

MANTENIMIENTO PREDICTIVO DE TURBOMÁQUINAS MEDIANTE TÉCNICAS DE ANÁLISIS DE VIBRACIONES

Guillermo Chiappero, José Stuardi, Alejandro Brewer, Julio Massa

Facultad de Ciencias Exactas, Físicas y Naturales - Universidad Nacional de Córdoba, Av. Vélez Sársfield 1611, X5016GCA, Córdoba, Argentina
guillermochiappero@arnet.com.ar – jstuardi@gmail.com – alejtulbrewer@gmail.com – jmassa@efn.uncor.edu

Palabras clave: Medición de vibraciones, Turbomáquinas, Técnicas de diagnóstico.

Resumen

En este artículo se analizan técnicas de diagnóstico, disponibles para el estudio del estado mecánico de turbomáquinas, que se basan en la medición de vibraciones. El monitoreo de vibraciones en este tipo de instalaciones es una herramienta de mantenimiento predictivo que permite evaluar el estado general de la máquina. Cuando se detecta por este medio una anomalía, se presentan al analista una gran variedad de alternativas. Debido a que estas máquinas son de elevado porte y su construcción es de alta complejidad, las tareas de mantenimiento son onerosas e insumen mucho tiempo. Por estas razones, es muy importante diseñar un procedimiento de análisis que permita determinar con precisión y celeridad la causa del mal funcionamiento para poder planificar la reparación, con el menor impacto económico para la empresa propietaria.

Como caso de estudio se discute la secuencia de utilización de las herramientas de diagnóstico y su aplicabilidad al caso de una turbina de gas de la Central Deán Funes en Córdoba, Argentina. La severidad de las vibraciones de esa turbina es analizada por medio de la recomendación del fabricante de la máquina, especificación Fiat TD11027 y la norma ISO 10816-4, a partir de las cuales se decide la intervención que se describe en detalle. Se analiza una secuencia de resultados parciales obtenidos y las posibles causas del problema vibratorio, especulando con desalineamientos, desbalanceos, aflojamientos de carcasas, mal estado de las fundaciones de cojinetes, etc. a la luz de la teoría y de la experiencia práctica en el uso de las herramientas utilizadas. Se describen distintas herramientas de diagnóstico, tales como análisis de tendencias, forma de onda de la vibración y fase relativa entre las distintas direcciones, análisis espectral, análisis XY y el estudio del arranque de la máquina.

1. Introducción

Las estrategias actuales de mantenimiento de grandes plantas industriales incluyen el análisis y el monitoreo de vibraciones [1], ya que constituyen herramientas valiosas para prevenir problemas mecánicos graves antes de su ocurrencia. Estas técnicas están basadas en conocimientos bien establecidos sobre algunas facetas del comportamiento de ejes rotantes [2].

Las investigaciones actuales intentan, mediante el modelado numérico de los sistemas, explicar y ahondar en el conocimiento de la naturaleza de las fallas y entender la información contenida en los registros, con el objeto de mejorar la confiabilidad de los diagnósticos [3, 4, 5], los que actualmente incluyen la interacción de defectos internos del eje con defectos externos de montaje, véase a modo de ejemplo [6].

Muchos sistemas están provistos de medios para el registro continuo y almacenamiento de datos, o bien están programados para la impresión de informes que muestran los cambios ocurridos en un lapso de tiempo determinado. Si bien el estudio de las tendencias de las máquinas en el transcurso del tiempo provee información para evitar fallos inesperados, el programa de mantenimiento predictivo debe ser capaz de establecer las causas concretas del incremento anormal del nivel de vibraciones.

En todos los casos el analista se encuentra frente a una gran cantidad de técnicas de análisis, puntos de medición y posibilidades de trabajo. Una evaluación sistemática resulta dificultosa en este entorno porque los espectros obtenidos en los registros pueden ser causados por diferentes tipos de fallas. Por ejemplo, en forma típica la magnitud de la frecuencia fundamental de giro puede ser elevada, aunque la determinación de la causa resulta en un primer análisis ambigua. En este contexto, la utilización provechosa de las distintas herramientas del análisis vibratorio está basada fundamentalmente en el conocimiento y la experiencia del técnico que realiza la evaluación.

En el presente trabajo se hace referencia concreta al caso de un incremento anormal en los niveles de vibración de la turbina de gas TG16 N°2 de la Central Térmica Dean Funes, Córdoba, acaecido a fines del año 2010. Previo diseño del procedimiento de análisis, y basándose en los registros obtenidos, se describen las distintas herramientas de diagnóstico, su secuencia de realización y su aplicabilidad para el caso tratado. El diagnóstico de la condición mecánica de la unidad mediante el análisis de vibraciones permitió detectar exitosamente la razón del incremento en el nivel de vibraciones y constituye una experiencia valiosa de aplicación de técnicas modernas de análisis.

2. Mediciones

2.1 Puntos de medición

En la Figura 1 se muestra un esquema de la turbina indicando los dos puntos donde se realizaron mediciones: Punto 1 en el apoyo del cojinete del lado de la turbina y Punto 2 en el apoyo del cojinete del lado del compresor.

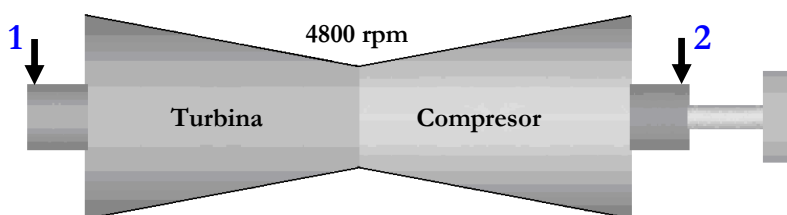


Figura 1: Ubicación de los puntos de medición

2.2 Secuencia de mediciones

Las mediciones se realizaron en una secuencia de tres visitas a la planta. Los datos fueron obtenidos con acelerómetros piezoeléctricos de 100 mV/g, registrados con un analizador multicanal ADQ marca IDEAR y posteriormente fueron procesados con el software MAINTraQ Analyzer de la misma marca.

2.2.1 Mediciones realizadas en la primera visita

A los fines de evaluar el efecto de la carga sobre los niveles de vibración, en la primera visita se realizaron mediciones con diferentes condiciones de carga. Dichas condiciones fueron:

Arranque, desde 0 a 4800 rpm se midieron vibraciones simultáneamente en ambos apoyos de la turbina.

A velocidad de régimen (4800 rpm) se consideraron tres niveles de carga: *i*) sin carga en el generador, *ii*) con carga de 6 MW y *iii*) con carga de 12 MW.

Se tomaron mediciones en los dos puntos mostrados en la Figura 1, en ambos cojinetes se midió, simultáneamente, la vibración en dirección horizontal, vertical y axial. En la Figura 2 se muestra la ubicación de los sensores.

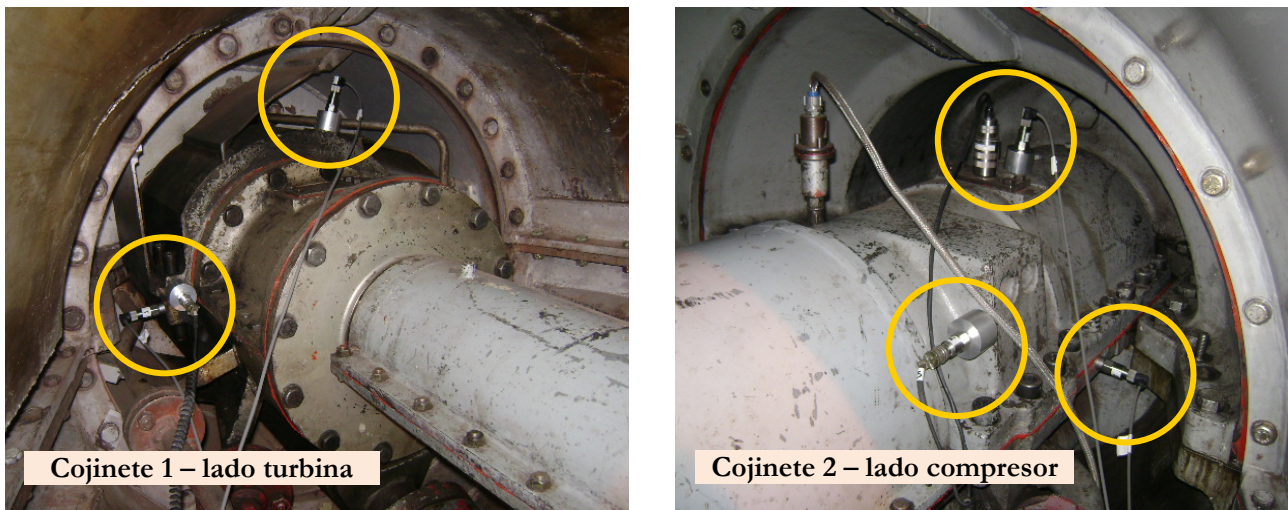


Figura 2: Ubicación de los sensores

2.2.2 Mediciones realizadas en la segunda visita

El objeto de las mediciones en la segunda visita fue evaluar la rigidez dinámica del soporte del cojinete del lado de la turbina para una frecuencia de excitación de 80 Hz. La razón de estas mediciones se explica en el apartado 3.1.1 al analizar los resultados obtenidos en la tendencia del valor de la componente 1X de la turbina durante el arranque.

Se realizaron dos mediciones con máquina detenida. La primera medición se obtuvo en un ensayo de golpe efectuado sobre el pedestal del cojinete 1 con una masa de 2 Kg, como se explica en el apartado 3.4.1. La segunda fue llevada a cabo durante un ensayo de respuesta en frecuencia con excitación forzada que se explica en el apartado 3.4.2. Para lograr la excitación forzada se utilizó una amoladora de mano en la cual se colocó un disco desbalanceado, para generar la fuerza, y se alimentó eléctricamente con un variador de velocidad para regular la frecuencia. Además, se colocó un sensor magnético para medir la velocidad de rotación del disco y así contrastar la medición de vibración con la frecuencia de la excitación forzada para determinar si había alguna frecuencia natural cerca de los 80 Hz (4800 rpm). En la Figura 3 se muestra una fotografía del dispositivo utilizado.

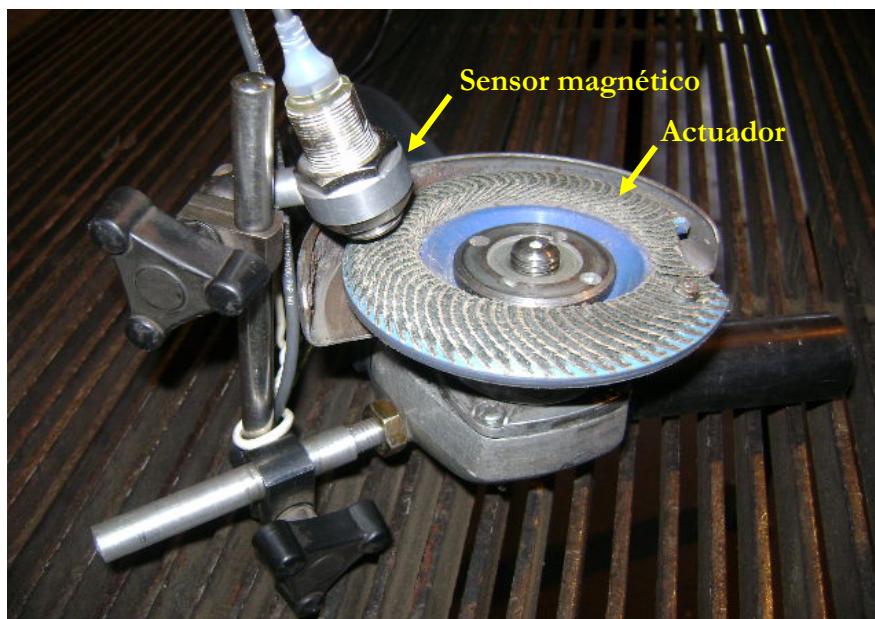


Figura 3: Dispositivo para generar la excitación forzada

2.2.3 Mediciones realizadas en la tercera visita

El objeto de las mediciones en la tercera visita fue confirmar el diagnóstico surgido del análisis de los registros de las visitas anteriores. Se realizaron mediciones de fase de la vibración en el apoyo del cojinete 1, ver apartado 3.5. Una de ellas se llevó a cabo a velocidad de régimen (4800 rpm) sin carga en el generador y la otra, también a velocidad de régimen, con una carga de 11 MW. Como referencia de fase, se pegó una cinta reflectiva sobre el eje de la turbina en la zona del acoplamiento. Para obtener el pulso de referencia se utilizó un sensor de tipo láser. En la Figura 4 se muestra el montaje del sensor.

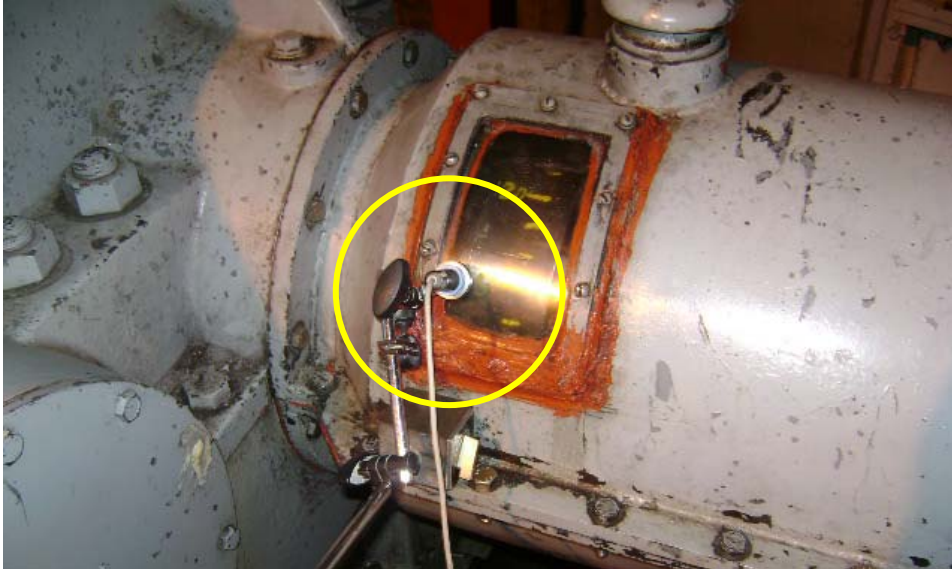


Figura 4: Ubicación del sensor de fase sobre el cojinete 1

3. Análisis de las mediciones

3.1 Análisis de tendencias

3.1.1 Tendencia del valor de la componente 1X de la turbina durante el arranque

En la Figura 5 se muestra el gráfico de tendencia del valor pico del desplazamiento de la componente a la velocidad de giro (1X). Uno de los aspectos a remarcar, es que en el cojinete 1 se observa un incremento abrupto en el nivel de vibración cuando la máquina se aproxima a su velocidad de régimen (4800 rpm). Esto podría indicar que el apoyo del cojinete tiene una frecuencia natural cuyo valor está próximo al de la componente fundamental 1X. Por esta razón, se realizaron los ensayos descritos en el punto 3.4 (3.4.1 ensayo de golpe y 3.4.2 ensayo con excitación forzada).

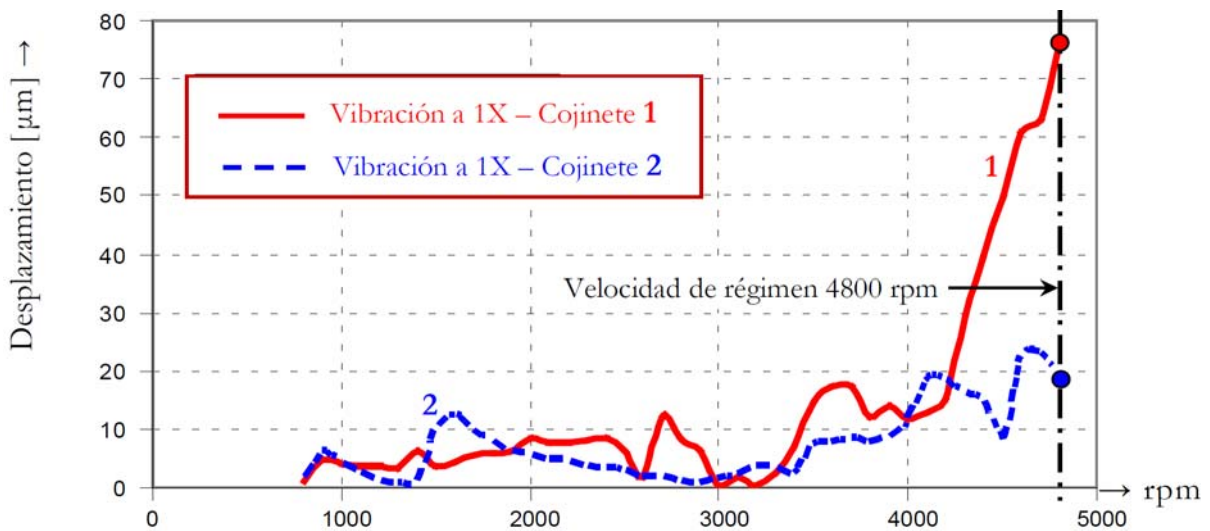


Figura 5: Gráfico de tendencia del valor pico del desplazamiento durante el arranque de la turbina

3.1.2 Tendencia de valores a velocidad de régimen

En las Figuras 6, 7 y 8 se muestran las tendencias del valor global de la velocidad medida en los cojinetes 1 y 2 con la máquina funcionando en vacío, y con carga de 6 MW y 12 MW, respectivamente. Analizando las figuras, se puede apreciar lo siguiente:

- El mayor nivel de vibraciones se da en el cojinete 1, con un valor RMS de aproximadamente 16 mm/s tanto en la dirección vertical como en la horizontal.
- Los valores de vibración del cojinete 1 no se incrementaron significativamente con el aumento de la carga. Esto indica que la fuente de vibración es de origen mecánico.
- Los valores de vibración del cojinete 2, y en especial en la dirección vertical, se fueron incrementando a medida que fue aumentando la carga. Esto podría estar causado por cambios en la alineación (entre el reductor y la turbina) debido a efectos térmicos.

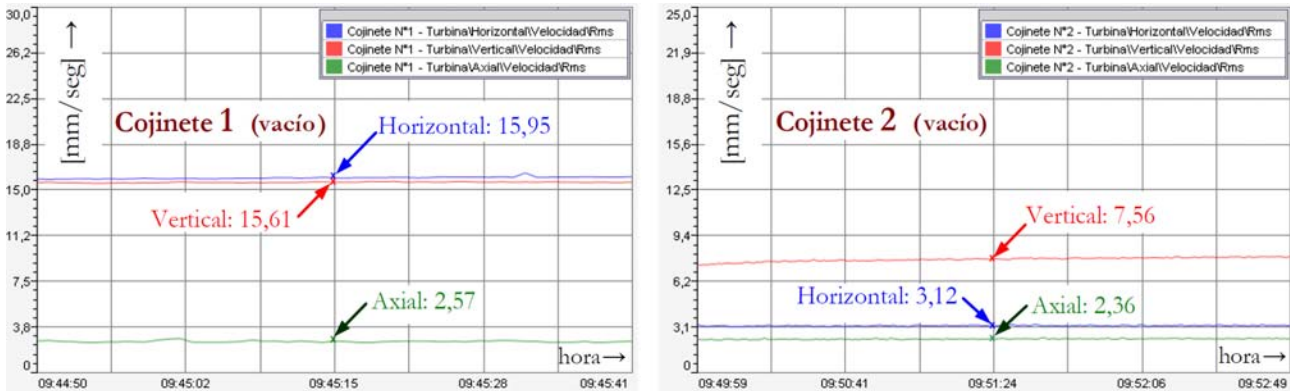


Figura 6: Gráficos de tendencia RMS de la velocidad - Máquina en vacío

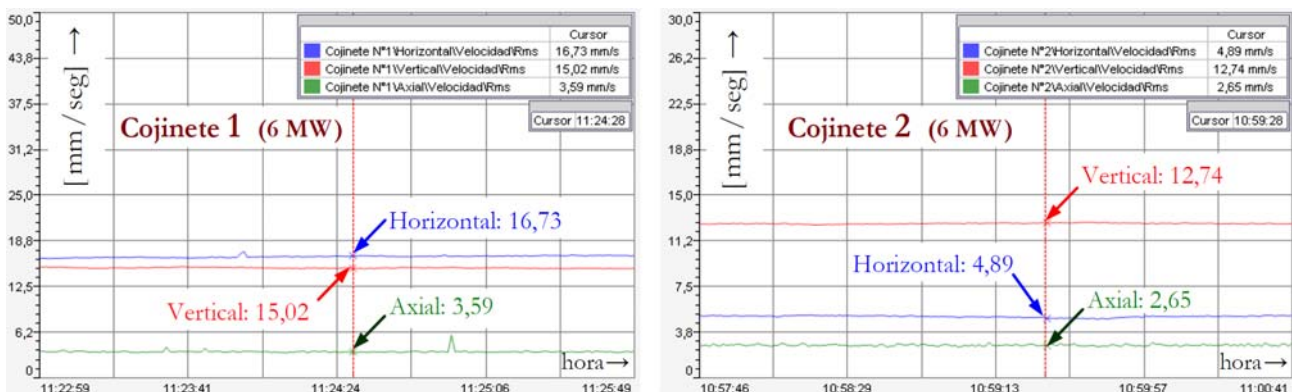


Figura 7: Gráficos de tendencia RMS de la velocidad - Carga 6 MW

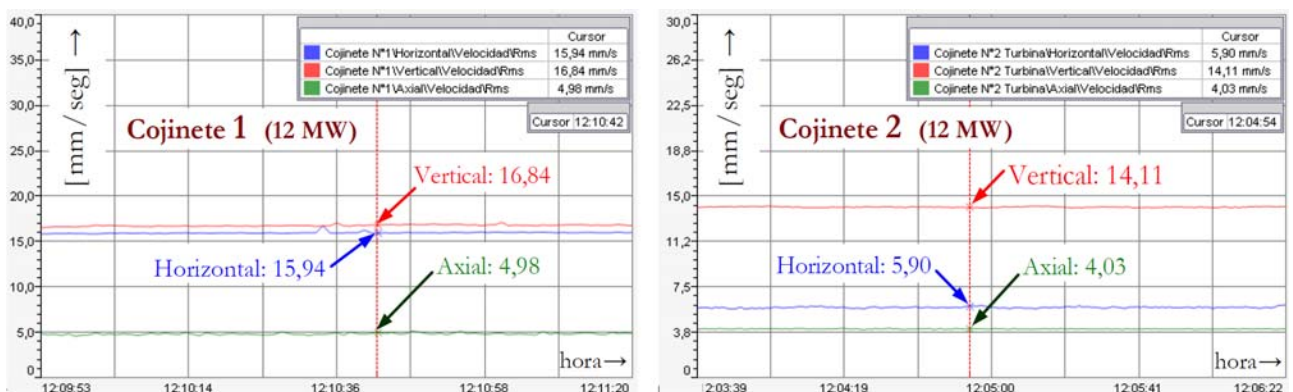


Figura 8: Gráficos de tendencia RMS de la velocidad - Carga 12 MW

3.1.3 Análisis de severidad vibratoria

En la Tabla 1, se presenta un resumen de los valores máximos medidos para los distintos estados de carga.

Tabla 1: Valores máximos de las vibraciones

Punto de medición y dirección considerada		Velocidad mm/s RMS			Desplazamiento pico-pico [μm]		
		Sin carga	6 MW	12 MW	Sin carga	6 MW	12 MW
Cojinete 1	Horizontal	15,9	16,7	16,8	100	100	110
	Vertical	15,6	15,0	15,9	100	100	132
Cojinete 2	Horizontal	3,1	4,9	5,9	45	42	54
	Vertical	7,6	12,7	14,4	45	78	89

Analizando la Tabla 1, se puede ver que:

- Los mayores niveles de vibración corresponden al cojinete 1.
- Los niveles de vibración en el cojinete 1 se mantienen relativamente estables mientras se incrementa la carga.
- Conforme va aumentando la carga, los niveles de vibración en el cojinete 2 aumentan.
- Ambos puntos de medición muestran valores de vibración que superan lo recomendado tanto por la Tabla de Fiat (ver Figura 9) como por la norma ISO 10816-4 (Tabla 2) [7]. Para la recomendación de FIAT la máquina se encuentra trabajando en una zona inaceptable, mientras que para la norma ISO 10816-4 la máquina está trabajando en condiciones que pueden producir daño en alguno de sus órganos. En ambos casos la recomendación es intervenir la turbina para la corrección del problema que ocasiona este alto nivel de vibraciones. Notar que a 4800 rpm, la Tabla de Fiat considera inaceptables las vibraciones pico-pico superiores a 70 μm y sugiere proceder al balanceo y en el caso que las vibraciones superan los 110 μm establece que se debe detener la unidad.

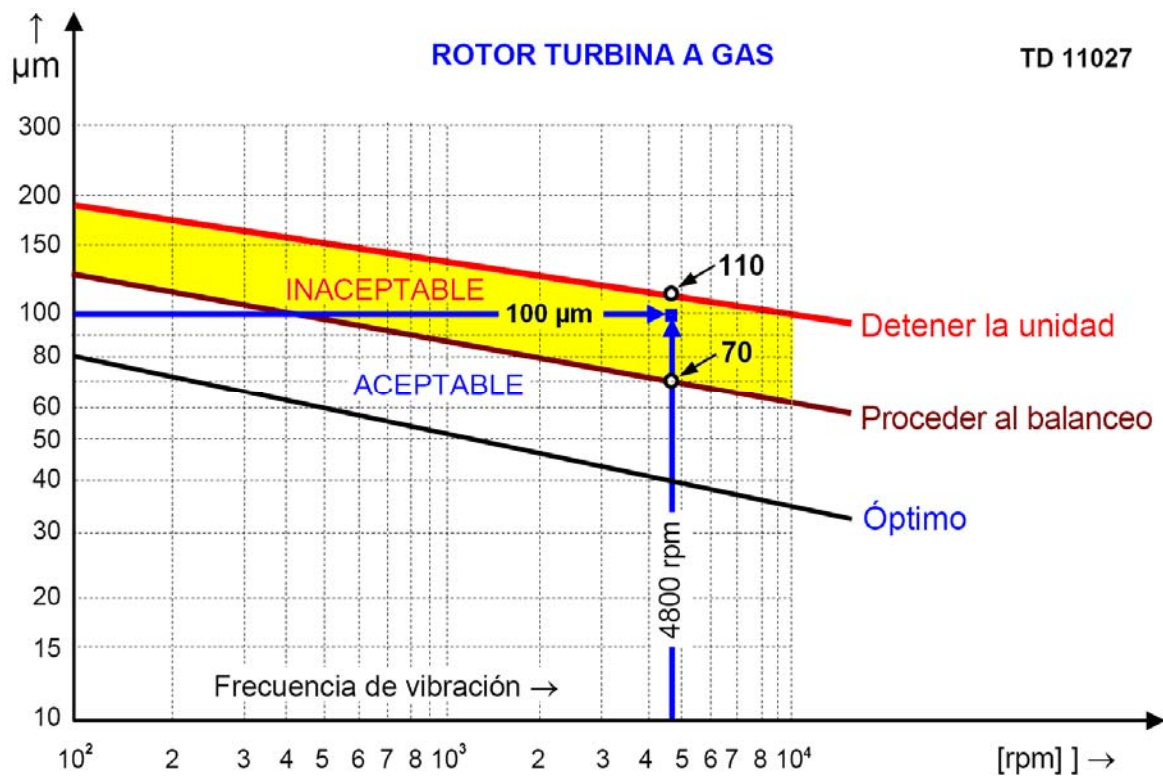


Figura 9: Recomendaciones de FIAT

Tabla 2: Extracto de la norma ISO 10816-4

Anexo A (normativa) Límites de las zonas de evaluación		
Tabla A.1 – Límites de las zonas de evaluación basados en la velocidad de vibración de alojamientos para bolilleros y pedestales, válidos para ejes rotando entre 3000 y 20000 rpm		
Límite entre zonas	Velocidad de la vibración mm/s (RMS)	NOTA: Estos valores, que son los límites superiores de las Zonas A, B y C respectivamente, deberán aplicarse a las mediciones de vibraciones radiales de alojamientos para bolilleros y pedestales, y a vibraciones axiales de alojamientos que contengan bolilleros de empuje, en condiciones de funcionamiento en régimen a las velocidades establecidas.
A/B	5,5	
B/C	9,3	
C/D	14,7	

Zonas de evaluación: Las siguientes zonas de evaluación se han definido para posibilitar un análisis cualitativo del nivel de vibración de una dada máquina y para proveer lineamientos sobre medidas correctivas.

Zona A: Las vibraciones de máquinas recién instaladas normalmente caerán dentro de esta zona.

Zona B: Las máquinas con vibraciones dentro de esta zona se consideran normalmente como aceptables para ser operadas por largo tiempo sin restricciones.

Zona C: Las máquinas con vibraciones dentro de esta zona se consideran normalmente insatisfactorias para ser operadas en forma continua por tiempos prolongados. Generalmente la máquina puede ser operada durante un período limitado de tiempo en esta condición hasta que surja la oportunidad de realizar una acción correctiva.

Zona D: Las vibraciones comprendidas en esta zona normalmente se consideran suficientemente severas como para causar daño a la máquina.

Los valores numéricos asignados a los límites entre zonas no configuran especificaciones de aceptación, las cuales deberán estar sujetas a acuerdos entre el fabricante y el comprador de la máquina. No obstante, esos valores son orientadores para asegurar que se eviten deficiencias graves o requerimientos poco realistas. En algunos casos, pueden darse situaciones especiales asociadas a una máquina en particular que requieran establecer otros límites del nivel de vibraciones (más altos o más bajos). En tales casos, normalmente es necesario que el fabricante explique las razones para ello y, en particular, que confirme que la máquina no será puesta en peligro al ser operada con niveles más altos de los previstos en las zonas antes mencionadas.

3.2 Análisis de los espectros vibratorios

La Figura 10 muestra los espectros vibratorios obtenidos en el cojinete 1 en direcciones horizontal y vertical para 12 MW de carga mientras que la Figura 11 muestra los espectros vibratorios correspondientes al cojinete 2, para la misma potencia y direcciones de medición.

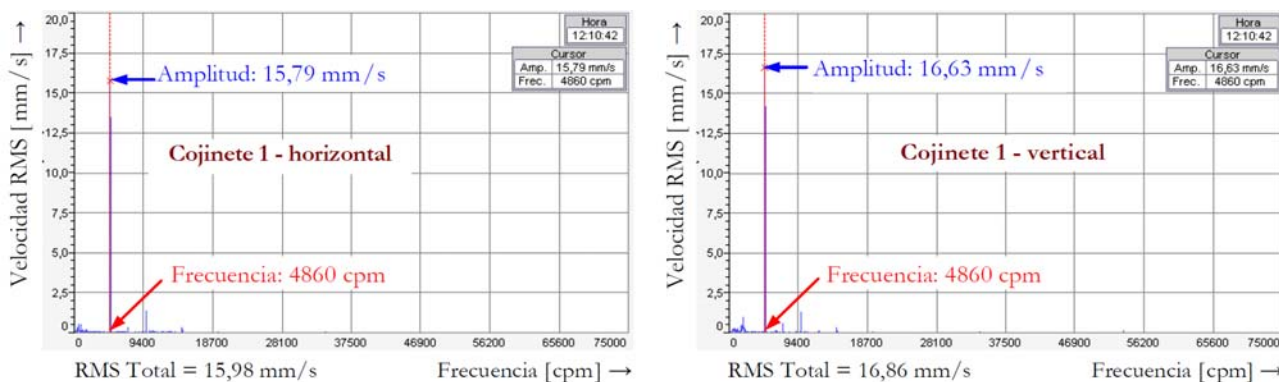


Figura 10: Espectro en frecuencia - Cojinete 1- Horizontal y vertical (12MW)

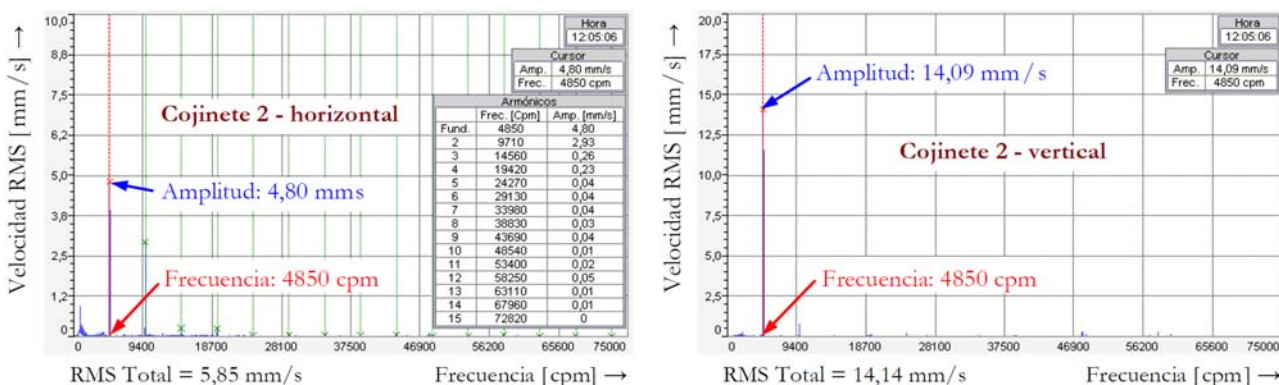


Figura 11: Espectro en frecuencia - Cojinete 2 - Horizontal y vertical (12 MW)

La inspección de las Figuras 10 y 11 permite afirmar lo siguiente:

- La componente predominante en los espectros corresponde a la velocidad de giro de la turbina (1X).
- En el cojinete 1 se observan espectros similares para las direcciones horizontal y vertical.
- La mayor vibración en el cojinete 2 se da en dirección vertical.
- En general los armónicos ó múltiplos de la velocidad de giro presentan pequeñas amplitudes.

Los fenómenos físicos que podrían generar este tipo de espectros son los siguientes:

- Desbalanceo del rotor.
- Desalineamiento entre la turbina y el reductor.
- Falta de rigidez dinámica en el apoyo del cojinete 1.
- Aflojamientos mecánicos.

Debido a que las causas de este tipo de comportamiento vibratorio podían ser varias, fue necesario planificar una serie de ensayos que permitieran encontrar la causa principal. Los resultados de estos ensayos se muestran en los apartados 3.4 y 3.5.

3.3 Gráficos XY

Los gráficos XY correspondientes a los cojinetes 1 y 2, obtenidos midiendo simultáneamente la vibración en dirección horizontal y vertical se muestran en la Figura 12.

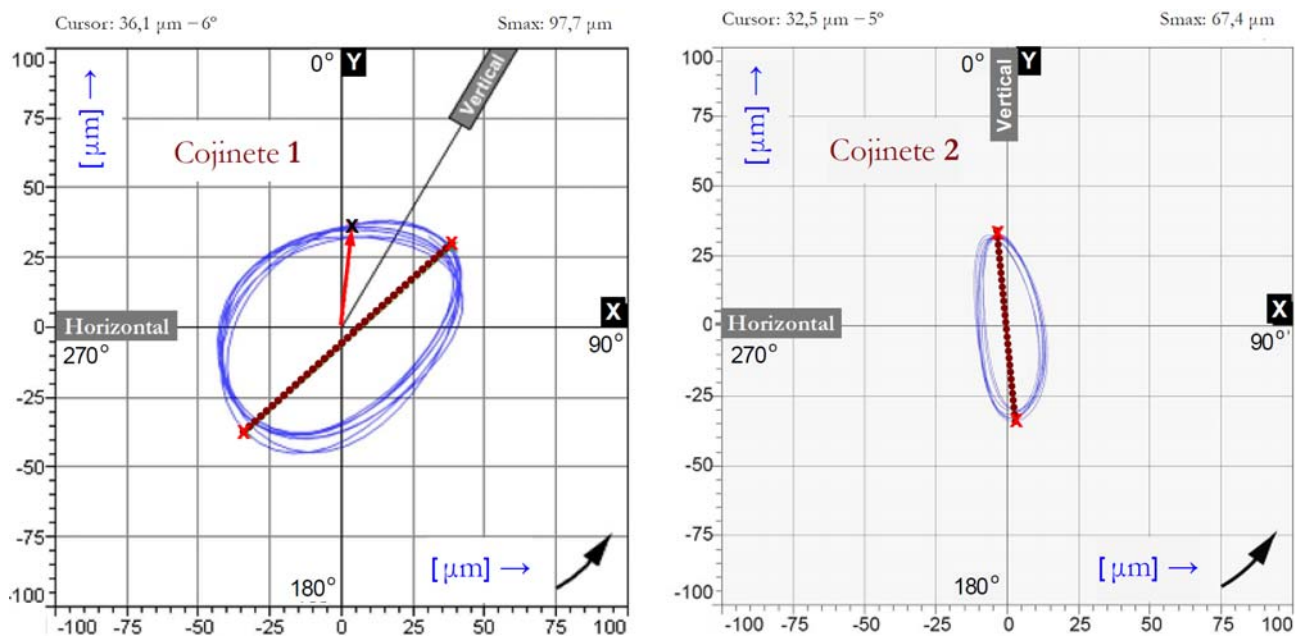


Figura 12: Gráficos XY en los cojinetes 1 y 2 con 12 MW de carga

En la Figura 12 se puede observar lo siguiente:

- El mayor movimiento se da en el cojinete 1 y tiene forma circular. Esto reforzaría la hipótesis del desbalanceo, ya que para que se produzca una figura circular las señales que la componen deben tener una diferencia de fase próxima a 90° lo cual es característico para este tipo de problema [8].
- El cojinete 2 tiene menor movimiento que en el cojinete 1, pero se observa un mayor movimiento en la dirección vertical que en la horizontal. Esto podría deberse a la presencia de una precarga en la dirección horizontal o bien a que la rigidez del apoyo en esta dirección es mayor que la vertical.

3.4 Ensayos realizados en el pedestal del cojinete 1

3.4.1 Ensayo de golpe

En la Figura 13 se muestra el resultado del ensayo de golpe realizado en el soporte del cojinete 1 de la turbina. El ensayo consistió en golpear el pedestal del cojinete 1 con una masa de 2 Kg (interponiendo un taco de madera) y medir el efecto de este golpe con un acelerómetro de 100 mV/g.

En la parte superior de la Figura 13 se muestra el transitorio generado por el golpe, y en la parte inferior su FFT (Transformada rápida de Fourier). Observando el gráfico se puede ver que para una frecuencia de 80Hz (4800 cpm), que corresponde a la componente 1X, no hay frecuencias naturales del soporte del cojinete.

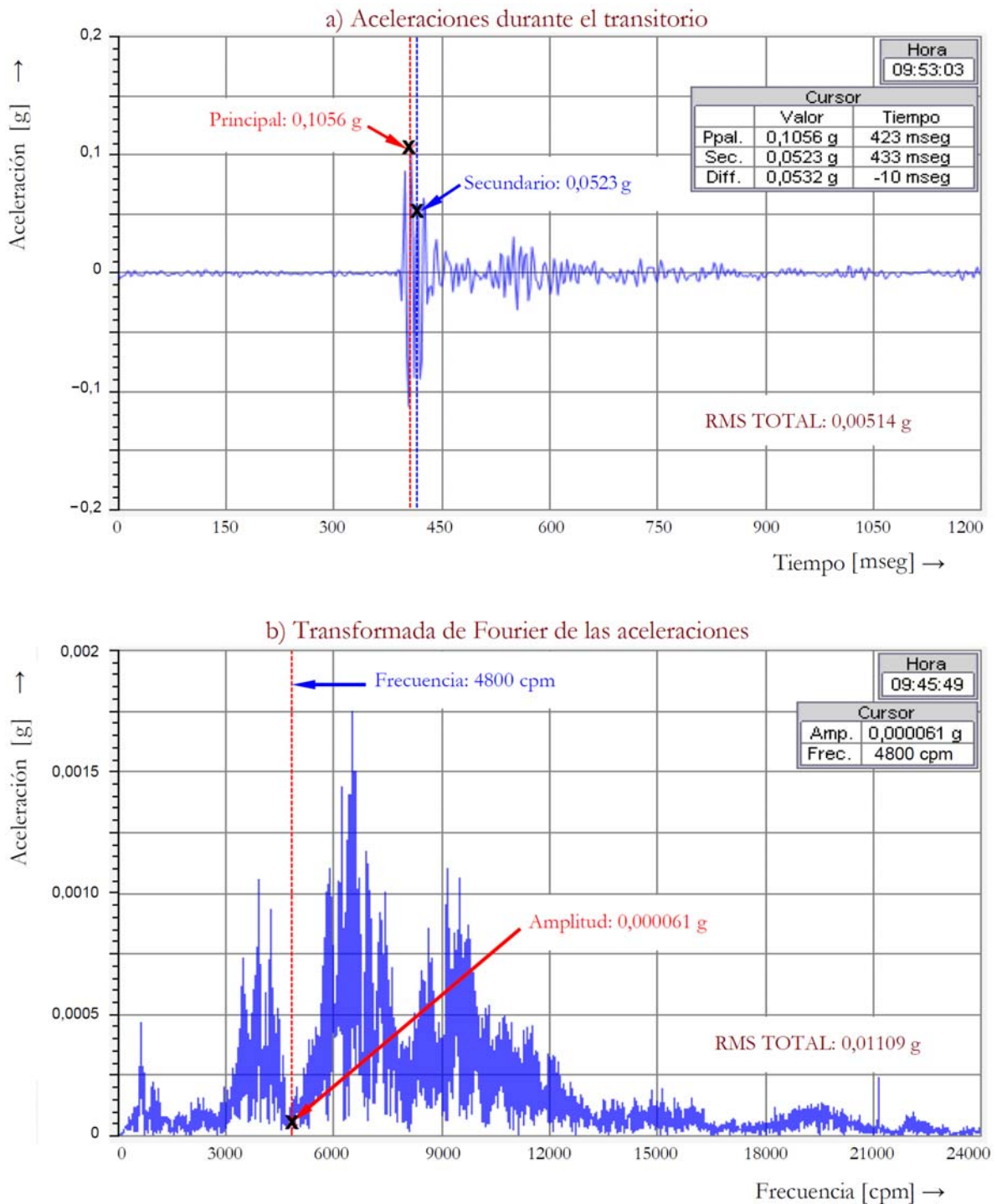


Figura 13: Aceleraciones medidas en el cojinete 1 durante el ensayo de golpe

3.4.2 Ensayo con excitación forzada

En el la Figura 14 se resumen los resultados del ensayo de respuesta en frecuencia con excitación forzada. Se trata de un gráfico de doble entrada donde se muestra la aceleración en fracciones de g. En abscisas se lee la frecuencia de la vibración medida en Hz y en ordenadas se lee: a izquierda la frecuencia de la excitación forzada en rpm y a derecha la aceleración en fracciones de g.

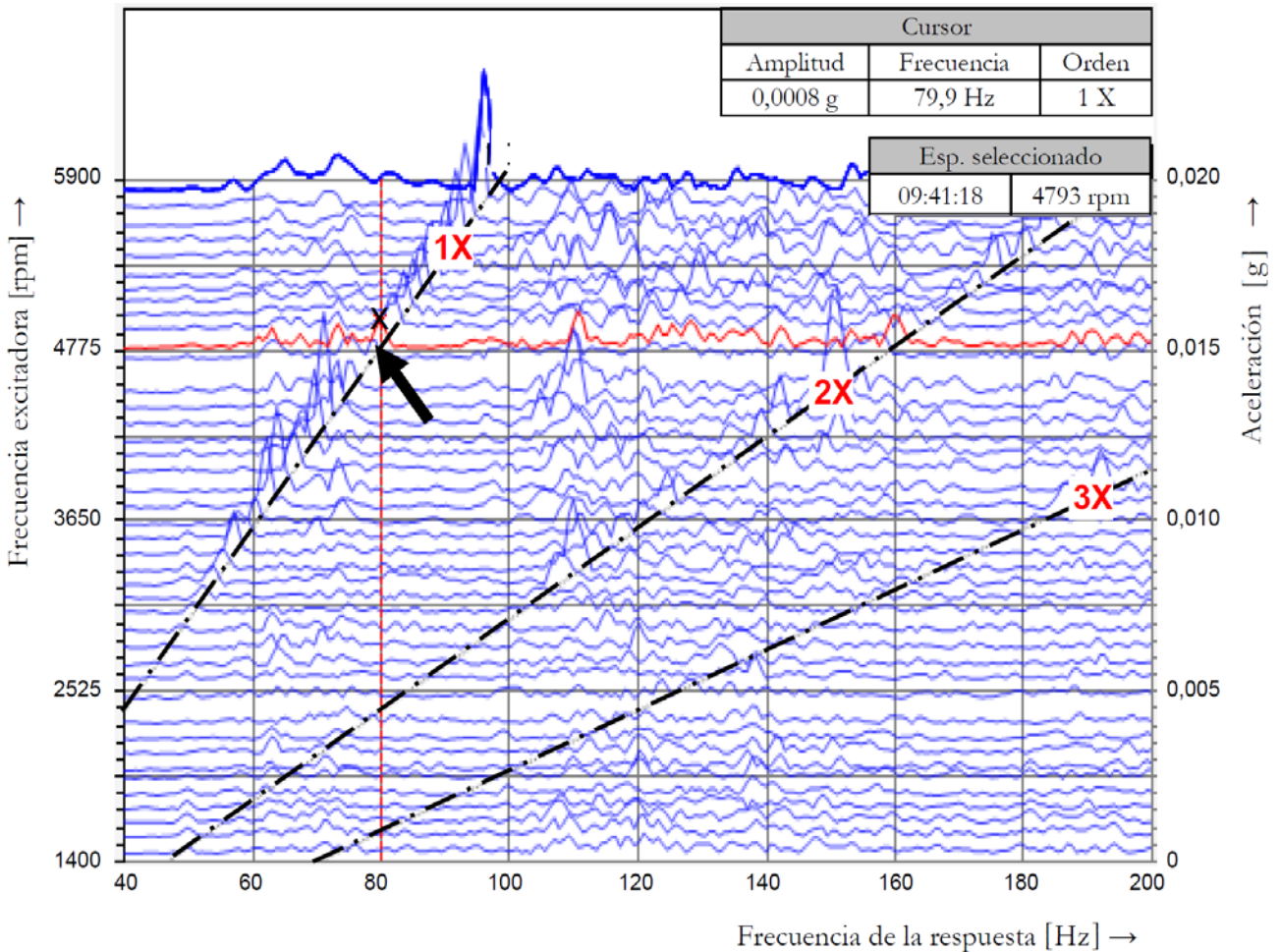


Figura 14: Aceleraciones medidas en el cojinete 1 en el ensayo de excitación forzada

En la Figura 14 se puede observar (ver punto indicado con flecha) que para una frecuencia de excitación 4793 rpm la respuesta del apoyo a 80 Hz es de un valor muy pequeño en comparación con la respuesta a otras frecuencias de excitación. Esto confirma lo obtenido por el ensayo de golpe respecto de que no hay frecuencias naturales en la zona correspondiente a la velocidad de giro del rotor de la turbina.

3.5 Ensayo de estabilidad de fase de la vibración

En la Figura 15 se compara la señal de desplazamiento obtenida con un acelerómetro de 100 mV/g montado en el cojinete 1, con una señal cuadrada producida utilizando un sensor de fase ubicado en la zona próxima al acoplamiento. La medición se realizó a velocidad de régimen (4800 rpm) sin carga en el generador.

Si se mide la diferencia en tiempo entre el flanco ascendente de la onda cuadrada y el pico positivo de la señal de desplazamiento da un valor de 5,34 ms ó 153°. Si se repite esta medición en cada ciclo de la onda de desplazamiento se puede observar que la diferencia de fase se mantiene constante. Este es otro rasgo característico del desbalanceo.

Adicionalmente se realizó otra medición, también a velocidad de régimen pero con una carga en el generador de 11 MW. Los resultados obtenidos bajo carga resultaron muy similares al caso anterior (sin carga) graficado en la Figura 15.

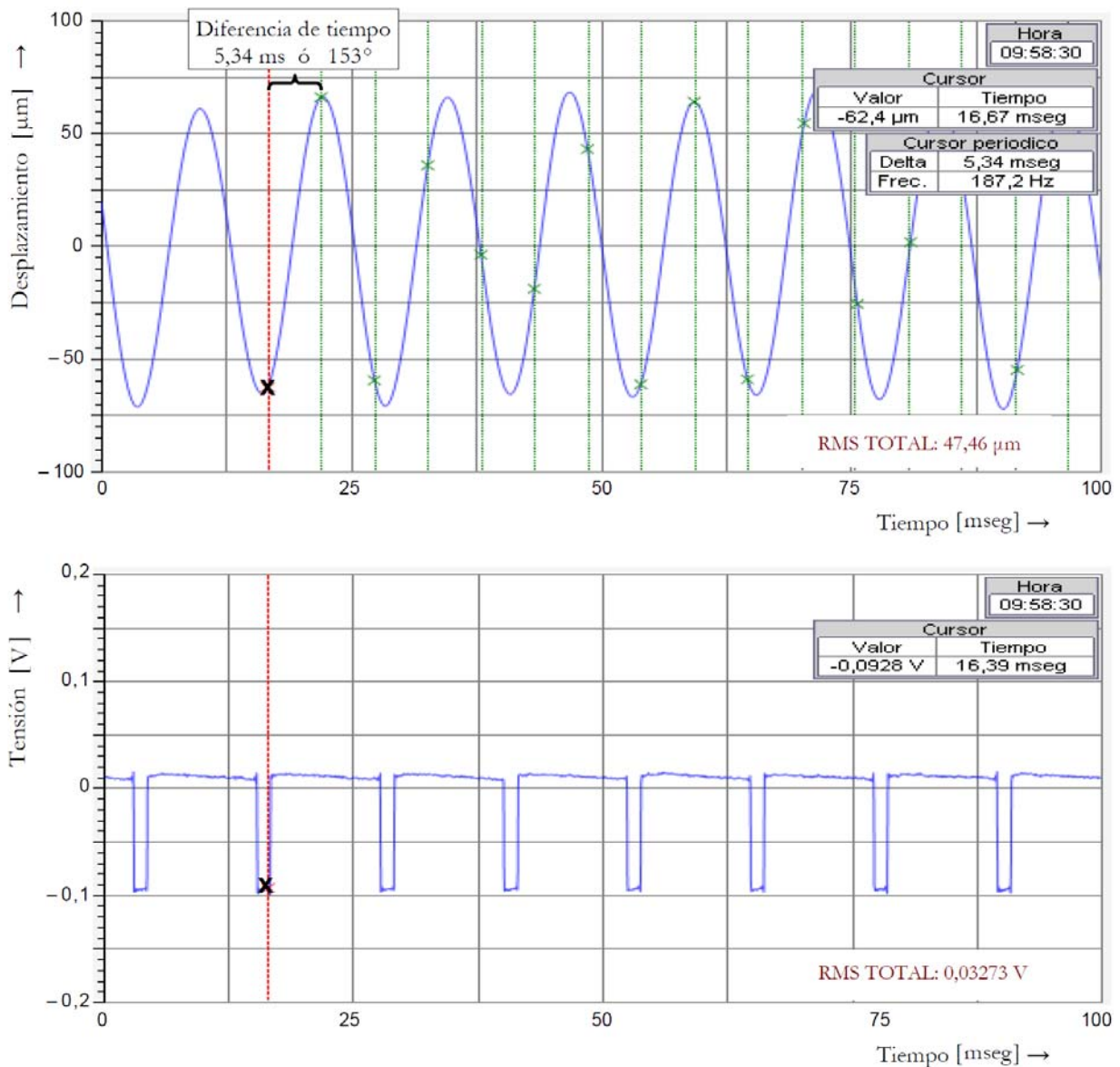


Figura 15: Fase de la vibración del cojinete 1 a velocidad de régimen (4800 rpm) sin carga en el generador

4. Resultados

Los resultados del análisis de las vibraciones, se pueden resumir en los siguientes puntos:

- I. El nivel de vibraciones con que está trabajando la turbina es excesivo y requiere la planificación de trabajos de corrección que aseguren una disminución de tales niveles a valores adecuados, que por norma ISO 10816-4 debería estar en el orden de los 4 mm/s valor global RMS.
- II. El problema principal de la máquina es el desbalanceo del rotor, esto por las siguientes razones:
 - La principal componente en frecuencia es la 1X correspondiente a la velocidad de giro del mismo.
 - La diferencia de fase entre las direcciones horizontal y vertical del cojinete 1 es de aproximadamente 90° según lo mostrado en la Figura 12.
 - El pedestal de apoyo del cojinete 1, no presenta frecuencias naturales en la zona de operación de la turbina, es decir, a los 80Hz (4800 rpm). Esto se comprobó mediante ensayo de golpe y respuesta en frecuencia, resumidos en las Figuras 13 y 14.
 - La fase de la vibración es estable, como se muestra en la sección 3.5.

4.1. Resumen de la metodología utilizada

Dado el incremento anormal en los niveles de vibración de la turbina de gas se decidió realizar un estudio para evaluar el estado general de la máquina. La metodología para llegar al diagnóstico mediante la medición y el posterior análisis de las vibraciones fue la siguiente:

- Primero, se trabajó en el análisis de la tendencia y la severidad vibratoria, para determinar la gravedad del problema.
- Luego, se realizó el análisis espectral de vibraciones para investigar las posibles causas del problema. En este caso particular las causas posibles eran varias, ya que la componente dominante de los espectros era la 1X (componente a la velocidad de giro) y su incremento podía deberse a diversas razones que requieren de un tratamiento particular para su evaluación.
- A continuación, se llevaron a cabo ensayos para determinar si el problema estaba en el soporte del cojinete 1 (ensayo de respuesta en frecuencia y el ensayo de golpe), o bien se debía a un incremento del desbalanceo del rotor (análisis de los gráficos XY y de estabilidad de fase).
- Finalmente, analizando los resultados obtenidos, se concluyó que la causa principal del incremento de las vibraciones era el desbalanceo del rotor.

5. Conclusiones

Como caso de estudio se adoptó una turbina de gas de gran porte con un problema de vibraciones elevadas. Se describió la secuencia de utilización de las herramientas de diagnóstico y su aplicabilidad al caso estudiado. La severidad de las vibraciones de esa turbina fue analizada por medio de la recomendación del fabricante de la máquina, especificación Fiat TD11027 y la norma ISO 10816-4, a partir de las cuales se decidió la intervención que se describe en detalle en este artículo. Se analizó una secuencia de resultados parciales obtenidos y las posibles causas del problema vibratorio, especulando con desalineamientos, desbalanceos, aflojamientos de carcasas, mal estado de las fundaciones de cojinetes, etc. a la luz de la teoría y de la experiencia práctica en el uso de las herramientas utilizadas. Se describieron distintas herramientas de diagnóstico, tales como análisis de tendencias, forma de onda de la vibración y fase relativa entre las distintas direcciones, análisis espectral, análisis XY y el estudio del arranque de la máquina.

La metodología de trabajo empleada permitió combinar exitosamente diversas técnicas de medición y análisis de vibraciones. En primer lugar, se comenzó a trabajar con las técnicas más sencillas, para luego ir incrementando la complejidad, en la medida en que la necesidad de despejar dudas lo fue requiriendo. Con este procedimiento se logró hacer el estudio en tiempos razonables ya que cada uno de los ensayos fue seleccionado y planificado previamente de modo de obtener los datos necesarios para llegar a un diagnóstico preciso del estado mecánico de la máquina en cuestión.

El análisis de los resultados obtenidos permitió determinar que la causa principal del incremento anormal de las vibraciones era el desbalanceo del rotor. De esta manera la empresa propietaria de la máquina pudo programar las tareas de reparación correspondientes, de modo de que las mismas tuvieran el menor impacto económico posible.

Referencias

- [1] Taylor, James I. *The Vibration Analysis Handbook: A practical guide for solving rotating machinery problems*, Editorial VCI, 2003.
- [2] Muszynska, Agnieszka. *Rotor dynamics*, Editorial Taylor and Francis, 2005.
- [3] Patel, Tejas H.; Darpe, Ashish K. "Vibration response of misaligned rotors", *Journal of Sound and Vibration*, 325(3): 609-628, 2009.
- [4] Patel, Tejas H.; Darpe, Ashish K. "Experimental investigations on vibration response of misaligned rotors", *Mechanical Systems and Signal Processing*, 23(7): 2236-2252, 2009.
- [5] Yuan-Pin Shih and An-Chen Lee. "Identification of the unbalance distribution in flexible rotors", *International Journal of Mechanical Sciences*, 39(7): 841-857, 1997.
- [6] Jean-Jacques Sinou. "Detection of cracks in rotor based on the 2x and 3x super-harmonic frequency components and the crack-unbalance interactions", *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 13(9): 2024-2040, 2008.
- [7] ISO 10816-4. "Mechanical vibration-evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts- Part 4 – Gas turbine sets excluding aircraft derivatives", International Standard Organization, Switzerland, 1998.
- [8] Wowk, Victor, *Machinery Vibration: Balancing*, Editorial Mc Graw Hill, 1995.