

Nota Técnica RB-03.0021

Desbalance del Ventilador de un Intercambiador de Calor

David O. Bukowitz K.

dbukowitz@gmail.com

Resumen

El presente caso muestra los patrones de vibración típicos de una máquina con desbalance en el rotor, por lo que se analizan los valores de vibración globales y filtrados, así como las gráficas de vibración en función del tiempo y de la frecuencia. Luego de detectar y diagnosticar esta condición, se procede a realizar un balanceo en un plano mediante el método de las cuatro corridas, mostrando las soluciones analíticas y gráficas para el mismo.

1. Análisis de Vibraciones

A la máquina en cuestión (figura 1) se le miden periódicamente los niveles de vibración globales y filtradas mediante el uso de un sensor de velocidad de vibración montado sobre una base magnética, el cual se fija directamente a la carcasa de la transmisión del ventilador.

El punto de medición que se analiza corresponde a la medición radial superior en la caja reductora (TAY) tal y como se muestra en la figura 2. Para determinar la



Figure 1: Vista del ventilador con el sensor de velocidad de rotación del rotor se utilizó una lámpara

estroboscópica digital, con la cual se obtuvo un valor de 590 RPM.

Los espectros de frecuencias de vibración que se analizan, corresponden a anchos de bandas bajos, entre 0 y 4 200 RPM (0 a 70 Hz), con mediciones de velocidad, ya que se desea apreciar claramente el efecto del desbalance de tal manera de no tomar en cuenta las altas frecuencias de vibración.

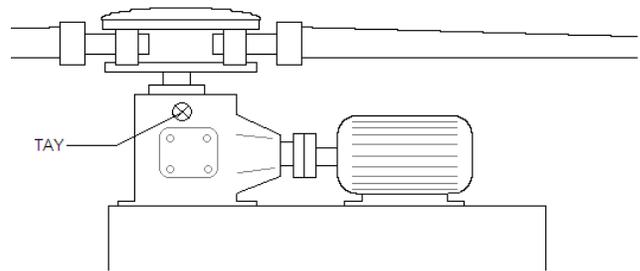


Figure 2: Ubicación del punto de medición

En el espectro de frecuencias de la figura 3, se aprecia una componente a 590 RPM (9.84 Hz) que corresponde a la frecuencia de vibración de 1X del ventilador. Este valor es bastante elevado (15.1 mm/s), lo que indica posiblemente que existe un desbalance severo en el rotor. Se realizó una medición de vibración en la dirección axial al rotor del ventilador, resultando en valores de vibración a 1X muy bajos, lo que corrobora de cierta manera el diagnóstico del desbalance.

En la figura 4 se muestra la gráfica de la señal en el dominio del tiempo para el mismo punto anterior, en esta se aprecia una señal de forma bastante sinusoidal con un frecuencia que se puede calcular obteniendo el Periodo (T) entre picos de la onda. Para hacerlo mas exacto, se pueden tomar varios ciclos, en este caso 5, y obtener un Periodo promedio:

$$T_{prom} = \frac{T_5 - T_0}{5} = \frac{0.633s - 0.126s}{5} = 0.1014s \quad (1)$$

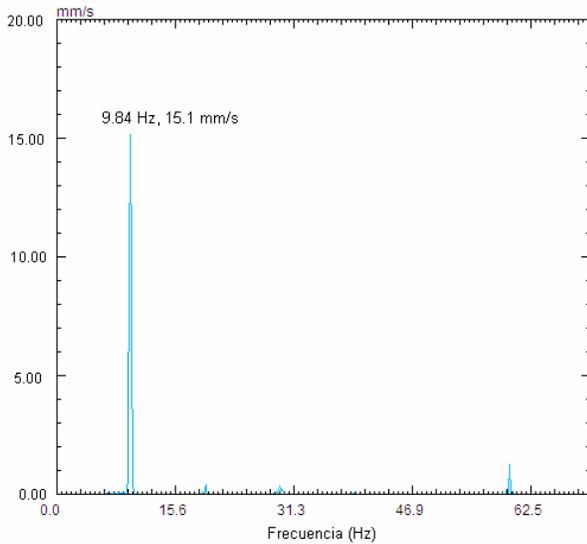


Figure 3: Espectro de frecuencias en el punto TAY

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{10.14s} = 9.86Hz \quad (2)$$

Como se puede apreciar, el valor obtenido coincide con la velocidad de giro del rotor del ventilador y la componente a 1X de la gráfica en función de la frecuencia.

Esta frecuencia sincrónica a 1X y el patrón sinusoidal de la señal de onda en las mediciones radiales, junto con una amplitud muy baja de vibración en la componente a 1X en la dirección axial, son el comportamiento típico producidos por un desbalance en el rotor de una máquina rotativa.

2. Procedimiento para el Balanceo del Rotor

Ocasionalmente es necesario balancea un rotor donde no es posible o práctico medir ángulo de fase. Por ejemplo, en el caso de torres de enfriamiento la velocidad del ventilador es diferente a la del motor y es un riesgo colocar un sensor de referencia de fase o usar una lámpara estroboscópica para medir ángulo de fase con respecto a una referencia en el eje del ventilador. En otros casos, cuando hay varias máquinas operando a la misma velocidad nominal, la vibración se transmite de una a la otra y la medida de ángulo de fase resulta inestable. Un último caso es aquel en el cual no se dispone en sitio de la instrumentación requerida. El método de las cuatro corridas es un método simple que permite balancear en sitio en un-plano, sin medir el ángulo de fase, con una precisión aceptable y con un mínimo de instrumentación. El único instrumento requerido es

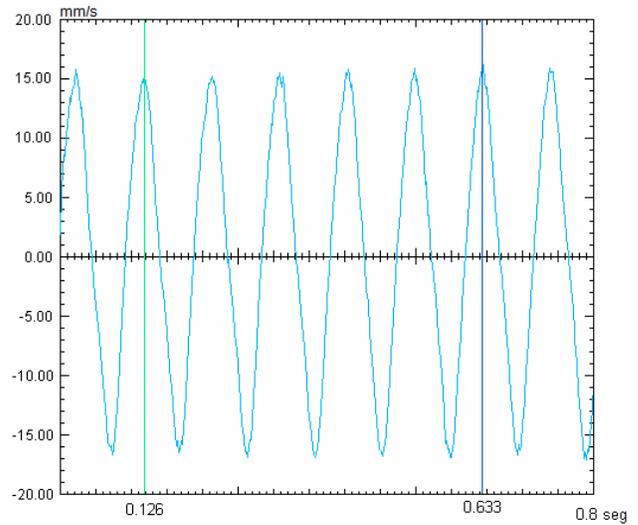


Figure 4: Señal en función del tiempo, punto TAY

un medidor de vibración, bien sea un sensor sísmico o acelerómetro.

Como el balanceo requerido para el rotor en cuestión es en un-plano, se decidió balancearlo en sitio a la velocidad de operación y utilizando la misma instrumentación y el método de cuatro corridas.

El peso de prueba a colocar se obtuvo de la ecuación (3):

$$5\%PesoCal_{grs} = \frac{PesoRotor_{Kg}}{R_{cms}} * \left(\frac{2115}{RPM} \right)^2 \quad (3)$$

El procedimiento se inicio colocando un peso de prueba de 50 grs. al radio de balanceo seleccionado en el aspa denotada como No. 1 (0°) de las seis con las que cuenta el ventilador; midiéndose el valor de vibración, y repitiéndose el procedimiento colocando el peso de prueba en el aspa No. 3 (120°) y No. 5 (240°) y midiendo los valores de vibración, que resultaron en los mostrados en la tabla 1.

En la figura 5 se muestra la construcción del diagrama polar de balanceo con el método de cuatro corridas, para el mismo se debe representar la amplitud original de vibración mediante el radio una circunferencia que tiene su origen en el centro del gráfico. Sobre esta circunferencia se marcan las posiciones a 0°, 120° y 240°; y usando estos puntos como origen se trazan las circunferencias de las amplitudes obtenidas al colocar los pesos de prueba en estas tres posiciones respectivamente. Las tres circunferencias anteriores se interceptan en un punto o area, que define la dirección

y magnitud del vector del peso de corrección. Usando las amplitudes de vibración original y el vector resultante se calcula el factor de corrección, que se utiliza para calcular el peso de corrección en función del peso de prueba utilizado.

Table 1: Tabla de Datos para el Balanceo

Corrida No.	Vib (mm/s)	W_p ($^\circ$)	Aspa No.
1	15.10	-	-
2	18.40	0°	1
3	15.20	120°	3
4	12.40	240°	5

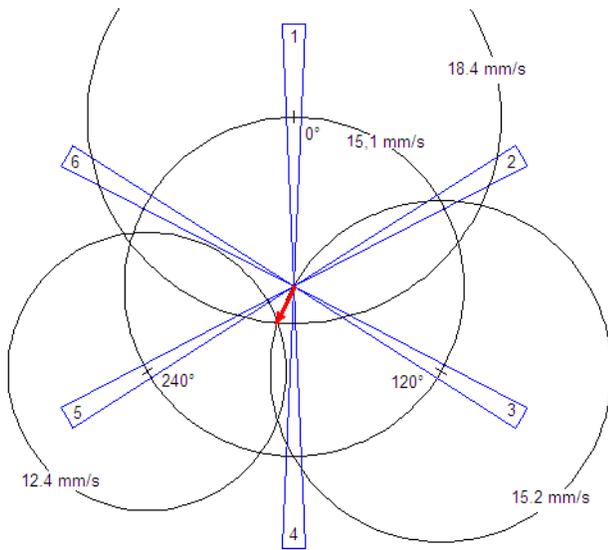


Figure 5: Diagrama de balanceo con el metodo de 4 corridas

Análíticamente se puede resolver con las ecuaciones (4) y (5):

$$W_c = \frac{W_p}{\sqrt{X^2 + Y^2}}, \quad \theta = \arctg\left(\frac{Y}{X}\right) + 180 \quad (4)$$

con,

$$X = \frac{2P_1^2 - P_2^2 - P_3^2}{6O^2} \quad y \quad Y = \frac{P_2^2 - P_3^2}{3.4641O^2} \quad (5)$$

donde,

W_c : Peso de corrección

W_p : Peso de prueba

θ : Angulo de fase

O : Magnitud de la vibración original

P_1, P_2 y P_3 : Magnitudes de vibración en cada corrida

Analítica o gráficamente se puede obtener el vector de corrección en magnitud y ángulo. Resolviendo con las ecuaciones (4) y (5), queda:

$$X = \frac{2(18.4^2) - 15.2^2 - 12.4^2}{6(15.1^2)} = 0.2137 \quad (6)$$

$$Y = \frac{15.2^2 - 12.4^2}{3.4641(15.1^2)} = 0.0978 \quad (7)$$

$$W_c = \frac{50grs}{\sqrt{0.2137^2 + 0.0978^2}} = 212.75grs \quad (8)$$

$$\theta = \arctg\left(\frac{0.0978}{0.2137}\right) + 180 = 204.6^\circ \quad (9)$$

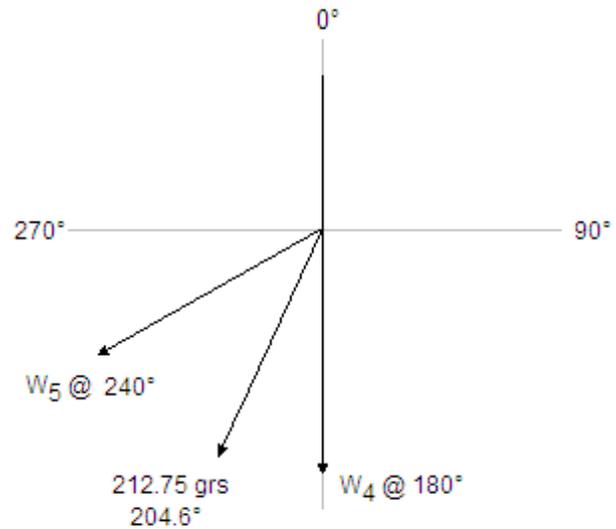


Figure 6: División de la masa en 2 posiciones

En este caso el peso de corrección resulta de 212.75grs @ 204.60°. Este peso se puede dividir entre las aspas 4 y 5, con una relación trigonométrica que permita obtener los valores del peso de corrección a colocar en cada aspa. Para este caso se deben colocar los pesos de corrección de la siguiente forma:

$$W_4 = 212.75grs \left[\frac{\cos 204.6^\circ \sin 240^\circ - \sin 204.6^\circ \cos 240^\circ}{\cos 180^\circ \sin 240^\circ - \sin 180^\circ \cos 240^\circ} \right] \quad (10)$$

$$W_5 = 212.75grs \left[\frac{\sin 204.6^\circ \cos 180^\circ - \cos 204.6^\circ \sin 180^\circ}{\cos 180^\circ \sin 240^\circ - \sin 180^\circ \cos 240^\circ} \right] \quad (11)$$

Resolviendo las ecuaciones (10) y (11) con los valores angulares mostrados en la figura 6, se obtiene una masa de 142.3 grs. en el aspa 4 y 102.2 grs. en el aspa 5 (figura 7).

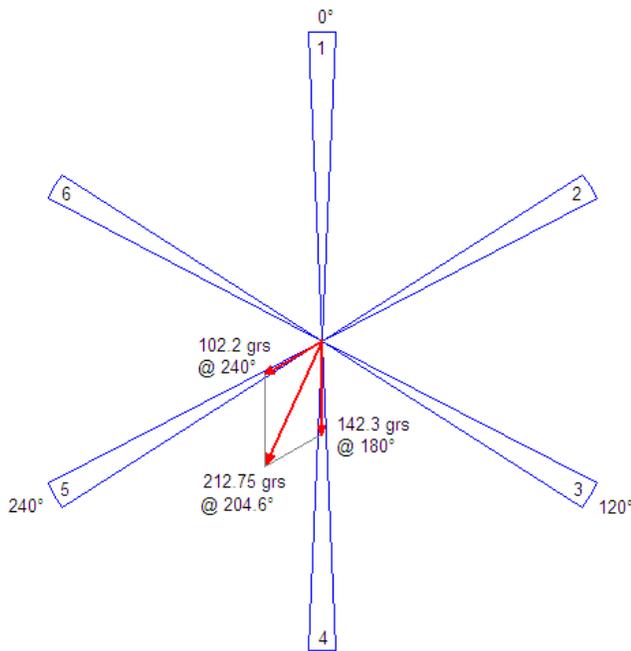


Figure 7: Masas de corrección resultantes

Una vez colocados estos pesos de corrección en las respectivas aspas del ventilador, se obtuvo el nuevo espectro de frecuencias del punto TAY, tal como se muestra en la figura 8.

3. Procedimiento usando Balance Quest

Usando el Software BalanceSquest de SpectraQuest Inc, se pueden realizar los cálculos de balanceo muy rápidamente.

El primer paso es seleccionar el tipo de balanceo a realizar del menú inicial de opciones, en este caso se seleccionó un balanceo en 1-Plano con el Método de Cuatro Corridas.

En la siguientes pantallas aparecen los campos donde se deben introducir los valores del peso de prueba y los valores de amplitud de vibración medidos en las cuatro corridas, el programa calcula la masa y ángulo de colocación de la masa de corrección, en este caso

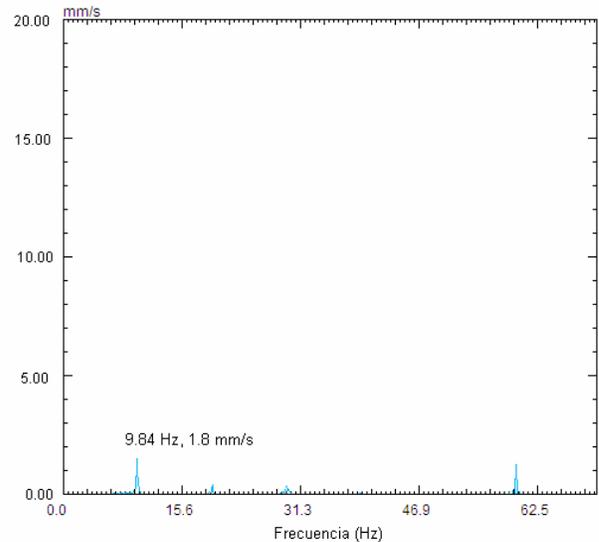


Figure 8: Espectro de frecuencia en el punto TAY después del balanceo

212.76grs @ 204.60°, lo que coincide con los valores obtenidos anteriormente de manera analítica (figura 9).

4. Resultados

Luego de colocar las masas de corrección calculadas de 142.3grs @ aspa#4 y 102.2grs @ aspa#5 se arrancó el ventilador de nuevo y se midieron los valores de vibración, comprobando que se encontraban dentro de los límites aceptables para este tipo de máquina.

En la figura 8 se muestra el espectro de frecuencias de vibración del ventilador tomados con el mismo sensor de velocidad en el mismo punto inicial (TAY), después de colocar los pesos de corrección calculados en las respectivas aspas del ventilador; en la gráfica se ha mantenido la escala de amplitudes con la finalidad de compararla con el espectro de frecuencias original mostrado en la figura 3.

En la misma se puede observar que la amplitud de la componente de vibración a 1X ha descendido de 15.1mm/s a 1.8mm/s, producto del procedimiento de balanceo realizado.

Este método de balanceo de cuatro corridas, aunque no es muy popular, es bastante simple de aplicar y se pueden obtener buenos resultados en rotores que requieran balanceo en sitio y en un-plano, utilizando un solo canal de medición de vibraciones.

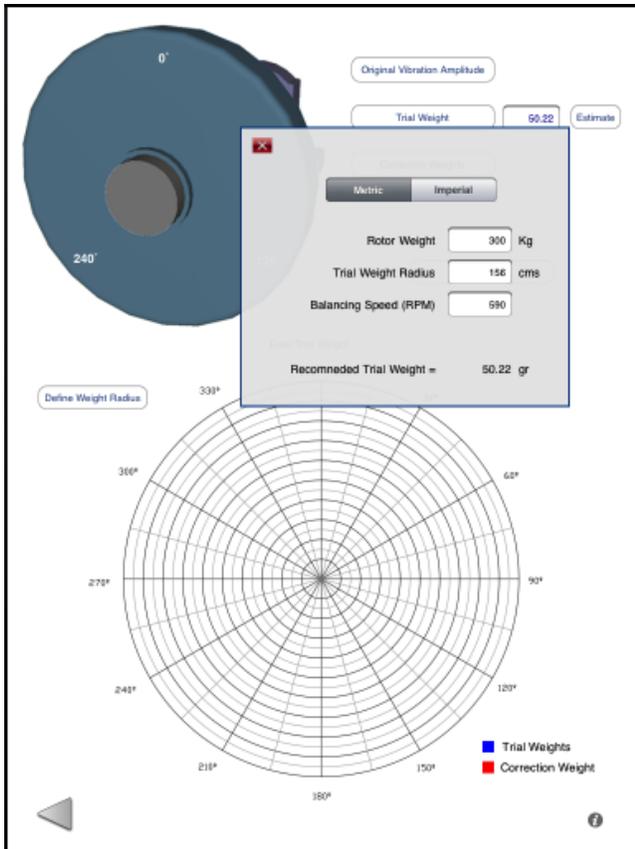


Figure 9: BalanceQuest: Método de 4 Corridas

References

- [1] Bukowitz, David O., Ustiola, Juan C., "Equilibrado Dinámico de una Turbina Ruston TA1750. Efecto de la ubicación de los sensores de vibración", *Revista Dyna*, Vol. 84 No.5, 415-420, Junio 2009.
- [2] J.S. Rao, Rotor Dynamics, *New Age International (P) Ltd., Publishers. Third Edition*, 1996.
- [3] Barrios, Pedro M., "Principios y Técnicas de Balanceo de Rotores", *Universidad del Zulia, Maracaibo, Venezuela*, 1986.
- [4] Eisenmann, R. Sr., Eisenmann R. Jr., *Machiney Malfunction Diagnosis and Correction*, *Prentice Hall PTR*, 1998.
- [5] Bukowitz, David O., "Balanceo de Rotores en Multiples Planos Asistido por Computador", *Universidad del Zulia, Maracaibo, Venezuela*, 1995.