

## Efectos en la vibración debidos al cambio de la rigidez en un rotor fisurado

CAMACHO, Aldo\*†, Aldo, PALACIOS, Luis, RAMÍREZ, Ignacio, VERA, Edgar, ANCHONDO, Lourdes

Recibido Abril 25, 2016; Aceptado Octubre 08, 2016

### Resumen

En las compañías relacionadas con la extracción de crudo y automovilística, muchos componentes están sujetos tanto a desgaste como ambientes corrosivos. El desarrollo de recubrimientos protectores en estas partes es de considerable interés para preservar su integridad estructural y por tanto la eficiencia. En la presente investigación, se realiza una comparación microestructural y mecánica entre las películas delgadas de carbón hidrogenado cuasidiamante (a-C:H o H-DLC) con la intención de reconocer la aplicabilidad en componentes de dichas industrias. La deposición se realizó con el proceso por deposición química de vapores por plasma mejorado (PECVD) sobre aceros API X65 y AISI 52100. La arquitectura de las películas está compuesta por una capa adherente de Cr, otra capa de WC y una última de H-DLC con un contenido de 20-40 % at. de H. La estructura de las películas se evaluó con espectroscopía Raman. Otras técnicas y aparatos como SEM, AFM, GDOES, Nano-indentación y scratch tests se emplearon para la caracterización microestructural y mecánica. Se investigó el comportamiento mecánico de las películas en términos de fricción y desgaste mediante los procedimientos de bola-sobre-placa y perno sobre placa. El revestimiento hidrogenado exhibió mejor comportamiento tribológico cuando se depositó sobre acero AISI 52100 que el que se depositó sobre el acero API X65.

**H-DLC, tribología, acero API X65, acero AISI 52100**

### Abstract

In oil and gas and motor companies many components are subjected to wear and corrosive environments. The development of protective coatings on these parts is of high interest to preserve its structural integrity and so its performance. In the present work, a structural and mechanical comparison of a hydrogenated diamond-like carbon (a-C:H or H-DLC) coating is carried out to acknowledge if one or both could be candidates to be used in such industries. The coatings were deposited by the plasma enhanced chemical vapour deposition (PECVD) methodology on API X65 and AISI 52100 steels. The films included an adherent Cr interlayer followed by the DLC coating, namely, Cr/WC/a-C:H, with 20-40 at.% of H content. A Raman spectrometry was used to characterise the bonding structure of the H-DLC films. SEM, AFM, GDOES, Nano-indentation and scratch testing were also used to evaluate the microstructural and mechanical features. The mechanical behaviour of the coatings in terms of the friction and wear was assessed using a ball-on-plate and pin-on-plate methodologies. The H-DLC coating exhibited a better tribological performance when deposited on AISI 52100 than that film when deposited on API X65.

**H-DLC, Si-DLC, tribology, API X65, AISI 52100**

**Citación:** CAMACHO, Aldo, PALACIOS, Luis, RAMÍREZ, Ignacio, VERA, Edgar, ANCHONDO, Lourdes. Efectos en la vibración debidos al cambio de la rigidez en un rotor fisurado. Revista Tecnología e Innovación 2016, 3-9: 61-66

\*Correspondencia al Autor (Correo Electrónico: aldocamacho\_17@hotmail.com)

† Investigador contribuyendo como primer autor.

## Introducción

En lo que respecta a equipos rotatorios industriales, dada la naturaleza de los mismos, se pueden presentar diversos tipos de fallas en estos, como es el caso de desalineamiento, desbalance, pandeo, presencia de fisuras, por mencionar algunas [1]. Las consecuencias de fallas no previstas en equipos rotatorios, se pueden clasificar en accidentes o pérdidas económicas, dada la necesidad de optimizar los procesos de mantenimiento, diseño y fabricación, la detección de fallas en equipos es un factor fundamental para lograr este objetivo. Conocer las características y los efectos de las fisuras permitirá realizar modelos de ejes más precisos, con lo cual se pueda obtener datos más ciertos sobre los parámetros de daño, la confiabilidad y el ciclo de vida del producto.

Las máquinas con ejes fisurados serán cada vez más frecuentes en la industria nacional conforme los lapsos entre mantenimientos mayores del equipo rotatorio se incrementen.

Afortunadamente en las turbomáquinas una fisura puede crecer de manera estable, sin explotar súbita y catastróficamente, gracias a las altas temperaturas de operación, sin embargo, en equipo que opera a temperatura ambiente, una fisura se propaga más rápidamente

El problema que se presenta en un eje de turbo-maquinaria es la presencia de fisuras en este, dado que este tipo de fisuras puede generar daños irreparables y cuantiosos. Dentro de las causas principales que generan las fisuras se menciona la aparición de la ortotropía en la microestructura del eje. Sobre todo, considerando que resulta casi imposible controlar los procesos de fabricación para lograr aceros totalmente homogéneos. Otro de los aspectos que influye en la generación de fisuras son los desbalances (estáticos o dinámicos).

Cuando la masa se concentra en un punto, por pequeña que sea esta concentración, la fuerza tangencial a la que se somete el eje es muy elevada [2]. Esta fuerza será un múltiplo escalar del vector de aceleración, por lo que la probabilidad de que se presente una fisura aumenta en función de los ciclos de trabajo a los que se somete el material.

Se presentan resultados orientados a cuantificar y caracterizar el cambio en la respuesta vibratoria del eje a medida que la fisura incrementa su tamaño, es importante mencionar que adicionalmente se ha obtenido la variación en la rigidez del rotor producida por la evolución de este mismo fenómeno.

## Desarrollo

En esta sección se presentará el desarrollo de los modelos matemáticos que servirán para caracterizar el comportamiento del sistema estudiado, de manera que a partir de dichos modelos se puedan realizar los programas computacionales necesarios para efectuar los cálculos y predicciones.

El estudio se basará en el modelo de “Rotor Jetcott”. Este consiste en un modelo de rotor básico que posee las características fundamentales de los modelos de los rotores más complejos en las respuestas al desequilibrio [4].  
Fisura

Se sabe que cuando en un rotor de una máquina se genera una fisura, la forma de esta es impredecible. Sin embargo, la existencia de una fisura en un eje rotatorio necesita ser modelada para ser considerada en las ecuaciones de movimiento del sistema en estudio.

Fundamentalmente se trabaja con dos tipos de fisuras. Las de frente plano, o recto, y las de frente elíptico. La mayoría de autores trabaja con fisuras de frente de recto.

Aunque hoy en día se sabe que la realidad no se corresponde exactamente con esta hipótesis, es una buena aproximación. En este estudio se utilizarán fisuras rectas .

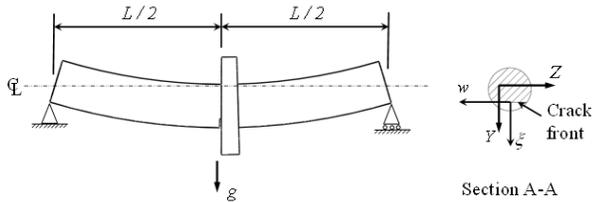


Figura 1 Sistema de rotor y la sección transversal modelo de fisura.

Modelo de Mayes y Davies

Mayes y Davies propusieron una función cosenoidal que representa muy bien el comportamiento de fisuras profundas se muestra en la figura 1. Con esta función se logra evitar el cambio brusco durante el proceso de apertura y cierre de la fisura, obteniendo una transición más suave, tal como ocurre en la realidad, sobre todo para fisuras profundas. La función propuesta por Mayer y Davies se presenta a continuación:

$$G(\theta) = \frac{1+\cos \theta}{2} \tag{1}$$

Modelo analítico

Para modelar el comportamiento de un eje fisurado se utiliza el razonamiento expuesto en el punto anterior, teniendo en cuenta que desde el momento en el que aparece la fisura, la flexibilidad del eje ya no es única. Esta tomará diferentes valores dependiendo de la posición relativa del eje en su movimiento de rotación.

$$m\ddot{Y} + c\dot{Y} + (K_{\xi} + K_{\eta})\frac{Y}{2} + \frac{G}{2}\{(K_{\xi} - K_{\eta}) \cos 2\theta - 2k_{\xi\eta} \sin 2\theta\}Y + \frac{G}{2}\{(K_{\xi} - K_{\eta}) \sin 2\theta - 2k_{\xi\eta} \cos 2\theta\}Z = me\omega^2 \cos(\theta + \beta) - mg \tag{2}$$

$$m\ddot{Z} + c\dot{Z} + (K_{\xi} + K_{\eta})\frac{Z}{2} + \frac{G}{2}\{(K_{\xi} - K_{\eta}) \cos 2\theta - 2k_{\xi\eta} \sin 2\theta\}Z + \frac{G}{2}\{(K_{\xi} - K_{\eta}) \sin 2\theta + 2k_{\xi\eta} \cos 2\theta\}Y = me\omega^2 \cos(\theta + \beta) \tag{3}$$

Resultados y análisis

En este capítulo se mostrarán los resultados obtenidos en los diferentes casos analizados. Para resolverlos, se ha realizado un programa basado en la herramienta informática MatLab, que resuelve las ecuaciones de movimiento, proporcionando los desplazamientos del centro del eje, tal y como se ha expuesto en el capítulo anterior.

Comparación de órbitas

De esta manera se han resuelto casos diferentes, para distintas condiciones de fisura. El programa desarrollado tarda alrededor de medio minuto (dependiendo del equipo informático que lo haga) en resolver cada uno de ellos. Para los casos particulares que requieren un estudio más a fondo. Estos casos se verán más adelante. En la siguiente tabla se muestran los parámetros físicos y geométricos que caracterizan el sistema en estudio.

Longitud del eje	0.69 m
Masa	1.495 Kg
Radio del eje	6.35e-3 m
Excentricidad de desbalance	30e-6 m
Modulo de Young	210e9 Pa
Amortiguamiento Adimensional	0.05
Profundidad de la fisura	a/D= 0.1,0.2,0.3,0.4,0.5
Gravedad	9.81 m/s <sup>2</sup>

Tabla 1 Geometría y parámetros físicos del sistema.

Fue posible cuantificar la depreciación de la rigidez que sufre un eje cuando tiene una fisura transversal. se muestra la tendencia de la rigidez del eje fisurado conforme se aumenta el tamaño de la fisura.

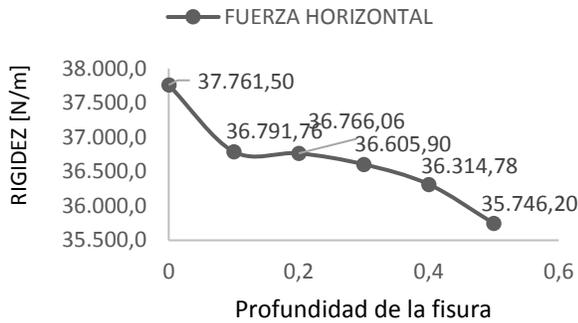


Figura 2 Respuesta hotizontal de la rigidez de eje fisurado.

### Fuerza vertical

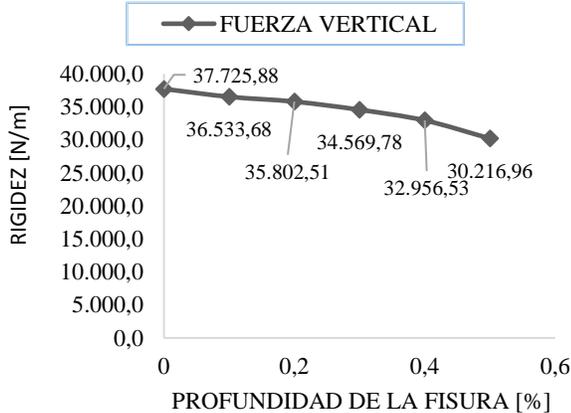


Figura 3 Respuesta vertical de la rigidez de eje fisurado.

La rigidez del eje aumenta no-linealmente con la profundidad de la grieta, mientras que las amplitudes de las resonancias locales aumentan más drásticamente con tal profundidad de grieta; por ejemplo, variando la profundidad de la grieta dos veces (25% a 50%) aumenta el cambio de rigidez asimensional más de cuatro veces, mientras que las amplitudes a la mitad de la resonancia crítica llegan a ser 5.4 veces más grandes.

Lo anterior explica porqué en operación en campo donde se monitorean las vibraciones de los cojinetes, la presencia de una grieta generalmente llega a ser clara solamente después de que alcanza del 30% al 40% del diámetro del eje.

En las siguientes graficas se presenta un caso donde haciendo uso de los parámetros de la configuración y manteniendo fija la velocidad de giro del rotora se procede a variar la magnitud del desbalance residual. En este análisis se puede observar la influencia de la magnitud del desbalance residual en la respuesta vibratoria de un rotor agrietado; además, aunque el caso cuando el porcentaje de fisura es 0% en la práctica representaría un caso irreal este permite la caracterización de la respuesta vibratoria debida a la sola presencia de la grieta.

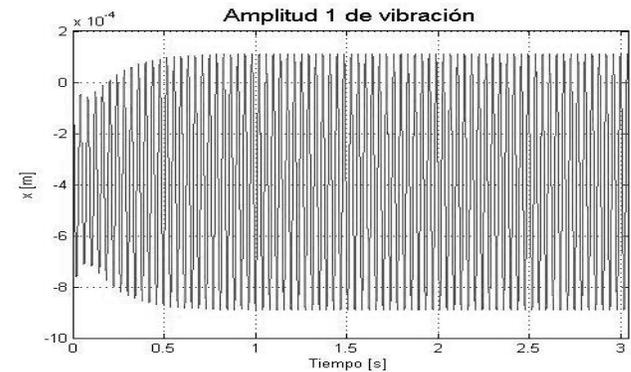


Figura 4 Respuesta amplitud de vibración a 10% de fisura.

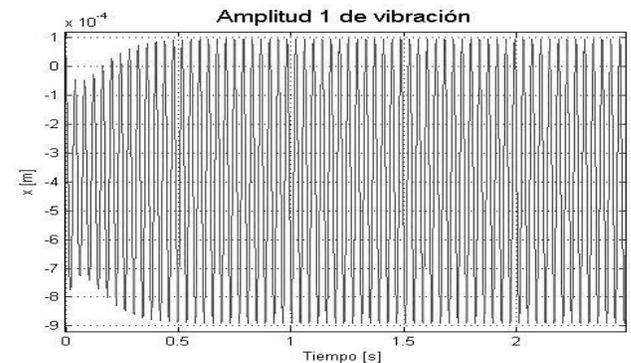
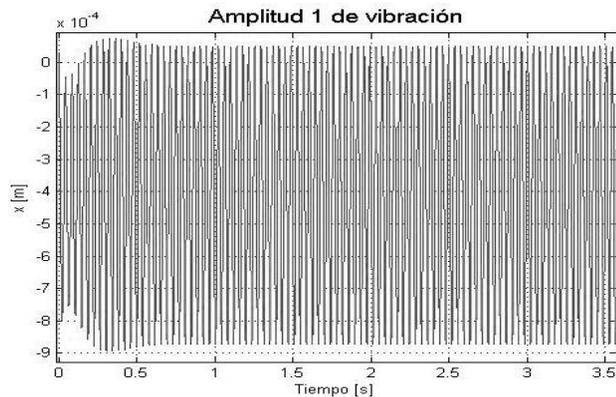
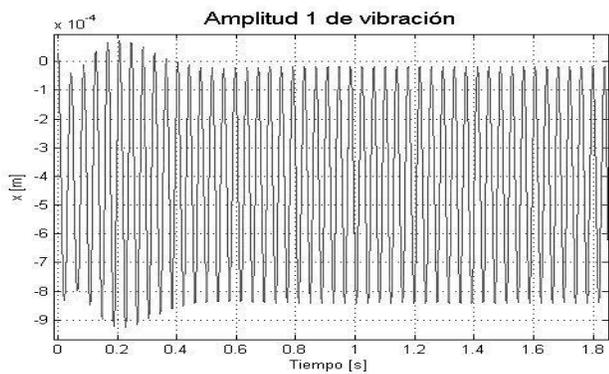


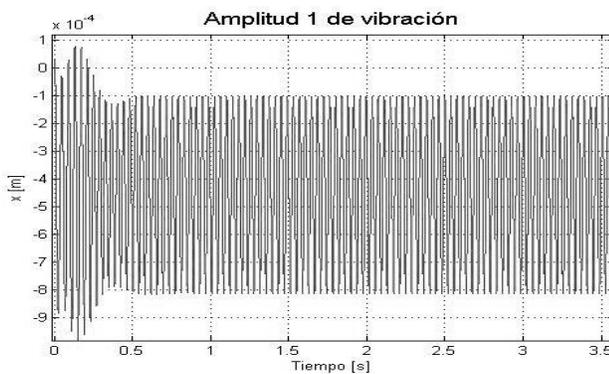
Figura 5 Respuesta amplitud de vibración a 20% de fisura.



**Figura 6** Respuesta amplitud de vibración a 30% de fisura.



**Figura 7** Respuesta amplitud de vibración a 40% de fisura.



**Figura 8** Respuesta amplitud de vibración a 50% de fisura.

Se presentan y estudio las graficas de la respuesta de amplitud de vibración contra el tiempo en operación ante diferentes profundidades de la grieta.

Por otro lado, se ha constatado que, al aumentar la profundidad de la fisura aumenta también el tamaño de la amplitud de vibración. Este aumento de tamaño es debido a que, al crecer la fisura, disminuye la sección resistente del eje, disminuyendo a su vez la rigidez del mismo.

### Agradecimientos

Los autores agradecen al Instituto Tecnológico de Pachuca y al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología y al Instituto de Ciencia y Tecnología por el apoyo brindado.

### Conclusiones

Se ha desarrollado con éxito el programa de cómputo que resuelve las ecuaciones de movimiento de un rotor fisurado y desequilibrado. De los resultados obtenidos al aplicar dicho programa a casos reales se pueden extraer información que permita una mejor operación de maquinaria rotatoria.

Ha sido posible cuantificar la disminución de la rigidez que sufre un eje cuando tiene una fisura transversal. Además se muestra la tendencia de la rigidez del eje fisurado conforme se incrementa el tamaño de la fisura.

Por otro lado, se ha constatado que, al aumentar la profundidad de la fisura aumenta también el tamaño de amplitud de vibración. Este aumento de tamaño es debido a que, al crecer la fisura disminuye la sección resistente del eje, disminuyendo a su vez la rigidez del mismo. Este efecto está relacionado con el desplazamiento de las frecuencias naturales del sistema.

**Referencias**

Jean- Jacques Sinou., “Effects of a crack on the stability of a non-linear rotor system”, *International Journal of a Non-Linear Mechanics* 42 (2007), pp. 959-972.

Gómez-Mancilla, J.C., García-Illescas, R., “Vibration Stability and Experimental Analysis of Cracked Shafts”, 9th. Int. Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, ISROMAC-9, Hawaii, USA, February 2002.

Zambrano-Reyes A., “Estudio Numérico-Analítico de la Respuesta Vibratoria de Ejes Fisurados”, Tesis de Maestría en Ciencias, SEPI-ESIME, Instituto Politécnico Nacional, México D.F., México, 2005, pp.127-135.

Gómez-Mancilla, J., García Illescas, R., “Analysis in the Characterizacion of the Dynamic Behaviour of Cracked Rotating Shafts”, 6th. International Conference on Rotor Dynamics, IFToMM, Sydney, Australia, Oct. 2002.