

LA MEDICION Y ANALISIS DE LAS VIBRACIONES COMO TECNICA DE INSPECCION DE EQUIPOS Y COMPONENTES, APLICACIONES, NORMATIVAS Y CERTIFICACION

Pedro Nelson Saavedra

Facultad de Ingeniería - Universidad de Concepción, Casilla 160 - Concepción - Chile

Psaavedr@udec.cl

En el presente trabajo se analiza, en primer lugar, los diferentes tipos de sensores que se utiliza para la medición de las vibraciones, en especial lo referente a la limitación de sus rangos de frecuencia y a su inherente ruido eléctrico. Se presenta las técnicas de análisis más utilizadas, algunas de las cuales son ilustradas con casos históricos. Se analiza en particular su uso en la detección de grietas en ejes y vigas. Finalmente se analiza la normativa existente para la medición y evaluación de la severidad vibratoria.

First, the different vibration transducers are analyzed, specially with rapport their frequency range and electrical noise. The most used techniques for vibration analysis are presented, some of ones are illustred through historical cases. Techniques of craked beam and shaft detection are illustrated with an example. Finally, the severity vibration standards are analyzed.

INTRODUCCION

La medición y análisis de vibraciones es utilizado, en conjunto con otras técnicas, en todo tipo de industrias como técnica de diagnóstico de fallas y evaluación de la integridad de máquinas y estructuras. En el caso de los equipos rotatorios, la ventaja que presenta el análisis vibratorio respecto a otras técnicas como tintas penetrantes, radiografía, ultrasonido, etc., es que la evaluación se realiza con la máquina funcionando, evitando con ello la pérdida de producción que genera una detención.

MEDICION DE LA VIBRACION

Las etapas seguidas para medir y/o analizar una vibración, que constituyen la cadena de medición, son:

- Etapa transductora
- Etapa de acondicionamiento de la señal
- Etapa de análisis y/o medición
- Etapa de registro.

El transductor es el primer eslabón en la cadena de medición y debería reproducir exactamente las características de la magnitud que se desea medir. Un transductor es un dispositivo electrónico que sensa una magnitud física como vibración y la convierte en una señal eléctrica (voltaje) proporcional a la magnitud medida.

Típicamente hay cuatro tipos de sensores o transductores de vibraciones:

- Sensor de desplazamiento relativo sin contacto
- Sensor de desplazamiento relativo con contacto
- Sensor de velocidad o velocímetro
- Sensor de aceleración o acelerómetro.

Para la medición de vibraciones en el exterior de las máquinas y en las estructuras hoy en día se utiliza

fundamentalmente los acelerómetros. El acelerómetro tiene la ventaja respecto al velocímetro de ser más pequeño, tener mayor rango de frecuencia, y poder integrar la señal para obtener velocidad o desplazamiento vibratorio. El sensor de desplazamiento se utiliza para medir directamente el movimiento relativo del eje de una máquina respecto a su descanso.

Para la selección adecuada del sensor se debe considerar, valor de la amplitud a medir, temperatura de la superficie a medir y fundamentalmente el rango de las frecuencias a medir. Tabla N°1 indica rangos de frecuencias de sensores de vibraciones típicos.

Tabla N°1.

Rango de frecuencias de transductores de vibración típicos.

Tipo de transductor	Rango típico de frecuencia (Hz)
Desplazamiento sin contacto	0 - 10.000
Desplazamiento con contacto	0 - 150
Velocímetro sísmico	10 - 1.000
Acelerómetro de uso general	2 - 7.000
Acelerómetro de baja frecuencia	0.2 - 2.000

Otro factor que debe tenerse en cuenta en la selección del sensor es el ruido eléctrico inherente a él. Por ejemplo, un acelerómetro de uso industrial tiene un ruido eléctrico típico de 500 μg pico, mientras que un acelerómetro de baja frecuencia sólo tiene un ruido eléctrico típico de 10 μg pico.

La etapa de acondicionamiento de la señal consiste en acondicionar la señal que sale del transductor para que

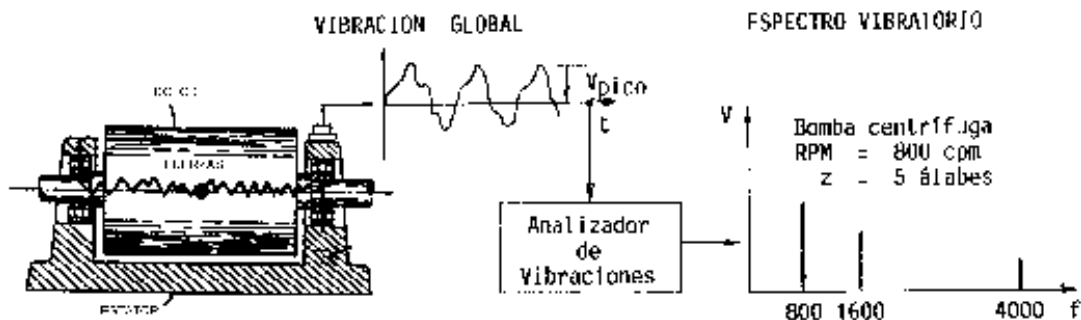


Fig. N°1. Análisis espectral y de la forma de onda de una bomba centrífuga.

pueda ser medida adecuadamente. Esto contempla en algunos casos, dependiendo del tipo de transductor, filtraje, integración, amplificación o demodulación.

Una vez acondicionada la señal ésta puede ser medida o analizada. Un medidor de vibraciones es un instrumento que mide el valor pico, pico a pico o RMS de la vibración. Un analizador de vibraciones es un instrumento que realiza análisis espectral.

TECNICAS DE ANALISIS DE VIBRACIONES

El objetivo del análisis de vibraciones es poder extraer el máximo de información relevante que ella posee. Para esto existen diferentes técnicas de análisis tanto en el dominio tiempo como en el dominio frecuencia, las cuales tienen sus propias ventajas para algunas aplicaciones en particular. A continuación se presenta algunas de las técnicas más utilizadas en la inspección de máquinas.

1. Análisis espectral.

La esencia del análisis espectral es descomponer la señal vibratoria en el dominio del tiempo en sus componentes espectrales en frecuencia. Esto permite, en el caso de las máquinas, correlacionar las vibraciones medidas generalmente en sus descansos, con las fuerzas que actúan dentro de ella. Fig. N°1 ilustra lo anterior. Las vibraciones corresponden a una bomba centrífuga de 5 álabes. Las componentes de frecuencias 1x rpm y 2x rpm se las asocia a un grado de desalineamiento de la bomba con el motor y al desbalanceamiento residual del rotor. La componente de frecuencia 5x rpm proviene de las pulsaciones de presión que genera este tipo de máquinas.

2. Análisis de la forma de onda.

El análisis de la forma de la vibración en el tiempo a veces puede proveer información complementaria al análisis espectral. Este análisis es adecuado para reconocer los siguientes tipos de problemas:

- Impactos

- Rozamientos intermitentes
- Modulaciones en amplitud y frecuencias
- Transientes
- Truncaciones.

3. Análisis de fase de vibraciones.

Se puede definir la diferencia de fase entre dos vibraciones de igual frecuencia como la diferencia en tiempo o en grados con que ellas llegan a sus valores máximos, mínimos o cero. El análisis de diferencias de fase a la velocidad de giro de la máquina entre las vibraciones horizontal y vertical o entre las vibraciones axiales de los diferentes descansos del sistema motor-máquina, permite determinar los movimientos relativos entre ellos, y diferenciar entre problemas que generan vibraciones a frecuencia 1x rpm:

- Desbalanceamiento
- Desalineamiento
- Eje doblado
- Resonancia
- Poleas excéntricas o desalineadas.

4. Análisis de los promedios sincrónicos en el tiempo.

Esta técnica recolecta señales vibratorias en el dominio tiempo y las suma y promedia sincrónicamente mediante un pulso de referencia repetitivo. Las componentes sincrónicas al pulso se suman en el promedio y las no sincrónicas disminuyen de valor con el número de promedios (1).

Fig. N°2 muestra vibraciones medidas en la tercera prensa de una máquina papelerera. Se observa utilizando la técnica de promedios sincrónicos en el tiempo la contribución a la vibración global del rodillo superior y el fieltro. Esto permite determinar en forma más fácil el origen de las diferentes componentes vibratorias.

5. Análisis de órbitas.

Combinando dos señales vibratorias captadas por sensores ubicados relativamente entre ellos a 90° (vertical y horizontal) en un descanso de la máquina se puede.

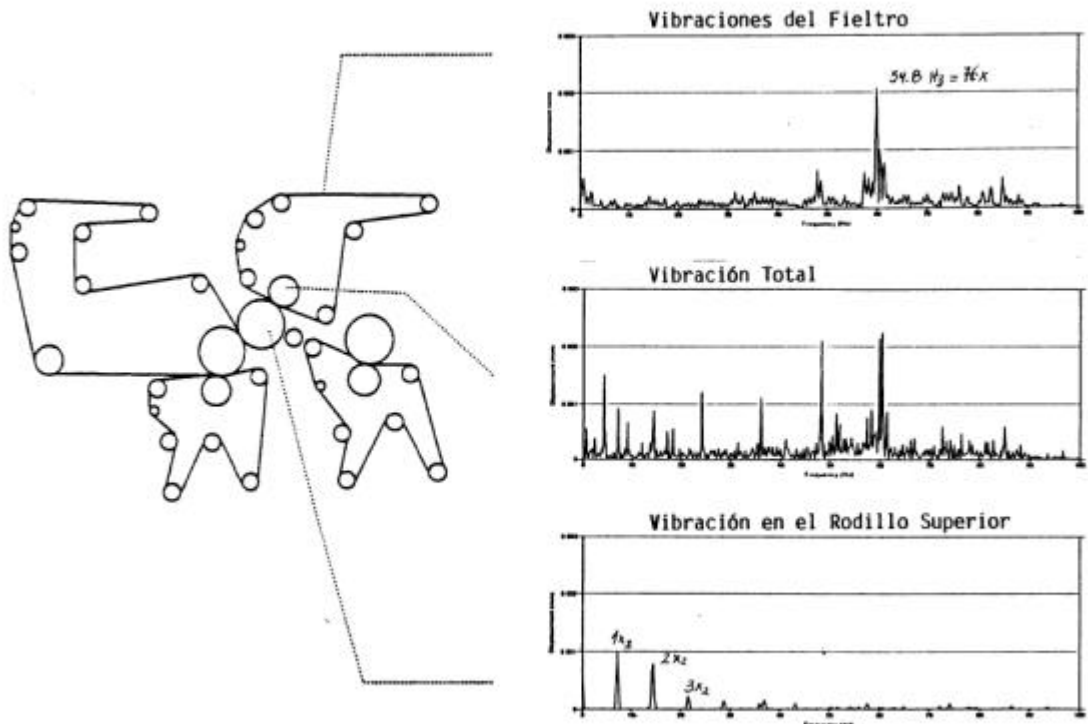


Fig. N°2. Promedios sincrónicos en el tiempo.

obtener el movimiento del eje en el descanso o su órbita, ver Fig. N°8.

6. Análisis de demodulaciones.

El análisis de demodulaciones en amplitud consiste en analizar la envolvente de la señal temporal de una señal modulada. Este análisis permite determinar más fácilmente la periodicidad de las modulaciones y diagnosticar problemas tales como:

- Rodamientos picados
- Engranajes excéntricos o con dientes agrietados
- Deterioro de álabes en turbinas

Problemas eléctricos en motores

7. Análisis de vibraciones en partidas y paradas de una máquina.

Existe ciertos problemas que son más fácil de diagnosticar durante el funcionamiento transiente (partidas/paradas) que durante el funcionamiento estacionario de la máquina. Es el caso de los problemas que generan vibraciones cuyas frecuencias son función de la velocidad de la máquina. Al disminuir ésta, dichas componentes van disminuyendo en acorde, por lo que en algún momento coinciden con alguna frecuencia natural de ella y son amplificadas, evidenciando en ese instante en forma más clara el problema.

Para esto se analiza los gráficos de la amplitud y fase de algunas componentes vibratorias en función de la velocidad de rotación de la máquina. Estos gráficos se denomina a veces gráficos de Bodé. Otro gráfico que se utiliza para estos análisis es el diagrama en cascada, como el mostrado en Fig. N°7. Este gráfico tridimensional muestra espectros vibratorios para diferentes velocidades de rotación de la máquina.

8. Transformadas tiempo-frecuencia.

El análisis espectral es adecuado para analizar vibraciones compuestas de componentes estacionarias durante su período de análisis. Esto indica qué efectos transientes de la vibración son promediados en el período de análisis, perdiéndose información sobre la naturaleza o forma de estas variaciones.

Existe entonces la necesidad de un análisis que describa mejor señales no estacionarias o transientes. Esto se consigue con las distribuciones o transformadas tiempo-frecuencia(2).

Las transformadas tiempo-frecuencia son análisis tridimensionales amplitud-tiempo-frecuencia, es decir, se grega una nueva dimensión (el tiempo) a la clásica FFT.

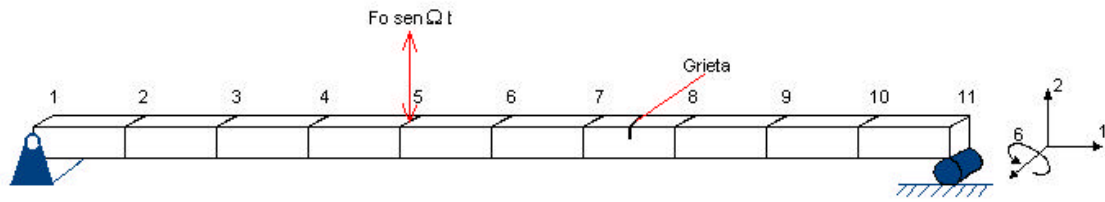


Fig. N°3. Viga agrietada simplemente apoyada.

DIAGNOSTICO DE GRIETAS EN EJES Y VIGAS

Uno de los problemas más serios en las máquinas y estructuras es el riesgo de una falla catastrófica debido a la generación de grietas en ellas. A pesar de que las máquinas y estructuras son cuidadosamente diseñadas y minuciosamente inspeccionadas, tanto antes de su puesta en servicio como periódicamente durante su vida operativa, hay antecedentes en la literatura del colapso de plantas debido a ejes y estructuras agrietadas.

Una de las técnicas utilizadas para diagnosticar la presencia de grietas en máquinas y estructuras es el análisis de vibraciones. Los fundamentos de esta técnica son ilustrados a continuación analizando el comportamiento dinámico de una viga y un eje agrietado.

Fig. N°3 muestra una viga simplemente apoyada, la cual tiene una grieta transversal de profundidad un 40% del ancho de ella. La viga es de acero estructural, de sección transversal 1,26 (cm) de alto por 2,54 (cm) de ancho y 81,6 (cm) de largo. Sus primeras cuatro frecuencias naturales de vibrar en flexión son 44, 170, 391 y 706 (Hz) respectivamente.

El comportamiento vibratorio de esta viga agrietada cuando se le aplica una fuerza senoidal transversal a ella, fue estudiado en forma teórica y experimental.

Para el estudio teórico se utilizó el método de los elementos finitos. La grieta se modeló utilizando la teoría de la fractomecánica lineal (3).

Fig. N°4 muestra el espectro vibratorio en frecuencias y la forma de la vibración en el tiempo en los nodos 3 y 7 de la viga, cuando en el nodo 5 se aplica una fuerza armónica de frecuencia $\Omega = 83$ (Hz).

Esta figura ilustra algunas características del comportamiento vibratorio de la viga agrietada que se utiliza para detectar la presencia de una grieta en una estructura:

- Comportamiento no lineal de la viga agrietada. La respuesta vibratoria estacionaria de la viga a una excitación armónica de frecuencia Ω , tiene componentes de frecuencias múltiplos de Ω , y en algunos casos (no mostrados) submúltiplos de Ω .
- Para el caso mostrado en Fig. N°4 donde $\Omega = 83$ (Hz), las componentes espectrales predominantes aparte de la fundamental es a 2Ω , debido a la cercanía de esta frecuencia con la segunda frecuencia natural de vibrar en flexión de la viga.

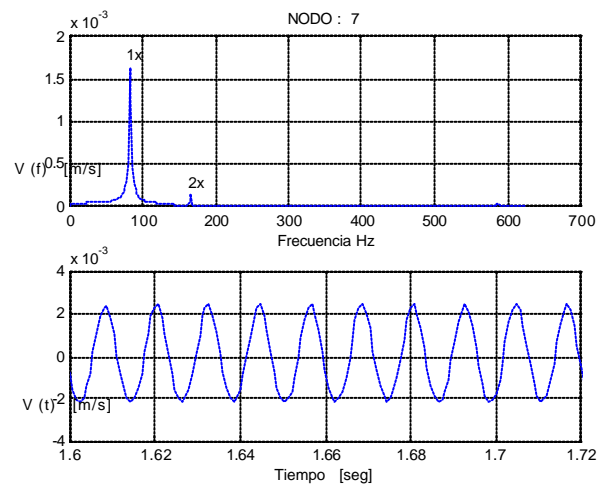
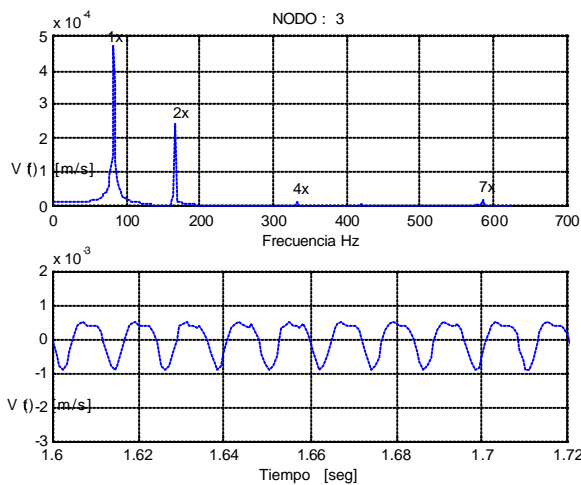
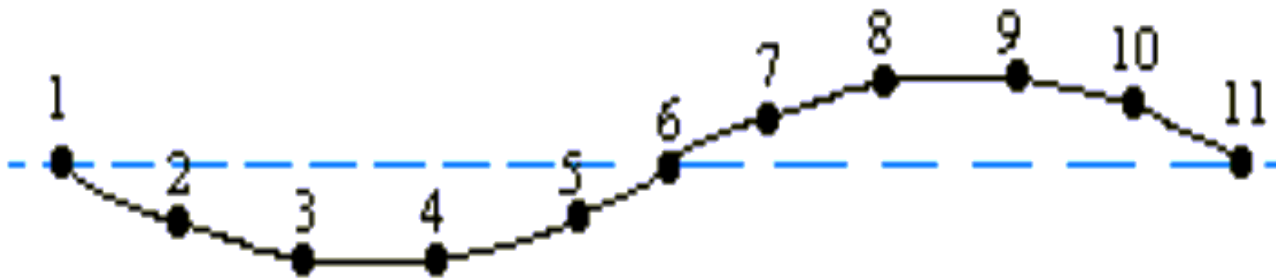


Fig. N°4. Respuesta vibratoria del nodo 3 para $\Omega = \omega_2/2 = 85$ Hz.



2do Modo

Fig. N°5. Forma del segundo modo de vibrar en flexión de la viga.

- Los nodos donde es más clara la presencia de la componente a 2Ω son los nodos 3, 4, 8, 9, que son los nodos que tienen mayor amplitud vibratoria cuando es predominante el segundo modo de vibrar en la vibración de la viga, como ocurre cuando $\Omega = 83$ (Hz), ver Fig. N°5. Esto también es utilizado para poder determinar la ubicación de la grieta en la viga.

Algunas publicaciones (4) proponen como método de detección y ubicación de una grieta transversal en una viga o eje, el análisis de los cambios en las frecuencias naturales y modos de vibrar que genera el sistema agrietado. Sin embargo, por un lado estos cambios son el la mayoría de los casos pequeños y por otro lado ellos pueden provenir de otras causas que cambien la rigidez del sistema.

Fig. N°6 muestra un esquema del rotor agrietado estudiado. El eje tiene una grieta de profundidad un 30% de su diámetro. El diámetro del eje es de 4 (cm) y su largo de 1 (m). El rotor está montado en el punto medio del eje y tiene una masa de 6 (kg).

Las primeras tres frecuencias naturales de vibrar en flexión del sistema para el eje no agrietado son 54, 304 y 578.3 (Hz) respectivamente y para el eje agrietado 53.6, 303.2 y 576.8 (Hz) respectivamente. Esto ilustra lo indicado anteriormente para la viga agrietada, es decir, que los cambios en las frecuencias naturales y modos de vibrar (no mostrados) del eje agrietado respecto al eje no agrietado son pequeños.

A diferencia de las vigas agrietadas, la ley de apertura y cierre de la grieta en ejes es más compleja. En el modelo teórico hay que determinar para cada posición angular del eje qué parte de la sección agrietada del eje está abierta y cuál está cerrada. Si el factor de intensidad de esfuerzos (obtenido de la teoría de la fractomecánica)

es positivo en un elemento de área agrietado, se asume que el esfuerzo resultante es de tracción y por lo tanto, esa parte de la sección agrietada se encontraría abierta. En caso contrario, si es negativo, esta parte de la sección agrietada se encontraría cerrada.

Fig. N°7 muestra espectros vibratorios de un rotor con eje agrietado teniendo como fuerzas que actúan sobre él sólo el peso de sus componentes. Estos espectros corresponden a diferentes velocidades de giro del rotor entre 0 y 6000 (cpm).

De esta figura se observa que la característica de los espectros vibratorios son componentes a frecuencias 1, 2 y 3 veces la velocidad de giro del rotor. Estas vibraciones son de origen paramétrico. El rotor, a pesar de estar sometido a una fuerza constante (su peso), vibra esto es debido a los cambios de rigidez del eje que produce la apertura y cierre de la grieta cuando el rotor gira.

Sin embargo, en el caso de las máquinas rotatorias estos síntomas no son discriminatorios para diagnosticar la presencia de una grieta transversal en el eje. Un problema muy común en las máquinas rotatorias que presenta síntomas similares es el desalineamiento entre los ejes de máquinas acopladas. Las consecuencias de ambos problemas, sin embargo, son muy diferentes. Un eje agrietado no detectado a tiempo conducirá a la falla catastrófica de la máquina, mientras el desalineamiento sólo reducirá la vida de algunos elementos de ella. De aquí, la importancia de poder discriminar entre este tipo de problemas.

Para poder realizar los síntomas de un eje agrietado que permitan diferenciarlo de otros problemas que presentan espectros vibratorios y formas de vibración similares, cuando el rotor gira a su velocidad de

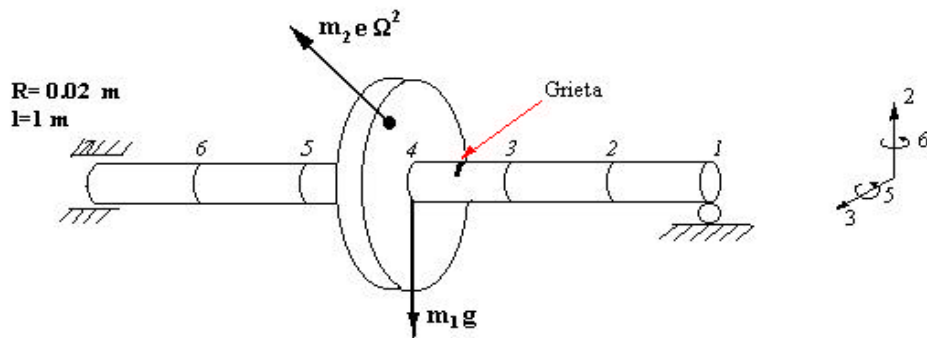


Figura N° 6. Esquema del Rotor con eje agrietado.

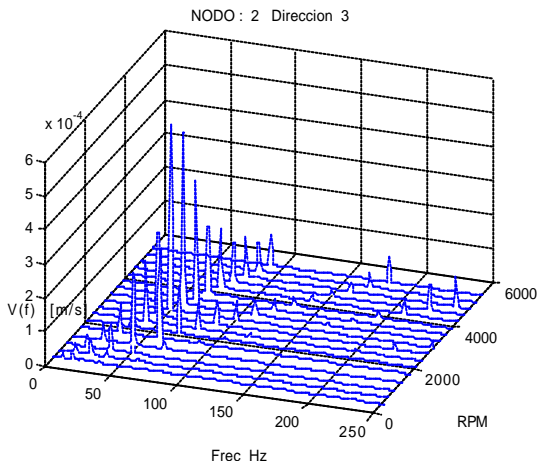


Fig. N°7

Espectro en cascada del rotor balanceado y con eje agrietado para diferentes velocidades de rotación.

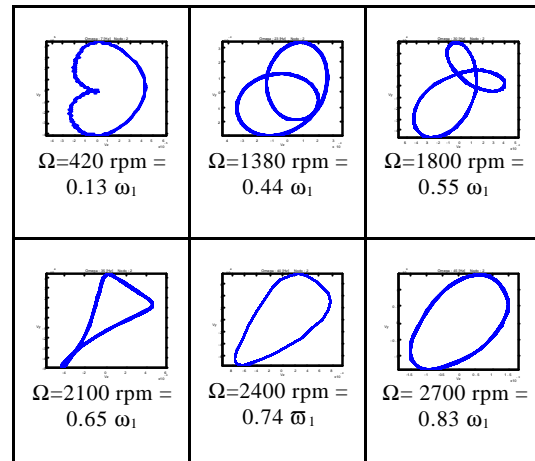


Fig. N°8

Orbitas descritas por el rotor desbalanceado y con eje agrietado para diferentes velocidades de rotación

funcionamiento, es necesario analizar las vibraciones del rotor durante su régimen transiente. Se analiza la órbita que describe el centro del eje a diferentes velocidades de giro (análisis en la partida o parada de la máquina). Fig. N°8 muestra órbitas características de un eje agrietado.

Otras características que ayudan a diferenciar entre los dos tipos de problemas mencionados precedentemente son:

- El desalineamiento genera vibraciones significativas en la dirección axial, no así un eje agrietado. Las vibraciones axiales generadas por un eje agrietado debido a un acoplamiento de movimientos transversal y axial que genera la grieta, son pequeños.

- El desalineamiento genera vibraciones en los descansos a ambos lados del acoplamiento, la grieta en ambos descansos de la máquina con eje agrietado.
- El desalineamiento genera cargas adicionales en los descansos de ambas máquinas acopladas, lo que se traduce en un aumento de la temperatura de éstos, no así el eje agrietado.

NORMATIVA EXISTENTE EN EL ANALISIS DE VIBRACIONES

1. Respecto a las máquinas rotatorias.

La normativa actual existente da criterios de evaluación de la severidad vibratoria respecto a:

- la condición operacional de la máquina
- ensayos de aceptación de máquinas.

ISO 10816-1. "Mechanical vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Part 1: General guidelines" establece los parámetros a medir, procedimientos, instrumentación y condiciones de operación recomendados para tomar las mediciones.

Para su evaluación divide a las máquinas de acuerdo a su tamaño (potencia), de acuerdo al tipo de máquina y de acuerdo a su sistema de montaje. Califica el nivel vibratorio en cuatro calidades: A, B, C y D. El nivel vibratorio de calidad A corresponde al de una máquina en buen estado y debería ser el valor de aceptación para una máquina nueva. En el otro extremo, una calidad de vibración D se considera ser suficientemente severa como para causar daño a la máquina.

Esta normativa utiliza para evaluar la severidad de vibraciones de baja frecuencia ($f < 10$ Hz) el desplazamiento RMS, para vibraciones de frecuencias intermedias ($10 \leq f \leq 1000$ Hz) la velocidad RMS, y para vibraciones de alta frecuencia ($f > 1000$ Hz) la velocidad RMS. Esto considerando el hecho que a bajas frecuencias el problema más serio que generan las vibraciones son los esfuerzos o la fatiga a bajos ciclos; en el rango medio de frecuencias es el efecto de la fatiga y a altas frecuencias son las fuerzas de inercia que generan las vibraciones.

Para las máquinas con descansos hidrodinámicos, que es el caso en general de máquinas críticas grandes, esta normativa ISO 10816 es complementada con el estándar ISO 7919-1: "Mechanical vibration of non-reciprocating machines. Measurement on rotating shafts and evaluation criteria".

Este último estándar establece límites para las vibraciones del eje de la máquina con el objeto de i) evitar sobrecargas dinámicas excesivas sobre los descansos, los cuales pueden dañar el metal blanco. ii) que los desplazamientos vibratorios del eje sean compatibles con los juegos internos del rotor con las partes fijas de la máquina (estator, sellos). La severidad vibratoria la cuantifica este estándar por la medición del desplazamiento vibratorio máximo del eje respecto al descanso.

2. Respecto a máquinas con movimiento alternativo.

En el caso de máquinas con movimiento alternativo los estándares existentes para evaluar la severidad de sus vibraciones tienen objetivos diferentes que para el caso de las máquinas rotatorias, ver ISO 10816-1: "Mechanical vibration. Evaluation of machine vibration by measurement on non-rotating parts. Part 6: Reciprocating machines with power rating above 100 kW".

Una máquina con movimiento alternativo, como ser un motor Diesel, es una máquina robusta diseñada para soportar los esfuerzos que generan las explosiones

que se producen dentro de ella. De aquí, que los esfuerzos generados por las vibraciones son para este tipo de máquinas, marginales. La normativa evalúa la severidad vibratoria no para considerar el efecto sobre la máquina misma, sino que considera el efecto que ella tiene en elementos montados sobre la máquina (bombas, intercambiadores de calor, instrumentos, etc.) y los conectados a ella (tuberías, fundaciones, etc.).

3. Respecto a las estructuras.

Existen normativas al respecto, tales como ASA 95-1990 ó ANSI S2.47: "American National Standard. Vibration of Buildings. Guidelines for the measurement of vibrations and evaluation of their effects on buildings".

Esta normativa, a diferencia de la existente para las máquinas, no da valores numéricos que permitan la evaluación de la severidad de la vibración. Esta normativa es solamente cualitativa. Indica los diferentes factores que deben ser considerados para su evaluación; como tomar en cuenta los diferentes tipos de estructuras o edificios existentes; las magnitudes y métodos de medición que pueden ser usados y los diferentes procedimientos de cálculo a utilizar para evaluar la vibraciones medidas.

El hecho de que la normativa existente para las máquinas de valores que permite evaluar la severidad de sus vibraciones se debe a que la razón entre las diferentes dimensiones de una misma máquina es relativamente constante, lo que permite relacionar niveles vibratorios y esfuerzos generados por ellos. Sin embargo, esto no sucede en las estructuras, donde las dimensiones relativas en las tres direcciones de ellas pueden variar grandemente.

4. Respecto a las personas.

La norma más importante y ampliamente conocida es la norma ISO 2631: "Mechanical vibration and shock. Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part 1: General requirements", cuya primera edición apareció en 1972. La revisión más reciente corresponde a 1997.

Este estándar define y da valores numéricos para los límites de exposición a los que puede estar sometido un ser humano. Estos límites establecen valores que permiten cuantificar diferentes efectos de las vibraciones sobre el individuo:

- Daño en la salud o seguridad de las personas.
- Disminución de la eficiencia en el trabajo.
- Disminución del confort de la persona.

Las quejas médicas incluyen dolor vertebrales, deformaciones de la columna vertebral, fatiga, enfermedades de los músculos del esqueleto, desórdenes hemorroidales, etc.

Esta norma utiliza para evaluar la severidad vibratoria la aceleración RMS entre 1 y 80 (Hz) medida en tres direcciones mutuamente ortogonales. Limita el nivel vibratorio de acuerdo a la frecuencia de la vibración.

Los valores más bajos corresponden a los rangos de frecuencia donde se encuentran las frecuencias naturales de vibrar de los diferentes órganos del ser humano. Por ejemplo, la frecuencia natural longitudinal (de cabeza a pies) de un ser humano se considera que está entre 4 y 8 (Hz). Las transversales (espalda a pecho y de derecha a izquierda) están entre 1 y 2 (Hz).

REFERENCIAS

1. Saavedra, P. Análisis de vibraciones nivel II. Facultad de Ingeniería. Universidad de Concepción. Chile (1997).
2. Cohen, L. Time-Frequency Distributions. A Review. Proceeding of the IEEE, Vol 77, N°7, pp. 941-981 (1989).
3. Cuitiño, L.A. Comportamiento dinámico de vigas y ejes agrietados. Memoria de título Ingeniero Civil Mecánico. Departamento de Ingeniería Mecánica. Facultad de Ingeniería. Universidad de Concepción. Chile (2000).
4. Tsai, T. C. Wang, Y. Z. Vibration Analysis and Diagnosis of a crack shaft. Journal of Sound and Vibration, Vol. 192(3), pp. 607-620 (1992).