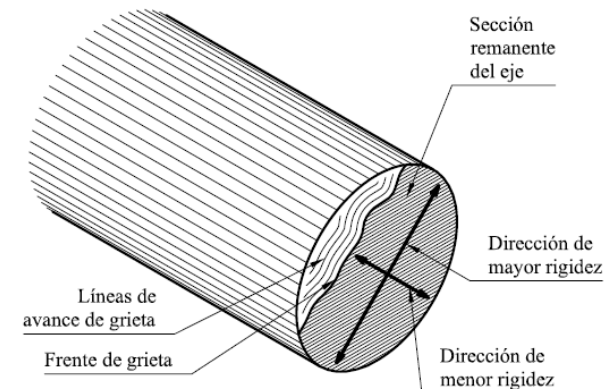
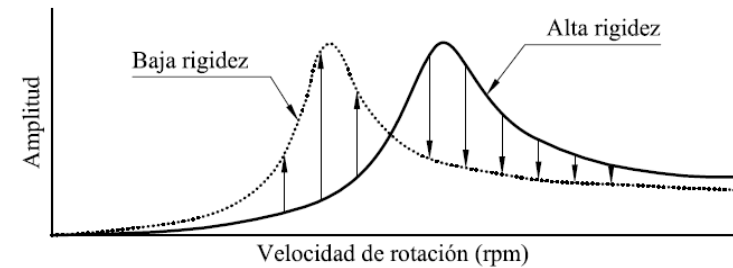
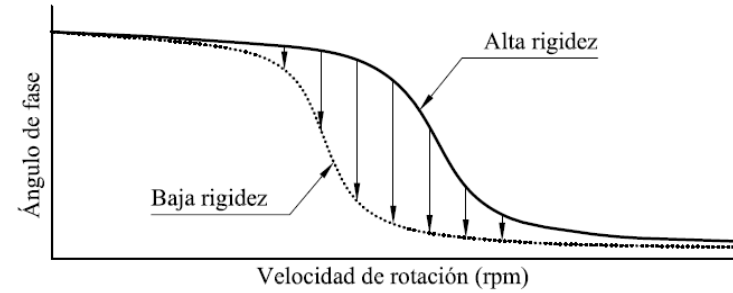
8.4 Diagnóstico de causas de vibración

- Resonancia.
 - Cuando alguna excitación tiene frecuencia cercana a alguna frecuencia natural de la máquina.
 - Con ejes rígidos y apoyos flexibles (cojinetes) el primer modo que introduce flexión importante en el eje es el tercero.
 - Puede llegar a provocar roces con partes fijas.
 - Para obtener las frecuencias naturales:
 - Ensayo de arranque o parada: con diagrama de Bode o espectro en cascada.
 - Ensayo de impacto: golpear en varios puntos para confirmar.
 - Amplitud elevada a 1xRPM.
 - Casos de velocidad de régimen subcrítica (por debajo de la 1ª frecuencia natural) o supercrítica (entre 1ª y 2ª).



8.4 Diagnóstico de causas de vibración

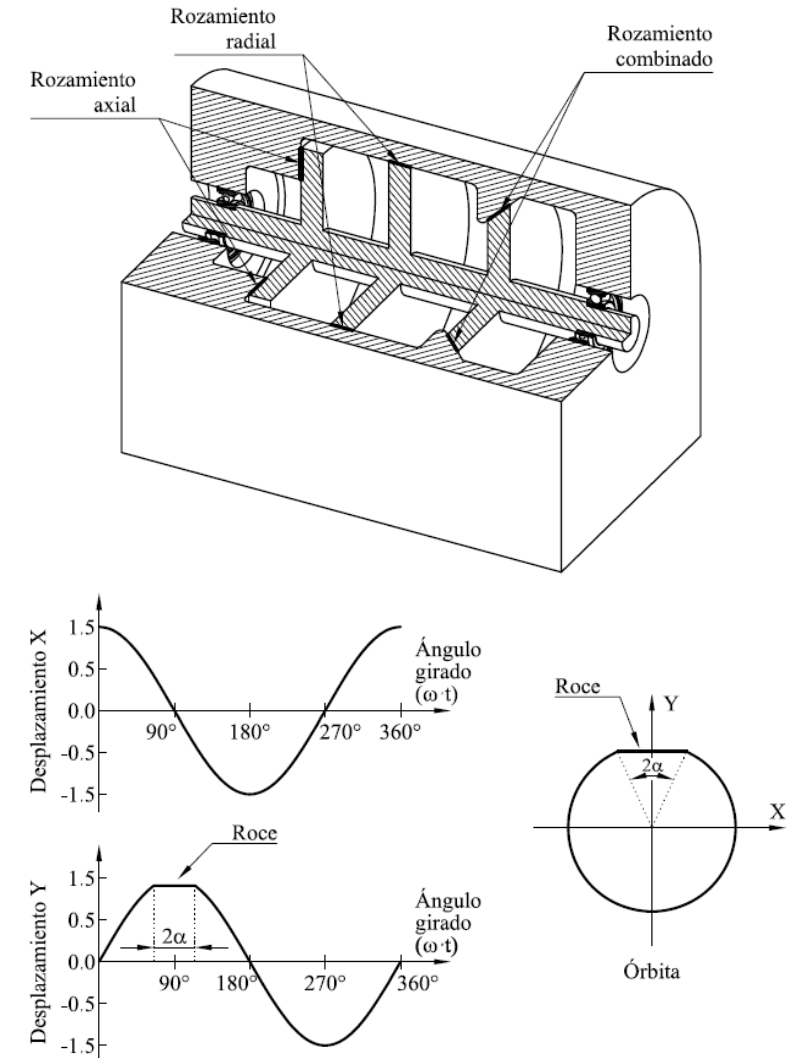
- Eje agrietado.
 - Las grietas son comunes por la fatiga del eje.
 - La rotura del eje puede provocar grandes daños, materiales y humanos.
 - Para detectar las grietas, hay técnicas no destructivas por ultrasonidos o líquidos penetrantes, pero exigen parar la máquina.
 - La grieta cambia la rigidez y, con ello, la frecuencia natural, apreciándose en el diagrama de Bode.
 - También se incrementa la componente 2xRPM, ya que la rigidez cambia según la dirección radial.



8.4 Diagnóstico de causas de vibración

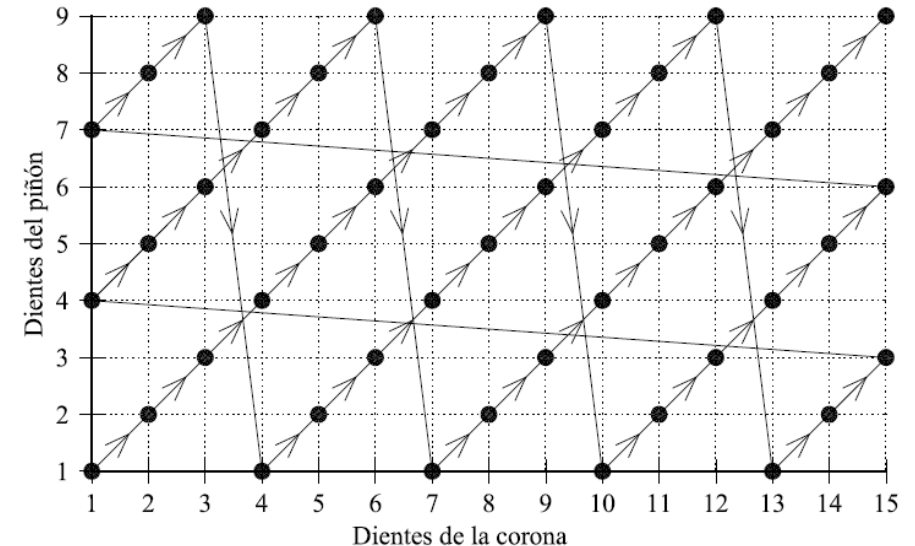
- Roces.

- Contacto intermitente o permanente entre rotor y estator: radial, axial o combinado.
- Suele ser provocado por otro problema (desalineación, desequilibrio, resonancia, dilataciones, etc.).
- Radial:
 - Provoca truncamiento de la onda temporal y en la órbita, con picos en primeros armónicos (2 a $4 \times \text{RPM}$); si es severo, subarmónico a $0.5 \times \text{RPM}$ y punto de cruce en órbita, por rebote del eje.
 - A velocidades supercríticas, vibración subsíncrona a $1/2 \times \text{RPM}$, $1/3 \times \text{RPM}$, $1/4 \times \text{RPM}$, etc.
 - Producen cambios de rigidez del rotor, al cambiar el número de apoyos, con cambio en frecuencias naturales.
- Axial:
 - Vibraciones de frecuencias elevadas (stick-slip), chirridos.
 - Rizado en órbitas.



8.4 Diagnóstico de causas de vibración

- Fallo en engranajes.
 - Cinco frecuencias fundamentales: giro del piñón (n_1), giro de la corona (n_2), frecuencia de engrane ($GMF = z_1 n_1 = z_2 n_2$), frecuencia de fase de ensamblaje ($FFE = GMF / N_E$, con $N_E = MCD(z_1, z_2)$ número de fases de ensamblaje), frecuencia de repetición del diente ($FRD = GMF / mcm(z_1, z_2)$). Se deduce que: $FRD = GMF \cdot N_E / z_1 z_2$
 - Giro del piñón: contacto de un diente del piñón con cualquiera de la corona.
 - Giro de la corona: igual pero al revés.
 - Frecuencia de engrane: contacto entre dos dientes.
 - Frecuencia de fase de ensamblaje: corresponde al desgaste entre dientes de piñón y corona que engranan entre sí en un ciclo de funcionamiento. Marcar dientes para evitar cambiar la fase de ensamblaje.
 - Frecuencia de repetición del diente: engrane de dos dientes concretos de piñón y corona.



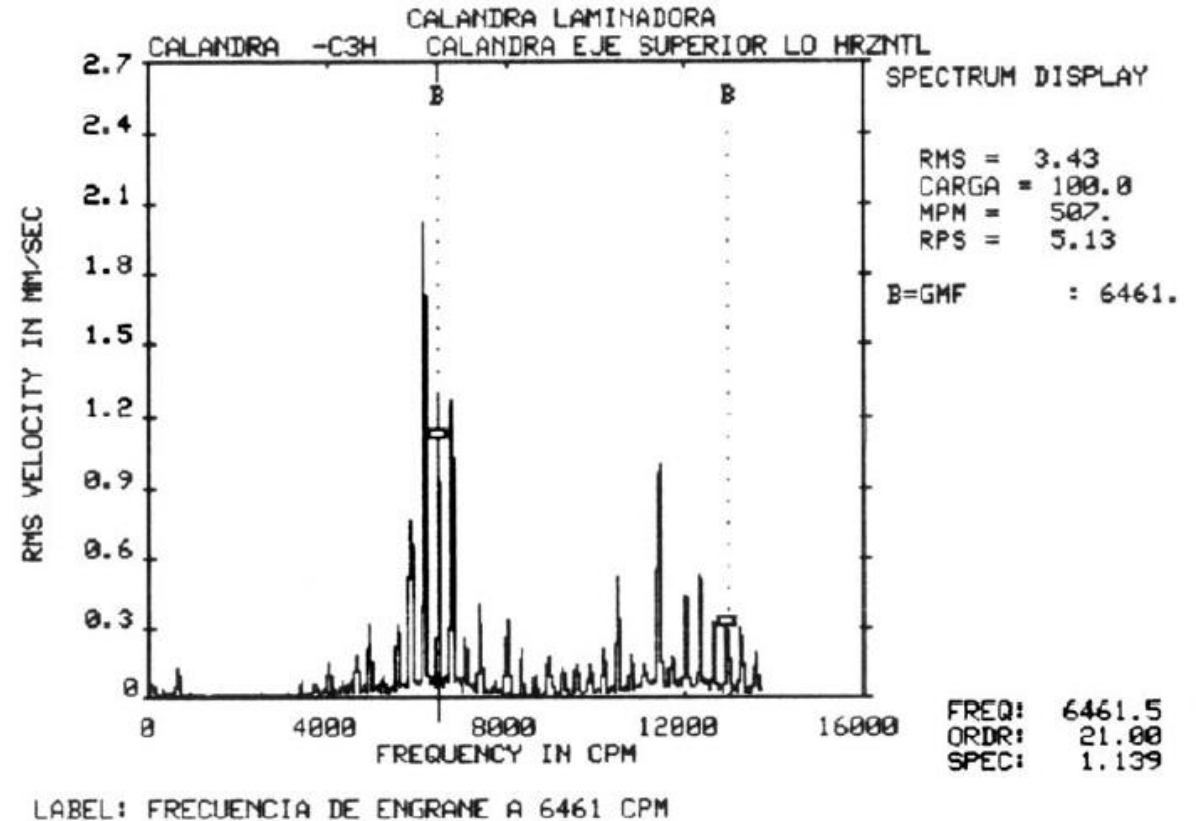
8.4 Diagnóstico de causas de vibración

- Fallo en engranajes.
 - La GMF puede llegar a ser muy elevada.
 - La frecuencia de adquisición debe ser, al menos, de 70xRPM.
 - Utilizar velocidad de vibración para frecuencias de interés inferiores a 120.000 rpm, y aceleración para superiores.
 - Las cinco frecuencias características aparecen en el espectro. Las anomalías producen un incremento del parámetro Spike Energy.
 - La desalineación en ejes produce vibración en 1xRPM y 2xRPM, pero también puede excitar los tres primeros armónicos de la GMF, y generar bandas laterales a ésta a 2XRPM.
 - El desgaste en el diámetro primitivo produce vibración a GMF, y bandas laterales a múltiplos de la frecuencia de la rueda desgastada.
 - Un diente defectuoso o roto produce un pico a la frecuencia de la rueda afectada, y si el defecto es grande, a la GMF con bandas laterales de gran amplitud.

8.4 Diagnóstico de causas de vibración

- Fallo en engranajes.
 - Se recomiendan las bandas de la tabla para las gráficas de tendencia.
 - La figura muestra el espectro de una caja de engranajes dañada. Pueden apreciarse las bandas laterales de la GMF.

Desde frecuencia	Hasta frecuencia
10xRPM	GMF - 5xRPM
GMF - 5xRPM	GMF + 5xRPM
GMF + 5xRPM	2xGMF - 5xRPM
2xGMF - 5xRPM	2xGMF + 5xRPM
1 kHz	20kHz



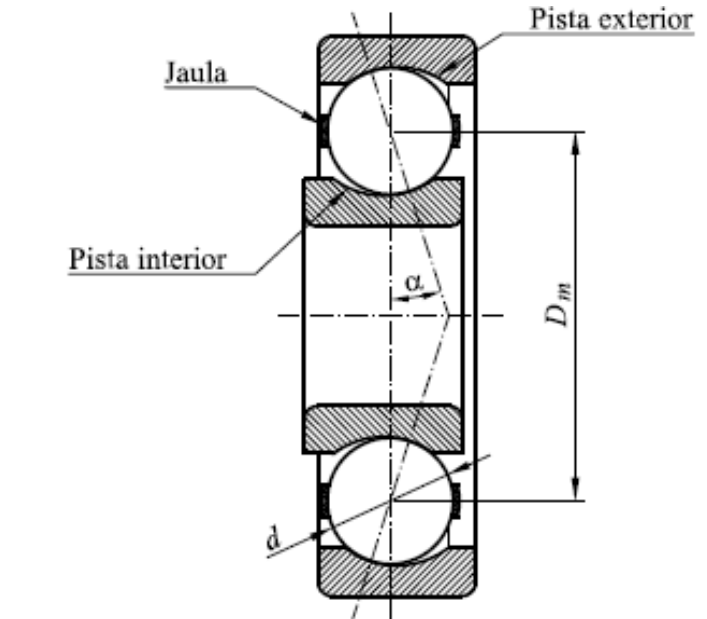
8.4 Diagnóstico de causas de vibración

- Fallo en rodamientos.

- Clara diferenciación en las frecuencias asociadas a distintos fallos (pistas, bolas, jaula).
- Se pueden emplear parámetros globales, o el análisis del espectro o la onda temporal. El análisis de espectro permite la diferenciación clara del problema. Frecuencias características de un rodamiento:
- Fundamental Train Frequency (FTF): frecuencia fundamental del deterioro de la jaula. Cercana a la mitad de RPM si α es nulo.

$$FTF = \frac{RPM}{2} \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos \alpha \right)$$

- Ball Passing Frequency Outer Race (BPFO): frecuencia de deterioro de la pista exterior.
- Ball Passing Frequency Inner Race (BPFI): frecuencia de deterioro de la pista interior.
- Ball Spin Frequency (BSF): frecuencia de deterioro de los elementos rodantes.



$$BPFO = FTF \cdot N_b$$

$$BPFI = \frac{RPM}{2} \left(1 + \frac{d}{D_m} \cos \alpha \right) N_b$$

$$BSF = \frac{RPM}{2} \frac{D_m}{d} \left(1 - \left(\frac{d}{D_m} \cos \alpha \right)^2 \right)$$

8.4 Diagnóstico de causas de vibración

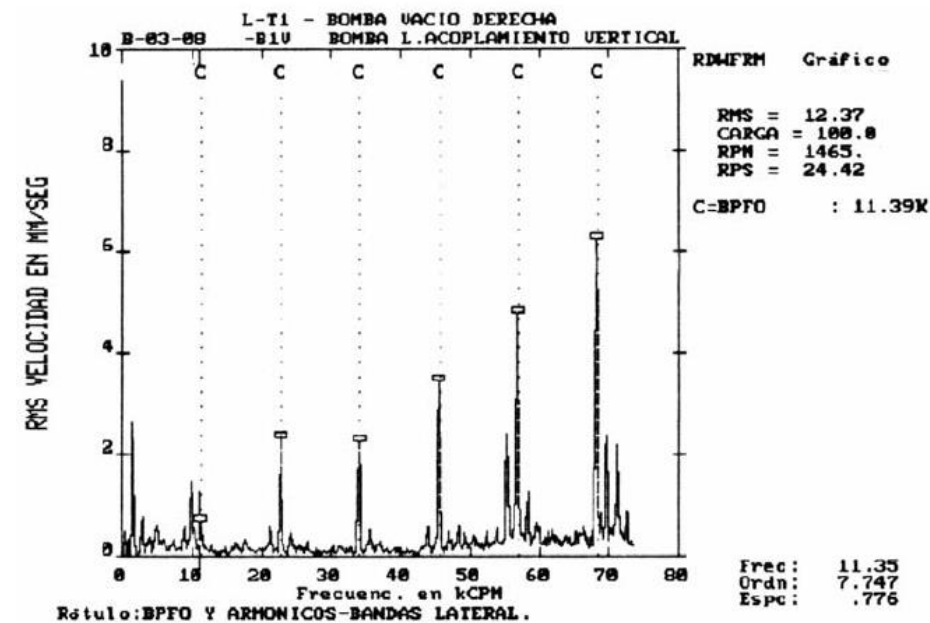
- Fallo en rodamientos.

- Orden de magnitud de las frecuencias: \longrightarrow
- Variación en ángulo de contacto por desalineaciones, dilataciones, aprietes excesivos, cambia las frecuencias.
- El orden de fallo suele ser: pista exterior, pista interior, elementos rodantes, jaula.
- El rodamiento dura más con el defecto en la pista exterior, y el defecto se nota más por estar más cerca del transductor.
- Los defectos se detectan en aceleración en la banda 1-20 kHz. Gran nivel de vibración asíncrona. Bandas laterales.
- Defectos en pistas: picos en frecuencia de pista y armónicos (hasta 8 ó 10) con bandas a 1xRPM.
- Defectos en elementos rodantes: frecuencias múltiplo de la BSF, según nº de elementos deteriorados.
- Defectos en jaula: bandas laterales en picos de las pistas.

$$FTF \approx 0.4RPM$$

$$BPFO \approx 0.4N_bRPM$$

$$BPF1 \approx 0.6N_bRPM$$



Rodamiento dañado en pista exterior

8.4 Diagnóstico de causas de vibración

- Problemas en cojinetes de fricción.
 - Se puede hacer un diagrama orbital de la trayectoria del centro del eje. Línea de ataque: une el centro del cojinete con el centro de la órbita. Ángulo de ataque (entre 20° y 60°): ángulo de línea de ataque con la que une los centros en reposo.
 - Velocidad media de deslizamiento del aceite: aprox. 0.5xRPM.
 - Causas de vibración:
 - Holgura excesiva entre eje y cojinete: desequilibrio o desalineación leves pueden dar lugar a picos en 1xRPM, 2xRPM y superiores; también pueden darse roces eje-cojinete con aparición de subarmónicos.
 - Remolino de aceite (oil whirl): cuando la frecuencia del aceite coincide con la velocidad crítica del eje; el ángulo de ataque llega a superar los 90°, con cambios bruscos; vibración subsíncrona en 0.43-0.48xRPM; dos marcas en la órbita.
 - Lubricación deficiente: vibración a alta frecuencia, no relacionada con el régimen de giro.

