

DISIPACIÓN DE ENERGÍA DE UN ELEMENTO VIBRANTE POR FRICCIÓN SECA

E. Contreras^a, D. Szwedowicz^b, J. Bedolla^b

^a Universidad Tecnológica Emiliano Zapata – UTEZ

Av. Universidad Tecnológica No. 1, Col. Palo Escrito, C.P. 62760, Emiliano Zapata, Morelos.

^b Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico – Cenidet

Depto. de Ingeniería Mecánica, Interior Internado Palmira s/n, Cuernavaca, Morelos, México, C.P. 62490.

RESUMEN

En el trabajo se presenta el análisis experimental de un elemento vibrante con amortiguamiento que se induce por fricción. El sistema analizado puede usarse como sistema pasivo en el control de vibraciones. Se estudia el efecto de la geometría de pares de contacto entre un elemento vibrante y otro que aplica carga normal. Los tipos de contacto en el análisis corresponden a las formas geométricas: superficial, lineal y puntual. Las pruebas de contacto se realizaron para diferentes materiales: acero-acero, acero-bronce y acero-aluminio. Se diseñó e instrumentó un banco experimental para el análisis. Con las señales de respuesta del sistema vibrante, se obtuvieron las curvas de histéresis que contribuyen al amortiguamiento. Se analizó la modificación del área de la curva de histéresis en función de la frecuencia de excitación. Se verificó que el contacto superficial presenta mayor disipación de energía en comparación con los otros tipos de contacto analizados y para las mismas condiciones de prueba. Finalmente se indican posibles aplicaciones del estudio realizado.

Palabras Claves: Elemento vibrante, fricción seca, amortiguamiento, contacto superficial.

INTRODUCCIÓN

La fricción es uno de los pocos métodos factibles de amortiguamiento para sistemas en condiciones de trabajo extremas, como álabes de turbinas de gas. En aislamiento sísmico, la fricción es la elección natural para aislar el choque de manera relativamente simple [Chi-Chang y otros, 2009; Takewaki, 2009; Tsai y otros, 2008; Oviedo y Duque, 2006; Ferri, 1995]. Cuando las estructuras vibran, sus características son esencialmente descritas por sus ciclos de histéresis, que indican la relación: desplazamiento y fuerza tangencial. El área del ciclo de histéresis es proporcional a la energía que el sistema puede disipar como función del movimiento de sus componentes.

Los estudios relacionados con fricción están en constante desarrollo, porque el fenómeno todavía no puede ser descrito en su totalidad. Dentro de los estudios de fricción Laxalde y otros [2007] presentan una estrategia para amortiguamiento en turbinas usando anillos de fricción, donde la energía se disipa por el movimiento relativo entre el anillo y el disco de la turbina. Fillipi y otros [2004] diseñaron un

sistema de medición de fuerzas de contacto tangenciales y desplazamientos para un amplio rango de desplazamiento y cargas normales. Usaron diferentes pares de materiales para las pruebas. Para cada par de contacto registraron los ciclos de histéresis, y los usaron para calcular la rigidez tangencial de contacto. La rigidez de contacto equivalente la calcularon como función de amplitud de desplazamiento relativo. Los resultados les permiten determinar parámetros para el diseño de amortiguadores de álabes de turbina. Sanliturk y otros [1997] presentan un Método de Balance Armónico para el modelado analítico y numérico de un amortiguador de fricción en el dominio de la frecuencia, explorando la viabilidad de alternativas equivalentes del dominio del tiempo, optimizando una técnica capaz de representar geometrías reales. Cigeroglu y otros [2006] presentan un modelo dinámico de fricción unidimensional que incluye inercia de un amortiguador. Para su estudio usan una viga en contacto con el piso, unida a un resorte y excitada en forma armónica. En estudios de contacto se presentan características que modifican la rigidez tangencial de contacto [Filipi, 2004].

Para estudios de elementos vibrantes con contacto, de forma general, el primer paso consiste en determinar sus frecuencias naturales; así como la fuerza normal de contacto y la frecuencia de excitación. En investigaciones relacionadas con vigas en cantilever Leissa y Sonalla [1991] presentan un estudio cuyos resultados indican que para una viga real es necesario considerar al menos tres tipos de amortiguamiento: (1) aerodinámico, a causa del aire, (2) del material, histéresis y (3) fricción en el empotramiento.

Para la estimación del comportamiento de estructuras vibrando que incluyen contacto con fricción seca, es necesario considerar la dependencia de propiedades del material, superficies y geometrías. Así como la velocidad relativa, desplazamiento, adherencia, fusión a puntos locales de contacto, deformación plástica y elástica, desgaste, oxidación, lubricación, rigidez de contacto de las piezas e historia del contacto. Pero por otro lado, Bower [2009], indica que para la mayoría de superficies en ingeniería, las cuales tienen contacto sobre un área nominal mayor a 100 m², resultados experimentales muestran que, la fuerza tangencial crítica para iniciar el deslizamiento relativo entre las superficies es solo proporcional a la carga normal. Para lo cual la rugosidad de las superficies tiene un efecto muy reducido sobre la fricción. Ya que duplicando la rugosidad de la superficie, la fuerza de fricción se modifica solo en algunos puntos porcentuales. Bowen también indica que al incrementar la velocidad de deslizamiento por un factor de 10, la fuerza de fricción decrece en apenas un reducido porcentaje. Adicionalmente la respuesta transitoria de cambio de presión de contacto (cargas normales) no ha sido estudiada tan extensamente como la respuesta al cambio en velocidad de deslizamiento.

En función de lo anterior, en el presente trabajo se presenta un estudio experimental de fricción seca con el fin de aplicar éste como sistema pasivo en la disipación de energía de elementos vibrantes, tal como ocurre en tuberías largas con fluctuaciones de presiones internas. El modelo usado en este trabajo corresponde a una

viga en voladizo de sección contante, la cual se somete a vibración forzada. Con el objeto de identificar la mejor condición de amortiguamiento para el elemento vibrante se usan diferentes geometría de contacto para las mismas relaciones de carga normal. Los elementos friccionantes modelan contacto del tipo puntual, lineal y superficial. Así también, para este mismo propósito se usaron diferentes materiales en los pares de contacto los cuales se construyeron de acero, bronce y aluminio. El banco experimental permitió medir directamente las condiciones de fuerza y desplazamiento del elemento vibrante para así obtener las curvas de histéresis. A partir de las áreas que generan las curvas de histéresis se determinó la energía disipada por ciclo presente en el sistema vibrante. Los resultados obtenidos del presente trabajo indican que la geometría de contacto tiene influencia sobre la energía disipada. Esto a diferencia de resultados experimentales publicados donde se indica que la fricción en piezas de ingeniería es independiente de la forma de contacto.

BANCO DE PRUEBAS EXPERIMENTAL

En la Figura 1 se muestra el esquema del banco experimental, que consiste de un elemento flexible viga (V_1) empotrada – libre de 400 mm x 25.4 mm x 4.8 m. A 350 mm del empotramiento se coloca el elemento de contacto 1. La pieza de contacto 2 está atornillada a una viga (V_2) articulada – libre de 90 mm x 19 mm x 3.2 mm. Los elementos de contacto 1 y 2 se hacen coincidir y las vigas V_1 y V_2 se orientan perpendicularmente. A la viga V_1 se le aplica una fuerza de excitación armónica (F_e) a 280 mm del empotramiento y perpendicular a la longitud de viga, mediante un excitador electromagnético. La fuerza normal (F_n) que actúa en el par de contacto se logra con pesos muertos, los cuales se sujetan al extremo libre de la viga V_2 . Las vigas usadas en el experimento se seleccionaron en función de su primera frecuencia natural, donde presentan sus máximos desplazamientos, el cual es una variable para determinar la histéresis. Las vigas usadas son de acero 1018.

Las variables consideradas en el experimento son: frecuencia y fuerza de excitación, fuerza normal, materiales y geometrías en el nodo de contacto. La fricción seca se produce por la fuerza normal sobre los elementos de contacto. Además, sobre la viga (V_1) a 110 mm del empotramiento se coloca un puente de galgas extensométricas (SG) que permitan verificar los parámetros de las pruebas experimentales. La excitación se aplica por un tiempo promedio de 30 minutos, hasta que la respuesta del sistema es estable. Posterior a ese tiempo se realizan las mediciones de respuesta del sistema. El experimento se repite cambiando las variables consideradas en el experimento, y partir de las mediciones de respuestas se grafican las curvas de histéresis en cada caso. Con el área de cada curva se obtiene la energía disipada por ciclo del sistema.

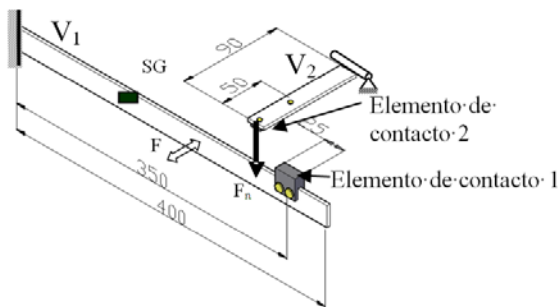


Figura 1. Esquema del modelo propuesto de la viga vibrante V_1 y articulada con fricción V_2 , donde: F_e , F_n , C , SG indican ubicación de excitación, fuerza normal, par de contacto (entre V_1 y V_2) y extensómetros de monitoreo de prueba.

Elementos de contacto

Los elementos de contacto se diseñaron de tal forma que se puedan cambiar rápido y sin modificar la configuración de la prueba. Esto se requiere porque al estar en contacto a vibración forzada eventualmente se presentará desgaste (dependiendo de la carga normal). Se usaron tres diferentes materiales (acero, bronce y aluminio) y tres geometrías que permitieron modelar tres tipos de contacto (plano, lineal y puntual). Los elementos de contacto y sus formas geométricas se presentan en la Figura 2. Éstos elementos se colocan como interfaz entre la región de contacto de las vigas V_1 y V_2 que se presentan en la Figura 1. Las combinaciones de material para los diferentes pares de contacto fueron: acero-acero, acero-bronce y acero-

aluminio. El elemento friccionante con ranura (Figura 2) se fija en la viga V_1 a 350 mm del empotramiento. Los otros elementos, en cada caso, se fijan en el extremo libre de la viga V_2 para generar los tipos de contacto superficial, lineal y puntual.



Figura 2. Elementos de contacto: a) puntual, b) lineal y c) superficial.

Sistema de medición

En la Figura 1 se presenta la viga vibrante V_1 con la ubicación de los sensores y extensómetros. A partir de pruebas preliminares de frecuencias naturales, desplazamiento, y deflexión, se determinó la ubicación de los puntos de medición y los pesos usados en la fuerza normal para realizar las estimaciones de amortiguamiento por fricción seca. El sistema presentado en la Figura 1 se instrumentó con los siguientes instrumentos: 2 acelerómetros Kistler 8628B50, sensor de fuerza Kistler 9712B5, un puente de strain gage ED-DY-125AD-350, desplazómetro SKF CMSS665, excitador electromagnético LDS V400. Además, para la viga V_2 se colocaron diferentes pesos muertos para obtener la fuerza normal F_n de contacto entre los pares de contacto. El registro de señales se realizó con un analizador HP 3566A. Las pruebas se llevaron a cabo excitando la viga V_1 alrededor de la primera frecuencia natural.

RESULTADOS EXPERIMENTALES

Como primer paso se obtuvieron los valores de las frecuencias naturales de la viga V_1 con y sin el elemento de contacto. La Figura 3 muestra una curva representativa de las respuestas en dominio de la frecuencia para los primeros

modos de la viga V_1 , sin elemento de contacto.

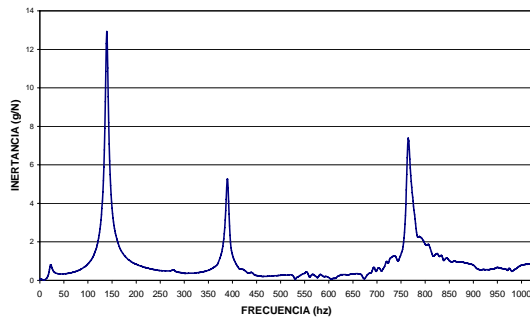


Figura 3. Respuesta experimental en dominio de la frecuencia para la viga 1 (V_1).

Para analizar la influencia de la carga normal en las frecuencias del sistema se utilizó un contacto superficial acero-acero. Para la fuerza normal se utilizaron pesos muertos colocados en el extremo libre de la viga V_2 , los pesos usados fueron 0, 4.59, 6.55, 8.52, 10.48, 22.14, 27.15, 31.8 y 65.73 N. Con éstos se obtienen las frecuencias naturales en función de las cargas normales aplicadas en la zona de contacto.

Para la medición de las frecuencias naturales, la prueba se llevó a cabo golpeando la viga V_1 con el martillo de impacto Klistler en un punto a 50 mm del empotramiento. Se obtuvo que para una carga normal límite de 7.53 N, el sistema pasa de una viga en cantilever a una doblemente empotrada, por las condiciones de fricción. Se realizó un análisis numérico de frecuencias, y se encontró que la primera frecuencia natural de la viga doble empotrada corresponde a la segunda frecuencia natural de la viga en cantilever, y así sucesivamente. Se concluye que la carga normal es una parte importante en el experimento de disipación de energía por fricción seca, ya que en este caso para cargas pequeñas se produce disipación de energía por fricción, pero para cargas normales grandes se tiene una configuración doblemente empotrada. En este último caso, para el sistema analizado, la disipación de energía es solo por amortiguamiento interno del material. Las pruebas se realizaron usando excitación de 1 N, 7 N y 12 N, y frecuencias de excitación desde 10 Hz hasta 50 Hz.

La Figura 4 es un ejemplo representativo de los resultados. En ésta se muestran las curvas de respuesta para una frecuencia de excitación de

14 Hz y un peso de 10.48 N. Se muestra que la parte A – B (“recta”) de la gráfica de fuerza coincide con la pendiente positiva de la gráfica de desplazamiento (A – B), y la pendiente de la fuerza de excitación (puntos B – C) coincide con la parte “recta” del desplazamiento (B – C). En función de estos resultados, de forma general se considera que para la parte “recta” (A - B) de la fuerza de excitación representan movimiento de deslizamiento. De manera análoga, se considera que la parte recta del desplazamiento representa deformación elástica o movimiento de micro adherencia entre los elementos en contacto.

A partir de los resultados de las pruebas, que se realizaron para los pares de contacto y geometría de contacto, se obtuvieron las curvas de histéresis de fricción seca, además de calcular la energía disipada por ciclo (ΔW) mediante la siguiente ecuación [Rao, 1990]:

$$\Delta W = \pi F_0 X \sin\phi \quad (1)$$

donde: F_0 es la fuerza de excitación, X es la amplitud de movimiento relativo en los elementos de contacto, y $\sin\phi$ es la diferencia de fase.

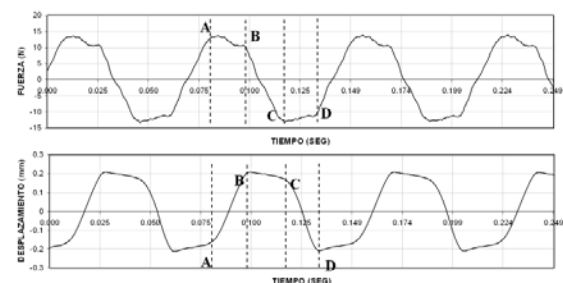


Figura 4. Gráficas de respuesta en el dominio del tiempo para frecuencia de excitación de 14 Hz y fuerza normal de 10.48 N.

La curva de histéresis se construye graficando la fuerza contra el desplazamiento, para los correspondientes tiempos. Un ejemplo representativo para una fuerza normal de 10.48 N se muestra en la Figura 5 con los puntos A-B-C-D de la Figura 4, los cuales incluyen un ciclo de desplazamiento.

En la Figura 5 se observa que en el segmento A-B la fuerza se mantiene aproximadamente constante, mientras que el desplazamiento va de su valor mínimo a su máximo. En el segmento

B-C el desplazamiento es aproximadamente constante pero la fuerza de excitación disminuye de su máximo a su mínimo. En las regiones C-D y D-A de la curva de histéresis se invierte el proceso antes descrito. Los segmentos BC y DA representan el estado de adherencia o deformación elástica. Mientras que los segmentos AB y CD representan el estado de macro-deslizamiento. Para obtener el área de las curvas de histéresis se elaboró un programa en AUTOLISP, con lo cual se convierte la gráfica en un archivo de dibujo, y con este último se calculó el área de la curva con el software AUTOCAD.

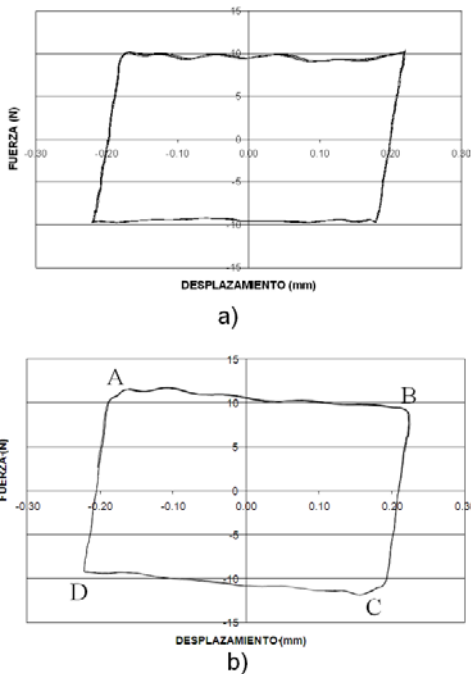


Figura 5. Curvas de histéresis para contacto superficial acero-acero, fuerza normal 10.48 N y frecuencia de excitación: a) 10 Hz, b) 14 Hz.

De los resultados, también se observó que al disminuir el desplazamiento (cuando la frecuencia de excitación se separa de la frecuencia natural), las curvas de histéresis cambian su forma de un paralelogramo a una forma elíptica y rotan en sentido de las manecillas del reloj. En función de estos resultados, se observó que la frecuencia de excitación modifica el área de histéresis. Estos es, cuando la excitación se encuentra en la región de la frecuencia natural del sistema, los desplazamientos son mayores y en

consecuencia la disipación de energía es mayor, que cuando la frecuencia de excitación se aleja de la zona de resonancia, esto para las mismas condiciones de carga normal y fuerza de excitación.

Por otro lado, de las pruebas realizadas se obtuvo, de forma general, que las mayores áreas de las curvas de histéresis se presentaron para los contactos de tipo superficial, en comparación con lineal o puntual. Esto bajo similares condiciones de prueba de los diferentes pares de materiales en contacto. Además, considerando solo contacto superficiales, de los resultados obtenidos se tiene que la combinación de acero – aluminio es la que presenta la menor área histéresis por ciclo. Mientras que el contacto acero-acero es el que presenta una mayor área. Resultados para contacto superficial y diferentes materiales de contacto se presentan en la Figura 6, con una excitación de 7 N, fuerza normal de 4.59 N y frecuencia de excitación de 12 Hz. Este comportamiento se atribuye a las rigideces tangenciales que se presentan en el área de contacto. Ya que mientras para el acero-acero, la deformación es simétrica en ambos elementos del par de contacto, en los casos restantes, se presenta mayor deformación en uno de los materiales en contacto. Esta condición, limita el macro-deslizamiento relativo que se presenta en superficies más deformadas y aumenta el micro deslizamiento y el área real de contacto. Por otro lado, el incremento de deformación local de contacto modifica el área real de contacto y en consecuencia las condiciones de adherencia de los pares de materiales. De forma análoga se considera que este mismo comportamiento de modificación de área de contacto se presenta tanto para el contacto puntual como el lineal. Entonces en forma proporcional, el área real local de contacto limitan los deslizamientos relativos que se presentan entre las partes en contacto. En este sentido para el contacto superficial se logra una distribución más uniforme de la presión sobre un área mayor de contacto, lo que reduce la presión real local de contacto y permite un mayor deslizamiento relativo. Esto genera que el par de contacto con una mayor rigidez tangencial presente la mayor

área de histéresis y en consecuencia la mayor cantidad de energía disipada por ciclo de operación del sistema.

La Figura 6 muestra en las mismas condiciones de prueba, el par de contacto acero-acero es el que presenta mayor área de histéresis y por lo tanto la mayor disipación de energía. Esta área es aproximadamente el doble que la presentada por el par acero-aluminio, y aproximadamente 75 % del área del par acero-bronce. Estos resultados permiten considerar que el tipo de contacto superficial con materiales acero-acero puede ser aplicado en sistemas de control pasivo de vibraciones. Cuyo contacto no requiere de tratamientos adicionales para operar en condiciones ambientales.

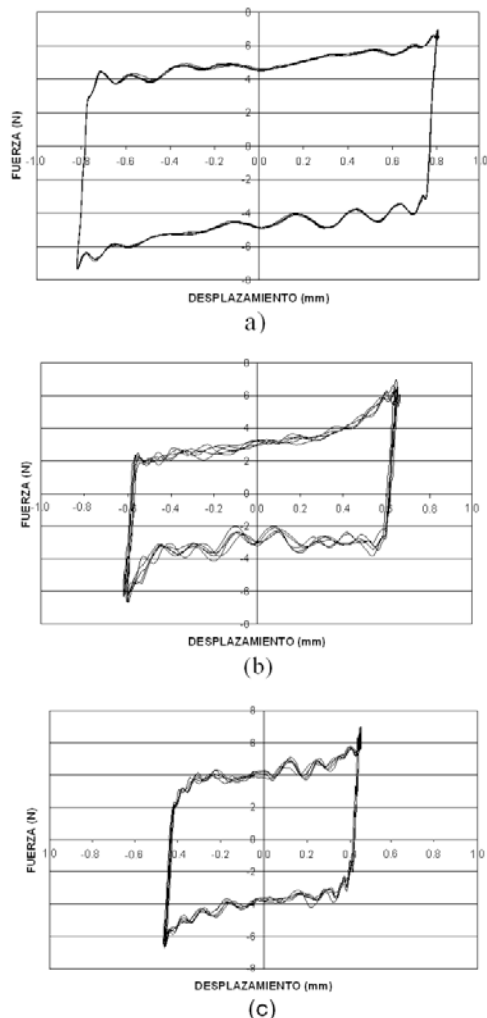


Figura 6. Curvas de histéresis, contacto superficial, con pares: a) acero-acero, b) acero-bronce, c) acero-aluminio.

CONCLUSIONES

Se presentó la descripción de un banco experimental para realizar pruebas de amortiguamiento de un sistema por fricción seca, con tres diferentes tipos de contacto geométrico y materiales. Se verificó que la vibración de viga en cantilever disminuye cuando se aplican elementos de fricción seca. A partir del desplazamiento y fuerza de excitación aplicada en presencia de fricción se obtuvieron curvas de histéresis para diferentes formas geométricas de contacto y materiales en contacto.

Se confirmó que la carga normal es un parámetro importante en el análisis del amortiguamiento por fricción seca, ya que cargas pequeñas producirán poca disipación de energía y cargas grandes generaran un enclavamiento. Por lo cual es necesario establecer características de la carga normal de acuerdo al sistema que se pretenda amortiguar. Si disminuye el desplazamiento relativo de los elementos de contacto (excitación lejos de la resonancia o con pequeños desplazamientos) las curvas de histéresis tienden a una forma elíptica, se incrementa la rigidez tangencial de contacto, y disminución la energía disipada por el sistema.

Al aumentar la frecuencia de excitación las curvas de histéresis presentan una segunda rigidez tangencial de contacto en sentido de las manecillas del reloj.

De acuerdo a los resultados obtenidos, el contacto superficial disipa una mayor cantidad de energía por ciclo. El tipo de contacto acero-acero presenta buenos resultados para utilizarlo en un sistema de amortiguamiento por fricción seca. Este tipo de amortiguamiento puede ser usado en sistemas de tuberías a presión, donde por su propio funcionamiento presentan vibraciones. La tubería puede recubrirse en determinados puntos con elementos friccionantes y ponerlas en contacto mediante pares de contacto que contribuyan a disipar la energía mediante fricción. Con este sistema se reducen amplitudes de vibración que fatiguen en forma temprana al material; así como también se reducen concentraciones de esfuerzos que se presentarían al usar elementos

de restricción rígidos en lugar de elementos friccionantes.

REFERENCIAS

Bower A.F., 2009, "Applied Mechanics of solids", CRC press.

Cigeroglu E., Wangming L., and Chia-Hsiang M., 2006, "One-Dimensional Dynamic Microslip Friction Model", *Journal of Sound and Vibration*, 292, pp 881-898.

Chi-Chang L., Ging-Long L., W., 2009, *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, John Wiley and Son, Ltd.

Feeny B. F., Guran A., Hinrichs N., and Popp K., 1998, "A Historical Review of Dry Friction an Stick-Slip Phenomena", *Applied Mechanics Reviews*, 51(5) pp. 321-341.

Ferri A. A., 1995, "Friction Damping and Isolation Systems", *ASME Special 50th Anniversary Design Issue*, 117, pp 196-206.

Filipi S. 2004, "Experimental Validation of Contact Models for Small Tangential Displacements" *Dipartimento di Meccanica, Politecnico di Torino*.

Fillipi S., Gola M, and Akay A., 2004, "Measurement of Tangential Contact Hysteresis During Microslip", *Atti AIAS 2003, Salerno*, Art, 111.

Laxalde D., Thouverez F., Sinou J., Lombard J., 2007, "Qualitative Analysis of Force Response of Blisks with Friction ring Dampers", *European Journal of Mechanics – A/Solids*, 26(4), pp. 676-687.

Leissa A. W., and Sonalla M. I., 1991, "Vibrations of Cantilever Beams With Various Initial Conditions", *ASME Journal of sound and Vibration*, 150, pp.83-99.

Oviedo J.A. y Duque M.P., 2006, "Sistema de Control de Respuesta Sísmica en Edificaciones", *EIA* 6 pp. 105-120.

Rao S. S. *Mechanical Vibrations*. (USA, Addison-Wesley Publishing Company, 1990) pp. 63-110.

Sanliturk K., Imregum M., and Edwins D. J., 1997, "Harmonic Balance Vibration Analysis of Turbine Blades with Friction Dampers" *Journal of Vibration an Acoustics* 119 pp 96-103.

Takewaki I., 2009, *Building Control with Passive Dampers – optimal performance based design of Earthkuaques*, John Wiley and Son, Singapore.

Tsai C.S., Po-Ching L., When-Shin C., Tsu-Cheng C., Chen-Tsung Y. and Yung-Chang L., 2008, *Finite Element Formulation and Shaking tables Test of Direction-Optimized-Friction Pendulum System*, *engineering Structures* 30(9), pp. 2321-2329.