

Reducción de vibraciones a través de absorbedor dinámico

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DE CHILE
ESCUELA DE INGENIERÍA

Philippe Bordalí¹, Alumno de sexto año

Rodrigo Pascual², Profesor Asistente

¹DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA Y METALÚRGICA

²DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA DE MINERÍA

INTRODUCCIÓN

Existen situaciones de diseño comunes en la industria, que traerían consecuencias catastróficas en caso de que el sistema entrara en **resonancia**, por ejemplo, la ruptura de pernos en una unión de una pasarela sobre una autopista. Otro efecto indeseado es que un sistema presente oscilaciones mayores a las amplitudes deseadas frente a algún tipo de excitación externa como por ejemplo, el soporte de un motor, el brazo de un ventilador de pared que esté sometido a grandes vibraciones o bien el poste de una *Steady-cam*, utilizada para la filmación de escenas de acción. Las vibraciones, al tratarse de oscilaciones alternantes, pueden además afectar considerablemente la vida útil de los equipos, provocando fallas tempranas causadas por el agrietamiento provocado por el fenómeno de fatiga.

Hoy en día son muy conocidos los dispositivos antisísmicos implementados en edificios, como los aisladores elastoméricos implementados en el Edificio San Agustín (P. Universidad Católica de Chile) o bien, los aisladores tipo FPS (*Friction Pendulum System*) del Aeropuerto Internacional de San Francisco, entre otros. Sin embargo, poco se sabe de aplicaciones sencillas que podrían traer grandes ventajas en caso de implementar algún tipo de absorbedor de vibraciones y que finalmente podrían traducirse en una reducción de costos de mantenimiento, extensión de tiempo de vida del aparato y aumentar la confiabilidad en los equipos.

Es por eso que en este estudio se buscó verificar la efectividad de un absorbedor de vibraciones y presentar los resultados obtenidos al realizar un análisis de vibraciones en una viga empotrada, sometida a excitaciones armónicas provocadas por desbalance, contrastando el comportamiento del sistema y la confiabilidad de este tras la instalación de un absorbedor de vibraciones dinámico sencillo. Además de presentar de manera breve las principales consideraciones de diseño que este debiera tener.

METODOLOGÍA

Para el desarrollo de esta investigación, se realizaron simulaciones computacionales del comportamiento dinámico del sistema, con ayuda de los software Matlab y Simulink, mediante distintos métodos, partiendo de lo general a través de modelos sencillos utilizando aproximaciones razonables, para finalmente afinar resultados con modelos de elementos finitos, resolviendo la siguiente ecuación diferencial:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = f$$

la que puede ser reescrita convenientemente en términos de la matriz de rigidez dinámica, transformando nuestro problema real a uno complejo equivalente, mediante fasores según:

$$\begin{aligned} Zx &= f \\ Z &= -\omega^2 M + j\omega C + K \\ f &= m_a r_a \omega^2 \end{aligned}$$

donde M , C y K son las matrices de masa, amortiguamiento y rigidez del sistema compuesto por los distintos elementos.

Los datos ingresados a la simulación fueron datos empíricos, medidos a lo largo del proceso de fabricación de un prototipo, que sirvió finalmente para corroborar experimentalmente el comportamiento efectivo del absorbedor.

El prototipo consistió en una viga empotrada de 1m de longitud, construida con un perfil cuadrado de Al6061 de $25 \cdot 25 \cdot 1,3$ (medidas en mm), con un motor eléctrico en su extremo, el que presentaba un desbalance de 490 g cm y giro perpendicular a su eje axial (Figura 1).

Los parámetros necesarios para la simulación fueron las masas del sistema, como también la amortiguación a la cual estaría sometida la viga. Para el cálculo de esta, el estudio se basó en el método del decremento logarítmico, mediante el cual era posible estimar el factor de amortiguamiento del sistema.

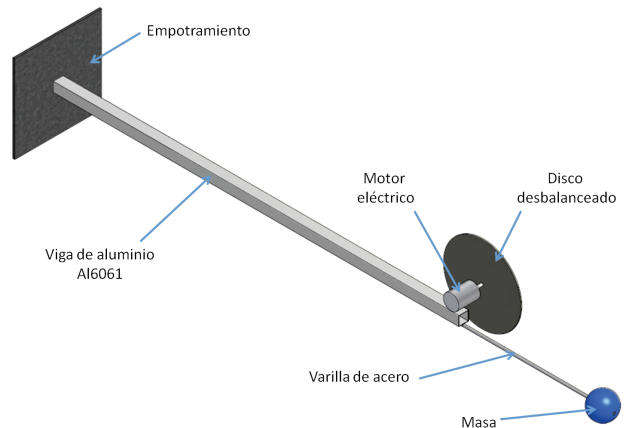


Figura 1. Diagrama del sistema tras la instalación de un absorbedor.

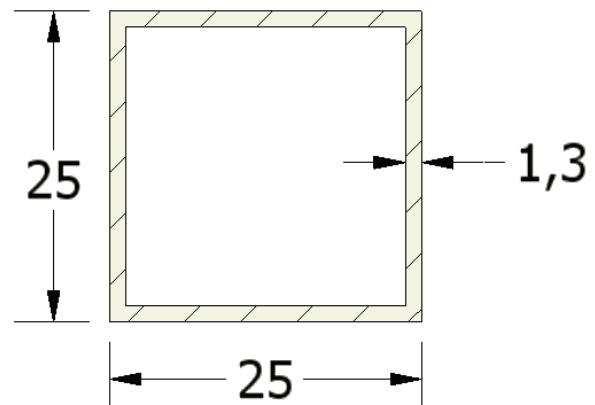


Figura 2. Sección transversal de la viga de aluminio.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Tabla 1. Parámetros del modelo.

Parámetro	Magnitud	Unidad
Módulo elástico viga	70	GPa
Longitud viga	1,05	m
Ancho viga	0,025	m
Espesor perfil de viga	0,0013	m
Inercia perfil de viga	$1,1572 \times 10^{-8}$	m^4
Masa viga	0,3135	kg
Rigidez flexural viga	$2,0992 \times 10^3$	N/m
Masa desbalance	0,07	kg
Distancia desbalance	0,07	m
Masa motor	0,3740	kg
Longitud varilla absorbedor	0,38	m
Diámetro varilla absorbedor	0,006	m
Inercia varilla absorbedor	$6,3617 \times 10^{-11}$	m^4
Rigidez varilla absorbedor	512,8845	N/m
Masa absorbedor	0,1176	kg

Diseño del absorbedor de vibraciones

Para el correcto diseño de un absorbedor de vibraciones, es necesario crear un dispositivo cuya **frecuencia natural** coincida con la frecuencia de excitación externa del sistema que se desee aislar. Luego, resulta primordial determinar la masa que se deberá instalar en el extremo del dispositivo con el fin de mitigar efectivamente las vibraciones del sistema a la velocidad de funcionamiento del motor generador de excitaciones.

El diseño del absorbedor dinámico dependerá esencialmente de la velocidad de operación del sistema, como también de la rigidez del elemento que se utilice para su acople con el sistema que se desea aislar, según:

$$\omega = \sqrt{k/m}$$

En caso de que el material que se utilice esté ya determinado (varilla de acero en nuestro caso), la masa que se deberá instalar en el absorbedor será mayor mientras más baja sea la velocidad de operación del motor y menor en caso contrario. De esta manera, se obtiene un valor de 86 g para una velocidad de operación de 744 rpm.

En este estudio fue posible estimar las frecuencias naturales del sistema antes y después de la implementación del absorbedor de vibraciones, mediante el método de modos y valores propios de las matrices del sistema. La instalación del absorbedor en la viga empotrada, produce cambios en las frecuencias naturales del sistema, como se observa en el gráfico a continuación.

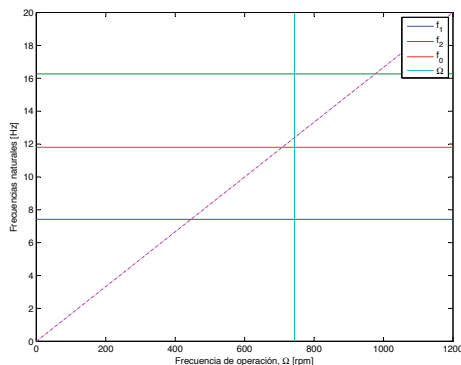


Figura 3. Comparación de frecuencias naturales, tras la instalación del absorbedor de vibraciones.

En la Figura 3, f_0 corresponde a la frecuencia natural del sistema inicial; f_1 y f_2 son las nuevas frecuencias naturales; Ω representa la velocidad nominal de operación del motor, mientras que la línea segmentada indica la excitación de las distintas frecuencias naturales que provoca el aparato a medida que aumenta su velocidad de operación.

Se observa que inicialmente, la frecuencia natural era excitada a velocidades de operación cercanas a 708 rpm (intersección entre f_0 y la línea segmentada) y que tras la instalación del absorbedor dinámico, el sistema resonará a velocidades cercanas a 445 rpm y a 976 rpm, puntos donde se interseca f_1 y f_2 con la línea segmentada.

Como consecuencia de variar las propiedades del sistema, —para velocidades de operación cercanas a los 744 rpm—, este se hallará muy alejado de excitar las frecuencias naturales.

Comportamiento del sistema según modelación

En la Figura 3 se observan los resultados arrojados por el modelo computacional, antes y después de la instalación del dispositivo absorbedor.

Es posible observar que al cabo de 13 minutos, el sistema original se encontró prácticamente en estado estacionario, alcanzando reducciones de su amplitud de un 35% aproximadamente, según indica la línea azul. Esta demora se debe principalmente al bajo amortiguamiento del sistema.

Si agregamos un absorbedor dinámico, cuyo comportamiento se muestra en color rojo, se observa que las amplitudes del sistema serán mucho más constantes en el tiempo que en el caso anterior, además de presentar amplitudes de respuesta mucho menores tanto en la transiente como en estado estacionario.

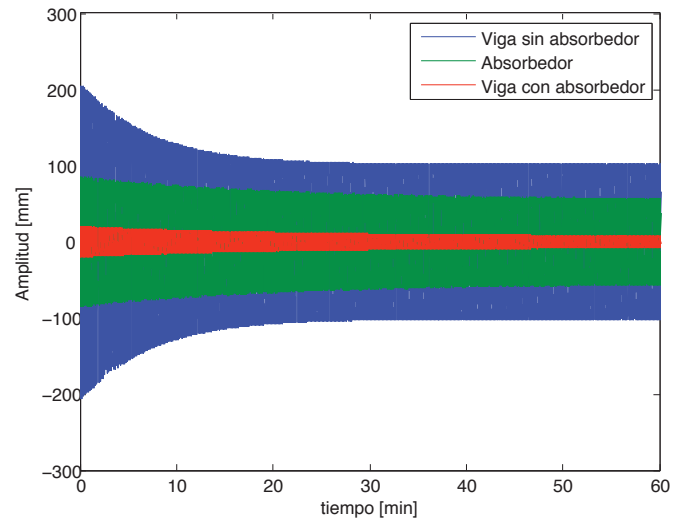


Figura 4. Amplitud de respuesta transitoria del sistema sin y con absorbedor.

Se observa que el sistema tendrá las mayores amplitudes de respuesta en los primeros instantes de operación, por lo que será en ellos donde se obtendrá el comportamiento más desfavorable para la viga, en especial para el sistema sin el absorbedor de vibraciones.

Al enfocarnos en los primeros instantes, como se muestra en la Figura 4, se observan amplitudes de 20 cm para el sistema inicial y de 18 mm en el caso del absorbedor, las cuales serán las mayores amplitudes alcanzadas por el sistema a la velocidad de operación del motor de 744 rpm, en los instantes iniciales de la transiente.

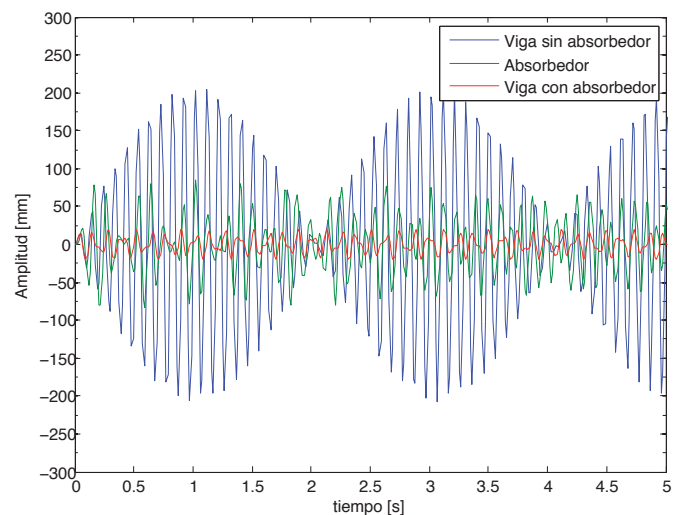


Figura 5. Amplitud de respuesta transitoria para intervalo de tiempo de 0 a 5 s.

Para el estado estacionario, es decir, después de que el sistema ha alcanzado un equilibrio, es posible hacer un análisis de las distintas amplitudes del sistema en función de la velocidad de operación del motor, como se indica en la Figura 5. Se observa que los valores máximos son alcanzados cuando se excitan sus frecuencias naturales, obteniéndose amplitudes del extremo libre de la viga cercanas a 8 cm para el caso inicial y de aproximadamente 5 mm tras la instalación del absorbedor dinámico. Por ello, se esperaría una efectividad de un 94% para el estado estacionario y de un 91% para el estado transitorio.

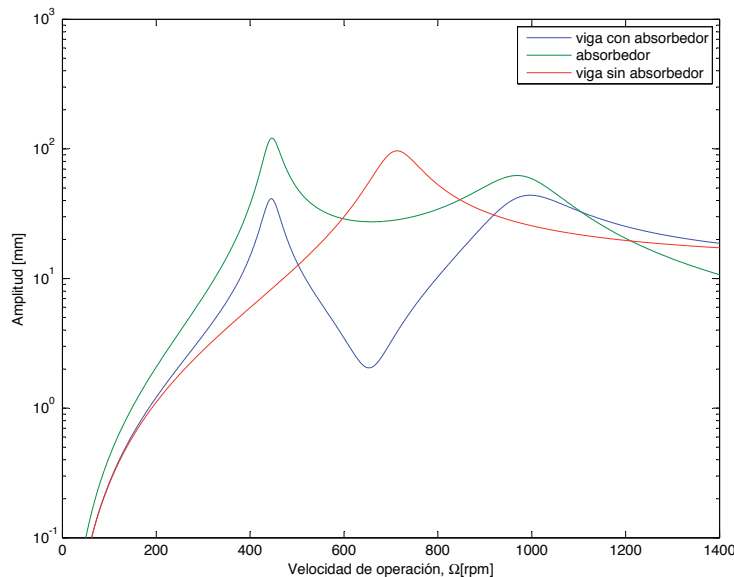


Figura 6. Amplitud de respuesta estacionaria en función de la velocidad de operación.

Análisis de tensiones

Las tensiones a las que se someterá el sistema se relacionan linealmente con las amplitudes de vibración. Luego, para velocidades de operación de 744 rpm se estimó lo siguiente, según criterio de fluencia plástica:

Tabla 2. Análisis de tensiones máximas en estado estacionario.

	Antes del absorbedor	Con absorbedor
σ		13 MPa
F.S.	0,63	9,16

Tabla 3. Análisis de tensiones máximas en estado transitorio

	Antes del absorbedor	Con absorbedor
σ	476 MPa	42,8 MPa
F.S.	0,25	2,80

En consecuencia, gracias a las grandes mitigaciones en la amplitud causadas por el absorbedor las tensiones en la viga se redujeron considerablemente.

Es interesante notar que, según las modelaciones realizadas y para las dimensiones de la viga, se observará fluencia plástica para velocidades de operación cercanas a las 744 rpm. Pero si se instalase oportunamente un absorbedor dinámico como el diseñado para este estudio, se aseguraría que el sistema no sufra de deformación plástica.

Comportamiento empírico observado en el prototipo

Si bien durante el desarrollo de esta indagación no fue posible realizar pruebas a velocidades de operación del motor que generaran resonancia, sí fue posible observar los efectos que trae la instalación de un absorbedor de vibraciones en una viga empotrada sometida a excitaciones armónicas, incluso para velocidades lejanas a la resonancia.

Se observaron amplitudes máximas en la viga de 6 cm para el sistema inicial y de solo 6 mm luego de la implementación del dispositivo, lo que se traduce en una mitigación de vibraciones en un 90%.

Los resultados observados en el prototipo experimental se documentaron a través de un video, el que se encuentra en la siguiente dirección: youtu.be/WDzLtd3e-r0

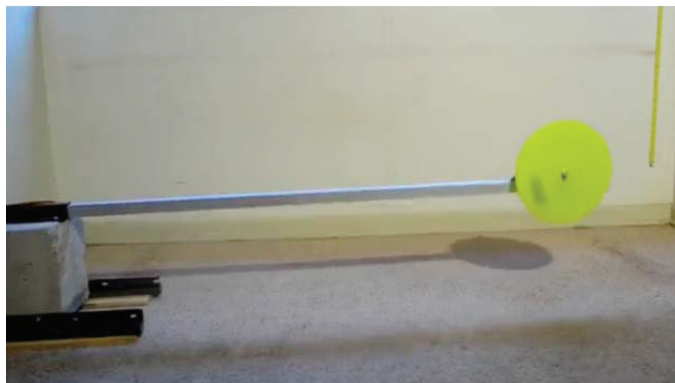


Figura 7. Prototipo experimental antes del absorbedor dinámico.

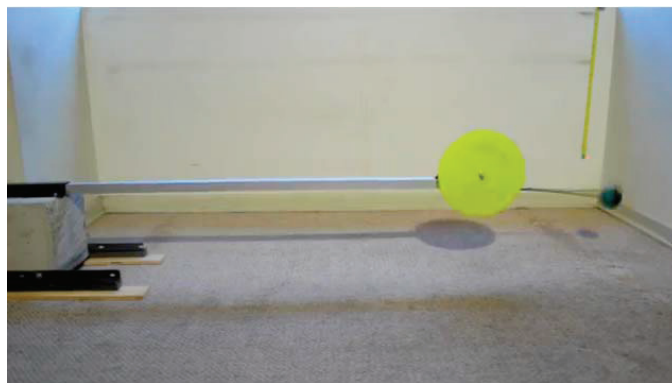


Figura 8. Prototipo experimental tras la instalación del absorbedor dinámico.

CONCLUSIONES

En la práctica existen diversos diseños, estructuras y mecanismos que se comportarán de maneras distintas frente al fenómeno de la resonancia. Es por esto que se hace indispensable una modelación previa del diseño para analizar las consecuencias que este podría sufrir al estar sometido a excitaciones armónicas o asincrónicas. De esta forma se podría predecir el comportamiento, permitiéndonos actuar de manera oportuna para prevenir los diversos tipos de fallas, ya sea por fluencia plástica, fractura o fatiga.

Las tensiones a las que estará sometida la viga serán proporcionales a las amplitudes de respuesta del sistema, por lo que la instalación de un dispositivo absorbedor traerá grandes ventajas, reduciendo tensiones máximas y, por ende, alargando su vida útil frente a la fatiga.

La instalación de un absorbedor de vibraciones en dispositivos expuestos a excitaciones externas puede traer grandes ventajas, teniendo un comportamiento muy efectivo en términos de mitigación de vibraciones. Dicho efecto cobra más protagonismo cuando el sistema es alterado a frecuencias cercanas a la natural.

Mediante el trabajo realizado, se obtuvo una efectividad de mitigación del 94% según modelación computacional. Sumado a lo anterior se comprobó experimentalmente que incluso cuando el motor opere a velocidades que no producen resonancia, se podría lograr una efectividad de 90%.

La principal razón que explica la gran efectividad de estos dispositivos es que la frecuencia natural del sistema absorbedor (fácilmente diseñable) debe coincidir con la frecuencia de excitación provocada por la fuerza externa. De esta forma se logra, tras su instalación, que las oscilaciones naturales del sistema original sean modificadas. Lo anterior se traduce en que las estimulaciones que generaban grandes amplitudes en el sistema original excitaran al sistema modificado a frecuencias lejanas a sus frecuencias críticas, siendo finalmente el absorbedor el mayormente perturbado a la velocidad de operación del motor para la cual fue diseñado.

Los sistemas que presentan muy baja amortiguación pueden llegar a tardar varios minutos en alcanzar el estado estacionario, siendo los instantes iniciales los más críticos, ya que ahí es cuando se alcanzan mayores amplitudes de vibración. Sin embargo, independiente de la amortiguación del sistema, se pueden observar mitigaciones en la amplitud de respuesta en un porcentaje considerable tras la instalación de un disipador dinámico.

PRINCIPIO CIENTÍFICO UTILIZADO

Vibraciones mecánicas:

No existe una definición bien exacta de vibración; sin embargo, se pueden considerar como vibraciones las variaciones periódicas temporales de diferentes magnitudes. Específicamente, una vibración mecánica es el movimiento de un cuerpo que oscila alrededor de una posición de equilibrio. Al intervalo de tiempo necesario para que el sistema efectúe un ciclo completo de movimiento se le llama periodo de la vibración. El número de ciclos por unidad de tiempo define la frecuencia del movimiento. El desplazamiento máximo del sistema desde su posición de equilibrio se llama amplitud de la vibración.

Son muchas las causas de las vibraciones mecánicas, pero básicamente se encuentran estrechamente relacionadas con tolerancias de mecanización, desajustes, movimientos relativos entre superficies en contacto, desbalances de piezas en rotación u oscilación, etc.

La mayor parte de vibraciones en máquinas y estructuras son indeseables porque aumentan los esfuerzos, las tensiones y las pérdidas de energía. Además, son fuente de desgaste de materiales, de daños por fatiga y de movimientos y ruidos indeseados [10].

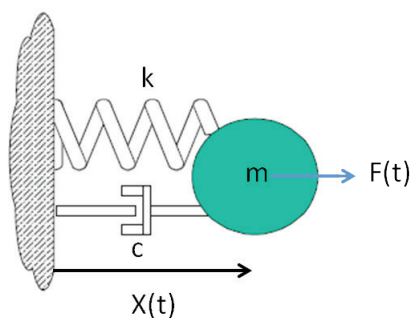


Figura 9. Sistema con un grado de libertad.

Todo sistema mecánico tiene características elásticas (k), de amortiguamiento (c) y una fuente de excitación externa (F) o de oposición al movimiento, tal como se muestra en la Figura 9, unas de mayor o menor grado que otras. Debido a que los sistemas tienen esas características, el sistema vibra cuando es sometido a una perturbación.

Si la perturbación tiene una frecuencia igual a la frecuencia natural del sistema, la amplitud de la respuesta puede exceder la capacidad física del mismo, ocasionando su destrucción [10].

Aplicando la segunda ley de Newton al sistema masa-resorte-amortiguador de la figura anterior, se deduce la siguiente ecuación diferencial que describe el comportamiento del sistema.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t)$$

GLOSARIO

Frecuencia natural: Todo cuerpo posee masa y rigidez. En vibraciones, es bien conocido que la frecuencia natural de un sistema es la raíz del cociente de la rigidez equivalente y la masa equivalente. Cuando un objeto recibe ondas de choque, éste de forma natural produce resonancia. La frecuencia natural es el proceso que de manera natural es producido por las ondas de choque con los objetos.[8]

Resonancia: Cuando la frecuencia de la fuente emisora de ondas coincide con la frecuencia natural del resonador (objeto que oscila) se llega a una condición conocida como resonancia. La resonancia se define como la tendencia de un sistema físico a oscilar con una amplitud mayor en algunas frecuencias. La amplitud del sistema oscilante depende de la magnitud de la fuerza que se le aplique periódicamente al emisor de ondas y también está relacionada con las frecuencias de ondas del emisor y la frecuencia natural del sistema oscilante. En condición de resonancia, una fuerza de magnitud pequeña aplicada por el emisor puede lograr grandes amplitudes de oscilación en el sistema resonador, creando con ello perturbaciones marcadas en el sistema resonador.[9]

REFERENCIAS

1. Barajas, O. M. (n.d.). El prisma, portal para investigadores y profesionales. Recuperado en noviembre de, 2013, desde http://www.elprisma.com/apuntes/ingenieria_mecanica/vibracionesmecanicas/
2. Chopra, A. K. Dynamics of Structures. New Jersey, Prentice-Hall Inc., 2001.
3. Ehrich, F. (ed.) Handbook of Rotordynamics, Florida, Krieger Publishing Company, 2004.
4. Géradin, M., Rixen, D. Mechanical Vibrations, Wiley, 2° edición, 1997.
5. Harris, C.M., Shock and Vibration Handbook, Mc-Graw-Hill, 4° edición, 1996.
6. Lalanne, M. and Ferraris, G., Rotordynamics Prediction in Engineering, John Wiley and Sons, 2° edición, 1998.
7. Pascual, R., Análisis de vibraciones en máquinas rotatorias, Pontificia Universidad Católica de Chile, 2011.
8. Seto, M., Vibraciones Mecánicas, Serie Schaum, McGraw-Hill, 1970.
9. Teoría de sistemas vibratorios, recuperado en agosto de 2013, desde <http://www.tav.net/transductores/teoria-sistemas-vibratorios.pdf>

EQUIPO DE INVESTIGADORES

- 1 Philippe Bordali
- 2 Profesor Rodrigo Pascual



1



2