

Licenciatura en Ingeniería Mecánica

**Diseño Mecánico de un Mecanismo para
Balanceo Pasivo de Rotores**

Modalidad: Proyecto Tecnológico
Versión Primera
Trimestre 15I

Alumno: Abdiel Villareal Velasco

Matrícula: [REDACTED]

Correo electrónico: [REDACTED]

Firma [REDACTED]

Asesor: Dr. Francisco Beltrán Carbajal

Categoría: Titular

Departamento de Energía

Teléfono: [REDACTED]

Correo electrónico: [REDACTED]

Firma [REDACTED]

Co-Asesor: Dr. Zeferino ~~Damián~~ Noriega

Categoría: Titular

Departamento de Energía

Teléfono: [REDACTED]

Correo electrónico: [REDACTED]

Firma [REDACTED]

Fecha: 13/03/2015



Dimension

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.

Alumno: Abdiel Villareal Velasco

Firma

Asesor: Dr. Francisco Beltrán Carbajal

Firma

Co-Asesor: Dr. Zeferino, Damián Noriega

Firma

1. Introducción

El desbalance de un rotor es una condición donde el centro de masa no coincide con el centro de rotación. Cuando los elementos no giran con respecto de su centro de gravedad, no llega a existir una distribución de masa uniforme, lo cual produce una fuerza de desbalanceo sobre el elemento o fuerza centrífuga que reacciona principalmente en las chumaceras y los soportes del rotor. La fuerza centrífuga que se produce gira a la misma velocidad de la flecha, por lo que la frecuencia de la vibración en la estructura no rotatoria (base o marco) es síncrona. La fuerza debido a la masa de desbalance es proporcional al producto de la masa por el radio y por el cuadrado de la velocidad como

$$F = mr\omega^2 \quad (1)$$

Entonces, conforme la velocidad de la máquina se incrementa, el desbalance residual, multiplicado por grandes velocidades llegan a convertirse en grandes fuerzas. La condición de desbalance en rotores induce vibraciones y, por consecuencia, esfuerzos mecánicos que pueden llegar a dañar severamente el rotor y sus soportes. Además, las vibraciones pueden llegar a inducir o propagar fracturas, lo que sería razón suficiente para que la máquina rotatoria sea parada, o al menos, para hacer una inspección cuidadosa de la situación. Por otra parte la presencia de vibraciones así como el ruido que lo acompaña pueden causar serios problemas con respecto al buen desempeño tanto físico como mental del operario y otras personas cercanas. El desbalance es un problema muy común en la operación de turbomaquinaria, llegando a ocupar del 40% al 50% de los problemas de vibración.

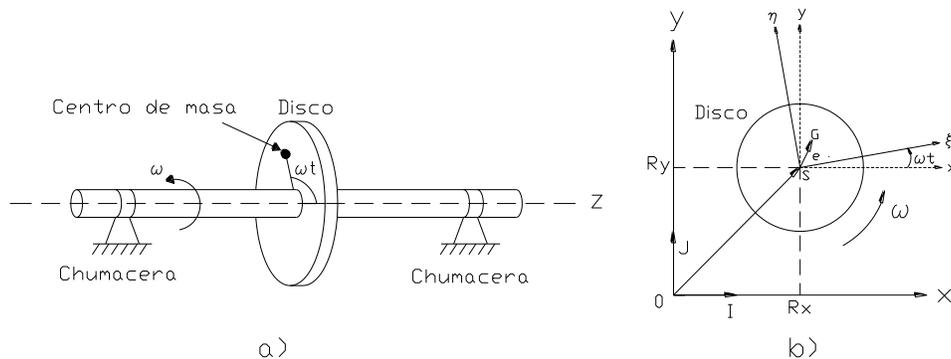


Figura 1. Diagrama esquemático de un rotor Jeffcott excéntrico.

Las causas más comunes de desbalance son: densidad del material no uniforme; errores de maquinado y tolerancias en el proceso de manufactura; porosidad en piezas de fundición; desgaste irregular durante la operación de la máquina; cambio de componentes del rotor durante las operaciones de mantenimiento; depósitos de material acumulados durante la

operación de la máquina; tolerancias en el maquinado y ajuste en el ensamble de componentes tales como discos de álabes, impulsores, volantes de inercia, entre otros.

El balanceo reduce el gasto de energía en máquinas y reduce niveles de vibración. Además, incrementa la vida útil de las chumaceras. En la práctica un rotor nunca puede ser perfectamente balanceado debido a errores en las mediciones y porque las masas rotatorias no son rígidas, pero se pueden reducir las amplitudes grandes de vibración a niveles de vibración aceptables.

Un rotor puede ser balanceado en una máquina balanceadora, en la cual el desbalance se neutraliza normalmente a una velocidad de operación. En la mayor parte de los casos, sin embargo, al montar el rotor en sus propios soportes y conectarlo con otros componentes rotatorios, las características dinámicas del rotor cambian lo suficiente como para que sea necesario un balanceo adicional, a la velocidad normal de operación. Así, en este proyecto se tiene interés de realizar un estudio acerca de los métodos, dispositivos y máquinas que existen actualmente para el balanceo de rotores, que nos permitan proponer un diseño novedoso de un mecanismo para balancear de manera pasiva este tipo de equipos mecánicos. Además, en el presente estudio se evaluará el desempeño del dispositivo propuesto para atenuar vibraciones durante operaciones de arranque y paro de la máquina, por arriba de la primera velocidad crítica, considerando las normas establecidas, a través del uso de modelos matemáticos y herramientas de Mecánica Computacional.

2. Antecedentes

En la maquinaria rotatoria el estudio, la comprensión y la predicción de los fenómenos rotodinámicos son de suma importancia, tanto en la etapa de diseño como en la etapa de operación de las máquinas. Es crucial que el diseño de la máquina asegure que los niveles de las vibraciones no exceden a los niveles aceptables durante su arranque y operación dentro de un rango de velocidades de trabajo. Un nivel inaceptable de las vibraciones puede ocasionar desgaste en las chumaceras, altos niveles de ruido y la falla repentina en componentes estructurales de la máquina con resultados desastrosos. La comprensión del comportamiento de la máquina durante su operación es necesaria para predecir las condiciones de una falla potencial, en caso de algún cambio circunstancial en las condiciones de funcionamiento, lo cual tiene una relación directa con los aspectos de seguridad y económicos en el uso de la máquina [1,2,3].

En la literatura se ha reportado ampliamente el fenómeno del desbalance como uno de los principales causantes de las vibraciones indeseables en maquinaria rotatoria [2,4]. Para estudiar el efecto del desbalance en el comportamiento dinámico de las máquinas rotatorias, el modelo del rotor tipo Jeffcott representa una herramienta indispensable, ya que mediante su análisis se logra una buena comprensión de los fenómenos presentes en este tipo de máquinas, y a pesar de que pudiera parecer muy simple para ser aplicado directamente a problemas prácticos de rotores, el fenómeno de vibraciones asociado a él se observa muy frecuentemente en el mundo real. Además, es una herramienta que permite tener una buena percepción y comprensión de los fenómenos físicos que se presentan en la maquinaria

rotatoria [5]. El rotor Jeffcot es el modelo de rotor más simple, introducido por H.H. Jeffcott en 1919. Este modelo consiste en un disco excéntrico montado en un eje elástico de masa despreciable soportado por cojinetes rígidos [6]. Actualmente existen diversos dispositivos para el balanceo de rotores. Se consideran principalmente dos tipos de dispositivos balanceadores: pasivos y activos. Los dispositivos de balanceo pasivo son aquellos que no requieren de fuerzas externas para lograr el balanceo. En cambio, los mecanismos de balanceo activo requieren de mediciones de la respuesta vibratoria (posición, velocidad, aceleración) y la implementación de controladores de fuerza en tiempo real. Sin embargo, en muchas ocasiones se requiere de una inversión económica en instrumentación especializada, la cual podría ser una limitación importante para alguna empresa. Así, el empleo de dispositivos de balanceo pasivo representa una solución de bajo costo para ciertas aplicaciones. El primer balanceador pasivo fue propuesto por Thearle en 1950 [7]. Thearle describió un dispositivo en el cual una o dos partículas sujetas a un amortiguador viscoso estaban libres para moverse en una ranura sobre el rotor. Thearle mostró que los rotores planos con este dispositivo exhibían un autobalance; una propiedad debida a las características del rotor plano. Este diseño ha sido actualmente muy analizado debido a su sencillez y alta efectividad. Este tipo de dispositivo tiene una ocupación pequeña, estructura simple y costos bajos de operación. Básicamente consiste en un disco hueco, el cual contiene dos o más masas que tienen libre movimiento angular [Fig. 2]. El movimiento lo hacen a través de una ranura que se encuentra a una distancia radial constante del centro de rotación de un rotor. El canal suele tener un fluido viscoso que permite una mayor facilidad de movimiento de las masas y en otros casos funciona como amortiguadores de las mismas. Las bolas tienden a colocarse libremente en una posición angular opuesta a la fuerza inercial causada por la excentricidad, esta última es la que ocasiona del desbalance por medio de la afectación del centro de gravedad con respecto del centro geométrico. DeSmidt [8] ha presentado uno de los trabajos de investigación más recientes sobre este tipo de dispositivos y sobre su aplicación. Presentó un modelo dinámico de un sistema disco-aspas/eje-rodamientos en el cual aplicó el uso de un balanceador pasivo bajo condiciones de pérdida de aspa [Fig.3]. En este caso el desbalance es producido por un patrón de aspas asimétricas. Sin embargo existen ciertas desventajas al usar este tipo de dispositivos que han impedido una mayor frecuencia en su uso en la industria, como pueden: ser la amplificación de la respuesta de la vibración para algunos alores de los parámetros (inercia, rigidez y amortiguamiento), el uso de aceites en la carrera del balanceador en algunas aplicaciones puede contaminar o dañar dispositivos adyacentes, el efecto de resistencia de rodamiento de las masas reduce el número de aplicaciones potenciales del balanceador de masa.

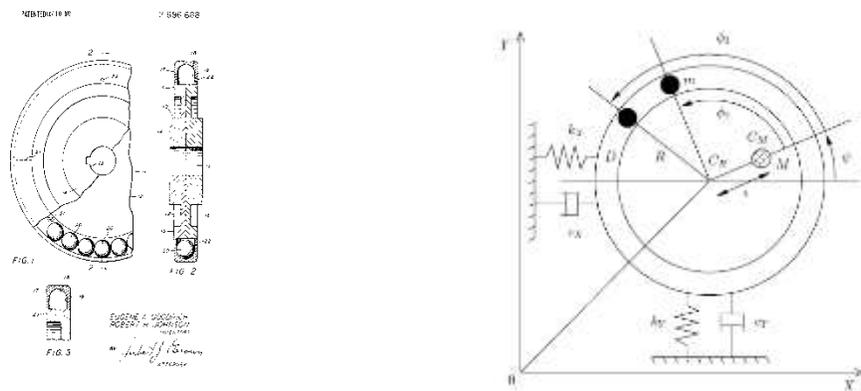


Figura2. Balanceadores automáticos de masas [9],[10].

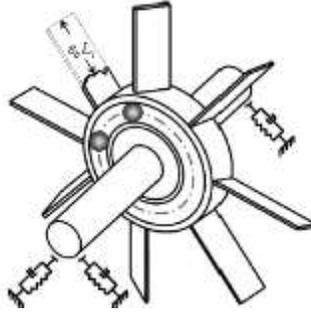


Figura 3. Condición de pérdida de aspa [8].

Por otro lado, Clark fue el primero en documentar un balanceador tipo péndulo [11]. Clark usó cuatro péndulos para reducir las fuerzas centrífugas en una lavadora. Este dispositivo [Fig.4] consistía en cuatro pesos en forma de péndulo en los cuales su frecuencia natural de oscilación y vibración debidas a fuerzas centrífugas, eran aproximadamente igual a la de todas las velocidades de funcionamiento de la lavadora. Debido a esto, los péndulos actuaban como absorbedores de vibraciones del principal sistema de vibraciones, este sistema está compuesto por: la carga desbalanceada, la canasta de la lavadora y la máquina de conducción. Igual en el dispositivo de bolas, este también recurre al uso de masas para balancear un eje. Kubo, S., Jinouchi, Y., Araki, Y., Inoue, J [12] presentaron una investigación balanceadores automáticos usando péndulos. Ellos hicieron una investigación teórica y experimental sobre el comportamiento dinámico y la estabilidad de balanceadores automáticos usando péndulos. Haciendo notar una característica muy importante sobre este tipo de dispositivos: el pivote de los péndulos deben de ser colocados en el centro del rotor. Los balanceadores tipo péndulo han sido ampliamente usados en la industria, pero su complejidad dinámica así como su falta de ajustabilidad ha limitado su campo de aplicación.

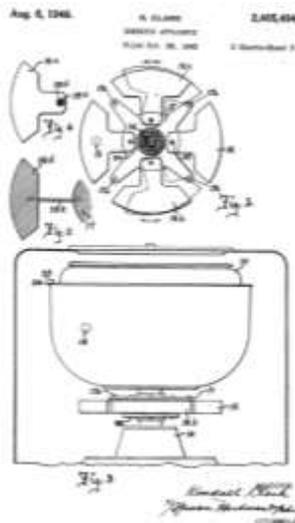


Figura 4. Dispositivo balanceador de péndulos en una lavadora [11].

Ishida y Liu propusieron también un método simple y efectivo para suprimir vibraciones en los rotores utilizando las características de resortes discontinuos [Fig. 5], características logradas mediante la adición de resortes con precargas y claros [13]. No obstante, los autores no presentan un estudio de su viabilidad de aplicación práctica en maquinaria rotatoria industrial.

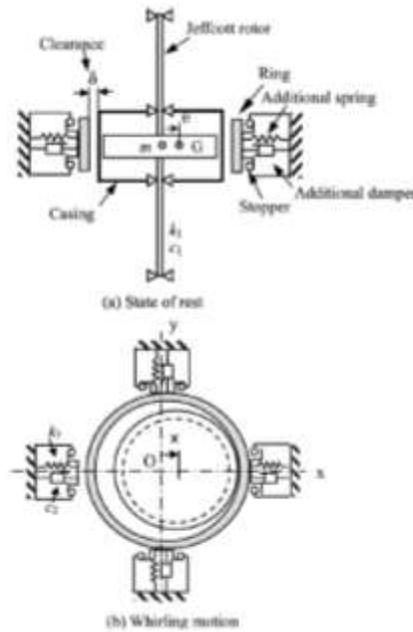


Figura 5. Modelo teórico de absorbedor de resortes discontinuos [13].

De la revisión de los antecedentes, podemos decir que el diseño mecánico de la mayoría de los dispositivos para balancear una máquina rotatoria se basa en condiciones de velocidad angular de trabajo constante y en el uso de modelos matemáticos simplificados, validos solamente en una estrecha banda de operación. Además la mayoría de los dispositivos recurren al uso de masas y formas constantes para contrarrestar las fuerzas de desbalanceo. En algunos casos llegan a ser poco prácticos en su instalación si no llegan a estar contemplados en el diseño del sistema rotatorio.

3. Justificación

Los dispositivos de balanceo pasivo se han utilizado fundamentalmente para atenuación de vibraciones para velocidad de operación constante. La mayoría de las aplicaciones de balanceo de maquinaria rotatoria se basa en el uso de discos inerciales como el que se muestra en la Figura 6. En este tipo de dispositivos, se agregan masas de balanceo que eliminan o se oponen a las fuerzas centrífugas que se inducen por la masa de desbalance.



Figura 6. Disco inercial para balanceo de rotores.

Desafortunadamente, el uso de discos inerciales se limita a condiciones de velocidad de operación constante, aunado a que las masas de balanceo solamente se pueden localizar en posiciones específicas, alrededor de su periferia. Ciertamente, esta es una limitación importante para una clase amplia de sistemas mecánicos rotatorios prácticos (máquinas herramientas, bombas, extractores, turbinas, transportadores) que pueden estar sometidos a vibraciones inducidas por desbalance de frecuencia de excitación variable.

Por lo tanto, actualmente el sector industrial demanda propuestas de mecanismos de balanceo pasivo que: 1) Requieran una información mínima del sistema (parámetros, posiciones, velocidades, aceleraciones y perturbaciones). 2) Exhiban robustez respecto de fuerzas de excitación armónicas con frecuencia de excitación variable. 3) Facilidad en la implementación al requerir solamente el ajuste de algunos elementos mecánicos (su número debe estar reducido a un mínimo). 4) Permitan fácilmente la incorporación de instrumentación para su extensión a un mecanismo de balanceo del tipo activo.

En este proyecto se busca extender y justificar el uso de un disco inercial para supresión del desbalance para condiciones de velocidad de operación variable. El diseño mecánico del mecanismo permitirá ubicar simultáneamente varias masas de balanceo en posiciones radiales y angulares deseadas, buscando lograr un mayor nivel de atenuación de la respuesta vibratoria del sistema.

4. Objetivos

A continuación, se describen los principales objetivos del proyecto, los cuales se buscan cumplir en un periodo de un trimestre.

Objetivo general

Proponer un mecanismo para el balanceo pasivo de rotores, considerando velocidad de operación variable, nivel de atención de vibraciones por debajo de las normas establecidas y facilidad de implementación, y asumiendo el vector de excentricidad conocido.

Objetivos específicos

- Realizar un estudio del estado del arte sobre los métodos, dispositivos y máquinas disponibles para el balanceo pasivo de equipos mecánicos rotatorios.
- Obtener el modelo matemático que describe la dinámica de un rotor tipo Jeffcott.
- Establecer las especificaciones técnicas para el diseño de un mecanismo de balanceo pasivo de rotores con base en las normas establecidas.
- Realizar el diseño mecánico de un mecanismo para el balanceo de rotores.
- Evaluar el desempeño dinámico del mecanismo propuesto para atenuar vibraciones inducidas por el desbalance mediante herramientas de mecánica computacional.

5. Descripción Técnica

Considere la vista lateral de un rotor Jeffcott que se muestra en la Figura 1. Las coordenadas del centro de masa con respecto a un sistema de referencia rotatorio (η, ξ) con origen en el centro geométrico del rotor y desplazado a un ángulo φ con respecto al eje horizontal inercial están dadas por

$$\begin{aligned}u_{\eta} &= u \cos \beta \\u_{\xi} &= u \sin \beta\end{aligned}\quad (2)$$

El modelo matemático que describe la dinámica de este sistema mecánico rotatorio para condiciones de velocidad de operación variable está dado por [14]

$$\begin{aligned}m\ddot{x} + c_x\dot{x} + k_x x &= mu_{\eta}\ddot{\varphi} \sin \varphi + mu_{\xi}\ddot{\varphi} \cos \varphi + mu_{\eta}\dot{\varphi}^2 \cos \varphi - mu_{\xi}\dot{\varphi}^2 \sin \varphi + u_x \\m\ddot{y} + c_y\dot{y} + k_y y &= mu_{\eta}\dot{\varphi}^2 \sin \varphi + mu_{\xi}\dot{\varphi}^2 \cos \varphi - mu_{\eta}\ddot{\varphi} \cos \varphi + mu_{\xi}\ddot{\varphi} \sin \varphi + u_y \\(J + mu^2)\ddot{\varphi} + c_{\varphi}\dot{\varphi} &= m\ddot{x}(u_{\eta} \sin \varphi + u_{\xi} \cos \varphi) - m\ddot{y}(u_{\eta} \cos \varphi - u_{\xi} \sin \varphi) + \tau\end{aligned}\quad (3)$$

donde x y y denotan las coordenadas ortogonales del centro del rotor, u es la distancia entre el centro de masa G y el centro geométrico S , la cual se le conoce como excentricidad del

rotor, φ y ω son el desplazamiento y velocidad angulares del rotor [Fig. 7], respectivamente, J es el momento polar de inercia del rotor, c_x y c_y son los coeficientes de amortiguamiento viscoso en cada una de las direcciones y τ es el torque de control para regular la velocidad del rotor. Además, u_x y u_y son las fuerzas radiales (señales de control), las cuales se utilizan comúnmente para el balanceo activo del rotor en cada plano de movimiento. Nótese que el modelo matemático (3) es altamente no lineal, con fuertes acoplamientos dinámicos, lo cuales se originan debido a que se incluye la dinámica de la velocidad variable del rotor.

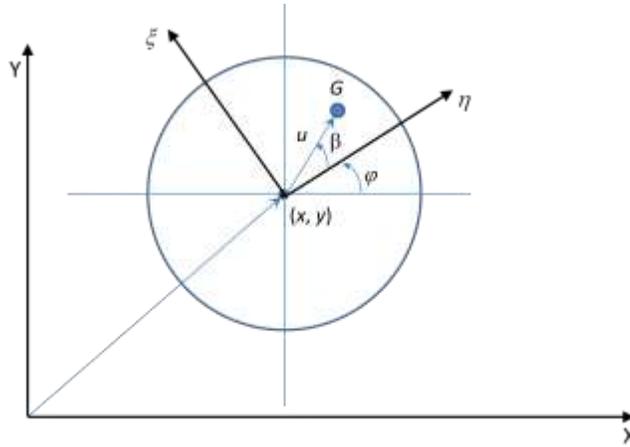


Figura 7. Diagrama esquemático del disco de un rotor Jeffcott excéntrico.

Para condiciones de velocidad constante, el modelo (3) se reduce a

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c_x\dot{x} + k_x x &= mu\omega^2 \cos(\varphi + \beta) + u_x \\ m\ddot{y} + c_y\dot{y} + k_y y &= mu\omega^2 \sin(\varphi + \beta) + u_y \end{aligned} \quad (4)$$

La mayoría de las contribuciones reportadas en la literatura se enfocan al balanceo de un rotor Jeffcott para velocidad angular constante. En el presente proyecto de integración estamos interesados en el diseño de un mecanismo que permita el balanceo de rotores para condiciones de velocidad variable. Así, nuestro estudio se basará en el uso del modelo matemático no lineal (3). Además, el dispositivo de balanceo pasivo propuesto permitirá la incorporación posterior de instrumentación (actuadores y sensores) para su extensión a un dispositivo de balanceo activo, para la aplicación en línea de las fuerzas u_x y u_y .

En el proyecto se busca proponer un mecanismo de balanceo basado en el concepto de un disco equilibrador activo propuesto en [15]. En la Figura 8 se muestra la idea central de la aplicación de este dispositivo a un caso de estudio académico. La Figura 9 describe la respuesta ideal al desbalance con y sin disco equilibrador activo. Se puede observar que el objetivo ideal es la cancelación del desbalance del rotor.

Sin embargo, en este trabajo previo solo se emplea una masa balanceadora y se carece de un diseño mecánico que demuestre la viabilidad técnica de su implementación en aplicaciones reales. Además, en el análisis los efectos debidos a la dinámica no lineal del disco balanceador son ignorados. Así, el diseño mecánico detallado del mecanismo para balanceo pasivo de rotores considerará el empleo de varias masas ajustables (movibles) en diferentes posiciones radiales y angulares, así como los efectos dinámicos al movimiento del rotor.

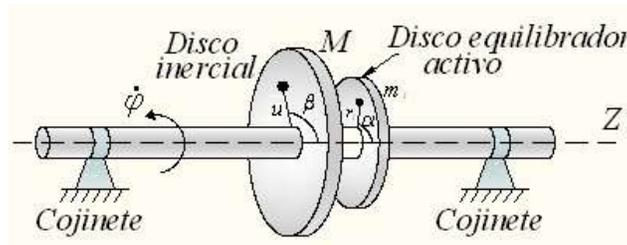


Figura 8. Diagrama esquemático de un rotor con disco equilibrador activo [15].

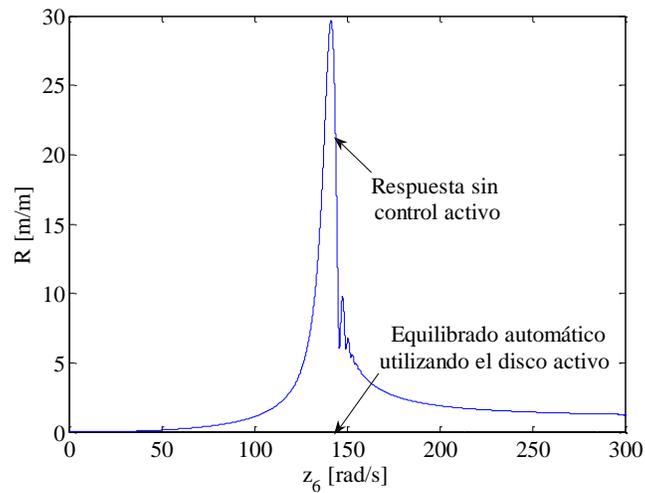


Figura 9. Respuesta del desbalance utilizando un disco activo [15].

6. Cronograma de Actividades

Trimestre 1

	Actividades	Semana											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1.	Realizar un estudio del estado del arte sobre los métodos, dispositivos y máquinas disponibles para el balanceo pasivo de equipos mecánicos rotatorios.	X	X										
2.	Realizar un estudio de las normas que se deben cumplir para el nivel de vibraciones en maquinaria rotatoria.			X	X								
3.	Establecer las especificaciones técnicas del mecanismo para el balanceo pasivo de rotores, considerando el cumplimiento de las normas del nivel de vibraciones permitido.						X						
4.	Obtener el modelo matemático que describa la dinámica de un rotor Jeffcott sometido a fuerzas inducidas por el desbalance de velocidad variable.							X					
5.	Realizar propuestas preliminares de mecanismos novedosos que cumplan con las especificaciones establecidas. Seleccionar el mecanismo con amplias oportunidades de ser transferido a la industria.								X	X	X		
6.	Obtener el modelo matemático que describe la dinámica del rotor excéntrico con el mecanismo de balanceo.											X	X

Trimestre 2

	Actividades	Semana											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1.	Realizar el diseño detallado del mecanismo.	X	X	X									
2.	Evaluar el desempeño del mecanismo propuesto, bajo condiciones de velocidad variable, a través de simulación computacional.				X	X							
3.	Realizar mejoras finales del diseño del mecanismo.						X	X					
4.	Redactar el reporte final del proyecto de integración								X	X	X		
5.	Realizar una presentación sobre los resultados obtenidos.											X	X

7. Entregables

- Reporte sobre el estudio del estado del arte sobre los métodos, dispositivos y máquinas disponibles para el balanceo pasivo de equipos mecánicos rotatorios.
- Descripción gráfica y técnica del mecanismo diseñado para balanceo pasivo de rotores.
- Reporte de la evaluación y desempeño del mecanismo obtenido mediante el uso de herramientas de mecánica computacional.

8. Referencias

- [1] Friswell, M.I., Penny, J.E.T., Garvey, S.D. and Lees, A.W., Dynamics of Rotating Machines, Cambridge University Press, USA, 2010.
- [2] Vance, J.M., Rotordynamics of Turbomachinery, John Wiley & Sons, USA, 1988.
- [3] Maslen, E.H., Vázquez, J.A. and Sortore C.K., Reconciliation of Rotordynamic Models with Experimental Data, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 124, pp. 351-356, 2002.
- [4] De Silva, C.W., Vibration damping, control and design, CRC Press, USA, 2007.
- [5] Lee, Chong-Wong, Vibration analysis of rotors, Kluwer Academic Publishers, The Netherlands, 1993.
- [6] Chong-Won L., Vibration Analysis of Rotors, The Netherlands, Kluwer Academic Publisher, pp. 1-6, 1993.
- [7] Thearle, E. L., Automatic Dynamic Balancers, Part 2: Ring, Pendulum, Ball Balancers, Machine Design, Vol. 22, pp. 103-106, 1950.
- [8] H.A. DeSmidt, Automatic Balancing of Bladed-Disk/Shaft System via Passive Autobalancer Devices, AIAA Journal, Vol.48, No.2. 2010.
- [9] Goodrich, Eugene A, Johnson Robert H. Automatic Balancer for rotating masses. US, 3696688. (Cl.74/573, 188/1 B Int. Cl.F16f 15/32). May 3, 1971 Appl. No.: 139,758
- [10] K. Green., Friswell M. I., Champneys A. R., Lieven N. A. J, The Stability of Automatic Ball Balancers. 7th IFToMM-Conference of Rotor Dynamic, Vienna, Austria. 2006
- [11] Clark, K., Domestic Appliance, United States Patent No. 2,405,404 Oct. 29, 1940.
- [12] Kubo, S., Jinouchi, Y., Araki, Y., Inoue, J.: “Automatic Balancer (Pendulum Balancer),” Bulletin of the JSME, Vol. 29, No. 249, pp. 924-928,1986.
- [13] Ishida, Y., Liu, J., Vibration suppression of rotating machinery utilizing discontinuous spring characteristics (stationary and nonstationary vibrations), Trans. ASME, J. Vib. Acoust., Vol 130, No. 3, 2008.
- [14] 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, 2015, pp. 1-20.
- [15] A. Blanco-Ortega, F. Beltrán-Carbajal, G. Silva-Navarro, H. Méndez-Azúa, Control de Vibraciones en Maquinaria Rotatoria, Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial, Vol. 7, No. 4, pp. 36-43, 2010.

9. Apéndices

No son necesarios.

10. Terminología

No son necesarios.

11. Infraestructura

No son necesarios.

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	11472
Asesor Titular C	100	114	11472
Software Matlab*			1500
Software Solid Works*			1500
Software Simnon*			1500
Total (\$)			33444

*Los precios están basados en versiones para estudiantes.

13. Asesoría complementaria

No son necesarios.

14. Patrocinio externo

No es necesario.

15. Publicación o difusión de los resultados

No existen planes para la publicación o difusión de los resultados del proyecto.