

Diseño y validación de un banco de ensayos para el análisis de vibraciones en rotores flexibles

Heller G. Sánchez Acevedo⁽¹⁾, Jesús M. Pintor Borobia

*⁽¹⁾Facultad de Ingenierías y Arquitectura, Universidad de Pamplona, Colombia.
Actualmente: Departamento de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales,
Universidad Pública de Navarra, Edificio los Pinos, Campus de Arrosadia, CP 31006
Pamplona(España), Teléfono 948169697, Correo Electrónico
sanchez.44144@e.unavarra.es*

Resumen

Este trabajo contrasta la teoría de fallos concerniente a desequilibrios, desalineamientos y daños en los rodamientos sobre un banco de ensayos para rotores flexibles. El espectro en frecuencias de sus vibraciones fue empleado para identificar los diferentes fallos.

Palabras Clave: desalineamiento, desequilibrio, análisis modal.

Abstract

This work studies the faults theory concerned to the misalignment, unbalance and bearing damages on a rotordynamic testing bench. The frequency spectrum of their vibrations was employed to identify the different damages.

Keywords: misalignment, unbalance, modal testing.

1. Introducción

En los procesos de producción continua se requiere de eficiencia y confiabilidad en las máquinas que participan en éstos, para lo cual es necesario evaluar el estado en que se encuentran y de esta manera evitar paradas inesperadas que generalmente incurren en grandes pérdidas de dinero para la empresa. El análisis y monitorizado continuo es una de las herramientas para evaluar el estado de dichas máquinas. Se trata de medir

parámetros relacionados con el funcionamiento de los equipos y así establecer el estado en que se encuentran.

Uno de los parámetros usualmente utilizados para evaluar las condiciones de una máquina es la medida de vibraciones en operación. Cambios en los niveles de ésta son el reflejo del desarrollo de fallos que tienden a aumentar en el tiempo. El presente trabajo contrasta la teoría de detección de fallos en máquinas rotativas debido a desalineamientos, desequilibrios y daños en las componentes de los rodamientos, a través del estudio de las vibraciones mecánicas en un banco de ensayos para rotores flexibles, el cual ha sido diseñado, validado y puesto a punto para dicho cometido.

2. El banco de Ensayos

El banco para el análisis de rotores flexibles esta compuesto, Figura 1, por una bancada de acero y un par de apoyos cuyo diseño permite introducir de forma controlada desalineamientos. Estos están soportados por una base con forma de cola de milano, permitiendo variar la distancia entre apoyos al deslizarse de forma precisa por la bancada. A su vez, consta de un rotor al cual se le pueden roscar varios discos en diferentes posiciones variando la distribución de masas en el rotor; a éstos se les pueden roscar masas en su periferia para generar desequilibrios.

Cuenta con un motor de 1.5 KW y su variador de velocidad que transmiten el movimiento al rotor a través de un acople flexible o rígido evitando o introduciendo, según interese, la transmisión de vibraciones directa del motor al rotor. El motor dispone de un rango de frecuencias de 0 a 50 Hz. Gracias a una segunda guía en la bancada, se tiene la posibilidad de colocar en paralelo el motor y el rotor para estudiar su comportamiento dinámico cuando el movimiento es transmitido a través de correas, engranes, etc. El sistema en su conjunto, descansa sobre cuatro silents-block que lo “aíslan” de las vibraciones externas.

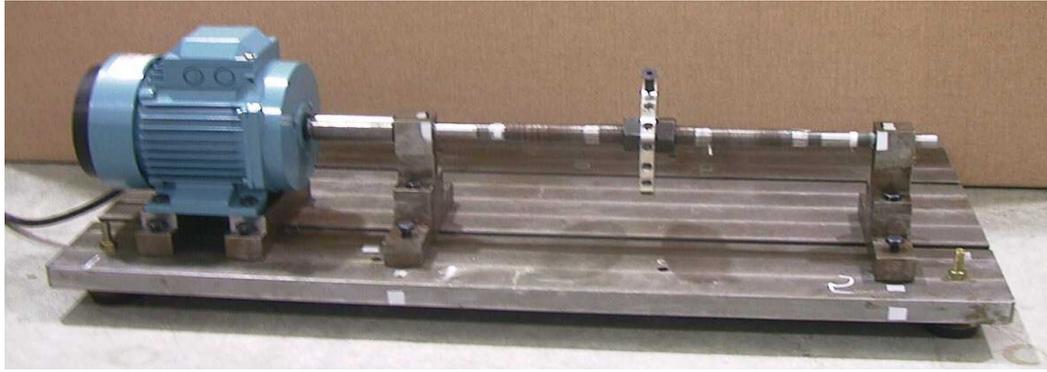


Figura 1. Banco de ensayos de rotores flexibles

3. Sistema de adquisición de datos y tratamiento digital de la señal

En el presente trabajo, el tipo de señal adquirida es la velocidad del rotor y la aceleración, a través de acelerómetros piezoeléctricos [1]. El proceso de muestreo en la adquisición es posible mediante los denominados ADC (Convertidores Analógico/Digital); para dicho proceso existen dos parámetros muy importantes como son la frecuencia de muestreo y la resolución. Para la selección adecuada de la frecuencia de muestreo se tiene en cuenta el Teorema de Shannon [2], una mala selección de dicha frecuencia podría hacer que se presentara el efecto del Aliasing. En cuanto a la resolución, es importante ajustar la señal de entrada al rango de medida para aprovecharla al máximo y obtener una mejor relación señal ruido. En este caso, se dispone de una resolución de 12 bits que corresponden a 4096 niveles de medida.

Para evitar la presencia del Aliasing se suelen utilizar filtros paso bajo que atenúan las señales de frecuencias mayores a la de Nyquist. No obstante, para el desarrollo de este trabajo no se cuenta con dicho filtro, por ello, se muestrea a una frecuencia bastante mayor a la de Nyquist.

Para la reducción de Leakage se utiliza la ventana de Hanning, que es la más empleada para este objetivo [2]. Para obtener una señal de mejor calidad se ha empleado el denominado “Vector averaging”, un método de promediado que elimina el ruido

computando las partes real e imaginaria de forma independiente y aprovechando que el ruido no guarda coherencia en cuanto a la fase [3].

La tarjeta de adquisición utilizada es una 6023E de National Instrument. Consta de un BNC2110 con 8 canales, a donde llegan las conexiones de los acelerómetros y demás sensores y de la tarjeta propiamente dicha que dispone de una resolución de 12 bits y un reloj de 2 MHz. A través de LabView se configura la tarjeta de adquisición y se controla la adquisición y el tratamiento de la señal, ver Figura 2 en la página siguiente.

La aplicación permite al usuario controlar todos los parámetros de la adquisición tales como la frecuencia de muestreo, número de muestras y número de promediados, entre otros. El programa aplica el algoritmo de la FFT a las muestras recogidas y devuelve el espectro en frecuencias, cuya amplitud está dada en unidades de aceleración, junto con la fase y la señal en el tiempo. Para analizar la señal en unidades de velocidad y desplazamiento se programó otra aplicación que integra la señal.

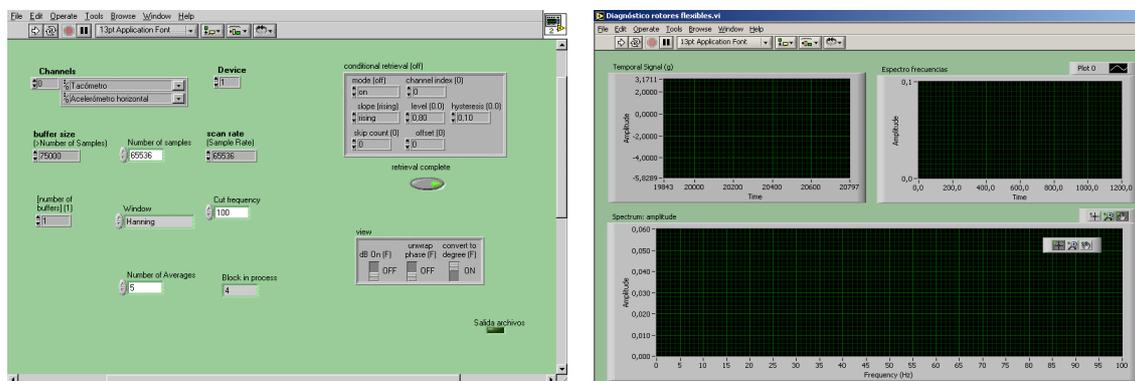


Figura 2. Aplicación “Diagnóstico de Rotores Flexibles”

4. Análisis modal teórico y experimental

Para el análisis de los espectros en frecuencia de las señales adquiridas y la posterior identificación de los picos presentes, se hace necesario el previo conocimiento de las frecuencias naturales del sistema. Por una lado, para que el rango de operación de la

máquina no esté cerca de estas frecuencias y, por otro, para tener un espectro más claro de cara a una mejor identificación de los fallos presentes, reflejados en el mismo.

El análisis modal es el proceso seguido en la determinación de las características dinámicas inherentes a un sistema mecánico y necesarias para la posterior formulación de un modelo matemático del comportamiento dinámico de dicho sistema [4].

En el análisis modal teórico, realizado en Elementos Finitos a través de Ansys para cada una de las piezas que componen el banco y para el conjunto del mismo, se aplicó el método directo de Block Lanczos. De esta manera se obtuvo un rango de frecuencias a medir en el análisis modal experimental, además de los puntos adecuados para realizar las excitaciones y respectivas mediciones.

En cuanto al análisis modal experimental, se realizó sobre el sistema completo, ejerciendo una fuerza exterior sobre el banco con un excitador electrodinámico TIRAvib 50018 y registrando la respuesta en 21 puntos, 15 sobre la bancada y 3 sobre cada uno de los apoyos, a través de un Analizador de Fourier HP – 35670. Las FRF obtenidas fueron introducidas al ordenador y procesadas por la aplicación LMS CADA-X que facilitó la identificación de los valores de las frecuencias y las formas modales aportando herramientas de validación y ajuste.

5. Diagnóstico de fallos en rotores flexibles

Entre los fallos más comunes encontrados en las máquinas rotativas está, por un lado, el desequilibrio producido cuando el eje principal de inercia no coincide con el eje geométrico del rotor, excitando la componente principal de velocidad con una amplitud dominante [5]. Así mismo, el desalineamiento angular y paralelo que se produce cuando dos ejes están conectados paralelos entre sí, pero no están en el mismo plano, o cuando no están paralelos, es un problema que genera vibraciones axiales excitando las frecuencias de dos o tres veces la velocidad de giro [5].

Por otro lado, los rodamientos suelen ser por diseño el eslabón más débil en la mayor parte de la maquinaria, constituyendo habitualmente el primer punto de fallo. Por ello, resulta de especial interés analizar los problemas que puedan presentar. Se introdujeron fallos en cada una de sus componentes obteniendo como respuesta vibraciones a unas frecuencias ya determinadas y que están directamente relacionadas con su geometría y la velocidad de giro, y cuya amplitud es consecuencia de la magnitud del fallo [6].

6. Resultados

El análisis modal teórico nos muestra un primer modo de flexión de la bancada a 158Hz y un segundo de torsión a 190Hz. Los resultados del análisis modal experimental se muestran en la Tabla 1, en la cual se aprecia que los primeros modos son referidos al movimiento de sólido rígido del banco debido a los Silents_Block y se resaltan los modos locales de flexión en los apoyos de cara al estudio del comportamiento dinámico del rotor.

Tabla 1. Resultados del Análisis Modal Experimental

Modo	CADA-X (Hz)	Descripción
1	13,22	Traslación en plano XZ
2	27,25	Giro respecto a eje paralelo a Y por centro de gravedad de la bancada.
3	30,17	Traslación en Y
4	38,28	Cabeceo respecto a Z
5	52,78	Cabeceo respecto a X
6	137,60	1º flexión de la bancada según X
7	145,60	Modo local de apoyo cercano a motor, flexión en X de la unión (cola de milano)
8	157,43	Modo local del otro apoyo, mismo que el anterior
9	174,88	1º torsión de la bancada en Z

Se realizaron pruebas de desequilibrio y desalineamiento con diferentes masas y velocidades del eje. Así se obtuvieron registros del comportamiento de estos problemas, como el que se presenta en la Figura 3, dejando como respuesta picos a la frecuencia de

giro en el caso de los desequilibrios y a dos y tres veces la frecuencia de giro en el caso del desalineamiento.

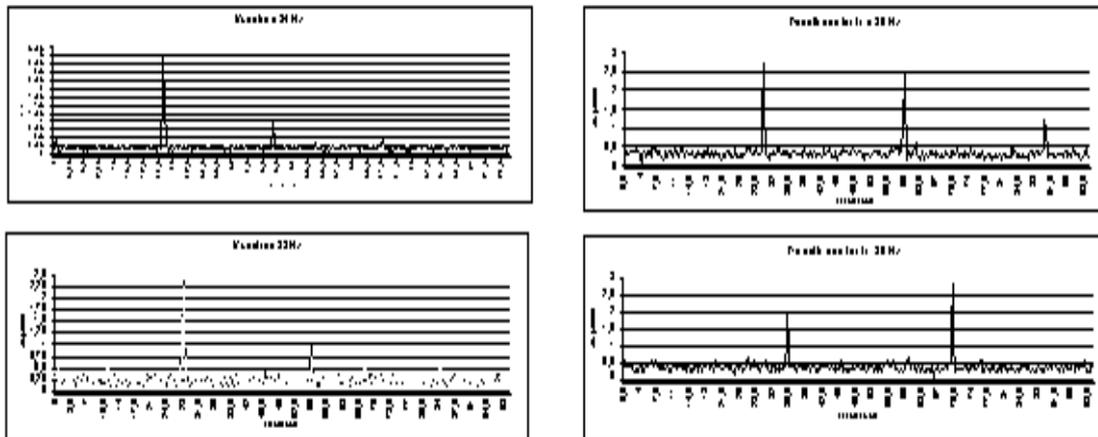


Figura 3. Desequilibrios (izquierda) y desalineamientos (derecha)

Defectos como aplastamientos en los rodillos y pistas ralladas fueron introducidos en los rodamientos para analizar su respuesta en el espectro en frecuencias. Se obtuvieron registros de la señal, como el de la Figura 4, para cada uno de estos fallos y a diferentes velocidades de giro. En el espectro en frecuencias se pudo notar la presencia de picos de pequeña magnitud a las frecuencias características de cada fallo [6].

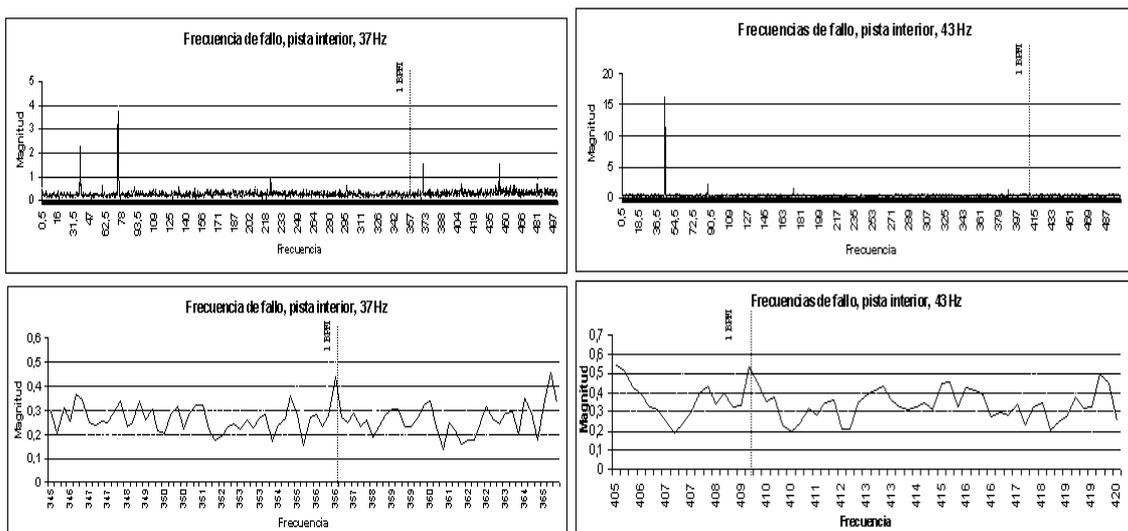


Figura 4. Fallos en pista interior y en pista exterior

7. Conclusiones

Se concluye la importancia que tiene el conocimiento de las frecuencias naturales del sistema y la selección de los parámetros de adquisición de cara a la obtención de una respuesta fiable para el análisis del comportamiento y estado de una máquina.

Se ha validado el diseño del banco de ensayos de cara al estudio de la teoría de fallos de máquinas rotativas, desde el punto de las vibraciones mecánicas, referidas a problemas de desequilibrios, desalineamientos y grietas en las componentes de un rodamiento reflejados en su espectro en frecuencias .

8. Referencias

1. Eisenmann R., Machinery malfunction diagnosis and correction, Prentice Hall, New Jersey (1998).
2. National Instrument LabView, Manual de Medidas, Madrid (1993).
3. Newland D., Vibraciones Aleatorias y Análisis Espectral, Ed. AC, Madrid (1983).
4. Rao S., Mechanical Vibrations, Addison Wesley, USA (1995).
5. Lipovszky G. and Sólyomvari K., Vibration Testing of Machines and their Maintenance, Elsevier, New York (1990).
6. Rao S. Handbook of Condition Monitoring, Elsevier, USA (1996).