

Identificación y caracterización del rozamiento en un rotor Jeffcott por medio de wavelets

Jorge Angel Sáenz Serdio^a, Juan Carlos Jáuregui Correa^{b*}, Claudia Aide González Cruz^b

^aGeneral Electric Infrastructure Queretaro

Campo Real 1692, Residencial El Refugio, C.P. 76146. Querétaro, Qro, México

^bFacultad de Ingeniería, Universidad Autónoma de Querétaro. Centro Universitario
Cerro de las Campanas S/N, C.P. 76010. Querétaro, Qro. México

*Autor contacto: jc.jauregui@uaq.mx

Resumen

Uno de los problemas más comunes que se presentan en la maquinaria rotativa es el evento de rozamiento. El rozamiento, puede evolucionar en impacto o fricción que directamente tienen una relación con el desempeño de una máquina. El presente artículo busca analizar el evento de rozamiento en un rotor Jeffcott mediante la experimentación. La intención principal es la identificación y caracterización del rozamiento que es un evento de naturaleza altamente no lineal. Las señales de vibración de este tipo de eventos son de tipo no estacionarias, las cuales los métodos tradicionales de análisis de señales como la FFT no capturan toda la información del evento y tienden a mostrar ruido. Los resultados generados en este artículo son analizados mediante otro tipo de transformada que es la transformada *wavelet* y los beneficios de este método son demostrados y permiten en última instancia la caracterización del evento.

Abstract

One of the most common problems with rotating machinery is rubbing. Depending on its intensity, rubbing can develop as impact or friction that has a direct relationship with machine performance. The present article seeks to analyze rubbing on a Jeffcott rotor by means of experimentation. The main intent is the identification and characterization of the rubbing event which is highly non-linear by nature. Vibration signals of these type of events are non-stationary, therefore, traditional analysis methods like the FFT doesn't capture the nature of the event and tend to show noise. The results generated are analyzed with the wavelet transform and the benefits of this method are demonstrated and they allow to show a full characterized rubbing event.

Palabras clave:

Rotor Jeffcott, Rozamiento, Transformada Wavelet

Keywords:

Jeffcott rotor, rubbing, Wavelet transform

Introducción

Las máquinas rotativas como lo pueden ser los compresores, turbinas, generadores, son usadas en industrias del tipo de generación de energía, petrolera, aviación, manufactura, etc. Es fácil observar la vasta presencia y utilidad de las máquinas rotativas. Por ello, más allá de entender simplemente el diseño de dichas máquinas, con el avance de la ingeniería y de los métodos de mantenimiento y monitoreo, se ha vuelto de vital importancia el ser capaces de observar su funcionamiento para su óptimo desempeño [1].

Ahora, los problemas que se pueden presentar en la maquinaria rotativa pueden atender a muchas causas desde el punto de vista mecánico: esfuerzos, fricción e impacto. De ahí que se ha vuelto necesario el entender los fenómenos para: 1) hacer cambios en el diseño, 2) proponer soluciones temporales, 3) analizar soluciones dentro del estado del arte que puedan atacar o lidiar con el problema de raíz.

El evento de interés en este artículo es el rozamiento debido a que es de naturaleza no lineal y a que la investigación desde

hace muchos años se ha centrado en su carecterización [2]. El rozamiento entre rotores y estatores es uno de los problemas que con mayor frecuencia se presentan en las máquinas rotativas. La presencia del rozamiento puede deberse a problemas relacionados con imbalance, desalineamiento, rodamientos, resonancia. Por ello, es de alto interés crear mejores modelos matemáticos para la caracterización y detección temprana del evento de rozamiento para su posible aplicación en herramientas de predicción. Además, el estilo usado dentro de la academia es contrastar dichos modelos matemáticos con pruebas experimentales para poder observar de manera directa la capacidad de dichos modelos para representar el evento en cuestión.

El presente artículo busca centrarse en un experimento llevado a cabo para entender el evento de rozamiento en un rotor de Jeffcott con el que mediante el uso de la transformada continua de ondeletas (CWT, *Continuous Wavelet Transform*, por sus siglas en inglés), se procederá a identificar y caracterizar los eventos de rozamiento.

El uso de *wavelets* ha sido desde hace unos años un método alternativo de análisis de señales de vibraciones, multi-resolución capaz de brindar resultados extremadamente útiles para aquellos eventos de naturaleza no lineal; característica inherente de las señales no-estacionarias.

Se puede ver a estas alturas el dilema que presenta usar herramientas tradicionales para el análisis de señales de vibración como lo ha sido la Transformada Rápida de Fourier (FFT, *Fast Fourier Transform*, por sus siglas en inglés), debido a que es bien sabido que, al transformar la información al dominio de la frecuencia, no se sabe en qué momento sucedió en evento de interés. Inclusive variaciones de la Transformada de Fourier como lo es la Transformada de Fourier de Tiempo Corto (STFT, *Short-time Fourier Transform*, por sus siglas en inglés) tienen desventajas como que su efectividad está sujeta a la resolución de la ventana espectral utilizada al momento de obtener los datos [3].

Metodología

El presente trabajo involucra dos partes principales: experimentación y análisis de resultados. La parte experimental consta de la caracterización del sistema, pruebas de rampa y velocidad constante. El análisis de resultados incluye el análisis de Fourier y el análisis en mapas tiempo-frecuencia para caracterizar los eventos de rozamiento.

Experimentos

El desarrollo experimental se realizó en el banco de pruebas que se ilustra en la Fig. 1:



Figura 1. Banco de pruebas experimentales de rotor Jeffcott

El banco consiste de un rotor flexible con una masa desbalanceada, soportado por dos chumaceras hidrodinámicas que se hacen girar con un motor BALDOR de velocidad variable (90V, corriente directa). Para representar el rozamiento entre

el rotor y la carcasa, se instaló un dispositivo que se muestra en la Fig. 2 que permite modificar la fuerza de fricción entre el rotor y un soporte rígido. El banco se instrumentó con dos acelerómetros MEMS ADXL103 con una resolución de 1000mv/g y un ancho de banda de 2.5 kHz. La señal de los acelerómetros se conectó a un sistema de adquisición de datos National Instruments NIUSB- 6366 de 16 bits con una frecuencia de muestreo de 10kHz con una captura de 5000 datos.

El diseño de pruebas se describe en la Tabla 1. Para caracterizar dinámicamente el sistema se hizo una prueba de impacto, posteriormente se realizó una prueba de barrido de frecuencias para distinguir las fuentes de excitación de la respuesta dinámica, en particular, el efecto de la fricción.

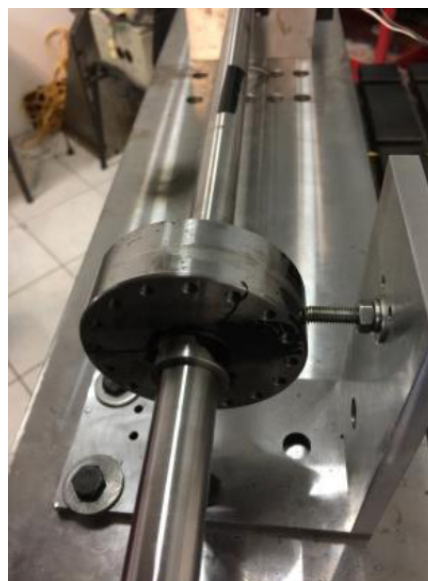


Figura 2. Dispositivo de rozamiento

Para ello, se aumentó la velocidad de manera constante y después se disminuyó la velocidad siguiendo una rampa similar. Estas pruebas iniciales de rampa se aplicaron al rotor sin fricción y después con fricción leve. La finalidad de las pruebas de rampa es el identificar las frecuencias naturales, así como la presencia de la respuesta no lineal del fenómeno de fricción.

Tabla 1. Diseño de Pruebas

Prueba	Característica
Impacto	Caracterización del sistema
Sin fricción	Rampa de ascenso y descenso
Fricción leve	Rampa de ascenso y descenso
Sin fricción	Velocidad constante 37 Hz (2200 rpm)
Fricción leve	Velocidad constante 37 Hz (2200 rpm)
Fricción completa	Velocidad constante 37 Hz (2200 rpm)

Los datos obtenidos se grabaron como vectores de tiempo. Para poder identificar el fenómeno del rozamiento se determinó el espectro de frecuencia mediante la FFT, sin embargo, como ya se mencionó, este proceso no permite identificar

las no linealidades ni los efectos transitorios, por lo que se construyeron mapas tiempo-frecuencia para analizar estos efectos.

Mapas tiempo-frecuencia

Los mapas tiempo-frecuencia se desarrollaron aplicando laCWT. La transformada permite identificar el instante de tiempo en el que se presenta cada una de las frecuencias de referencia y trasforma una señal unidimensional en una función bidimensional en términos del tiempo y la frecuencia. La ecuación general de la transformada de continua de ondas se determina con la siguiente ecuación:

$$X(s, \tau) = \frac{1}{\sqrt{s}} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \psi^* \left(\frac{t-\tau}{s} \right) dt \quad (1)$$

Donde s es el factor de escala en el dominio de la frecuencia que correlaciona la señal original $x(t)$ con la función madre y $\psi^*((t-\tau)/s)$ es la función compleja conjugada de la función madre. Existen muchas funciones madre, pero la función desarrollada por Morlet es la que mejor despliega los fenómenos no lineales y las respuestas transitorias en señales de vibración. La función Morlet se determina como:

$$\psi \left(\frac{t-\tau}{s} \right) = e^{i2\pi f_0 \left(\frac{t-\tau}{s} \right)} e^{-\alpha \left(\frac{t-\tau}{s} \right)^2} \quad (2)$$

donde f_0 , α , β son parámetros constantes que se ajustan en función de la resolución y las frecuencias características de la señal analizada. Refiérase a [7] para obtener detalles sobre la teoría y aplicación de las ondeletas en diferentes tipos de maquinaria rotativa.

Análisis de Resultados

El primer análisis corresponde a los espectros de frecuencia. No se incluyen los espectros de las rampas de ascenso y descenso porque no arrojan resultados útiles para estudiar el fenómeno de rozamiento.

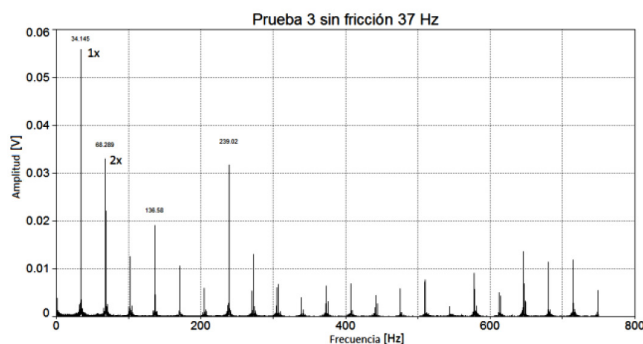


Figura 3. Espectro de frecuencia para el caso sin fricción.

La Fig. 3 corresponde al espectro de frecuencia de la prueba sin fricción a 2200 rpm.

En este espectro se visualizan picos de frecuencia a la velo-

cidad de rotación (1x), el primer armónico (2x), el tercer armónico (4x) y el sexto armónico (7x). Es importante resaltar que este es el espectro considerado como sano, la presencia de los armónicos se debe al desalineamiento propio del rotor. Este espectro se utiliza como referencia para identificar las variaciones que produce el rozamiento.

La figura 4 corresponde al espectro de frecuencia de la prueba de rozamiento leve, el rotor también se mantuvo a velocidad constante (2200 rpm).

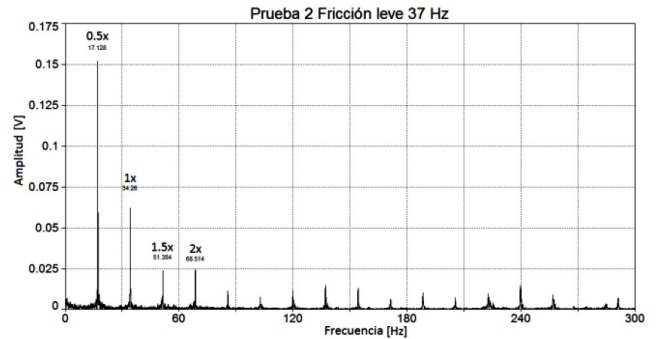


Figura 4. Espectro de frecuencia para el caso de fricción leve.

En este caso, se aprecia un cambio significativo en el espectro y el pico dominante aparece a la mitad de la velocidad de rotación (0.5X). Esto ha sido ampliamente reportado en los libros de texto de vibraciones [4], sin embargo, el espectro de frecuencia no permite estudiar el comportamiento del rozamiento, sólo identifica su existencia.

La Fig. 5 presenta el espectro de frecuencia de la prueba de fricción completa. Esta prueba también se realizó a velocidad constante (2200 rpm).

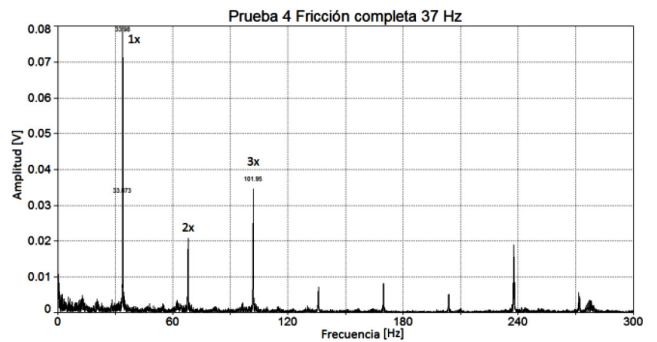


Figura 5. Espectro de frecuencia para el caso de fricción completa.

En este caso, el pico de frecuencia a 0.5x desaparece, se incrementa el pico correspondiente a la velocidad de rotación. Lo más sobresaliente de este espectro es la presencia de “ruido” alrededor de los picos dominantes. El comportamiento del ruido se analiza con los mapas tiempo frecuencia.

La Fig. 6 muestra como a partir de un mapa tiempo-frecuencia, en cierto instante de tiempo, es posible ver las frecuencias presentes. Además, se pueden observar las variaciones de la frecuencia en función del tiempo. El mapa de contornos muestra las variaciones de la amplitud de la Ec. 1 que están

en función de las variaciones del factor de escala s (frecuencia) y el tiempo. En una FFT, el eje de las x es análogo al factor de escala. Cabe recalcar para el análisis presentado, es de interés conocer las variaciones relativas en las amplitudes y no los valores absolutos. Los valores máximos correspondientes a cada frecuencia, aparecen en los espectros de frecuencia.

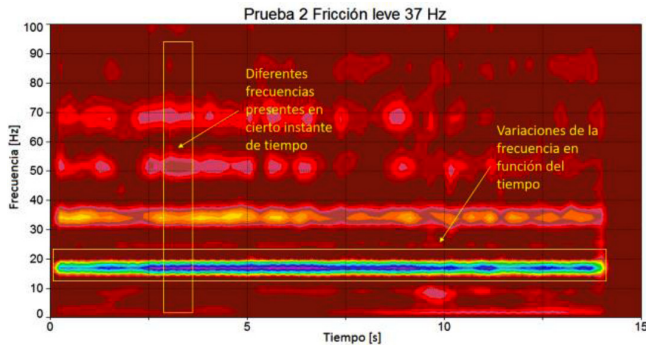


Figura 6. Características del mapa tiempo-frecuencia

La Fig. 7 presenta el mapa tiempo-frecuencia de la prueba de ascenso y descenso cuando el rotor operaba sin fricción. Se puede observar que las máximas amplitudes ocurren a 45 Hz y se observa simetría entre la rampa de ascenso y la de descenso. Se observan rampas paralelas al doble de la velocidad de rotación. También se observa que el primer modo de vibración ocurre a la frecuencia de 45 Hz.

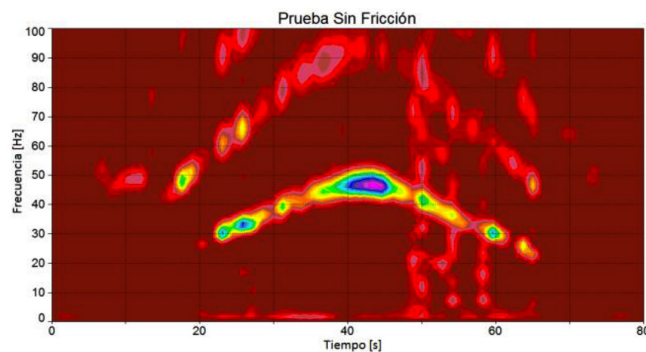


Figura 7. Mapa tiempo-frecuencia para el caso sin fricción

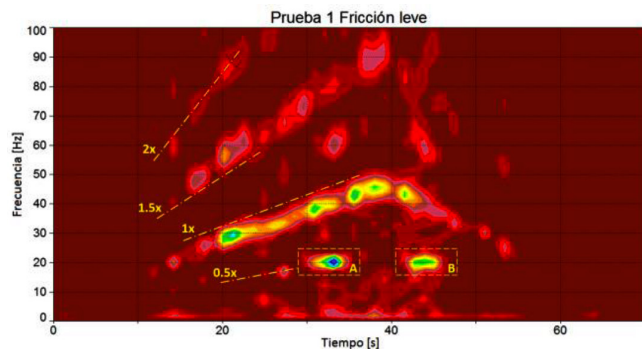


Figura 8. Mapa tiempo-frecuencia para el caso con fricción leve

La Fig. 8 muestra el mapa-tiempo frecuencia correspondiente a la prueba de ascenso y descenso con fricción leve. En este caso se observa la presencia de picos de frecuencia a la

mitad de la velocidad de rotación, sin embargo, estos picos no se presentan durante toda la prueba, son más sobresalientes a velocidades cercanas a la frecuencia natural. Es importante notar que la amplitud correspondiente a $0.5X$ tiene una amplitud mayor ($A > B$) en la rampa de ascenso vs. la rampa de descenso, esto no sucedió en el caso sin fricción (Fig. 7). La razón del evento se debe a la no linealidad del fenómeno de rozamiento que se puede representar como un sistema de rigidez variable [6]. Este fenómeno también se conoce como salto.

Los resultados de las pruebas a velocidad constante se muestran en las Figs. 9-11. La Fig. 9 muestra el mapa tiempo-frecuencia correspondiente a la prueba sin rozamiento.

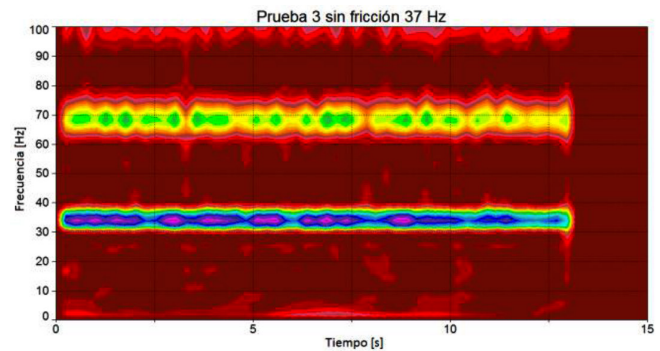


Figura 9. Mapa tiempo-frecuencia para el caso sin fricción (velocidad constante)

En esta figura se observan dos franjas horizontales cuyas amplitudes son casi constantes y corresponden con las frecuencias 34 Hz y 68 Hz.

La Fig. 10 muestra el mapa tiempo-frecuencia correspondiente a la prueba con fricción leve. En este caso se observa una franja horizontal a $0.5X$, la franja correspondiente a la velocidad de rotación (34 Hz) presenta variaciones a lo largo del tiempo, aparece otra franja a 26 Hz de muy baja amplitud y las franjas a 52 Hz y 68 Hz presentan muchas variaciones en el tiempo. Esta es una clara indicación del comportamiento no lineal del fenómeno de fricción. Cabe resaltar que la respuesta dinámica a 26 Hz y 52 Hz no son sincronas y son los elementos fundamentales de identificación del fenómeno de fricción que no se puede identificar analizando sólo el espectro de frecuencia.

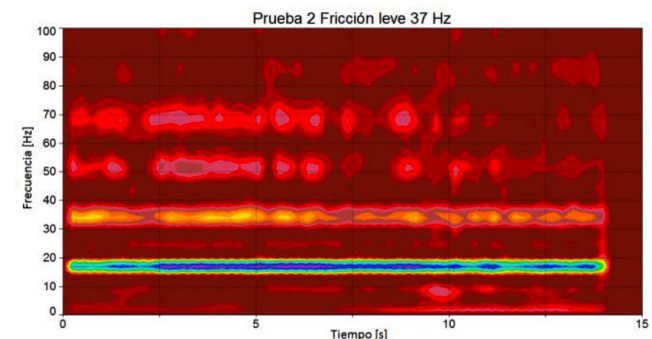


Figura 10 – Mapa tiempo-frecuencia para el caso de fricción leve (velocidad constante)

La Fig. 11 presenta el mapa tiempo-frecuencia correspondiente a la prueba con fricción completa. En esta figura es importante notar cómo la franja correspondiente a 17Hz deja de ser continua y presenta altas variaciones en el tiempo. También se observa que se desarrolla una nueva franja correspondiente a los 100Hz y franjas verticales que confirman la alta no linealidad del fenómeno. Los modelos de fricción actuales no representan este comportamiento por lo que se necesitan nuevos modelos que describan este tipo de comportamientos.

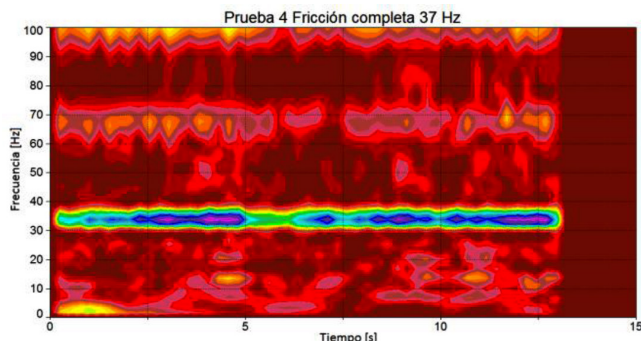


Figura 11. Mapa tiempo-frecuencia para el caso de fricción completa (velocidad constante)

Conclusiones y Trabajo Futuro

- El caso de fricción leve muestra a 0.5x la presencia del fenómeno de rozamiento de manera más o menos estable.
- El evento de rozamiento es no lineal por naturaleza. Esto lo podemos ver en las bandas verticales que aparecen en el caso de fricción completa además de que se puede ver que las amplitudes en el mapa de contornos no son constantes a lo largo del tiempo.
- Al tener fricción completa, el sistema ya no muestra el evento como anteriormente lo hacía en el caso de fricción leve a 0.5x. Esto no quiere decir que no haya fricción, sino que una vez pasado el umbral es cada vez más difícil su identificación.
- Como trabajo futuro queda la creación del modelo matemático del sistema y su simulación.

REFERENCIAS

- [1] J.S. Rao, *History of Rotating Machinery Dynamics* (1 ed.). Springer Netherlands (2011).
- [2] A. Muszynska, *Rotor-to-stationary element rub-related vibration phenomena in rotating machinery-literature survey*, Sound and Vibration Digest 21 (1989) 3-11.
- [3] G. Strang, "Wavelet transforms versus Fourier transforms," *Bulletin of the American Mathematical Society*, vol. 28, pp. 288-305, 1993.
- [4] A. A. Lozano, J. C. Jáuregui, *Las Vibraciones Mecánicas en el mantenimiento predictivo*. Editorial Fundap, 2013.
- [5] "Advances in Vibration Analysis Research", ed. by F. Ebrahimi, Chapter 15. ISBN 978-953-307-209-8
- [6] E. Rubio, J.C. Jáuregui, *Time-Frequency analysis for Rotor-Rubbing Diagnosis*. DOI: 10.5772/15186
- [7] R. Yan, R. X. Gao, X. Chen, *Wavelets for fault diagnosis of rotary machines: A review with applications*. Signal Processing 96 (2014) 1-15