

ANÁLISIS DE VARIABILIDAD DE LA VIBRACIÓN FILTRADA A LA VELOCIDAD DE GIRO EN EQUIPO ROTATORIO

Vital F.*, Medina J.*, Elías A**.

* Oficina de Sistemas Mecánicos LAPEM. Comisión Federal de Electricidad.

fvital@cfe.gob.mx, jmedina@cfe.gob.mx

** División de Vibraciones y Acústica. Dirección de Metrología Física. Centro Nacional de Metrología.

aelias@cenam.mx

Resumen: En ocasiones el equipo rotatorio, en proceso de balanceo, presenta un comportamiento inadecuado aun después de la instalación de los pesos de balance. La respuesta dinámica en muchas ocasiones no es la esperada y los pesos de balance mencionados, no surten el efecto que de ellos se espera. Teniendo como resultado un incremento en el número de corridas para balanceo con respecto a los que inicialmente deberían realizarse de acuerdo con el método aplicado [7].

El presente estudio analiza los desplazamientos radiales medidos con un sensor de vibración soportado en la chumacera del sistema bajo estudio y cuantifica la repetibilidad (desviación estándar del conjunto de mediciones) asociada con el proceso de balanceo [5, 6].

Se realiza el análisis de los datos obtenidos para tres velocidades, la primera es una velocidad inferior a la velocidad crítica, la segunda es muy próxima a la velocidad crítica y la tercera es mayor que la velocidad crítica del equipo rotatorio.

GENERALIDADES

Es importante que el ingeniero encargado de realizar el proceso de análisis dinámico y/o balanceo de un equipo rotatorio conozca los posibles errores que tienen las mediciones y su interpretación desde el punto de vista físico, lo anterior puede en algunos casos servir de base para determinar desde modificaciones en el procedimiento de balanceo o análisis dinámico, hasta la repetición total de las mediciones en caso de ser necesario.

El desbalance de maquinaria es una fuente común de excitación vibratoria y es ocasionado por una masa desbalanceada que normalmente se representa como una masa excéntrica al centro de giro del rotor. Así, cuando el rotor se encuentra girando se producen efectos atribuibles a dicha masa; lo cual determina el comportamiento dinámico del rotor.

Cuando las masas no equilibradas yacen en un solo plano, como en el caso de un rotor de disco delgado, el desbalance resultante es una fuerza radial. En cuyo caso puede utilizarse una prueba estática, el conjunto eje rueda es colocado sobre un par de rieles horizontales, para su detección. La rueda rodará hasta una posición en donde el punto pesado estará directamente debajo del eje, este tipo de desbalance se conoce como **desbalance estático** y su corrección es relativamente simple, ya que bastará con equilibrar el punto pesado hasta llegar al desbalance residual, donde se tendrá que ya no es consistente un punto pesado para la prueba estática de detección, vease figura 1.

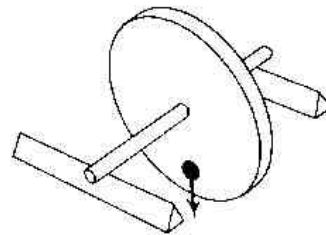


Figura 1.- Desbalance estático

Cuando el desbalance aparece en más de un plano, la resultante es una fuerza y un momento de balanceo, que constituyen el llamado **desbalance dinámico**. El cual se presentará como resultado de la rotación del rotor, producto de sus condiciones de operación, y provocará fuerzas cíclicas resultantes sobre los apoyos; quienes se traducen a su vez en movimientos o esfuerzos que en casos severos pueden llegar a dañar estructuras de los equipos tanto en zonas estáticas como dinámicas. Un ejemplo esquemático del desbalance dinámico se muestra en la figura 2.

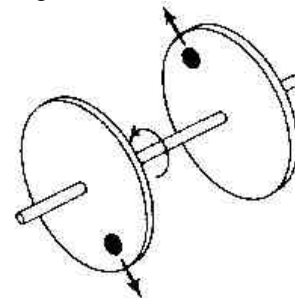


Figura 2.- Desbalance dinámico

En ocasiones los ejes rotatorios tienden a arquearse a ciertas velocidades y cabecear de una manera complicada dando lugar a inestabilidades. *Whirling* es una inestabilidad dinámica debida a la deflexión del eje del rotor [8]; con respecto al plano formado por el eje flexionado y la línea de centros de los cojinetes. El fenómeno es el resultado de varias causas como desbalance de masa, amortiguamiento de histéresis en el eje, fuerzas giroscópicas, fricción fluida en los cojinetes, etc. El cabeceo del eje puede tener lugar en la misma dirección de rotación o, en dirección contraria y la velocidad de cabeceo puede ser la misma o diferente de la de rotación.

CLASIFICACIÓN DE ROTORES

Las normas internacionales ISO1940-1:1986, ISO1940-2:1997 e ISO11342:1998 establecen la clasificación para los rotores; siendo agrupados como rígidos o flexibles de acuerdo con el comportamiento dinámico en sus velocidades de operación. Adicionalmente, en [8] se establece que si la energía potencial proporcionada a las chumaceras es mayor al 80% de la energía potencial del sistema, el rotor se clasifica como **rígido**. Si la energía potencial proporcionada a las chumaceras por el sistema es menor del 80%, es decir si el eje consume más del 20% de ésta y además trabaja encima de una velocidad crítica se considera al rotor como **flexible**.

DESARROLLO DE LAS ACTIVIDADES

Se realizaron mediciones de vibración en un equipo rotatorio considerado como flexible, por tener una velocidad de operación por encima de la velocidad crítica, de tal manera que se pudiera analizar el comportamiento de la vibración cuando el equipo trabaja como rotor rígido o como rotor flexible y en base a esa experimentación explicar los fenómenos que en la realidad ocurren, tales como variabilidad en las magnitudes y fase de vibración filtrada, variación en la vibración global y efectos externos en el proceso de balanceo.

Se realizaron los rodados en condiciones controladas de temperatura ambiental (25°C) y otras que pudieran influir en el comportamiento dinámico, tales como velocidad del viento y existencia de partículas (se hizo en laboratorio).

La forma como se realizaron las mediciones se ilustra en la figura 3, donde también se indica que la

orientación de los sensores fue en la dirección horizontal en ambos apoyos.

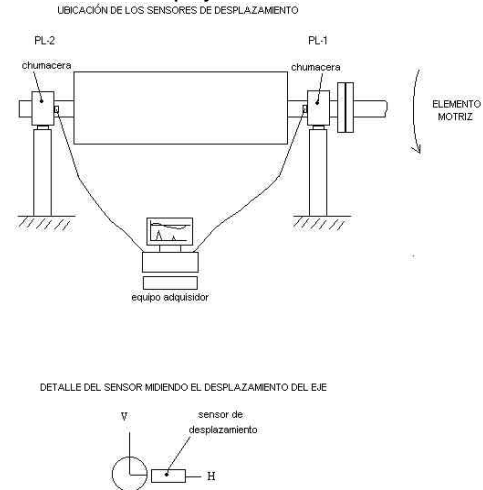


Figura 3

El rotor utilizado en la experimentación es del tipo flexible, de acuerdo con la definición de las normas ISO [3, 10, 11], presentando una velocidad crítica en 2420 rpm. La frecuencia natural amortiguada fue obtenida a partir de mediciones de vibración siguiendo el arreglo mostrado en la figura 3.

GRÁFICAS DE VIBRACIÓN

Para la medición de vibraciones en el eje del rotor, se llevaron a cabo 16 rodados, en los cuales se analizaron los resultados obtenidos tanto en magnitud como en fase para el valor filtrado y la magnitud para el valor global. Las figuras 4 a 11 muestran estos resultados, algunos de ellos se superponen.

El valor filtrado de vibración es la componente de ésta a la velocidad de giro y es aportada en mayor grado por el desbalance.

Si consideramos el efecto que la masa excéntrica (M) tiene sobre el movimiento de vibración del rotor, el cual gira con velocidad angular ω [1], la ecuación diferencial de este movimiento es:

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = Me_u\omega^2 \cos(\omega t - \phi_m) \quad (1)$$

Aquí el término $Me_u\omega^2$ indica la fuerza de excitación radial debida al desbalance ocasionado por M. La solución se compone de dos partes una que corresponde al estado transitorio y la otra a la respuesta del sistema en estado estable, [1].

La componente del estado transitorio desaparece cuando el rotor permanece un tiempo en una determinada velocidad de operación, i.e., al alcanzar un estado estacionario. La solución de estado

estable depende de la excitación externa que presenta un rotor cuando gira a una velocidad constante [4].

Un análisis completo no puede dejar de lado la solución del estado transitorio. Para el presente estudio, dado que las pruebas realizadas al rotor requieren incrementar la velocidad de giro en forma constante, existe la componente de estado transitorio. Esto se manifiesta en el proceso de rodado en mayor o menor grado dependiendo de las características dinámicas del equipo [5].

La respuesta transitoria de la vibración, está dada por la expresión siguiente

$$x(t)_1 = X e^{-z w_n t} \text{sen}(\sqrt{1-z^2} w_n t + f) \quad (2)$$

La respuesta al estado estable es:

$$x(t)_2 = \frac{M e_u w^2}{\sqrt{M w^2 + c w + k}} \text{sen}(w t - f) \quad (3)$$

Y la solución completa está dada por la suma de las dos soluciones; que aplicaría en presente estudio dado que se involucra un incremento de velocidad tal que no se elimina el efecto de la respuesta de estado transitorio.

$$x(t) = X e^{-z w_n t} \text{sen}(\sqrt{1-z^2} w_n t + f) + \frac{M e_u w^2}{\sqrt{M w^2 + c w + k}} \text{sen}(w t - f) \quad (4)$$

Donde

$$\zeta = c/2Mw_n$$

ζ es el factor de amortiguamiento

c es el amortiguamiento viscoso

M es la masa desbalanceada (o masa excéntrica) y

w_n es la frecuencia natural del sistema

Los datos de vibración obtenidos durante los rodados y que se presentan en este análisis corresponden a valores filtrados a la velocidad de giro del rotor. El balanceo del equipo rotatorio se realiza en base dicha información.

MEDICIONES DE VIBRACIÓN A VELOCIDAD DE 2000 RPM

Las lecturas de vibración obtenidas en las 16 mediciones realizadas en ambos apoyos del rotor en la dirección horizontal, antes de su velocidad crítica fueron las que se muestran esquemáticamente en las figuras 4 y 5. En ambas chumaceras la fase de la

vibración medida presentó una variación máxima de 20 grados, en tanto que las variaciones en la amplitud de vibración es significativamente diferente.

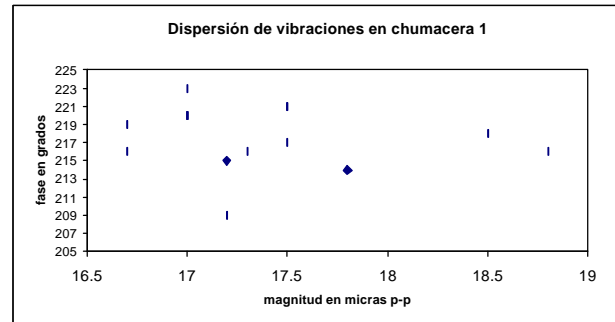


Figura 4 Variaciones en la amplitud y fase de la vibración medida en la chumacera 1.

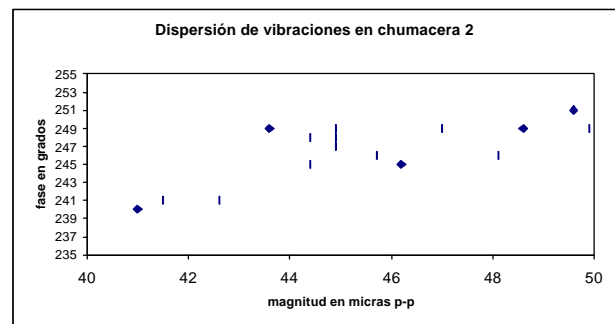


Figura 5 Variaciones en la amplitud y fase de la vibración medida en la chumacera 2.

MEDICIONES DE VIBRACIÓN A 2420 RPM

Las lecturas de vibración obtenidas en ambos apoyos del rotor en la dirección horizontal a la velocidad crítica (2420 RPM) se muestran en las figuras 6 y 7. La fase en ambas chumaceras tiene una desviación máxima de 5 grados con respecto al valor promedio de las lecturas. En el caso de la amplitud de vibración, las mediciones en la chumacera 2 presentan una desviación con respecto al valor promedio sustancialmente mayor. El nivel de vibración es mayor en la chumacera 2, indicativo de que la masa desbalanceada se localiza en ese plano de balance, [6].

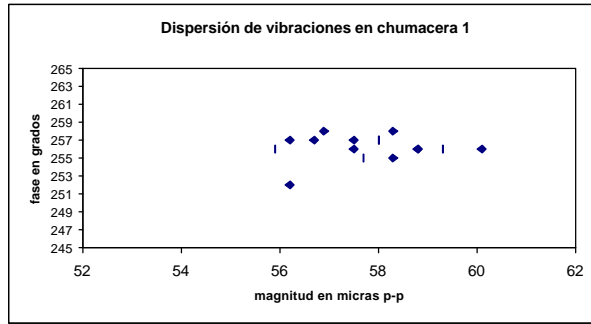


Figura 6 Amplitud de vibración vs lecturas de fase en la chumacera 1. Velocidad de giro a 2420 RPM.

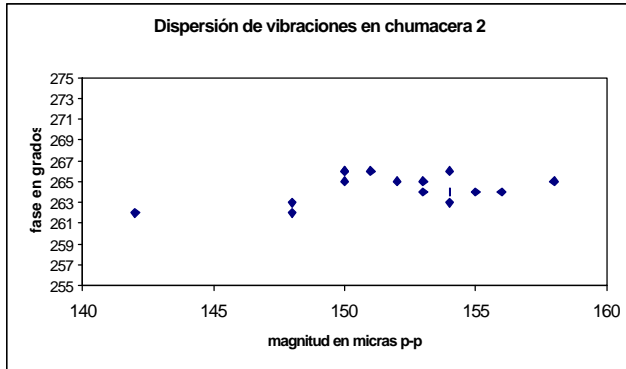


Figura 7 Amplitud de vibración vs lecturas de fase en la chumacera 2. Velocidad de giro a 2420 RPM.

MEDICIONES DE VIBRACIÓN A 2610 RPM

Las lecturas de vibración obtenidas, después de que el rotor pasó su velocidad crítica, para ambos apoyos del rotor en la dirección horizontal se muestran en las figuras 8 y 9. La fase en ambas chumaceras presenta una desviación máxima de 5 grados con respecto al valor promedio de las lecturas. Las amplitudes de vibración correspondientes a la chumacera 2 continúan presentando una desviación mucho mayor (con respecto al valor promedio del conjunto de mediciones) que en el caso de las amplitudes de vibración en la chumacera 1.

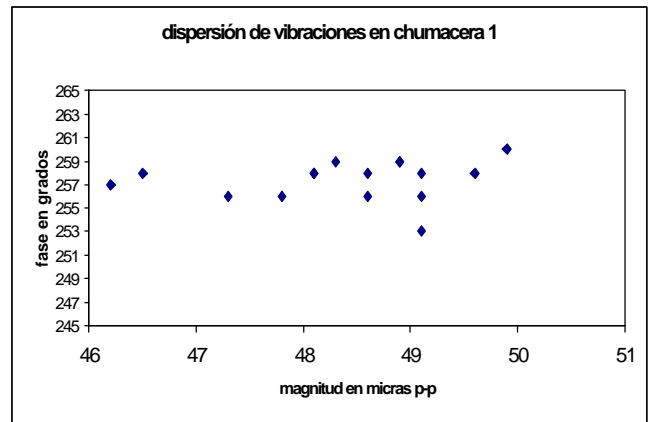


Figura 8 Amplitud de vibración vs lecturas de fase en la chumacera 1. Velocidad de giro a 2610 RPM.

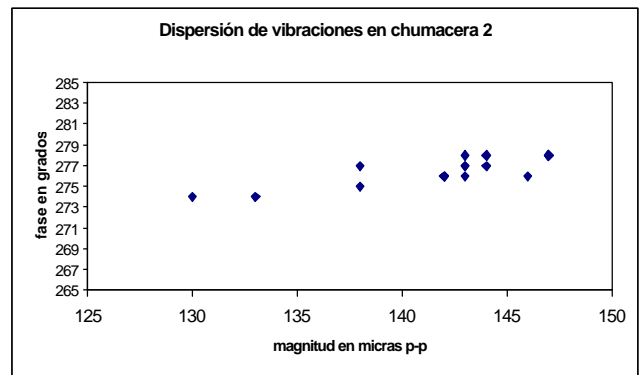


Figura 9 Amplitud de vibración vs lecturas de fase en la chumacera 2. Velocidad de giro a 2610 RPM.

ANÁLISIS DE RESULTADOS

Las figuras 10 y 11 resumen los resultados obtenidos para los rodados monitoreados en tres diferentes velocidades de operación.

En estas figuras se grafica la velocidad del rotor contra el porcentaje de amplitud ((desviación std x 100)/media) y contra el porcentaje de variación de ángulo de fase ((desviación std de la fase x 100)/360°)

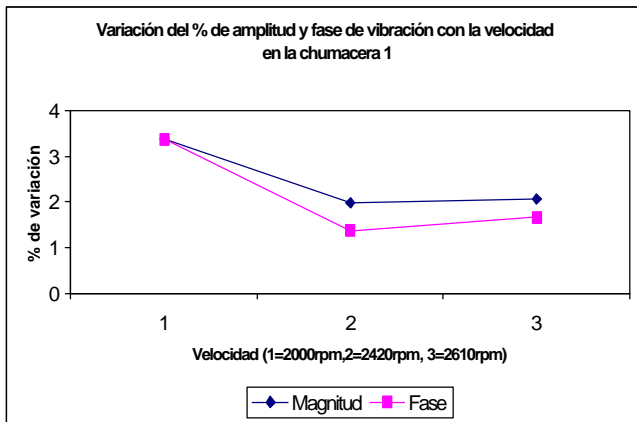


Figura 10 Velocidad del rotor vs. % de variación en amplitud de vibración ((desviación std x 100)/media) y % de variación en el ángulo de fase ((desviación std de la fase x 100)/360°).

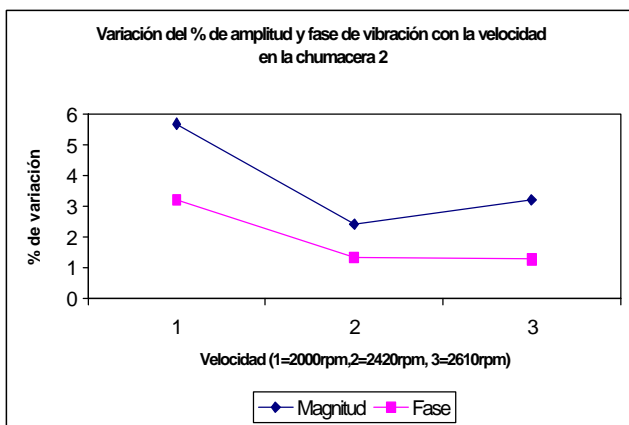


Figura 11 Velocidad del rotor vs. % de variación en amplitud de vibración ((desviación std x 100)/media) y % de variación en el ángulo de fase ((desviación std de la fase x 100)/360°).

CONCLUSIONES

De los datos analizados se concluye lo siguiente:

- La variación mínima en porcentaje de magnitud de vibración se da en la velocidad crítica, por lo que el método de balanceo modal es más conveniente de realizar para el caso de rotores flexibles y tomando las lecturas de vibración de ocurrencia a la velocidad crítica.
- En el caso de la variación en fase de la vibración se puede decir que permanece constante entre la velocidad crítica y una velocidad mayor. Las desviaciones estándar para cada conjunto de

mediciones de fase en ambas chumaceras permanece relativamente constante, ver figs. 10 y 11.

- Para los rotores rígidos, como es el caso de las lecturas de vibración tomadas antes de la velocidad crítica se observa una mayor variación tanto en la magnitud como en la fase de las lecturas tomadas.
- El presente estudio no considera los posibles efectos o errores de medición asociados con los instrumentos y cadenas de medición utilizados.
- La desviación estándar de las mediciones (fase y amplitud de vibración) es un parámetro asociado con la repetibilidad de las mediciones, para considerarse como incertidumbre estándar tipo A es necesario agregar el factor de cobertura y los grados efectivos de libertad de las mediciones, [9].

AGRADECIMIENTOS

F. Vital y J. Medina agradecen el apoyo brindado por LAPEM-CFE para la realización de este trabajo. A. Elías reconoce ampliamente el apoyo recibido de CENAM, CONACYT y SNI.

BIBLIOGRAFÍA

- 1.- Thomson W., Teoría de Vibraciones, Prentice Hall, México, 1981.
- 2.- Holman J., Métodos Experimentales Para Ingenieros, Capítulo 3, pp 53-98, Mc Graw Hill, México, 1982.
- 3.- ISO 1940-1:1986 Mechanical vibration -Balance quality requirements of rigid rotors -- Part 1: Determination of permissible residual unbalance
- 4.- Muñoz J. y Guerrero G., Mantenimiento Predictivo por Diagnostico Basado en Analisis de Vibraciones, CFE, México, 1981.
- 5.- Muñoz J., Murphy E., Garza H. and Guerrero G. , Unified Presentation of Field Balancing Procedures Used at CFE, México, edited by Vibration Institute, Chicago, ILL., 1982.
- 6.- J. Muñoz V. y G. Guerrero C., Procedimiento de Balanceo de Rotores por Coeficientes de

Influencia Para Uno y Dos Planos, CFE, México, 1984.

- 7.- R. Velasco B. y A. Elías J., Algoritmos para balanceo dinámico: experimentación y validación, V Congreso Mexicano de Acústica, Oaxaca, México, 1999.
- 8.- F. F. Ehrich, Handbook of Rotordynamics, Krieger Publishing Co., 1999
- 9.- ISO Guide to the expression of uncertainty in measurement (GUM), 1995.
- 10.- ISO 1940-2:1997 Mechanical vibration -Balance quality requirements of rigid rotors -- Part 2: Balance errors
- 11.- ISO 11342:1998 Mechanical vibration -- Methods and criteria for the mechanical balancing of flexible rotors.