

División de Ciencias Básicas e Ingeniería

Licenciatura en Ingeniería Mecánica

**Estimación Algebraica en Línea del Desbalance de un Rotor  
Jeffcott Operando a Velocidad Angular Constante**

Modalidad: Proyecto Tecnológico  
Versión Segunda  
Trimestre 15P

Alumno: David Rodriguez Angeles

Ma  
e-mail:

Firma \_\_\_\_\_

Asesor: Dr. Francisco Beltrán Carbajal

Titular C, Grupo de Investigación: Sistemas Mecánicos de Frontera

Departamento de Energía

e-mail:

Teléf

Firma \_\_\_\_\_



*A REVISIÓN.*


Julio 10, 2015

En caso de que el Comité de Estudios de la Licenciatura en Ingeniería Mecánica apruebe la realización de la presente propuesta, otorgamos nuestra autorización para su publicación en la página de la División de Ciencias Básicas e Ingeniería.



---

Dr. Francisco Beltrán Carbajal



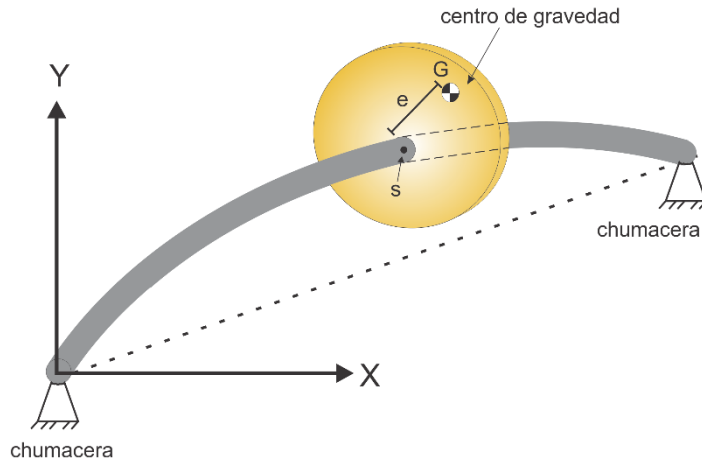
---

David Rodríguez Ángeles

# 1. Introducción

El modelado matemático y la simulación computacional son herramientas ampliamente utilizadas en el diseño de máquinas. Esto obedece a que un prototipo analítico de una máquina, representado por un conjunto de ecuaciones diferenciales, ofrece la posibilidad de predecir su comportamiento dinámico y de usar esta información para implementar mejoras en el diseño, de tal manera que se obtenga el comportamiento deseado, sin necesidad de realizar excesivas pruebas de laboratorio o en el equipo real. En este sentido, el modelo del rotor Jeffcott ha sido ampliamente utilizado para describir el fenómeno de vibraciones en sistemas mecánicos rotatorios excéntricos prácticos. La presencia de una velocidad crítica y el efecto del amortiguamiento en la respuesta vibratoria del sistema se pueden describir mediante un rotor Jeffcott [1-3].

El modelo del rotor Jeffcott consiste de una flecha flexible, con un disco en la parte central, soportada en cada extremo por una chumacera de bolas como se muestra en la Figura 1. El centro geométrico del disco  $S$  y su centro de masa  $G$  se encuentra a una distancia  $e$ , la cual se le conoce como excentricidad.



**Figura 1.** Diagrama esquemático de un rotor Jeffcott.

El modelo matemático que describe la dinámica del rotor está dado por el siguiente conjunto de ecuaciones diferenciales para velocidad angular variable [4,5]:

$$\begin{aligned}
 m\ddot{x} - m\dot{\varphi}^2 \sin(\varphi + \beta) - m\dot{\varphi}^2 \cos(\varphi + \beta) + k_x x + c_x \dot{x} &= 0 \\
 m\ddot{y} + m\dot{\varphi}^2 \cos(\varphi + \beta) - m\dot{\varphi}^2 \sin(\varphi + \beta) + k_y y + c_y \dot{y} &= 0 \\
 J_e \ddot{\varphi} - m\dot{x} \sin(\varphi + \beta) + m\dot{y} \cos(\varphi + \beta) + c_\varphi \dot{\varphi} &= \tau
 \end{aligned} \tag{1}$$

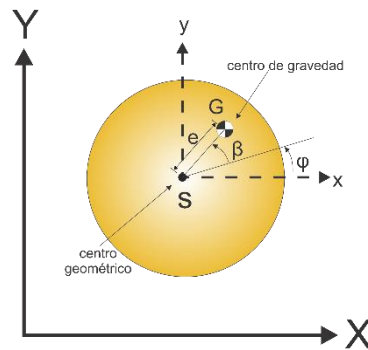
donde  $k_x$  y  $k_y$  son las constantes de rigidez equivalente de la flecha en las direcciones horizontal y vertical, respectivamente,  $c_x$  y  $c_y$  son los coeficientes de amortiguamiento viscoso en las direcciones horizontal y vertical, respectivamente,  $J_e$  es el momento de inercia

del rotor respecto al eje de rotación,  $c_\varphi$  es el amortiguamiento viscoso rotacional, y  $\tau$  es el par torsional de control suministrado por el motor impulsor para regular la velocidad del sistema. Entonces, las fuerzas centrífugas debidas al desbalance del rotor están dadas por

$$\begin{aligned} f_x &= mu\ddot{\varphi} \sin(\varphi + \beta) + mu\dot{\varphi}^2 \cos(\varphi + \beta) \\ f_y &= mu\dot{\varphi}^2 \sin(\varphi + \beta) - mu\ddot{\varphi} \cos(\varphi + \beta) \end{aligned} \quad (2)$$

donde  $\varphi$ ,  $\dot{\varphi}$  y  $\ddot{\varphi}$  son el desplazamiento, velocidad y aceleración angulares, respectivamente.

Los parámetros más importantes y difíciles de estimar en un rotor Jeffcott son el módulo del vector de excentricidad ( $e$ ) y su ángulo ( $\beta$ ) (véase Figura 2). La excentricidad se define como la distancia radial entre el centro geométrico de rotación y el centro de masa del disco.



**Figura 2.** Vista lateral del disco del rotor Jeffcott.

Actualmente existen diversos dispositivos controlados activamente que buscan contrarrestar el efecto de estas fuerzas de perturbación ( $f_x$  y  $f_y$ ), a través de la aplicación de fuerzas de control ( $u_x$  y  $u_y$ ). Algunos de estos dispositivos son suspensiones electromecánicas [3,4] y chumaceras electromagnéticas [4,5]. Sin embargo, la mayoría de las técnicas de balanceo activo de rotores requieren de información en tiempo real del vector del desbalance ( $u, \beta$ ).

Así, en este proyecto se busca desarrollar un esquema de estimación algebraica en línea de los parámetros del vector de excentricidad y de las fuerzas de desbalance en un rotor Jeffcott para condiciones de velocidad angular constante, utilizando solamente mediciones de la aceleración de la vibración en el disco. Cabe mencionar que el uso de sensores de aceleración (acelerómetros) es bastante común en muchas aplicaciones del control de vibraciones. Se pretende que los identificadores algebraicos, que se propongan para la estimación en línea de los parámetros y señales que caractericen el desbalance, se puedan implementar con dispositivos de balanceo que requieran de esta información.

## 2. Antecedentes

La maquinaria rotatoria es parte básica de cualquier industria y su uso se ve involucrado en un sin número de procesos productivos. El hecho de que un rotor presente desperfectos

involucra directamente que el comportamiento vibratorio del rotor se vea afectado. La naturaleza de ese comportamiento es diferente para distintos defectos como el desbalance, grietas en el eje y desalineamiento. Por lo tanto, es necesario que la maquinaria rotatoria sea monitoreada continuamente para detectar posibles desperfectos.

La rotodinámica es la rama de la ingeniería que estudia las vibraciones laterales y torsionales de ejes rotatorios, con el objetivo de predecir y mantener estas oscilaciones por debajo de un límite aceptable. Uno de los grandes retos de esta área de la ingeniería es el diagnóstico de manera oportuna y la estimación del desbalance en rotores, antes que este acarree fallas catastróficas al sistema.

Actualmente, existen una amplia variedad de métodos para la estimación del desbalance. Sin embargo, la mayoría de las contribuciones se enfocan principalmente en obtener estimaciones de los parámetros fuera de línea. Por ejemplo, en el método de minimización de cargas equivalentes, el desperfecto es identificado en un sistema rotor-chumacera minimizando la diferencia entre las cargas equivalentes estimadas debidas al desbalance y el modelo de cargas equivalentes teórico. Este método tiene la limitación de que el error en la identificación de los parámetros se incrementa conforme las mediciones de vibración tomadas disminuyen.

Por otro lado, Sudhakar y Sekhar [6] proponen la identificación del desbalance en un sistema rotor-chumacera mediante un método de minimización de cargas modificado aplicado a un rotor Jeffcott. Este consiste en medir las vibraciones del sistema en una sola ubicación (2 GDL) y aplicar el método de mínimos cuadrados. El error obtenido es menor al de la aplicación de la minimización de cargas equivalentes. Este método puede ser también extendido para identificar grietas en el rotor.

DeQueiroz [7] propone un método para identificar el desbalance, donde primero estima las fuerzas de desbalance, después con las fuerzas de desbalance calcula la magnitud de la excentricidad. Este método tiene la desventaja de que la velocidad del eje debe cumplir ciertas condiciones para que el método funcione.

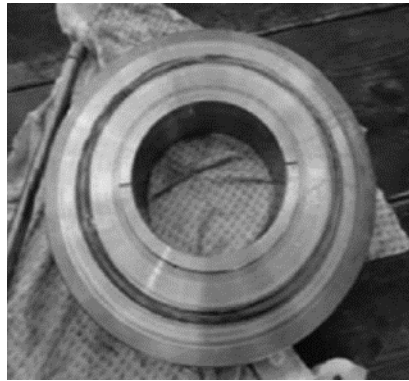
Mahfoud [8] usa un método de mínimos cuadrados para determinar las fuerzas externas que actúan en el eje, se apoya en la medición de la posición, velocidad y aceleración del eje en dos posiciones diferentes (4 GDL), tiene la desventaja de hacerse fuera de línea.

Abdul Saleem [9] propone detectar el desbalance en maquinaria rotatoria haciendo un análisis de la deflexión de la forma del eje, ya que el cambio en la forma del eje indica la presencia de desbalance. El método consiste en hacer comparaciones entre los datos obtenidos de las deflexiones de una plataforma experimental y un modelo teórico, las deflexiones experimentales son generadas al colocar una masa  $m$  en la periferia del rotor con diferentes excentricidades conocidas. El cálculo teórico de la deflexión se lleva a cabo considerando al eje como una viga estática en voladizo.

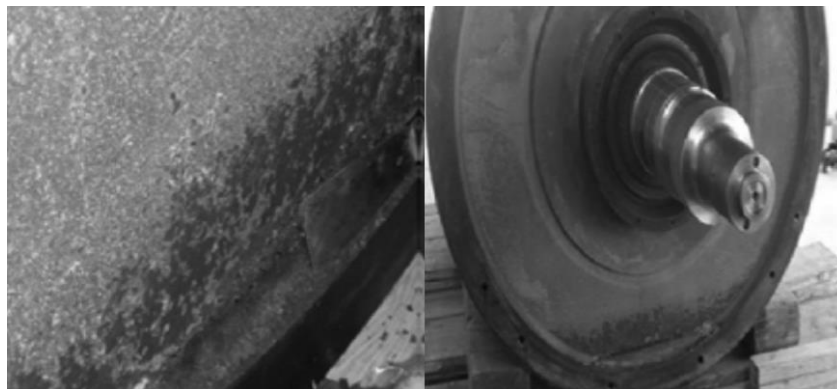
### 3. Justificación

Las vibraciones mecánicas inducidas por el desbalance es un problema no deseado presente en maquinaria rotatoria. Existen diversos casos en el que el desbalance excesivo puede ocasionar fallas críticas en los sistemas mecánicos rotatorios. A continuación se describen algunos de los problemas ocasionados por este tipo de vibraciones.

En [10], Yahayai presentó un caso de estudio sobre la falla de un compresor centrífugo de dos etapas y ocho impulsores, en el cual la operación era imposible debido a la presencia de altos niveles de vibración durante el arranque y su funcionamiento. Esto ocasionó contacto entre el rotor y los sellos, así como un incremento de vibración en los rodamientos (véase Figuras 3 y 4). Un análisis rotodinámico reveló que las vibraciones son causadas por la presencia de una masa significativa de desbalanceo.



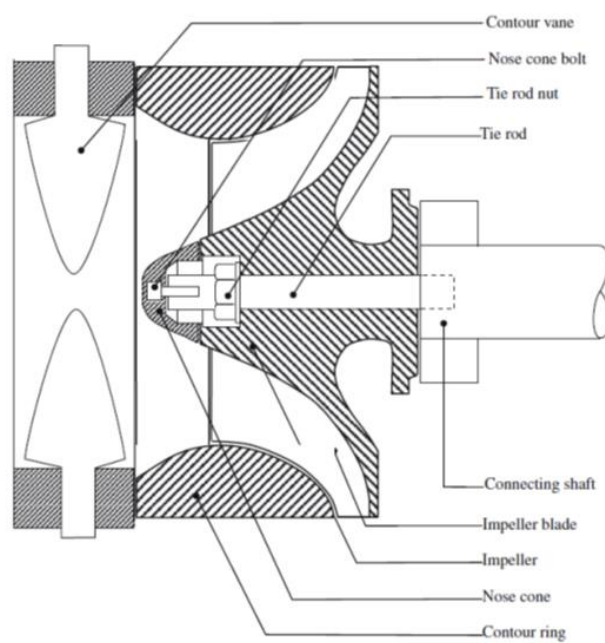
**Figura 3.** Rodamiento dañado por vibraciones inducidas por el desbalance [10].



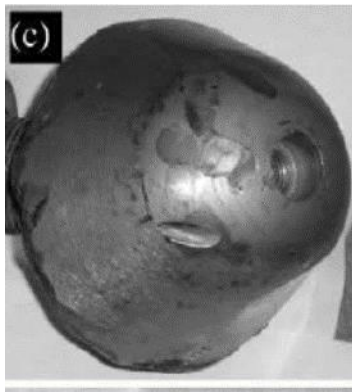
**Figura 4.** Depósitos de carbón [10].

Sivaprasad [11] realizó un estudio a fondo de la falla de un compresor de aire de seis impulsores. La Figura 5 presenta un diagrama esquemático del compresor de aire utilizado en dicha investigación. Las inspecciones visuales revelaron graves daños sufridos en el impulsor número 1 y el número 2. El cono de la nariz del impulsor 1 sufrió abolladuras debido

a su desprendimiento como se muestra en la Figura 6. El perno de sujeción y los tirantes de las etapas 1 y 2 resultaron rotos (véase Figura 7). El estudio reveló que la fatiga creó una grieta en la base de una aspa del impulsor número 1 (véase Figura 8), la cual creció a un tamaño crítico de aproximadamente 70 mm de longitud, de este modo el impulsor sufrió un desbalance que llevo al desprendimiento del cono de la nariz y provocó los daños.



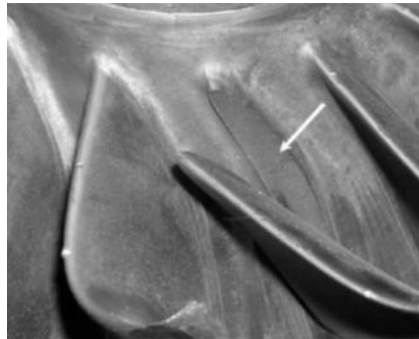
**Figura 5.** Diagrama esquemático del compresor de aire [11].



**Figura 6.** Cono de la nariz [11].

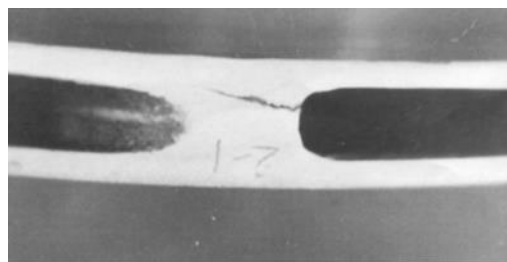


**Figura 7.** Tirante roto [11].



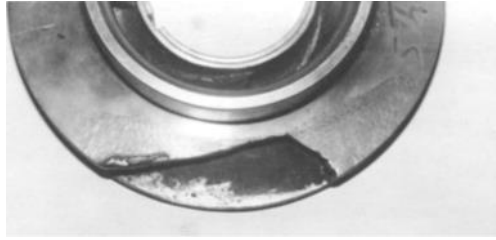
**Figura 8.** Grieta en la base de la aspa [11].

Prakash [12] realizó un análisis de la falla de los impulsores de una bomba de alimentación, en las paletas de los impulsores 3, 5 y 6, encontrándose fracturas como se muestra en la Figura 9. Un examen microscópico confirmó la fatiga como el mecanismo de falla en las paletas. La bomba presentó un incremento de vibración por tres años desde su puesta en marcha. El análisis de las frecuencias vibratorias reveló que la bomba sufrió desbalance debido al desprendimiento de fragmentos del impulsor (Figura 10). Este desbalance provocó el desprendimiento de más fragmentos de otros impulsores, lo cual incrementó aún más el desbalance de la bomba y un alto nivel de vibración como respuesta del desbalance.



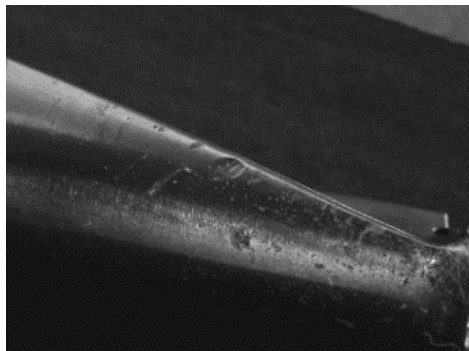
**Figura 9.** Paleta fracturada [12].





**Figura 10.** Impulsor dañado [12].

Además, las turbinas de gas ingieren grandes volúmenes de aire cuando se encuentran en funcionamiento. En ocasiones algún sólido en el aire puede llegar a introducirse a la turbina, lo cual puede provocar que las aspas se erosionen (Figura 11). La erosión en un aspa lleva a la turbina a una condición de desbalance, que dependiendo de la gravedad de la erosión puede provocar altos niveles de vibración, que incluso hacen inseguro el funcionamiento de la turbina. Por otro lado, si se considera una turbina desbalanceada girando a 35,000 RPM se tendrá una carga cíclica aplicada en la misma a una razón de  $2.1 \times 10^6$  ciclos por hora, suficiente para hacerla fallar en menos de 500 horas de uso [13].



**Figura 11.** Aspa erosionada [13].

Por lo anterior, la estimación en tiempo real del desbalance de los equipos mecánicos rotatorios es de gran relevancia, tanto teóricamente como tecnológicamente. Disponer de información en línea del desbalance de la máquina permite la implementación de esquemas de control para atenuación de vibraciones, o en condiciones críticas, poner fuera de operación el sistema, para evitar accidentes severos como los descritos anteriormente. No obstante, actualmente la mayoría de los métodos de estimación del desbalance disponibles se aplican “fuera de línea”, esto quiere decir que la máquina rotatoria tiene que ser puesta fuera de operación para poder ser analizada. Además, en muchas ocasiones, se requieren de varias mediciones de la respuesta del sistema (posiciones, velocidades o aceleraciones). Por esto, se requiere de esquemas de identificación en línea del desbalance que solamente utilice mediciones de la aceleración.

## 4. Objetivos

Los objetivos del proyecto a cumplir en un periodo de un trimestre son los siguientes.

### Objetivo general

Proponer un esquema de estimación algebraica en línea de los parámetros del vector de excentricidad en un rotor Jeffcott para condiciones de velocidad angular constante, utilizando mediciones de la aceleración de la vibración en el disco.

### Objetivos específicos

Realizar un estudio del estado del arte sobre los métodos más utilizados en la industria para la estimación del desbalance de maquinaria rotatoria.

Obtener el modelo matemático que describe la dinámica de un rotor tipo Jeffcott para velocidad angular constante.

Diseñar identificadores algebraicos para la estimación de los parámetros del vector de excentricidad y la reconstrucción de las fuerzas de desbalance.

Evaluar el desempeño dinámico del esquema de estimación del desbalance propuesto mediante simulación computacional.

## 5. Descripción Técnica

En el presente proyecto se aplicará el método de identificación paramétrica para sistemas lineales inciertos propuesta por Fliess *et al.* [14], para diseñar identificadores algebraicos para estimar la excentricidad del rotor y, por consiguiente, reconstruir las fuerzas sincronas de desbalance.

A continuación, se describe la aplicación del método de identificación algebraica para la estimación de los parámetros del desbalance, usando mediciones de posición y reportado en [5]. No obstante, existen diversas aplicaciones en donde mediciones de aceleración son preferibles, por razones de costo y facilidad de implementación de sensores (acelerómetros). Así, en el presente proyecto estamos interesados en extender estos resultados al problema de estimación en línea del desbalance de maquinaria rotatoria, usando solamente mediciones de la aceleración de la vibración.

Considere el modelo matemático del sistema mecánico rotatorio Jeffcott descrito por [5]

$$\begin{aligned}
m\ddot{x} + c\dot{x} + kx &= u_x + \xi_x \\
m\ddot{y} + c\dot{y} + ky &= u_y + \xi_y \\
J_e \dot{\omega} + c_\phi \omega &= \tau + \xi_\omega \\
\dot{\phi} &= \omega
\end{aligned} \tag{3}$$

donde

$$\begin{aligned}
\xi_x &= mu(\dot{\omega} \sin \varphi + \omega^2 \cos \varphi) \\
\xi_y &= mu(-\dot{\omega} \cos \varphi + \omega^2 \sin \varphi) \\
\xi_\omega &= m\dot{x}u \sin \varphi - m\dot{y}u \cos \varphi
\end{aligned} \tag{4}$$

Note que en este caso de estudio de la aplicación del método de identificación algebraica se ha despreciado el ángulo del vector del desbalance, el cual será incluido en el análisis y síntesis del preste proyecto.

Para el diseño del identificador de la excentricidad, considere la primera ecuación del sistema (4), donde la medición de la coordenada de desplazamiento del disco  $x$  y una entrada de control de fuerza  $u_x$  están disponibles para usarse en la síntesis de un esquema de identificación algebraica de la excentricidad  $u$  en línea. Por lo tanto, se parte de la ecuación diferencial

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = mu\dot{v}_x + u_x \tag{5}$$

donde

$$v_x = \omega \sin \varphi$$

Primero, la ecuación diferencial (5) se describe en notación de cálculo operacional como

$$m(s^2 X(s) - sx_0 - \dot{x}_0) + c(sX(s) - x_0) + kX(s) = mu(sV_x(s) - v_{x0}) + U_x(s) \tag{6}$$

donde  $x_0 = x(t_0)$ ,  $\dot{x}_0 = \dot{x}(t_0)$  y  $v_0(t_0)$  se consideran como constantes que describen las condiciones iniciales del sistema en el instante inicial  $t_0 \geq 0$ , las cuales se suponen desconocidas.

Para eliminar la influencia de las condiciones iniciales, se deriva la ecuación (6) dos veces con respecto a la variable compleja  $s$ , resultando en

$$\begin{aligned}
& m \left( 2X + 4s \frac{dX}{ds} + s^2 \frac{d^2 X}{ds^2} \right) + c \left( 2 \frac{dX}{ds} + s \frac{d^2 X}{ds^2} \right) + k \frac{d^2 X}{ds^2} \\
& = mu \left( 2 \frac{dV_x}{ds} + s \frac{d^2 V_x}{ds^2} \right) + \frac{d^2 U_x}{ds^2}
\end{aligned} \tag{7}$$

Multiplicando la ecuación (7) por  $s^{-2}$  se obtiene

$$\begin{aligned} & m \left( 2s^{-2} X + 4s^{-1} \frac{dX}{ds} + \frac{d^2 X}{ds^2} \right) + c \left( 2s^{-2} \frac{dX}{ds} + s^{-1} \frac{d^2 X}{ds^2} \right) + ks^{-2} \frac{d^2 X}{ds^2} \\ & = mu \left( 2s^{-2} \frac{dV_x}{ds} + s^{-1} \frac{d^2 V_x}{ds^2} \right) + s^{-2} \frac{d^2 U_x}{ds^2} \end{aligned} \quad (8)$$

y transformando al dominio del tiempo esta expresión, se obtiene la siguiente ecuación tipo integral

$$\begin{aligned} & m \left[ 2 \left( \int_{t_0}^{(2)} x \right) - 4 \left( \int_{t_0} (\Delta t) x \right) + (\Delta t)^2 x \right] + c \left[ -2 \left( \int_{t_0}^{(2)} (\Delta t) x \right) + \left( \int_{t_0} (\Delta t)^2 x \right) \right] + k \left( \int_{t_0}^{(2)} (\Delta t)^2 x \right) \\ & = mu \left[ -2 \left( \int_{t_0}^{(2)} (\Delta t) v_x \right) + \left( \int_{t_0} (\Delta t)^2 v_x \right) \right] + \left( \int_{t_0}^{(2)} (\Delta t)^2 u_x \right) \end{aligned} \quad (9)$$

donde  $\Delta t = t - t_0$  y  $\left( \int_{t_0}^{(n)} \varphi(t) \right)$  denota a la integral iterada de la forma  $\int_{t_0}^t \int_{t_0}^{\sigma_1} \dots \int_{t_0}^{\sigma_{n-1}} \varphi(\sigma_n) d\sigma_n \dots d\sigma_1$ , con  $\left( \int_{t_0} \varphi(t) \right) = \int_{t_0}^t \varphi(\sigma) d\sigma$  y  $n$  es un entero positivo.

Por lo tanto, a partir de la ecuación (9) se obtiene el siguiente identificador algebraico para la excentricidad del rotor  $\hat{u}_x$ , el cual requiere de mediciones de la coordenada de desplazamiento  $x$ , como sigue:

$$\hat{u}_x = \frac{n_x(t)}{d_x(t)}, \quad \forall t \in (t_0, t_0 + \delta] \quad (14)$$

donde  $\delta$  es una constante positiva pequeña y

$$\begin{aligned} n_x(t) &= m \left[ 2 \left( \int_{t_0}^{(2)} x \right) - 4 \left( \int_{t_0} (\Delta t) x \right) + (\Delta t)^2 x \right] + c \left[ -2 \left( \int_{t_0}^{(2)} (\Delta t) x \right) + \left( \int_{t_0} (\Delta t)^2 x \right) \right] \\ &\quad + k \left( \int_{t_0}^{(2)} (\Delta t)^2 x \right) - \left( \int_{t_0}^{(2)} (\Delta t)^2 u_x \right) \\ d_x(t) &= m \left[ -2 \left( \int_{t_0}^{(2)} (\Delta t) v_x \right) + \left( \int_{t_0} (\Delta t)^2 v_x \right) \right] \end{aligned}$$



## 7. Entregables

Los productos entregables principales del proyecto son:

- Reporte final del proyecto que integre el modelado matemático del rotor Jeffcott, el esquema de estimación de los parámetros del desbalance, los programas de computadora en *Simnon* y *Simulink*, que permitan evaluar numéricamente la estimación algebraica, y el análisis de los resultados.
- Una versión del artículo de revista de divulgación, que describa los resultados del proyecto.

## 8. Referencias bibliográficas

- [1] J. Vance, F. Zeidan, B. Murphy, Machinery vibration and rotordynamics, John Wiley and Sons, USA, 2010.
- [2] G. Genta, Dynamics of Rotating Systems, Springer, 2005.
- [3] F. Beltrán-Carbajal, G. Silva-Navarro, M. Arias-Montiel, Control Activo de Vibraciones en un Rotor Tipo Jeffcott con Velocidad Variable Usando una Suspensión Electromecánica, Revista Iberoamericana de Automática e Informática industrial, Vol. 11, pp. 295-303, 2014.
- [4] F. Beltrán-Carbajal, G. Silva-Navarro, and Manuel Arias-Montiel, Estimation and Active Damping of Unbalance Forces in Jeffcott-Like Rotor-Bearing Systems. In Advances in Vibration Engineering and Structural Dynamics, F. Beltran-Carbajal (Ed.), pp. 29-49, INTECH, Croatia, October, 2012. ISBN 978-953-51-0845-0.
- [5] F. Beltrán-Carbajal, G. Silva-Navarro, M. Arias-Montiel, Control Activo de Desbalance en Maquinaria Rotatoria Usando la Estimación en Línea de Parámetros y Fuerzas, Proceedings of the XIII Congreso y Exposición Latinoamericana de Turbomaquinaria, Querétaro, Querétaro, Marzo 12-15 de Marzo, 2012, pp. 1-21.
- [5] J. C. Serrano-Orozco, G. Silva-Navarro, F. Beltrán-Carbajal, Diseño y construcción de una chumaceraelectromagnética activa para control deldesbalance en maquinaria rotatoria, memorias técnicas del 5 Congreso Internacional en Ingenierías Mecánica, Eléctrica, Electrónica, Mecatrónica y Diseño Industrial (CIMEEM2013), pp. 131-138, México, D.F., Septiembre 24-27, 2013.
- [6] G. N. D. S. Sudhakar, A. S. Sekhar, Identification of unbalance in a rotor bearing system, Journal of Sound and Vibration, Vol. 330, pp. 2299-2313. 2011.
- [7] M. S. De Queiroz, An Active Identification Method of Rotor Unbalance Parameters, Journal of Vibration and Control, Vol. 15, No. 9, pp. 1365–1374, 2009.

- [8] Mahfoud, J., Hagopian, J. D., Lévecque, N., Steffen, V, Experimental model to control and monitor rotating machines, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 44, No. 4, pp. 761-771, 2009.
- [9] Saleem, M. A., Diwakar, G., Satyanarayana, M. R. S, Detection of unbalance in rotating machines using shaft deflection measurement during its operation. *J. Civ. Mech. Eng.*, Vol. 3, pp. 8-20, 2012.
- [10] Al Yahyai, M., &Mba, D., Rotor dynamic response of a centrifugal compressor due to liquid carry over: A case study, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 45, pp. 436-448, 2014.
- [11] Sivaprasad, S., Narasaiah, N., Das, S. K., Das, G., Tarafder, S., Gupta, K. K., Ghosh, R. N., Investigation on the failure of air compressor, *Engineering Failure Analysis*, 1Vol. 7, No. 1, pp. 150-157, 2010.
- [12] Prakash, O. M., Pandey, R. K., Failure analysis of the impellers of a feed pump, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 3, No. 1, pp. 45-52, 1996.
- [13] Carter, T. J., Common failures in gas turbine blades, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 12, No. 2, pp. 237-247, 2005.
- [14] Fliess, M. and Sira-Ramírez, H., An algebraic framework for linear identification, *ESAIM: Control, Optimization and Calculus of Variations*, Vol. 9, pp. 151-168, 2003.

## 9. Apéndices

No son necesarios

## 10. Terminología

No es necesaria

## 11. Infraestructura

No es necesaria

## 12. Estimación de costos

Partida			
$\left(\frac{\text{Sueldo base semanal}}{40 \text{ horas}}\right)$	Tiempo dedicado al proyecto (horas)	Estimación de la partida (\$/hora de trabajo)	Subtotal
Asesor Titular C	100	114	11,472
Software Matlab*			1,500
Software Simnon*			1,500
Total (\$)			<b>14,472</b>

\* versión estudiantil

## 13. Asesoría complementaria

No es necesaria

## 14. Patrocinio externo

No es necesario

## 15. Publicación o difusión de los resultados

Se considera la elaboración y envío de un artículo para una revista de difusión o un congreso nacional.