

Nota Técnica RB-03.0035

Equilibrado Dinámico del Compresor de una Turbina a Gas

David O. bukowitz K.

dbukowitz@gmail.com

Resumen

El presente caso muestra el procedimiento de balanceo en dos-planos y en sitio del compresor axial de una turbina a gas. Para este procedimiento se utilizaron dos sensores de aceleración de vibración acoplados directamente a los portacojinetes del compresor y un sensor de referencia de fase, observando directamente una marca en el rotor. La data se capturó con un sistema de adquisición de datos, para obtener las gráficas de vibración en función del tiempo y de la frecuencia, así como los valores de amplitud filtrada de vibración con su respectivo ángulo de fase para las diferentes pruebas realizadas. Se utilizó el método de coeficientes de influencia, para determinar la magnitud y ubicación de las masas de corrección



Figure 1: Compresor Axial de la Turbina a Gas

1. Análisis de Vibraciones

La máquina a balancear es una turbina a gas (Figura 1), cuya velocidad de operación nominal y a plena carga en el generador de gas es de 10 739 RPM. La máquina se instrumentó con sensores de aceleración roscados en cada uno de los portacojinetes C1R y C2R (Figura 2), en el cojinete 2 se tuvo especial cuidado en instalar un sensor y su cable de extensión, que soportara las altas temperaturas. Además se instaló un sensor de referencia de fase infrarrojo, observando directamente al eje en la dirección vertical.

Los niveles de vibración absoluta medidos resultaron altos, tanto en amplitudes globales, como en su amplitud filtrada a 1X. La medición de vibraciones en el portacojinetes del lado de la succión y a 30° de la horizontal, en el punto C1R, se muestran en la gráfica de la figura 3. En esta medición se observa una componente de vibración a 1X bastante alta y acompañada de frecuencias sincrónicas (2X, 3X, ...). El valor global de vibración medido en este punto fue de 28.9 mm/s rms, y el vector de vibración filtrada a 1X fue de 27.2 mm/seg @260°. En la señal en el dominio del tiempo, mostrada en la figura 4, se observa una onda con un patrón bastante sinusoidal, con un periodo igual al de la velocidad de rotación, por lo que se evidencia

el predominio de la componente a 1X causada por el desbalance.

Se realizó también una medición en el portacojinetes del lado de la descarga y a 30° de la horizontal, en el punto denotado como C2R, cuyo espectro de frecuencias y señal en el dominio del tiempo presentaron un patrón muy similar a los mostrados en las figura 4, pero con menor amplitud. El valor global de vibración medido en este punto resultó de 6.1 mm/s rms; y el vector de vibración filtrada a 1X fue de 5.8 mm/s @212°.

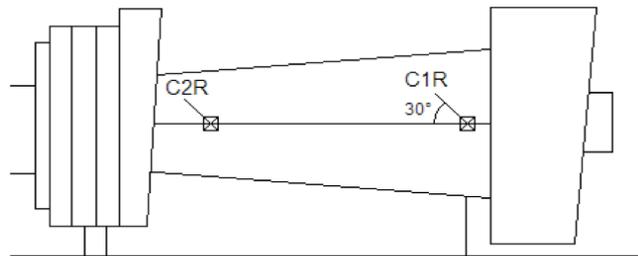


Figure 2: Ubicación de los puntos de medición

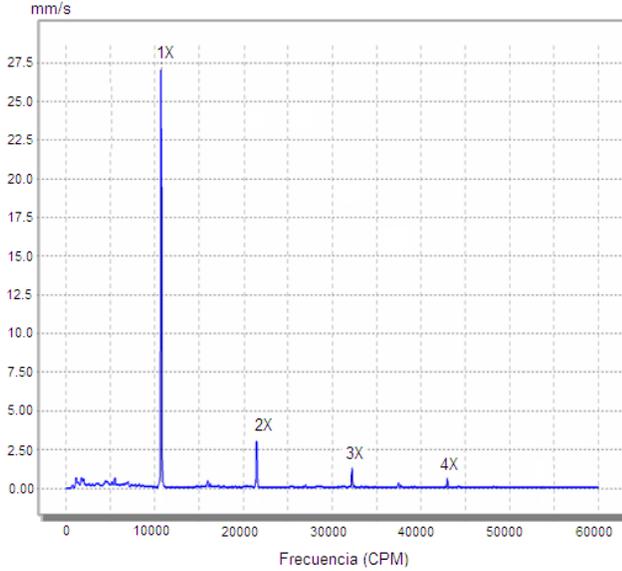


Figure 3: Espectro de frecuencias en el punto C1R

Los valores de vibración filtrada a 1X obtenidos en estas mediciones se utilizaron como datos iniciales para realizar el procedimiento de balanceo.

2. Procedimiento para el Balanceo

Como el rotor del compresor axial de la turbina opera por encima de su velocidad crítica, debe ser balanceado en sitio y a sus condiciones de operacin. Se utilizó el método de coeficientes de influencia para calcular la magnitud y colocación angular de los pesos de corrección en dos planos, que permitiera obtener el mejor balanceo del rotor.

Para ello se realizó un segundo arranque de la máquina, colocando un peso de prueba de 7.5 *gramos* a un ángulo de 270° en el plano de balanceo del lado de la succión (1). Seguidamente se realizó otra corrida colocando un peso de prueba de 14.5 *gramos* a 150° en el plano del lado de la descarga (2). Los resultados de los vectores de vibración filtrada a 1X obtenidos de la medición orginal y de las mediciones después de aplicar los pesos de prueba antes mencionados, se presentan en la tabla 1.

Table 1: Vectores de vibración filtada a 1X

	Cojinete 1	Cojinete 2
Medición 1	27.2 mm/s @260°	5.8 mm/s @212°
Medición 2	29.7 mm/s @276°	6.3 mm/s @187°
Medición 3	23.6 mm/s @276°	6.1 mm/s @242°

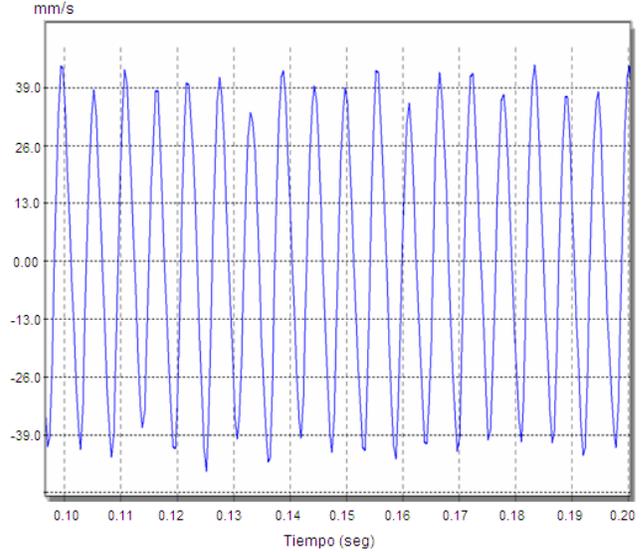


Figure 4: Señal de onda de tiempo en el punto C1R

Con esta información se aplicó el método de coeficientes de influencia, para obtener los valores y ubicaciones de los pesos de corrección en cada plano de balanceo. Los vectores de sensibilidad se obtienen de las siguientes ecuaciones:

$$\vec{S}_{11} = \left[\frac{W_{P1}}{B_{11} - O_1} \right] \quad (1)$$

$$\vec{S}_{21} = \left[\frac{W_{P1}}{B_{21} - O_2} \right] \quad (2)$$

$$\vec{S}_{12} = \left[\frac{W_{P2}}{B_{12} - O_1} \right] \quad (3)$$

$$\vec{S}_{22} = \left[\frac{W_{P2}}{B_{22} - O_2} \right] \quad (4)$$

donde,

S_{md} : Vectores de sensibilidad

m : Plano de medición

d : Plano de corrección

W_{P1} : Vector peso de prueba - plano cercano al cojinete 1

W_{P2} : Vector peso de prueba - plano cercano al cojinete 2

Los vectores del desequilibrio en los dos planos de corrección (W_{C1} y W_{C2}) se obtienen resolviendo las ecuaciones (5) y (6).

$$W_{C1} = \frac{(S_{12} \times \vec{O}_1) - (S_{22} \times \vec{O}_2)}{\begin{pmatrix} S_{12} \\ S_{11} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} S_{22} \\ S_{21} \end{pmatrix}} \quad (5)$$

$$W_{C2} = \frac{(S_{21} \times \vec{O}_2) - (S_{11} \times \vec{O}_1)}{\begin{pmatrix} S_{21} \\ S_{22} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} S_{11} \\ S_{12} \end{pmatrix}} \quad (6)$$

Resolviendo las ecuaciones (5) y (6) se obtienen los valores y ubicaciones de los pesos de corrección en cada plano de balanceo respectivamente,

$$W_{C1} = 7.8grs @ 209.90^\circ$$

$$W_{C2} = 38.8grs @ 79.81^\circ$$

Una vez colocados los pesos de corrección en los respectivos planos del rotor, se procedió a arrancar de nuevo la máquina y medir las vibraciones, las cuales volvieron a valores aceptables para esta máquina. En la figura 5 se compara el espectro de frecuencias antes y después del balanceo.

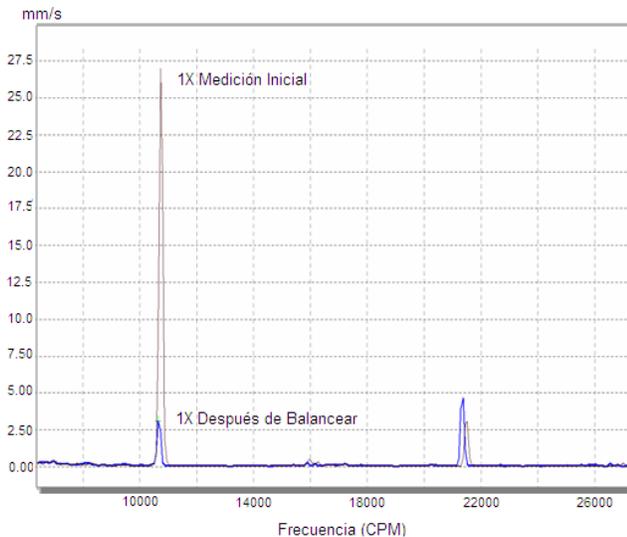


Figure 5: Comparación de las vibraciones en el punto C1R antes y después del balanceo

3. Procedimiento usando iBalanceCalc

Usando el Software iBalanceCalc® de Austin Dynamical Systems, LLC (cualquiera de sus versiones para iPhone, Android o PC), 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 2-Plano con el Método de Coeficientes de Influencia (2-Planes IC).

En la siguiente pantalla (figura 6) aparecen los campos donde se deben introducir los valores de los pesos de prueba y sus ubicaciones angulares para los dos planos, así como los valores de los vectores de vibración para ambos cojinetes, para todos los ensayos. El programa calcula las masas de corrección y sus posiciones angulares para ambos planos de balanceo. Para este caso los vectores son: $7.82grs @ 209.90^\circ$ y $38.83grs @ 79.81^\circ$

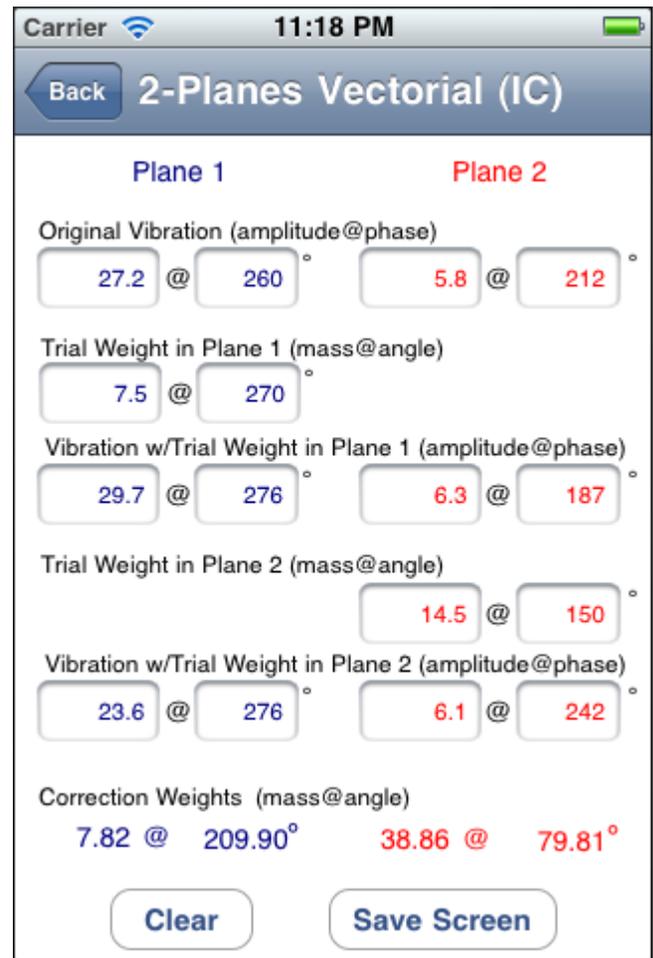


Figure 6: iBalanceCalc: Balanceo en 2-Planos (C.I.)

4. Resultados

Luego de colocar las masas de corrección calculadas de $7.8grs @ 210^\circ$ y $38.8grs @ 80^\circ$ se arrancó la turbina y se midieron los valores globales de vibración, comprobándose que se encontraban dentro de los valores permisibles para

este tipo de máquina. En la figura 5, se comparan los espectros de vibración en el punto C1R antes y después de balancear, se observa como se disminuyó la componente a 1X de aproximadamente 27mm/s a 2.6 mm/s; razón por la cual no fué necesario realizar algún otro ajuste al balanceo.

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 Múltiples Planos Asistido por Computador", *Universidad del Zulia, Maracaibo, Venezuela*, 1995.