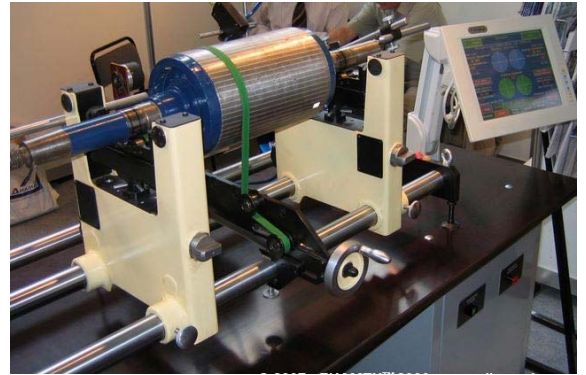


Máquinas de Balanceo Dinámico

En esta edición del boletín “*La Guía MetAs*” presentamos los elementos que constituyen las máquinas de balanceo de soportes flexibles y rígidos. Así como los modelos y magnitudes de influencia que afectan la determinación del desbalanceo residual.



MÁQUINAS BALANCEADORAS

Una máquina de balanceo dinámico consiste esencialmente de una placa ensamblada a la base y una consola asociada o unidad de monitoreo. Dos pedestales de soporte instrumentados que cargan al rotor que está girando a una velocidad constante, controlada mediante un motor y un sistema de transmisión.

Los efectos del desbalanceo son transmitidos a los rodamientos del soporte y las señales eléctricas derivadas son transmitidas a la unidad de la consola. Ahí se analiza el estado del desbalanceo para permitir determinar los valores de corrección calibrados para que sean desplegados en el panel frontal.

La unidad de consola es el centro de control y análisis del sistema: debe dar al operario suficiente información para permitir que el desbalanceo residual sea reducido dentro de la aceptabilidad del desbalanceo de límites de tolerancia del rotor en cuestión.

Apasionados por la Metrología

La Guía MetAs, es el boletín electrónico de difusión periódica de MetAs & Metrólogos Asociados.

En *La Guía MetAs* se presentan: noticias de la metrología, artículos e información técnica; seleccionada por nuestros colaboradores, que deseamos compartir con Usted, colegas, usuarios, clientes, estudiantes, amigos y en fin, con todos aquellos interesados o relacionados con la metrología técnica e industrial.

Calle: Jalisco # 313. Colonia: Centro
49 000, Cd. Guzmán, Zapotlán El Grande, Jalisco, México
Teléfono & Fax: 01 (341) 4 13 61 23 multi-línea
E-mail: laguiametas@metas.mx. Web: www.metas.mx

Servicios Metrológicos:

Laboratorio de Calibración:

Presión, Alto Vacío, Temperatura, Humedad, Eléctrica, Vibraciones, Masa, Densidad, Volumen, Óptica y Dimensional

Ingeniería:

Selección de Equipos, Desarrollo de Sistemas de Medición y Software, Reparación y Mantenimiento

Gestión Metrológica:

Subcontratación de Servicios, Outsourcing, Selección de Proveedores, Confirmación Metrológica

Consultoría:

Capacitación, Entrenamiento, Asesoría, Auditorías, Ensayos de Aptitud, Sistemas de Calidad

En la práctica, para rotores, los planos de corrección seleccionados dependerán de la forma física y de las características de construcción de un rotor individual, por lo tanto, el intervalo de ajuste disponible para los pedestales de soporte y la forma en la cual la cantidad y el ángulo del desbalanceo desplegado estará, en gran parte, gobernando la aplicación y la utilidad de una máquina balanceadora.

Los dos pedestales que soportan los muñones necesariamente deben incorporar alguna clase de rodamiento. Los típicos en uso son los bloques en V, rodillos o rodamientos planos; alternativamente, los soportes se podrían diseñar para aceptar los propios rodamientos de los rotores. Los soportes tienen una dirección radial definida, usualmente vertical u horizontal, en la cual son hechas las mediciones para derivar la información de desbalanceo.

Considerando que la masa está actuando en un rodamiento, el ensamble rotor/soporte se podría modelar como un sistema de un solo grado de libertad, donde la ecuación diferencial del movimiento se puede expresar como:

$$(m + m_p)\ddot{x} + c\dot{x} + kx = m|r|\omega^2$$

Para un movimiento senoidal, el desplazamiento x se puede escribir como:

$$x = X \text{sen}(\omega t - \phi)$$

La cual da la solución siguiente,

$$X = \frac{mr \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2}{(m + m_p) \sqrt{\left[1 + \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right]^2 + 4D^2 \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2}}$$

Donde:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{(m + m_p)}} \quad D = \frac{c}{2\sqrt{k(m + m_p)}}$$

m_p = masa parásita (sistema de soportes, rodamientos, transductores, etc.)

ω_n = frecuencia natural del rotor

k = rigidez del sistema de soportes N/m

c = amortiguamiento del sistema de soportes en N/m·s⁻¹

X = movimiento de cero a pico en μm

ϕ = retardo de la fase entre la fuerza de excitación $|r| \cdot \gamma \cdot x$

m = masa de la máquina.

Ecuación
de
Movimiento

El movimiento del rotor en los rodamientos se puede expresar como una porción del desbalanceo específico para dar:

$$\frac{X}{|e|} = \frac{m \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2}{(m + m_p) \sqrt{\left[1 + \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right]^2 + 4 D^2 \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2}} \quad (1)$$

$$\tan \phi = \frac{2 D \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)}{\left[1 + \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right]}$$

Esta solución indica que hay diferentes regímenes de interés, dependiendo de los valores relativos de la velocidad de operación del rotor (ω), y de la frecuencia natural de suspensión (ω_n).

MÁQUINAS BALANCEADORAS DE SOPORTES SUAVES

El límite inferior de la capacidad de medición de este tipo de máquina está gobernado por la masa parásita (m_p), la cual comprende todos los elementos móviles del soporte del pedestal, incluyendo los resortes, rodamientos y transductores, con la excepción de la masa del rotor mismo. Despreciando el término de amortiguamiento (D), la ecuación anterior se puede expresar como:

$$\frac{X}{|e|} = \frac{1}{\left(\frac{m + m_p}{m} \right) \left(\left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 - 1 \right)}$$

Esto se puede simplificar aún más suponiendo $\omega_n \ll \omega$ para dar:

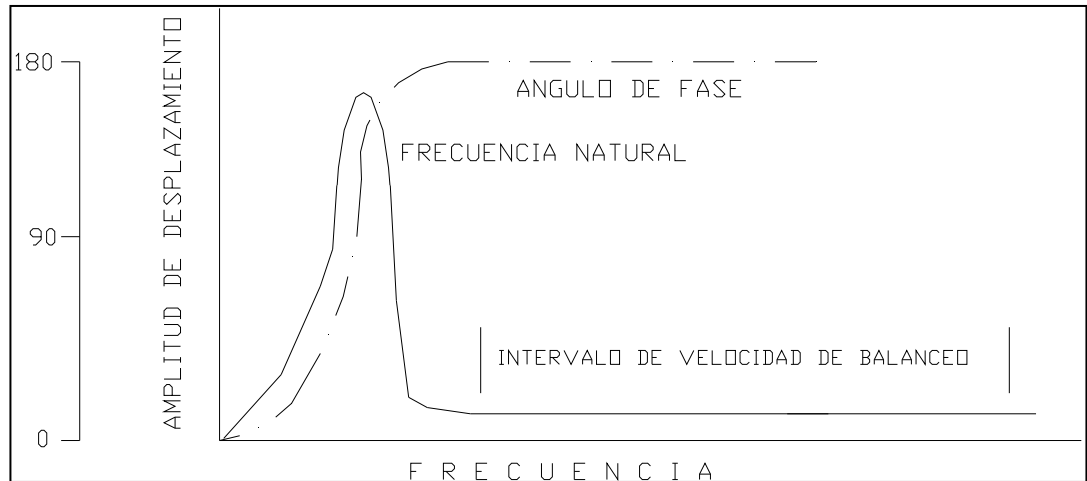
$$\frac{X}{|e|} = - \frac{1}{\left(1 + \frac{m_p}{m} \right)}$$

Se puede ver que si los sensores miden el movimiento de los rodamientos (X), como representativo de la excentricidad del centro de masa (e), entonces la relación entre la masa parásita y la masa del rotor (m_p/m) es aconsejable que se minimice para alcanzar su máxima sensibilidad.

Solución y aplicación de la ecuación de movimiento en soportes suaves

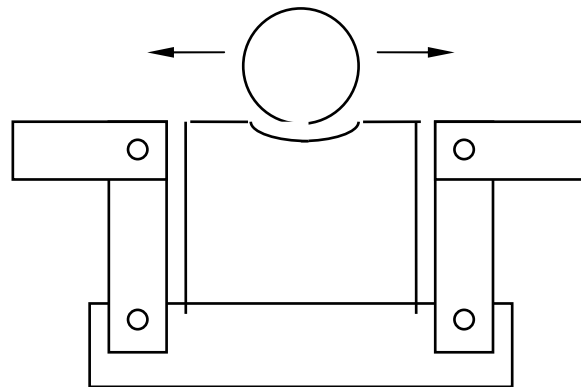
En la máquina moderna de cojinetes suaves, el uso de técnicas modernas de diseño y materiales ligeros permite que la masa parásita de los elementos móviles sea minimizada para incrementar la sensibilidad.

Una máquina balanceadora de soportes suaves tendrá el intervalo de operación por arriba de su frecuencia natural.



Frecuencia Natural de la Máquina de Soportes Suaves

La frecuencia natural de un sistema de suspensión suave tipo péndulo, muestra que el peso de la pieza de trabajo a ser balanceada no afecta la frecuencia natural del sistema.



Por lo tanto se puede observar en la ecuación que la frecuencia natural de la máquina balanceadora se encuentra por debajo de la frecuencia natural.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{R}}$$

MÁQUINAS BALANCEADORAS DE SOPORTES RÍGIDOS

En donde las velocidades normales de balanceo son mucho menores que la resonancia del sistema de soportes ($\omega < \omega_n$), las fuerzas de desbalance dentro del rotor reaccionan elásticamente en los pedestales y están en fase con el desplazamiento, mientras que el movimiento lineal está restringido a tales desplazamientos en una forma tal que los términos de la inercia y el amortiguamiento se podrían despreciar.

La ecuación de movimiento (1) se simplifica para obtener:

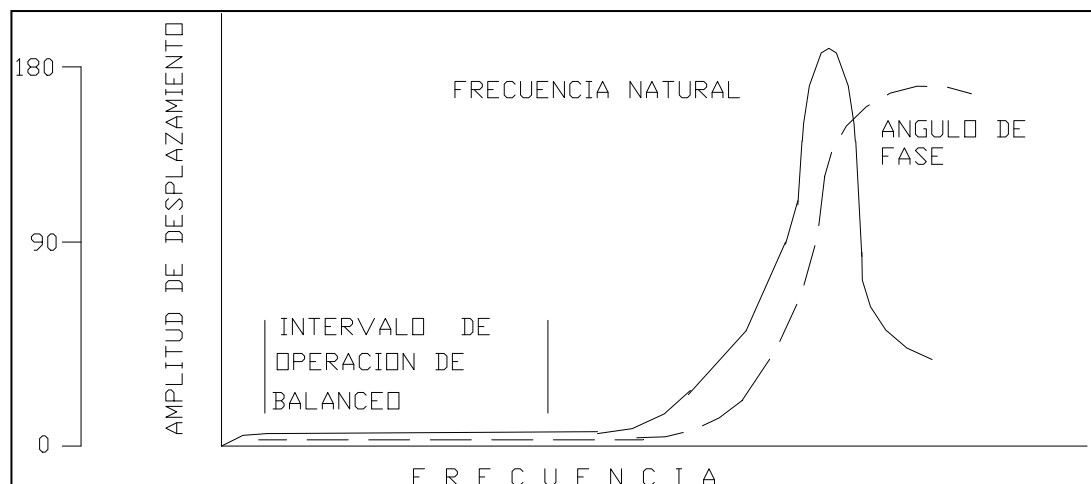
$$m|e|\omega^2 = kX$$

En esta configuración el sistema del rotor es estáticamente determinado y aplican las reglas usuales de la estática. Midiendo la fuerzas en los rodamientos, estas pueden ser referidas a cualquiera de los otros planos mediante un cálculo geométrico. Por lo tanto la máquina estará *permanentemente ajustada* dentro de su capacidad y su intervalo de velocidades, pero los controles del panel necesariamente serán preajustados de acuerdo a la geometría del rotor y la localización relativa de la medición y de los planos de corrección. Las dimensiones a ser ajustadas podrían incluir:

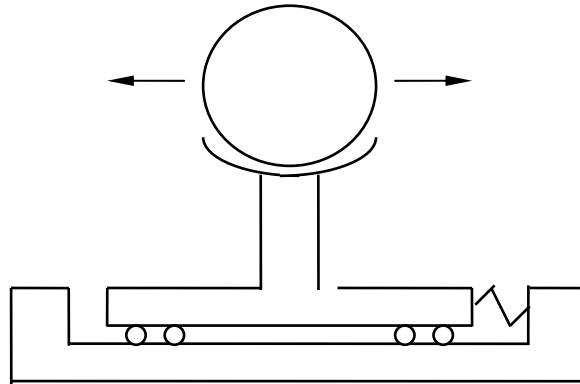
Solución y aplicación de la ecuación de movimiento en soportes rígidos

1. La distancia a partir del plano de medición izquierdo al plano derecho.
2. La distancia entre los planos de medición.
3. La distancia entre los planos de corrección.
- 4.-Los radios de corrección de los planos derecho e izquierdo.

Una máquina balanceadora de soportes rígidos tendrá el intervalo de operación por abajo de su frecuencia natural.



La frecuencia natural de un sistema de suspensión rígido tipo de elementos rodantes muestra que el peso de la pieza de trabajo a ser balanceada afecta la frecuencia natural del sistema.



Por lo tanto se puede observar en la ecuación que el la frecuencia natural de la máquina balanceadora depende del rotor bajo prueba, y opera por debajo de su frecuencia natural.

Frecuencia
Natural
de un
Sistema de
Soportes Rígidos

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2kg}{W}}$$

REFERENCIAS

- ISO 1940-1. (2003). Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state -- Part 1: Specification and verification of balance tolerances. International Organization for Standardization.
- ISO 2953. (1999). Balance Machines - Description and evaluation. International Organization for Standardization.
- MetAs. (2009). Manual de Curso de Balanceo Dinámico. MetAs & Metrologos Asociados. Cd. Guzmán, Jalisco, México.